

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**PROPUESTA DE METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS
EXERGÉTICO DE UNA TURBINA A GAS DE CICLO SIMPLE**

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el bachiller:

Raúl Alberto Morales Delgado

ASESOR: Ing. Fernando Jiménez Ugarte

Lima, junio del 2014

Resumen

El análisis exergético de una turbina a gas permite la evaluación individual de sus componentes, hallando así la destrucción de exergía y la eficiencia exergética de cada uno de estos. Partiendo de esta premisa, esta tesis presenta una sólida base teórica que explora el funcionamiento de este equipo y se adentra en la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica, con la finalidad de proponer una metodología para realizar un análisis exergético a una turbina a gas.

Para cumplir este objetivo, primero se revisa las características de una turbina a gas desde un punto de vista mecánico y termodinámico, para luego describir el marco teórico bajo el cual se desarrollan los análisis energético y exergético. Una vez planteados, esta tesis aplica la metodología a la turbina a gas marca Rover del Laboratorio de Energía de la PUCP. Finalmente, para validar la metodología, se analiza los resultados y posteriormente estos se contrastan con trabajos similares, a fin de revisar la consistencia de los mismos.

Los resultados obtenidos en este trabajo determinan que se puede evaluar los flujos de exergía del equipo. La máxima destrucción de exergía se da en la cámara de combustión. En el caso de la turbina evaluada, esta representa el 56% de la exergía total destruida, componente en el cual también se obtiene la peor eficiencia exergética, que solo asciende al 51%, en comparación con los otros componentes de la turbina que bordean el 90%. Del mismo modo, se establece que, como producto del ciclo Brayton simple bajo el cual opera la turbina, la destrucción de la exergía de los gases de combustión al ser liberados al ambiente representa una importante pérdida que ocupa el segundo lugar, y que en el caso de la turbina evaluada llega a más del 30% de exergía destruida.

Dedicatoria

Dedico este trabajo a mi madre, quien me apoyó incondicionalmente a lo largo de mi carrera y en la realización de este trabajo; y a mi padre, quien sin su incomparable esfuerzo y aliento esto no habría sido posible.

Les quedo eternamente agradecido.



Índice de contenidos

Índice de ilustraciones	vi
Índice de tablas	vii
Índice de gráficas.....	viii
Nomenclatura	ix
Introducción	1
Capítulo 1. Descripción de una turbina a gas y estado de la tecnología	2
1.1 Evolución de la turbina a gas	2
1.1.1 Del 130 A.C. hasta finales del Siglo XIX	2
1.1.2 Primera mitad del Siglo XX.....	5
1.1.3 Utilización de turbinas a gas como motores de aviación.....	6
1.1.4 Desarrollos tecnológicos fundamentales	7
1.2 Descripción de una turbina a gas.....	8
1.2.1 Ciclo Brayton ideal simple	9
1.2.2 Componentes principales de la turbina a gas	10
1.3 Estado de la tecnología.....	22
1.3.1 Microturbinas.....	22
1.3.2 Celdas de combustible	23
Capítulo 2. Planteamiento del análisis energético y exergetico de una turbina a gas.....	25
2.1 Marco teórico	25
2.1.1 Energía y Primera Ley de la Termodinámica	26
2.1.2 Entropía y Segunda Ley de la Termodinámica	30
2.1.3 Exergía	35
2.1.4 Ciclo Joule-Brayton para turbinas a gas	46
2.2 Planteamiento del análisis energético para una turbina en ciclo Joule-Brayton.....	49
2.2.1 El flujo másico	50
2.2.2 El compresor (comp)	50
2.2.3 La cámara de combustión (CC).....	51
2.2.4 La turbina (turb).....	52
2.3 Planteamiento del análisis exergetico para una turbina en ciclo Joule-Brayton.....	53
2.3.1 El compresor (comp)	53
2.3.2 La cámara de combustión (CC).....	54

2.3.3	La turbina (turb).....	56
Capítulo 3. Aplicación del análisis energético y exergético: ensayos en laboratorio, cálculos y análisis de los resultados57		
3.1	La turbina a gas	57
3.1.1	Datos técnicos de la turbina.....	57
3.1.2	El freno hidráulico.....	62
3.2	Medición y parámetros.....	62
3.2.1	Puntos de medición en la turbina.....	63
3.2.2	Parámetros para realizar los análisis	64
3.2.3	Norma para ensayos con turbinas a gas.....	66
3.3	Toma de datos	67
3.4	Cálculos a realizar.....	68
3.4.1	Flujo másico del aire.....	68
3.4.2	Consumo de combustible	69
3.4.3	Trabajo desarrollado sobre el freno hidráulico	70
3.4.4	Compresor.....	71
3.4.5	Análisis de los gases de combustión	73
3.4.6	Cámara de combustión.....	75
3.4.7	Turbina	76
3.4.8	Análisis energético	77
3.4.9	Análisis exergético.....	77
3.5	Ensayos en el laboratorio.....	80
3.6	Resumen de los cálculos realizados	80
3.7	Modelo de ambiente de referencia utilizado	85
Capítulo 4. Evaluación de la metodología propuesta.....86		
4.1	Gráficas de los resultados obtenidos	86
4.2	Análisis de las gráficas.....	90
4.2.1	Gráfica de eficiencia energética.....	90
4.2.2	Gráficas de eficiencia exergética	90
4.3	Validación de la metodología propuesta.....	91
Conclusiones95		
Recomendaciones96		
Bibliografía97		

Índice de ilustraciones

Ilustración 1. Eolípila de Herón de Alejandría (130 A.C.)	2
Ilustración 2. Turbina de impulso a vapor de Giovanni Branca (1629)	3
Ilustración 3. Turbina a gas de Barber (1791)	3
Ilustración 4. Turbina de impulso de De Laval (1888)	5
Ilustración 5. Primera turbina de Brown Boveri de 4000 kW, exclusiva para la generación de electricidad	6
Ilustración 6. Diagramas P-V y T-s del ciclo Brayton.....	9
Ilustración 7. Consumo específico de combustible vs relación de presiones.....	12
Ilustración 8. Cambio de presión y velocidad a lo largo de un compresor centrífugo	13
Ilustración 9. Rotores de compresores centrífugos	14
Ilustración 10. Flujo de aire a la entrada del difusor	14
Ilustración 11. Cámara de combustión antigua	15
Ilustración 12. Cámara de combustión vaporizadora	17
Ilustración 13. Cámara de combustión múltiple.....	17
Ilustración 14. Cámara de combustión anular	19
Ilustración 15. Modelo típico de turbina libre	20
Ilustración 16. Comparación entre una turbina de tipo impulso puro y una de tipo impulso-reacción.....	21
Ilustración 17. Diagrama de ciclo de una SOFC y una turbina a gas.....	24
Ilustración 18. Interacciones entre los dominios de la energía, la entropía y la exergía	26
Ilustración 19. Diagramas P-V y T-s del ciclo Brayton.....	47
Ilustración 20. Diagramas P-V y T-s del ciclo Brayton ideal y no ideal	47
Ilustración 21. Ciclo simple abierto y real.....	48
Ilustración 22. Esquema de distribución del flujo de calor, masa y trabajo	50
Ilustración 23. Esquema de distribución del flujo de exergía	53
Ilustración 24. Fotografía de la turbina Rover, modelo IS/60.....	58
Ilustración 25. Componentes principales de la turbina Rover, modelo IS/60.....	59
Ilustración 26. Diagrama del flujo de gas de la turbina Rover, modelo IS/60.....	61
Ilustración 27. Fotografía del freno hidráulico de la turbina Rover, modelo IS/60....	62
Ilustración 28. Balance exergético para una turbina a gas no adiabática	92
Ilustración 29. Porcentajes de destrucción de exergía en una turbina a gas GE 7F para varias condiciones de carga	93
Ilustración 30. Eficiencias exergéticas de componentes de una planta de potencia vs varias temperaturas ambientales.....	93

Índice de tablas

Tabla 1. Resumen de microturbinas	23
Tabla 2. Comparación entre energía y exergía	38
Tabla 3. Modelo de ambiente de referencia	45
Tabla 4. Especificaciones técnicas de la turbina, datos solo del modelo IS/60	59
Tabla 5. Parámetro a medir, tipo de instrumento y posición en la turbina, nombre del parámetro y unidades de medición en la turbina Rover modelo IS/60.....	63
Tabla 6. Resumen de cálculos del ensayo 1	80
Tabla 7. Resumen de cálculos del ensayo 2.....	82
Tabla 8. Modelo de ambiente de referencia utilizado	85



Índice de gráficas

Gráfica 1. Eficiencia PLT sistema vs Carga	86
Gráfica 2. Eficiencia exergética del sistema vs Carga.....	87
Gráfica 3. Eficiencia exergética del compresor vs Carga	87
Gráfica 4. Eficiencia exergética de la CC vs Carga.....	88
Gráfica 5. Eficiencia exergética de la turbina vs Carga	88
Gráfica 6. Porcentajes de destrucción de exergía para el E1 - Carga: 12,5 kg-f	89
Gráfica 7. Porcentajes de destrucción de exergía para el E2 - Carga: 12,5 kg-f	89



Nomenclatura

Variables:

- \dot{A} Flujo de exergía de un sistema [kJ/s]
- \dot{H} Flujo de entalpía [kJ]
- \dot{Q} Flujo de calor [kJ/s]
- $R_{A/C}$ Relación aire/combustible [adim]
- T_w Temperatura media superficial absoluta [K]
- \dot{W} Potencia [kJ/s]
- \dot{m} Flujo de masa [kg/s]
- \dot{n} Flujo molar [kmol/s]
- α_C Coeficiente de convección [$W/m^2 \cdot K$]
- α_R Coeficiente de radiación [$W/m^2 \cdot K$]
- γ_{D_X} Porcentaje de exergía destruida en el componente X [%]
- η_{EX_X} Eficiencia exergética del componente X [%]
- η_{II} Eficiencia de la 2da Ley de la Termodinámica [%]
- h Entalpía específica [kJ/kg]
- \emptyset Diámetro [m]
- A Área [m^2]
- A Exergía de un sistema [kJ]
- E Energía total de un sistema [kJ]
- EC Energía cinética [kJ]
- EP Energía potencial [kJ]
- F Carga puesta en el freno [N]
- HE Humedad específica [adim]
- HR Humedad relativa [%]
- L Longitud [m]
- M Masa molar [kg/kmol]
- PCI Poder calorífico inferior [MJ/kg]
- Q Calor [kJ]
- R Constante de un gas [kJ/kmol-K]
- S Entropía [kJ/K]
- T Temperatura absoluta [K]
- U Energía interna [kJ]
- V Volumen de un sistema [m^3]
- W Trabajo [kJ]
- a Exergía específica [kJ/kg]
- c Velocidad del flujo de masa [m/s]
- $f m_i$ Fracción molar del componente i [%]
- g Aceleración de la gravedad [m/s^2]
- n Coeficiente politrópico [adim]
- p Presión [kPa]
- s Entropía específica [kJ/K-kg]
- u Energía interna específica [kJ]
- v Volumen específico [m^3/kg]
- z Altura con respecto a nivel de referencia [m]
- η Eficiencia de la 1ra Ley de la Termodinámica [%]
- ρ Densidad de una sustancia [kg/m^3]
- σ Entropía generada [kJ/K]

- ω Velocidad angular [rpm]
- ϵ Coeficiente de emisividad [adim]

Prefijos:

- Δ Variación

Subíndices:

- D_x Destrucción de exergía en el componente X
- 0 Estado muerto
- CC Cámara de combustión
- FH Freno hidráulico
- H_2O Agua
- VC Volumen de control
- a Aire
- alc Alcohol
- amb Estado del ambiente
- as Aire seco
- c Sistema o ciclo cerrado
- $comb$ Combustible
- $comp$ Compresor
- $ejeX$ Eje del componente X
- eq Estado de equilibrio
- f Frontera del sistema
- g Gases de combustión
- gen Generado(a)
- i i-ésimo elemento
- r Estado del entorno
- $turb$ Turbina
- v Vapor de agua
- $w.x$ Fricción del componente X

Introducción

La ciencia, como metodología que busca la verdad mediante principios y leyes que rigen el Universo, ha permitido al hombre estudiar la energía. Con ello, este ha logrado transformar la materia en energía y darle un uso preestablecido, como por ejemplo, generar movimiento (energía mecánica) o calor (energía térmica). Esto, a su vez, originó un vasto y veloz desarrollo industrial *ad absurdum*, basado desde sus inicios en la desmesurada quema de combustibles fósiles, que ha traído consigo problemas medioambientales que hoy amenazan con alterar drásticamente al planeta.

