



Casa abierta al tiempo

**Análisis Exergo-Ambiental del Desempeño
de una Turbina de Gas Aeroderivada**

Tesis que presenta
Ing. Ignacio Aguilar Adaya
Para obtener el grado de
Maestro en Ciencias (Energía y Medio Ambiente)



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA
METROPOLITANA
UNIDAD IZTAPALAPA

POSGRADO EN ENERGÍA Y MEDIO
AMBIENTE

DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E
INGENIERÍA

**Análisis exergo-ambiental del desempeño de una
turbina de gas aeroderivada**

TESIS

Que para obtener el grado de

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

PRESENTA:

Ing. Ignacio Aguilar Adaya

director:

Dr. Raúl Lugo Leyte

México D.F., 01 de febrero de 2016

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. (CVU/Becario): 587518/30697 para el desarrollo de esta tesis.

Agradecimientos personales

” Antes de ser maestro en ciencias, ingeniero en energía o cualquier otra cosa,
soy campesino ”

Ignacio Aguilar Adaya

A mis Padres: Por el apoyo y confianza que me han brindado en todo momento, gracias por creer en mí, por estar en los momentos difíciles y en los logros que juntos hemos alcanzado, mientras ustedes sigan creyendo en mí, yo daré mi mayor esfuerzo, soy feliz por tenerlos a mi lado.

A mis hermanas: Son un ejemplo a seguir, son mi ejemplo a seguir, definitivamente estoy muy orgulloso de tenerlas como hermanas.

A mis amigos: Como olvidar todos los momentos que pasamos juntos, estudiando, viajando, divirtiéndonos, agradecido de conocerlos.

A los compañeros de la PP2: No es sólo la PP2, la PP2 es un estilo de vida, durante el tiempo que me he encontrado en la planta he aprendido muchas cosas, un gusto convivir con todos, asimismo, agradecer a los profesores Alejandro Torres Aldaco y Raúl Lugo Leyte, por la confianza y todo el apoyo que nos brindan.

Al Dr. Raúl Lugo Leyte: Por haber aceptado a que realizara este trabajo bajo su tutoría y por el apoyo que me brindó en esta etapa de mi vida.

Y finalmente agradecer a mi universidad la UAM, porque me ha dado mucho, experiencias inolvidables. Siempre traeré presente la esencia del lema de la universidad, “*Casa Abierta al tiempo*”, con una mirada hacia la modernidad, abiertos a nuevas ideas, a nuevos pensamientos, a nuevos descubrimientos, pero sin olvidar las raíces de dónde venimos, porque es parte esencial de lo que somos y de lo que queremos llegar a ser.

Comité tutorial

Director:

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

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

IGNACIO AGUILAR ADAYA

El día **1** de **febrero** del año **2016**

Miembros del Jurado

Dr. Miguel Toledo Velázquez

Presidente

Dr. Martín Salazar Pereyra

Secretario

M.C. Alejandro Torres Aldaco

Vocal

Índice general

Resumen	1
Abstract	3
Nomenclatura	5
Introducción	7
1. Turbina de Gas Aeroderivada	13
1.1. Introducción	13
1.2. Antecedentes	14
1.3. Turbina de Gas Aeroderivada GE LM2500+	16
1.4. Análisis Paramétrico de la Turbina de Gas Aeroderivada	21
2. Combustión	28
2.1. Introducción	28
2.2. Descripción del Sistema	29
2.3. Aire	30
2.3.1. Aire Seco	30
2.3.2. Aire Húmedo	30
2.3.3. Humedad Relativa	31
2.3.4. Humedad Específica	31
2.4. Combustible	33

2.5. Proceso de Combustión	34
2.5.1. Combustión estequiométrica	34
2.5.2. Combustión con exceso de aire seco	35
2.5.3. Combustión con exceso de aire húmedo	35
3. Análisis Exergético	40
3.1. Introducción	40
3.2. Antecedentes	41
3.3. Exergía	41
3.3.1. Turbina de gas	44
3.3.2. Compresor	44
3.3.3. Cámara de combustión	45
3.4. Análisis Paramétrico de las Irreversibilidades	46
4. Análisis Exergoeconómico	54
4.1. Introducción	54
4.2. Antecedentes	54
4.3. Proceso de Formación de los Costos Exergéticos	55
4.4. Teoría de los Costos Exergéticos	57
4.5. Estructura Productiva	58
4.6. Reglas de Asignación de Costos Exergéticos	60
4.7. Modelo Recurso-Producto-Residuo de la Turbina de Gas Aeroderivada	66
4.8. Costos Exergoeconómicos	68
5. Indicadores Exergéticos y Ambientales	74
5.1. Introducción	74
5.2. Antecedentes	75
5.3. Indicadores Exergéticos	76
5.3.1. Eficiencia exergética	76
5.3.2. Potencial de mejoramiento exergético	77

5.3.3. Relación de exergía recuperable	77
5.3.4. Factor de destrucción exergético	77
5.4. Indicadores Ambientales	81
5.4.1. Potencial de calentamiento global	83
5.4.2. Potencial de formación de lluvia ácida	84
5.4.3. Potencial de formación de smog	86
6. Mapas de operación de un turbocompresor	88
6.1. Introducción	88
6.2. Antecedentes	90
6.3. Mapa de Operación	90
6.4. Método de Koch	93
Conclusiones	98
Referencias	100
Apéndice	104
A-1. Energía, entropía y exergía	104
A-2. Representación gráfica de la transformación politrópica	107
A-3. Parametric Analysis of a Two-Shaft Aeroderivate Gas Turbine of 11.86 MW	113
A-4. Costos exergéticos de una turbina de gas considerando los gases de escape como pérdida o residuo variando la relación de presiones	119
A-5. Análisis de las irreversibilidades de una turbina aeroderivada	120
A-6. Análisis exergo-ambiental de una turbina de gas aeroderivada mediante indicadores exergéticos y ambientales	121

Índice de figuras

1.1. Diagrama esquemático de una turbina de gas aeroderivada	13
1.2. Diagrama Temperatura-Entropía de una turbina de gas aeroderivada	14
1.3. Evolución de la relación de presiones y de la temperatura a la entrada de la turbina de gas a través de los años (Hunt, 2011)	15
1.4. Eficiencia de compresión isoentrópica en función de la relación de presiones para diferentes eficiencias de compresión politrópicas	18
1.5. Eficiencia térmica en función del trabajo motor al variar la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión a diferentes relaciones de presiones	22
1.6. Trabajo motor en función del flujo de combustible para diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión y diferentes relaciones de presiones	23
1.7. Flujo de combustible y eficiencia térmica en función de la relación de presiones	24
1.8. Comportamiento de la temperatura a la salida del compresor, turbina de alta presión y baja presión para diferentes relaciones de presiones	26
1.9. CTU y eficiencia térmica en función de la relación de presiones del compresor	27
2.1. Cámara de combustión de una turbina de gas	29
2.2. Fracción de agua contenida en el aire atmosférico en función de la humedad relativa para diferentes temperaturas	32
2.3. Fracción de agua contenida en el aire atmosférico en función de la humedad relativa para diferentes presiones	33
2.4. Cantidad de exceso de aire en función de la temperatura a la salida de la cámara de combustión	37

2.5. Exceso de aire requerido para diferentes niveles de humedad relativa y temperatura ambiente	38
2.6. Exceso de aire requerido para diferentes temperaturas a la salida de la cámara de combustión para una relación de presiones fija	39
3.1. Factor exergético de la temperatura	43
3.2. Balance exergético en los equipos que integran la turbina de gas	44
3.3. Balance exergético en la cámara de combustión	45
3.4. Eficiencia térmica en función de las pérdidas de la turbina de alta presión	48
3.5. Eficiencia térmica en función de las pérdidas en el compresor	49
3.6. Eficiencia térmica en función de las pérdidas de la turbina de baja presión	50
3.7. Irreversibilidades y eficiencia térmica de la CC en función de la relación de presiones	51
3.8. Eficiencia exergética del compresor en función de las irreversibilidades en el compresor	52
3.9. Eficiencia exergética en la cámara de combustión en función de las irreversibilidades en la cámara de combustión	53
3.10. Eficiencia exergética de la turbina de alta presión en función de las irreversibilidades de la TAP	53
4.1. Estructura productiva de la turbina de gas aeroderivada	59
4.2. Procedimiento de la teoría de costos exergéticos en un sistema energético	61
4.3. Costos exergéticos de las corrientes energéticas de la turbina de gas aeroderivada . .	63
4.4. Costo exergético unitario de las corrientes energéticas de la turbina de gas aeroderivada	64
4.5. Costos exergéticos en función de la relación de presiones del compresor	64
4.6. Costo exergético de la corriente 3 en función del flujo de combustible a diferentes relaciones de presiones y temperaturas de entrada a la TAP	65
4.7. Contribución de la cámara de combustión y del compresor en la formación de corrientes al disminuir la η_{sic}	68
4.8. Costo exergoeconómico de las corrientes energéticas de la turbina de gas aeroderivada	71
4.9. Costo exergoeconómico unitario de la turbina de gas aeroderivada	72

4.10. Costo exergoeconómico de la turbina de gas aeroderivada en función del flujo de combustible	73
5.1. Eficiencia exergética total en función del trabajo motor	78
5.2. Eficiencia térmica en función de la relación de exergía recuperada	79
5.3. Potencial de mejoramiento total en función de la relación de exergía recuperada . . .	80
5.4. Potencial de mejoramiento total en función del factor de destrucción exergético . . .	81
5.5. I_{GWP} en función del trabajo motor	84
5.6. I_{ARP} en función del trabajo motor	86
5.7. I_{SFP} en función del trabajo motor	87
6.1. Diagrama esquemático de un turbocompresor	89
6.2. Mapa de operación del compresor LM2500	91
6.3. Cambio de la presión de descarga al variar las condiciones de operación	92
6.4. Efecto de la presión de entrada en el rendimiento del compresor	93
6.5. Mapa de operación considerando cambio en el peso molecular	95
6.6. Cambio de la presión de descarga del compresor al incrementar la presión de succión	97
6.7. Cambio de la presión de descarga del compresor al disminuir la temperatura de succión	97
A.1. Eficiencia isoentrópica de expansión en función de la relación de presiones en la turbina a diferentes eficiencias politrópicas de expansión	108
A.2. Eficiencia isoentrópica de compresión en función de la relación de presiones para diferentes eficiencias politrópicas	111
A.3. Transformación politrópica del proceso de compresión en el diagrama T-s	112

Índice de tablas

1.1. Emisiones de la turbina de gas aeroderivada para diferentes relaciones de presiones en el compresor	25
2.1. Composición del gas natural empleado para el modelo de combustión	33
2.2. Correlaciones para el cálculo de las emisiones NO_x , CO y HC	36
2.3. Emisiones de la turbina de gas aeroderivada al considerar aire húmedo y seco como fluido de trabajo	37
3.1. Variación de las irreversibilidades en los equipos de una turbina de gas de doble flecha en función de la eficiencia de compresión isoentrópica con la $\eta_{stap} = \eta_{stbp} = 0.89$. 47	47
3.2. Variación de las irreversibilidades en los equipos de una turbina de gas de doble flecha en función de la eficiencia de expansión isoentrópica con la $\eta_{sic} = 0.86$	47
4.1. Recurso-Producto-Residuo	66
4.2. Resultados del modelo Recurso-Producto-Residuo (MW)	67
5.1. Gases de efecto invernadero	82
5.2. Indicador de riesgo ambiental	83

Resumen

En este trabajo se realiza un análisis exergo-ambiental de una turbina de gas aeroderivada de doble flecha GE LM2500+, basado en el análisis exergético y exergoeconómico, asimismo, se emplean indicadores exergéticos y ambientales, para evaluar el desempeño de la turbina de gas aeroderivada. También, se estiman las emisiones de gases de efecto invernadero. Por otro lado, al ser usadas para accionar compresores centrífugos en aplicaciones costa afuera en la industria de petróleo y gas, se actualizan los mapas de operación de un compresor centrífugo accionado mediante una turbina de gas aeroderivada de doble flecha.

Asimismo, las turbinas de gas aeroderivadas al estar sometida a largas jornadas de operación pierden gradualmente la capacidad de generación de potencia, debido a varios factores, tales como, fatiga térmica, ensuciamiento del compresor axial, ensuciamiento en los filtros de admisión de aire, pérdidas mecánicas no recuperables, etc., como consecuencia se incrementan las irreversibilidades con la disminución de la eficiencia isoentrópica de compresión, de la turbina de alta y baja presión.

A través del análisis exergético, es posible determinar la generación de irreversibilidades en los equipos que integran la turbina de gas GE LM2500+. El objetivo principal del análisis exergético es determinar la localización y cantidad de irreversibilidades en un sistema. Asimismo, predice el desempeño termodinámico de un sistema energético, así como la eficiencia de los componentes del sistema mediante la cuantificación de la generación de entropía.

Por otro lado, los indicadores exergéticos y ambientales de la turbina de gas GE LM2500+, como eficiencia exergética, relación de exergía recuperada, potencial de calentamiento global, potencial de formación de lluvia ácida, son útiles para determinar el impacto ambiental y la mejora en la sustentabilidad de la turbina de gas aeroderivada.

En este estudio, se toman los valores de presión y temperatura ambiente de 100 kPa y 288 K, respectivamente. Como resultado del análisis exergético, las mayores irreversibilidades ocurren en la cámara de combustión, con el 19.47 % de la exergía total de entrada, eficiencia exergética de 94.5 % en el compresor, en la cámara de combustión de 87.1 %, para la turbina de alta presión de 95.1 % y finalmente para la turbina de baja presión de 94.9 %, la eficiencia exergética total es 40.06 % y la relación de exergía recuperable es de 29.43 %.

La cámara de combustión presenta el mayor potencial de mejoramiento exergético con 2.83 MW; asimismo, el menor valor se obtiene en la turbina de baja presión con 0.088 MW. Por otro lado, el costo exergético de la corriente a la salida de la cámara de combustión es 256.513 MW, considerando los gases de escape como residuo; asimismo, la formación del residuo es principalmente por la contribución de la cámara de combustión y el compresor del generador de gases, en 62 % y 38 %, respectivamente.

El potencial de calentamiento global es 393,37 gCO₂/kWh, el potencial de formación de lluvia ácida de 16.35 gSO₂/kWh y el potencial de formación de smog de 15,55 gNO_x/kWh. Además, la disminución de las pérdidas de exergía conduce a disminuir el efecto hacia el medio ambiente y aumentar la eficiencia exergética. Por otra parte, el estudio de estos parámetros indica los niveles de mejora posibles para lograr una operación sustentable en la turbina de gas aeroderivada de doble flecha.

Abstract

In this work an exergo-environmental analysis of aeroderivative gas turbine GE LM2500+ is presented, based on the exergetic analysis and exergoeconomic, as well as, exergetic and environmental indicators are used to evaluate the performance of the aeroderivative gas turbine. also emissions of greenhouse gases are estimated. On the other hand, they are mainly used in stationary power plants and in the oil and gas industry to drive mechanically compressor, furthermore, the maps of operating a centrifugal compressor driven by an aeroderivative gas turbine are updated.

However, the aeroderivative gas turbines are subjected to long hours of operation, first they loss their ability to generate power due to several factors, such as thermal fatigue, fouling axial compressor, fouling air intake filters, unrecoverable mechanical losses, etc; and secondly the irreversibility increasing when decreasing the compressor, low and high pressure turbines isentropic efficiencies.

Through exergetic analysis, it is possible to determine the irreversibility generation for the GE LM2500+ gas turbine components. The mass and energy conservation principles together with the second law of thermodynamics are used to perform the exergy analysis. The main goal of exergetic analysis is to determine the location and amount of irreversibility of a system. Exergetic analysis usually predicts the thermodynamics performance of an energy system, as well as the efficiency of system components by accurately quantifying the entropy generation.

On the other hand, the exergetic sustainability indicators of the LM2500 gas turbine engine, such as exergy efficiency, recoverable exergy rate, global warming potential, acid rain formation potential and smog formation potential, are useful to determine the environmental impact and the improvement in the sustainability of aeroderivate gas turbine.

In this study, ambient temperature and pressure values are 288 K and 100 kPa, respectively. As a result of exergy analysis, the largest irreversibilities occur in the combustion chamber, with the 19.47 % of the total input exergy, exergy efficiencies of 94.5 % compression, combustion chamber of 87.1 % from the high pressure turbine were also obtained 95.1 % and finally the low pressure turbine of 94.9 %, the total exergy efficiency of 40.06 % and the recoverable exergy rate of 29.43 %.

Combustor has highest exergetic improvement potential with 2.83 MW whereas lowest value is obtained in the low pressure turbine 0.088 MW. The exergetic cost of the stream at the exit of the combustion chamber is about 256.513 MW, considering the exhaust gases as a residue, also, the formation of residue is mainly due to the contribution of the combustion chamber and compressor at 62 % and 38 %, respectively. The exergoeconomic analysis show that the combustor exhibits the greatest exergy cost of 11.74 \$/s.

The global warming potential is calculated as 393.37 gCO₂/kWh , acid rain formation potential of 16.35 gSO₂/kWh and smog formation potential of 15.55 gNO_x/kWh. Besides, decrease of waste exergy ratio leads to decrease of environmental effect and increase both exergetic efficiency. Moreover, studying these parameters indicates how much improvement is possible for aeroderivate gas turbine to achieve better sustainability.

Nomenclatura

Terminología

cp	calor específico a presión constante; [kJ/kg K],	\dot{E}	flujo de exergía; [kW],
\bar{h}	entalpía molar; [kJ/kmol],	h	entalpía por unidad de masa; [kJ/kg],
i	irreversibilidades por unidad de masa; [kJ/kg],	\dot{m}	flujo másico; [kg/s],
I	irreversibilidad ; [kW],	HE	humedad específica; [-],
x	fracción molar; [-],	P	presión; [bar o Pa],
T	temperatura; [°C o K],	PCI	poder calorífico inferior; [kJ/kg _f],
q	calor por unidad de masa; [kJ/kg],	\dot{W}	potencia; [kW],
Q	flujo volumetrico; [ACFM],	s	entropía por unidad de masa; [kJ/kg K],
N	velocidad de giro; [rpm],	w	trabajo por unidad de masa; [kJ/kg],
I_{ARP}	potencial de formación de lluvia ácida; [$\frac{gSO_{2eq}}{kwh}$],	I_{SFP}	potencial de formación de smog; [$\frac{gNO_{xeq}}{kwh}$],
IP	potencial de mejoramiento exergético; [kW],	I_{GWP}	potencial de calentamiento; [$\frac{gCO_{2eq}}{kwh}$],
$r_{ex,r}$	relación de exergía recuperada; [-],	Π	costo exergoeconómico; [\$/s],
C	costo exergoeconómico unitario; [\$/GJ],	r	factor de contribución; [-],
P	producto; [kW],	R	recurso; [kW],
E^*	costo exergético; [kW],	k^*	costo exergético unitario; [-],
Ru	constante universal de los gases; [J/mol K],	PM	peso molecular; [kg/kmol],
Z	factor de compresibilidad; [-],	PCD	presión de descarga; [psia],
y	relación entre la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión y la temperatura a la entrada del compresor; [-],	f_{ex}	factor de destrucción exergético; [-],

Letras Griegas

ε	exergía por unidad de masa; [kJ/kg],	η	eficiencia; [-],
τ	tiempo de residencia; [ms],	π	relación de presiones; [-],
ϕ	humedad relativa; [%],	λ	exceso de aire; [%],
φ	eficiencia exergética; [-],	Π	costo exergoeconómico; [\$/s],
Υ	indicador; [-],	γ	índice adiabático; [-].

Subíndices

a	aire,	C	compresión,
cc	cámara de combustión,	f	combustible,
g	gases de escape,	MAX	máximo,
H_2O	agua,	AH	aire humedo,
AS	aire seco,	i	componentes del gas natural,
m	número de átomos de hidrógeno,	n	número de átomos de carbón,
pz	zona primaria,	st	estequiométrica,
sic	proceso de compresión isoentrópico,	$stap$	proceso de expansión isoentrópico TAP,
$stbp$	proceso de expansión isoentrópico TBP,	sum	suministrado,
TAP	turbina de alta presión,	TBP	turbina de baja presión,
ex	exergético,	nom	nominal.

Introducción

En México, la industria petrolera ha jugado un papel indispensable durante el siglo XX. Desde la creación de Petróleos Mexicanos (PEMEX) en 1938 hasta nuestros días, esta industria ha sido el pilar económico del país, pero también ha generado impactos sociales, económicos y ambientales que deben ser tratados para minimizar los impactos negativos. Entre los principales puntos se debe garantizar la disponibilidad de energía que el país requiere para su desarrollo. En materia de medio ambiente, se tienen que tomar medidas estrictas para reducir las emisiones a la atmósfera, hacer uso eficiente del agua, minimizar la generación de residuos, así como proteger a la biodiversidad y favorecer un uso más eficiente de la energía.

Por otro lado, dos circunstancias particulares en el 2015 pesaron sobre la economía de la industria petrolera: la caída de los precios del crudo, principalmente durante el primer semestre del año; y la disminución en los niveles de producción de Cantarell, Aceite Terciario del Golfo, Delta del Grijalva, Crudo Ligero Marino e Ixtal Manik. Esta disminución fue parcialmente compensada por una mayor producción en los centros Abkatún-Pol-Chuc y Litoral de Tabasco.

En estos centros de proceso existe una gran cantidad de plataformas marinas, las cuales poseen turbinas de gas aeroderivadas de diferentes fabricantes. Pemex Exploración y Producción (PEP), una de las cinco áreas en que está dividida la empresa PEMEX, registró un promedio anual de 153 accidentes entre 2007 y 2013 (PEMEX, 2015) provocando una disminución en la producción de crudo, además de afectar al personal de operación. Debido a esto, es importante asegurar la confiabilidad operativa de los centros de proceso mediante el desarrollo de metodologías para evaluar el desempeño energético y ambiental de las turbinas de gas aeroderivadas.

Las turbinas de gas aeroderivadas se utilizan por ser compactas, de bajo peso y confiabilidad

en su operación; éstas son cualidades que se han aprovechado para utilizarlas como turbinas estacionarias en plataformas petroleras, para accionar a otras turbomáquinas. Son turbinas de baja y mediana potencia, también se utilizan en el área naval, en la generación de energía y en la cogeneración de energía en el sector industrial. Su capacidad de generación máxima es de 65 MW y ésta depende principalmente de la relación de presiones del compresor, número de flechas y de la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión (TET_{TAP}) (Saravanamuttoo *y col.* (1996); Onder y Hakan (2014);Hakan (2013)).

Asimismo, las turbinas de gas aeroderivadas de doble flecha se componen de dos unidades, la generadora de gases y la de potencia o turbina libre. La turbina generadora de gases suministra la potencia requerida al compresor y la turbina libre genera la potencia neta direccionada a una turbomáquina. La turbina de potencia al no estar acoplada mecánicamente al generador de gases permite ser operada a diferentes velocidades de giro, sin embargo, la velocidad de giro en el generador de gases permanece constante.

Por otra parte, la simulación, diagnóstico y pronósticos de la eficiencia de las turbinas de gas son fuertemente dependientes del comportamiento de cada uno de los equipos de la turbina y el comportamiento de cada uno de los equipos está representado por los mapas de operación. Por ejemplo, el compresor de la turbina de gas genera varios problemas operacionales como el surge (bombeo) y stonewall (separación de capa límite), los cuales se representan en los mapas de operación. El mapa de operación determina la presión de descarga del compresor, la temperatura de entrada de la turbina, el flujo y la velocidad del generador de gases para cualquier punto de operación, la discrepancia entre los valores de diseño y los valores actuales indican la existencia de problemas en la turbina de gas. Asimismo, los usuarios de las turbinas de gas no tienen acceso al contexto de tales mapas, y su participación sólo se limita a la utilización de algunas metodologías para el cálculo del desempeño (Tsoutsanis *y col.* (2014); Martín y M. (2014); Kurz y Brune (2000)).

Sin embargo, las turbinas de gas aeroderivadas al estar sometida a largas jornadas de operación pierden gradualmente la capacidad de generación de potencia, debido a varios factores, tales como, fatiga térmica, ensuciamiento del compresor axial, ensuciamiento en los filtros de admisión de aire, pérdidas mecánicas no recuperables, etc., como consecuencia se incrementan las irreversibilidades,

el flujo de combustible requerido para generar una potencia dada y la emisión de los gases de escape, por ejemplo, bióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), inquemados (HC), material particulado y óxidos de nitrógeno (NOx), entre otros.

Por otro lado, la herramienta principal de todo análisis termodinámico es la primera ley, que puede dar respuestas acerca de la eficiencia térmica del ciclo, pero no muestra las irreversibilidades de cada uno de los componentes. El análisis exergético permite conocer la calidad de la energía y las irreversibilidades en cada uno de los equipos. Asimismo, este método utiliza la conservación de la masa, la conservación de energía; y la segunda ley de la termodinámica, para el análisis, el diseño y la mejora de los sistemas energéticos, reingeniería, innovación y desarrollo. Además, permite identificar los tipos y magnitudes de las pérdidas, así como las eficiencias en el sistema, con la finalidad de establecer el potencial de mejoramiento, cuantificado a partir de la exergía destruida en cada proceso. Asimismo, con la combinación de la segunda ley de la termodinámica y los principios de la economía surge el análisis exergoeconómico; el objetivo del análisis exergoeconómico es determinar y analizar el costo exergoeconómico de las corrientes energéticas. (Valero *y col.* (1994)).

Con estas herramientas, se pueden explorar nuevas alternativas para evaluar el desempeño de los equipos de la turbina de gas, así como las irreversibilidades y las emisiones de los gases de escape en cada uno de los equipos, para realizar un diagnóstico preciso de la turbina de gas aeroderivada.

Por consiguiente, en este trabajo se desarrolla la metodología para desarrollar el análisis energético, exergético y exergoeconómico para evaluar las irreversibilidades, costos exergéticos, exergoeconómicos y actualizar los mapas de operación, así como obtener las eficiencias exergéticas, indicadores exergéticos y ambientales, además de calcular las emisiones de gases de escape de una turbina de gas aeroderivada GE LM2500+, que genera una potencia de 33.104 MW, operando con una relación de presiones del compresor de 23.3 y una temperatura a la entrada de la turbina de alta presión de 1,300 °C; asimismo, se actualizan los mapas de operación de un compresor centrífugo, accionado mediante una turbina de gas aeroderivada.

Resumen de los capítulos del índice de la tesis

Capítulo 1.- Se hace la descripción del ciclo de la turbina de gas aeroderivada; asimismo, se realiza el análisis energético, con el cual se desarrolla el análisis paramétrico al variar la temperatura a la salida de la cámara de combustión y la relación de presiones del compresor; entre los principales resultados se encuentra la eficiencia térmica, trabajo motor, flujo másico de combustible para una potencia dada y las emisiones presentes a diferentes condiciones de operación.

Capítulo 2.- Se describe el proceso de combustión; asimismo, se lleva a cabo el análisis de la combustión en base húmeda, para determinar los modelos matemáticos para el cálculo del exceso de aire y la relación aire-combustible que le corresponde a la temperatura a la salida de la cámara de combustión; en este análisis se toma en cuenta las emisiones de HC, CO y NO_x . Al realizar el análisis se obtiene la composición de los gases de escape, y las propiedades termodinámicas como entalpía y calor específico de los gases de escape con modelos matemáticos tomados de la literatura.

Capítulo 3.- Se realiza el análisis exergético a los equipos que integran la turbina de gas aeroderivada; asimismo, se calculan las irreversibilidades presentes en los equipos y finalmente, se realiza un análisis paramétrico para evaluar las irreversibilidades y eficiencias exergéticas a diferentes condiciones de operación.

Capítulo 4.- Se introduce el concepto de exergoeconomía; asimismo, se emplea la teoría de los costos exergéticos a la turbina de gas aeroderivada, haciendo uso de la estructura productiva se obtienen los costos exergéticos, así como los costos exergoeconómicos, también se analiza la formación de las corrientes energéticas y se considera como residuo la corriente de los gases de escape.

Capítulo 5.- Se obtienen y se calculan los indicadores exergéticos, tales como, eficiencia exergética, potencial de mejoramiento exergético, relación de exergía recuperada y el factor de destrucción de exergía. Asimismo, se evalúan los indicadores ambientales, tales como, potencial de calentamiento global, formación de lluvia ácida y potencial de formación de smog.

Capítulo 6.- Se actualizan los mapas de operación de un compresor centrífugo accionado mediante una turbina de gas aeroderivada, se utiliza la metodología de Koch para llevar los mapas de operación de las condiciones de diseño a las condiciones actuales de operación del compresor

centrífugo, las variables que se estudian son el peso molecular del gas de proceso, la presión de succión, flujo y la temperatura de succión.

Objetivos

Objetivo General

Desarrollar una metodología exergo-ambiental, para cuantificar las irreversibilidades, costos exergoeconómicos y emisiones en una turbina de gas aeroderivada, cuando cambian las condiciones de operación, mediante el análisis exergético y exergoeconómico.

Objetivos Específicos

- Analizar energética, exergética y ambientalmente una turbina de gas aeroderivada mediante el desarrollo de la metodología exergo-ambiental.
- Determinar las emisiones de gases de escape a diferentes condiciones de operación en una turbina de gas aeroderivada con el desarrollo de un modelo de combustión.
- Realizar el análisis exergoeconómico a la turbina de gas aeroderivada aplicando la teoría de costos exergéticos.
- Evaluar los indicadores exergéticos y ambientales mediante los resultados obtenidos al aplicar la metodología exergo-ambiental.
- Actualizar los mapas de operación de un compresor centrífugo acoplado a una turbina de gas aeroderivada a diferentes condiciones de operación mediante el método de Koch.

Contribución de la tesis

1.- Parametric Analysis of a Two-Shaft Aeroderivate Gas Turbine of 11.86 MW. Lugo-Leyte, R.; Salazar-Pereyra, M.; Méndez, H.D.L.; Ambriz-García, J.J.; Vargas, J.G.V. *Entropy*, 17, 5829-5847. ISSN 1099-4300 (2015). JCR.-1.502.

2.- Costos exergéticos de una turbina de gas considerando los gases de escape como pérdida o residuo variando la relación de presiones. Internacional, Raúl Lugo Leyte; Edgar Vicente Torres Gonzáles; Helen D. Lugo Méndez. Revista de la Facultad de Ciencias Químicas, Universidad de Cuenca, Ecuador. ISSN: 13901869 (2015).

3.- Análisis Exergo-Ambiental de una Turbina de Gas Aeroderivada Mediante Indicadores Exergéticos y Ambientales. Internacional, XII Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Raúl Lugo Leyte, Edgar Vicente Torres Gonzáles, Helen D. Lugo Méndez. Guayaquil, Ecuador (2015).

4.- Análisis de las Irreversibilidades de una Turbina Aeroderivada, Nacional, XXX Congreso Nacional de Termodinámica. Raúl Lugo Leyte; Helen D. Lugo Méndez; Alejandro Torres Aldaco. Pachuca, Hidalgo, México (2015).

Capítulo 1

Turbina de Gas Aeroderivada

1.1. Introducción

Las turbinas aeroderivadas es un diseño que se deriva de la aeronáutica, básicamente por su alta potencia con relación a su bajo peso, compactación del sistema, más simples de instalar, arranque en frío más fácil y su alta eficiencia a cargas parciales; por tal motivo, se implementan en plataformas petroleras para la generación de potencia o generar movimiento en turbocompresores, turbobombas, etc. En la Figura 1.1 se muestra la turbina de gas aeroderivada de doble flecha GE LM2500+, constituida por dos unidades, la generadora de gases, compuesta por la turbina de alta presión que suministra la potencia requerida al compresor; y la turbina libre, que genera la potencia útil.

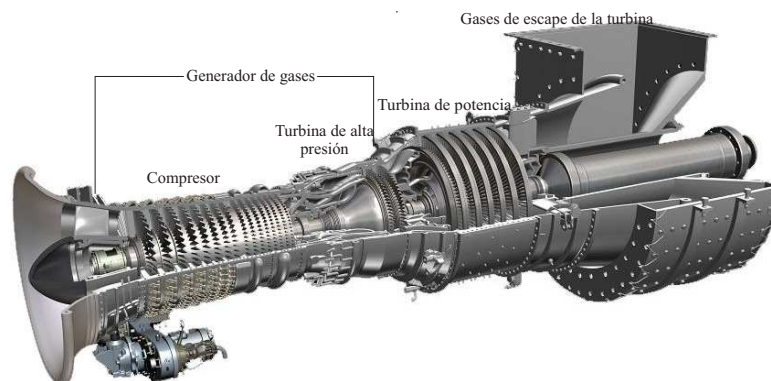


Figura 1.1. Diagrama esquemático de una turbina de gas aeroderivada

La Figura 1.2 muestra el diagrama temperatura-entropía de la turbina de gas aeroderivada de doble flecha; asimismo, se presentan los procesos que componen al ciclo: compresión politrópica, (1, 2); suministro de calor, (2, 3); expansión en la turbina de alta presión, (3, 4) y la expansión en la turbina de baja presión, (4, 5). Se considera aire estándar a la entrada del compresor, además se consideran las caídas de presión en la cámara de combustión y a la salida de la turbina de baja presión. Es importante considerar en la metodología, el cálculo de la temperatura a la entrada de la turbina (TET) y la relación de presiones de la turbina de alta presión, π_{TAP} , debido que son datos que no se obtienen en los cuartos de control.

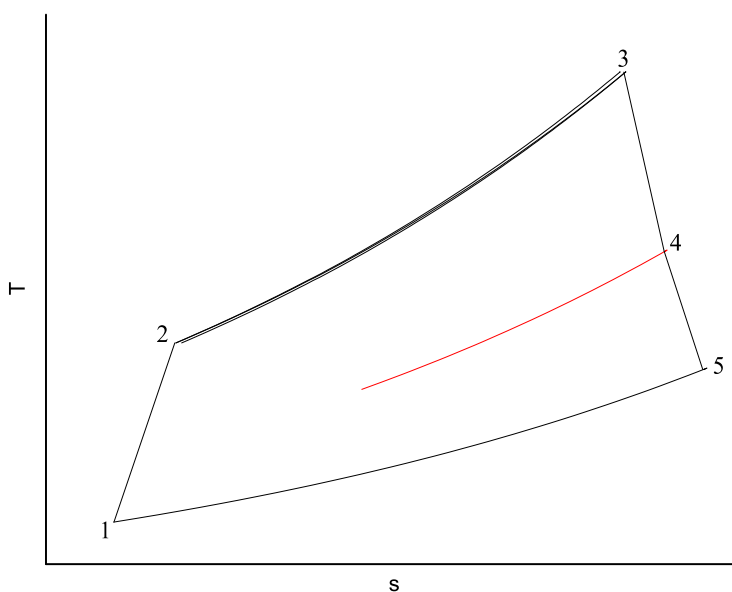


Figura 1.2. Diagrama Temperatura-Entropía de una turbina de gas aeroderivada

1.2. Antecedentes

La evolución en los diseños, tecnologías, materiales y la diversificación de aplicaciones de las turbinas de gas ha permitido que este tipo de máquinas térmicas, alcancen relaciones de presiones de compresión de 34 (Figura 1.3) y temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión de 1415°C, permitiendo alcanzar eficiencias térmicas hasta del 42 % (Hunt (2011)) y reducir las emisiones de los gases de escape de la turbina, por citar un ejemplo, las emisiones de NOx en 1980 eran de 170 ppm, con el uso de tecnologías como la inyección de vapor de agua, pre-mezcladores y catalizadores

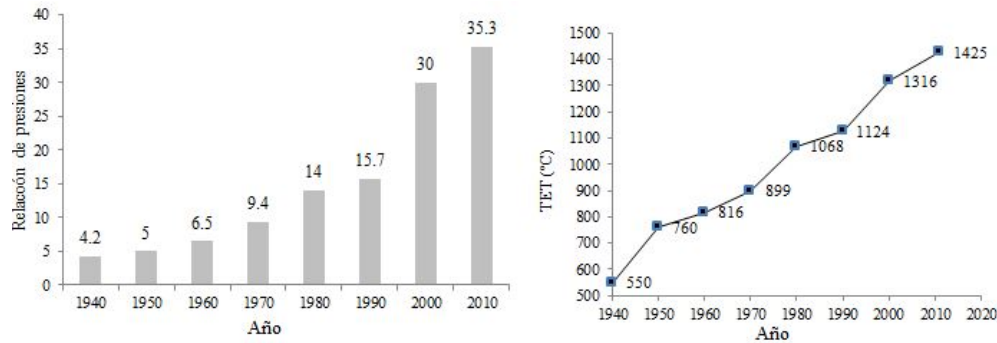


Figura 1.3. Evolución de la relación de presiones y de la temperatura a la entrada de la turbina de gas a través de los años (Hunt, 2011)

se han reducido hasta 15 ppm.

Sin embargo, aún con el avance tecnológico, en las turbinas de gas se presentan grandes pérdidas. Debido a esto, se han desarrollado herramientas que proporcionan información sobre la degradación, desempeño y diagnóstico en los equipos que integran a la turbina de gas.

Existen varios métodos para predecir el desempeño de las turbinas de gas. Saravanamuttoo (1963) pionero de la simulación en el desempeño de las turbinas de gas propone el método conocido como Component Matching, este método requiere del conocimiento de las características del compresor, y de las turbinas. Por otro lado, Steinke (1982) propone el método Stage Stacking, que puede predecir las características del compresor, si se conocen las características de la primera etapa del equipo, que generalmente no son disponibles para el usuario. Wittenberg (1976) desarrolla un método parecido al método de Component Matching, este método elimina la necesidad de introducir las características del compresor y de la turbina, sólo requiere el punto de diseño de las turbinas de gas.

Por otra parte, Lazzaretto y Toffolo (2001) desarrollan un modelo que se basa en algoritmos de redes neuronales, considerando los efectos de los álabes de ángulo variable (IGV) en el desempeño del compresor, así como una corriente de aire de enfriamiento para los álabes. Y recientemente, Tsoutsanis *y col.* (2014) proponen un método que se puede integrar con las herramientas de desempeño en el seguimiento y diagnóstico de las centrales de turbinas de gas.

Asimismo, las normas ASME PTC 22 (2005) y API 616 (1998) tienen como objetivo mostrar una metodología para calcular el rendimiento térmico de una turbina de gas, cuando opera a condiciones

de prueba y corregir estos resultados hacia las condiciones de referencia; es importante mencionar que la norma ASME PTC 22 es útil para turbinas de gas de una flecha y la API 616 sólo muestra los mapas representativos de una turbina de gas de doble flecha.

Las metodologías mencionadas anteriormente, se usan para predecir el desempeño de las turbinas de gas a diferentes condiciones de operación, algunas de éstas, consideran los mecanismos de degradación (erosión, corrosión, ensuciamiento, etc.) que provocan los cambios en el comportamiento de la máquina térmica, pero no hacen relación a las irreversibilidades presentes en los equipos, así como a las emisiones provocadas por el cambio en las condiciones de operación.

Se realizó una búsqueda en la literatura, encontrando diversos trabajos en los que se realizan estudios termodinámicos de las turbinas de gas, pero la gran mayoría se enfocan a estudiar el comportamiento de las turbinas de gas simples o su uso en plantas de potencia de ciclo combinado (Khaliq (2009); Sa y Zubaidy (2011); Facchini *y col.* (2000)), donde se aplican los balances de masa y energía para obtener un análisis termodinámico; sin embargo, la mayoría sólo analizan una sola condición de operación, a excepción de Lugo *y col.* (2010), donde establece que, la temperatura de entrada de la turbina, las caídas de presión y la temperatura ambiente, aunado con el efecto de la relación de presiones son parámetros que afectan a la eficiencia del ciclo termodinámico de las turbinas de gas.

1.3. Turbina de Gas Aeroderivada GE LM2500+

La turbina GE LM2500+ es una turbina aeroderivada de General Electric. Esta turbina de gas es descendiente de la familia CF6-50 de GE aviación, modificada para aplicaciones marinas y terrestres (de ahí la notación LM); las secciones principales de la turbina de gas aeroderivada de doble flecha consisten en un generador de gases, una turbina de potencia, un acomplamiento, componentes de entrada y salida. El generador de gases se compone de un compresor de geometría variable, una cámara de combustión anular y una turbina de alta presión (Figura 1.1), debido a sus características, en el compresor se tiene una relación de presiones alta, dando como resultado una mejor eficiencia en el generador de gases. Además, la velocidad del generador de gases es de 9,700 rpm y en la turbina de baja presión o turbina de potencia (TAP) es de 3,600 rpm (para aplicaciones

de 60 Hz) y de 3,000 rpm (para aplicaciones de 50 Hz).

Compresor

El compresor de la TGAD tiene un diseño de flujo axial de 17 etapas, la primera etapa (álabes guía) y las siguientes seis etapas son las aspas del estator variable. Estas siete etapas están mecánicamente acopladas y su paso puede cambiar. El paso de las aspas cambia en función de los cambios en la temperatura de entrada al compresor o de la velocidad del generador de gas. Asimismo, el objetivo es comprimir el aire para la combustión, es decir, el flujo de aire incrementa su presión y aumenta su densidad para ingresar a la cámara de combustión. Además, una parte del aire comprimido es extraído para el enfriamiento de la turbina.

El flujo de aire de la purga de la etapa 9 es extraído a través de orificios perforados en la carcasa del estator del compresor para el enfriamiento de la turbina de baja presión, se utiliza alrededor del 1.5 % del flujo másico total de aire; asimismo, el aire de la etapa 13 es extraído desde el compresor a través de los orificios presentes en la carcasa y se utiliza para enfriar la turbina de alta presión, se utiliza 3.3 % del flujo másico total de aire.