Por ello, es necesario reevaluar la forma como se utilizan los recursos energéticos, buscando optimizar su consumo y hallando formas alternativas para la generación de energía. Para lograr lo primero, es necesario analizar los diversos sistemas generadores de energía, como las centrales térmicas, utilizando herramientas que ahondan más en la eficiencia de los sistemas, como lo es el análisis exergético. Este análisis, que se basa en la Segunda Ley de la Termodinámica, va más allá de un análisis energético tradicional, ya que la energía se conserva (o transforma), pero la exergía sí se puede destruir y esta destrucción es cuantificable (irreversibilidades).

Por otro lado, las turbinas a gas, centrales térmicas que generan elevadas potencias que permiten cubrir la alta demanda de las grandes ciudades de hoy, basan su funcionamiento en la quema de combustibles fósiles, lo que las pone en la mira para ser evaluadas exergéticamente y con ello conseguir aprovechar al máximo toda la energía suministrada (mediante el combustible) que pueda estar siendo desperdiciada (destrucción de la exergía).

Por los motivos expuestos, esta tesis propone una metodología para realizar el análisis exergético a una turbina a gas. Fragmentada en cuatro partes, se expone en la primera el desarrollo y funcionamiento de las turbinas a gas que existen actualmente y el estado del arte de las mismas. En la segunda, se plasma el marco teórico que permitirá realizar los análisis energético y exergético. Posteriormente, en la tercera parte, se experimenta con la turbina a gas del Laboratorio de Energía de la PUCP y se procesan los datos conseguidos. Finalmente, en la cuarta y última parte, se evalúa la metodología propuesta.

Capítulo 1. Descripción de una turbina a gas y estado de la tecnología

1.1 Evolución de la turbina a gas

Desde tiempos muy antiguos, la curiosidad del hombre y su consecuente afán por descubrir lo que lo rodea lo llevó a diferenciarse del resto de seres que habitan el planeta. En tal sentido, su búsqueda por mejorar su calidad de vida, mediante inventos que le permitiesen satisfacer sus necesidades básicas y que al mismo tiempo le proveyesen comodidad, lo ayudó a conquistar las ciencias; y ahora, luego de siglos de descubrimientos, podemos apreciar muchísimos de sus frutos.

En esta primera parte del Capítulo 1 se explorarán las formas que este invento, la turbina a gas, fue tomando; desde hace miles de años cuando fue concebida como una simple idea por Herón de Alejandría y su *eolípila*; hasta ahora, como una máquina compleja capaz de generar potencias altísimas y ser empleada para diversos usos de los cuales dependemos día a día, como lo son la electricidad, o el transporte masivo aéreo.

1.1.1 Del 130 A.C. hasta finales del Siglo XIX

A pesar de los enormes avances alcanzados en los últimos 50 años, es muy importante analizar la forma en la que la turbina a gas fue concebida y, por ende, recalcar lo que dicta la historia: la turbina a gas nació junto con la turbina a vapor, de una misma vertiente de ideas. Fueron el tiempo y los desarrollos tecnológicos propios de cada una de ellas los que las diferenciaron (Giampaolo, 2006, p. 1).



Ilustración 1. Eolípila de Herón de Alejandría (130 A.C.)
(Fuente: Knight's American Mechanical Dictionary. 1876)

La historia se inicia en el 130 A.C., con la turbina a reacción a vapor de Herón de Alejandría, más conocida como la eolípila (Soares, 2007, p. 36). Posteriormente, en 1550, Leonardo Da Vinci crea su “molino a humo” y luego en 1629 Giovanni Branca, en Italia, crea la turbina de impulso a vapor (Giampaolo, 2006, p. 1), tal como se puede ver en la Ilustración 2.



Ilustración 2. Turbina de impulso a vapor de Giovanni Branca (1629)
(Fuente: The Steam Engine Explained and Illustrated. Dionysius Lardner, 1840)

Pero la historia señala que, como se mencionó previamente, las ideas de la turbina a gas y a vapor fueron concebidas simultáneamente: en 1791, “la patente de John Barber de turbina a vapor describe la utilización de otros fluidos o gases como posibles fuentes de energía” (Giampaolo, 2006, p. 1). De este modo, Barber inventó lo que vendría a ser una turbina a gas, que consistía en carbón caliente que generaba gas, mezclado con aire, comprimido y luego quemado. Esta mezcla producía un chorro a alta velocidad que incidía directamente sobre cuchillas radiales situadas en el borde de una turbina circular (Ilustración 3). Desafortunadamente, la idea de Barber y las de sus antecesores no escaparon a ser solo eso y estos inventos nunca vieron la luz como equipos de trabajo hasta finales del siglo XIX (Giampaolo, 2006, p. 1).

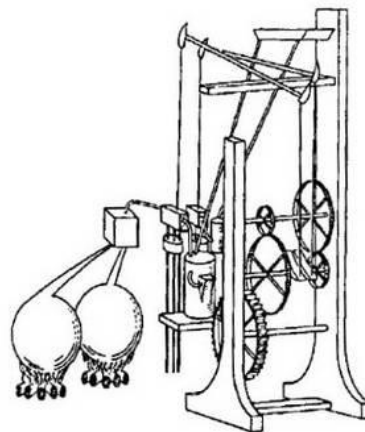


Ilustración 3. Turbina a gas de Barber (1791)
(Fuente: patente de John Barber, dibujada por él mismo)

En los siguientes casi cien años se desarrollaron numerosas ideas, pero todas ellas también fueron intentos fallidos dado que no pudieron ser convertidas en equipos de trabajo. Sin embargo, algunas de estas fueron los pilares para el desarrollo que vendría posteriormente. Por ejemplo, en 1808, John Dumball diseñó lo que sería una turbina multi-etapa. Lo que le faltó para concretar lo que hoy conocemos como una turbina de flujo axial, fueron las etapas fijas o estacionarias que giran al flujo entre cada etapa; ya que su diseño solo albergaba los rotores con álabes móviles (Giampaolo, 2006, p. 2).

Posteriormente, en 1837, en París, Bresson tuvo la idea de utilizar ventiladores para ingresar aire comprimido a la cámara de combustión, donde era mezclado con el combustible gaseoso y luego quemado. Se agregaba aire a los productos de combustión para enfriarlos y luego eran conducidos a los álabes de la turbina. Esta idea sería, en el futuro, la base para el enfriamiento del aire y el mayor aprovechamiento de los gases calientes (Giampaolo, 2006, p. 2).

Fernimough, en Inglaterra, en 1850, sugirió una turbina que utilizara una mezcla de vapor y gas, donde el aire era impulsado a través de una parrilla con carbón caliente mientras se le rociaba agua a los gases calientes. Sus ideas serían, luego, la base para la inyección de agua que se utiliza para el aumento de la potencia, y posteriormente, el control de los NOx (Giampaolo, 2006, p. 2).

En 1872 el Dr. Stolze combinó las ideas de Barber y Dumball y desarrolló el primer compresor axial impulsado por una turbina axial. El diseño consistía en un compresor de flujo axial multi-etapa, una sola cámara de combustión, una turbina axial también multi-etapa y, finalmente, un regenerador que empleaba los gases de combustión para calentar el aire que salía del compresor. Esta máquina fue probada por 4 años pero nunca funcionó exitosamente (Giampaolo, 2006, p. 2).

No fue hasta 1884 que la patente de Sir Charles Parsons de una turbina a reacción a gas y a vapor, junto con la aplicación de Charles de Laval, en 1888, de las ideas de Giovanni Branca para una turbina de impulso a vapor, que se logró un equipo que funcionara correctamente (Giampaolo, 2006, p. 3). En los años siguientes, en particular entre 1895 y 1896 se diseñaron muchas variaciones de forma de la turbina de impulso, entre quienes podemos destacar

a A. C. Rateau, Chales Curtis, y el Dr. Zoelly. La experiencia adquirida en el desarrollo de turbinas a vapor fue directamente empleada en el desarrollo de turbinas a gas (Giampaolo, 2006, p. 3). Ya a finales del S. XIX se habían creado equipos que funcionaban correctamente.

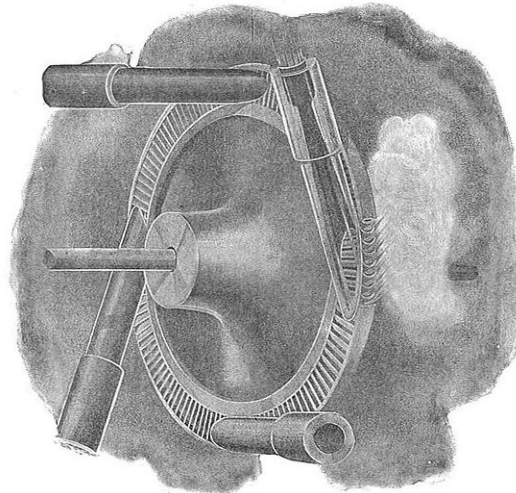


Ilustración 4. Turbina de impulso de De Laval (1888)

(Fuente: *Electrical Installations*. (Vol. III ed.). pp. p. 41,fig. 29. Kennedy Rankin, 1903)

1.1.2 Primera mitad del Siglo XX

En 1903, Rene Armengaud y Charles Lemale construyeron y probaron satisfactoriamente una turbina a gas utilizando el compresor rotativo de Rateau y la turbina a vapor de velocidad compuesta de Curtis (Giampaolo, 2006, p. 3). Ambos construyeron y probaron varias turbinas a gas experimentales. Inicialmente, utilizaron una turbina a vapor De Laval de 25 HP, impulsada por gases comprimidos de una cámara de combustión, que era alimentada por un compresor. La turbina y el compresor alcanzaban velocidades de 4000 rpm, y como otro ejemplo de uso temprano de inyección de vapor, las temperaturas eran mantenidas inyectando vapor en el inicio de las toberas de la turbina (Giampaolo, 2006, p. 4).

En el cambio de siglo, se integraba el enfriamiento de los álabes de la turbina al diseño de la misma. Por necesidad, estos primeros diseñadores de la turbina a gas tuvieron que utilizar la inyección de agua, vapor y aire interno para reducir los efectos de la temperatura en la cámara de combustión, toberas de la turbina y álabes de la turbina (Giampaolo, 2006, p. 4).