La relación de presiones es la relación entre la presión de descarga del compresor (P_2) y la presión a la entrada del compresor

$$\pi_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (1.1)$$

El trabajo de compresión depende de la trayectoria (el trabajo no es una propiedad termodinámica, es una energía en tránsito), el proceso politrópico considera a la trayectoria (ver anexo A-2), mientras que el proceso isoentrópico únicamente considera el estado inicial y final. La eficiencia politrópica se usa para caracterizar el desempeño de cada etapa de una máquina, además la eficiencia politrópica es una medida de la eficiencia interna de la máquina multietapas, ésta se expresa de la siguiente manera

$$\eta_{pic} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{n}{n - 1} \quad (1.2)$$

Wadia *y col.* (2002) muestran que la eficiencia politrópica del compresor de 16 etapas es de 88.9%, al incrementar una etapa en el compresor, la eficiencia politrópica se incrementa a 91%

para la turbina GE LM2500+. Conociendo la eficiencia politrópica es posible conocer la eficiencia isoentrópica mediante la siguiente expresión

$$\eta_{sic} = \frac{\pi^x - 1}{\pi^{\frac{x}{\eta_{pic}}} - 1} \quad (1.3)$$

Considerando como fluido al aire a la entrada del compresor, se analiza el comportamiento de la η_{sic} , como una función de la relación de presiones (π_c); la Figura 1.4 muestra que η_{sic} disminuye a medida que se incrementa la relación de presiones, para un eficiencia politrópica de compresión dada; asimismo, η_{sic} disminuye a medida que se reduce la eficiencia politrópica. Para una eficiencia politrópica del 91 % y una relación de presiones 23.3, la eficiencia isoentrópica representa un valor de 86.4 % (punto A).

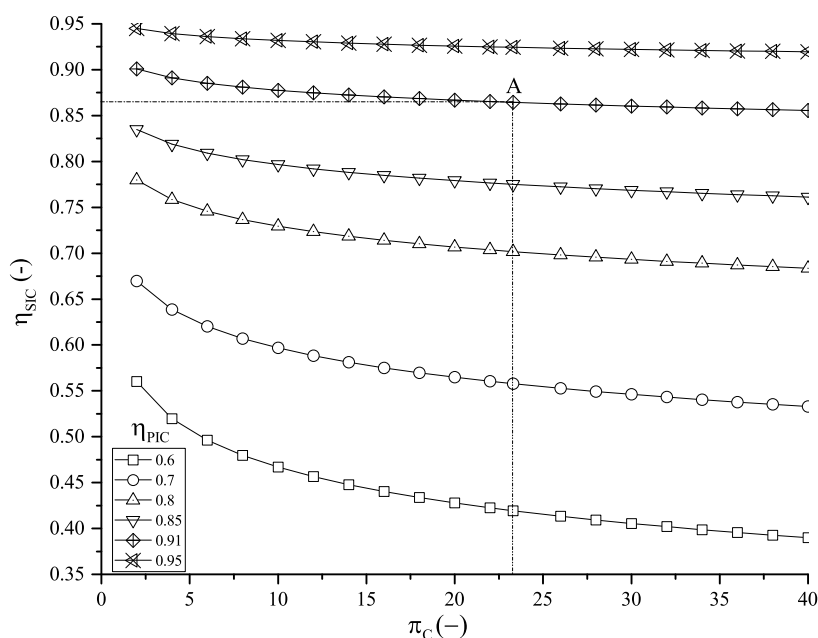


Figura 1.4. Eficiencia de compresión isoentrópica en función de la relación de presiones para diferentes eficiencias de compresión politrópicas

El trabajo por unidad de masa para el proceso de compresión real está dado por

$$w_c = \frac{c_p a T_1}{\eta_{sic}} (\pi_c^x - 1) \quad (1.4)$$

El trabajo de compresión es función de la T_1 , éste es un parámetro que depende de las condiciones ambientales; el trabajo de compresión también depende de parámetros tecnológicos, tales como, la relación de presiones, π_c y de la eficiencia de compresión isoentrópica, η_{sic} . El incremento de entropía en el proceso de compresión se expresa de la siguiente manera

$$s_2 - s_1 = c_{p_a} \ln \left[1 + \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_c^x - 1) \right] - R_a \ln(\pi_c) \quad (1.5)$$

Cámara de combustión

La cámara de combustión es de tipo anular; asimismo, el flujo de aire de la cámara interior atraviesa pequeños orificios para dar forma a la llama y centrarla en la cámara. Aproximadamente el 82 % del flujo de aire que entra en la cámara de combustión se utiliza para enfriar y dar forma a la llama; sólo el 18 % se utiliza para la combustión del combustible.

En la cámara de combustión de la turbina de gas aeroderivada de doble flecha, el combustible se quema en un proceso continuo. El combustible se inyecta dentro de la cámara de combustión a alta presión, a través de la boquilla de vaporización; inicialmente se enciende por medio de una chispa de alta energía y luego se mantiene por el frente sostenido de la flama. Un flujo de aire turbulento inducido por los orificios de vaporización y por la boquilla de inyección asegura la mezcla aire-combustible y un frente de flama estable. El calor suministrado es función directamente de la relación de temperaturas $y = T_3/T_1$, que relacionan las condiciones tecnológicas y ambientales, es decir, la T_3 se encuentra limitada por el desarrollo tecnológico de la turbina de gas, y la T_1 por la variación de las condiciones ambientales, y se expresa de la siguiente manera

$$q_{sum} = c_{p_g} T_1 \left[y - 1 - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_c^x - 1) \right] \quad (1.6)$$

El incremento de entropía en el proceso de suministro de calor está dado por

$$s_3 - s_2 = c_{p_g} \ln \left[\frac{y}{1 + \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_c^x - 1)} \right] - R_g \ln \left[1 - \frac{\Delta P_{cc}}{\pi_c P_1} \right] \quad (1.7)$$

Turbina de alta presión

La turbina de alta presión es una turbina de generación de potencia de dos etapas enfriada con aire; a la salida de la cámara de combustión el gas se dirige hacia los álabes del rotor de la turbina de alta presión.

Asimismo, la turbina de alta presión genera la potencia requerida por el compresor, entonces, la potencia de esta turbina debe ser igual a la potencia suministrada al compresor; se consideran las pérdidas ocasionadas en la transmisión de trabajo de la turbina al compresor y se evalúan con la eficiencia mecánica del 98 %

$$w_c = \eta_m w_{TAP} \quad (1.8)$$

Con base en la ecuación 1.8 se obtiene la temperatura a la salida de la turbina de alta presión, en función de los parámetros y , η_{sic} , η_{stap} , η_m , π_c^x , $\frac{cp_a}{cp_g}$

$$T_4 = T_3 - \frac{cp_a T_1}{\eta_{sic} \eta_m \eta_{stap} cp_g (1 + rca)} (\pi_c^x - 1) \quad (1.9)$$

El inverso de la relación de presiones de la turbina de alta presión, se obtiene a partir de la relación de $\frac{T_4}{T_3}$

$$\frac{1}{\pi_{TAP}^x} = 1 - \frac{cp_a}{cp_g} \frac{1}{y \eta_{sic} \eta_m \eta_{stap} (1 + rca)} (\pi_c^x - 1) \quad (1.10)$$

El incremento de entropía en el proceso de expansión se expresa como sigue

$$s_4 - s_3 = cp_g \ln \left[1 - \frac{cp_a}{\eta_{sic} \eta_m \eta_{stap} cp_g y (1 + rca)} (\pi_c^x - 1) \right] - R_g \ln \left[\frac{1}{\pi_{TAP}^x} \right] \quad (1.11)$$

Turbina de baja presión

La turbina de potencia o de baja presión es un diseño que se deriva de la aeronáutica de 6 etapas, apropiado para velocidades de 3,000-3,600 rpm, el conjunto consiste en un rotor de la turbina, estator y un adaptador de eje de propulsión.

El generador de gas, idealmente debe operar a una velocidad casi constante, mientras la turbina

libre puede variar sus velocidades de giro para satisfacer la potencia demandada. Conociendo T_4 y T_3 , se puede encontrar la relación de presiones de la turbina de baja presión, π_{TBP} , posteriormente se obtiene el trabajo por unidad de masa, generado por la unidad de potencia libre, en función de los siguientes parámetros

$$w_c = cp_g \eta_{stbp} T_4 \left(1 - \frac{1}{\pi_{TBP}^x} \right) \quad (1.12)$$

La variación de la entropía en el proceso de expansión de los gases en la turbina de baja presión es

$$s_5 - s_4 = cp_g \ln \left[1 - \eta_{stbp} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TBP}^x} \right) \right] - R_g \ln \left[\frac{1}{\pi_{TBP}} \right] \quad (1.13)$$

Por otro lado, la eficiencia térmica es la relación entre el trabajo motor y el calor suministrado. En la turbina de doble flecha el trabajo motor es el trabajo que genera la turbina de baja presión o turbina libre

$$\eta_{th} = \frac{\eta_{stbp} T_4 \left(1 - \frac{1}{\pi_{TBP}^x} \right)}{T_1 \left[y - 1 - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_c^x - 1) \right]} \quad (1.14)$$

El flujo de aire másico requerido para generar una potencia dada se obtiene al considerar la potencia libre

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}}{w_{TBP}} \quad (1.15)$$

El flujo de combustible se obtiene por medio de la siguiente expresión

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{W}}{PCI \eta_{th}} \quad (1.16)$$

1.4. Análisis Paramétrico de la Turbina de Gas Aeroderivada

La Figura 1.5 muestra la variación de la eficiencia térmica en función del trabajo motor a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión. Para una temperatura dada a la entrada de la turbina de alta presión (TET_{TAP}) se obtiene una relaciones de presiones para obtener el trabajo motor máximo (π_{wmax} , Punto B) y una relación

de presiones para obtener la eficiencia térmica máxima (π_{THmax} , Punto C); la relación de presiones para obtener una eficiencia térmica máxima es mayor que la relación de presiones para obtener el trabajo motor máximo. Para una $TET_{TAP} = 1300^\circ\text{C}$, la relación de presiones del compresor de la GE LM2500+ es de 23.3, (Punto A, Punto de operación). La π_{THmax} para obtener la máxima eficiencia para la GE LM2500+ es de 38 (Punto C), comparando con la π_c de operación (Punto A) sólo se pierde el 2.79% de la eficiencia térmica máxima y aproximadamente 8.1 kJ/kg del trabajo motor máximo con respecto a la π_{wmax} . Sin embargo, al aumentar la TET_{TAP} 100°C por mejoras tecnológicas en la turbina de alta presión y manteniendo la π_c , representaría incrementar 55.87 kJ/kg el trabajo motor en la turbina de baja presión y 3.29% en la eficiencia térmica.

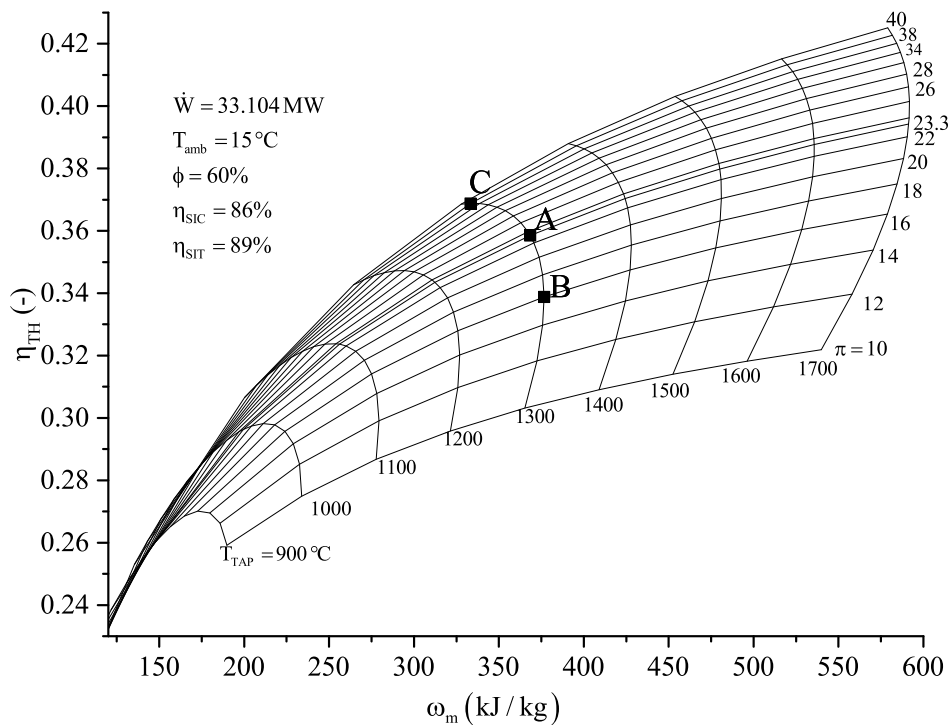


Figura 1.5. Eficiencia térmica en función del trabajo motor al variar la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión a diferentes relaciones de presiones

La Figura 1.6 muestra el trabajo motor en función del flujo de combustible a diferentes relaciones de presiones y diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión (TET_{TAP} o T_3), en el punto A se muestra el punto de operación de la turbina de gas GE LM2500+. Asimismo, el punto C muestra el flujo mínimo de combustible que se requiere para alcanzar una TET_{TAP} , así como

la máxima eficiencia térmica, para obtener el flujo mínimo de combustible a una TET_{TAP} dada, se requiere una relación de presiones mayor, comparado con la relación de presiones del trabajo motor máximo a una TET_{TAP} . Para una TET_{TAP} de 1300°C , el trabajo motor máximo es de 376.58 kJ/kg a una relación de presiones de 16 y un flujo de combustible de 1.9729 kg/s (Punto B); el flujo mínimo de combustible es de 1.8123 kg/s con un trabajo motor de 333.23 kJ/kg a una relación de presiones de 38 (Punto C). Para el punto de operación (punto A), el trabajo motor es de 368.40 kJ/kg , un flujo de combustible de 1.8641 kg/s , para una relación de presiones de 23.3. Al incrementar la TET_{TAP} a 1400°C y manteniendo la relación de presiones constante de 23.3, el trabajo motor aumenta en un 15.16% , el flujo de combustible disminuye en un 3.18% .

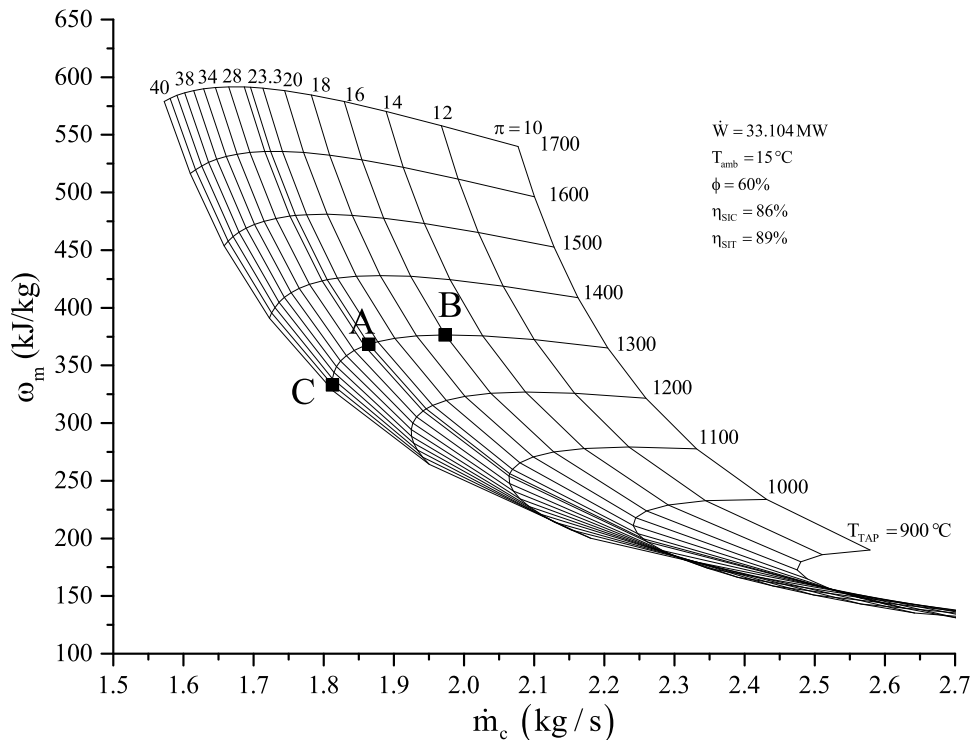


Figura 1.6. Trabajo motor en función del flujo de combustible para diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión y diferentes relaciones de presiones

La Figura 1.7 muestra la variación del flujo de combustible y la eficiencia térmica en función de la relación de presiones, también muestra que al incrementar la relación de presiones el flujo de combustible disminuye hasta alcanzar el menor flujo, después aumenta con el incremento de la relación de presiones; asimismo, la eficiencia térmica aumenta hasta alcanzar la máxima eficiencia

térmica, después comienza a decrecer con el incremento de la relación de presiones. Por otro lado, con el aumento de la TET_{TAP} , el flujo de combustible disminuye, y el menor flujo de combustible para una TET_{TAP} dada se encuentra para la relación de presiones de la eficiencia térmica máxima. Para una TET_{TAP} de 1300°C , el mínimo flujo de combustible requerido es de 1.8123 kg/s y la eficiencia térmica es de 36.88% (Punto C), siendo ésta la máxima eficiencia térmica a esta TET_{TAP} . Al incrementar la TET_{TAP} a 1400°C el mínimo flujo de combustible decrece en un 4.94% , la máxima eficiencia térmica aumenta en un 5.20% .

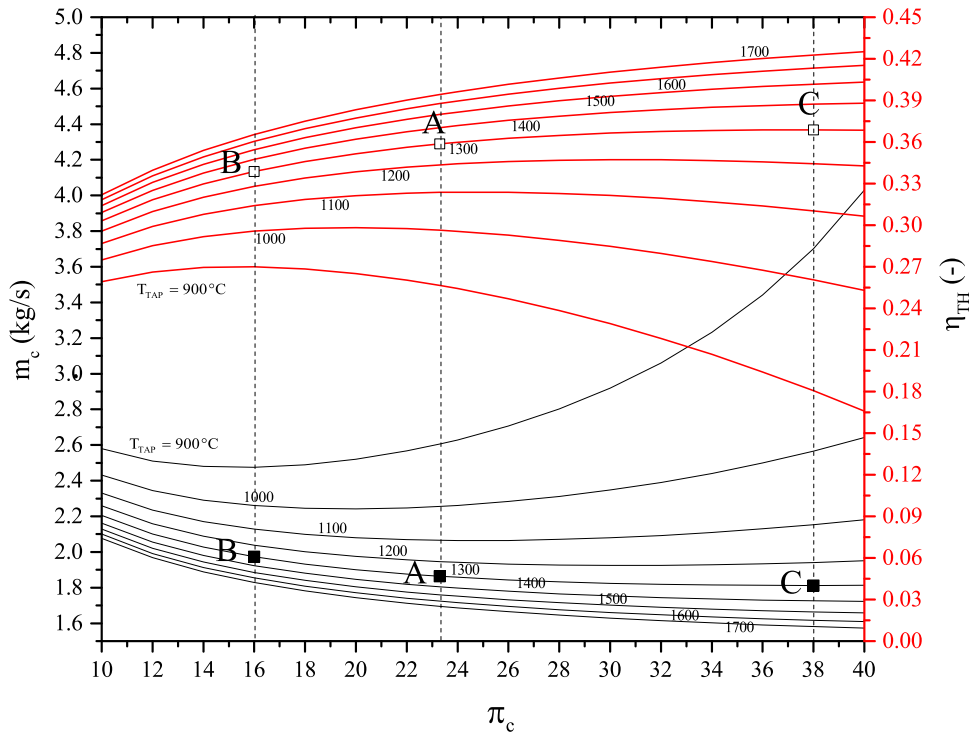


Figura 1.7. Flujo de combustible y eficiencia térmica en función de la relación de presiones

Las turbinas de gas aeroderivadas al estar sometidas a largas jornadas de operación pierden gradualmente la capacidad de generación de potencia, debido a varios factores, tales como, fatiga térmica, ensuciamiento del compresor axial, ensuciamiento en los filtros de admisión de aire, pérdidas mecánicas no recuperables, etc., incrementando las irreversibilidades, el flujo de combustible requerido para generar una potencia dada y la emisión de los gases de escape, por ejemplo, bióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), inquemados (HC), material

particulado y óxidos de nitrógeno (NO_x), entre otros.

En la Tabla 1.1 se presenta que para una TET_{TAP} de 1300 °C y una $\pi_c = 16$ (Punto B) se tienen las mayores emisiones de CO, HC y NO_x ; por otro lado, al incrementar la relación de presiones a 23.3 (Punto de operación) las emisiones de CO se reducen en 56.12 %, HC en 60.80 %, NO en 8.69 % y NO_2 en 8.69 %; por el contrario, las emisiones de N_2 y O_2 se incrementan debido a que se requiere mayor exceso de aire para enfriar los gases de escape a 1300 °C. De igual forma al incrementar la relación de presiones a 38 (Punto C), punto de máxima eficiencia térmica, las emisiones de CO, HC, NO y NO_2 se reducen en 64.537 %, 69.38 %, 7.95 % y 7.9 %, respectivamente, comparándolas al punto operación ($\pi_c = 23.3$ y $TET_{TAP} = 1300$ °C, Punto A).

Tabla 1.1. Emisiones de la turbina de gas aeroderivada para diferentes relaciones de presiones en el compresor

π_c	$CO_2 \left(\frac{kg}{s} \right)$	$H_2O \left(\frac{kg}{s} \right)$	$N_2 \left(\frac{kg}{s} \right)$	$CO \left(\frac{kg}{s} \right)$	$HC \left(\frac{kg}{s} \right)$	$NO \left(\frac{kg}{s} \right)$	$NO_2 \left(\frac{kg}{s} \right)$
16	3.5135	7.8542	67.4068	0.02027	0.00289	0.1488	0.00783
23.3	3.2803	7.3923	69.0573	0.00889	0.00113	0.13586	0.00715
38	3.0999	7.1220	76.5900	0.00315	0.00034	0.1250	0.00658

Cabe mencionar, que las condiciones ambientales varían día con día y de lugar en lugar, en los resultados presentados se han considerado estándares para propósitos comparativos. Las condiciones estándar usados en la industria de la turbina de gas son 15 °C y 60 % de humedad relativa, las cuales son establecidas por The International Standards Organization (ISO). Por otro lado, es importante considerar las caídas de presión, una caída de presión de 4 pulgadas de H_2O (10 mBar) provoca, 1.42 % en la caída de potencia y un incremento de 1.1 °C en la temperatura de descarga; asimismo, una caída de presión de 4 pulgadas de H_2O (10 mBar) en el ducto de los gases de escape provoca, 0.42 % en la pérdida de potencia y un incremento de temperatura de los gases de escape en 1.1 °C.

La Figura 1.8 muestra el comportamiento de las temperaturas en una turbina de gas aeroderivada de doble flecha, también muestra que al incrementarse la relación de presiones, la temperatura a salida del compresor tiende a incrementarse, asimismo, la temperatura a la salida de la turbina de alta y baja presión disminuye, debido al incremento de la eficiencia térmica y a la disminución del flujo de combustible, por otro lado, con el incremento de la relación de presiones,

el trabajo motor disminuye, para producir la potencia requerida es necesario incrementar el flujo de aire. A las condiciones de diseño (Punto A) la $T_2 = 503.68 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_4 = 884.79 \text{ }^\circ\text{C}$ y la $T_5 = 572.74 \text{ }^\circ\text{C}$, al incrementar la relación de presiones a 38 (Punto B) la temperatura a la salida del compresor se incrementa en 24.53 %, por otro lado, la temperatura a la salida de la turbina de alta presión se reduce en 12.4 % y la temperatura a la salida de la turbina de baja presión se reduce en 13.40 %.

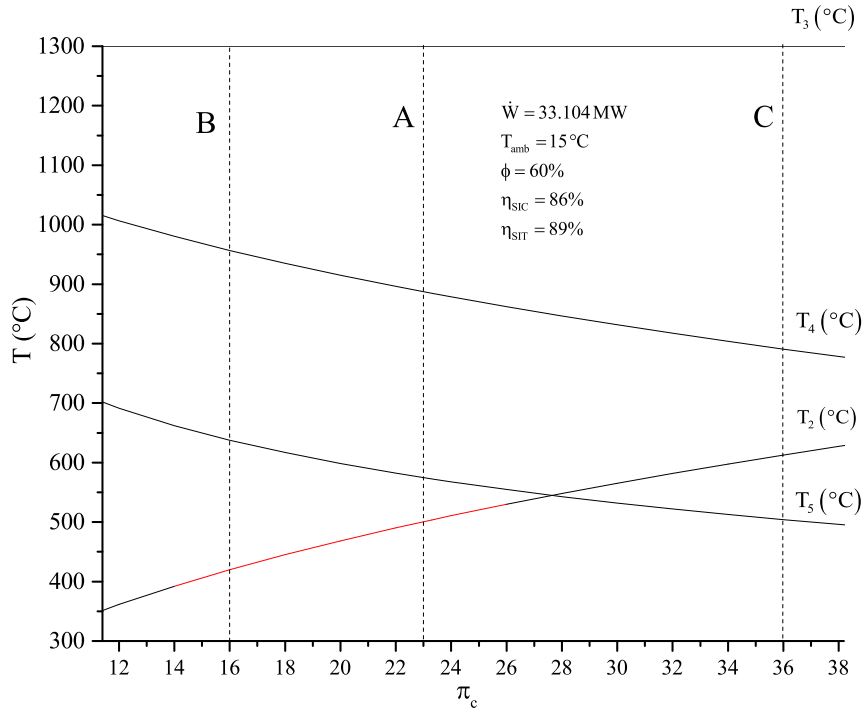


Figura 1.8. Comportamiento de la temperatura a la salida del compresor, turbina de alta presión y baja presión para diferentes relaciones de presiones

La Figura 1.9 muestra la variación del consumo térmico unitario (CTU) en función de la relación de presión del compresor a diferentes TET_{TAP} ; también muestra que al incrementar la relación de presiones, el CTU disminuye hasta alcanzar un punto mínimo; asimismo, con el incremento de la relación de presiones, la eficiencia térmica aumenta hasta alcanzar un punto máximo, después comienza a decrecer. Con el aumento de la TET_{TAP} , el CTU disminuye, el punto mínimo del CTU se encuentra a una mayor relación de presiones a medida que se incrementa la TET_{TAP} ; para la máxima eficiencia térmica se obtiene el punto mínimo del CTU a una TET_{TAP} dada.

Para el punto de operación (Punto A) con una relación de presiones de 23.3 y una TET_{TAP} de $1300 \text{ }^\circ\text{C}$, el consumo térmico unitario es de $10,040.284 \text{ kJ/kWh}$ y la eficiencia térmica es de 35.85% ;

al incrementar la relación de presiones a 38 (Punto C) para obtener la eficiencia térmica máxima a la misma TET_{TAP} , el consumo térmico unitario se reduce en 2.78 % y la eficiencia térmica se incrementa en 2.87 %. Por otro lado, al reducir la relación de presiones de 23.3 a 16 para encontrar el trabajo motor máximo, el consumo térmico unitario se incrementa en 5.83 % y la eficiencia térmica se reduce en 5.84 %. Al incrementar la TET_{TAP} a 1400 °C el consumo térmico unitario disminuye en 3.18 % y la eficiencia térmica aumenta en 3.29 %.

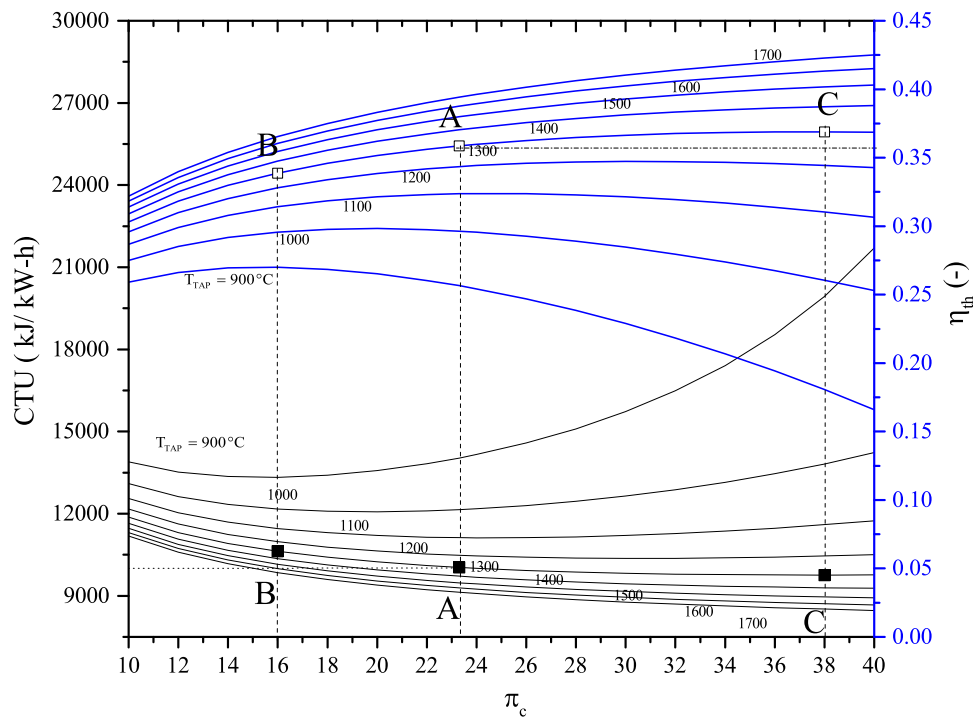


Figura 1.9. CTU y eficiencia térmica en función de la relación de presiones del compresor

Capítulo 2

Combustión

2.1. Introducción

Es importante realizar estudios que hacen referencia al comportamiento de las cámaras de combustión. En particular de las turbinas de gas, es decir, es necesario estudiar el comportamiento de las reacciones de combustión efectuadas en éstas, para lograr el control de la temperatura a la salida de la cámara de combustión, ya sea para aumentarla o disminuirla, según las necesidades de potencia. Por otro lado, la combustión es una reacción química, en la cual se oxida un combustible y se libera una gran cantidad de energía, el oxidante empleado con mayor frecuencia en los procesos de combustión es el aire. La combustión transforma la energía almacenada en los enlaces químicos en calor, que se puede utilizar de varias maneras.

Como combustible, la turbina de gas utiliza gas natural, este combustible produce menos emisiones de gases de efecto invernadero comparado con otros combustibles fósiles, el componente principal del gas natural es el metano [CH_4] con un porcentaje del 93% aproximadamente, asimismo, contiene hidrocarburos pesados como etano [C_2H_6], propano [C_3H_8] y butano [C_4H_{10}]. Durante el proceso de combustión, los componentes antes de la reacción reciben el nombre de reactivos, y los componentes que existen después de la reacción se denominan productos. Las ecuaciones químicas se balancean con base en el principio de la conservación de la masa, es decir: la masa total de un elemento se conserva durante una reacción química.

2.2. Descripción del Sistema

La evolución de las turbinas de gas se ha acompañado de la evolución de la aerotermodinámica y de la metalurgia, lo cual ha hecho posible que hoy en día las turbinas de gas alcancen temperaturas a la entrada de la turbina de gas por arriba de los 1500 °C, relaciones de presiones en el compresor de 34, eficiencias del compresor y de la turbina por arriba del 85 % y la eficiencia térmica por arriba del 40 % (Hunt, 2011). Sin embargo, la mejora más sobresaliente que han experimentado las turbinas de gas, es el incremento de la temperatura a la entrada de la turbina, esto ha sido posible gracias a la mejora en las técnicas de enfriamiento de los álabes, y al avance en los materiales. Usualmente, el rango de temperaturas a la entrada de la turbina se encuentra entre 800°C y 1600°C, depende del tipo de material de los álabes de la turbina y del sistema de enfriamiento. Asimismo, para lograr alcanzar estas temperaturas se requiere entre un 300 % y 100 % de exceso de aire (Lugo y col., 2010). El exceso de aire se suministra en la cámara de combustión, la cual está dividida en la zona de combustión, zona de mezcla y dilución (Figura 2.1). En la zona de combustión, el combustible se atomiza, el aire primario se mezcla con el combustible, provocando aproximadamente una combustión estequiométrica.

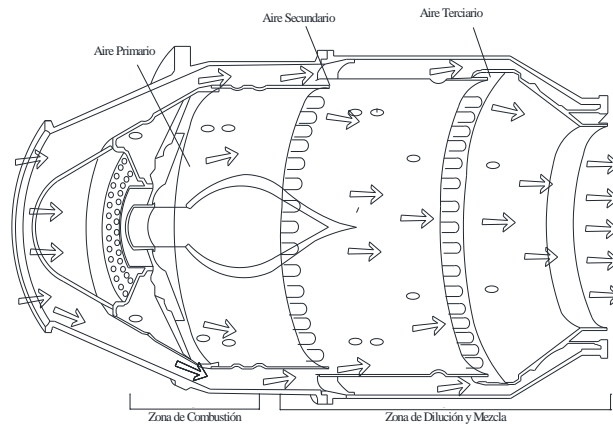


Figura 2.1. Cámara de combustión de una turbina de gas

La temperatura de flama adiabática es aproximadamente de 2500°C para gas natural, pero depende del combustible empleado. En la zona de mezcla, el aire secundario se introduce en pequeños orificios para lograr una combustión completa, asimismo, el aire secundario se agrega para disminuir la temperatura de la zona de combustión. En la zona de dilución, el aire terciario se

agrega a la corriente de la zona de mezcla para disminuir la temperatura de los gases a la entrada de la turbina y así evitar la deformación de la primera etapa de los álabes.

2.3. Aire

2.3.1. Aire Seco

El aire atmosférico es una mezcla de oxígeno y nitrógeno con pequeñas cantidades de Argón, Carbón y vapor de agua, su composición varía con la humedad y la altitud. En este trabajo se considera la siguiente composición de aire seco, 21 % de oxígeno y 79 % de nitrógeno. Por cada mol de aire seco se encuentran presentes 0.21 moles de oxígeno y 0.79 moles de nitrógeno, entonces se tiene

$$1 \text{ mol de aire seco} = 0.21 \text{ mol de } O_2 + 0.79 \text{ mol de } N_2 \quad (2.1)$$

La relación entre el oxígeno y el nitrógeno se expresa de la siguiente manera

$$\frac{79}{21} = 3.76 \frac{\text{mol de } N_2}{\text{mol de } O_2} \quad (2.2)$$

Para obtener un mol de oxígeno se requieren 4.76 mol de aire seco, se expresa de la siguiente forma

$$4.76 \text{ mol de aire} = 1 \text{ mol de aire seco } O_2 + 3.76 \text{ mol } N_2 \quad (2.3)$$

2.3.2. Aire Húmedo

El aire húmedo es una mezcla de aire seco con vapor de agua; asimismo, la composición de aire húmedo se escribe de la siguiente forma

$$1 \text{ mol AH} = x_{AS}AS + x_{H_2O}H_2O \quad (2.4)$$

Donde x_{AS} y x_{H_2O} son las fracciones molares del aire seco y del vapor de agua.

2.3.3. Humedad Relativa

La humedad relativa ϕ , es la relación entre la presión parcial del vapor en una mezcla y la presión de saturación del vapor a la temperatura de bulbo seco de la mezcla, es decir, es la relación entre la cantidad de humedad que contiene el aire con respecto a la cantidad máxima de humedad que puede contener el aire

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}} \quad (2.5)$$

2.3.4. Humedad Específica

La humedad específica HE , es la cantidad de vapor contenida en una mezcla con respecto al aire, ésta es la relación entre la masa de vapor de agua y la masa de aire seco, es decir,

$$HE = \frac{m_{H_2O}}{m_{AS}} \quad (2.6)$$

Asimismo, la humedad específica se puede escribir en términos de la humedad relativa, ϕ ,

$$HE = 0.622 \frac{\phi P_{sat}}{P_0 - \phi P_{sat}} \quad (2.7)$$

En los resultados obtenidos de la fracción de agua contenida se empleó el programa X steam 2.6 para el cálculo de la presión de saturación a las condiciones atmosféricas dadas.

La Figura 2.2 muestra que la variación de la humedad presente en el aire atmosférico es función de la humedad relativa para diferentes valores de la temperatura ambiente. Para una presión atmosférica de 1.013 bar, un incremento en la temperatura ambiente de 20 °C a 30 °C provoca que la fracción de agua contenida en el aire se incremente de 1.38 % a 2.52 % para una humedad relativa de 60 %. La variación de la composición del aire atmosférico, afecta a las propiedades termodinámicas de la combustión. Por ejemplo, propiedades como el calor específico de la mezcla determinan la temperatura de los gases de la combustión, así como la cantidad de exceso de aire.

La presión atmosférica es función de la altitud, esto quiere decir que hay una variación de la humedad específica en cada lugar. Generalmente, las instalaciones son diseñadas a condiciones ISO ($P_{atm}=1.013$ bar, $T_{amb}=15^\circ\text{C}$ y $\phi =60\%$), pero estas condiciones no se encuentran en el sitio de

operación, y como consecuencia la potencia generada es menor.

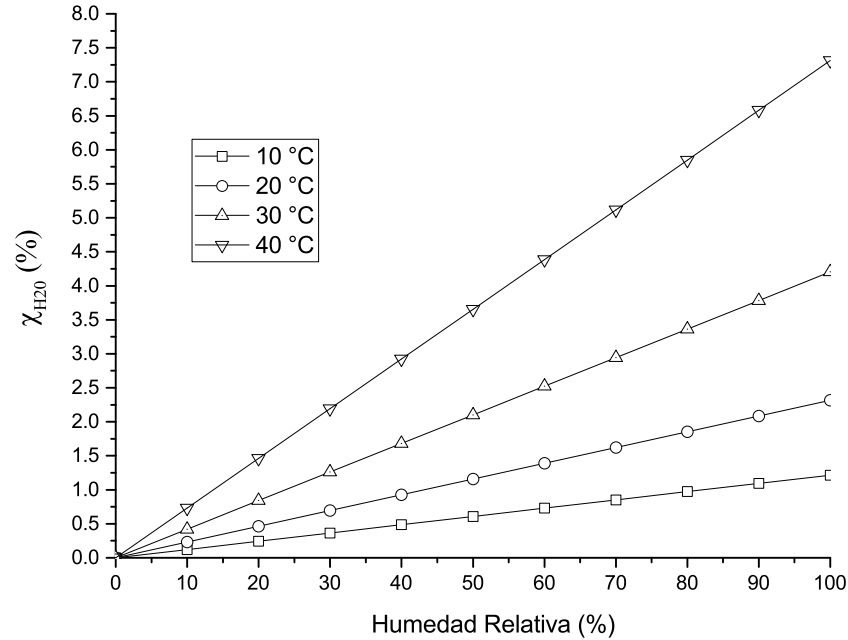


Figura 2.2. Fracción de agua contenida en el aire atmosférico en función de la humedad relativa para diferentes temperaturas

Por otro lado, la Figura 2.3 muestra la fracción molar de agua a 15 °C, en términos de la humedad relativa, para diferentes presiones atmosféricas, a medida que aumenta la altitud, disminuye la presión atmosférica provocando que se incremente la fracción molar de agua para una humedad relativa dada. Por ejemplo, para una humedad relativa de 60 %, la fracción de agua contenida en el aire incrementa de 1.01 % a 1.17 %, cuando disminuye la presión atmosférica de 1.013 bar a 0.87 bar; asimismo, cuando se reduce la presión atmosférica de 0.78 a 0.67 la fracción de agua contenida en el aire se incrementa de 1.31 a 1.52 %, por otro lado, con el incremento de la humedad relativa para una presión dada provoca el incremento de la fracción contenida de agua en el aire.

Cabe señalar que algunos autores consideran que el cambio de la humedad en el medio ambiente es pequeño y en evaluaciones del desempeño de la turbina de gas se puede despreciar. Sin embargo, el incremento de la humedad relativa en el medio ambiente provoca un incremento en la potencia debido al incremento del Cp_g por la presencia del agua.

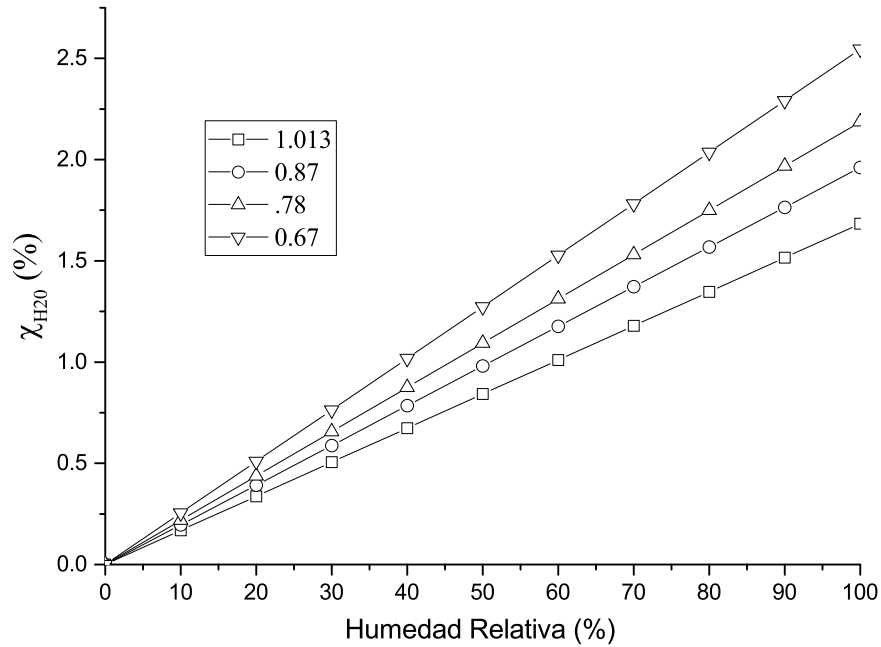


Figura 2.3. Fracción de agua contenida en aire el atmosférico en función de la humedad relativa para diferentes presiones

2.4. Combustible

El gas natural es el combustible ideal en muchos aspectos para la operación de la turbina de gas, tiene alto poder calorífico, es de fácil manejo, limpio, no suele contener impurezas que ocasionan corrosión, erosión o depósitos en los álabes de la turbina. La Tabla 2.1 muestra la composición volumétrica del gas natural que se emplea en este trabajo.

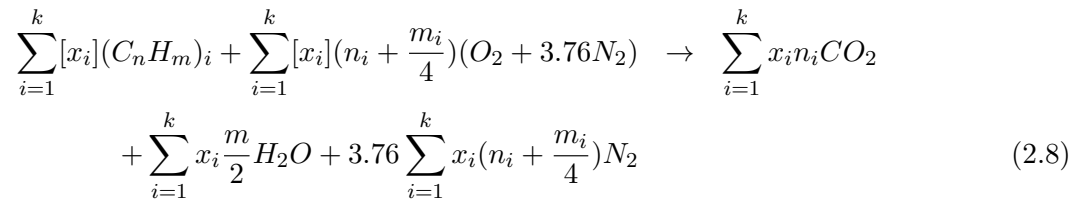
Tabla 2.1. Composición del gas natural empleado para el modelo de combustión

Compuesto	Formula	Peso Molecular ($\frac{kg}{kg_{mol}}$)	% Volumétrico
Metano	CH_4	16	96.87
Etano	C_2H_6	30	2.85
Propano	C_3H_8	44	0.24
Butano	C_4H_{10}	58	0.03
Isobutano	C_4H_{10}	58	0.01
total			100

2.5. Proceso de Combustión

2.5.1. Combustión estequiométrica

La cantidad estequiométrica de oxidante es la cantidad necesaria para quemar completamente una cantidad de combustible. Si se suministra más de la cantidad estequiométrica de oxidante, la mezcla se dice que es pobre en combustible; y si se suministra menor cantidad de oxidante, se dice que la mezcla es rica en combustible. El proceso de combustión ideal, en el cual un combustible se quema por completo con aire teórico se conoce como combustión estequiométrica o teórica. Para los hidrocarburos C_nH_m , la relación estequiométrica se expresa de la siguiente manera



Para una mezcla de hidrocarburos de la forma $(C_nH_m)_i$ se tiene la siguiente expresión

$$1 \text{ mol de combustible} = \sum_{i=1}^k [x_i](C_nH_m)_i \quad (2.9)$$

La relación que existe entre el aire y el combustible suministrado al proceso de combustión, se encuentra en términos de la relación aire-combustible o de la relación combustible-aire. La relación aire combustible (rac) se define como la relación entre la masa de aire y la masa de combustible

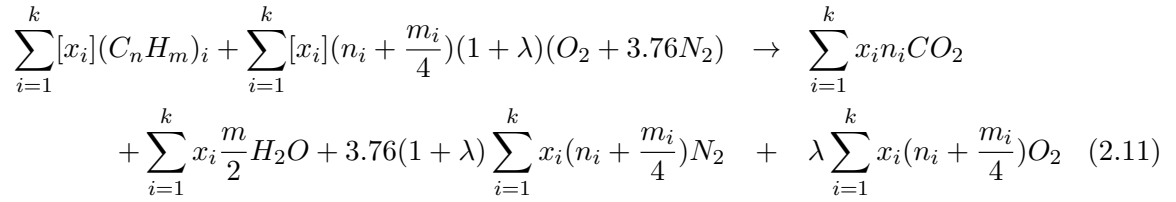
$$rac_{esteq} = \frac{4.76 \sum_{i=1}^k x_i (n_i + \frac{m_i}{4}) M_a}{M_f} \quad (2.10)$$

Esto quiere decir, que se necesitan $4.76 \sum_{i=1}^k x_i (n_i + \frac{m_i}{4}) M_a$ kilogramos de aire para quemar completamente un kilogramo de combustible; la relación aire-combustible tiene variaciones para cada combustible utilizado, es importante este parámetro para conocer cuál es el requerimiento de aire de la turbina de gas.

2.5.2. Combustión con exceso de aire seco

Los procesos de combustión real requieren de un exceso de aire para que la combustión u oxidación del combustible sea completa, además de enfriar a los gases producidos en la cámara de combustión que entran a la turbina de gas. La cantidad de exceso de aire se suele expresar en términos del aire estequiométrico, como exceso de aire porcentual o aire teórico porcentual.

La combustión de un mol de combustible, C_nH_m , con exceso de aire λ es la siguiente

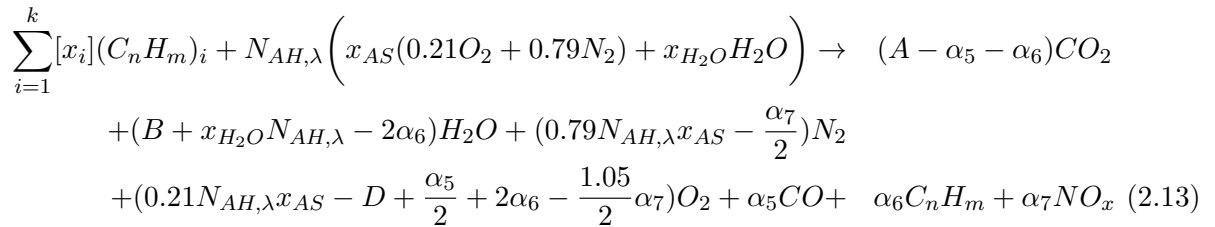


La relación de aire combustible real $(rac)_\lambda$ se expresa de la siguiente forma

$$rac_\lambda = \frac{4.76(1 + \lambda) \sum_{i=1}^k x_i (n_i + \frac{m_i}{4}) M_a}{M_f} \quad (2.12)$$

2.5.3. Combustión con exceso de aire húmedo

En un proceso de combustión real se tiene exceso de aire húmedo, debido a esto es importante conocer las propiedades de los gases de combustión y conocer las emisiones presentes para determinar la temperatura de los gases de combustión. La ecuación de la combustión es la siguiente



Los valores de A, B y D resultan de los balances realizados en la combustión estequiométrica,

$$A = \sum_{i=1}^k x_i n_i; B = \sum_{i=1}^k x_i \frac{m_i}{2}; D = \sum_{i=1}^k x_i (n_i + \frac{m_i}{4})$$

Los valores de α_5 , α_6 , α_7 se obtienen a partir de las correlaciones de Rizk y Mongia (1993), las cuales se muestran en la Tabla 2.2. La validación de estos modelos fue mediante el uso de una base de datos obtenidas de una cámara de combustión de tipo anular, siendo ésta la utilizada por la turbina de gas GE LM2500+.

Tabla 2.2. Correlaciones para el cálculo de las emisiones NO_x , CO y HC

Correlaciones ($\frac{g_i}{kg_f}$) $i=NO,CO,HC$		
$m_{NO_x} = \frac{1.15x10^6 \tau^{0.5} \exp(\frac{-7100}{T_{st}})}{P_2^{0.05} (\frac{\Delta P_2 - 3}{P_2})^{0.5}}$	$m_{CO} = \frac{0.179x10^9 \exp(\frac{7800}{T_{pz}})}{P_2^2 \tau (\frac{\Delta P_2 - 3}{P_2})^{0.5}}$	$m_{HC} = \frac{0.755x10^{11} \exp(\frac{9756}{T_{pz}})}{P_2^{2.5} \tau \cdot 1 (\frac{\Delta P_2 - 3}{P_2})^{0.6}}$

Se determina el número de moles de exceso de aire húmedo, $N_{AH,\lambda}$.

$$N_{AH,\lambda} = \frac{\bar{h}_f + A_1 \bar{h}_{CO_2}(T_3) + A_2 \bar{h}_{H_2O}(T_3) + A_3 \bar{h}_{N_2}(T_3) + A_4 \bar{h}_{O_2}(T_3) + A_5 \bar{h}_{CO}(T_3) + \alpha}{\bar{h}_{NAH,\lambda}(T_3) - \bar{h}_{NAH,\lambda}(T_2)} \quad (2.14)$$

Donde,

$$\alpha = A_6 \bar{h}_{CH_4}(T_3) + A_7 \bar{h}_{NO}(T_3) + A_8 \bar{h}_{NO_2}(T_3) \quad (2.15)$$

$$\bar{h}_f = \sum_{i=1}^k [x_i] (C_n H_m)_i (\Delta \bar{h}_{f,298} + \bar{h}_{t,com} + \bar{h}_{298}) \quad (2.16)$$

El denominador representa el cambio de entalpía del aire húmedo a la entrada de la cámara de combustión a una T_2 y a la entrada de la turbina de gas de alta presión a una T_3 ; la entalpía del aire húmedo se expresa mediante la siguiente expresión

$$\bar{h}_{AH}(T) = [x_{AS}] (0.21 \bar{h}_{O_2}(T) + 0.79 \bar{h}_{N_2}(T)) + [x_{H_2O}] \bar{h}_{H_2O}(T) \quad (2.17)$$

Finalmente, el cálculo del exceso de aire se obtiene conociendo $N_{AH,\lambda}$ y $N_{AH,est}$, mediante la siguiente expresión

$$\lambda = \left(\frac{N_{AH,\lambda}}{N_{AH,est}} - 1 \right) \quad (2.18)$$

Donde, $N_{AH,est}$ representa la cantidad estequiométrica de aire húmedo y la relación de aire

combustible $(rac)_\lambda$ se expresa de la siguiente forma

$$rac_\lambda = \frac{N_{AH,\lambda} M_{AH}}{M_f} \quad (2.19)$$

La Figura 2.4 muestra la cantidad de exceso de aire requerido para aire seco y aire húmedo con una humedad relativa de 60%, para diferentes valores de la temperatura a la salida de la cámara de combustión, asimismo, se requiere mayor exceso de aire cuando se emplea aire seco. Operando con aire húmedo a una temperatura de 1300 °C (Punto A) se requiere un exceso de aire del 177.55% y para aire seco se requiere del 181.38%. En la Tabla 2.3 se presenta que para una TET_{TAP} de 1300 °C y una humedad relativa del 60% se incrementan las emisiones de CO, HC y NO_x en 0.33%, 0.26% y 0.42%, respectivamente, al considerar aire húmedo en la turbina de gas aeroderivada.

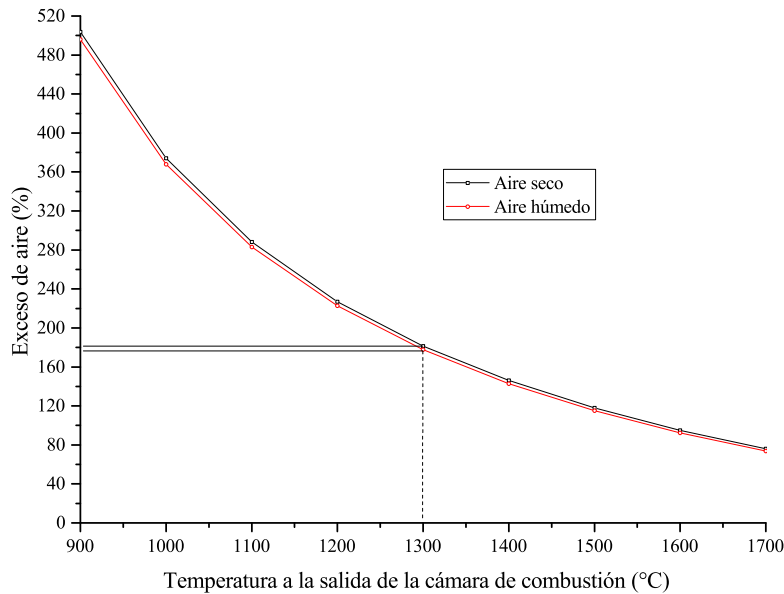


Figura 2.4. Cantidad de exceso de aire en función de la temperatura a la salida de la cámara de combustión

Tabla 2.3. Emisiones de la turbina de gas aeroderivada al considerar aire húmedo y seco como fluido de trabajo

Aire	$CO_2 \left(\frac{kg}{s} \right)$	$H_2O \left(\frac{kg}{s} \right)$	$N_2 \left(\frac{kg}{s} \right)$	$CO \left(\frac{kg}{s} \right)$	$HC \left(\frac{kg}{s} \right)$	$NO \left(\frac{kg}{s} \right)$	$NO_2 \left(\frac{kg}{s} \right)$
Seco	3.2707	6.47907	69.7777	0.00886	0.001131	0.13546	0.00712
Húmedo	3.2803	7.3923	69.0573	0.00889	0.001134	0.13586	0.00715

La Figura 2.5 muestra el exceso de aire requerido a diferentes valores de la humedad relativa, para una temperatura ambiente el exceso de aire disminuye al incrementar la humedad relativa, esto es consecuencia del incremento de la capacidad calorífica de la mezcla de los gases de combustión con las altas concentraciones de agua. De acuerdo con la Figura 2.2 con el aumento de la temperatura ambiente se incrementa la fracción de agua presente en el aire. Asimismo, la operación de las turbinas de gas a mayor temperatura ambiente requiere de mayor cantidad de exceso de aire para disminuir la temperatura de los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión. Para aproximadamente una humedad relativa menor de 52 %, se requiere mayor cantidad de exceso de aire para una temperatura de 50 °C que para una de 40 °C, pero si la humedad relativa es igual a 52 % el exceso de aire requerido es el mismo, y se incrementa la humedad relativa por arriba de 52 % sucede lo contrario.

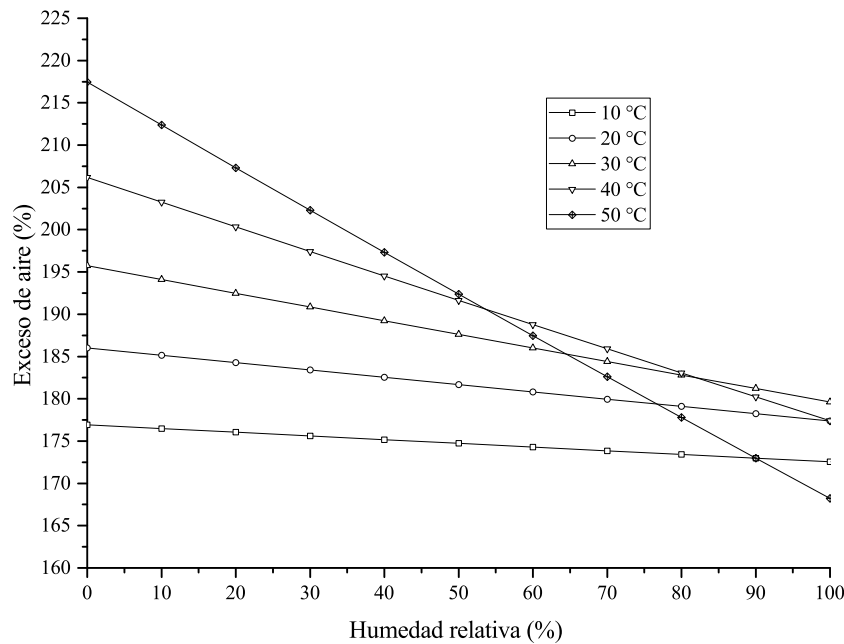


Figura 2.5. Exceso de aire requerido para diferentes niveles de humedad relativa y temperatura ambiente

La Figura 2.6 muestra que al incrementar la relación de presiones en el compresor, el exceso de aire es mayor, debido al incremento de la temperatura a la salida del compresor. Si aumenta la temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión, la temperatura de flama adiabática aumenta, como consecuencia se requiere mayor cantidad de aire para reducir la temperatura a la

entrada de la turbina, debido a un menor efecto de enfriamiento en la zona de dilución de la cámara de combustión. Además, se muestra que al aumentar la temperatura de los gases de salida de la cámara de combustión el exceso de aire es menor. Para una temperatura de 1300 °C y una relación de presiones de 23.3 se requiere un exceso de aire de 177.55 %; al incrementar la relación de presiones a 26, el exceso de are requerido se incrementa en 5.15 %; asimismo, si disminuye la temperatura a 1200 °C a la salida de la cámara de combustión el exceso de aire incrementa en 55.98 %.

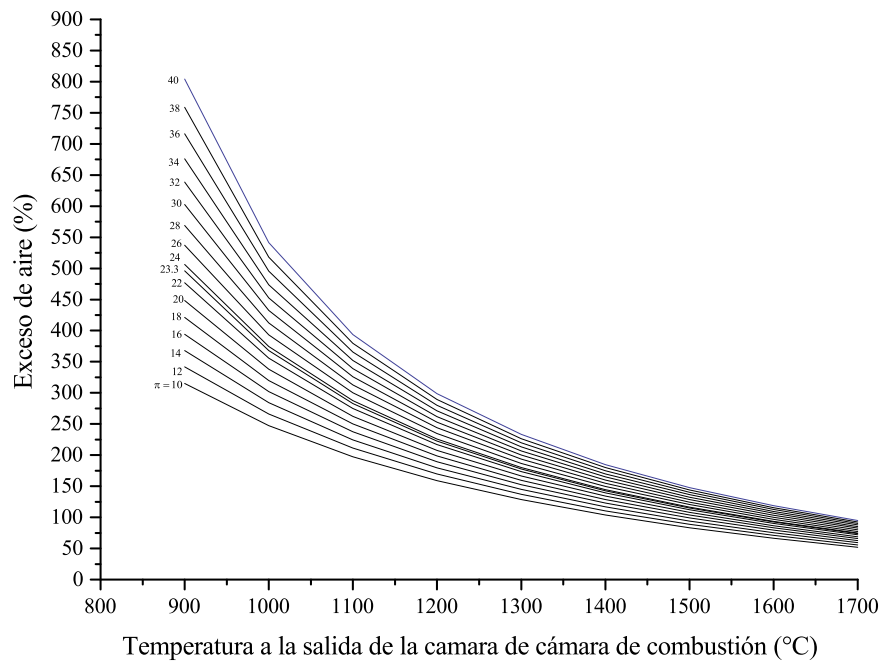


Figura 2.6. Exceso de aire requerido para diferentes temperaturas a la salida de la cámara de combustión para una relación de presiones fija

Capítulo 3

Análisis Exergético

3.1. Introducción

La herramienta principal de todo análisis termodinámico es la primera ley, que puede dar respuestas acerca de la eficiencia térmica del ciclo, pero no muestra las irreversibilidades de cada uno de los componentes, ni de los procesos. El análisis exergético permite conocer la calidad de la energía y las irreversibilidades en cada uno de los equipos. Asimismo, este método utiliza la conservación de la masa y los principios de conservación de energía, junto con la segunda ley de la termodinámica para el análisis, el diseño y la mejora de los sistemas energéticos. Y permite identificar los tipos y magnitudes de las pérdidas, así como eficiencias en el sistema, para establecer el potencial de mejoramiento, cuantificado a partir de la exergía destruida en cada proceso.

La utilidad del análisis exergético se ha extendido a un sin número de aplicaciones, en los cuales se consideran los aspectos energéticos, económicos y ambientales (Bejan (2006); Kotas (1985) y Dincer (2007)). Al hacer un análisis de exergía a un sistema, se puede cuantificar el grado de la sustentabilidad y de la irreversibilidad. Debido a esto se ha implementado esta herramienta para evaluar el grado de sustentabilidad, irreversibilidades y eficiencias exergéticas en los equipos que integran la turbina de gas aeroderivada GE LM2500+, que genera una potencia de 33.104 MW, operando con una relación de presiones del compresor de 23.3 y una temperatura a la entrada de la turbina de alta presión de 1,300 °C.

3.2. Antecedentes

El análisis exergético ha sido estudiado por diferentes autores. Por ejemplo, Stodola (1927) y Kotas (1985) desarrollaron metodologías exergéticas aplicadas a sistemas térmicos, con la finalidad de detectar en forma cuantitativa las pérdidas de exergía en procesos termodinámicos. Asimismo, Dincer (2007) y Ahmadi y Dincer (2011) han analizado turbinas de gas, utilizando un enfoque de optimización multi-objetivo, considerando parámetros exergéticos y económicos; además, han implementado indicadores exergéticos para evaluar las turbinas de gas, tal es el caso de la eficiencia exergética, la relación de exergía recuperada, el factor de destrucción exergética y el potencial de mejoramiento en los equipos.

Hakan (2013) presenta un estudio exergético sobre la turbina de gas aeroderivada GE LM6000+, y encuentra una eficiencia exergética del 39 % para una relación de presiones de 30 y genera una potencia de 43 MW; las pérdidas de exergía en la cámara de combustión son de 25.91 MW, que representa el 60 % de la potencia generada, es en este dispositivo en donde se tiene la mayor pérdida de exergía, sin embargo tiene una eficiencia exergética del 85.1 %, considerando una caída de presiones del 5 %. Asimismo, Onder y Hakan (2014) realizan un estudio a una turbina de gas aeroderivada; sin embargo, no existe la posibilidad de establecer escenarios alternos o comparativos, debido a que sólo presenta el análisis de una condición de operación.

3.3. Exergía

La exergía se define como el trabajo máximo disponible que se puede obtener de un sistema que interactúa con su medio ambiente, hasta que llega a su estado de equilibrio con éste, o también llamado estado muerto; toda la energía es exergía en la energía mecánica y eléctrica, pero en la energía térmica no es así, esto es, hay una cantidad de anergía. La anergía es la fracción de energía, de la cual no se puede obtener trabajo útil. Un balance de exergía aplicado a un proceso o planta térmica, dice la cantidad del potencial de trabajo útil. La pérdida de exergía, o irreversibilidades generadas, proporciona de una manera cuantitativa la ineficiencia del proceso, el concepto de irreversibilidad se basa en las dos principales leyes de la termodinámica. Con el balance de exergía

para un volumen de control se puede calcular la irreversibilidad del proceso de flujo continuo, la cual se obtiene mediante la combinación de la ecuación de conservación de energía (primera ley) y con la expresión para la producción de entropía (segunda ley). Por otro lado, es importante definir **el medio ambiente**, es un estado en perfecto equilibrio termodinámico, no involucra gradientes de presión, temperatura, potencial químico, cinético o energía potencial, por lo tanto, no es posible producir trabajo con la interacción de las partes del ambiente. El medio ambiente proporciona un nivel de referencia para determinar la energía útil. El medio ambiente puede interactuar sobre un sistema de tres formas:

- Interacción térmica, sumidero de energía térmica a una temperatura T_0 . Debido a la enorme capacidad del medio ambiente para intercambiar calor con un sistema, sin sufrir un cambio significativo en su temperatura.
- Interacciones mecánicas, depósito de trabajo inutilizable, esta interacción se produce en sistemas que experimentan un cambio en el volumen durante el proceso considerado.
- Interacciones químicas, depósito de sustancias de bajo potencial químico en estado de equilibrio, este tipo de interacciones se producen cuando el sistema abierto rechaza materia del sistema o extrae de las sustancias de bajo potencial químico.

Asimismo, la potencia máxima disponible que se puede obtener de la transferencia de calor a la temperatura de flama adiabática, considerando como referencia al estado muerto, T_0 , se define de la siguiente manera

$$\dot{W}_{max} = \dot{E}^{Qf} = \dot{m}_f PCI \tau \quad (3.1)$$

En donde τ es conocido como el factor de Carnot o de Gouy Stodola y se expresa de la siguiente manera

$$\tau = 1 - \frac{T_0}{TFA} \quad (3.2)$$

Para un combustible como es el gas natural, la máxima disponibilidad de energía para generar trabajo es de aproximadamente del 88 %, es decir, la pérdida inherente al proceso de combustión del gas natural es de aproximadamente 12 % (Figura 3.1); sin embargo, la temperatura de los gases

se tienen que disminuir hasta la temperatura definida por las condiciones tecnológicas, en el caso de la turbina GE LM2500+ es de $TET_{TAP} = 1300^{\circ}\text{C}$, lo que implica una pérdida adicional del 8%. Esta última pérdida se puede disminuir, al mejorar los materiales de los álabes o el sistema de enfriamiento de las primeras etapas de la turbina de alta presión, que permita aumentar la TET_{TAP} .

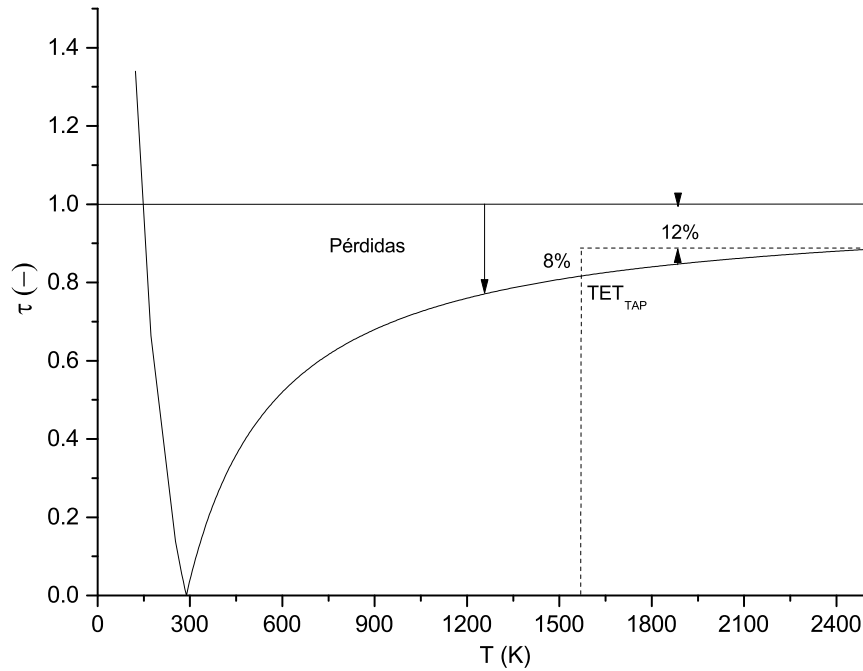


Figura 3.1. Factor exergético de la temperatura

Para los estados termodinámicos de la turbina de gas aeroderivada, la exergía física es igual a la máxima cantidad de trabajo obtenido, cuando el flujo de la sustancia se lleva de un estado inicial al estado del medio ambiente definido por P_0 y T_0 , este proceso sólo involucra interacciones térmicas con el medio ambiente. La exergía física específica se expresa de la siguiente manera

$$\varepsilon_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (3.3)$$

Considerando al aire como gas ideal, la exergía física se representa de la siguiente forma

$$\varepsilon_1 = cp(T_1 - T_0) - T_0 \left[cpln\left(\frac{T_1}{T_0}\right) - Rln\left(\frac{P_1}{P_0}\right) \right] \quad (3.4)$$

En la Figura 3.2 se muestran los volúmenes de control para el proceso de compresión y expansión, donde se muestran la exergía de entrada, salida y las irreversibilidades. Asimismo, se realiza el balance de exergía para los volúmenes de control en términos de cantidades específicas.

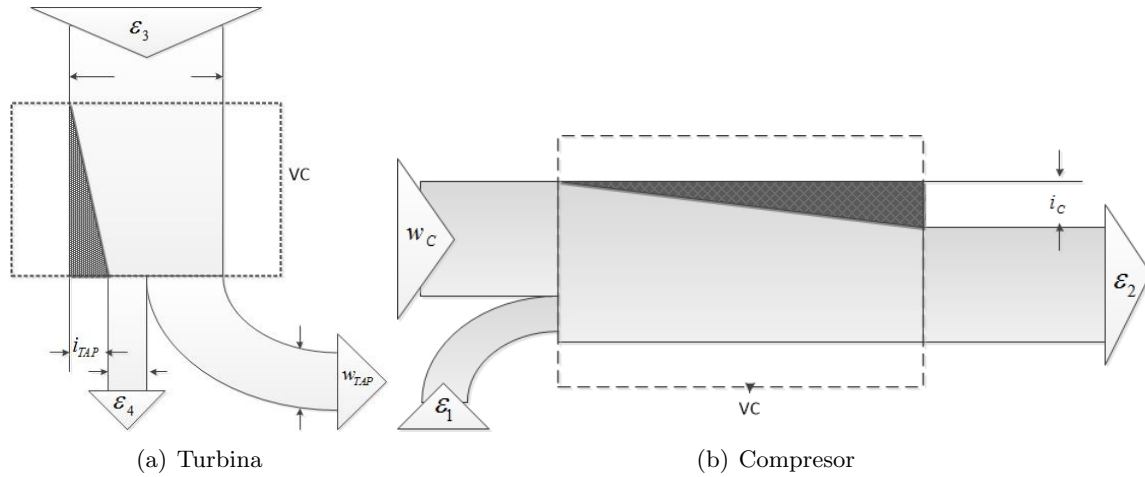


Figura 3.2. Balance exergético en los equipos que integran la turbina de gas

3.3.1. Turbina de gas

En las turbinas de gas, la expansión ocurre por arriba de la temperatura ambiente, el propósito de un proceso de expansión es generar trabajo mecánico a costa de la reducción de la exergía de la corriente del flujo de trabajo (Figura 3.2a)

$$\varepsilon_3 - \varepsilon_4 = w_{TAP} + i_{TAP} \quad (3.5)$$

La eficiencia de expansión exergética se expresa de la siguiente manera

$$\varphi_{TAP} = \frac{w_{TAP}}{\varepsilon_3 - \varepsilon_4} \quad (3.6)$$

3.3.2. Compresor

El balance de exergía para un compresor se puede escribir, con referencia al volumen de control mostrado en la Figura 3.2b como

$$\varepsilon_1 + w_c = \varepsilon_2 + i_c \quad (3.7)$$

La eficiencia de compresión exergética se expresa como

$$\varphi_c = \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{w_c} \quad (3.8)$$

3.3.3. Cámara de combustión

Los procesos de combustión están acompañados por la transferencia de calor, y de la caída de presión de los gases, por lo tanto, existen varias formas de irreversibilidades en el proceso de combustión. En un principio, es imposible evaluar qué parte de la irreversibilidad total se debe a un caso en particular. Se considera el proceso de combustión como adiabático, las irreversibilidades debidas a la fricción y el mezclado son despreciables.

El balance de exergía específica para la cámara de combustión referente al volumen de control mostrado en la Figura 3.3 es

$$\varepsilon_2 + \varepsilon_f = \varepsilon_3 + i_{CC} \quad (3.9)$$

La exergía liberada por el combustible a la temperatura de flama adiabática, (ε_f), tiene la siguiente expresión

$$\varepsilon_f = \Delta g_r + R_f T_0 \ln \left[\frac{P_f}{P_0} \right] \quad (3.10)$$

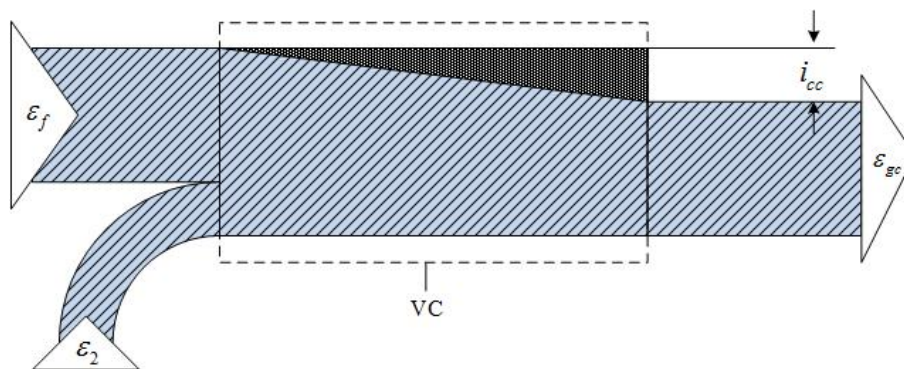


Figura 3.3. Balance exergético en la cámara de combustión

Donde la energía libre de Gibbs se define como la entalpía de reacción de la combustión menos

las pérdidas presentes en el proceso

$$\Delta g_r = \Delta h_r - T_{fa}(s_p - s_r) \quad (3.11)$$

T_{fa} se define como la temperatura de flama adiabática de la combustión y $(s_p - s_r)$ es el cambio de entropía durante el proceso de combustión y se expresa de la siguiente manera

$$s_p - s_r = c_{p_g} \ln \left[\frac{T_3}{T_2} \right] - R_g \ln \left[\frac{P_3}{P_2} \right] \quad (3.12)$$

La eficiencia exergética de la cámara de combustión representa la relación entre la exergía de entrada, dada por la exergía del combustible y del aire a la salida del compresor, y la exergía de salida que es representada por los gases de escape, se expresa de la siguiente manera

$$\varphi_{cc} = \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_2 - \varepsilon_f} \quad (3.13)$$

3.4. Análisis Paramétrico de las Irreversibilidades

Es importante analizar el comportamiento termodinámico del compresor con relación a la eficiencia de compresión isoentrópica, una disminución del 2% de la η_{sic} se puede presentar a corto plazo, debido a una mala operación que repercute en la vida útil, esta afectación se refleja en los demás equipos de la turbina de gas aeroderivada; los resultados del análisis exergético se presentan en la Tabla 3.1. Se presentan las variaciones de las irreversibilidades de los equipos de una turbina de doble flecha en función de la eficiencia de compresión isoentrópica; por ejemplo, si la η_{sic} disminuye de 0.86 a 0.84, la I_c aumenta en 20.04% y disminuye su eficiencia exergética 0.74%; la I_{cc} aumenta en 1.57%; I_{TAP} se incrementa en 6.41% y la I_{TBP} disminuye en 0.68%, debido a que la turbina de alta presión paga las irreversibilidades generadas en el compresor. Sin embargo, para el caso de la turbina GE LM2500+, para un escenario en el cual la eficiencia de compresión isoentrópica cae de 0.86 a 0.78 y la eficiencia exergética disminuye alrededor del 3%, y por consiguiente las irreversibilidades han aumentado 2,300 kW.

Analizando de forma análoga la variación de las irreversibilidades y la eficiencia de expansión

Tabla 3.1. Variación de las irreversibilidades en los equipos de una turbina de gas de doble flecha en función de la eficiencia de compresión isoentrópica con la $\eta_{stap} = \eta_{stbp} = 0.89$.

η_{sic}	$I_c(\text{kW})$	$I_{cc}(\text{kW})$	$I_{TAP}(\text{kW})$	$I_{TBP}(\text{kW})$	φ_c	φ_{cc}	φ_{TAP}	φ_{TBP}
0.86	2,383.79	16,094.02	2,272.52	1,753.17	0.945	0.870	0.950	0.949
0.84	2,861.61	16,347.00	2,418.24	1,741.24	0.938	0.872	0.950	0.950
0.82	3,391.83	1,6639.25	2,583.28	1,727.73	0.931	0.874	0.950	0.950
0.8	3,984.64	16,979.08	2,771.67	1,712.31	0.924	0.876	0.950	0.950
0.78	4,653.20	17,377.20	2,988.60	1,694.56	0.917	0.878	0.949	0.951

isoentrópica, en la Tabla 3.2 se presenta que a medida que disminuye la η_{stap} de 0.89 a 0.86, la I_c aumenta 7.16 %, I_{cc} se incrementa 7.17 %, I_{TAP} aumenta 30.21 %, y la I_{TBP} aumenta 20.99 %, disminuyendo la eficiencia exergética de las turbinas de alta y baja presión en un 3 %. Al disminuir la η_{stap} y la η_{stbp} , se debe de aumentar el suministro de combustible para mantener una potencia de salida de 33.104 MW, aumentado las pérdidas en mayor proporción en la cámara de combustión y en la turbina de alta y baja presión. La eficiencia isoentrópica de expansión es de 0.89, después de algunos años de operación, ha disminuido 3 %, resultando una disminución de la eficiencia exergética del 1 %.

Tabla 3.2. Variación de las irreversibilidades en los equipos de una turbina de gas de doble flecha en función de la eficiencia de expansión isoentrópica con la $\eta_{sic} = 0.86$.

$\eta_{stap, stbp}$	$I_c(\text{kW})$	$I_{cc}(\text{kW})$	$I_{TAP}(\text{kW})$	$I_{TBP}(\text{kW})$	φ_c	φ_{cc}	φ_{TAP}	φ_{TBP}
0.89	2,383.79	16,094.02	2,272.52	1,753.17	0.945	0.870	0.950	0.949
0.86	2,554.68	17,247.77	2,959.05	2,121.30	0.945	0.870	0.941	0.939
0.84	2,684.68	18,125.48	3,503.28	2,367.79	0.945	0.870	0.934	0.933
0.82	2,830.41	19,109.34	4,133.49	2,614.27	0.945	0.870	0.926	0.926
0.8	2,995.08	20,221.12	4,868.59	2,859.68	0.945	0.870	0.919	0.920

En la Figura 3.4 se muestra la eficiencia térmica en función de las pérdidas en la turbina de alta presión a diferentes relaciones de presión y TET_{TAP} ; también muestra que a medida que se incrementa la relación de presiones a una TET_{TAP} dada, se alcanza una eficiencia térmica máxima y después comienza a disminuir. Para una temperatura de 1300 °C y una relación de presiones de

23.3 (Punto A) se tiene una eficiencia térmica de 35.85 %, el trabajo motor es de 368.40 kJ/kg y las irreversibilidades son de 2,272.52 kW, al incrementar la π a 38 (Punto C) para obtener la máxima eficiencia, la eficiencia térmica se incrementa en 2.64 %, la irreversibilidad aumenta en un 55.87 %. Asimismo, al disminuir la relación de presiones a 16 (Punto B), el trabajo motor se incrementa en 2.22 % y las irreversibilidades se reducen en 22.08 % comparando con el punto de operación. Por otro lado, al disminuir la temperatura se incrementan las pérdidas en la TAP, por ejemplo, al disminuir la temperatura de 1300 °C a 1200 °C las irreversibilidades se incrementan de 2,272.52 kW a 2,892.56 kW.

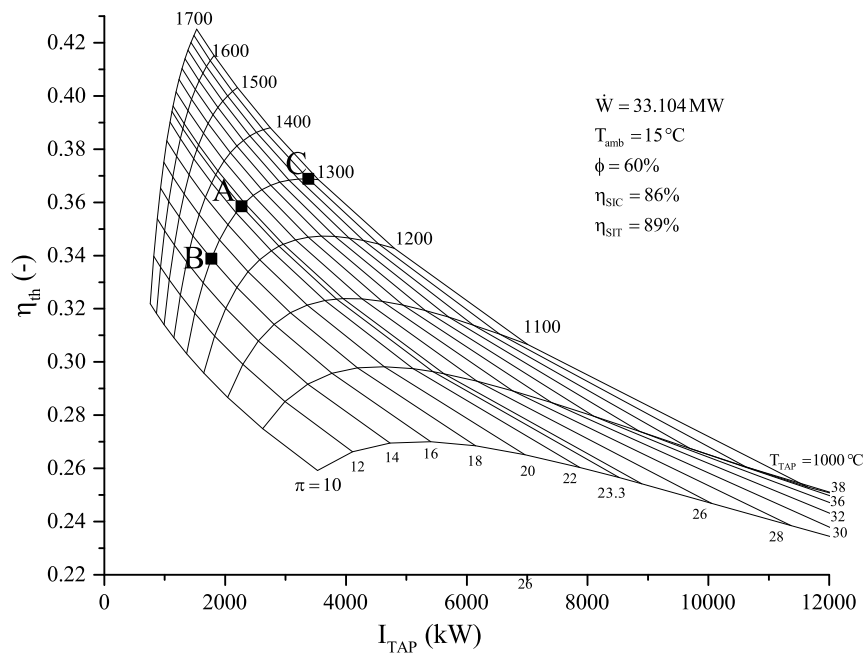


Figura 3.4. Eficiencia térmica en función de las pérdidas de la turbina de alta presión

La Figura 3.5 muestra la variación de la eficiencia térmica en función de las irreversibilidades del compresor, también muestra que al incrementar la TET_{TAP} y mantener una relación de presiones fija, la eficiencia térmica aumenta y las irreversibilidades en el compresor disminuyen; asimismo, al incrementar la relación de presiones a una TET_{TAP} dada, las irreversibilidades aumentan, y la eficiencia térmica aumenta hasta alcanzar su mayor valor, después comienza a decrecer y las irreversibilidades aumentan. Operando a la turbina de gas con una relación de presiones de 23.3 y una TET_{TAP} de 1300 °C, la eficiencia térmica es de 35.85 % y las pérdidas son de 2,383.79 kW;

al disminuir la relación de presiones para obtener el trabajo motor máximo, $\pi = 16$ (Punto B), la eficiencia térmica disminuye en un 5.52 % y las irreversibilidades disminuyen en un 9.44 %. Por otro lado, al incrementar la relación de presiones a 38 (Punto C) para encontrar la eficiencia térmica máxima, las irreversibilidades se incrementan en 19.92 % comparado con el punto de operación.

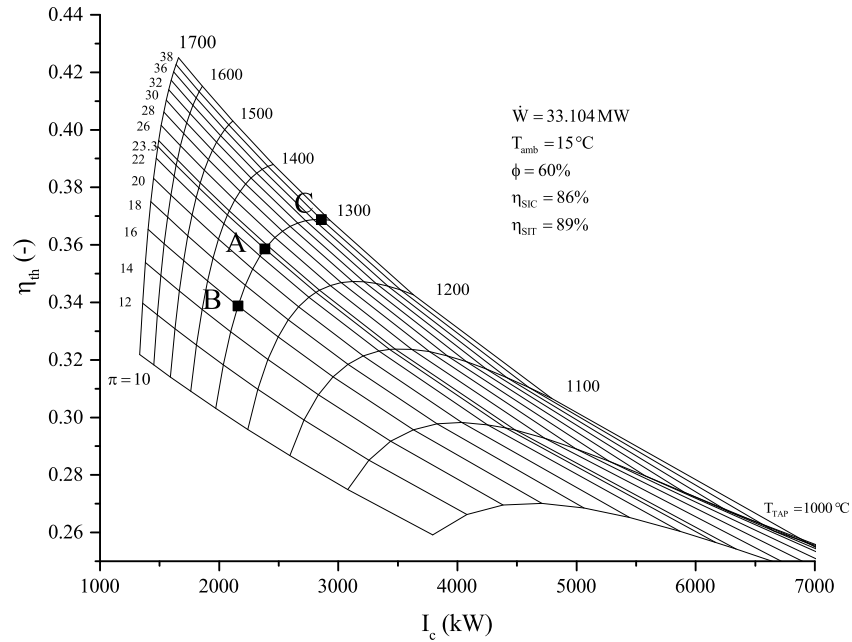


Figura 3.5. Eficiencia térmica en función de las pérdidas en el compresor

En la Figura 3.6 se muestra la variación de la eficiencia térmica en función de la irreversibilidad de la turbina de baja presión; también muestra que a medida que aumenta la TET_{TAP} a una relación de presiones dada, la eficiencia térmica aumenta y las irreversibilidades tienden a disminuir. Al operar la turbina a una temperatura de $1,300^\circ\text{C}$ y una relación de presiones de 23.3 (Punto A), la eficiencia térmica es de 35.85 % y las pérdidas son 1,753.17 kW; al incrementar la temperatura a $1,400^\circ\text{C}$, las irreversibilidades disminuyen en un 10.19 % para la misma relación de presiones.

Por otro lado, al incrementar la relación de presiones de 23.3 (Punto A) a 38 (Punto B) manteniendo la $TET_{TAP} = 1300^\circ\text{C}$, las irreversibilidades de la turbina de baja presión se incrementan de 1,753.15 kW a 2,073.44 kW, cabe mencionar que las pérdidas en la turbina de baja presión representan el 2.12 % de la exergía total de entrada y el 7.7 % de las pérdidas totales del sistema.