Posteriormente, Brown Boveri & Co. construyó una turbina a gas de 500 HP, con un compresor centrífugo de tres etapas, cada etapa con 25 impulsores en

serie. Este compresor centrífugo, diseñado especialmente para su uso con turbinas a gas, fue modelado a partir del diseño de A. C. Rateau. De acuerdo a Giampaolo, resulta difícil poder mirar atrás y diferenciar si estos pioneros estaban mejorando sus turbinas a vapor con el uso de gas caliente, o si lo hacían a sus turbinas a gas con el uso de vapor. Lo que sí está claro, es que sus ideas han prevalecido a través del tiempo y son vigentes en el operar de las turbinas a gas de hoy (2006, p. 4).

En 1905, Brown Boveri construyó la primera unidad de turbina a gas y compresor, la cual fue instalada en una refinería en Filadelfia, Estados Unidos. Esta tenía una potencia de 5300 kW, de los cuales solo 900 kW eran para generar electricidad y el resto para gas a presión. Esta misma empresa también construyó la primera turbina a gas diseñada exclusivamente para la generación de electricidad. Instalada en Neuchatel, Suiza, esta turbina que generaba 4000 kW consistía en un compresor de flujo axial que comprimía aire hasta aproximadamente 345 kPa, y los entregaba a una sola cámara de combustión y que luego impulsaba a una turbina a reacción multi-etapa (Giampaolo, 2006, p. 5). A continuación, se muestra en la Ilustración 5 un esquema de la unidad en cuestión.

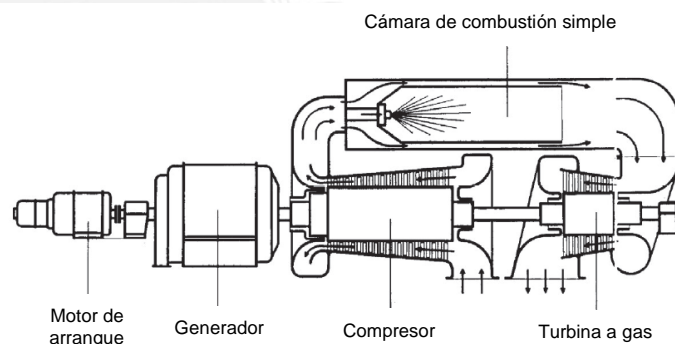


Ilustración 5. Primera turbina de Brown Boveri de 4000 kW, exclusiva para la generación de electricidad
(Fuente: Archivos de ASME)

1.1.3 Utilización de turbinas a gas como motores de aviación

A diferencia de las turbinas a gas estacionarias, que comenzaron a ganar prestigio (en general gracias a sus mejoras en rendimiento y eficiencia), el desarrollo de las turbinas a gas como motores de aviación se vio obstruido numerosas veces.

Recién en 1937, con fondos de Power Jets Ltd., el motor de Whittle fue construido por la empresa British Thompson-Houston Co. y fue probado exitosamente. Esta unidad construida consistía en un compresor centrífugo de doble entrada y una turbina axial de una sola etapa (Giampaolo, 2006, p. 6).

A lo largo de los años de la Segunda Guerra Mundial, varios cambios en el diseño de la turbina fueron realizados: turbinas axiales y radiales, flujos directos o invertidos en la cámara de combustión, y, más notablemente, en los compresores axiales. La relación de presión de los compresores axiales fue incrementándose sustancialmente con el pasar de los años: en los inicios, es decir 1900, la relación era de 2,5:1; en 1940, ascendió a 5:1; ya para 1960 se elevaba a 15:1 y hoy en día alcanza relaciones de más de 40:1. Asimismo, desde la Segunda Guerra Mundial, se realizaron mejoras en los motores a propulsión a chorro en aeronaves, mejoras que fueron transferidas a las turbinas a gas estacionarias (Giampaolo, 2006, p. 7).

1.1.4 Desarrollos tecnológicos fundamentales

Para alcanzar los avances tecnológicos que se han mencionado a lo largo de esta sección, se necesitó el desarrollo técnico de ciertos elementos críticos; que se explican a continuación.

En primer lugar, los avances metalúrgicos. El desarrollo tecnológico que envolvió a la metalurgia permitió que se emplearan altas temperaturas en la cámara de combustión y ciertos componentes de la turbina. En segundo lugar, la acumulación de conocimientos en cuanto a aerodinámica y termodinámica. Por último, la utilización de las computadoras para el diseño y simulación de superficies aerodinámicas y formas de enfriamiento de la cámara de combustión y de los álabes de la turbina (Giampaolo, 2006, p. 8).

La combinación de los tres avances indicados condujo directamente a mejoras en: el diseño de compresores, lo que involucraba aumento de la relación de presiones, el diseño de la cámara de combustión, se introdujo la regeneración y la reducción de los NOx, el diseño de la turbina, con álabes de monocristal y enfriamiento de la misma, y en general, mejora del rendimiento de la unidad como un todo (Giampaolo, 2006, p. 10).

Asimismo, las turbinas a gas que por lo general han sido tolerantes a un amplio rango de combustibles (desde líquidos a gases, con altos y bajos poderes caloríficos), ahora también funcionan con carbón y madera gasificados. Otro factor que contribuyó al éxito de la turbina a gas fue la capacidad de simplificar el control de esta máquina con gran capacidad de respuesta mediante el uso de computadoras para controlarla. Estas computadoras no solo se encargan de arrancar, detener y conducir la operación de la turbina a cada instante (y el equipo impulsado por esta), sino también se encargan de informar acerca del estado de la unidad (diagnóstico), y de predecir futuras fallas de la misma (pronóstico) (Giampaolo, 2006, p. 10).

1.2 Descripción de una turbina a gas

Los desarrollos tecnológicos alcanzados en las turbinas a gas hacen que, para los diversos usos de esta, existan equipos con características puntuales que les permiten desarrollar las actividades para las que fueron diseñadas con gran eficiencia.

La primera gran diferencia que se debe tener en cuenta con las turbinas a gas, está entre las turbinas generadoras de potencia (o de uso industrial), que son aquellas que generan potencia en el eje, para luego generar electricidad; y las de uso aéreo (utilizadas como propulsión en aeronaves). Si bien es cierto que ambas provienen de un mismo concepto, hoy en día cada una tiene peculiaridades que las diferencian notoriamente de las otras.

Sin embargo, antes de seguir escurriendo en estas diversas particularidades que se pueden encontrar en las distintas turbinas a gas, resulta imprescindible detenerse en este punto e indicar lo siguiente: dado que esta tesis consiste en realizar la metodología para el análisis exergético de una turbina a gas, es importante puntualizar que la turbina a analizar es la turbina ubicada en el Laboratorio de Energía de la Universidad. Dado que es de uso instructivo, esta turbina es comparativamente simple en cuanto a su funcionamiento y complejidad, y obedece a un ciclo termodinámico simple. Mayores detalles de la turbina en cuestión se explicarán posteriormente; pero lo importante a destacar aquí es que la descripción que se realizará en este apartado sobre turbinas a gas comprende solo los componentes necesarios para conocer el *hardware* de la misma y poder realizar los análisis necesarios entendiendo plenamente cómo funciona esta.

Para comenzar con esta descripción de los componentes de la misma, resulta de gran ayuda entender primero el ciclo termodinámico que llevan a cabo las turbinas a gas. Este, consecuentemente, explica el porqué de cada componente.

1.2.1 Ciclo Brayton ideal simple

El ciclo Brayton describe el ciclo termodinámico que lleva su nombre. A continuación mostramos los diagramas correspondientes a Presión vs Volumen y Temperatura vs Entropía:

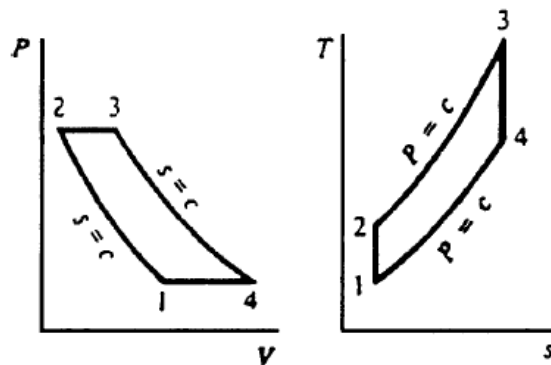


Ilustración 6. Diagramas P-V y T-s del ciclo Brayton

(Fuente: Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications. Claire Soares)

Para explicar genéricamente el ciclo ideal mencionado, de acuerdo al libro de Claire Soares, Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications (Turbinas a gas: Un manual para aplicaciones en aire, tierra y mar), podemos acotar cada uno de los procesos de la siguiente manera (2007, p. 74):

- La toma de aire se realiza a presión atmosférica
- **1 – 2: Compresión isentrópica del gas.** Se realiza la compresión del gas en un compresor isentrópico. En la realidad, la relación de presiones (RP) del compresor se encuentra comúnmente entre 15 y 25, para turbinas generadoras (es un poco mayor en las usadas para aeronaves); y la temperatura en este proceso se incrementa hasta los 400-465°.
- **2 – 3: Ingreso de calor.** Se da a presión constante. Aquí, se le suministra calor al proceso. En la realidad, este proceso de ingreso de calor corresponde a la cámara de combustión, donde se quema combustible y se alcanza temperaturas de 1370-1427° (en un ciclo real).
- **3 – 4: Expansión isentrópica del gas.** El gas calentado se expande en una turbina isentrópica. En la realidad, este proceso consta de dos etapas importantes: primero, el gas con alta entalpía pasa a través de la tobera

previa a la turbina, donde alcanza grandes velocidades, y segundo, el gas impulsa los álabes del rotor de la turbina y los hace girar.

- **4 – 1: Liberación de calor.** En el ciclo ideal, se asume que el gas expandido alcanza nuevamente las condiciones ideales del punto (1) a presión constante y el ciclo se repite. Sin embargo, en realidad el gas que atraviesa la turbina es el escape de la cámara de combustión; en otras palabras, son los gases de combustión. Por tal motivo, estos no se reutilizan en el sentido que vuelven a ingresar al compresor y repiten el proceso cíclicamente. La forma en la que estos se aprovechan principalmente es mediante el uso de intercambiadores de calor para realizar ciclos combinados (ciclos que cuentan con una turbina a gas y una a vapor, donde los gases de escape permiten generar el vapor) y en la cogeneración (se genera electricidad y alguna otra fuente de energía, como vapor para determinados procesos industriales).

1.2.2 Componentes principales de la turbina a gas

En general, las turbinas a gas tienen módulos de ingreso y escape. Asimismo, las turbinas a gas grandes y modernas suelen poseer compresores del tipo axial. Por el contrario, las pequeñas suelen operar con compresores de tipo centrífugo (Soares, 2007, p. 122).

En las turbinas de tipo axial, cada etapa proporciona una oportunidad para incrementar la relación de presión (RP), y si bien una sola etapa de un compresor axial no ofrece la misma RP que uno centrífugo del mismo diámetro, un compresor axial multi-etapa sí logra RP mucho más altas (y con ello mayor flujo másico que significa más potencia) que uno centrífugo (Soares, 2007, p. 122).