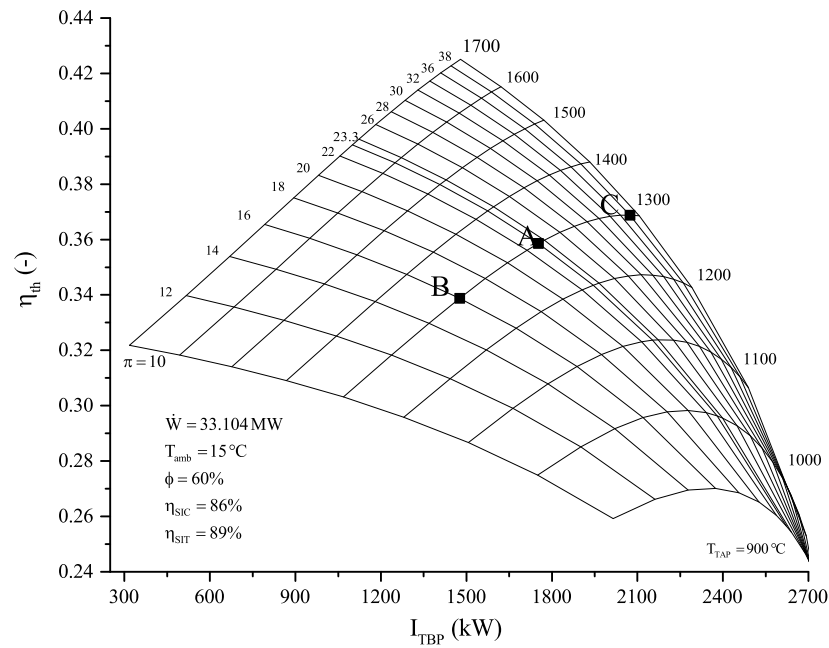


Figura 3.6. Eficiencia térmica en función de las pérdidas de la turbina de baja presión

En la Figura 3.7 se muestra la eficiencia térmica y las irreversibilidades que se presentan en la cámara de combustión en función de la relación de presiones; también muestra que al incrementar la relación de presiones en el compresor se incrementa la eficiencia térmica y se reducen las irreversibilidades. Para una temperatura a la salida de la cámara de combustión de 1,300 °C y una relación de presiones de 23.3 (Punto A), la eficiencia térmica es de 35.85 % y las pérdidas son de 16.094 MW; al incrementar la relación de presiones a 38 (Punto C) para obtener la eficiencia térmica máxima, las irreversibilidades en la cámara de combustión disminuyen en un 7.94 %; las mayores pérdidas que se encuentran en la turbina de gas se encuentran en la cámara de combustión, representan el 19.48 % de la exergía total de entrada.

Comparando el estudio realizado por Hakan (2013), en el cual presenta un estudio exergético sobre la turbina de gas aeroderivada LM6000, encuentra una eficiencia exergética del 39 % en el ciclo para una relación de presiones de 30 y genera una potencia de 43 MW; las pérdidas de exergía en la cámara de combustión son de 25.91 MW, que representa el 60 % de la potencia generada. Para el estudio realizado de la turbina de gas aeroderivada, LM2500+, la eficiencia exergética del ciclo es de 40.05 % y las pérdidas en la cámara de combustión representan el 48.70 % de la potencia

generada.

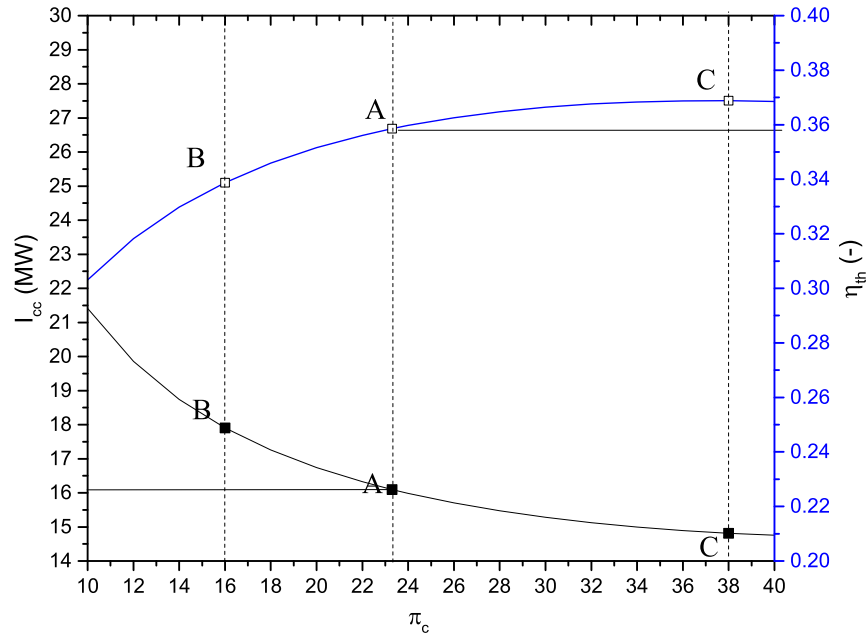


Figura 3.7. Irreversibilidades y eficiencia térmica de la CC en función de la relación de presiones

La Figura 3.8 muestra el comportamiento de la eficiencia exergética de compresión en función de las irreversibilidades de compresión variando la relación de presiones del compresor y la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión. Al incrementar la TET_{TAP} , las irreversibilidades disminuyen, esto se debe a que, a mayor temperatura y presión se tiene mayor disponibilidad de obtener trabajo útil y por consiguiente se requiere menos flujo de aire para obtener la misma potencia, sin embargo, al mantener constante la TET_{TAP} y al aumentar la π_c , la eficiencia exergética y las irreversibilidades en el compresor se incrementan. Al operar la turbina de gas aeroderivada de doble flecha a las condiciones del punto (A), se encuentra una eficiencia exergética de 0.9458 y la irreversibilidad de 2,383.79 kW; al incrementar la relación de presiones del compresor de 23.3 a 38, (punto C), la eficiencia exergética de compresión aumenta 0.7718 % y las pérdidas también se incrementan 19.92 %.

La Figura 3.9 muestra la eficiencia exergética de la cámara de combustión en función de las irreversibilidades de la cámara de combustión variando la relación de presiones del compresor y la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión. Al operar la turbina de gas aeroderivada

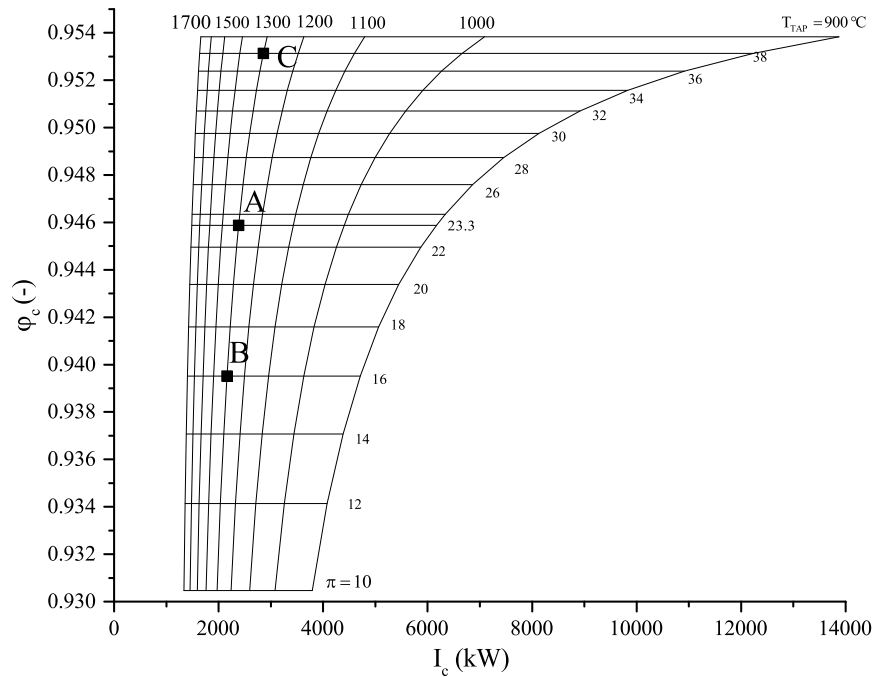


Figura 3.8. Eficiencia exergética del compresor en función de las irreversibilidades en el compresor

a las condiciones del punto (A), las irreversibilidades en la cámara de combustión son 16,094.024 kW y la eficiencia exergética de la cámara de combustión es de 0.8705; Al disminuir la temperatura de 1300 °C a 1200 °C para la misma relación de presiones las irreversibilidades se incrementan en 11.75 % y la eficiencia exergética se reduce en 0.3859 %. Al comparar el punto B con el punto punto A las irreversibilidades aumentan en 11.26 % y la eficiencia exergética se reduce en 2.12 %.

La Figura 3.10 muestra que la turbina de alta presión tiene mayor eficiencia exergética y menos irreversibilidades que el compresor, debido a la naturaleza del proceso, es decir, la expansión es un proceso natural y la compresión artificial. En la compresión se tiene 4.89 % más irreversibilidades que en la expansión en el punto de operación de la GE LM2500+. Asimismo, la eficiencia exergética para la turbina de alta presión es mayor para las condiciones de operación. Al operar la turbina a una TET_{TAP} de 1300°C y una relación de presiones de 23.3, (punto A), se obtiene una eficiencia exergética de la turbina de alta presión de 0.9509 y el flujo de irreversibilidad es de 2,272.52 kW, al disminuir la temperatura a 1200°C, la eficiencia exergética disminuye en un 0.3322 % y el flujo de irreversibilidades se incrementa hasta 2892.55 kW.

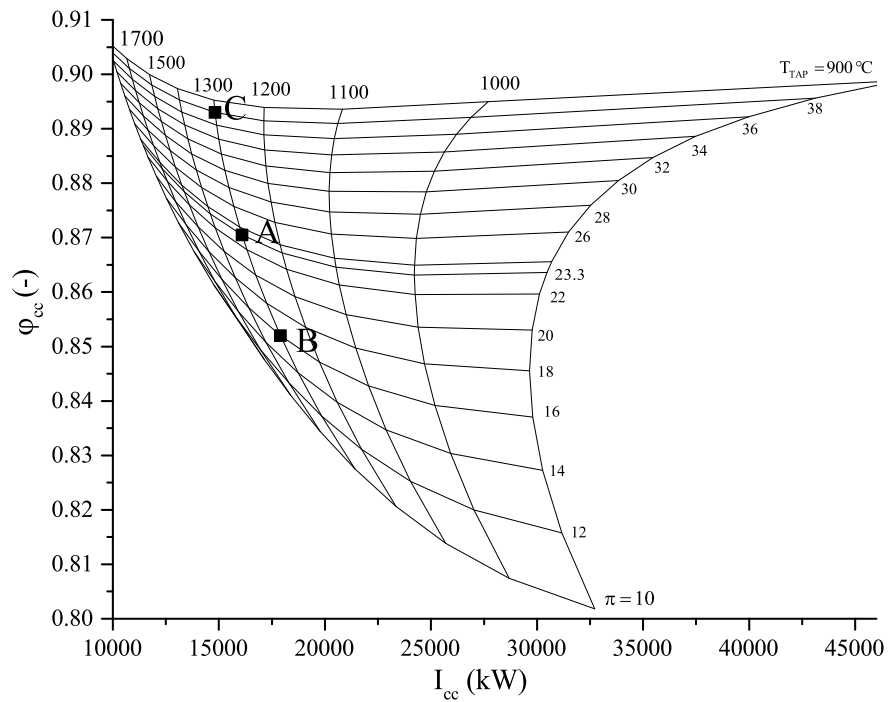


Figura 3.9. Eficiencia exergética en la cámara de combustión en función de las irreversibilidades en la cámara de combustión

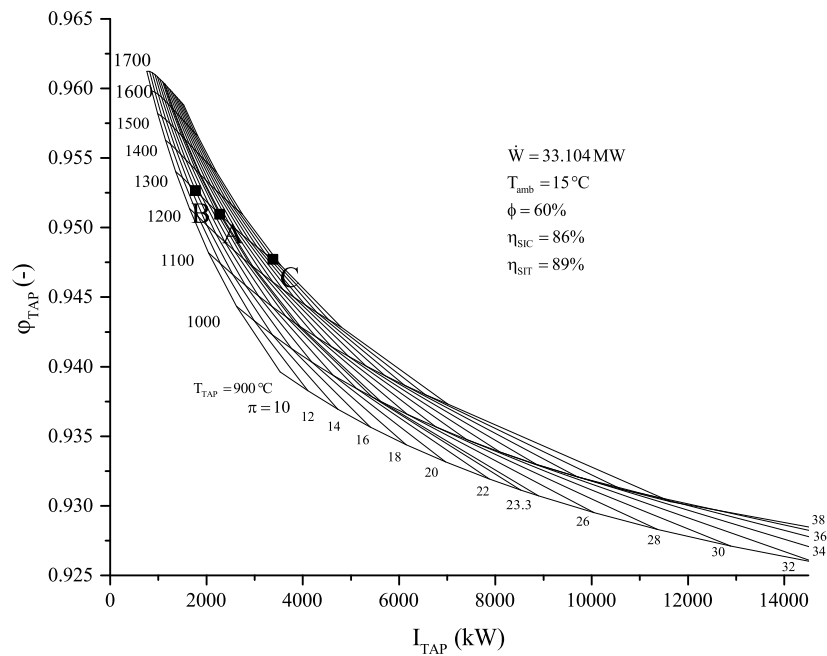


Figura 3.10. Eficiencia exergética de la turbina de alta presión en función de las irreversibilidades de la TAP

Capítulo 4

Análisis Exergoeconómico

4.1. Introducción

Se realiza un análisis paramétrico a una turbina de gas aeroderivada para conocer el comportamiento de los costos exergéticos, exergoeconómicos de las corrientes energéticas en función de la relación de presiones del compresor y de la temperatura a la salida de la cámara de combustión, considerando a los gases de escape como residuo. El mayor costo exergético se tiene en la corriente que sale de la cámara de combustión, y como consecuencia es la más afectada. Para las condiciones de operación, la corriente de los gases de escape representa el 7.51 % del costo exergoeconómico total de la turbina de gas aeroderivada. Asimismo, el mayor costo exergoeconómico unitario se encuentra en la corriente a la salida del compresor, 120.58 \$/GJ, debido a que la turbina de alta presión le suministra la potencia necesaria al compresor, además, de las irreversibilidades acumuladas en su proceso de formación de la corriente.

4.2. Antecedentes

En sus orígenes, el término “termoeconomía” se utilizó para hacer alusión a la combinación del análisis exergético y económico. Tsatsaronis (1993) propuso la palabra exergoeconomía para dar más precisión y no tener una generalización de la combinación de estos análisis. De esta manera, la exergoeconomía es un método para evaluar, optimizar tanto el diseño como el funcionamiento

de los sistemas energéticos. Asimismo, identifica y cuantifica el origen de las pérdidas de exergía, irreversibilidades y residuos, mediante la asignación de costos exergéticos (Valero *y col.*, 1994). En la década de los años 1960, M. Tribus y R. B. Evans, desarrollaron los primeros trabajos en este tema. Actualmente, Torres *y col.* (2008), Valero *y col.* (2004), Kim (2010) y Dincer (2007), entre otros investigadores han aplicado el análisis exergoeconómico a escala industrial, en el análisis, diagnóstico y optimización de sistemas energéticos.

Por otra parte, en los sistemas energéticos, además de tener un producto final, existen corrientes de energía generadas no deseadas. Éstas se conocen como residuos, y representan una pérdida de exergía que tiene un costo inherente, que se debe cargar a los componentes del sistema, y por tanto afectan a los costos exergéticos de las corrientes. Además, es importante identificar en qué lugar se encuentra el residuo y dónde se forma su costo dentro del sistema, de tal manera que, la descripción del proceso de formación del costo del residuo es una herramienta para la mejora en la eficiencia del sistema y en la asignación correcta del costo de las corrientes de salida del sistema. Entonces, si un proceso genera o contribuye a generar un residuo, el proceso debe compartir la responsabilidad de la eliminación del mismo. El procedimiento detallado de contabilidad de costos exergéticos se conoce como el proceso de formación de costos del residuo (Agudelo *y col.* (2012); Dincer (2007)).

Conocer el costo exergético del residuo, permite cuantificar el efecto de las irreversibilidades acumuladas en la generación de la corriente de exergía. Este costo se puede formar en el propio equipo, en el que se produce la corriente, pero también a lo largo de la cadena de las corrientes y de los equipos del proceso de producción que generan el residuo. La exergoeconomía es la parte de la termodinámica que combina la economía con la segunda ley de la termodinámica, y sirve como herramienta para la contabilidad, diagnóstico, mejora, diseño y optimización de los sistemas térmicos. Esta herramienta evalúa los costos, ya sean monetarios (\$/kJ) o exergéticos (kW) para evaluar la eficiencia de los procesos y el costo de las corrientes presentes en el sistema.

4.3. Proceso de Formación de los Costos Exergéticos

Un sistema térmico es algo más que un conjunto de equipos y flujos interrelacionados, a partir de su estructura física. Cada componente tiene un propósito productivo particular definido, que

contribuye a alcanzar el propósito final de producción del sistema. Para definir este propósito, se debe indicar qué flujo o combinación de flujos constituyen el producto de cada componente, los recursos, productos y finalmente los flujos de pérdidas, es decir, aquellos flujos que abandonan el sistema sin ser utilizados.

Investigar qué irreversibilidades son el origen del costo de un producto, no es sencillo, requiere de un análisis profundo del proceso que se nombra como “proceso de formación de los costos”. Su estudio es un paso adicional al análisis exergético, lleva por nombre “contabilidad de los costos exergéticos” y es la base del análisis exergoeconómico.

Un primer paso, es estudiar dónde aparecen todas y cada una de las irreversibilidades, así como relacionarlas con el efecto que tienen en el consumo de recursos. Para identificar el costo de una corriente de energía en un proceso productivo se introduce el concepto de *costo exergético*, que se denota por E^* , y es igual a la exergía más las irreversibilidades acumuladas a lo largo del proceso para obtenerlo

$$E^* = \dot{E} + \sum_i I_i \quad (4.1)$$

Por otra lado, se define el *costo exergético unitario*, k^* , como la relación entre el costo exergético y la exergía en un punto del proceso

$$k^* = \frac{E^*}{\dot{E}} \geq 1 \quad (4.2)$$

El costo exergético unitario es mayor o igual a la unidad, y éste va creciendo conforme la estructura de producción de un determinado flujo es más compleja y/o ineficiente. Por lo tanto, el costo exergético unitario es una medida de la ineficiencia de un proceso, entre más pequeña sea, resulta mejor, también indica la cantidad de combustible que ha sido requerido para producir una unidad de exergía.

Asimismo, el costo de producir algo es la cantidad de recursos necesarios para obtener dicho producto. La eficiencia exergética y el costo tienen la misma base conceptual. Tanto el producto como los recursos empleados se miden en unidades convenientes en cada proceso. Si se analiza un proceso donde se miden los recursos y el productos en términos de exergía, el costo exergético del

recurso, k , es inverso de la eficiencia exergética, φ_{ex}

$$k = \frac{1}{\varphi_{ex}} = \frac{\text{Recurso}(\text{unidades de exergía})}{\text{Producto}(\text{unidades de exergía})} \quad (4.3)$$

Todos los procesos de un sistema están encadenados, el recurso que se utiliza en un proceso, ha sido producto de algún otro proceso, que a su vez ha consumido recursos, los cuales son productos de corrientes anteriores.

4.4. Teoría de los Costos Exergéticos

El objetivo de la teoría de los costos exergéticos es la obtención de modelos que relacionen los costos, la eficiencia exergética y las irreversibilidades de los componentes. De este modo, no sólo es posible obtener los valores de los costos exergéticos de los flujos de un sistema de una manera eficiente, sino que además permite analizar en detalle el proceso de formación de los costos.

El problema fundamental de la asignación de los costos exergéticos, es el modo de obtención de los costos de todos los flujos que interrelacionan los equipos que componen un sistema. Para desarrollar la teoría de costos exergéticos es necesario definir tres condiciones básicas (Valero *y col.* (1994); Torres *y col.* (2008)):

1.- La definición de los límites del sistema y de los costos de los recursos de entrada al sistema son siempre relativos al sistema bajo estudio. Por ello, la información sobre los precios de los recursos energéticos y económicos del sistema, y dentro de los límites de análisis, se deben conocer.

2.- El nivel de agregación proporciona un desglose de la irreversibilidad total de un proceso entre sus componentes. La elección del nivel de agregación afecta a las conclusiones del análisis. De hecho, si no se dispone de más información sobre el sistema que la definida por sus nivel de agregación, no se puede pedir al conjunto de los costos obtenidos más información de la que se ha introducido.

3.- La eficiencia es el indicador de la calidad de los componentes del sistema, donde se localizan las irreversibilidades. Eficiencia e irreversibilidad deben estar relacionadas entre sí y con el resto de variables técnicas y económicas que les afectan.

4.5. Estructura Productiva

En general, todo sistema tiene un propósito definido: obtener una serie de productos, para lo cual se debe consumir una serie de recursos. Cada componente tiene un propósito productivo particular definido, que contribuye a alcanzar el propósito final de la producción del sistema. Para definir este propósito, se debe indicar qué flujo o combinación de flujos constituye el producto de cada componente (P), cuáles los recursos o fuel consumido (F) y finalmente el flujo de pérdidas (L), es decir, aquellos flujos que abandonan el sistema sin ser utilizados.

Todo sistema energético está formado por n equipos o componentes relacionados entre sí, y se relacionan con el entorno a través de m interacciones (masa, energía, dinero, etc.) que conforman su estructura. Esta estructura se encuentra dividida en dos tipos: estructura física y la estructura productiva.

-Estructura Física.- La estructura física incluye los equipos y los flujos, de manera que, describe adecuadamente el sistema energético en cuanto a la ubicación de los equipos y los diversos flujos (masa y energía) que interactúan con los equipos.

-Estructura Productiva.- Cuando se tiene la estructura física del sistema a evaluar, se distribuyen los diferentes flujos en función de su propósito dentro de cada equipo (recurso-producto-residuo). Principalmente, la estructura productiva se basa en identificar el propósito de los flujos en cada equipo, incluyendo los residuos, y con la información proporcionada es posible identificar donde han sido generados. Para la estructura productiva de la turbina de gas aeroderivada se requiere el objetivo o propósito de cada componente, es decir, su producto. Posteriormente, se identifica el recurso necesario para obtener este producto (Figura 4.1).

Asimismo, la Figura 4.1 muestra que la corriente 1 es un recurso externo y requiere del recurso 2-1 para pasar al estado 2. Después, la corriente 2 requiere como recurso la corriente 3-2 para producir el estado 3. Cabe mencionar que el balance del costo exergético se realiza a partir de los valores del flujo de exergía en las corrientes.

El compresor tiene como propósito aumentar la exergía del aire a la entrada del sistema, es decir, elevar la presión del aire del estado 1 al 2. Para alcanzar este producto es necesario suministrar como recurso una potencia que proviene de la turbina de alta presión, en este caso la corriente 6.

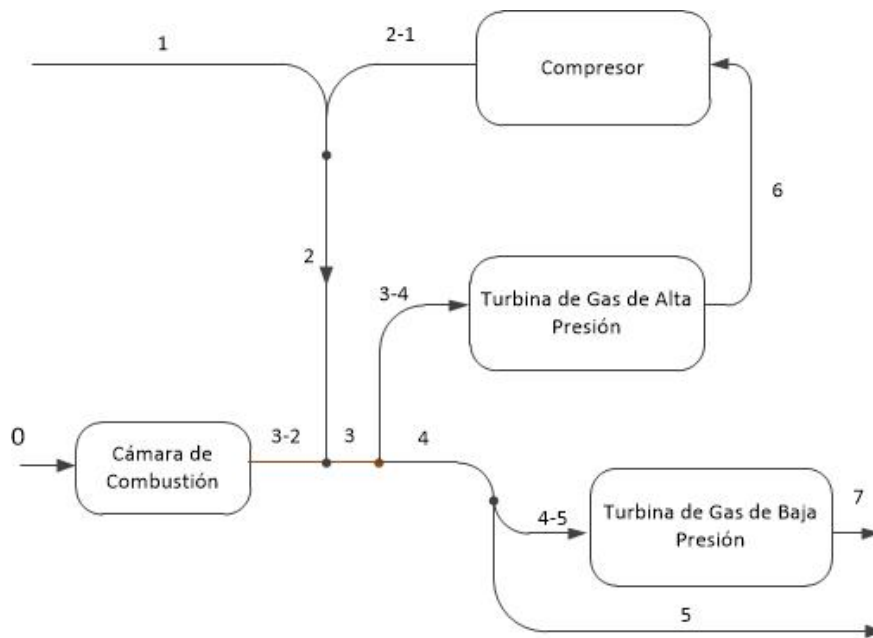


Figura 4.1. Estructura productiva de la turbina de gas aeroderivada

El objetivo de la cámara de combustión es aumentar la exergía del aire del estado 2 al estado 3, para obtener este producto se utiliza como recurso al combustible, corriente 0.

Al estar acoplada la TAP con el compresor, la TAP tiene como producto la potencia del compresor, corriente 6, como recurso tiene el cambio de exergía del estado 3-4, es decir, la expansión de los gases de escape. La turbina de gas de baja presión tiene como producto la potencia útil, corriente 7 y como recurso tiene el cambio de energía del estado 4-5, es decir, la expansión de los gases de combustión en la turbina de baja presión.

Cuando se define la estructura productiva de un sistema, se clasifican los flujos que relacionan cada componente como recurso o producto. Pero es posible que en el proceso de producción se obtengan flujos que no son deseados. Por ejemplo, los gases de combustión a la salida de la turbina de baja presión. Este tipo de flujos reciben el nombre de residuos o subproductos (Valero *y col.*, 2004).

Se pueden considerar tres tipos de residuo:

-Pérdida (L): Flujos que no tienen ninguna utilidad y son eliminados sin producir ningún perjuicio, o necesitar más recursos externos, incluyendo inversiones en equipo, el flujo de los gases a la salida de la turbina podrían considerarse como una pérdida.

-Residuo (Re): Flujos que no tienen ninguna utilidad, pero su existencia producirá prejuicios en la instalación o en el entorno, y por lo tanto es necesario un recurso adicional de recursos energéticos y económicos.

-Subproductos (S): Flujos adicionales obtenidos, que a veces son inútiles desde un punto de vista de su posterior utilización en otras partes del proceso, pueden ser reutilizados produciendo beneficios, que repercutan en el costo final del producto.

4.6. Reglas de Asignación de Costos Exergéticos

La teoría de costos exergéticos requiere de las reglas de asignación para establecer las ecuaciones que definen las interacciones de los flujos exergéticos en la estructura productiva (Torres y Valero, 2000). Estos criterios se mencionan a continuación:

- 1) *El costo exergético de los flujos depende del costo de los recursos de entrada al sistema. En ausencia de asignaciones externas, el costo de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía, o en otras palabras, su costo exergético unitario es uno.*

$$k^* = 1 \quad (4.4)$$

- 2) *El costo del producto de cada componente del sistema es igual a la suma del costo exergético de los flujos que constituyen el recurso, de dicho componente:*

$$\sum F^* = \sum R^* \quad (4.5)$$

En consecuencia todos los costos generados en el proceso productivo deben ser incluidos en el costo final de los productos. En ausencia de asignaciones externas el costo de los flujos de pérdidas es nulo.

- 3) *Si el producto de una componente está formado por varios flujos de la misma calidad termodinámica, todos ellos tienen el mismo costo exergético unitario. Esta proposición se basa en el hecho de que si en un equipo se identifican varios productos, se supone que su*

proceso de formación ha sido el mismo, tienen el mismo costo exergético unitario y por lo tanto se asigna su costo exergético proporcional a la exergía que contienen. Este conjunto de reglas de asignación de costos se conocen como: *Proposiciones FP*.

Debido a que los costos de entrada al sistema se deben conocer, por la proposición 1, es posible determinar el costo exergético de cada uno de los flujos, en el nivel de agregación y estructura productiva considerada en el análisis. Para ello es necesario definir (m) ecuaciones lineales, construidas a partir de las reglas de asignación de costos. La proposición 1 define las ecuaciones de los flujos a la entrada del sistema. Por otra parte, las proposiciones 2 y 3 definen, para cada componente (i), tantas ecuaciones como números de flujos formen el producto de dicha componente. Asimismo, el procedimiento del análisis de la teoría de costos exergéticos se muestra en la Figura 4.2.

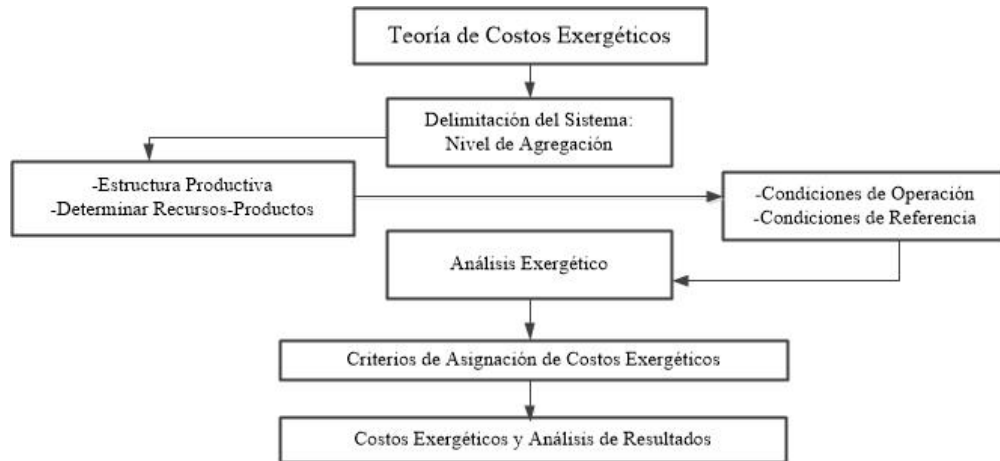


Figura 4.2. Procedimiento de la teoría de costos exergéticos en un sistema energético

Los modelos resultantes al aplicar las reglas de asignación a la turbina de gas aeroderivada se muestran a continuación.

■ **Para los recursos**

Aire

$$E_1^* = \dot{E}_1 \tag{4.6}$$

Combustible

$$E_f^* = \dot{E}_f \tag{4.7}$$

■ **Para los Equipos**

Cámara de combustión

$$E_f^* + E_5^* = E_3^* - E_2^* \quad (4.8)$$

Compresor

$$E_6^* = E_2^* - E_1^* \quad (4.9)$$

Turbina de gas de alta presión

$$E_3^* - E_4^* = E_6^* \quad (4.10)$$

Turbina de gas de baja presión

$$E_4^* - E_5^* = E_7^* \quad (4.11)$$

- **Para la formación de residuos** La formación de la corriente 4 y 5, obedecen la tercera regla de asignación de costos exergéticos, si el producto de una corriente está formado por varios flujos de la misma calidad termodinámica, todos ellos tienen el mismo costo exergético unitario, el proceso de formación de estas corrientes ha sido el mismo, el cual proviene desde la cámara de combustión.

$$k_{3-4} = k_4 \implies \frac{E_3^* - E_4^*}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} = \frac{E_4^*}{\dot{E}_4} \quad (4.12)$$

$$k_{4-5} = k_5 \implies \frac{E_4^* - E_5^*}{\dot{E}_4 - \dot{E}_5} = \frac{E_5^*}{\dot{E}_5} \quad (4.13)$$

La Figura 4.3 muestra los costos exergéticos de las corrientes de la turbina de gas aeroderivada a las condiciones de operación ($\pi_c = 23.3, TET_{TAP} = 1300^\circ\text{C}$), también muestra que la corriente después de la cámara de combustión (E_3^*) representa el mayor costo exergético, 256.513 MW, debido a la contribución del costo exergético del combustible y de la corriente a la salida del compresor, asimismo, a esta corriente se le imputan los costos exergéticos de los residuos. También, la corriente 1 no representa ningún costo exergético al sistema, siendo esta corriente el aire a la entrada a condiciones ambientales. Por otro lado, la corriente 2 y 6 tienen el mismo costo exergético de 109.838 MW, debido a que la corriente 6 representa la exergía suministrada al compresor.

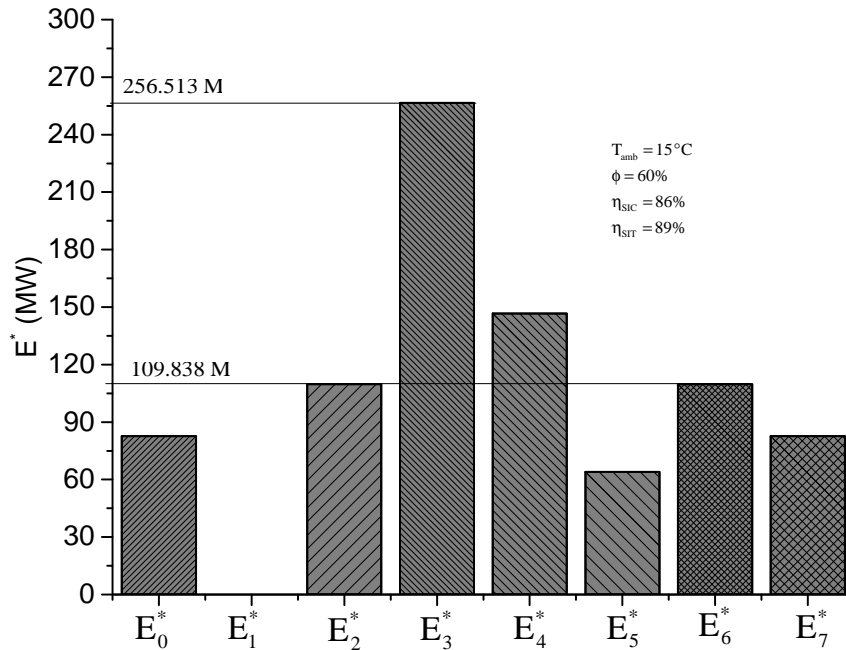


Figura 4.3. Costos exergéticos de las corrientes energéticas de la turbina de gas aeroderivada

La Figura 4.4 muestra el costo exergético unitario de las corrientes de la turbina de gas aeroderivada, también muestra que la corriente con un costo exergético unitario mayor es la que sale del compresor, debido a que se necesita trabajo de la turbina de alta presión para producir esta corriente, asimismo, el incremento del costo exergético unitario indica que la estructura de producción de un determinado flujo es ineficiente, por otro lado, la corriente “0” y “1” representan la unidad, debido a que son los recursos del sistema.

La Figura 4.5 muestra los costos exergéticos en función de la relación de presiones. También muestra, que el costo exergético de la corriente E_3^* es el mayor, debido a que esta corriente representa el recurso (combustible) y el costo exergético del aire a la salida del compresor. Asimismo, a medida que aumenta la relación de presiones, el costo exergético E_3^* aumenta. Por otra parte, el costo exergético de las corrientes E_2^* y E_6^* son iguales, debido a que sus flujos de exergía \dot{E}_2 y \dot{E}_6 son iguales, así como las irreversibilidades acumuladas. Además, los costos exergéticos E_f^* y E_7^* son iguales, porque el costo exergético para producir la corriente 7 es el costo exergético del combustible. Por otro lado, el costo exergético E_4^* y E_5^* disminuyen con el incremento de la relación de presiones, debido a que disminuye la temperatura T_4 y T_5 , y por lo tanto disminuye su exergía.

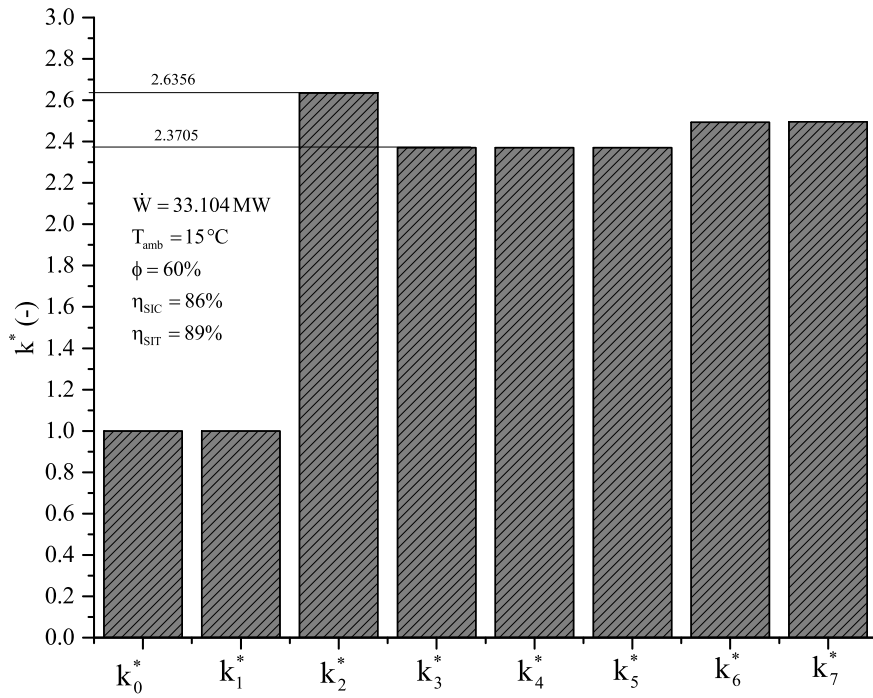


Figura 4.4. Costo exergético unitario de las corrientes energéticas de la turbina de gas aeroderivada

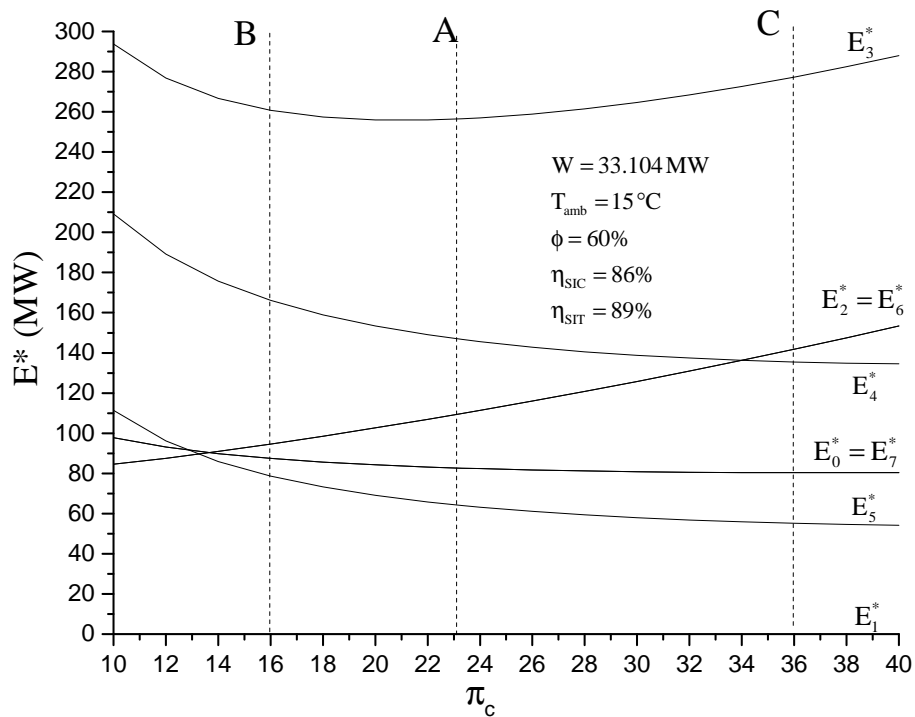


Figura 4.5. Costos exergéticos en función de la relación de presiones del compresor

La Figura 4.6 muestra el costo exergético de la corriente 3 (E_3^*) en función del flujo de combustible, también muestra que al incrementar la temperatura de entrada a la turbina de alta presión, E_3^* disminuye, debido al incremento de la eficiencia y a la disminución del flujo de combustible. Por otro lado, al incrementar la relación de presiones para una T_3 dada, disminuye el flujo de combustible, pero incrementa el costo exergético de E_3^* , debido a que el compresor requiere mayor trabajo suministrado. Por ejemplo, para las condiciones de operación $T_3=1,300$ °C y $\pi =23.3$ (Punto A) el costo exergético es de 256.513 MW y el flujo de combustible es de 1.8641 kg/s, al incrementar la relación de presiones a 38 para obtener la máxima eficiencia térmica, el costo exergético de E_3^* se incrementa a 282.418 MW y el flujo de combustible disminuye a 1.8123 kg/s. Asimismo, al disminuir la temperatura a la salida de la cámara de combustión de 1,300 °C a 1,200 °C manteniendo la relación de presiones fija de 23.3, el costo exergético de E_3^* se incrementa a un valor de 288.949 MW y el flujo de combustible se incrementa a 1.9458 kg/s.

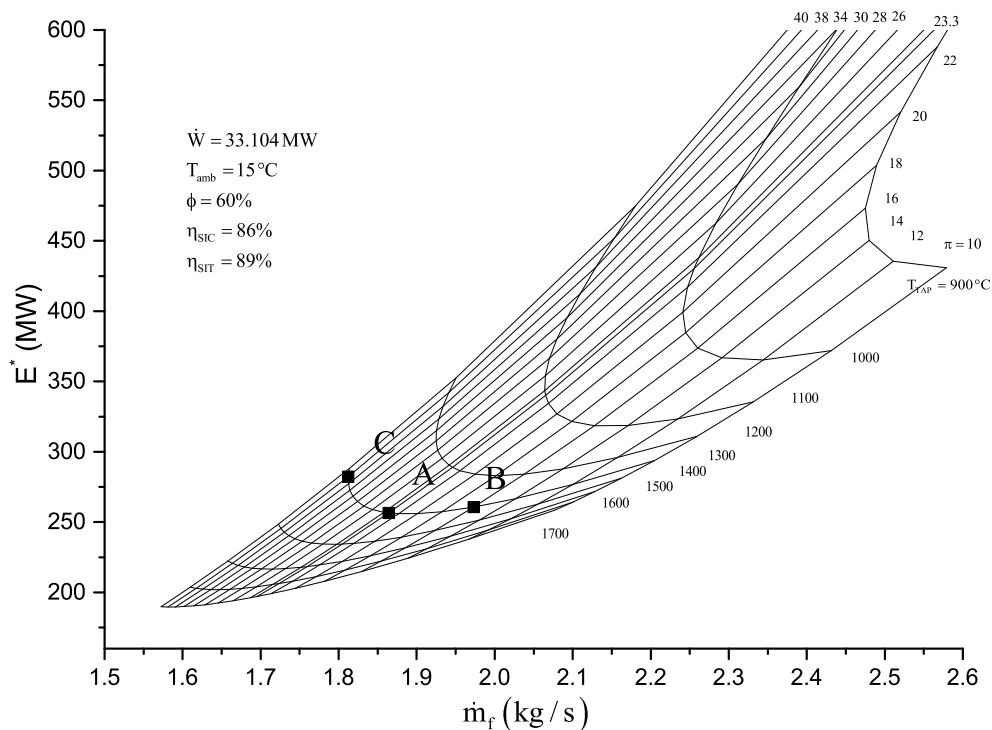


Figura 4.6. Costo exergético de la corriente 3 en función del flujo de combustible a diferentes relaciones de presiones y temperaturas de entrada a la TAP

4.7. Modelo Recurso-Producto-Residuo de la Turbina de Gas Aeroderivada

La descripción de la estructura productiva se basa en identificar el propósito de los flujos de cada equipo incluyendo los residuos, con la información proporcionada es posible identificar donde han sido generados. El primer paso para identificar el proceso de formación de costos es trasladar el esquema físico, a un esquema productivo, que indique donde se utiliza el producto de cada componente, qué parte se utiliza como recursos de otro componente y qué parte se transforma en producto final, por otro lado cuál es el origen de los recursos de cada componente, cuál proviene de los recursos externos y qué parte de los productos de otros equipos.

La Tabla 4.1 muestra la representación Recurso-Producto-Residuo de la turbina de gas aeroderivada con base en la estructura productiva de la Figura 4.1, también muestra la contribución de los equipos para la formación de las corrientes energéticas, así como para la formación de los residuos de la turbina de gas aeroderivada. Por otro lado, r_1 representa la contribución del producto de la cámara de combustión en la formación de la corriente 3, asimismo, r_2 representa la contribución del producto del compresor en la formación de la corriente 3.

Tabla 4.1. Recurso-Producto-Residuo

	F_o	F_{cc}	F_c	F_{TAP}	F_{TBP}	R_{cc}	R_c	R_{TAP}	R_{TBP}	Total
P_o	0	\dot{E}_f	0	0	0	0	0	0	0	\dot{E}_f
P_{cc}	0	0	0	$r_1(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)$	$r_1(\dot{E}_4 - \dot{E}_5)$	$r_1(\dot{E}_5)$	0	0	0	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$
P_c	0	0	0	$r_2(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)$	$r_2(\dot{E}_4 - \dot{E}_5)$	0	$r_2(\dot{E}_5)$	0	0	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$
P_{TAP}	0	0	\dot{E}_6	0	0	0	0	0	0	\dot{E}_6
P_{TBP}	\dot{E}_7	0	0	0	0	0	0	0	0	\dot{E}_7
Total	\dot{E}_7	\dot{E}_f	\dot{E}_6	$\dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_5$	$r_1(\dot{E}_5)$	$r_2(\dot{E}_5)$	0	0	

La Tabla 4.2 muestra los resultados del modelo Recurso-Producto-Residuo, también muestra los productos y los residuos de los equipos que integran la turbina de gas aeroderivada. Para las condiciones de operación de la turbina de gas GE LM2500+ ($T_3 = 1,300^\circ\text{C}$ y $\pi_c = 23.3$), la turbina de alta presión genera un producto de 44.062 MW y requiere de un recurso de 46.335 MW, este

recurso se forma por la contribución de la corriente a la salida del compresor en 17.844 MW y de la corriente a la salida de la cámara de combustión con 28.490 MW.

Asimismo, la turbina de baja presión o potencia útil genera un producto de 33.104 MW, además, requiere de un recurso de 34.857 MW, el cual se forma principalmente por la contribución de la cámara de combustión con 21.432 MW y del compresor con 13.424 MW. Por otro lado, los gases de escape de la turbina de gas son considerados como residuo y su formación es debido a la cámara de combustión en 16.612 MW y el compresor en 10.405 MW.

Tabla 4.2. Resultados del modelo Recurso-Producto-Residuo (MW)

	F_o	F_{cc}	F_c	F_{TAP}	F_{TBP}	R_{cc}	R_c	R_{TAP}	R_{TBP}	Total
P_o	0	82.629	0	0	0	0	0	0	0	82.629
P_{cc}	0	0	0	28.490	21.432	16.612	0	0	0	66.535
P_c	0	0	0	17.844	13.424	0	10.405	0	0	41.674
P_{TAP}	0	0	44.062	0	0	0	0	0	0	44.062
P_{TBP}	33.104	0	0	0	0	0	0	0	0	33.104
Total	33.104	82.629	44.062	46.335	34.857	16.612	10.405	0	0	

Tanto la cámara de combustión como el compresor repercuten en la formación de los residuos presentes en la turbina de gas aeroderivada. La degradación de un componente fuerza al resto de los componentes a adaptar su comportamiento para mantener el objetivo de producción, y eso produce un incremento en las irreversibilidades. Por ejemplo, los cambios en las condiciones de trabajo inducidos por el ensuciamiento, provocan pérdidas en las relaciones de presiones y flujo de aire, esto se debe al incremento del grosor de los álabes, así como al cambio de la dirección del aire por el ensuciamiento. La pérdida de la eficiencia isoentrópica debido a estos efectos produce un aumento en la temperatura a la salida del compresor, lo cual contribuye a disminuir el calor suministrado, pero aumentan los costos exergéticos debido a que se requiere mayor cantidad de combustible.

La Figura 4.7 muestra la contribución del producto de la cámara de combustión (r_1) y la contribución del producto del compresor (r_2) para la formación de las corrientes energéticas en función de la eficiencia isoentrópica de compresión, también muestra que al disminuir la eficiencia

isoentrópica de compresión, r_2 aumenta, debido a que el compresor requiere mayor trabajo para comprimir el aire succionado causado por la degradación, asimismo, r_1 disminuye, consecuencia del incremento de la temperatura a la salida del compresor, ocasionando que se requiera menor cantidad de calor suministrado en la cámara de combustión. Por ejemplo, para las condiciones de operación $T_3=1300$ °C y $\pi =23.3$, r_1 es 0.61488 de y r_2 es 0.38512, al disminuir la eficiencia isoentrópica de 0.86 a 0.80 por ensuciamiento en el compresor, la contribución del compresor aumenta hasta 0.4046, debido a que el compresor requiere mayor trabajo, provocando que la turbina de alta presión incremente la potencia suministrada al compresor y se produce un incremento de combustible suministrado a la cámara de combustión.

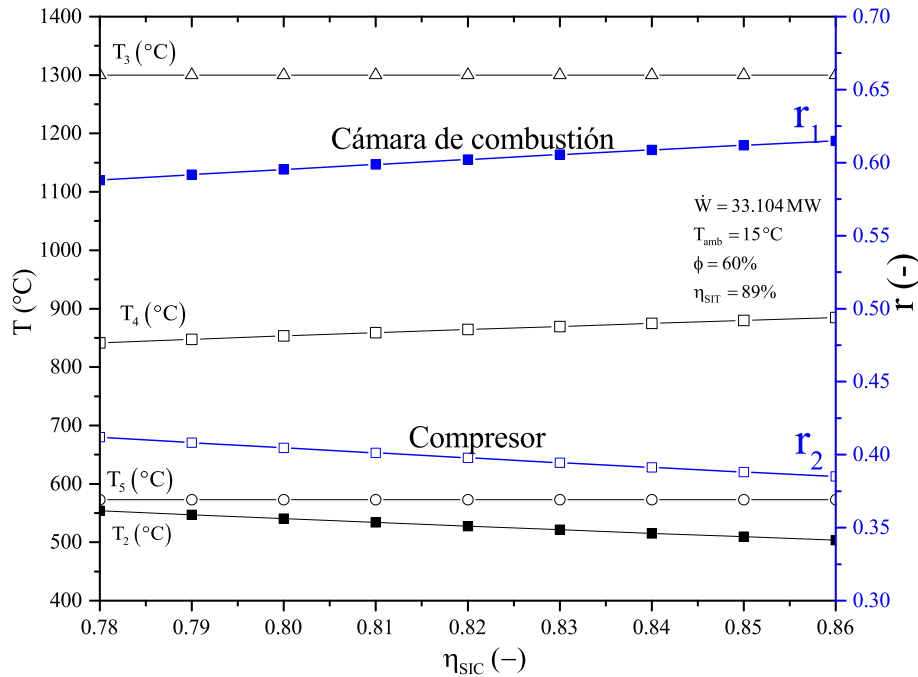


Figura 4.7. Contribución de la cámara de combustión y del compresor en la formación de corrientes al disminuir la η_{sic}

4.8. Costos Exergoeconómicos

El costo exergoeconómico de un flujo es la suma de dos contribuciones: la primera proviene del precio del combustible y la segunda que engloba el resto de los costos originados en el

proceso productivo asociado a su obtención, tales como, los costos de amortización, operación y mantenimiento.

El balance exergoeconómico para cada equipo se representa mediante la siguiente expresión:

$$\Pi_P = Z_i + \Pi_F \quad (4.14)$$

Donde

Π_F =Representa el costo exergoeconómico del recurso; (\$/s).

Π_P =Representa el costo exergoeconómico del Producto; (\$/s).

Z_i =Costo de los factores de producción no energéticos (amortización, mantenimiento, operación) de cada componente; (\$/s).

Por otro lado, el costo exergoeconómico unitario del recurso o producto de un componente se denota por $C_{F,i}$ (\$/GJ) o $C_{P,i}$ (\$/GJ), y representa el costo en unidades monetarias por unidad de exergía:

$$C_{F,i} = \frac{\Pi_{F,i}}{F_i}, C_{P,i} = \frac{\Pi_{P,i}}{P_i} \quad (4.15)$$

El combustible es el factor que más contribuye a formar el costo de los distintos productos (del orden del 80 al 90 %). Esta razón junto con la dificultad de estimar con precisión los costos de los equipos, permite reconocer la importancia de la aportación del combustible.

En este trabajo el costo del gas natural se ha extraído de la información proporcionada por PEMEX (2015), el costo del gas natural se integra por el precio del producto, la tarifa de transporte, costo de servicio y costo de distribución, el costo empleado en este trabajo para la obtención de resultados a partir del combustible es de 45.75 \$/GJ.

Por otro lado, la degradación de un componente fuerza al resto de los componentes a adaptar su comportamiento para mantener el objetivo de su producción, esto también produce un incremento en las irreversibilidades y en el consumo de combustible.

Los modelos resultantes de la aplicación de la teoría de costos exergoeconómicos a la turbina de gas aeroderivada de doble flecha con base en la estructura productiva se muestran a continuación; asimismo, permitirán conocer el costo de los recursos y productos dentro del proceso

■ Para los recursos

Aire

$$\Pi_1 = C_1 \dot{E}_1 \quad (4.16)$$

Combustible

$$\Pi_f = C_f \dot{E}_f \quad (4.17)$$

■ Para los Equipos

Cámara de combustión

$$\Pi_f + \Pi_5 = \Pi_3 - \Pi_2 \quad (4.18)$$

Compresor

$$\Pi_6 = \Pi_2 - \Pi_1 \quad (4.19)$$

Turbina de gas de alta presión

$$\Pi_3 - \Pi_4 = \Pi_6 \quad (4.20)$$

Turbina de gas de baja presión

$$\Pi_4 - \Pi_5 = \Pi_7 \quad (4.21)$$

■ Para la formación de residuos

La formación de la corriente 4 y 5 tienen el mismo proceso de formación, el cual proviene desde la cámara de combustión.

$$\Pi_3 \dot{E}_4 = \Pi_4 \dot{E}_3 \quad (4.22)$$

$$\Pi_5 \dot{E}_4 = \Pi_4 \dot{E}_5 \quad (4.23)$$

La Figura 4.8 muestra el costo exergoeconómico de las corrientes que interactúan en la turbina de gas aeroderivada, también muestra que la corriente 3, a la salida de la cámara de combustión, representa el mayor costo exergoeconómico, 11.73 \$/s, como consecuencia del costo exergoeconómico del combustible y del costo exergoeconómico de la corriente a la salida del compresor. Asimismo, en

segundo lugar se encuentra la corriente a la salida de la turbina alta presión, 6.71 \$/s. La corriente que se asignó como residuo tienen un costo exergoeconómico de 2.93 \$/s, además, representa el menor costo exergoeconómico del sistema, este valor se le imputa a la cámara de combustión y representa 24.97% del costo exergético de la corriente 3, el costo exergoeconómico total de la turbina de gas aeroderivada es de 38.93 \$/s. Por otro lado, el costo exergoeconómico de la corriente 6 y 2 es igual, 5.025 \$/s, debido a que la corriente 6 representa el trabajo suministrado al compresor. La corriente 7 y 0 tienen un costo exergoeconómico de 3.78 \$/s, esto se debe a que el propósito de la turbina de gas aeroderivada es generar potencia útil para otro equipo (compresor, generador o bomba), a partir del consumo de combustible, por esta razón el costo de estas corrientes es el mismo, una representa el recurso y la otra el producto del sistema.

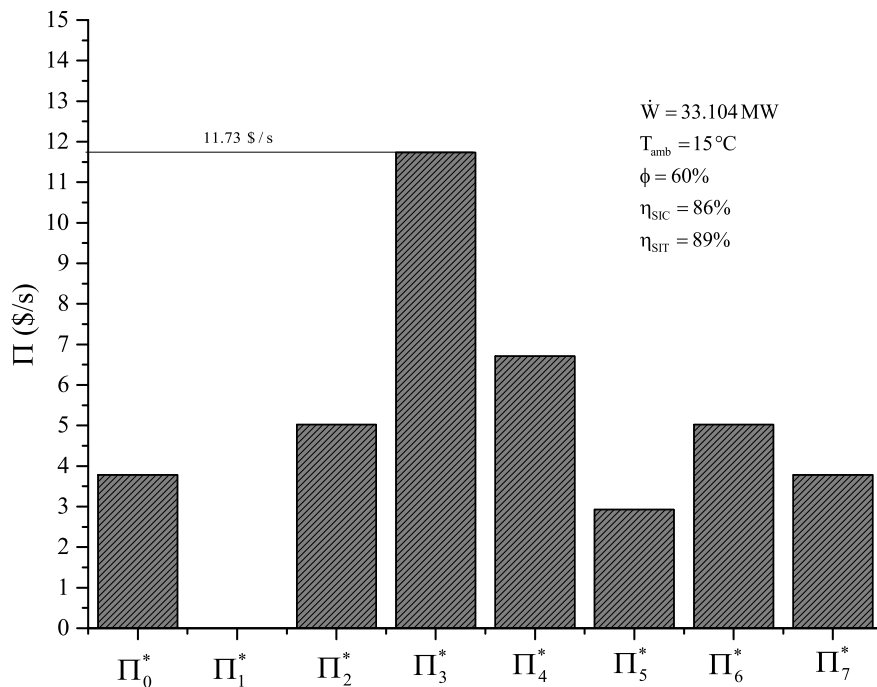


Figura 4.8. Costo exergoeconómico de las corrientes energéticas de la turbina de gas aeroderivada

La Figura 4.9 muestra el costo exergoeconómico unitario de la turbina de gas aeroderivada, también muestra que el mayor costo exergoeconómico se encuentra en la corriente a la salida del compresor, 120.58 \$/GJ, debido a la potencia entregada por la turbina de alta presión, además, esta corriente presenta la mayor parte de irreversibilidades acumuladas, lo cual contribuye al incremento

del costo exergoeconómico. Por otro lado las corrientes 3, 4, 5 al venir del mismo proceso de formación presentan el mismo costo exergoeconómico unitario, 108.45 \$/GJ.

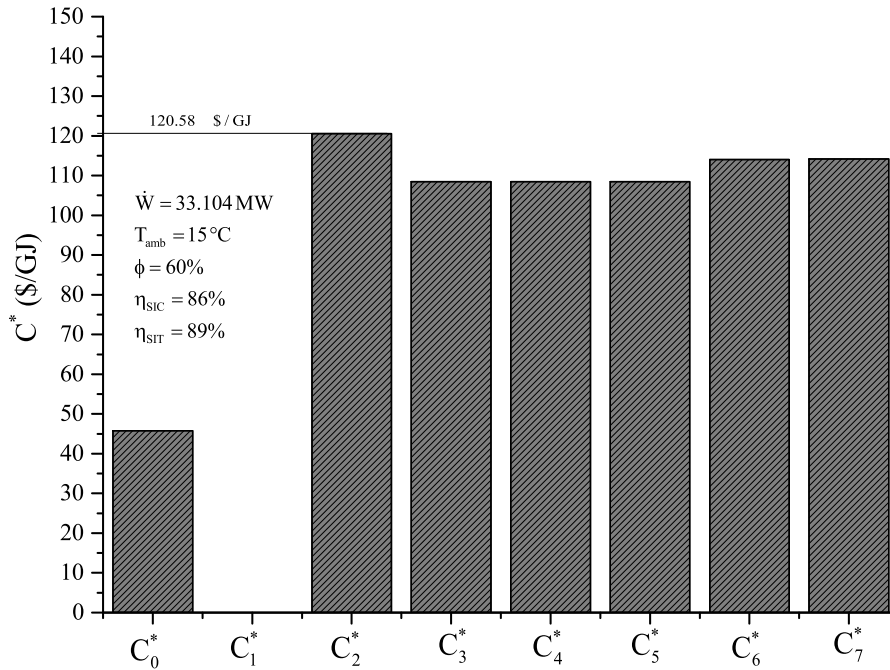


Figura 4.9. Costo exergoeconómico unitario de la turbina de gas aeroderivada

La Figura 4.10 muestra el costo exergoeconómico de las corriente a la salida de la cámara de combustión de la turbina de gas aeroderivada en función del flujo de combustible, también muestra que al incrementar la temperatura de entrada a la turbina de alta presión, disminuye el costo exergoeconómico, debido al incremento de la eficiencia y a la disminución del flujo de combustible. Por otro lado, al incrementar la relación de presiones para una TET_{TAP} dada, disminuye el flujo de combustible, pero incrementa el costo exergético, debido a que el compresor requiere mayor trabajo suministrado. Por ejemplo, para las condiciones de operación $TET_{TAP} = 1,300\text{ °C}$ y $\pi = 23.3$ (Punto A) el costo exergoeconómico es de 11.75 \$/s y el flujo de combustible es de 1.8641 kg/s, al incrementar la relación de presiones a 38 (Punto C) para obtener la máxima eficiencia térmica, el costo exergético de se incrementa a 12.92 kW y el flujo de combustible disminuye 1.8123 kg/s. Asimismo, al disminuir la temperatura a la salida de la cámara de combustión de 1300 °C a 1200 °C manteniendo la relación de presiones fija de 23.3, el costo exergético se incrementa a un valor

de 13.21 \$/s y el flujo de combustible se incrementa a 1.9458 kg/s.

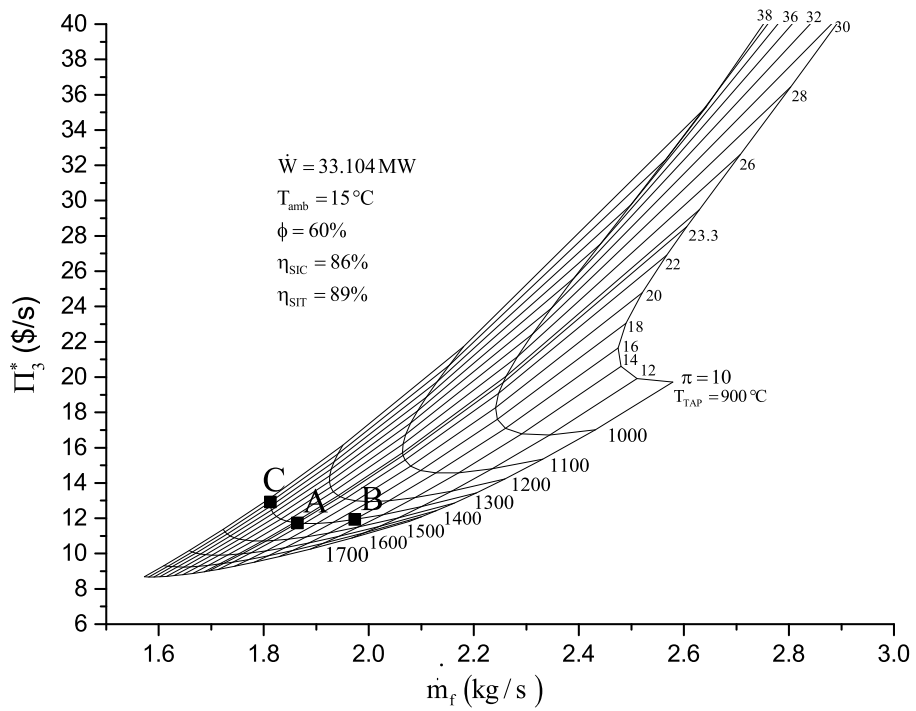


Figura 4.10. Costo exergoeconómico de la turbina de gas aeroderivada en función del flujo de combustible

Capítulo 5

Indicadores Exergéticos y Ambientales

5.1. Introducción

En 1987, con la publicación del libro "*Nuestro Futuro Común*", más conocido como Informe Brundtland, popularizó el concepto de desarrollo sostenible. Con este concepto, se plantea la búsqueda del progreso económico que no descuide aspectos cualitativos, tales como la calidad de vida o la preservación del medio ambiente sin olvidar un compromiso ético con las generaciones venideras (Vallero y Brasier, 2008; Bell y Morse, 2008).

Sin embargo, en los últimos años, una de las cuestiones más importantes ha sido el conocer si realmente se siguen pautas de sustentabilidad, es decir, si se tienen indicadores que nos alerten sobre la evolución positiva o negativa de los procesos.

Asimismo, los indicadores son parámetros o valores derivados de parámetros que proveen información relevante sobre variables definidas acerca de patrones o tendencias en el estado ambiente (Bell y Morse, 2008). El uso de los indicadores reconoce la necesidad de monitorear el impacto humano en el medio natural, además, el desarrollo de indicadores es relevante en los procesos de análisis, comprensión, creación y modificación de sistemas. También, permiten entender a un sistema específico en comparación con otros sistemas similares y comprender la evolución de cada

sistema a lo largo del tiempo.

Es importante la cuantificación de la sustentabilidad, sin embargo, las complejas interacciones que existen en los sistemas (energéticos, exergéticos, económicos y ecológicos) imponen que se utilice no solamente uno sino diversos indicadores y parámetros. Los indicadores exergéticos y ambientales son una primera propuesta para establecer parámetros sustentables en la turbina de gas aeroderivada.

El análisis exergético se puede usar como herramienta para evaluar los niveles de sustentabilidad de un sistema energético (Ahmadi *y col.*, 2011). Los indicadores exergéticos que se han investigado en la turbina de gas aeroderivada, en conjunto con indicadores ambientales para evaluar el impacto ambiental son: eficiencia exergética, factor de destrucción exergética, relación de exergía recuperada, como indicadores ambientales se tiene, Global Warming Potential (GWP), Smog Formation Potential (SFP), Acid Rain Formation Potential (ARP).

El proposito de los indicadores ambientales es conocer el efecto de los gases de combustión emitidos por una turbina de gas aeroderivada, a través de los potenciales de calentamiento global (GWP), potencial de formación de smog (SFP), y potencial de formación de lluvia ácida (ARP). Por otro lado, los indicadores exergéticos tienen como objetivo la evaluación termodinámica de los equipos que integran la turbina de gas aeroderivada, así como identificar los potenciales de mejoramiento exergético, factor de destrucción exergético y la relación de exergía recuperable. Los parámetros del funcionamiento de la turbina de gas usados son: la temperatura a la entrada de la turbina; la relación de presiones del compresor; las eficiencias isoentrópicas (compresor y turbina).

5.2. Antecedentes

Se realizó una búsqueda en la literatura, Oyedepo *y col.* (2015) realizan un análisis a una planta de potencia con indicadores exergéticos y ambientales, entre sus principales resultados muestran que en la cámara de combustión se encuentra el mayor potencial de mejoramiento exergético, el cual varía de 30.21 a 88.86 MW, mientras que en el análisis ambiental muestra que las emisiones varían entre 100.18 y 408.78 kg CO_2 / MWh.

Por otro lado, Hakan (2013) desarrolla indicadores de sustentabilidad exergética en una turbina

de gas aeroderivada (LM6000) que opera con una potencia de 43.3 MW, para esta turbina de gas el potencial de mejoramiento exergético es de 3.96 MW, la relación de exergía recuperable es de 22 % y el factor de destrucción exergética de 35.3 %.

Diversos autores como Szargut (2005) y Dincer (2007) han desarrollado metodologías, así como indicadores para la evaluación de sistemas térmicos y sistemas ecológicos a partir del análisis exergético. Por ejemplo, Szargut (2005) define el término costo termo-ecológico, el cual relaciona el impacto del deterioro ecológico con las pérdidas en los procesos.

5.3. Indicadores Exergéticos

El balance general de exergía para cualquier proceso se puede escribir como:

$$\sum \dot{E}_{Ent} = \sum \dot{E}_{Util} + \sum \dot{E}_{Sal} + \sum \dot{E}_{Irrev} \quad (5.1)$$

Donde la exergía total de entrada $\sum \dot{E}_{Ent}$ se obtiene a partir de la exergía química del combustible y de la exergía del aire a la entrada a la turbina de gas aeroderivada, asimismo, $\sum \dot{E}_{Util}$, es la exergía útil, la cual es la potencia producida por la Turbina de Gas Aeroderivada; asimismo, $\sum \dot{E}_{Sal}$ representa la exergía asociada a los gases de escape de la turbina de gas aeroderivada. Por otro lado, $\sum \dot{E}_{Irrev}$ son las pérdidas totales presentes en los equipos que integran el proceso.

Los indicadores exergéticos y ambientales presentados en la literatura (Hakan, 2013; Oyedepo y col., 2015; Dincer, 2007) son considerados para la evaluación exergética y ambiental de la turbina de gas aeroderivada.

5.3.1. Eficiencia exergética

La eficiencia exergética se define como la relación de la exergía útil total de salida sobre la exergía total de entrada.

$$\varphi_{ex} = \frac{\dot{E}_{Util}}{\dot{E}_{Ent}} \quad (5.2)$$

El objetivo principal de una Turbina de Gas Aeroderivada (TGAD) es generar el trabajo útil que se requiere, pero durante la operación de la TGAD parte de la exergía es destruida en cada

componente, éstas son las irreversibilidades por cada equipo que integra el sistema; asimismo, la exergía pérdida se encuentra en los gases de escape hacía el medio ambiente, los cuales se encuentran a elevadas temperaturas, el desperdicio de exergía (\dot{E}_{desp}) representa las irreversibilidades en el proceso, así como la exergía de los gases de escape, se calcula de la siguiente forma

$$\sum \dot{E}_{desp} = \sum \dot{E}_{Irrev} + \sum \dot{E}_{Sal} \quad (5.3)$$

5.3.2. Potencial de mejoramiento exergético

Otro parámetro importante es el potencial de mejoramiento exergético, tiene como objetivo principal mostrar la cantidad de exergía que puede ser utilizada para mejorar el proceso, el cual se calcula de la siguiente forma

$$IP = (1 - \varphi_{ex})(\dot{E}_{Ent} - \dot{E}_{Sal}) \quad (5.4)$$

5.3.3. Relación de exergía recuperable

La relación de exergía recuperable indica el potencial exergético que es posible recuperar en el sistema. Las irreversibilidades presentes en los principales componentes no pueden ser recuperadas, éstas sólo dependen del diseño y las características de operación y sólo pueden ser reducidas mejorando la eficiencia de los componentes con modificaciones en el diseño. Sin embargo, parte de la exergía de los gases de escape hacía el medio ambiente se puede recuperar, se asume que el 90 % de la exergía de salida se puede recuperar con la implementación de otro sistema, por ejemplo, cogeneración. Asimismo, la relación de exergía recuperada se expresa de la siguiente forma

$$r_{ex,rec} = \frac{0.9 \sum \dot{E}_{sal}}{\sum \dot{E}_{ent}} \quad (5.5)$$

5.3.4. Factor de destrucción exergético

El factor de destrucción exergético es un parámetro que indica el decremento del efecto positivo del sistema, es una relación de las irreversibilidades presentes en el sistema y la exergía total de

entrada, se representa de la siguiente forma

$$f_{ex} = \frac{\sum \dot{E}_{Irrev}}{\sum \dot{E}_{Ent}} \quad (5.6)$$

Hakan (2013) hace uso de este indicador exergético para evaluar la turbinas de las GE LM6000, en el análisis presentado sólo muestra una condición de operación.

La Figura 5.1 muestra la variación de la eficiencia exergética en función del trabajo motor a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión. Para una temperatura dada a la entrada de la turbina de alta presión (TET_{TAP}) se obtiene la relación de presiones para obtener el trabajo motor máximo (π_{wmax}), punto B, y una relación de presiones para obtener la eficiencia exergética máxima ($\pi_{\eta,max}$), punto C; para una $TET_{TAP} = 1,300^{\circ}\text{C}$ y una relación de presiones del compresor de 23.3, (punto A), la eficiencia exergética total es 0.4006, para un trabajo motor de 368.40 kJ/kg, al disminuir la relación de presiones a 16 la eficiencia exergética disminuye en 5.516 % y el trabajo motor máximo es 376.58 kJ/kg. Sin embargo, al disminuir a $1,200^{\circ}\text{C}$ la TET_{TAP} la eficiencia exergética total disminuye en 4.66 % y el trabajo motor disminuye en 15.21 %.

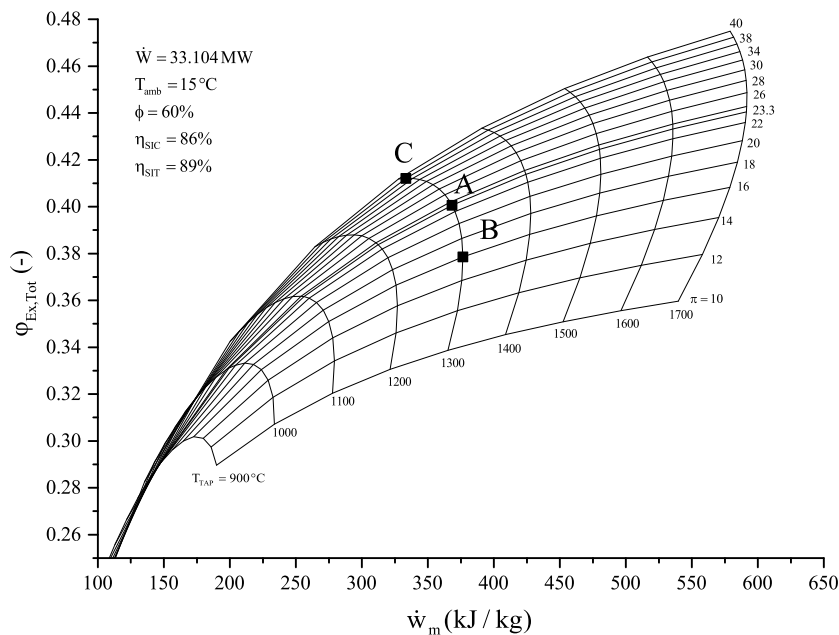


Figura 5.1. Eficiencia exergética total en función del trabajo motor

La Figura 5.2 muestra la variación de la eficiencia térmica en función de la relación de exergía recuperada a diferentes relaciones de presión del compresor y temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión. El punto A muestra el punto de operación de la turbina de gas aeroderivada con una eficiencia térmica de 35.8 % y una relación de exergía recuperada de 0.2942. Al incrementar la relación de presiones a 38 (Punto C) para encontrar la eficiencia térmica máxima, la relación de exergía recuperada disminuye a 0.2678, debido a que disminuye la temperatura de los gases de escape, además, se incrementa en 2.87 % la eficiencia térmica. Por otro lado, al reducir la relación de presiones de 23.3 (Punto A) a 16 (Punto B) la relación de exergía recuperada se incrementa en 8.80 %.

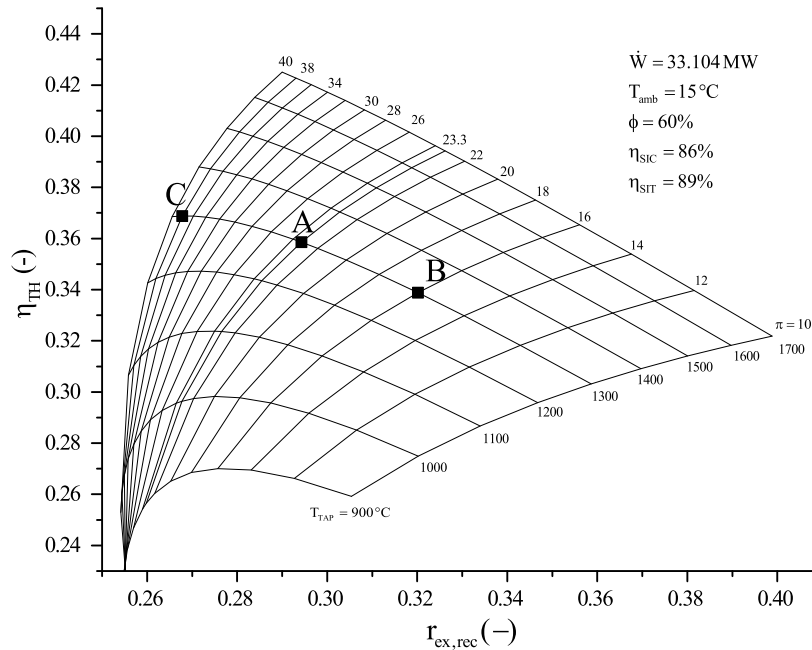


Figura 5.2. Eficiencia térmica en función de la relación de exergía recuperada

La Figura 5.3 muestra la variación del potencial de mejoramiento total en función de la exergía recuperada, también muestra que al incrementar la relación de presiones en el compresor, el potencial de mejoramiento total disminuye, así como la relación de exergía recuperada a una TET_{TAP} dada. Para el punto de operación de la turbina (punto A) el potencial de mejoramiento total es de 2.412 MW, al incrementar la relación de presiones de 23.3 a 38 para encontrar la eficiencia exergética máxima (punto C), el potencial de mejoramiento total disminuye en 18.38 % y la

relación de exergía recuperada disminuye en 8.97 %, debido a que disminuye el flujo de combustible suministrado, así como las irreversibilidades presentes en la cámara de combustión. Por otro lado, al disminuir la relación de presiones de 23.3, punto de operación (Punto A) a 16 (Punto B) para encontrar el trabajo motor máximo, el potencial de mejoramiento total se incrementa en 21.35 %.

Asimismo, el equipo con mayor potencial de mejoramiento exergético es la cámara de combustión, la cual representa el 86.37% del potencial de mejoramiento total; seguido del compresor, representando un 5.34 %.

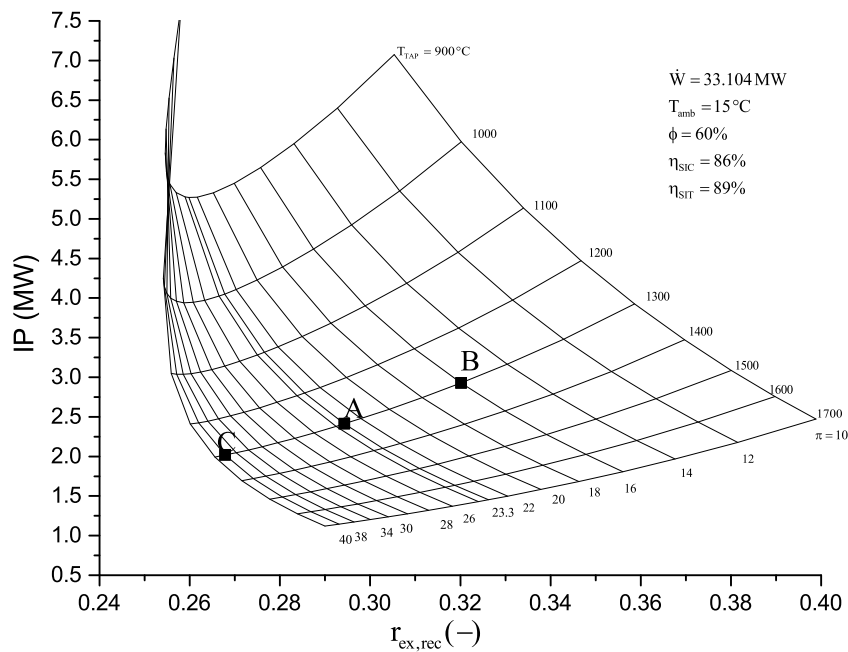


Figura 5.3. Potencial de mejoramiento total en función de la relación de exergía recuperada

La Figura 5.4 muestra la variación del potencial de mejoramiento total en función del factor de destrucción exegética, también muestra que al disminuir la TET_{TAP} y mantener una relación de presiones fija, el potencial de mejoramiento total se incrementa y el factor de destrucción exergético también se incrementa. Asimismo, al incrementar la relación de presiones a una TET_{TAP} dada, el potencial de mejoramiento disminuye, pero el factor de destrucción se incrementa. Operando la turbina con una relación de presiones de 23.3 y una TET_{TAP} de 1,300 °C, el potencial de mejoramiento es de 2.412 MW y el factor de destrucción exergética de 0.2723, al incrementar la relación de presiones a 38 (punto C) para encontrar la máxima eficiencia exergética, el potencial

de mejoramiento total disminuye en 16.35 %, pero el factor de destrucción exergética se incrementa hasta 0.2878, consecuencia de la disminución de la exergía total de entrada.

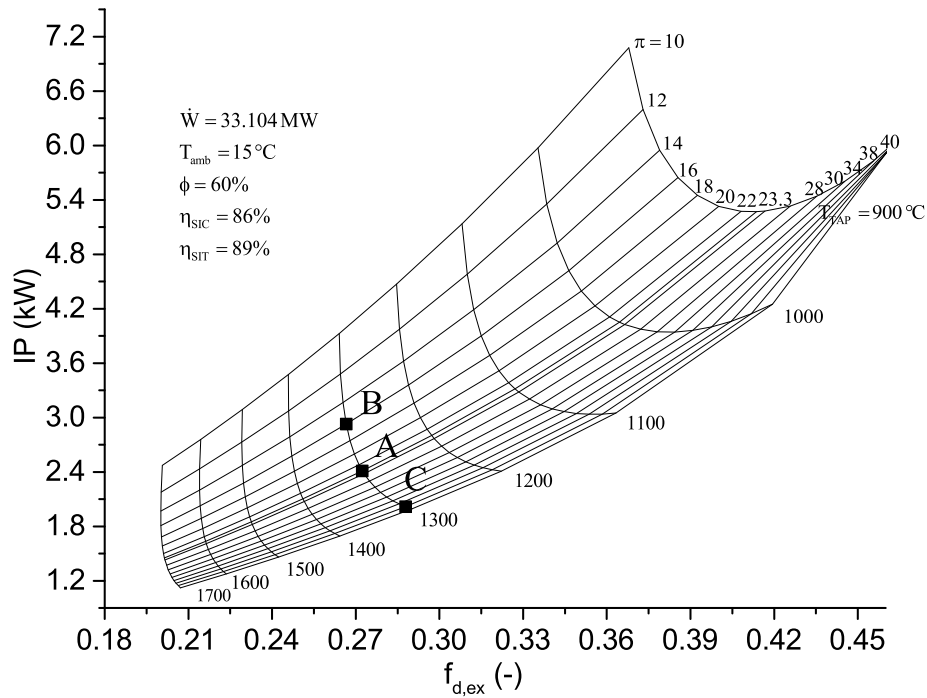


Figura 5.4. Potencial de mejoramiento total en función del factor de destrucción exergético

5.4. Indicadores Ambientales

La atmósfera permite que la radiación solar pase a través de ésta sin absorción significativa de energía. Parte de la radiación solar que llega a la superficie de la tierra es absorbida, calentando la tierra y el agua. La radiación infrarroja es emitida desde la superficie de la tierra, pero ciertos gases en la atmósfera absorben esta radiación infrarroja, y re-direccionan una parte de nuevo a la superficie. Este proceso se refiere a menudo como el efecto invernadero. La temperatura de la superficie de la tierra se incrementa hasta que se alcanza un equilibrio entre la tasa de absorción de la radiación solar y la tasa de emisión de radiación infrarroja. Las actividades humanas, como la quema de combustibles fósiles, la deforestación, la agricultura y la producción de sustancias químicas a gran escala, han alterado sensiblemente la composición de gases en la atmósfera. La Tabla 5.1 muestra una lista de los más importantes gases de efecto invernadero con su tasa de

emisión, concentración, tiempo de residencia y la contribución que tienen para el calentamiento global.

Tabla 5.1. Gases de efecto invernadero

Gas	Concentración aproximada	Tiempo de residencia	Capacidad de absorción	Contribución al calentamiento global
CO_2	355 ppm	50-200 años	1	50 %
CH_4	1.7 ppm	10 años	58	12-19 %
N_2O	0.31 ppm	140-190 años	206	4-6 %
$CFC - 11$	0.0004 ppm	65-110 años	4,850	17-21 %
O_3	0.022 ppm	Horas o días	2,000	8 %

Los principales gases de efecto invernadero son: Dióxido de carbono (CO_2), metano (CH_4), óxido nitroso (N_2O), ozono troposférico (O_3). El dióxido de carbono contribuye significativamente al calentamiento global debido a las altas emisiones y concentraciones. Asimismo, gases con una alta capacidad de absorción infrarroja y prolongados tiempos de residencia en la atmósfera pueden causar efectos significativos en el calentamiento global aunque sus concentraciones sean relativamente bajas. Por otro lado, los problemas de calidad del aire están estrechamente relacionados con los procesos de combustión que ocurre en los sectores industriales y de transporte. La formación de smog y la lluvia ácida también están estrechamente ligados a estos procesos.

Por otra parte, el calentamiento global representa problemas con implicaciones globales para una gran proporción de la población de la tierra, la formación de smog y lluvia ácida son problemas regionales que pueden afectar desde una zona urbana, hasta una fracción significativa de un continente.