Por otro lado, muchos compresores pueden tener un módulo de baja presión (BP o CBP) y uno de alta presión (AP o CAP). Del mismo modo, la turbina tiene módulos correspondientes para BP (turbina de BP, o TBP) y AP (turbina de AP, TAP). De este modo, el CBP y la TBP operarán en un mismo eje a una misma velocidad; mientras que el CAP y la TAP operarán en un eje más corto, que a la vez es concéntrico y envuelve al eje de los módulos de BP. Este eje más corto, correspondiente a los módulos de AP tiene una velocidad mayor que el de los otros módulos. También existen turbinas con tres módulos diferentes,

llamados de baja, intermedia y alta presión. Este concepto modular permite que los módulos sean reemplazados o reparados sin necesidad de poner toda la turbina fuera de servicio (Soares, 2007, p. 122).

Sin más preámbulo, a continuación se explican los principales componentes de la turbina a gas. Estos son, como se vio en la explicación del ciclo termodinámico:

- El compresor;
- La cámara de combustión; y
- La turbina.

1.2.2.1 El compresor

El proceso de compresión del aire es realizado por el compresor. Existen dos tipos básicos de compresores: los de flujo centrífugo y los de flujo axial. Ambos son directamente impulsados por la turbina y usualmente están conectados al eje de la misma.

El compresor centrífugo es una unidad de una o dos etapas, que utiliza un solo impulsor (rara vez dos) para acelerar el aire y un difusor para producir el adecuado incremento de presión. Por otro lado, el compresor axial es una unidad multi-etapa que emplea hileras alternativas de álabes giratorios (rotor) y álabes estacionarios (estator); estos aceleran y difunden el aire hasta que el aumento de presión requerido es logrado (Soares, 2007, p. 125).

Muy aparte de las ventajas y desventajas de cada tipo, el compresor centrífugo es más robusto que el compresor axial; así como más fácil de desarrollar y de fabricar. Sin embargo, el compresor axial consume mucho más aire que un compresor centrífugo con la misma área frontal (para ingreso de aire) y puede ser diseñado para alcanzar RP mucho mayores. Dado que el flujo de aire es un factor importante para determinar la cantidad de empuje desarrollada por la turbina, podemos concluir que una turbina a gas con compresor axial dará más empuje que una con compresor centrífugo con la misma área frontal (Soares, 2007, p. 125).

Otra forma de justificar la necesidad de tener altas RP, es mediante el consumo específico de combustible. Conforme aumenta la RP, disminuye el consumo

específico de combustible; esto lo podemos apreciar en la ilustración 7 (Soares, 2007, p. 125):

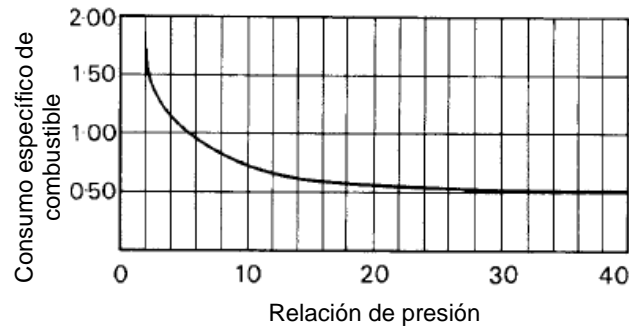


Ilustración 7. Consumo específico de combustible vs relación de presiones
(Fuente: *Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications*. Claire Soares, p. 125)

El compresor de flujo centrífugo

Dado que la turbina a la cual realizaremos el análisis exergético tiene un compresor de flujo centrífugo, nos detendremos en este tipo de compresor para explicarlo un poco más a detalle.

Como ya se mencionó, el compresor centrífugo posee un impulsor de una o dos caras que opera en una sola etapa; y ocasionalmente, dos impulsores de una sola cara que operan en dos etapas. El impulsor está apoyado en una carcasa que a la vez contiene un anillo de álabes difusores. A continuación, se detallarán algunos puntos importantes acerca de este componente (Soares, 2007, p. 125).

El principio de funcionamiento del compresor se fundamenta en el impulsor, el cual gira a gran velocidad y es impulsado por la turbina. El aire es inducido continuamente hacia el centro del mismo, donde la acción centrífuga hace que el fluido se dirija radialmente hacia afuera, a lo largo de los álabes del impulsor hasta el extremo del mismo, acelerando así al aire y también causando que se ocasione un incremento en su presión. La entrada de la turbina a gas puede poseer álabes que le den turbulencia inicial al aire que ingresa al compresor. El aire, luego de atravesar el impulsor, ingresa a la sección del difusor, donde conductos forman toberas divergentes que convierten casi toda la energía cinética en energía de presión (Soares, 2007, pp. 125-126). Esto se puede apreciar en la Ilustración 8.

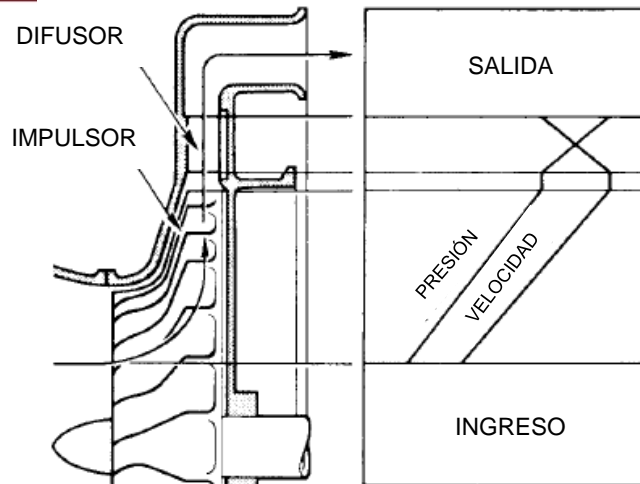


Ilustración 8. Cambio de presión y velocidad a lo largo de un compresor centrífugo

(Fuente: Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications. Claire Soares, p. 125)

Dada la necesidad de maximizar el flujo de aire y el aumento en la presión a través del compresor, se necesita que el impulsor gire a altas velocidades. Por tal motivo, de acuerdo a Soares, “los impulsores están diseñados para girar a velocidades de hasta 488 m/s” (2007, p. 126).

Por otro lado, para mantener alta la eficiencia del compresor, resulta imprescindible prevenir la pérdida excesiva de aire entre el impulsor y la carcasa. Para minimizar estas pérdidas, se procede a reducir al máximo los espacios libres entre estos dos elementos (Soares, 2007, p. 126).

El impulsor

El impulsor consiste en un disco forjado con álabes integrados, radialmente dispuestos, en una o ambas caras del mismo, formando así conductos convergentes en conjunción con la carcasa. Los álabes del impulsor pueden ser inclinados hacia un lado; sin embargo, por facilidades de fabricación, estos suelen ser radiales y rectos (Soares, 2007, p. 126). Esto lo podemos apreciar en la ilustración 9.

Por otro lado, dado que el aire ingresa al impulsor en sentido axial, se curvan los álabes en el centro del mismo y en el sentido de giro, para facilitar el ingreso del aire a los ductos del impulsor que se encuentra girando. Dicho detalle de puede apreciar también en la ilustración 9. Estas partes curvas pueden ser íntegras a los álabes radiales o formadas separadamente para facilitar la fabricación y hacerla más precisa (Soares, 2007, p. 126).



Ilustración 9. Rotores de compresores centrífugos

(Fuente: Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications. Claire Soares, p. 126)

El difusor

El difusor puede ser una parte integral de la carcasa del compresor o bien una parte fijada separadamente. En cada tramo, este consiste en una serie de álabes dispuestos de forma tangencial al impulsor. Los conductos entre los álabes son divergentes con la finalidad de convertir la energía cinética en energía de presión. Asimismo, los bordes internos de los álabes están alineados en la dirección del flujo de aire que sale por el impulsor (Soares, 2007, pp. 126-127). Esto lo podemos apreciar en la siguiente ilustración.

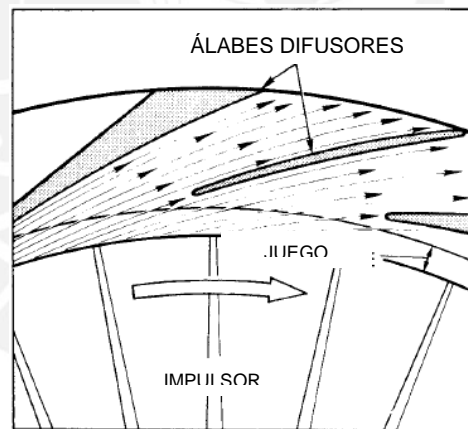


Ilustración 10. Flujo de aire a la entrada del difusor

(Fuente: Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications. Claire Soares, p. 126)

1.2.2.2 La cámara de combustión

La cámara de combustión cumple la labor de quemar grandes cantidades de combustible, suministradas por boquillas que pulverizan el combustible, con extensos volúmenes de aire, suministrados por el compresor; y liberar el calor de manera tal que el aire sea expandido y acelerado para resultar en un chorro fluido de gas caliente, a las condiciones que requiere la turbina (Soares, 2007, p. 134).

Esta difícil tarea debe ser cumplida “con las mínimas pérdidas de presión y la máxima liberación de calor posible en el limitado espacio disponible” (Soares, 2007, p. 134). Dependiendo de la temperatura que se desea alcanzar, se ingresa una determinada cantidad de aire y de combustible. Sin embargo, los materiales con los cuales se construyen los álabes de las turbinas y las toberas suelen limitar las temperaturas máximas admisibles, en un rango que va desde los 850°C hasta los 1700°C (Soares, 2007, p. 135). Cabe recalcar que pasado el proceso de compresión, el aire ya ha alcanzado temperaturas entre los 200°C y 550°C, por lo que el proceso de combustión debe suministrar el incremento de temperatura restante de 650-1150°C (Soares, 2007, p. 135).

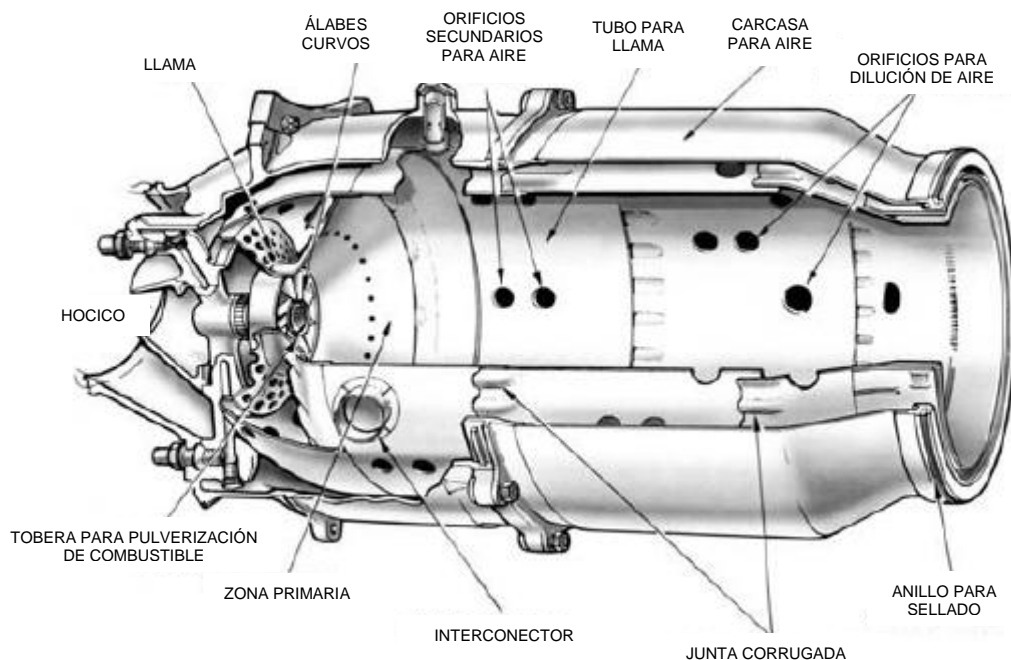


Ilustración 11. Cámara de combustión antigua

(Fuente: Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications. Claire Soares, p. 135)

A continuación, se describen algunos puntos importantes acerca de las cámaras de combustión de las turbinas a gas.