Para estimar el indicador ambiental de una categoría especial de impacto debido a todas las sustancias emitidas por un proceso, se tiene que sumar las contribuciones de cada producto multiplicado por su razón de emisión como se muestra en la ecuación (5.7). La Tabla 5.2 muestra el indicador de riesgo ambiental por especie.

$$\Gamma = \sum_{i=1} (\text{Indicador de riesgo})_i x \dot{m}_i \quad (5.7)$$

Tabla 5.2. Indicador de riesgo ambiental

Gas	GWP	ARP	SFP
CO	3	0	0
CO_2	1	0	0
C_nH_m	21	0	0.015
NO	$40NO_x$	1.07	$1NO_x$
NO_2	$40NO_x$	0.7	$1NO_x$

5.4.1. Potencial de calentamiento global

Un índice común para el calentamiento global es el potencial de calentamiento global (GWP), indica la captura de la energía infrarroja en la liberación de 1 kg de un gas de efecto invernadero con respecto a 1 kg de dióxido de carbono. El índice de calentamiento global para todo el proceso es la suma de las emisiones ponderadas GWP para cada producto.

Asimismo, para evaluar el potencial de calentamiento global de la turbina de gas aeroderivada, el potencial de calentamiento global es la suma del potencial de calentamiento global por especie por el flujo de los gases de cada especie, se representa mediante la siguiente expresión

$$GWP = \dot{m}_a(1 + rac) \sum_i (y_i)(GWP_i) [=] \frac{kg_{CO_2eq}}{s} \quad (5.8)$$

Esta metodología proporciona las emisiones de los gases de efecto invernadero de los productos de la combustión tomando como referencia el dióxido de carbono, CO_2 . Asimismo, es importante conocer la cantidad de g_{CO_2eq} por cada kWh generado por la turbina de gas aeroderivada GE LM2500+, se expresa de la siguiente forma.

$$I_{GWP} = 3.6exp6 \left[\frac{\dot{m}_a(1 + rac) \sum_i (y_i)(GWP_i)}{\dot{W}} \right] [=] \frac{g_{CO_2eq}}{kWh} \quad (5.9)$$

La Figura 5.5 muestra el potencial de calentamiento global (GWP) en función del trabajo motor, también muestra que al disminuir la TET_{TAP} y mantener una relación de presiones fija, el potencial de calentamiento global se incrementa y el trabajo motor de la turbina de baja presión

disminuye. Asimismo, al incrementar la relación de presiones a una TET_{TAP} dada, el potencial de calentamiento global disminuye, pero el trabajo motor aumenta hasta alcanzar un máximo, después comienza a disminuir. Operando la turbina con una relación de presiones de 23.3 y una TET_{TAP} de 1,300 °C (punto A), el potencial de calentamiento global es de 393.37 g_{CO_2eq} / kWh y el trabajo motor de 366.40 kJ/kg, al incrementar la relación de presiones a 38 (punto C) para encontrar la máxima eficiencia exergética, el potencial de calentamiento global disminuye en 6.60 %, por otro lado, el trabajo motor disminuye en 9.54 %.

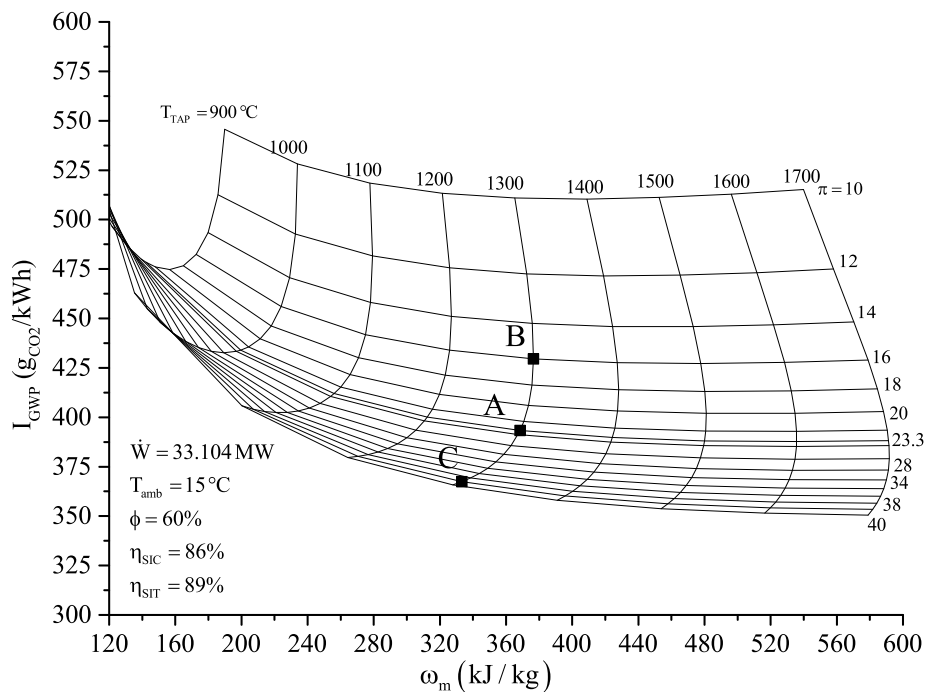


Figura 5.5. I_{GWP} en función del trabajo motor

5.4.2. Potencial de formación de lluvia ácida

La lluvia ácida es una forma de contaminación ácida, que hace referencia a la caída (deposición) de ácidos presentes en la atmósfera a través de la lluvia, niebla y nieve (también conocida como deposición húmeda).

Los principales precursores de los ácidos, son los óxidos de azufre (SO_x) y los óxidos de nitrógeno (NO_x), que son emitidos por las termoeléctricas, los motores de combustión interna de coches y

aviones y algunas otras industrias, como producto de la combustión de combustibles que contienen pequeños porcentajes de azufre (S) y nitrógeno (N), como el carbón, gas natural, gas oil, petróleo, etc. El agua pura tiene un pH de 7.0 y normalmente la lluvia tiene un pH entre 5 y 6, es decir, es ligeramente ácida, por llevar ácido carbónico que se forma cuando el dióxido de carbono del aire se disuelve en el agua que cae. En cambio, en zonas con la atmósfera contaminada por estas sustancias acidificantes, la lluvia tiene valores de pH de hasta 4 ó 3 y, en algunas zonas en que la niebla es ácida, el pH puede llegar a ser de 2 ó 3.

El potencial de acidificación para cualquier compuesto está relacionado con el número de moles de H^+ creados por el número de moles del compuesto emitido. Se introduce un compuesto de referencia (SO_2) y expresa el potencial de formación de lluvia ácida (ARP) de los gases emitidos tomando como referencia (SO_2).

Asimismo, para evaluar el potencial de formación de lluvia ácida de la turbina de gas aeroderivada, el potencial de formación de lluvia ácida es la suma del potencial de formación de lluvia ácida por especie por el flujo de los gases de cada especie, se representa mediante la siguiente expresión

$$ARP = \dot{m}_a(1 + rac) \sum_i (y_i)(ARP_i) [=] \frac{kgSO_{2eq}}{s} \quad (5.10)$$

Por otro lado, es importante conocer la cantidad de $kgSO_{2eq}$ por cada kWh generado por la turbina de gas aeroderivada GE LM2500+, se expresa de la siguiente forma

$$I_{ARP} = 3.6exp6 \left[\frac{\dot{m}_a(1 + rac) \sum_i (y_i)(ARP_i)}{\dot{W}} \right] [=] \frac{gSO_{2eq}}{kWh} \quad (5.11)$$

La Figura 5.6 muestra el potencial de formación de lluvia ácida (ARP) en función del trabajo motor al variar la relación de presiones en el compresor y la temperatura de entrada a la turbina de alta presión. Al operar la turbina de gas aeroderivada a las condiciones del punto (A), el potencial de formación de lluvia ácida es de $16.35 \frac{gSO_{2eq}}{kWh}$ y el trabajo motor de 366.40 kJ/kg, al incrementar la relación de presiones a 38 (punto C) para encontrar la máxima eficiencia exergética, el potencial de formación de lluvia ácida disminuye a $15.04 \frac{gSO_{2eq}}{kWh}$. Al disminuir la temperatura de 1,300 °C a 1,200

°C para la misma relación de presiones el potencial de formación de lluvia ácida se incrementan hasta $16.63 \frac{gSO_{2eq}}{kWh}$ manteniendo la relación de presiones de 23.3.

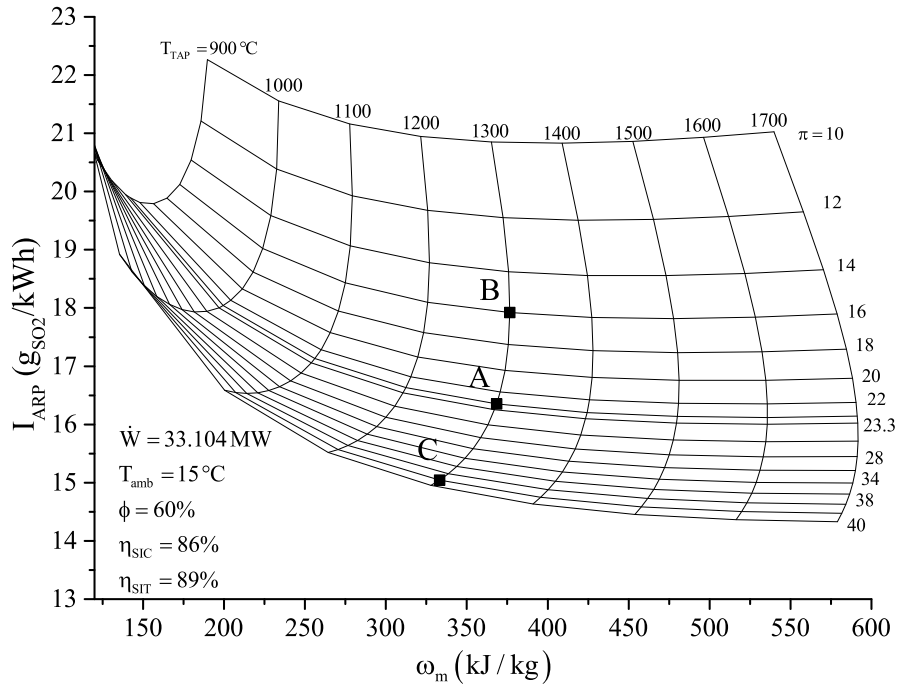


Figura 5.6. I_{ARP} en función del trabajo motor

5.4.3. Potencial de formación de smog

El potencial de formación de smog mide la capacidad de un compuesto químico orgánico volátil de contribuir a la formación de smog. Para evaluar el potencial de formación de smog de la turbina de gas aeroderivada se emplea la siguiente expresión

$$ISF = \dot{m}_a(1 + rac) \sum_i (y_i)(ISF_i) [=] \frac{kgNO_{xeq}}{s} \quad (5.12)$$

Por otro lado, es importante conocer la cantidad de $kgSO_{2eq}$ por cada kWh generado por la turbina de gas aeroderivada GE LM2500+, se expresa de la siguiente forma

$$ISFP = 3.6e6 \left(\frac{\dot{m}_a(1 + rac) \sum_i (y_i)(SFP_i)}{\dot{W}} \right) [=] \frac{gNO_{xeq}}{kWh} \quad (5.13)$$

La Figura 5.7 muestra el potencial de formación de smog (SFP) en función del trabajo motor, también muestra que al disminuir la TET_{TAP} y mantener una relación de presiones fija, el potencial de formación de smog se incrementa y el trabajo motor de la turbina de baja presión disminuye. Asimismo, al incrementar la relación de presiones a una TET_{TAP} dada, el potencial de formación de smog disminuye, pero el trabajo motor aumenta hasta alcanzar un máximo, después comienza a disminuir. Operando la turbina con una relación de presiones de 23.3 y una TET_{TAP} de 1300 °C (punto A), el potencial de formación de smog es de $15.55 \frac{gNO_{xeq}}{kWh}$ y el trabajo motor de 366.40 kJ/kg, al incrementar la relación de presiones a 38 (punto C) para encontrar la máxima eficiencia exergética, el potencial de formación de smog disminuye en 8.022 %, por otro lado, el trabajo motor disminuye en 9.54 %. Al disminuir la temperatura de 1,300 °C a 1,200 °C para la misma relación de presiones ($\pi = 23.3$) el potencial de formación de smog se incrementan hasta $15.821 \frac{gNO_{xeq}}{kWh}$.

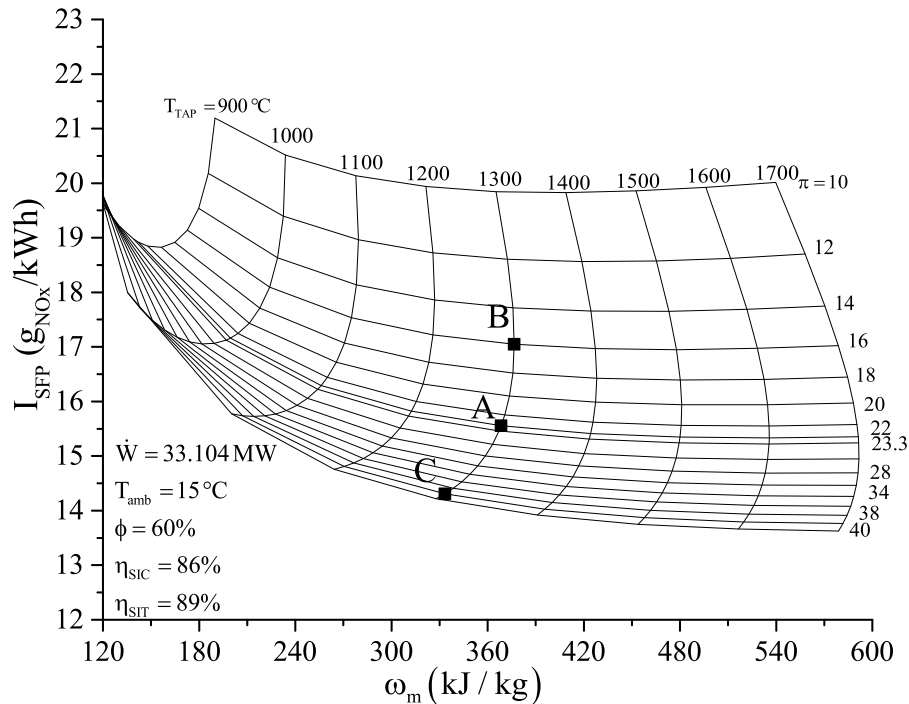


Figura 5.7. I_{SFP} en función del trabajo motor

Capítulo 6

Mapas de operación de un turbocompresor

6.1. Introducción

Las turbinas de gas aeroderivadas se utilizan ampliamente para el accionamiento de generadores, bombas y compresores centrífugos, además de su gran aplicación en plataformas petroleras, en esta sección se muestra un ejemplo de la aplicación de la turbina de gas aeroderivada GE LM2500+ que acciona un compresor centrífugo, el análisis se basa en el desempeño del compresor centrífugo haciendo uso de los mapas de operación del compresor centrífugo a diferentes condiciones de entrada.

En la operación de los compresor centrífugos, el cambio del peso molecular de la mezcla del gas de proceso, causa que la potencia suministrada al compresor cambie, y por tanto, también la eficiencia del compresor, presión de descarga y cabeza del compresor. Actualmente, los compresores centrífugos son empleados para el servicio de extracción de gas natural en la industria petrolera. Asimismo, durante el ciclo de vida de un turbocompresor se conoce que los costos energéticos son mayores que los costos de inversión, mantenimiento e instalación, debido a esto es necesario conocer el desempeño de estos equipos.

En los centros de proceso la compresión del gas es de 94.9 psia a 1,222 psia, la cual se realiza por dos etapas de compresión, utilizando dos compresores centrífugos tipo 2BCL608; asimismo, los

compresores centrífugos son accionados mediante una turbina de gas aeroderivada, el arreglo de la configuración se muestra en la Figura 6.1.

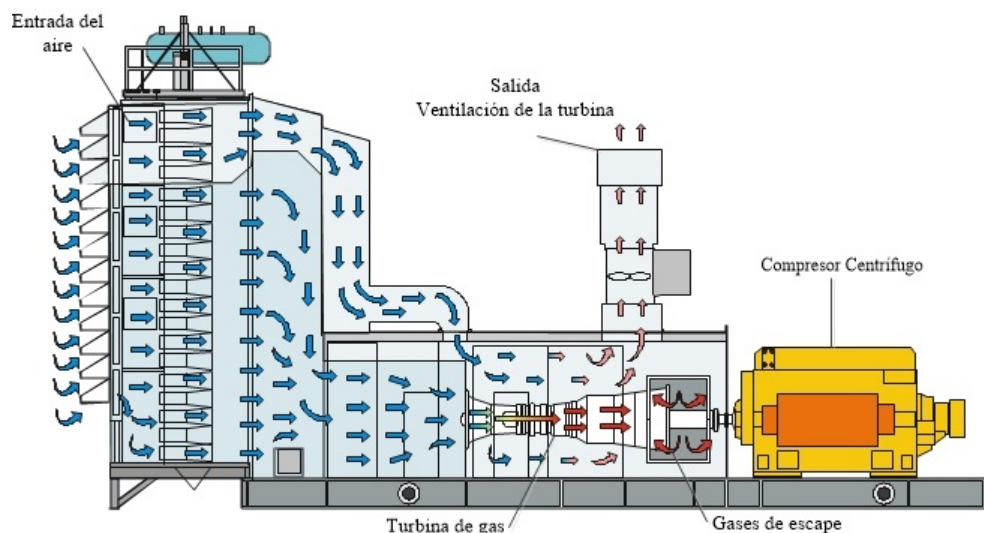


Figura 6.1. Diagrama esquemático de un turbocompresor

Por otro lado, los compresores centrífugos Nuovo Pignone BCL se diseñan con la finalidad de manejar gases a alta presión, clasificados mediante una serie de letras capitales y números. Las letras capitales describen el diseño de la carcasa, en este caso BCL indica un compresor con la carcasa dividida verticalmente (barrel shape casing type). Los números que están después de la letra describen el tamaño nominal y el número de impulsores (Pignone, 2009), por ejemplo: 2BCL608 indica un compresor con dos etapas de compresión con la carcasa dividida verticalmente, donde el rotor cuenta con 8 impulsores con un diámetro nominal de 600 milímetros.

En esta sección se establece la metodología para la evaluación del desempeño de equipos rotativos (compresores centrífugos Nuovo Pignone BCL) mediante el método de Koch, el cual considera los cambios en el peso molecular, temperatura de succión y presión de succión. Para la realización de la metodología se requiere de las condiciones de diseño de los compresores centrífugos, así como de los datos operativos obtenidos de las diferentes pruebas realizadas en campo.

6.2. Antecedentes

Tradicionalmente, los rangos de operación de las plantas se establecen con base en los mapas de operación establecidos por los fabricantes, sin embargo, la experiencia en campo ha mostrado que los mapas de operación del fabricante difieren de los mapas de operación reales. Debido a esto, diversos autores han estudiado el comportamiento de los compresores centrífugos mediante el análisis politrópico o a diferentes condiciones de operación en el mapa de operación.

Schultz (1962) desarrolla un análisis politrópico para mostrar las aplicaciones de este método al diseño y estudio del desempeño de los compresores centrífugos, independientemente de la validez y limitaciones del método propuesto por Schultz (1962), el concepto de factor de corrección del cabezal politrópico fue incorporado en la norma ASME PTC-10.

Por otro lado, Huntington (1985) propone un nuevo método para calcular mediante el análisis politrópico el desempeño de los compresores centrífugos, además, evalúa la precisión del método propuesto por Schultz (1962), como propuesta en su artículo menciona que el método desarrollado debería incluirse a la norma ASME PTC-10, debido a que tiene mayor precisión, comparado con otros métodos para evaluar el desempeño de los compresores centrífugos.

Asimismo, Lapina (1982), Koch y Schildwachter (1962) han presentado metodologías para evaluar el comportamiento a diferentes condiciones de operación en los compresores centrífugos y han mostrado cual es el impacto que tiene el cambio de las condiciones de operación como presión, temperatura y peso molecular en los mapas de operación.

6.3. Mapa de Operación

La Figura 6.2 muestra un mapa de operación típico de un compresor, en el que se representa una familia típica de curvas paramétricas de la velocidad de giro, N . El eje de las abscisas representa el flujo y suele ser expresado en $[\text{kg/s}]$ a condiciones de entrada T_a y P_a . El eje de las ordenadas podría representar la presión de descarga, la relación de presiones, la potencia y en algunos casos la diferencia de presiones entre la salida y entrada.

Asimismo, los mapas representados de esta manera, son sólo válidos para un gas o mezcla de

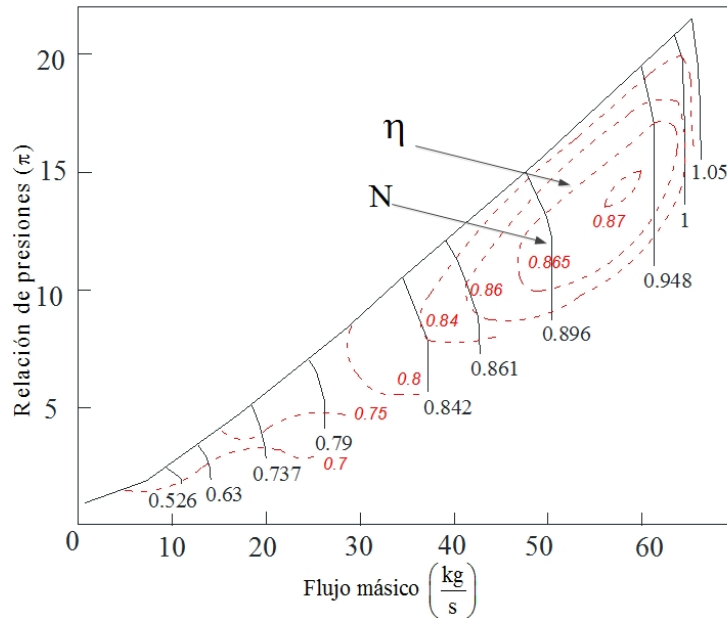


Figura 6.2. Mapa de operación del compresor LM2500

gases en particular, a unas condiciones de succión T y P dadas. Si alguno de estos parámetros varía, el mapa deja de tener validez.

La línea izquierda es el límite de bombeo o “surge”, en esta zona la operación del equipo es inestable y usualmente peligrosa. Al otro extremo se encuentra el límite de “stonewall” en donde se incrementa el flujo y disminuye la cabeza, esto ocurre debido a que el número de Mach se aproxima a 1. El “surge” es una condición de operación inestable en donde se presentan oscilaciones en el flujo manejado por el compresor y fluctuaciones de la presión.

Este tipo de inestabilidades aerodinámicas son uno de los riesgos más importantes para el diseño y desempeño del compresor. El bombeo (Surge) y el desprendimiento de capa límite (stall) reducen enormemente la duración de la vida útil y funcionamiento de la máquina. Sin embargo, los mecanismos básicos de estos fenómenos aún no son entendidos completamente. Para evitar tales inestabilidades, usualmente se aplica un margen de seguridad llamado “margen de surge”. La predicción del límite de estabilidad y el control de flujo es entonces importante para operar compresores de alta eficiencia que pueden ayudar a mejorar el sistema de potencia, el combustible suministrado y emisiones contaminantes.

Lapina (1982) presenta los procedimientos para modificar las curvas de rendimiento de un

compresor centrífugo, es su estudio presenta el cambio de la temperatura de succión, presión de succión y cambio en el peso molecular. También muestra que, el peso molecular de una mezcla de aire-vapor de agua varía de acuerdo con la composición, en un compresor de aire el cambio es pequeño y no se suele tener en cuenta. Sin embargo, los compresores pueden funcionar con una amplia gama de pesos moleculares, por lo que esta variable es importante. Una reducción en el peso molecular hace bajar la curva de rendimiento del compresor (Figura 6.3a).

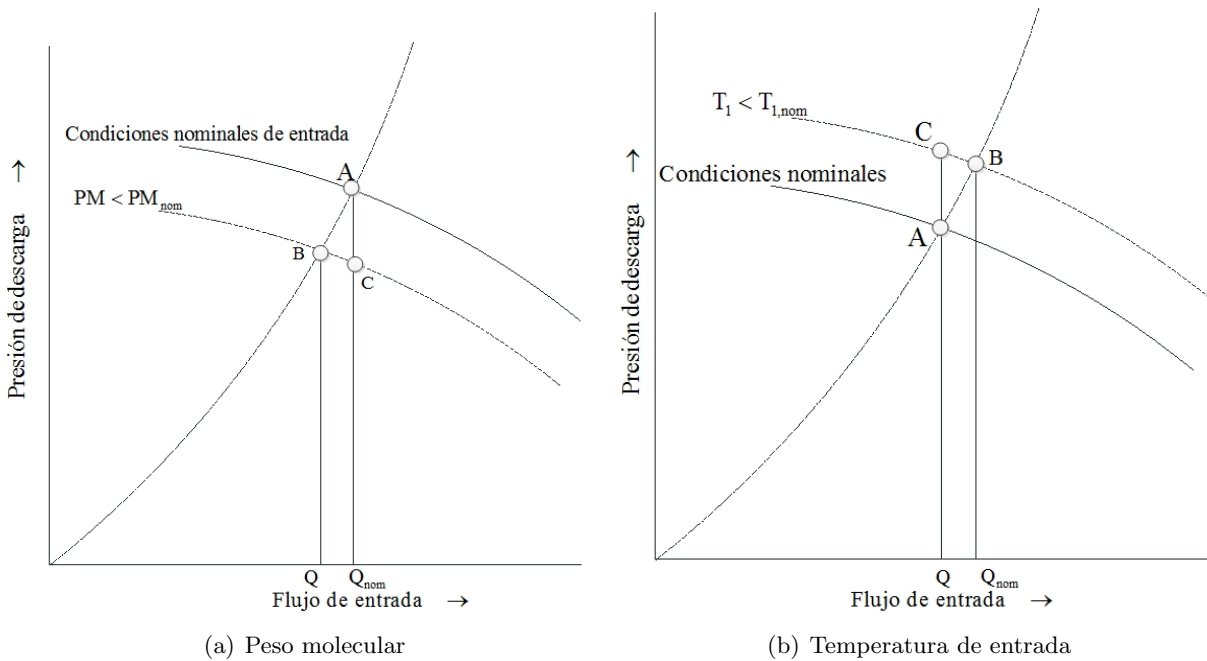


Figura 6.3. Cambio de la presión de descarga al variar las condiciones de operación

Por otro lado, las fluctuaciones en las condiciones de succión para un gas influyen en el rendimiento de los compresores. Por ejemplo, un compresor que recibe aire a las condiciones atmosféricas, producirá mayor presión de descarga en los días fríos que en los días calurosos, consecuencia de la disminución de temperatura a la entrada del compresor (Figura 6.3b).

La Figura 6.4 muestra la curva con línea continua representa las condiciones nominales a la entrada, la curva a trazos muestra los efectos de una reducción de la presión a la entrada. El punto A de la línea continua es el punto nominal de funcionamiento, se ha supuesto un caudal constante de entrada y entonces, se ha calculado la presión de descarga (Punto C). Si reduce la presión de entrada, como consecuencia se reduce la presión de descarga del compresor.

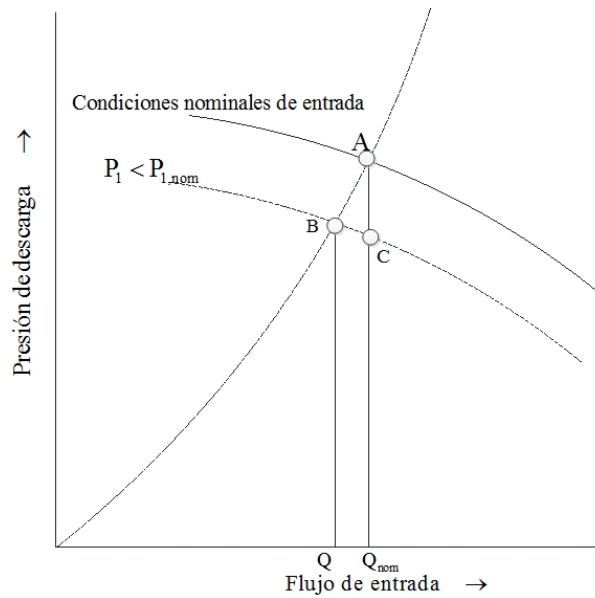


Figura 6.4. Efecto de la presión de entrada en el rendimiento del compresor

6.4. Método de Koch

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

Paso 1: Determinar la relación de presiones a condiciones conocidas (Corrección por peso molecular)

-Temperatura de entrada 119.7 °F

-Presión de entrada 94.9 psia

-Presión de descarga 364.313 psia

$$\pi_1 = \frac{PCD}{P_{succ}} = \frac{364.313}{94.9} = 3.838 \quad (6.1)$$

Paso 2: Se determina el factor X_1 , donde γ es función de la composición del gas con el que se esté trabajando; para el análisis se considera $\gamma_1 = 1.225$.

$$X_1 = \pi_1^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 = 3.838^{\frac{1.225 - 1}{1.225}} - 1 = 0.2802 \quad (6.2)$$

Paso 3: Se determina el factor X_2 o trabajo de compresión isoentrópico adimensional, el trabajo adimensional para una composición de gas natural se expresa como

$$w_c = \frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1} \frac{Ru}{PM_1} T_{succ} \left[\pi_1^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} - 1 \right] \quad (6.3)$$

si la relación de trabajos de compresión isoentrópicos es igual a uno se obtiene la siguiente expresión

$$\frac{w_{1c}}{w_{2c}} = 1 = \frac{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1} \frac{Ru}{PM_1} T_{succ} \left[\pi_1^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} - 1 \right]}{\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2} \frac{Ru}{PM_2} T_{succ} \left[\pi_2^{\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2}} - 1 \right]} \quad (6.4)$$

$$\text{donde } X_2 = \pi_2^{\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2}} - 1$$

De la ecuación 6.4 se despeja el factor X_2 que está dado para una nueva composición de gas natural y sustituyendo los valores correspondientes al cambio de la composición de gas natural el $PM_2 = 26.54$ y $\gamma_2 = 1.309$, quedando de la siguiente forma

$$X_2 = X_1 \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \left(\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_1 - 1} \right) \left(\frac{PM_2}{PM_1} \right) = 0.3807 \quad (6.5)$$

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

$$\pi_2 = (1 + X_2)^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}} = 3.9218 \quad (6.6)$$

Se encuentra que a medida que el peso molecular aumenta la relación de compresión se incrementa.

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

$$PCD_2 = P_{succ} \pi_2 = 94.9 \text{psia} (3.9218) = 372.17 \text{psia} \quad (6.7)$$

Asimismo, la Figura 6.5 también muestra el cambio de la presión de descarga del compresor al incrementar el peso molecular, por ejemplo, a condiciones de diseño se tiene una presión de descarga de 364.6 psia, pero al cambiar la composición del gas natural debido al incremento del nitrógeno y a la disminución del metano, el peso molecular se incrementa a 26.605 kg/mol, provocando el incremento de la presión de descarga en 9.9 psia.

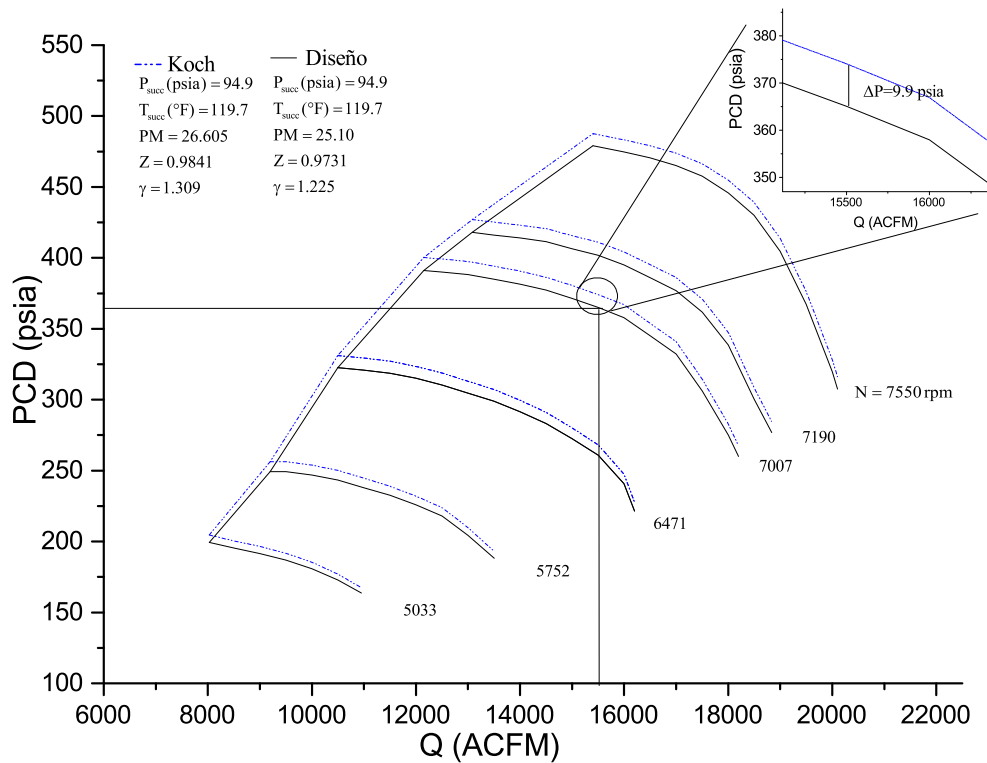


Figura 6.5. Mapa de operación considerando cambio en el peso molecular

Paso 6: Se determina la presión de salida manteniendo la relación de presiones del paso 4 al considerar un cambio en la presión de entrada (Corrección por cambio en la presión de succión)

$$PCD_{2cor} = P_{succ2} \pi_2 = 139.9 \text{ psia} (3.9218) = 548.65 \text{ psia} \quad (6.8)$$

Paso 7: Se corrige el factor X_2 a las nuevas condiciones de la T_{succ2} (Corrección por temperatura de succión)

$$X_{2r} = X_2 \frac{T_{succ}}{T_{succ2}} \quad (6.9)$$

Paso 8: Se determina la relación de presiones a partir de X_{2r}

$$\pi_{2r} = (1 + X_{2r})^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}} = 3.9218 \quad (6.10)$$

Paso 9: Con la relación de presiones obtenida se calcula la nueva PCD, la cual es la presión de descarga final, debido a que esta presión de descarga involucra los cambios por peso molecular, presión de succión y temperatura de succión a la entrada del compresor centrífugo.

$$PCD_{2f} = P_{succ} \pi_{2r} \quad (6.11)$$

La Figura 6.6 muestra el mapa de operación para la condición de diseño a una presión, temperatura, peso molecular, índice adiabático y factor de compresibilidad, por otro lado, se muestra el mapa de operación con la corrección por presión de succión, esto se debe al cambio en la composición del gas natural. Por el método de Koch se calcula una nueva relación de presiones, como el peso molecular aumento de 25.1 a 26.6 kg/mol, el índice adiabático aumenta también, lo que genera un incremento en la relación de presiones del 2.61 % con respecto a la relación de presiones de diseño, para un mismo flujo volumétrico de gas natural. Cabe mencionar que el artículo de Koch y Schildwachter (1962) no dice en qué orden se deben hacer las correcciones o cual parámetro entre un cambio por la presión de succión, temperatura de succión o en el peso molecular influye más en los cálculos.

La Figura 6.7 muestra el cambio de presión descarga al disminuir la temperatura de succión del compresor, también muestra que a medida que la temperatura de succión disminuye, incrementa la presión de descarga del compresor (PCD), por ejemplo, para una revolución de 7,007 rpm y un flujo de 15,529 ACFM, se tienen una temperatura de succión de 119.7 °F y una presión de descarga de 551.2 psia a las condiciones de diseño, al disminuir la temperatura de succión del compresor de 119.7 °F a 98.6 °F, la presión de descarga del compresor se incrementa hasta 575.57 psia.

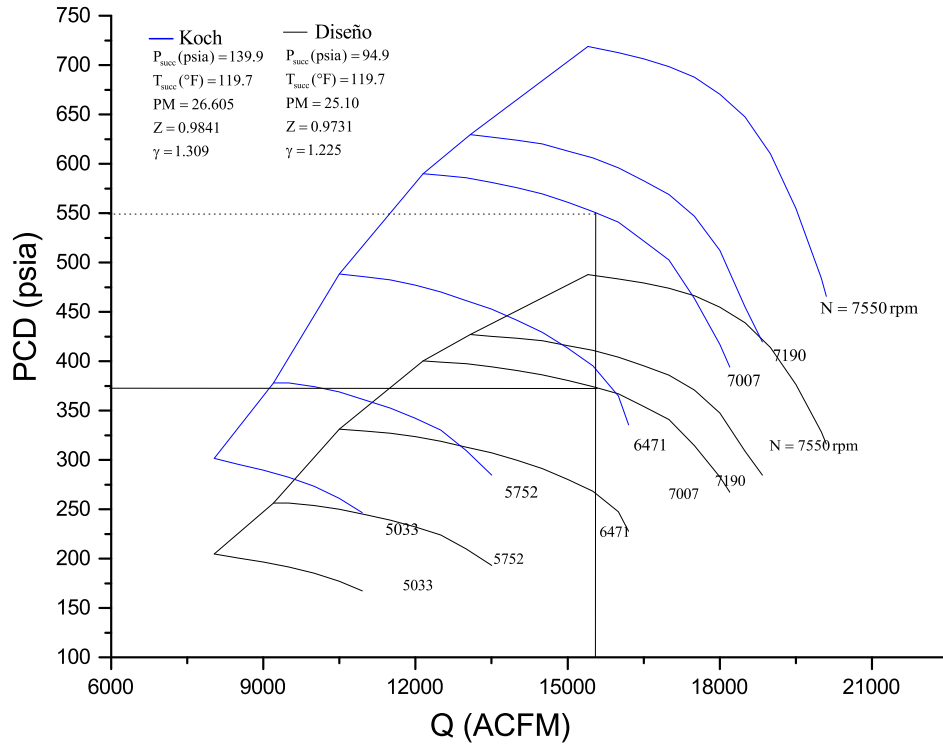


Figura 6.6. Cambio de la presión de descarga del compresor al incrementar la presión de succión

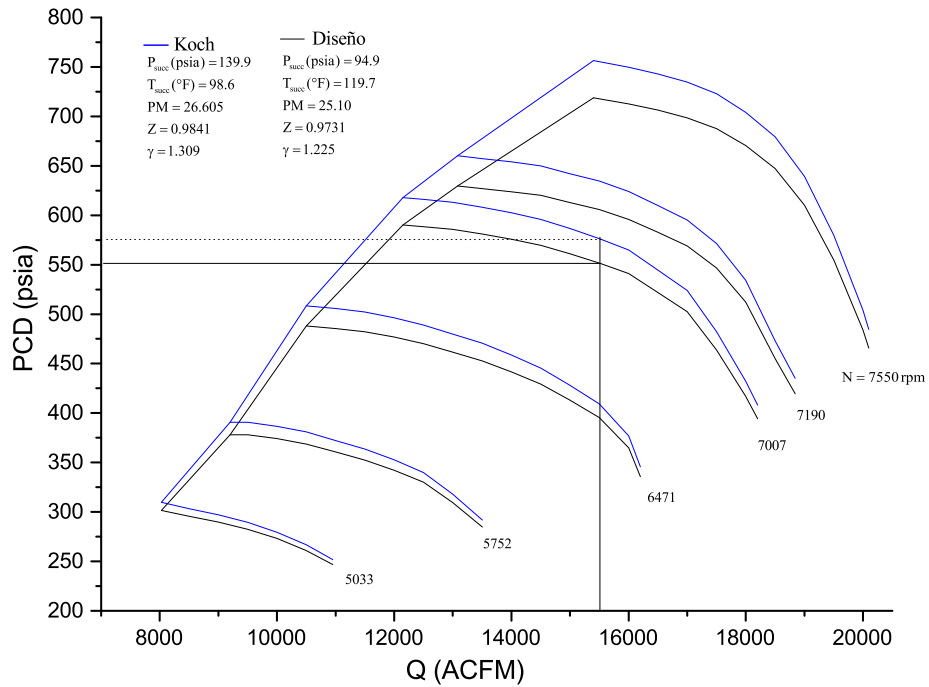


Figura 6.7. Cambio de la presión de descarga del compresor al disminuir la temperatura de succión

Conclusiones

Con el análisis realizado en la turbina de gas aeroderivada se encuentran las irreversibilidades presentes en cada uno de los equipos, la cámara de combustión es el equipo con mayores pérdidas, las cuales representan el 19.48 % de la exergía total de entrada. Además, los indicadores ambientales de calentamiento global, formación de smog y formación de lluvia ácida aumentan: cuando la temperatura a la entrada de la turbina disminuye; por la disminución de la relación de presiones; con la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor; y al disminuir la eficiencia isoentrópica de la turbina.

A las condiciones de diseño, se tiene una relación de presiones en el compresor de 23.3, una temperatura a la entrada de la turbina de alta presión de 1,300 °C y se entrega una potencia de 33.104 MW, bajo esta configuración, el potencial de mejoramiento total en los equipos es de 2.412 MW; además, la relación de exergía recuperada indica que parte de la exergía de los gases de escape hacía el medio ambiente se puede recuperar en 29.4 % de la exergía total de entrada. Asimismo, el factor de destrucción exergético representa 27.33 % de las irreversibilidades presentes en el sistema comparadas con la exergía total de entrada.

Asimismo, al disminuir la eficiencia de compresión isoentrópica de 0.86 a 0.84, las irreversibilidades del compresor aumentan en 16.85 %, debido principalmente al sobrecalentamiento del aire; las irreversibilidades de la cámara de combustión se incrementan en 1.48 %. Las irreversibilidades de la turbina de alta presión se incrementan en 6.97 %, debido al incremento de la potencia requerida en el proceso de compresión, mientras que las irreversibilidades de la turbina de baja presión disminuyen en 0.14 %. En relación a la cuantificación de la eficiencia exergética, el equipo más afectado es el compresor, disminuyendo en un 0.85 %. Sin embargo, al disminuir la eficiencia de expansión

isoentrópica de la turbina, la mayor afectación se tiene en la cámara de combustión, debido al incremento del flujo de combustible para producir la potencia requerida.