El proceso de combustión

El aire que viene del compresor ingresa a velocidades alrededor de los 150 m/s, pero dado que esta velocidad es muy alta como para originar la combustión, lo primero que debe hacer la cámara de combustión es diseminar el aire (desacelerarlo e incrementar su presión estática). Al pasar por este subproceso, el aire alcanza velocidades cercanas a los 25 m/s; pero aun así, el aire a esta velocidad apagaría cualquier intento de generar una llama. En tal

sentido, existe una región de velocidad axial baja dentro de la cámara de combustión, con la finalidad que la flama permanezca encendida a todo lo largo del rango de condiciones de operación de la turbina (Soares, 2007, p. 135).

En condiciones de operación normal, la relación aire/combustible (R_{ac}) oscila entre 45:1 y 130:1. Sin embargo, para combustibles como el kerosene, esta relación es de 15:1 para que este pueda combustionar eficientemente. Por ello, la combustión debe realizarse solamente con una porción del aire que ingresa en la cámara. La zona donde se realiza la combustión se llama “zona primaria de combustión” (Soares, 2007, pp. 135-136). Para lograr las R_{ac} mencionadas, existe un tubo para la llama (*flame tube*) donde hay dispositivos que miden la distribución del flujo de aire en toda la cámara de combustión.

El suministro de combustible

Existen dos métodos principales para suministrar el combustible. El más común es la inyección de combustible finamente pulverizado al flujo recirculante de aire a través de boquillas pulverizadoras. El segundo método consiste en la pre-vaporización del combustible antes que este ingrese a la cámara de combustión (Soares, 2007, p. 136).

En el método de la vaporización, el combustible es inyectado de tubos alimentadores a tubos vaporizadores, que se encuentran ubicados dentro del tubo para la llama. Estos tubos cambian la dirección del combustible en 180° , y mientras estos se calientan por la combustión, el combustible se vaporiza antes de ingresar al tubo de la llama (Soares, 2007, p. 136). Podemos apreciar más a detalle este proceso en la ilustración 12.

Tipos de cámaras de combustión

Se utilizan principalmente tres tipos de cámaras de combustión para las turbinas a gas. Estas son: la cámara múltiple, la cámara tubo-anular y la cámara anular (Soares, 2007, p. 137). A continuación, se explican brevemente algunas de ellas.

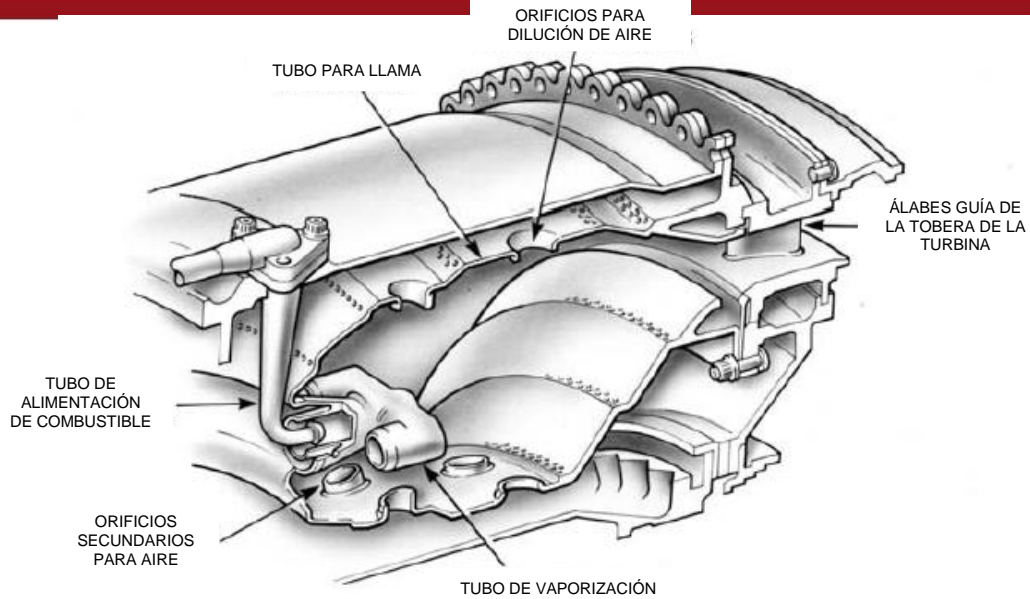


Ilustración 12. Cámara de combustión vaporizadora

(Fuente: Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications. Claire Soares, p. 137)

La **cámara de combustión múltiple** se utiliza en turbinas a gas que cuentan con compresores centrífugos o en turbinas a gas antiguas con compresor axial (Soares, 2007, p. 138). Aquí, las cámaras están dispuestas alrededor del equipo, como se aprecia en la Ilustración 13. Cada una de estas recibe el aire del compresor dentro de sí, el cual conducido a través de ductos.

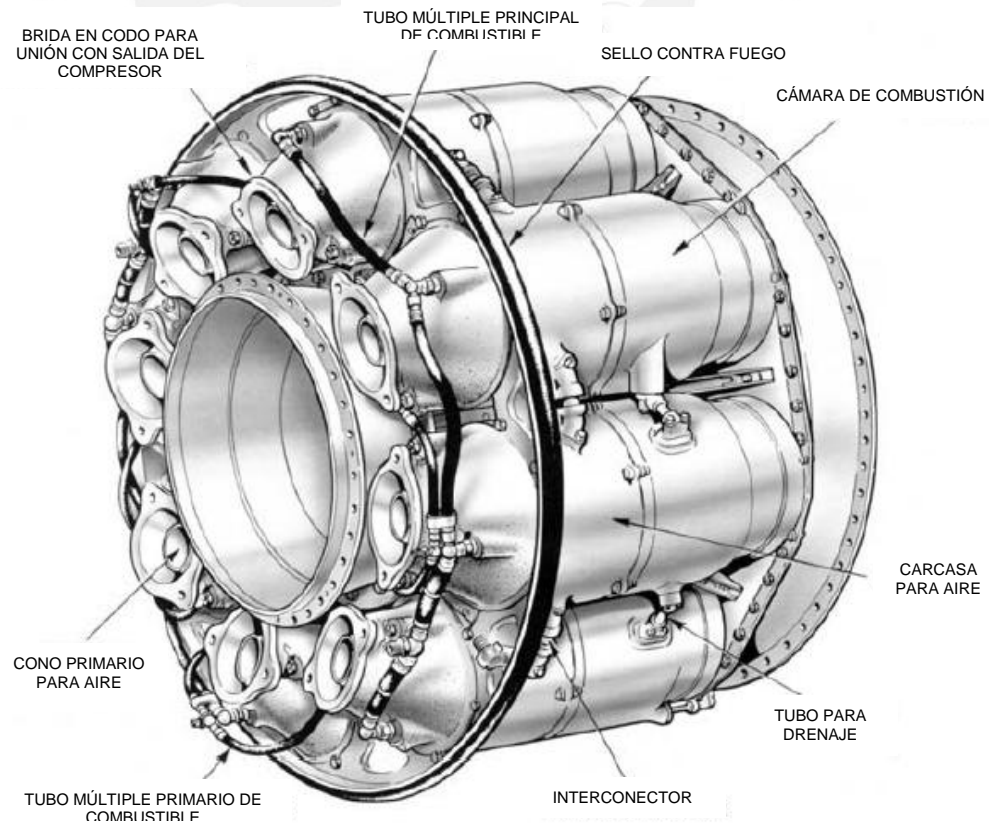


Ilustración 13. Cámara de combustión múltiple

(Fuente: Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications. Claire Soares, p. 138)

Asimismo, cada cámara tiene un tubo para llama (*flame tube*) interno, alrededor del cual hay una carcasa para contener aire. El aire ingresa a los tubos para llama y también transita entre el tubo y la carcasa mencionada. Además, todos los tubos para llama están interconectados con la finalidad que operen a la misma presión y que se permita a la combustión propagarse entre los tubos para llama durante el arranque de la turbina (Soares, 2007, p. 138).

Por otro lado, la **cámara de combustión tubo-anular**, es el puente que une la transición entre la cámara múltiple y la cámara anular. Aquí, un determinado número de tubos para llama son dispuestos en una carcasa para aire común (Soares, 2007, p. 138). El flujo de aire es similar al de cámara múltiple.

Finalmente, la **cámara de combustión anular** consiste en un único tubo para llama, de forma completamente anular, que está contenido dentro de una carcasa interior y exterior. El flujo de aire a través de los tubos para llama se asemeja a los mencionados previamente; con la cámara abierta por el frente al compresor y por atrás con las toberas de la turbina (Soares, 2007, p. 139).

La principal ventaja de este tipo de cámara es que es más pequeña que los otros tipos de cámaras, lo que se traduce en menos peso y menos costo de producción. Otra ventaja es la eliminación de problemas de propagación en la combustión de cámara a cámara (Soares, 2007, p. 139). Para poder comprender mejor de este tipo de cámara se puede observar la ilustración 14.

1.2.2.3 La turbina

La turbina tiene la labor de proveer la potencia necesaria para impulsar el compresor y accesorios, y en el caso de las turbinas a gas generadoras de potencia, de proveer potencia en el eje. Esto lo logra mediante la extracción de energía de los gases que provienen del sistema de combustión al expandirlos a menores presiones y temperaturas. En este proceso están envueltos altos esfuerzos, dado que para una operación eficiente, los extremos de los álabes de la turbina deben tener velocidades superiores a los 450 m/s. Por otro lado, el flujo de gas que ingresa a la turbina por lo general tiene temperaturas que oscilan entre los 850° y los 1700°, y puede alcanzar velocidades por encima de los 760 m/s (Soares, 2007, p. 155).

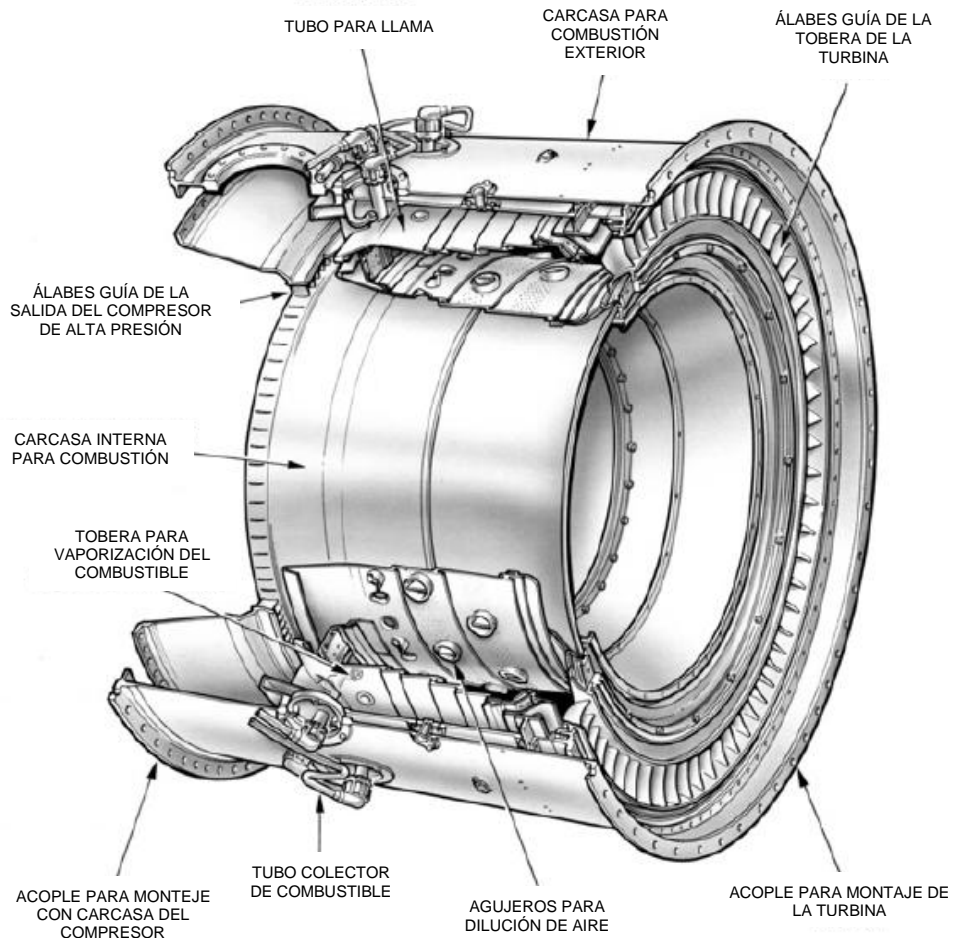


Ilustración 14. Cámara de combustión anular

(Fuente: *Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications*. Claire Soares)

Para producir el torque motriz, la turbina puede contar con varias etapas; cada una con una hilera de álabes estacionarios que forman toberas guía y una hilera con álabes móviles. El número de etapas depende de la relación entre la potencia requerida del flujo de gases, la velocidad angular en la que esta se debe producir y el diámetro permitido para la turbina (Soares, 2007, p. 155).

Asimismo, el número de ejes, y por ello el número de turbinas, está directamente relacionado con la RP requerida. Para altas RP, se suelen utilizar dos ejes, donde uno conduce la TBP y el CBP, y el otro conduce la TAP y el CAP. Asimismo, cuando se quiere contar con velocidades óptimas en el eje conductor, se suelen tener turbinas libres. Esto quiere decir que su eje es mecánicamente independiente de otros ejes de turbinas o compresores. En la siguiente ilustración, mostramos una turbina libre. Se puede apreciar claramente que el eje de la turbina solo está conectado con un eje de salida para transmitir torque (por ende potencia) (Soares, 2007, p. 155).

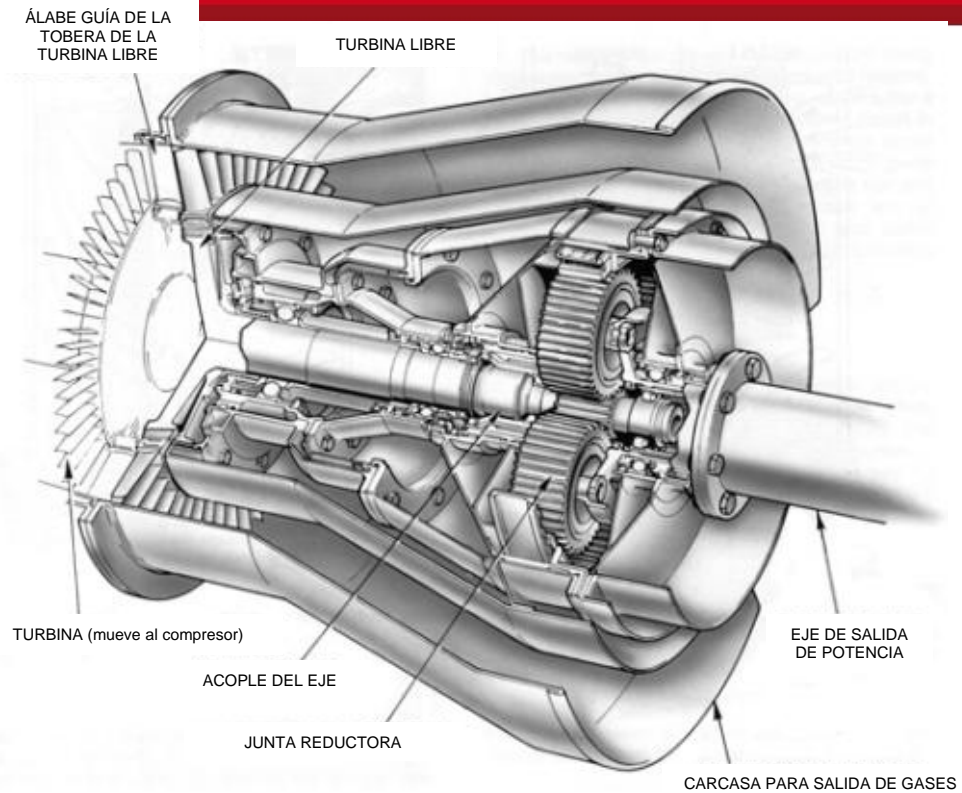


Ilustración 15. Modelo típico de turbina libre

(Fuente: Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications. Claire Soares, p. 157)

Por otro lado, es importante mencionar las relaciones entre las velocidades en la turbina y cómo estas se traducen en el incremento del tamaño del equipo. De este modo, “la velocidad promedio de un álabe de la turbina tiene un efecto considerable en la máxima eficiencia posible a la salida de una determinada etapa” (Soares, 2007, p. 155). Asimismo, el esfuerzo que se da en el disco de la turbina se incrementa de forma cuadrática al incremento de la velocidad; por ello, para mantener los mismos niveles de esfuerzo a velocidades mayores, el grosor de la sección, y por ende el peso, deben ser incrementados desproporcionalmente. En consecuencia, de acuerdo a Soares, “el diseño final es un arreglo entre la eficiencia y el peso” (2007, p. 155).

El diseño de los álabes con forma de toberas guía y de los conductos formados entre los álabes de la turbina se basa ampliamente en aspectos aerodinámicos; y para obtener eficiencias óptimas, compatibles con el diseño del compresor y del sistema de combustión, los álabes con forma de toberas guía y los álabes de la turbina tienen formas aerodinámicas básicas (Soares, 2007, p. 156).

Cabe resaltar que existen tres tipos principales de turbinas: de impulso, de reacción y una combinación de ambas, llamadas de impulso-reacción (Soares, 2007, p. 156).

En las turbinas de **impulso**, la caída total de la presión ocurre a lo largo de cada etapa de álabes fijos con forma de toberas guía; donde, dada su forma de tobera convergente, la velocidad del gas se incrementa mientras que la presión se reduce. Luego, el gas es dirigido hacia los álabes móviles, los cuales experimentan una fuerza que los impulsa causada por el impacto del gas en los álabes (Soares, 2007, p. 156).

En las turbinas de **reacción**, los álabes fijos con forma de toberas guía están diseñados para cambiar la dirección del flujo de los gases sin alterar la presión de los mismos. Los conductos convergentes de los álabes móviles experimentan una fuerza resultante de la expansión y aceleración de los gases (Soares, 2007, p. 156). Pero por lo general, las turbinas a gas no utilizan solo turbinas a impulso o solo turbinas a reacción. En realidad, suele ser una combinación de ambas. La proporción en que se utiliza cada tipo de turbina está relacionada en gran parte al tipo de equipo en el cual la turbina va a operar. A grandes rasgos, se puede decir que la relación suele ser 50-50 (Soares, 2007, p. 156). Se puede apreciar un ejemplo de los tipos de turbina en la ilustración 16.

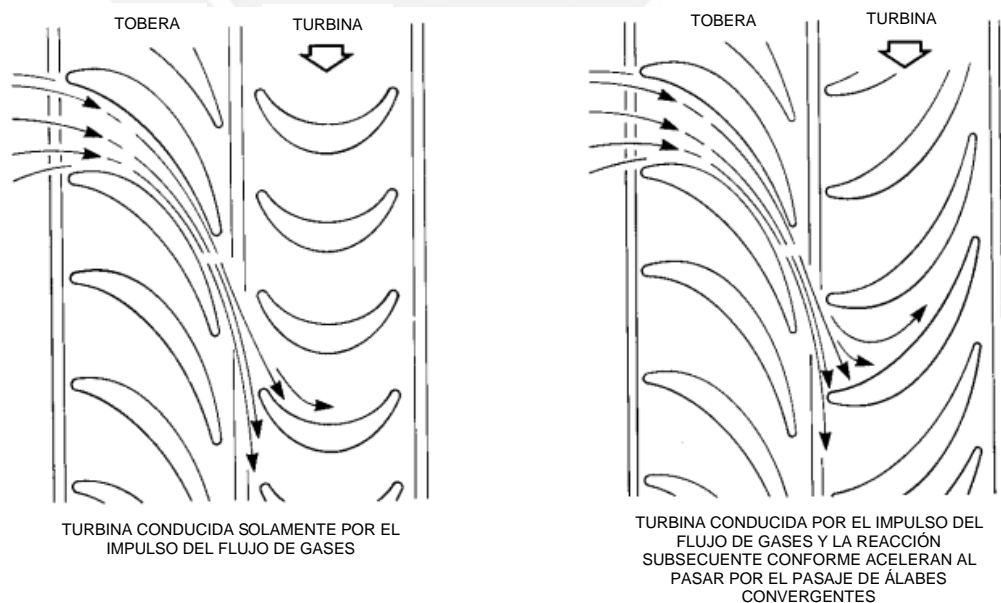


Ilustración 16. Comparación entre una turbina de tipo impulso puro y una de tipo impulso-reacción

(Fuente: Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications. Claire Soares, p. 158)

Transferencia de energía de los gases a la turbina: El funcionamiento de la turbina depende de la transferencia de energía entre los gases de combustión y la turbina, pero esta combustión nunca se realiza completamente debido a pérdidas termodinámicas y mecánicas (Soares, 2007, p. 156).

Cuando el gas se expande luego del proceso de combustión, fuerza su camino hacia las toberas de la turbina para salir; donde, debido a su forma convergente, se acelera hasta casi la velocidad del sonido, y debido a su temperatura, esta velocidad bordea los 760 m/s. Al mismo tiempo, se le da a los gases un pequeño “giro” en la dirección de la rotación de los álabes de la turbina, para esto se emplean los álabes fijos con forma de toberas guía (Soares, 2007, p. 158).

Al impactar contra los álabes móviles y durante la reacción posterior a través de los mismos, la energía es absorbida, causando que la turbina gire a altas velocidades proveyendo la potencia para impulsar el eje de la turbina y el compresor (Soares, 2007, p. 158).

1.3 Estado de la tecnología

Como se ha visto, las turbinas a gas poseen toda una serie de avances tecnológicos que han ido respondiendo, progresivamente, a las necesidades del hombre. Se han creado variedades de turbinas para satisfacer las necesidades de energía eléctrica o bien de equipos autónomos que permitan generar altas velocidades en las aeronaves donde son instaladas.