Por otro lado, la evaluación del impacto ambiental se realizó con los indicadores ambientales, a las condiciones de operación de la turbina de gas, el potencial de calentamiento global representa $393.37 \text{ gCO}_{2eq}/\text{kWh}$, la principal emisión que influye es el CO_{2eq} generado en el proceso de combustión. El principal contaminante para el potencial de formación de lluvia ácida es el NO generado, este indicador representa $16.35 \text{ gSO}_{2eq}/\text{kWh}$, el potencial de formación de smog es de $15.55 \text{ gNO}_{x\text{eq}}/\text{kWh}$, los NO_x son principalmente los contaminantes que contribuyen a la formación de NO_x .

El impacto de los gases de escape hacia el medio ambiente es consecuencia de la contribución de la cámara de combustión en 62 % y el compresor en 38 % para el punto de operación, también con el análisis paramétrico realizado el incremento de la relación de presiones a 38, permite recuperar 1.3 MW, consecuencia de la disminución de las irreversibilidades de la cámara de combustión, por otro lado, en el punto de operación las pérdidas en la cámara de combustión representan el 48.70 % de la potencia generada.

Asimismo, desde el punto de vista ambiental, la turbina de gas aeroderivada de doble flecha tiene que operar a una relación de presiones de 38, para reducir el impacto ambiental, además de contribuir a reducir el potencial de calentamiento global, formación de lluvia ácida y formación de smog.

De acuerdo con el trabajo realizado se tiene que considerar el valor de la corriente de los gases de escape, por la relevancia que puede tener en el sistema. Para las condiciones de operación la corriente de los gases de escape representan el 7.5 % del costo exergoeconómico total de la turbina de gas aeroderivada. Asimismo, el mayor costo exergoeconómico unitario se encuentra en la corriente a la salida del compresor, debido a que la turbina de alta presión le suministra la potencia necesaria, además, de las irreversibilidades en su trayectoria.

Referencias

- Agudelo, A., Valero, A., Torres, C. (2012). Allocation of waste cost in thermoeconomic analysis. *Energy* **45**, 634–643.
- Ahmadi, P., Dincer, I. (2011). Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multiobjective optimization of a gas turbine power plant. *Applied Thermal Engineering* **31**, 2529–2540.
- Ahmadi, P., Rosen, M.A., Dincer, I. (2011). Greenhouse gas emission and exergo-environmental analyses of a trigeneration energy system. *International Journal of Greenhouse Gas Control* **5**, 1540–1549.
- Bejan, A. (2006). *Advanced engineering thermodynamics*. Wiley.
- Bell, S., Morse, S. (2008). *Sustainability Indicators, Measuring the immeasurable?* earthscan.
- Dincer, I. (2007). *Exergy (energy, environmental and sustainable development)*. Elsevier.
- Facchini, B., Fiaschi, D., Manfrida, G. (2000). Exergy analysis of combined cycles using latest generation gas turbines. *J. Eng. Gas Turbines Power* **2**, 233–238.
- Hakan, A. (2013). Exergetic sustainability analysis of lm6000 gas turbine power plant with steam cycle. *Energy* **57**, 766–774.
- Hunt, R. (2011). *The History of the Industrial Gas Turbine*. United Kingdom: the Institution of Diesel and Gas Turbine Engineers.

-
- Huntington, R. (1985). Evaluation of polytropic calculation methods for turbomachinery performance. *Journal of engineering for gas turbine and power* **107**, 872–876.
- Khaliq, A. (2009). Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration. *International Journal of Refrigeration* **32**, 534–545.
- Kim, D. (2010). A new thermoeconomic methodology for energy systems. *Energy* **35**, 410–422.
- Koch, D., Schildwachter, J. (1962). How to predict compressor performance. *Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner* **1**, 1540–1549.
- Kotas, T. (1985). *The exergy method of thermal plant analysis*. Butterworths.
- Kurz, R., Brune, K. (2000). Gas turbine performance what makes the map? *Thermodynamics* **1**, 18–22.
- Lapina, R. (1982). *How to use the performance curves to evaluate behavior of centrifugal compressor*. Processing and Petroleum Refiner.
- Lazzaretto, A., Toffolo, A. (2001). Analytical and neural network models for gas turbine design and off-design simulation. *thermodynamics* **4**, 173–182.
- Lugo, R., Zamora, J., Toledo, M., Salazar, M., Torres, A. (2010). Methodology to determine the appropriate amount of excess air for the operation of a gas turbine in a wet environment. *Energy* **35**, 550–555.
- Martín, J., M. (2014). A method to determine the economic cost of fouling of gas turbine compressors. *Applied Thermal Engineering* **69**, 261–266.
- Onder, T., Hakan, A. (2014). Exergetic and exergo-economic analyses of an aero-derivative gas turbine engine. *Energy* **74**, 243–253.
- Oyedepo, S.O., Fagbenle, R.O., Adefila, S.S., Alam, M.M. (2015). Thermoeconomic and thermoenviromonic modeling and analysis of selected gas turbine power plants in nigeria. *Energy Science and Engineering* **3**, 423–442.

-
- Pignone, N. (2009). Natural gas compression-centrifugal compressor. Cantarell oil field. México. 1 edición.
- Rizk, N., Mongia, H. (1993). Semianalytical correlations for nox, co, and uhc emissions. *Gas Turbines Power* **32**, 612–619.
- Sa, A.D., Zubaidy, S.A. (2011). Gas turbine performance at varying ambient temperature. *Applied Thermal Engineering* **31**, 2735–2739.
- Saravanamuttoo, H. (1963). Analog computer study of the transient performance of the orenda 600 hp regenerative gas turbine. *Aviation and Space, Hydraulic, and Gas Turbine Conference and Products Show* **1**, 8–23.
- Saravanamuttoo, H., Rogers, C., Cohen, H. (1996). *Gas Turbine Theory*. Wesley Longman.
- Schultz, J. (1962). The polytropic analysis of centrifugal compressors. *Journal of engineering for power* **1**, 69–82.
- Steinke, R. (1982). Stgstk - a computer code for predicting multistage axial-flow compressor performance by a meanline stage-stacking method. *NASA Technical* **1**.
- Stodola, A. (1927). *Steam and gas turbines: with a supplement on the prospects of the thermal prime mover*. McGraw-Hill.
- Szargut, J. (2005). *Exergy method (technical and ecological applications)*. WITpress.
- Torres, C., Valero, A. (2000). *Curso de doctorado (termoeconomía)*. Universidad de Zaragoza.
- Torres, C., Valero, A., Rangel, V., Zaleta, A. (2008). On the cost formation process of the residues. *Energy* **33**, 144–152.
- Tsatsaronis, G. (1993). Thermodynamic analyses and optimization of energy systems. *Progress in Energy and Combustion Science* **19**, 227–257.

- 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* **35**, 572–585.
- Valero, A., Correas, L., Zaleta, A., Lazzaretto, A., Verda, V., Reini, M., Rangel, V. (2004). On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions. *Energy* **29**, 1875–1887.
- Valero, A., Lozano, M., Serra, L., Torres, C. (1994). Application of the exergetic cost theory to the cgam problem. *Energy* **1**, 365–381.
- Vallero, D., Brasier, C. (2008). *Sustainable Design, the science of sustainability and green engineering*. Wiley.
- Wadia, A., Wolf, D., Haaser, F. (2002). Aerodynamic design and testing of an axial flow compressor with pressure ratio of 23.3:1 for the lm2500+ gas turbine. *Journal of Turbomachinery* **124**, 331–342.
- Wittenberg, H. (1976). Prediction of off-design performance of turbojet and turbofan engines based on gasdynamic relationships. *Delft University of Technology* **1**, 120–133.

Apéndices

A-1. Energía, entropía y exergía

Termodinámica es la ciencia de la energía, la palabra termodinámica se forma por dos palabras griegas termo (Calor) y dínamis (Fuerza) y de manera descriptiva como el esfuerzo que se requiere para convertir el calor en potencia.

La ciencia de la termodinámica está construida principalmente por dos leyes naturales, conocidas como la primera y segunda ley de la termodinámica. La primera y segunda ley emergen en los años de 1850, principalmente por contribuciones de William Rankine, Rudolph Clausius y Lord Kelvin.

Asimismo, para llegar a los conceptos de entropía y exergía es conveniente hablar de la energía, trabajo y calor, debido a que son conceptos claves en la termodinámica. La energía como definición general es la capacidad de realizar trabajo. Si bien las modalidades de trabajo son ilimitadas, sólo existen unas pocas clases de energía: cinética, potencial, magnética, eléctrica y química. La primera ley de la termodinámica sugiere que la energía cambia sutilmente de forma, pero nunca desaparece del todo.

El calor y el trabajo son procesos o modos de transferencia de energía. Una partícula puede poseer energía en virtud de su posición (Energía potencial) o de su movimiento (Energía cinética). El trabajo es la transferencia de energía en una acción coherente. El calor es la transferencia de energía a través de gradientes de temperatura.

Por ejemplo, cuando se realiza trabajo sobre un sistema, la transferencia de energía se efectúa a través del movimiento coherente. Por ejemplo, una pelota de golf, que vuela ochenta metros hacia el agujero. Todos los átomos y moléculas de la pelota viajan juntos: su movimiento es coherente.

La cabeza del palo transfiere energía cinética a la bola, y ésta sale disparada.

Cuando calentamos un sistema ocurre justo lo contrario. A medida que se transfiere energía de un cuerpo a otro por calentamiento, se hace más caótico el movimiento térmico de las moléculas del segundo cuerpo. La energía continúa almacenada en forma potencial y cinética, pero ahora la posición y el movimiento de las partículas son más difíciles de determinar; no guardan una coherencia.

Cada una de las diversas formas básicas de energía se puede convertir en cualquiera de las otras formas mediante procesos simples. Consideremos las tres formas de energía puestas en juego durante la oscilación de un péndulo. En los puntos más altos de la oscilación el péndulo tiene la máxima energía potencial. Cuando se suelta, esta energía potencial comienza a convertirse en energía cinética, y el péndulo desciende. En el punto más bajo de la oscilación, la masa del péndulo alcanza su máxima energía cinética y su mínima energía potencial. En un péndulo oscilante, la energía cinética se transforma uno y otra vez en energía potencial, hasta que el péndulo acaba por detenerse en un estado final de mínima energía cinética y mínima energía potencial. La causa de que el péndulo deje de oscilar y se instale en el equilibrio termodinámico es la segunda ley: la fricción desgasta el sistema y su energía se pierde en el entorno, disipada en forma de calor. Las componentes friccionales, como la resistencia del calor hacia el medio circundante. En realidad la energía no se pierde, sino que se convierte en calor.

Fue Carnot, quien al estudiar el funcionamiento de las máquinas térmicas, se dio cuenta claramente del hecho de que solamente una parte del calor cedido por el foco de alta temperatura puede ser transformada en trabajo; el resto debe ser cedido a un foco de menor temperatura, de forma que la fracción máxima de calor que puede ser convertida en trabajo viene definida por el llamado factor de Carnot.

Cada tipo de energía se puede considerar formada por dos partes: una es la directamente transformable en cualquier tipo y el resto de la energía no transformable. La parte transformable es la que denominamos energía útil o **exergía**. Este último término que fue propuesto por primera vez por Z. Rant. La exergía no se conserva sino que es destruida en las irreversibilidades de los procesos reales. Generalmente, la ineficiencia de un dispositivo o un proceso es consecuencia de esa

destrucción.

Además de la energía transformable, existe la energía de la que ningún trabajo puede ser obtenido, Rant propuso el nombre de **anergía** que significa energía de la que ningún trabajo se puede obtener.

La exergía mide la calidad de la energía, en otras palabras, mide la máxima capacidad de un sistema energético para realizar trabajo útil a medida que se acerca a estado de equilibrio. Cuando la energía proporciona trabajo, su exergía (calidad) disminuye. La exergía, además de una medida de la calidad de la energía, es también una medida de la lejanía del equilibrio, de la magnitud de los gradientes y del potencial de hacer algo útil con esa energía.

“La exergía habla de los límites teóricos de lo que se puede hacer con la energía, mientras que la entropía dice que le ha ocurrido a la energía”

La distinción entre un proceso reversible y uno irreversible fue introducido en termodinámica a través de la entropía. La entropía es una medida de la cantidad del desorden en un sistema. Para un proceso reversible

$$s_{gen} = \Delta s_{sistema} + \Delta s_{alrededores} = 0 \quad (A-1)$$

Para un proceso irreversible

$$s_{gen} = \Delta s_{sistema} + \Delta s_{alrededores} > 0 \quad (A-2)$$

Asimismo, uno de los enunciados para la formulación de la segunda ley lo propuso Clausius

Es imposible para un sistema transferir calor desde un depósito de baja temperatura a un depósito de alta temperatura, a menos que se suministre trabajo.

Conociendo esto es importante mencionar que la exergía tiene diferencias importantes con la energía, por ejemplo, la exergía depende de parámetros como materia y flujos de energía, pero, también de parámetros ambientales. Por otro lado, la exergía siempre se conserva en procesos reversibles, pero es consumida en procesos irreversibles, además indica la cantidad y la calidad de la energía debido a la entropía presente en el sistema.

A-2. Representación gráfica de la transformación politrópica

Relación de la eficiencia isoentrópica de expansión y la eficiencia politrópica de expansión

En un proceso de expansión $-\int v dp > -\int dh$, entonces la eficiencia politrópica de una turbina se define mediante la siguiente expresión

$$\eta_{pit} = \frac{-dh}{-vdp} \quad (\text{A-3})$$

Si se considera la ecuación del gas ideal y $dh = Cp dT$, se llega a la siguiente expresión

$$\frac{dT}{T} = \eta_{pit} \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \frac{dP}{P} \quad (\text{A-4})$$

Al integrar la ecuación A-4 se obtiene la siguiente expresión para un proceso de expansión politrópico

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\eta_{pit} \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)} \quad (\text{A-5})$$

La eficiencia isoentrópica de expansión se expresa de la siguiente forma

$$\eta_{sit} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} = \frac{1 - \left(\frac{T_4}{T_3} \right)}{1 - \left(\frac{T_{4s}}{T_3} \right)} \quad (\text{A-6})$$

Al combinar las ecuaciones anteriores, se obtiene la relación entre la eficiencia isoentrópica de expansión y la eficiencia politrópica de expansión, la cual se expresa de la siguiente forma

$$\eta_{sit} = \frac{1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\eta_{pit} \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)}}{1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}} \quad (\text{A-7})$$

Considerando como fluido al aire a la entrada de la turbina, se analiza el comportamiento de la

η_{sit} como una función de la relación de presiones de la turbina (π_T), se observa que η_{sit} aumenta a medida que se incrementa la relación de presiones, para un eficiencia politrópica de expansión dada, asimismo, η_{sit} disminuye a medida que se reduce la eficiencia politrópica de expansión (Figura A.1). Para una eficiencia politrópica del 0.89 % y una relación de presiones 5, la eficiencia isoentrópica de expansión representa un valor de 90 %.

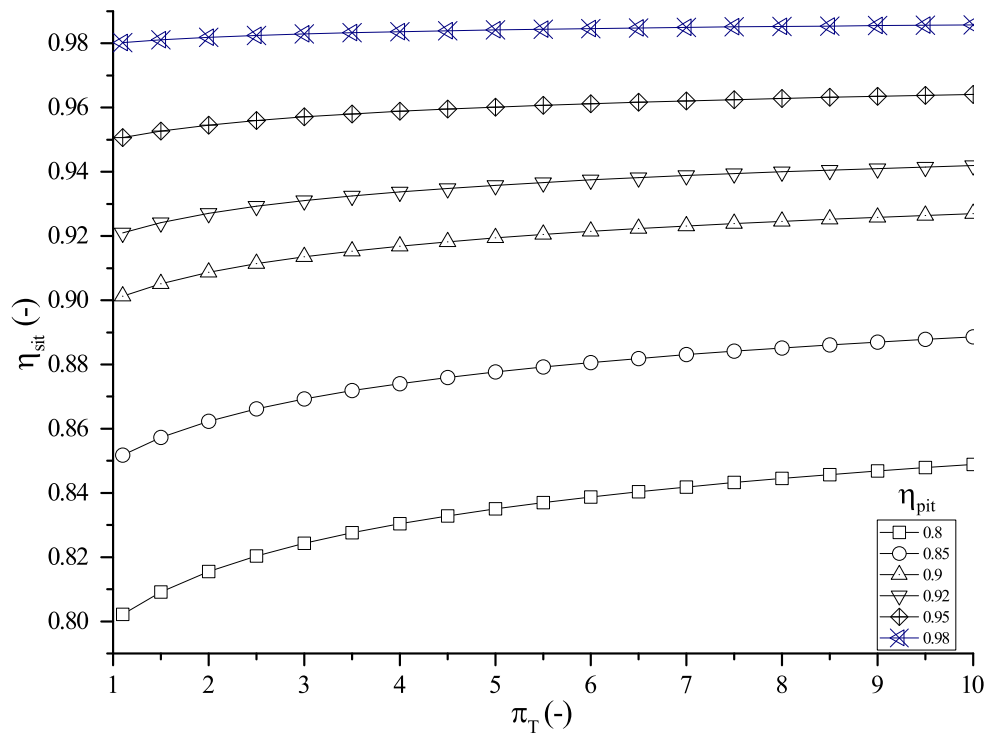


Figura A.1. Eficiencia isoentrópica de expansión en función de la relación de presiones en la turbina a diferentes eficiencias politrópicas de expansión

La representación gráfica de la transformación politrópica parte de la siguiente expresión

$$s_4 - s_3 = Cpln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) - Rln\left(\frac{P_4}{P_3}\right) \quad (A-8)$$

Línea Isobárica.- Si se sigue una trayectoria isobárica, el cambio de entropía considerando la ecuación anterior esta dado por la siguiente expresión

$$\Delta s_{P=cte} = Cpln\left(\frac{T}{T_3}\right) \quad (A-9)$$

Para una trayectoria politrópica el cambio de entropía se obtiene mediante la siguiente expresión

$$\Delta s_{P=cte} = \left(\frac{\eta_{pit} - 1}{\eta_{pit}} \right) C_p \ln \left(\frac{T}{T_3} \right) \quad (\text{A-10})$$

Línea Isoentálpica.-Si se sigue una trayectoria isoentálpica, el cambio de entropía entre dos isobaras se expresa de la siguiente forma

$$\Delta s_{h=cte} = -R \ln \left(\frac{P}{P_3} \right) \quad (\text{A-11})$$

El cambio de entropía al seguir la trayectoria politrópica se expresa de la siguiente forma

$$\Delta s_{politropica} = (\eta_{pit} - 1) R \ln \left(\frac{P}{P_3} \right) \quad (\text{A-12})$$

Relación de la eficiencia isoentrópica de compresión y la eficiencia politrópica de compresión

En un proceso de compresión $\int v dp < \int dh$, entonces la eficiencia politrópica de un compresor se define mediante la siguiente expresión

$$\eta_{pic} = \frac{v dp}{dh} \quad (\text{A-13})$$

Si se considera la ecuación del gas ideal y $dh = C_p dT$, se llega a la siguiente expresión

$$\frac{dT}{T} = \left(\frac{\gamma - 1}{\eta_{pic} \gamma} \right) \frac{dP}{P} \quad (\text{A-14})$$

Al integrar la ecuación A-14 se obtiene la siguiente expresión para un proceso de compresión politrópico

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{\gamma - 1}{\eta_{pic} \gamma} \right)} \quad (\text{A-15})$$

La eficiencia isoentrópica de compresión se expresa de la siguiente forma

$$\eta_{sic} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{\left(\frac{T_{2s}}{T_1}\right) - 1}{\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - 1} \quad (\text{A-16})$$

Al combinar las ecuaciones anteriores, se obtiene la relación entre la eficiencia isoentrópica de expansión y la eficiencia politrópica de compresión, la cual se expresa de la siguiente forma

$$\eta_{sic} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\eta_{pic}\gamma} - 1} \quad (\text{A-17})$$

Considerando como fluido al aire a la entrada del compresor, se analiza el comportamiento de la η_{sic} como una función de la relación de presiones (π_c), se observa que η_{sic} disminuye a medida que se incrementa la relación de presiones, para un eficiencia politrópica de compresión dada, asimismo, η_{sic} disminuye a medida que se reduce la eficiencia politrópica (Figura A.2). Para una eficiencia politrópica del 91 % y una relación de presiones 23.3, la eficiencia isoentrópica representa un valor de 86.4 % (punto A).

Para la representación gráfica del proceso de compresión se parte de la expresión del cambio de entropía

$$ds = Cp \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} \quad (\text{A-18})$$

Línea Isobárica.- Se toma el punto C (Figura A.3) siguiendo el incremento de entropía sobre la isobárica de presión (P_1), del proceso 1-C; donde se tiene que el cambio de presión es igual a cero; entonces la ecuación anterior queda de la siguiente forma

$$ds = Cp \frac{dT}{T} \quad (\text{A-19})$$

integrando

$$\Delta s_{P=cte} = Cp \ln\left(\frac{T}{T_1}\right) = AC \quad (\text{A-20})$$

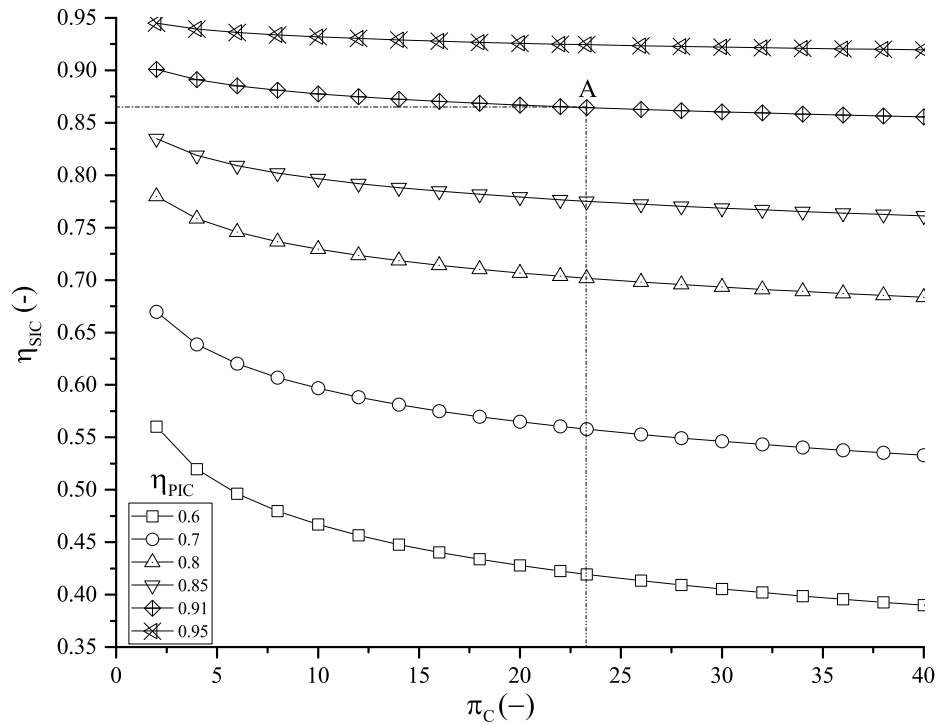


Figura A.2. Eficiencia isoentrópica de compresión en función de la relación de presiones para diferentes eficiencias politrópicas

Asimismo, se puede expresar en términos de la eficiencia politrópica de compresión mediante la siguiente expresión, siguiendo la trayectoria politrópica 1-B, combinando la primera ley de la termodinámica (PLT) y la segunda ley de la termodinámica (SLT) se tiene

$$\Delta s_{Poly(1-B)} = (1 - \eta_{pic}) C_p \ln \left(\frac{T}{T_1} \right) \quad (A-21)$$

Línea Isoentálpica.- Relacionando la primera y la segunda ley de la termodinámica, y considerando que no hay cambio de entalpía, $dh = 0$, el cambio de entropía se expresa de la siguiente forma

$$ds = -v \frac{dP}{T} \quad (A-22)$$

integrando

$$\Delta s_{h=cte} = -R \ln \left(\frac{P}{P_1} \right) = AC \quad (A-23)$$

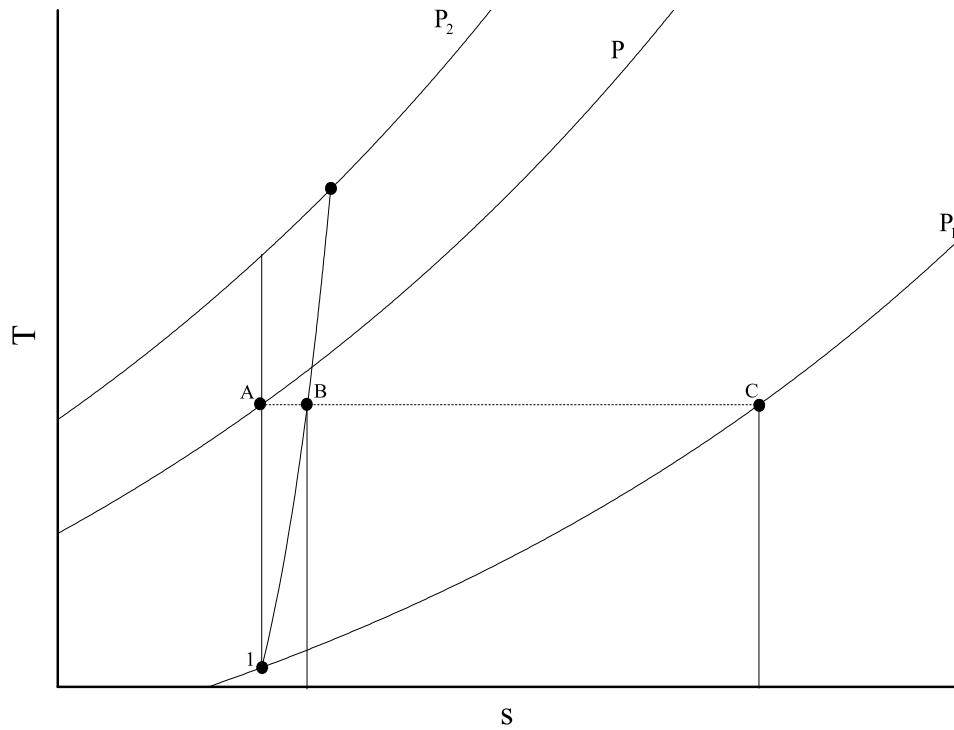


Figura A.3. Transformación politrópica del proceso de compresión en el diagrama T-s

Mediante la trayectoria politrópica y usando la ecuación anterior se obtiene la siguiente expresión

$$\Delta s_{politropica} = \left(\frac{1 - \eta_{pic}}{\eta_{pic}} \right) R \ln \left(\frac{P}{P_1} \right) \quad (A-24)$$

o

$$\Delta s_{politropica} = \left(\frac{1 - \eta_{pic}}{\eta_{pic}} \right) \Delta s_{h=cte} \quad (A-25)$$

La exergía está en función del cambio de entalpía y del cambio de entropía, pero a la vez se puede expresar el cambio de exergía en función de la eficiencia politrópica, la exergía se expresa como

$$\Delta \varepsilon = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \quad (A-26)$$


sustituyendo la ecuación A-24 en A-26 queda lo siguiente

$$\Delta \varepsilon = (h_2 - h_1) - T_0 \left(\left(\frac{1 - \eta_{pic}}{\eta_{pic}} \right) R \ln \left(\frac{P}{P_1} \right) \right) \quad (A-27)$$


A-3. Parametric Analysis of a Two-Shaft Aeroderivate Gas Turbine of 11.86 MW

<http://www.mdpi.com/1099-4300/17/8/5829>

MDPI Journals A-Z Information & Guidelines About Editorial Process
Submit to Entropy Login Register



Title / Keyword	<input type="text"/>	Journal	Entropy	Volume	<input type="text"/>	
Author	<input type="text"/>	Section	all	Issue	<input type="text"/>	Clear
Article Type	all	Special Issue	all	Page	<input type="text"/>	Search



Entropy
Volume 17, Issue 8

Article Versions

- Abstract
- Full-Text HTML
- Full-Text PDF [1236 KB]
- Full-Text XML
- Article Versions Notes

Related Info

- Article Statistics
- Google Scholar
- Order Reprints

More by Authors

- [+] on DOAJ
- [+] on Google Scholar
- [+] on PubMed

Entropy 2015, 17(8), 5829-5847; doi:10.3390/e17085829 Open Access

Article

Parametric Analysis of a Two-Shaft Aeroderivate Gas Turbine of 11.86 MW

R. Lugo-Leyte ¹ , M. Salazar-Pereyra ^{2,*} , H. D. Lugo Méndez ¹ , I. Aguilar-Adaya ¹ , J. J. Ambríz-García ¹ and J. G. Vázquez Vargas ³

¹ Universidad Autónoma Metropolitana-Iztapalapa, Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Av. San Rafael Atlixco No. 186, Col. Vicentina, 09340, Iztapalapa, Ciudad de México, D.F., Mexico
² Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec, División de Ingeniería Mecatrónica e Industrial, Av. Tecnológico Esq. Av. Hank González, Col. Valle de Anáhuac, 55210, Ecatepec, Estado de México, Mexico
³ MAVAZCAR S.A. de C.V. Suministros, Servicios e Ingeniería, Manzana 36 casa 4, tercera etapa, Col. Lázaro Cárdenas del Río, 86600, Paraiso, Tabasco, Mexico

* Author to whom correspondence should be addressed.

Received: 24 July 2015 / Accepted: 12 August 2015 / Published: 14 August 2015

(This article belongs to the Section Thermodynamics)

View Full-Text
 Download PDF [1236 KB, uploaded 14 August 2015]
 Browse Figures


Abstract

The aeroderivate gas turbines are widely used for power generation in the oil and gas industry. In offshore marine platforms, the aeroderivate gas turbines provide the energy required to drive mechanically compressors, pumps and electric generators. Therefore, the study of the performance of aeroderivate gas turbines based on a parametric analysis is relevant to carry out a diagnostic of the engine, which can lead to operational as well as predictive and/or corrective maintenance actions. This work presents a methodology based on the exergetic analysis to estimate the irreversibilities and exergetic efficiencies of the main components of a two-shaft aeroderivate gas turbine. The studied engine is the Solar Turbine Mars 100, which is rated to provide 11.86 MW. In this engine, the air is compressed in an axial compressor achieving a pressure ratio of 17.7 relative to ambient conditions and a high pressure turbine inlet temperature of 1220 °C. Even if the thermal efficiency associated to the pressure ratio of 17.7 is 1% lower than the maximum thermal efficiency, the irreversibilities related to this pressure ratio decrease approximately 1 GW with respect to irreversibilities of the optimal pressure ratio for the thermal efficiency. In addition, this paper contributes to develop a mathematical model to estimate the high turbine inlet temperature as well as the pressure ratio of the low and high pressure turbines.

sciforum

Organize Your Own Conference on Sciforum – For Free –

Sciforum is a platform for scholarly exchange and collaboration developed and maintained by



www.sciforum.net

Article

Parametric Analysis of a Two-Shaft Aero-derivate Gas Turbine of 11.86 MW

R. Lugo-Leyte ¹, M. Salazar-Pereyra ^{2,4}, H. D. Lugo Méndez ¹, I. Aguilar-Adaya ¹, J. J. Ambríz-García ¹ and J. G. Vázquez Vargas ³

¹ Universidad Autónoma Metropolitana-Iztapalapa, Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Av. San Rafael Atlixco No. 186, Col. Vicentina, 09340, Iztapalapa, Ciudad de México, D.F., Mexico; E-Mails: hlrg@xanum.uam.mx (R.L.-L.); helenlugo@xanum.uam.mx (H.D.L.-M.); ignacioaguilar7013@gmail.com (I.A.-A.); agj@xanum.uam.mx (J.J.A.-G.)

² Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec, División de Ingeniería Mecatrónica e Industrial, Av. Tecnológico Esq. Av. Hank González, Col. Valle de Anáhuac, 55210, Ecatepec, Estado de México, Mexico

³ MAVAZCAR S.A. de C.V. Suministros, Servicios e Ingeniería, Manzana 36 casa 4, tercera etapa, Col. Lázaro Cárdenas del Río, 86600, Párisaio, Tabasco, Mexico; E-Mail: jose.vazquez@igpico.com

⁴ Author to whom correspondence should be addressed; E-Mail: msalazar@iese.edu.mx; Tel.: +52-55-5000-2329; Fax: +52-55-5000-2304.

Academic Editor: Kevin H. Knuth

Received: 24 July 2015 / Accepted: 12 August 2015 / Published: 14 August 2015

Abstract: The aero-derivate gas turbines are widely used for power generation in the oil and gas industry. In offshore marine platforms, the aero-derivate gas turbines provide the energy required to drive mechanically compressors, pumps and electric generators. Therefore, the study of the performance of aero-derivate gas turbines based on a parametric analysis is relevant to carry out a diagnostic of the engine, which can lead to operational as well as predictive and/or corrective maintenance actions. This work presents a methodology based on the exergetic analysis to estimate the irreversibilities and exergetic efficiencies of the main components of a two-shaft aero-derivate gas turbine. The studied engine is the Solar Turbine Mars 100, which is rated to provide 11.86 MW. In this engine, the air is compressed in an axial compressor achieving a pressure ratio of 17.7 relative to ambient conditions and a high pressure turbine inlet temperature of 1220 °C. Even if the thermal efficiency associated to the pressure ratio of 17.7 is 1% lower than the maximum thermal efficiency, the

irreversibilities related to this pressure ratio decrease approximately 1 GW with respect to irreversibilities of the optimal pressure ratio for the thermal efficiency. In addition, this paper contributes to develop a mathematical model to estimate the high turbine inlet temperature as well as the pressure ratio of the low and high pressure turbines.

Keywords: aero-derivate gas turbine; exergetic efficiency; exergy; irreversibility

1. Introduction

Gas turbines are used successfully to power aircraft as well as to generate power in industrial applications. In offshore marine platforms, gas turbines are used as stationary power plants or as prime mover of pumps and compressors, because they are compact with low weight and reliable operation. There exist aero-derivate gas turbines of low and medium power, and their maximum capacity of generation is of 65 MW, depending on their compressor pressure ratio, high pressure turbine inlet temperature and of their shaft number [1,2]. In addition, the performance of the delivered power of a gas turbine is affected by the conditions presented at the place where it is installed, mainly ambient temperature, atmospheric pressure and the air relative humidity [3].

A two-shaft aero-derivate gas turbine is composed by a gas generator and a free power turbine also known as a low pressure turbine. The gas generator consists of a compressor, a combustion chamber and a high pressure turbine. The gas generator turbine provides power for the air compressor and the free power turbine generates the useful power output. Likewise, improvements in the design and operation of gas turbines have come along with advances in aerodynamics, thermodynamics and metallurgy has made possible for today's gas turbines to withstand temperatures in the 1415 °C range, compressor pressure ratios up to 34.1 and overall thermal efficiency up to 42% [4,5].

However, as the gas turbines present large losses energetics and economics in spite of the technologic development, Bejan [6] has developed a useful tool that supply information about performance of conversion systems of energy, and it gives the possible upgrade of the devices, supporting with a parametric analyses. The first law of thermodynamic is the principal tool to do thermodynamic analyses, but it only give responses about of thermal efficiency of the cycle and doesn't provide the irreversibilities of each of components of the system. Along with the exergetic analyses, the quality of the energy and the irreversibilities of each of the components of the system can also be assessed. The exergetic analysis use the mass and energy balances and the second law of thermodynamics to do the analysis, design and the improvement of the energetic systems; moreover, it identifies the types and magnitude of the wastes, losses, and efficiencies of system to establish the potential of improvement of energy systems [6-9].

The literature presents several works about thermodynamics analyses of gas turbines, but most are focused to study the performance of simple gas turbines or power plants of cycle combined [10-17]. Nevertheless, most works only study one condition of operation, with the exception of [3], which establishes that the turbine inlet temperature, the drops of pressure, environmental temperature and compressor pressure ratio are parameters that change the thermal efficiency of gas turbines.

Hakan Aydin [1,2] presents an exergetic study of an aero-derivate gas turbine LM6000, Hakan reports an exergetic efficiency of 39% for a compressor pressure ratio of 30 and a power of 43 MW. He has

reported that the value of irreversibilities in the combustion chamber is 25.91 MW; it represents 60% of the generated power and its exergetic efficiency is 85.1%, considering a drop of pressure of 5%. However, it is not possible to do a comparison that only presents the analysis for a condition of operation. He also presents that the destruction of exergy of the turbine of gas generator is bigger than free power turbine. Nevertheless, he doesn't establish that the aero-derivate gas turbine has a system of Nozzle Guide Vane (NGV) and that it increases the high pressure turbine inlet temperature.

The aim of this work is to present a methodology based on the exergetic analysis to estimate irreversibilities and exergetic efficiencies of each of the main components of an aero-derivate gas turbine. The studied engine is the Mars 100, an aero-derivate gas turbine with two-shaft design and rated to provide 11.86 MW. In this engine, the air is compressed in an axial compressor achieving a pressure ratio of 17.7 relative to ambient conditions and a high pressure turbine inlet temperature of 1220 °C. The compressor and turbine efficiencies are assumed to be 0.85 and 0.80, respectively.

2. Methodology

A two-shaft aero-derivate gas turbine is conform by a gas generator and a free power turbine also known as low pressure turbine (LPT), as depicted in the schematic diagram of Figure 1a. The gas generator consists of a compressor, a combustion chamber and a high pressure turbine (HPT). An aero-derivate gas turbine operates on the thermodynamic cycle presented in the temperature-entropy diagram of Figure 1b, in which air entering the compressor at state 1 is compressed to some higher pressure and temperature at state 2. Leaving the compressor, air enters the combustion chamber, where combustion occurs by fuel injection. In the combustion process, a pressure drop occurs by the mixing, burning and cooling phenomena. The exhaust gases leave the combustion system and enter the HPT at state 3. In the HPT of the gas generator, the hot gases are expanded to state 4 and their thermal energy is converted into work, which is used to drive the compressor of the gas generator. The expanded gases at state 4 enters the LPT coupled aerodynamically to the gas generator, where they are expanded to state 5, at a pressure higher than the air pressure at state 1 to generate the useful power output.

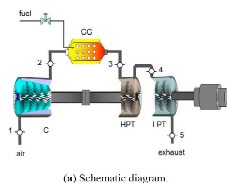
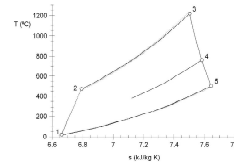


Figure 1. Cont.



(b) Temperature entropy diagram.

Figure 1. Two-shaft gas turbine.

In this work, the development of a systematic methodology is pursued to evaluate the performance of the Mars 100 gas turbine, based on the estimation of the engine component irreversibilities. The Solar Mars 100 is an aero-derivate two shaft gas turbine rated to provide a Standard conditions base load of 11.86 MW and designed especially for mechanical drive applications. Its main components are a 15-stage axial-flow air compressor with a compression ratio of 17.7:1, an annular combustion chamber, a two-stage reaction HPT and a two-stage axial flow LPT. Since the engine summary screen of the Mars 100 only reports pressures and temperatures at the states one, two and five, a parametric analysis of the gas turbine performance becomes relevant, taking the compressor pressure ratio and the HPT inlet temperature T_4 as the main parameters, whose studied values are taken from the manufacturer operational recommendations. This analysis considers the existence of pressure drops in the combustion chamber as well as in the LPT and is carried out for compressor and turbine isentropic efficiencies of 0.85 and 0.80, respectively.

The compressor pressure ratio is the relation between the compressor discharge pressure, P_2 , and the compressor suction pressure, P_1 ,

$$\pi_c = \frac{P_2}{P_1} \tag{1}$$

For the actual compression process, the specific input compression work is

$$w_c = \frac{c_p T_1}{\eta_c} (\pi_c^{\gamma} - 1) \tag{2}$$

The compression work, given by Equation (1), is a function of the environmental parameter T_1 , and the technological parameters π_c and η_c .

The increase of entropy for a compression process can be obtained from the following expression

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \left(1 + \frac{\pi_c^{\gamma} - 1}{\eta_c} \right) - R_0 \ln \pi_c \tag{3}$$

In the combustion process, a pressure drop of 5% is considered, and the amount of heat transferred to the air at constant pressure is a function of the temperatures ratio $y = T_3/T_2$, this relation involves an

environmental and technological conditions. The technological temperature T_1 is constrained by the technological development of the material gas turbine, while T_1 is constrained by the variations in the environmental conditions.

$$q_{in} = c_{p2} T_1 \left[y - 1 - \frac{1}{\eta_c} (\pi_c^{\gamma_c} - 1) \right] \quad (4)$$

The entropy change in the heating process is given by

$$s_3 - s_2 = c_{p2} \ln \left(\frac{y}{1 + \frac{1}{\eta_c} (\pi_c^{\gamma_c} - 1)} \right) - R_g \ln \left(1 - \frac{A P_c}{\pi_c P_1} \right) \quad (5)$$

The compressor work is provided by the work generated by the HPT, and the losses due to the transmission of work from turbine to compressor are determined by introducing the mechanical efficiency of $\eta_m = 98\%$.

$$w_c = \eta_m w_{HPT} \quad (6)$$

The outlet temperature of the IPT can be expressed in terms of y , η_{HPT} , η_m , $\pi_c^{\gamma_c}$, $\frac{C}{\sigma}$, as follows

$$T_2 - T_1 = \frac{c_{p2}}{c_{p2} \eta_m \eta_{HPT}} \left(\pi_c^{\gamma_c} - 1 \right) \quad (7)$$

The expression of the IPT pressure ratio in terms of the temperature ratio $\frac{T_2}{T_1}$ is given by

$$\left(\frac{1}{\pi_{IPT}} \right) = 1 - \frac{c_{p2}}{c_{p2} y \eta_{HPT} \eta_m} \left(\pi_c^{\gamma_c} - 1 \right) \quad (8)$$

For an expansion process the change in entropy can be expressed as

$$s_4 - s_3 = c_{p2} \ln \left(1 - \frac{c_{p2}}{c_{p2} \eta_{HPT} \eta_m y} (\pi_c^{\gamma_c} - 1) \right) - R_g \ln \left(\frac{1}{\pi_{IPT}} \right) \quad (9)$$

The unknown temperature and pressure at state four, T_4 and P_4 , can be found from the LPT pressure ratio, π_{LPT} , and the useful output specific work generated by the power turbine can then be written as follows

$$w_{LPT} = c_{p2} \eta_{LPT} T_4 \left(1 - \frac{1}{\pi_{LPT}} \right) \quad (10)$$

The change in entropy for the expansion process in the LPT is given by

$$s_5 - s_4 = c_{p2} \ln \left(1 - \eta_{LPT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{LPT}} \right) \right) - R_g \ln \left(\frac{1}{\pi_{LPT}} \right) \quad (11)$$

The thermal efficiency is the relation between the actual work delivered by the free power turbine and the supplied heat by the fuel combustion,

$$\eta_{th} = \frac{\eta_{HPT} T_1 \left(1 - \frac{1}{\pi_{IPT}} \right)}{T_1 \left[y - 1 - \frac{1}{\eta_c} (\pi_c^{\gamma_c} - 1) \right]} \quad (12)$$

The air flow rate required to generate a demanded power output can be then expressed as

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}}{w_p} \quad (13)$$

The fuel flow fuel is given by

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{W}}{LHV \eta_{th}} \quad (14)$$

By definition, the heat rate (HR) is the energy required to generate one kW-h, and its expression is given by:

$$HR = \frac{3600 T_1 \left[y - 1 - \frac{1}{\eta_c} (\pi_c^{\gamma_c} - 1) \right]}{\eta_{HPT} T_1 \left(1 - \frac{1}{\pi_{IPT}} \right)} \quad (15)$$

3. Exergetic Analysis

Exergy analysis is based on the second law of thermodynamics. This analysis is an essential tool to provide insights of the performance of energy conversion systems, and highlights the possible improvements. The exergy analysis has been extending to many applications, considering also some energetic, economic, and environmental factors [6-8]. The exergy is then a powerful tool for understanding and improving the sustainability of processes and systems.