Sin embargo, en un mundo de constantes cambios, resulta primordial saber hacia dónde se dirigen estos equipos y qué nuevas tecnologías se están desarrollando para satisfacer nuevas necesidades. Por ello, se presenta un breve resumen de lo que se considera importante en el porvenir de este complejo equipo.

1.3.1 Microturbinas

Las microturbinas producen potencias entre los 25 y los 500 kW. Estas fueron derivadas de la tecnología de turbocompresores empleada en grandes camiones o unidades de potencia auxiliar en los aviones. Muchas de estas son

de una sola etapa, de flujo radial, y alcanzan velocidades de giro entre los 90000 y los 120000 rpm. Sin embargo, algunos fabricantes han desarrollado sistemas alternativos con multi-etapas o con velocidades de giro menores (Soares, 2007, p. 618).

Actualmente, de acuerdo a Soares (2007, p. 618), las microturbinas se encuentran en “estado parcialmente comercial” y pueden ser divididas en dos grupos principales:

- Microturbinas con recuperación, que recuperan el calor de los gases de escape para elevar la temperatura de la combustión y aumentar la eficiencia; y
- Microturbinas sin recuperación (o de ciclo simple), donde hay menores eficiencias, pero al mismo tiempo menores costos

Si bien durante la introducción de estos equipos la mayoría eran de ciclo simple, ahora el grueso del esfuerzo de los fabricantes está apuntado a desarrollar sistemas con recuperación (Soares, 2007, p. 618). El recuperador utiliza el calor de los gases de escape para incrementar la temperatura del chorro de aire suministrado por la cámara de combustión. Podemos apreciar un resumen acerca de las microturbinas en la siguiente tabla.

Tabla 1. Resumen de microturbinas

Disponibilidad comercial	Sí (limitada)
Rango de potencias	25 – 500 kW
Combustible	Gas natural, hidrógeno, propano, diesel
Eficiencia	20 – 30 % (con recuperador)
Ambiental	Bajo (< 9 – 50 ppm) NOx
Otras características	Cogeneración (agua a 50 – 80 °C)
Estado comercial	Producción en pequeños volúmenes, prototipos comerciales por ahora.

(Fuente: Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications. Claire Soares, p. 618)

1.3.2 Celdas de combustible

La tecnología de las celdas de combustible está siendo desarrollada de la mano con las microturbinas. En esta sección, se revisa particularmente la tecnología de las celdas de combustible de óxido sólido (SOFC, por sus siglas en inglés) dado que muchas grandes empresas fabricantes se encuentran desarrollando microturbinas, que, al ser combinadas con celdas de combustible (principalmente SOFC), forman ciclos híbridos (Soares, 2007, p. 618).

Por ejemplo, la división de Celdas de Combustible Estacionarias para Generación de Potencia de Siemens, que opera desde el 2006, desarrolló una celda de combustible compuesta por un electrolito y un electrodo de dos capas en un diseño tubular único. Este diseño elimina la necesidad de los sellos requeridos por otras tecnologías de celdas de combustible y al mismo tiempo permite la expansión térmica de la misma. En un diseño tubular de SOFC, el aire fluye a través del interior de la celda, mientras que el combustible fluye por el exterior. A elevadas temperaturas, el oxígeno del aire se ioniza y se da un flujo de iones a través del electrolito que se combina con el combustible en el exterior de la celda. Esta es una reacción electroquímica, por lo que electrones se liberan (Soares, 2007, p. 618).

Si se conecta adecuadamente, se puede hacer fluir estos electrones a un circuito externo y generar electricidad. El diseño de estas unidades es sencillo. Se refrigeran con aire del proceso, y durante la operación normal no se consume agua (Soares, 2007, p. 618).

En la siguiente en la ilustración se muestra el diagrama de un ciclo híbrido.

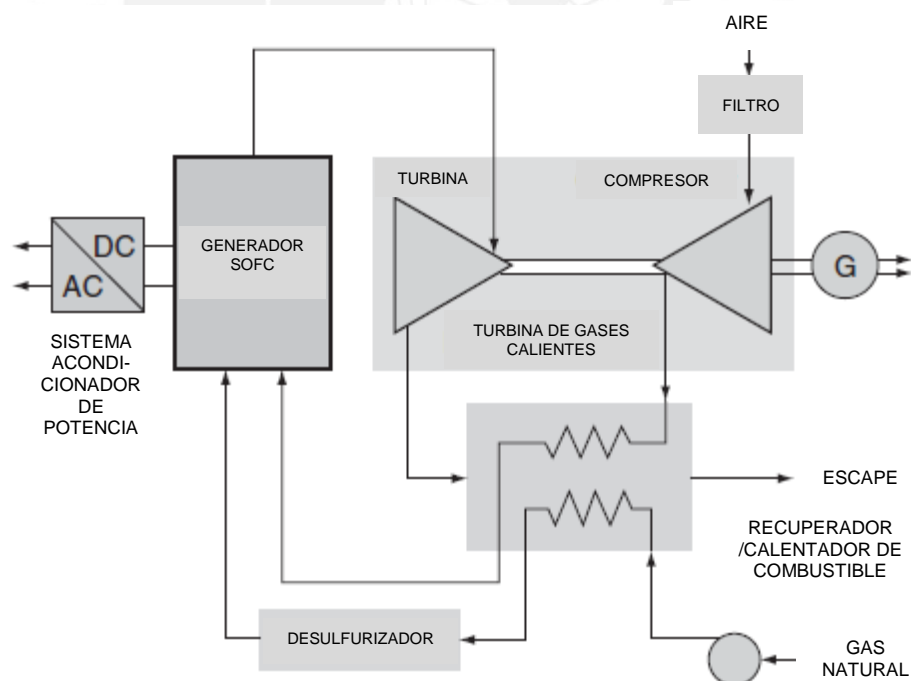


Ilustración 17. Diagrama de ciclo de una SOFC y una turbina a gas
(Fuente: Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications. Claire Soares, p. 620)

Capítulo 2. Planteamiento del análisis energético y exergético de una turbina a gas

En este capítulo se establecerá el marco teórico que será el fundamento para plantear el análisis energético y el análisis exergético de una turbina a gas en ciclo simple. Posteriormente, este servirá para elaborar el procedimiento de ensayo que permitirá experimentar correctamente con la turbina a gas del laboratorio.

2.1 Marco teórico

Para poder entender completamente la exergía, no solo como “el máximo trabajo útil teórico obtenido cuando un sistema interactúa con un estado de equilibrio” (Song, Sohn, Kim, Kim, & Ro, 2002, p. 105), sino también como una metodología de análisis que nos permite llegar a resultados que trascienden a los que se obtienen con un análisis energético, primero se debe diferenciar entre los conceptos de energía, entropía y exergía. Todo esto, por supuesto, de la mano de la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica.

Luego de abarcar estos temas, se explicará a detalle las características de un ciclo Joule-Brayton para turbinas a gas, incidiendo solo en el tipo de ciclo correspondiente a la turbina con la cual se experimentará. La información descrita en este subcapítulo será la base para plantear el análisis energético y el exergético.

La termodinámica (que proviene del griego *thermo*-, calor, y *dinámica*, fuerza) (Real Academia Española, 2012) existe desde la creación misma del Universo. Sin embargo, los seres humanos tomamos conocimiento de esta, como una ciencia, a partir del desarrollo de los primeros motores a vapor exitosos, gracias a Thomas Savery en 1697 y Thomas Newcomen en 1712 (Dincer & Cengel, 2001, p. 117). Si bien estos eran lentos e ineficientes, sentaron las bases para el desarrollo de la misma. Poco después, alrededor de 1850, surgirían la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica producto del trabajo de William Rankine, Rudolf Clausius y Lord Kelvin (Dincer & Cengel, 2001, p. 117).

La termodinámica es, en términos sencillos, una ciencia que se basa principalmente en dos leyes naturales: la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica (Dincer & Cengel, 2001, p. 116). La Primera Ley fundamenta que la energía es una propiedad termodinámica y que esta puede cambiar de forma, pero que su cantidad va a

permanecer siempre constante. La Segunda Ley afirma que la energía tiene no solo cantidad, sino también calidad; y es esta calidad, denominada entropía, la que permite explicar por qué los procesos naturales ocurren en un sentido determinado y no al revés; y este sentido determinado es aquel en el cual decrece la calidad de la energía (aumenta la entropía) (Dincer & Cengel, 2001, p. 117). Esto se profundizará a lo largo de esta sección. Es importante indicar que la exergía basa su existencia en la Segunda Ley, ya que como se verá más adelante, esta permite cuantificar parámetros que la Primera Ley no permite.

Para terminar este preámbulo, la ilustración que se encuentra a continuación muestra los dominios de la termodinámica que se profundizarán en esta parte.

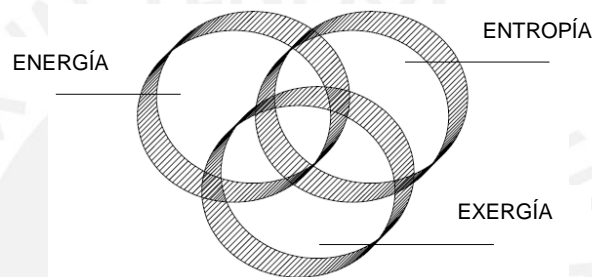


Ilustración 18. Interacciones entre los dominios de la energía, la entropía y la exergía

(Fuente: *Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering*. Dincer & Cengel)

En particular, la intersección de los tres dominios abarca muchos sistemas termodinámicos (como los ciclos con turbinas a gas (ciclo Joule-Brayton), vapor (ciclo Rankine), motores de combustión interna (ciclo Otto y Diesel), etc.). Es aquí donde se centrará este estudio.

2.1.1 Energía y Primera Ley de la Termodinámica

La energía, como concepto, puede aparentar ser bastante abstracta. Sin embargo, desde tiempos ancestrales, el hombre la ha comprendido y ha buscado manejar, de acuerdo a sus necesidades, muchas de las formas en las cuales esta se encuentra. Desde el punto de vista científico, el primero en introducir el concepto de energía fue Sir Isaac Newton, cuando planteó la hipótesis de la energía cinética y potencial, y recién, a mediados del siglo XIX, la energía fue considerada como uno de los mayores logros del siglo (Dincer & Cengel, 2001, p. 119).

Por definición, la energía es “una cantidad escalar que no puede ser observada directamente pero puede ser registrada y evaluada mediante mediciones indirectas” (Dincer & Cengel, 2001, p. 119). Es importante mencionar que si bien calcular la cantidad absoluta de energía de un sistema puede resultar difícil, calcular el cambio de energía del mismo no lo es.

2.1.1.1 Formas de energía

La energía es algo que se puede encontrar en muchas formas distintas, pero para el caso correspondiente a este estudio, que envuelve a la termodinámica, se puede clasificarla en dos formas principales (Dincer & Cengel, 2001, pp. 119-120):

- **Formas macroscópicas de energía:** son aquellas que el sistema posee como un todo respecto a cierta referencia externa. Entre ellas podemos encontrar a la energía cinética y a la potencial.
- **Formas microscópicas de energía:** son aquellas ligadas a la estructura molecular del sistema y al grado de actividad molecular; y son independientes de los marcos referenciales externos. La energía microscópica de un sistema depende de las cualidades inherentes de los materiales del sistema (también conocidas como propiedades), como la composición y la forma física, así como las variables ambientales (temperatura, presión, campo eléctrico, campo magnético, etc.). La suma de todas las formas microscópicas de energía es llamada la energía interna del sistema. Se entiende, por ello, que la energía interna puede tener muchas formas; entre las cuales encontramos la energía térmica, química, nuclear, eléctrica, mecánica, magnética, etc.