The exergy of a heat transfer process for a given control surface is determined from the maximum work that could be obtained from it using the environment as a reservoir of zero grade thermal energy [7]. For a heat transfer rate \dot{Q}_c and a temperature at the control surface where the heat transfer is taking place T_c , the maximum rate of conversion from thermal energy to work is

$$\dot{W}_{max} = \dot{E}^{th} = \dot{Q}_c \tau = \dot{m} LHV \tau \quad (16)$$

where τ is the dimensionless exergetic temperature and is equal to the Carnot coefficient when the environment at T_0 is used as the other thermal energy reservoir, and it can be expressed as

$$\tau = 1 - \frac{T_0}{T_c} \quad (17)$$

The Carnot coefficient in terms of the combustion temperature is presented in Figure 2, and this figure shows that the maximum work is approximately 88% considering the adiabatic flame temperature for

natural gas as fuel. The losses due to the combustion process are approximately 12%; nevertheless the combustion gas temperature decreases for a high pressure turbine inlet temperature of the gas turbine Mars 100 of 1200 °C, leading to an additional loss of 8%, due to the cooling of the combustion gases, and these losses increase with the decreasing of T_1 .

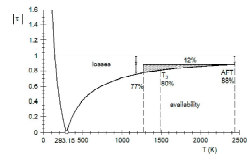


Figure 2. Exergetic temperature factor.

In order to obtain the specific physical exergy of the thermodynamic states of the acroderivate gas turbine, the following expression is used:

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (18)$$

The specific physical exergy for air and combustion gases with constant specific heat is obtained from:

$$e = c_p (T - T_0) - T_0 \left[c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \right] \quad (19)$$

Figure 3a,b present the control volumes of the expansion and compression processes. These figures show the exergies, works and irreversibilities of the inlets and outlets of the control volumes. The exergetic balances for the control volumes of compression and expansion processes are given by:

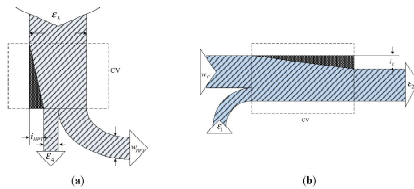


Figure 3. (a) Expansion process and (b) compression process.

3.1. Gas Turbine

$$e_3 - e_1 = w_{HPT} + i_{HPT} \quad (20)$$

The exergetic efficiency of the high pressure turbine in terms of the irreversibility and turbine efficiency is given by

$$\phi_{HPT} = \frac{\eta_{HPT}}{\frac{i_{HPT}}{e_{HPT}} + \eta_{HPT} \left(1 - \frac{i_{HPT}}{e_{HPT}} \right)} \quad (21)$$

where i_{HPT} is the frictional reheat, which is defined as $i_{HPT} = h_1 - h_{01}$.

3.2. Compressor

The energy balance for the compressor can be written as:

$$e_2 + w_c = e_1 + i_c \quad (22)$$

The exergetic efficiency of the compressor in terms of the irreversibility and compressor efficiency results as follows

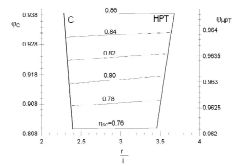
$$\phi_c = 1 - \frac{i_c}{e_1} (1 - \eta_c) \quad (23)$$

where, i_c is the frictional reheat of the compression process, which is defines as $i_c = h_2 - h_{02}$.

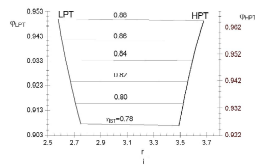
Figure 4a presents the variations of the exergetic efficiencies of the compressor and high pressure turbine as a function of the ratio of frictional reheat and irreversibility for different values of the compressor efficiencies. The results show that the i_c/e_1 increases as the compressor efficiency decreases due to the increase of the irreversibilities in the compressor and the frictional reheat; likewise, by decreasing the compressor efficiencies and also decreasing i_{HPT}/h_{01} , since the increase of the irreversibilities is higher than the increase the frictional reheat. For a compressor efficiency of 0.86, the value of i_c/e_1 is of 2.27 and the value exergetic efficiency of the compressor of 0.938. Indeed, a 0.84% reduction in the compressor efficiency can be observed that the i_c/e_1 is increased 0.98%, due that the frictional reheat increase 17.01% and the irreversibilities only 15.8%; nevertheless, the exergetic efficiency of the high pressure turbine is not affected in great measure. As result of an increase of 7% of the irreversibilities in the high pressure turbine, the i_{HPT}/h_{01} decreases 1.1%.

Figure 4b presents the variations of the exergetic efficiencies of low and high pressure turbines as function of i/i for different values of the turbine efficiency. The results show that the i_{HPT}/h_{01} increases as the compressor efficiency decreases due to the increase of the irreversibilities in the low pressure turbine and the frictional reheat; likewise, by decreasing the turbine efficiencies and also decreasing i_{HPT}/h_{01} , since the increase of the irreversibilities (i_{HPT}) is higher than the increase the frictional reheat (i_{HPT}). For a turbine efficiency of 88%, the value of i_{HPT}/h_{01} is of 2.5795 and the value exergetic efficiency of the low pressure turbine of 0.9498. Indeed, reducing the turbine efficiency from 88% to 86% the i_{HPT}/h_{01} increases 1.07%, due that the frictional reheat increase 13.98% and the irreversibilities

12.77%. Nevertheless, the exergetic efficiency of the high pressure turbine decreases 0.73% and the $\eta_{HP/T}$ decreases 1.209%, a result of the increase of 20.84% in the irreversibility in the high pressure turbine.



(a) Variation of exergetic efficiency of compressor and exergetic efficiency of high pressure turbine as function of ratio of frictional reheat and irreversibility for different compressor efficiencies.



(b) Variation of exergetic efficiency of low pressure turbine and exergetic efficiency of high pressure turbine as function of ratio of reheat degree and irreversibility for different turbine efficiencies.

Figure 4. Variation of exergetic efficiencies of compressor and low and high pressure turbines as function of ratio of reheat degree and irreversibility for different compressor and turbine efficiencies.

In this analysis, it is supposed that the combustion process is adiabatic, and the irreversibilities due to the friction and the mixed are negligible.

The exergy balance for the combustion chamber is the following:

$$C_3 + C_{HP/T} = C_4 + I_{CC} \quad (24)$$

The exergy delivered by the fuel to the adiabatic flame temperature, ($\epsilon_{HP/T}$), it can be expressed as

$$C_{HP/T} = \Delta g_c + R_c \ln \frac{P_c}{P_c} \quad (25)$$

The exergetic efficiency of the combustion is given by

$$\varphi_{cc} = \frac{\epsilon_c}{\epsilon_c - \epsilon_{HP/T}} \quad (26)$$

where $\epsilon_{HP/T}$ is negative, due to the amount of the Gibbs free energy.

It will perform a parameter study to determine how the system performance varies with different operating parameters. Table 1 shows the mathematic models to assess the work, supplied heat, irreversibilities, and exergetic efficiencies of the engine components.

Table 1. Work, supplied heat, irreversibilities and exergetic efficiencies of the engine components.

Engine Components	Energy	Irreversibility	Exergetic Efficiency
Compressor	$w_c = \frac{c_{p,c} T_c}{\eta_c} (\pi_c - 1)$	$i_c = \epsilon_c - \epsilon_c + w_c$	$\varphi_c = \frac{\epsilon_c - \epsilon_c}{w_c}$
Combustion chamber	$q_{cc} = c_{p,c} T_c \left[\gamma - 1 - \frac{1}{\eta_{cc}} (\pi_c^\gamma - 1) \right]$	$i_{cc} = \epsilon_c - \epsilon_c + \epsilon_f$	$\varphi_{cc} = \frac{\epsilon_c}{\epsilon_c - \epsilon_f}$
High pressure turbine	$w_{HP/T} = w_c$	$i_{HP/T} = \epsilon_c - \epsilon_c - w_{HP/T}$	$\varphi_{HP/T} = \frac{w_{HP/T}}{C_3 - C_4}$
Low pressure turbine	$w_{LP/T} = c_{p,c} T_c \left(1 - \frac{1}{\pi_{LP/T}} \right)$	$i_{LP/T} = \epsilon_c - \epsilon_c - w_{LP/T}$	$\varphi_{LP/T} = \frac{w_{LP/T}}{\epsilon_c - \epsilon_3}$

Figure 5 shows the diagram exergy-enthalpy. It presents the thermodynamic states of aeroderivate gas turbine. State three has the maximum exergy because it has the higher temperature and pressure of the system. The difference of enthalpies of the high pressure turbine is higher than the difference of enthalpies of the compressor by 2% due to the mechanical losses in the shaft. However, the difference of exergies of the high pressure turbine is 483.77 kJ/kg and the difference of exergies of the compressor of 421.32 kJ/kg. Then, the difference is 13%, 2% are for the mechanical losses in the shaft and 11% by internal irreversibilities in the high pressure turbine.

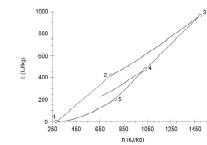
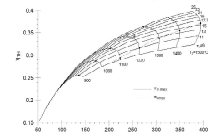


Figure 5. Exergy enthalpy diagram of a two-shaft aero-derivate gas turbine.

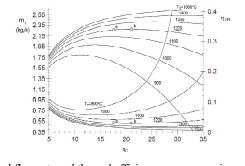
4. Results and Discussion

Figure 6a shows the thermal efficiency as a function of work output specific for different values of high pressure turbine inlet temperature and different values of pressure ratios of the compressor. For a high pressure turbine inlet temperature of 1220 °C, the pressure ratio of the compressor to obtain the maximum thermal efficiency is 21 (point b). Nevertheless, the pressure ratio of the compressor of operation of turbine Mars 100 is 17.7 (point a), hence there is a depletion of 1% of the thermal efficiency and 15 kJ/kg of the specific work output. It shows that by decreasing the high pressure turbine inlet temperature 100 °C keeping constant pressure ratio, the specific work output decreases 48.33 kJ/kg and the thermal efficiency rises 2.24%.

Figure 6b shows the fuel flow rate and the thermal efficiency as a function of pressure ratio of compressor for different values of high pressure turbine inlet temperature. It must be noted that to generate 11.8 MW, the value pressure ratio that minimizes fuel flow rate is 21 (point b); nevertheless, the value pressure ratio of operation of turbine Mars 100 is 17.7 (point a), hence there is an increase of fuel flow rate of 1% (0.0078 kg/s) with respect to point b. It shows that by decreasing the high pressure turbine inlet temperature to 1100 °C keeping constant pressure ratio, the fuel flow rate increases to the 0.577 kg/s, supplying 10% more fuel to maintain the same power on Mars 100.



(a) Dependence of the thermal efficiency on the output specific for different high pressure turbine inlet temperatures and compression ratios of compressor.



(b) Dependence fuel flow rate and thermal efficiency on compression ratios of compressor for different high pressure turbine inlet temperatures.

Figure 6. Design performance charts for the two-shaft aero-derivate gas turbine.

Figure 7 shows the effects the pressure ratio of the compressor on the heat rate and thermal efficiency for different values of the T_3 . The behavior of the Figure 7 is similar to the relationship that there is with the fuel. For the operation conditions of the turbine Mars 100, the heat rate is 12,200 kJ/kW-h (point a), with respect to π_c for maximum thermal efficiency (point b), there is a variation lower to 100 kJ/kW-h.

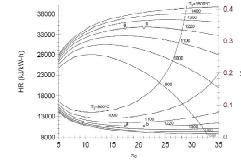


Figure 7. Heat rate and thermal efficiency against compression ratio of compressor for different high pressure turbine inlet temperatures.

It is important to analyze the thermodynamic performance of the compressor in relation to the compressor efficiency, a drop of the η_{cc} effects to all components of derivate gas turbine, the results of the exergetic analysis are presented in Table 2. From this table, an increment of I_{cc} , $I_{HP/T}$ and $I_{LP/T}$ of 20.26%, 1.5%, 7.5% and 0.14%, respectively, and the exergetic efficiencies of the low and high pressure turbines decreases in 1%, as well as η_c decreases from 86% to 84% for a turbine efficiency of 85% can be observed. The heat transferred to the aeroderivate turbine increases 26.01% when the η_{cc} decreases from 86% to 76% to generate an output of 11.86 MW.

It can be assumed that the turbine has been operating for ten years and that the compressor efficiency has dropped from 86% to 76%. As a result, its exergetic efficiency decreases from 94% to 90% and the irreversibilities of the high pressure turbine are increased 51.77%.

Table 2. Variation of exergy of heat transfer, irreversibility rate and exergetic efficiencies of the aeroderivate gas turbine components as functions of the compressor efficiency for $\eta_{LP/T} = \eta_{HP/T} = 0.85$.

η_{cc}	\dot{E}^Q (kW)	\dot{I}_{cc} (kW)	$\dot{I}_{HP/T}$ (kW)	$\dot{I}_{LP/T}$ (kW)	φ_c	$\varphi_{HP/T}$	$\varphi_{LP/T}$
0.86	20,190.14	1,112.28	7,919.59	912.20	816.08	0.94	0.95
0.84	20,963.22	1,337.69	8,038.82	980.60	814.95	0.93	0.95
0.82	21,845.64	1,590.75	8,178.14	1,059.22	813.73	0.92	0.95
0.80	22,862.27	1,877.40	8,342.24	1,150.43	812.39	0.91	0.95
0.78	24,046.11	2,205.87	8,537.40	1,257.41	810.91	0.91	0.95
0.76	25,441.93	2,588.66	8,772.14	1,384.46	809.29	0.90	0.95

The change of the irreversibility rate as a function of the turbine efficiency is shown in Table 3. From this table, an increment of \dot{I}_C , \dot{I}_{CC} , \dot{I}_{HT} and \dot{I}_{LT} of 4.73%, 4.07%, 26.0% and 18.15%, respectively, and the exergetic efficiencies of the low and high pressure turbines decreases in 1%, as well as η_T decreases from 88% to 86% for a compressor efficiency of 80% can be observed. The heat transferred to the aeroderivate turbine is increased by 26.01% when the η_T decreases from 88% to 86% to generate an output of 11.86 MW.

It is assumed that the turbine has been operating for ten years and that the turbine efficiency has dropped from 88% until 85%. As a result, the exergetic efficiency decreases 1% and the irreversibility of the high pressure turbine increases 10%.

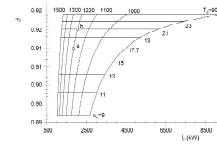
Table 3. Change of the energy rate of the heat transfer, irreversibilities rate and exergetic efficiencies of components of the aeroderivate gas turbine as functions of the turbine efficiency for $\eta_C = 0.80$.

η_T	\dot{E}^o (kW)	\dot{I}_C (kW)	\dot{I}_{CC} (kW)	\dot{I}_{HT} (kW)	\dot{I}_{LT} (kW)	Φ_C	Φ_{HT}	Φ_{LT}
0.88	17,783.42	1,002.16	7,314.01	611.30	632.66	0.94	0.96	0.95
0.86	19,186.12	1,049.58	7,624.87	773.91	747.49	0.94	0.96	0.94
0.84	20,747.46	1,102.37	7,970.88	961.71	864.47	0.94	0.95	0.93
0.82	22,497.97	1,161.54	8,358.82	1,179.99	983.70	0.94	0.94	0.92
0.80	24,476.83	1,228.44	8,797.37	1,435.55	1,105.28	0.94	0.93	0.92

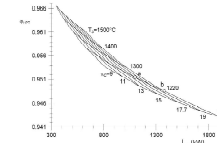
Figure 8a shows the exergetic efficiency of compressor as function of irreversibility rate in compressor for different high pressure turbine inlet temperatures and different pressure ratios of the compressor. This figure shows that by increasing the temperature inlet high pressure turbine, the irreversibility rates decrease. It presents that keeping constant the high pressure turbine inlet temperature and increasing the pressure ratio of compressor, the exergetic efficiency of the compressor and the irreversibilities rate in compressor are increased. Note, for instance, for the condition of point a, the exergetic efficiency is 91.7% and the irreversibility rate is 1842 kW; increasing the pressure ratio of compressor from 17.7 to 21 (point b), the exergetic efficiency and irreversibility rates are increased 1% and 4.58%, respectively.

Figure 8b shows the exergetic efficiency of high pressure turbine at different irreversibility rates in the high pressure turbine for different high pressure turbine inlet temperatures and different pressure ratios of the compressor. For a high pressure turbine inlet temperature of 1220 °C and a pressure ratio of compressor of 17.7 (point a), the exergetic efficiency high pressure turbine is 95.14%, and the irreversibility rate is 1084.26 kW. Note also that by increasing the high pressure turbine inlet temperature to 1500 °C, the exergetic efficiency is increased 1.11% and the irreversibility rate decreases to 532 kW.

The results displayed in Figures 8a and 8b show that the exergetic efficiency of the high pressure turbine is higher than from the compressor, and the irreversibility rates of the high pressure turbine are lower than from the compressor.



(a) Exergetic efficiencies of compressor versus irreversibility rate in the compressor for different high pressure turbine inlet temperatures and different pressure ratios of the compressor.



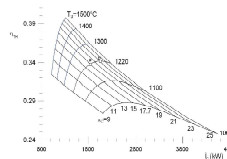
(b) Exergetic efficiencies of the high pressure turbine versus irreversibility rate of the high pressure turbine for different high pressure turbine inlet temperatures and different pressure ratios of compressor.

Figure 8. Exergetic efficiency of compressor and high pressure gas turbines on irreversibility rates for different high pressure turbine inlet temperatures and pressure ratios of the compressor.

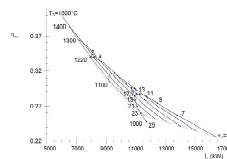
Figure 9a shows that by increasing the high pressure turbine inlet temperature and keeping a constant pressure ratio of the compressor, the thermal efficiency increases and the irreversibility rates in the compressor decreases. Note, for instance, that for 1220 °C and a pressure ratio of 17.7, the thermal efficiency is 34% and the irreversibility rates are 1847.17 kW; decreasing the temperature to 1100 °C and keeping constant the pressure ratio, the thermal efficiency is decreased 1.8%, and irreversibility rates increase 422.3 kJ/kg.

Figure 9b shows the thermal efficiency variation as a function of the irreversibility rates in combustion chamber for different high pressure turbine inlet temperatures and pressure ratios of the compressor. It clearly shows that for a high pressure turbine inlet temperature of 1220 °C and a compression ratio of 17.7 (point a), the thermal efficiency is 33.92% and the irreversibility rate is 8490.2 kW. Increasing the compression ratio to 21 (point b) and keeping the temperature constant, the thermal efficiency is

increased to 34.22% and the irreversibility decreases 4.14%. In combustion chamber, larger losses in aeroderivate gas turbine are generated.



(a) Compressor.

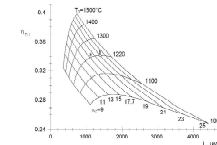


(b) Combustion chamber.

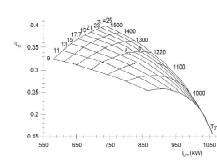
Figure 9. Thermal efficiency on the irreversibility rate for different high pressure turbine inlet temperatures and pressure ratios of the compressor.

Figure 10a,b show the thermal efficiency variation as a function of the irreversibility rates in low and high pressure turbines, respectively, for different high pressure turbine inlet temperatures and pressure ratios of the compressor. The high pressure turbine generates twice the amount of irreversibility as the low pressure turbine. Note, for instance, for a high pressure turbine inlet temperature of 1220 °C, and a decrease of the compression ratios from 21 (point a) to 17.7 (point b) there is a reduction of the irreversibility in the low pressure turbine of 100 kW and of 500 kW in high pressure turbines.

The values of the irreversibilities agree with the tendencies of the results that present Hakan Aydın [2]; nevertheless, it disagrees with tendencies of the results of the low pressure turbine, maybe because he analyzes an aeroderivate gas turbine with an NGV by increasing the low pressure turbine inlet temperature.



(a) High pressure turbine.



(b) Low pressure turbine.

Figure 10. Thermal efficiency on the irreversibility rate for different high pressure turbine inlet temperatures and pressure ratios of the compressor.

5. Conclusions

A simple methodology has been presented in this paper to estimate the values of the pressure ratio and the high pressure turbine inlet temperature for the operation of an aeroderivate gas turbine. The presented methodology shows that the high pressure turbine inlet temperature is 1220 °C and the pressure ratio is 17.7. The information to estimate the high pressure turbine inlet temperature and pressure ratio was obtained from operation actual values of an aeroderivate gas turbine Mtu 100 that is operating on an offshore platform.

With the same methodology, a parametric analysis is pursued and the results presented show that the larger irreversibilities are generated in the combustion chamber with 36.48% of the total inlet exergy, in the compressor shows 8.21%, the high pressure turbine is 3.05%, and low pressure turbine is 3.55%, respectively. Results show that the exergetic efficiencies are: compression of 91.7%, combustion chamber of 92.6%, low and high pressure turbines of 95% and 93.5%, respectively. The thermal efficiency for the optimal pressure ratio is 1% lower than that by the pressure ratio of 17.7; nevertheless, the irreversibilities decrease approximately 1 GW when a 11.86 MW is generated, due to the fact that the irreversibilities are incremented in the process of compression and the expansion of the free turbine. The presented results also

show that, if the compression efficiency decreases from 86% to 84%, the irreversibilities of the compressor increase 18.85%, the irreversibilities in the combustion chamber are increased 1.48%, the irreversibilities in the high pressure turbine are increased 6.97% and in the free turbine, 0.14%. In this manner, this paper provides evidence that if the turbine efficiency decreases, the combustion chamber is more affected due to the increase of the fuel flow rate by producing the power required.

Acknowledgements

The authors would like to thank the reviewers for their valuable comments and suggestions to improve the present work.

Author Contributions

R. Lugo-Leyte designed the research; M. Salazar-Pereyra and I. Aguilar-Adaya developed the methodology and performed the simulation; H. D. Lugo Méndez and J. G. Vázquez Vargas analyzed the data; J. J. Ambríz-García and R. Lugo-Leyte wrote the paper. All authors have read and approved the final manuscript.

Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

Nomenclature

c_p	specific heat capacity, at constant pressure; [kJ/kgK]
\dot{E}	exergy rate; [kW]
g	Gibbs free energy; [kJ/kg]
h	specific enthalpy; [kJ/kg]
HR	heat rate; [kJ/kWh]
i	specific irreversibility; [kJ/kg]
\dot{I}	irreversibility rate; [kW]
m	mass flow rate; [kg/s]
n	polytropic index; [-]
P	pressure; [bar]
LHV	low heating value of fuel; [kJ/kg]
q	specific heat supplied or rejected; [kJ/kg]
Q	heat transfer rate; [kW]
r	reheat degree; [kJ/kg]
R	ideal gas constant; [kJ/kg K]
s	specific entropy; [kJ/kg K]
T	temperature; [°C o K]
AFT	adiabatic flame temperature; [°C o K]
w	specific work output; [kJ/kg]
W	power; [W]
x	ratio of ideal gas constant to specific heat at constant pressure; [-]
y	ratio of temperature inlet high pressure turbine to temperature inlet compressor; [-]

Greek letters

Δ	drop, increase or difference
γ	c_p/c_v , isentropic index; [~ 1.4 air]
ϵ	specific exergy; [kJ/kg]
η	efficiency; [-]
ϕ	exergetic efficiency; [-]
π	pressure ratio; [-]
τ	exergetic temperature factor; [-]

Subscripts

0	dead state
a	air
C	compression
cc	combustion chamber
f	fuel
g	exhaust
in	added
m	mechanical
max	maximum
p	product
avg	average
r	reactive
SUM	supplied
HPT	high pressure turbine; [-]
LPT	low pressure turbine; [-]
GT	gas turbine
tp	output
TH	thermal

Superscripts

Q	heat transfer
-----	---------------

References

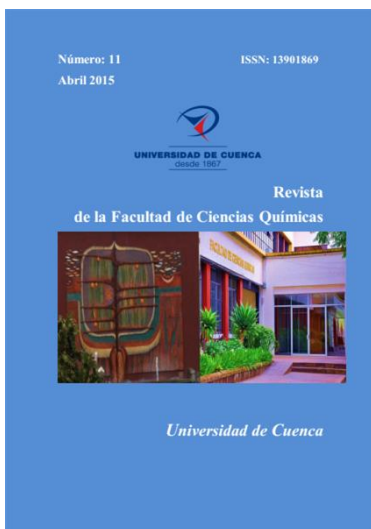
1. Turan, O.; Aydin, H. Exergetic and exergo-economic analyses of an aero-derivative gas turbine engine. *Energy* **2014**, *74*, 638–650.
2. Aydin, H. Exergetic sustainability analysis of 1.M6000 gas turbine power plant with steam cycle. *Energy* **2013**, *57*, 766–774.
3. Lugo-Leyte, R.; Zamora-Mata, J.M.; Toledo-Velázquez, M.; Salazar-Pereyra, M.; Torres-Aldaco, A. Methodology to determine the appropriate amount of excess air for the operation of a gas turbine in a wet environment. *Energy* **2010**, *35*, 550–555.
4. Nkoi, B.; Piliadis, P.; Nikolaidis, T. Performance of small-scale aero-derivative industrial gas turbines derived from helicopter engines. *Propuls. Power Res.* **2013**, *2*, 243–253.

5. Ghaeibi, H.; Armidpour, M.; Karimkashi, S.; Rezaeyan, O. Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover. *Int. J. Energy Res.* **2011**, *35*, 697–709.
6. Bejan, A. *Advanced Engineering Thermodynamics*; Wiley: Hoboken, NJ, USA, 2006; pp. 204–225.
7. Kotas, T.J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*; Butterworths: London, UK, 1985; pp. 99–150.
8. Dincer, I.; Rosen, M.A. *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*; Elsevier: Oxford, UK, 2007; pp. 50–75.
9. Tsatsaronis, G. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Prog. Energy Combust. Sci.* **1993**, *3*, 227–257.
10. Khaliq, A. Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration. *Int. J. Refrig.* **2009**, *3*, 534–545.
11. De Sa, A.; Zahaidy, S.A. Gas turbine performance at varying ambient temperature. *Appl. Therm. Eng.* **2011**, *31*, 2735–2739.
12. Najjar, Y.S.; Al-Abisi, S. Exergy analysis for greener gas turbine engine arrangements. *J. Eng. Thermophys.* **2013**, *22*, 247–256.
13. Tosa, C.; Raviolo, P.A.; Pellegini, L.F.; de Oliveira Júnior, S. Exergy and thermoeconomic analysis of a turbofan engine during a typical commercial flight. *Energy* **2010**, *2*, 952–959.
14. Agudelo, A.; Valero, A.; Torres, C. Allocation of waste cost in thermoeconomic analysis. *Energy* **2012**, *45*, 634–643.
15. Sue, D.-C.; Chuang, C.-C. Engineering design and exergy analyses for combustion gas turbine based power generation system. *Energy* **2004**, *29*, 1183–1205.
16. Bilgen, E. Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration systems. *Energy* **2000**, *25*, 1215–1229.
17. Facchini, B.; Fiaschi, D.; Manfrida, G. Exergy Analysis of Combined Cycles Using Latest Generation Gas Turbines. *J. Eng. Gas Turbines Power* **2000**, *122*, 233–238.

© 2015 by the authors; licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

A-4. Costos exergéticos de una turbina de gas considerando los gases de escape como pérdida o residuo variando la relación de presiones de presiones

<http://www.ucuenca.edu.ec/ojs/index.php/quimica/article/view/334>



Costos exergéticos de una turbina de gas considerando los gases de escape como pérdida o residuo variando la relación de presiones

Ignacio Aguilar¹, Raúl López¹, Edgar Torres², Ulises López³, Juan J. Anshio García⁴
¹Departamento de FQI, Universidad Autónoma Metropolitana Interoceánica D.F., México, ignacio.aguilar@uam.mx
²Departamento de FQI, Universidad Autónoma Metropolitana Interoceánica, D.F., México, eduardo@uam.mx
³Departamento de FQI, Universidad Autónoma Metropolitana Interoceánica, D.F., México, ulises@uam.mx
⁴Departamento de FQI, Universidad Autónoma Metropolitana Interoceánica, D.F., México, juan@uam.mx

Recibido: 29-12-2014. Aceptado después de revisión: 17-03-2015

Resumen. En este trabajo se realiza un análisis paramétrico a una turbina de gas, para conocer el comportamiento de los costos exergéticos de los corrientes exergéticas en función de la relación de presiones en el compresor, considerando a los gases de escape como pérdida o residuo. Considerando los gases de escape como una pérdida, los costos exergéticos en todo el caso y en la combustión como residuo, se concluye que el costo exergético es menor que el costo exergético de los gases de escape que sale de la cámara de combustión, y como consecuencia la más alta, cuando la corriente de los gases de escape es una pérdida o un residuo. Por otro lado, para la relación de presiones óptima aumenta la eficiencia térmica máxima, del 40,5% cuando los gases de escape son una pérdida, el costo exergético de la corriente que sale de la cámara de combustión es de 70,71 \$/kW, y en los gases de escape se considera como residuo el costo exergético de la corriente de salida de la cámara de combustión se incrementa en 13,66%.

Palabras Clave: costo exergético, energía, pérdida, residuo, turbina de gas.

Abstract. This paper presents a gas turbine engine parametric performance analysis. The aim of this work is to determine the influence of the compressor pressure ratio of the exergetic cost of all energy streams, assuming the exhaust gases as a waste or a residue. If the exhaust gases are considered as a waste, its exergetic cost is lower and if it is treated as a residue, the exergetic cost is higher. The highest exergetic cost is associated to the exhaust gases stream of the exit of the combustion chamber. This cost is usually affected by varying the exhaust gases as a waste or as a residue. For the optimum compressor pressure ratio related to the maximum thermal efficiency of 40.5%, the exergetic cost of the stream of the exit of the combustion chamber is about 70.71 \$/kW. If the exhaust gases are considered as a waste, if they are considered as a residue the mentioned exergetic cost presents an increment of 13.66% for the same compressor pressure ratio.

Keywords: exergetic cost, energy, gas turbine, residue, waste.

Nomenclatura		Subíndices	
i	inversibilidad específica [kJ/kg]	f	combustible
i_c	flujos de irreversibilidad [kW]	cr	cámara de combustión, compresor
i_{ex}	costo exergético [\$/W]	ex	energía
E	flujos de exergía [kW]	ex	presión manométrica de compresión
T	temperatura [°C+273]	ex	
TET	temperatura de entrada de la turbina [°C+273]		

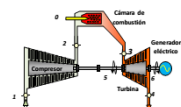


Figura 1. Turbina de gas simple.

2. Materiales y métodos
 Una turbina de gas simple se compone de un compresor, una cámara de combustión y una turbina, como se muestra en la figura 1. Los procesos que se llevan a cabo en una turbina de gas son: aspiración del aire por el compresor, incrementando su presión y temperatura (proceso 1-2); el aire comprimido pasa a la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible (corriente 3) y se lleva a cabo una reacción exotérmica, que en la combustión (proceso 2-3); posteriormente los gases de combustión pasan a través de la turbina (proceso 3-4), la cual genera la potencia necesaria para mover el compresor (corriente 5) y el trabajo motor (corriente 6).
 Para realizar el análisis exergético y exergético de la turbina de gas se manejan las siguientes condiciones ambientales y de operación:
 • Las condiciones del aire a la entrada del compresor son 15°C y 1.013 bar
 • La temperatura de entrada a la turbina de gas es 1415 °C
 • La eficiencia isentrópica tienen un valor de 0.80 y 0.89, respectivamente.
 Para estudiar el comportamiento del residuo en la turbina de gas, se realiza el análisis paramétrico de la turbina de gas variando la relación de presiones en el compresor. Las expresiones para determinar la eficiencia exergética de los equipos, y el flujo de las irreversibilidades se presentan en la Tabla 1.

Tabla 1. Flujos de irreversibilidades y eficiencia exergética de los equipos.

Equipo	Flujo de irreversibilidad (kW)	Eficiencia exergética (%)
Compresor	$i_c = E_1 - E_2 + W_c$	$\eta_{ex,c} = \frac{E_2 - E_1}{W_c}$
Cámara de Combustión	$i_c = E_3 - E_4 + E_5$	$\eta_{ex,cc} = \frac{E_4}{E_3 + E_5}$
Turbina	$i_c = E_4 - E_5 - W_t$	$\eta_{ex,t} = \frac{W_t}{E_4 - E_5}$

Simbología	Significado
\dot{W}	potencia [kW]
\dot{W}_c	potencia compresor
\dot{W}_t	potencia turbina
η	eficiencia [-]
π	relación de presiones [-]
π_c	relación de presiones compresor
π_t	relación de presiones turbina
π_{opt}	relación de presiones óptima
η_{ex}	eficiencia exergética [-]
$\eta_{ex,c}$	eficiencia exergética compresor
$\eta_{ex,t}$	eficiencia exergética turbina
$\eta_{ex,cc}$	eficiencia exergética cámara de combustión
$\eta_{ex,cc}$	eficiencia exergética cámara de combustión

1. Introducción
 En sus orígenes, se empleó el término "termoeconomía" para hacer alusión a la combinación del análisis exergético y económico. En 1983, George Tsatsaronis propone la utilización de la palabra exergoeconomía para dar más precisión y no tener una generalización de la combinación de estos análisis [1]. De esta manera, la exergoeconomía es un método de estudio que, por un lado, permite evaluar y optimizar el diseño y funcionamiento de los sistemas energéticos, y por otro lado, identifica y cuantifica el origen de las pérdidas de energía, irreversibilidades y residuos, mediante la asignación de costos exergéticos [2]. En la década de los años 1960, M. Tjebke y R. H. Usam, desarrollaron los primeros trabajos en este tema [3]. Actualmente, C. Torres, A. Valero, D. J. Kim y J. Dincer, entre otros investigadores han aplicado el análisis exergoeconómico a escala industrial, en el análisis, diagnóstico y optimización de sistemas energéticos [4, 5].
 Por otra parte, en los sistemas energéticos, además de tener un producto final, existen corrientes de energía generadas no deseadas. Estas se conocen como residuos y representan una pérdida de exergía que tiene un costo inherente, que se debe cargar a los componentes del sistema, y por tanto afectan a los costos exergéticos de los corrientes. Además, es importante identificar en qué lugar se encuentra el residuo y en dónde se forma su costo dentro del sistema, de tal manera que, la descripción del proceso de formación del costo del residuo es una herramienta para la mejora en la eficiencia del sistema y en la asignación correcta del costo de las corrientes de salida del sistema. Entonces, si un proceso genera o contribuye a generar un residuo, el proceso debe compartir la responsabilidad de la eliminación del mismo. El procedimiento detallado de contabilización de costos exergéticos se conoce como el proceso de formación de costos del residuo [2, 7].
 Conocer el costo exergético del residuo, permite cuantificar el efecto de las irreversibilidades acumuladas en la generación de la corriente de energía. Este costo se puede formar en el propio equipo, en el que se produce la corriente, pero también a lo largo de la cadena de los corrientes y de los equipos del proceso de producción que genera el residuo [8-11]. Por tal razón, en este trabajo se desarrolla la metodología de costos exergéticos para el estudio de la corriente de salida, considerando como pérdida o residuo en la turbina de gas.

A-5. Análisis de las irreversibilidades de una turbina aeroderivada



ANÁLISIS DE LAS IRREVERSIBILIDADES DE UNA TURBINA AERODERIVADA

Ignacio Aguilar Adaya¹, Raúl Lugo Leyte¹, Helen D. Lugo Méndez¹, Alejandro Torres Aldaco¹

¹Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana – Iztapalapa, Av. San Rafael Atlixco No. 186, Col. Vicentina, 09340, Iztapalapa, D.F., México e-mail: ignacio.aguilar.adaya@gmail.com

Resumen

Las turbinas de gas aeroderivadas son de gran importancia en las centrales de generación de potencia; así como en la industria petrolera, accionando bombas, compresores y generadores. Las turbinas de gas aeroderivadas se componen de dos unidades, la generadora de gas y la de potencia o turbina libre. Una de las herramientas para realizar la evaluación del desempeño de la turbina es el análisis exergético, debido a que proporciona información detallada sobre el desempeño de los sistemas de conversión de energía y destaca las posibles mejoras en los equipos. Por consiguiente, en este trabajo se presenta la metodología y el análisis exergético para evaluar las irreversibilidades y las eficiencias exergéticas de los equipos de una turbina de gas LM2500, que genera una potencia de 33.100 MW, operando a una relación de presiones en el compresor de 23.3, una temperatura a la entrada de la turbina de alta presión de 1300°C, eficiencias de expansión isentrópica de 0.89, y una eficiencia de compresión isentrópica de 0.86. Se encuentra que las mayores irreversibilidades se producen en la cámara de combustión, siendo del 19.48% de la exergía total de entrada, también se obtuvieron las eficiencias de compresión exergética del 94.5%, de la cámara de combustión del 87.1%, en las turbinas de alta y baja presión del 95% y 94%, respectivamente.

Nomenclatura

c_p calor específico a presión constante; [kJ/kg K],
 P presión; [bar],
 T temperatura; [°C o K],
 s entropía por unidad de masa; [kJ/kg K],
 \dot{E} flujo de exergía; [kW],
 \dot{W} potencia; [W],
 TAP turbina de alta presión; [-],
 TBP turbina de baja presión; [-],
 \dot{m} flujo másico; [kg/s],
 PCI poder calorífico inferior; [kJ/kg],
 I irreversibilidad; [kW],
 i irreversibilidad específica; [kJ/kg],
Letras griegas
 \mathcal{E} exergía específica; [kJ/kg],
 η eficiencia; [-],

γ índice adiabático [= 1.4],
 π relación de presiones [-].

Subíndices

1 entrada del compresor,
 2 salida del compresor,
 3 entrada de la turbina de alta presión,
 4 salida de la turbina de alta presión,
 5 entrada de la turbina de baja presión,
 TH térmica,
 COM compresión,
 TG turbina de gas,
 c combustible,
 ce cámara de combustión,
 SUM calor suministrado.

A-6. Análisis exergo-ambiental de una turbina de gas aeroderivada mediante indicadores exergéticos y ambientales



GUAYAQUIL 10-13 NOVIEMBRE
ECUADOR 2015



FEDERACIÓN IBEROAMERICANA
DE INGENIERÍA MECÁNICA

12º CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERÍA MECÁNICA
Guayaquil, 10 a 13 de Noviembre de 2015

**ANÁLISIS EXERGO-AMBIENTAL DE UNA TURBINA DE GAS AERODERIVADA
MEDIANTE INDICADORES EXERGÉTICOS Y AMBIENTALES**

Aguilar Adaya I.*, Lugo Leyte R., Torres González E. V., Aguilar Valdivia R., Lugo Méndez H. D.*

*Área de Ingeniería en Recursos Energéticos, Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana – Iztapalapa, Av. San Rafael Atlixco No. 186, Col. Vicentina, 09340, Iztapalapa, D.F., México.

*e-mail: ignacio.aguilar.adaya@gmail.com, lugoleyteraul@gmail.com

RESUMEN

En este trabajo se hace un análisis exergo-ambiental de una turbina de gas aeroderivada de doble flecha LM2500+, mediante indicadores exergéticos y ambientales. La turbina aeroderivada genera una potencia de 33.100 MW, operando con una relación de presiones de compresión de 23.3, una temperatura a la entrada de la turbina de alta presión de 1300°C. Los indicadores exergéticos se determinan mediante el análisis exergético, el cual permite conocer las irreversibilidades en cada uno de los equipos de la turbina de gas aeroderivada. Entre los principales indicadores exergéticos se encuentra la eficiencia exergética, el factor de destrucción exergética y el potencial de mejoramiento. Asimismo, los indicadores ambientales permiten conocer el impacto hacia el medio ambiente, entre los principales indicadores ambientales se encuentra el potencial de calentamiento global (I_{GWP}), potencial de lluvia ácida (I_{ARP}) y potencial de formación de smog (I_{SFP}).

Los principales resultados muestran que las mayores irreversibilidades se producen en la cámara de combustión, siendo del 19.48% de la exergía total de entrada, también se obtuvieron las eficiencias de compresión exergética del 94.5%, de la cámara de combustión del 87.1%, en las turbinas de alta y baja presión del 95% y 94%, respectivamente. Asimismo, la eficiencia exergética de la turbina aeroderivada es de 40.02%. La relación de exergía recuperada representa el 29.4% de la exergía total de entrada, el factor de destrucción exergético representa 27.33% de las irreversibilidades presentes en el sistema comparadas con la exergía total de entrada. El potencial de calentamiento global representa 393.37 gCO_{2eq}/ kWh, el potencial de formación de lluvia ácida 16.35 gSO_{2eq}/kWh y el potencial de formación de smog es de 15.55 gNO_{3eq}/kWh, representando el impacto hacia el medio ambiente.

PALABRAS CLAVE: Exergo-ambiental, Turbina aeroderivada, Indicadores exergéticos, Indicadores Ambientales.