2.1.1.2 Conservación de la energía y estados de equilibrio

Un concepto muy importante de la termodinámica es el de *estados de equilibrio*. Un sistema está en estado de equilibrio cuando, aislado de su entorno, no ocurren cambios en sus propiedades medibles u observables (Moran & Shapiro, 2004, p. 8). Adicionalmente, la termodinámica tiene un postulado que afirma que la variación de las cantidades termodinámicas (como la energía interna, entre otras), entre dos estados de equilibrio de un sistema, es independiente del *camino* termodinámico (que podemos denominar proceso) seguido para llegar del primer estado al último. En otras palabras, el cambio

está definido por el estado de equilibrio final e inicial del sistema (Dincer & Cengel, 2001, p. 120).

Estos conceptos serán útiles para entender, en un principio, la Primera Ley de la Termodinámica y, posteriormente, el ciclo Joule-Brayton en el cual basan su funcionamiento las turbinas a gas.

2.1.1.3 Primera Ley de la Termodinámica (PLT)

La Primera Ley de la Termodinámica (en adelante PLT) se fundamenta en la conservación de la energía: la energía no puede ser creada ni destruida, solo puede cambiar de forma (Dincer & Cengel, 2001, p. 121). Del mismo modo, la PLT define a la energía interna como una función de estado del sistema y provee una declaración formal de la conservación de la energía.

De esta manera, la energía total de un sistema E , representa la suma de todas las formas de energía que el sistema posee. De acuerdo a Dincer & Cengel, la energía total del sistema será (2001, p. 121):

$$E = EC + EP + U \quad (1)$$

Adicionalmente, $\Delta E_{sistema}$ denota la variación de la energía durante un proceso. Por ello, se puede determinar la variación de la energía total de un sistema mediante (Moran & Shapiro, 2004, p. 54):

$$\Delta E_{sistema} = \Delta EC + \Delta EP + \Delta U \quad (2)$$

Donde $\Delta E_{sistema}$ representa la variación de la energía total del sistema, ΔEC y ΔEP la variación de la energía cinética y potencial, respectivamente; y finalmente ΔU la variación de la energía interna del sistema.

Sin embargo, para que haya un cambio de energía en el sistema, tiene que haber ocurrido una transferencia de la misma. Se puede encontrar tres formas distintas en las cuales ocurre transferencia de energía desde o hacia un sistema (Dincer & Cengel, 2001, p. 121): calor (Q), trabajo (W) y flujo de masa (\dot{m}). Las interacciones de la energía son reconocidas cuando se cruza la frontera del sistema, y se representan mediante la ganancia o la pérdida de energía de un sistema durante un proceso determinado (Dincer & Cengel, 2001, p. 121). La ecuación correspondiente al balance de energía de un sistema bajo cualquier proceso se denota de la siguiente manera:

$$E_{ingresa} - E_{sale} = \Delta E_{sistema} \quad (3)$$

Donde $E_{ingresa}$ es la transferencia neta de energía que ingresa al sistema mediante calor, trabajo o flujo másico, E_{sale} es la transferencia neta de energía que sale del sistema mediante calor, trabajo o flujo másico y, como ya se indicó, $\Delta E_{sistema}$ es la variación de la energía total del sistema (cinética, potencial e interna).

Entonces, sea que se incremente o que decrezca la energía total del sistema durante un proceso, se tendrá al final que la variación de la energía total del mismo será la diferencia entre el total de energía que ingresa al sistema y el total de energía que sale de este.

En el marco de la PLT, se concibe que para los sistemas cerrados (en los cuales no hay intercambio de masa con el entorno), las únicas formas de transferir energía son mediante calor y trabajo. Este supuesto es muy útil al momento de analizar ciertos ciclos termodinámicos. A continuación, se muestra la ecuación correspondiente al balance de energía de un sistema cerrado (Moran & Shapiro, 2004, p. 60):

$$\Delta EC + \Delta EP + \Delta U = Q - W \quad (4)$$

Y escrito de otra manera,

$$\Delta E_{sistema} = Q - W \quad (5)$$

Análogamente, realizando el análisis energético para un ciclo tendremos que,

$$\Delta E_{ciclo} = Q_{ciclo} - W_{ciclo} \quad (6)$$

Y de tratarse de un ciclo cerrado, donde el sistema recupera su estado inicial al final del ciclo (Moran & Shapiro, 2004, p. 73), se cumple que $\Delta E_{ciclo} = 0$ (no hay cambio neto en su energía). Entonces,

$$Q_{ciclo} = W_{ciclo} \quad (7)$$

Se concluye, por ende, que para un ciclo cerrado el calor que ingresa al sistema es igual al trabajo que genera el sistema durante el ciclo.

Para concluir, se debe que resaltar algo que podría pasar desapercibido: la PLT no provee ninguna información acerca de la *dirección* en la cual los procesos ocurren espontáneamente, lo cual es, en otras palabras, la reversibilidad de los procesos termodinámicos. Es aquí donde entra a tallar la

entropía y con ella la Segunda Ley de la Termodinámica, que se verá a continuación.

2.1.2 Entropía y Segunda Ley de la Termodinámica

Sin duda alguna, la espontaneidad de ciertos procesos que se observan día a día tiene lo que se podría llamar “un orden preestablecido”, es decir, ocurren de una manera *lógica* y no de manera inversa. Este hallazgo que puede parecer de poca monta dada la cotidianeidad con la que vivimos e interactuamos con nuestro entorno, hace que pase por obvio un hecho de suma importancia y que se explicará a continuación: si bien en un inicio los científicos enfatizaban sobre el equilibrio y la estabilidad de los procesos, hoy en día está demostrado que, si hay algo que prima en el Universo, es la inestabilidad, las fluctuaciones y los procesos evolucionarios en todos los campos que abarca la ciencia; desde la biología hasta la cosmología (Dincer & Cengel, 2001, p. 122).

En la actualidad, la formulación de la entropía es fundamental para el entendimiento de aspectos termodinámicos como la auto-organización, evolución del orden y la vida que se aprecia en la naturaleza. Y para terminar de conceptualizar acerca de la entropía, es imprescindible entender la reversibilidad y la irreversibilidad de los procesos.

2.1.2.1 Procesos irreversibles

Un proceso se denomina irreversible cuando, una vez que el proceso se ha dado, no existe manera (es imposible) de regresar al sistema y a todo el entorno a su estado inicial. Por el contrario, un proceso *reversible* será aquel en el cual el sistema y el entorno sí pueden regresar al mismo estado inicial al culminar el proceso. Sin embargo, sí hay la posibilidad de que un sistema que ha sufrido un proceso irreversible regrese a su estado inicial; pero de ocurrir esto, el entorno no podrá tener la misma posibilidad: será imposible que este vuelva a su estado inicial (Moran & Shapiro, 2004, p. 207). A pesar de lo evidente que pueda parecer esto, en un inicio no lo fue así. La distinción entre procesos reversibles e irreversibles fue introducida en la termodinámica por medio del concepto de entropía.

Cuando un sistema está aislado, el incremento de su energía es igual a cero. En este caso, la entropía del sistema continuará incrementándose debido a los procesos irreversibles internos hasta alcanzar el máximo valor posible, que es el estado de equilibrio termodinámico. Al alcanzar este estado, cesan todos los procesos irreversibles (Dincer & Cengel, 2001, p. 122). Para comprender mejor qué procesos son irreversibles, se muestra a continuación una pequeña lista de ellos (Moran & Shapiro, 2004, p. 208):

- Transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas;
- Reacción química espontánea;
- Mezcla espontánea de sustancias con diferente composición o estado;
- Rozamiento;
- Flujo de corriente eléctrica a través de una resistencia;
- Etc...

2.1.2.2 Entropía

La entropía es una propiedad que mide el estado de desorden de un sistema, y un cambio de entropía en este se da cuando hay intercambio de calor o masa (Dincer & Cengel, 2001, p. 123). Al haber un intercambio, el sistema es llevado fuera del equilibrio en el cual se encontraba (máxima entropía alcanzada, como se mencionó previamente); es entonces que los procesos que lo llevan nuevamente al equilibrio vuelven a ocurrir. Como se verá luego, estos procesos tienen una *dirección*.

Es importante recalcar que los sistemas que intercambian entropía con el ambiente no solo incrementan la entropía del mismo, sino que también experimentan transformaciones espontáneas hasta alcanzar una *auto-organización* (Dincer & Cengel, 2001, p. 123). Son justamente los procesos irreversibles los que permiten alcanzar estos estados organizados.

Como propiedad termodinámica, la entropía es una función de estado que mide la cantidad de desorden molecular dentro de un sistema (Dincer & Cengel, 2001, p. 124). Por ejemplo, un sistema con bastante desorden molecular (como un gas a alta temperatura) tendrá un alto valor de entropía. Uno con poca temperatura, tendrá un menor valor de entropía. Como otras propiedades termodinámicas, los valores numéricos de la entropía específica se pueden encontrar en diversas tablas con propiedades termodinámicas. La entropía es

el núcleo de la Segunda Ley de la Termodinámica (SLT). A continuación se resaltan sus principales características (Dincer & Cengel, 2001, p. 124):

- La entropía de un sistema es una medida de la cantidad de desorden molecular dentro del sistema
- Un sistema solo puede generar entropía, no destruirla
- La entropía de un sistema puede ser incrementada o disminuida por la energía transferida a través de las fronteras del sistema

Como se mencionó, el calor y el trabajo son formas de transferencia de energía; por ello, son medidas de la variación de la energía interna en un cuerpo en tanto la energía es transferida desde o hacia otro cuerpo. Si bien el trabajo se genera cuando una fuerza actúa a lo largo de una distancia, el calor requiere de una diferencia de temperaturas para que se transfiera (Dincer & Cengel, 2001, p. 124). De cumplirse esta condición, habrá un flujo de calor con una dirección: del cuerpo caliente al cuerpo frío; y esto está relacionado con la cantidad de entropía de cada uno. Como se indicó previamente, los sistemas buscan alcanzar el equilibrio termodinámico, el cuerpo con menor temperatura (menor entropía), buscará aumentar su entropía y el cuerpo con mayor temperatura buscará disminuir su entropía. Sin embargo, como en la realidad todos los procesos son irreversibles, la búsqueda del equilibrio termodinámico de la entropía concluirá necesariamente con un aumento de la misma, y la única manera que esto ocurra es en una dirección: que el calor pase del cuerpo caliente al cuerpo frío, y no al revés. El porqué de este evento se podrá comprender mediante la Segunda Ley de la Termodinámica.

Otra forma de ver la entropía es como una probabilidad. Como se ha visto, la transferencia de energía o la conversión de la misma generan un cambio en el estado del sistema. La dirección natural de un cambio en el estado de un sistema es de un estado de baja probabilidad a uno de mayor probabilidad. Por ello, podemos decir que la entropía del estado de un sistema es la medida en que una probabilidad ocurra (Dincer & Cengel, 2001, p. 125). Estados con poca probabilidad tienen poca entropía y viceversa. Por ende, en cualquier situación donde haya transferencia de energía, dado que la dirección espontánea es que la probabilidad tienda a aumentar en el estado de un sistema cerrado, podemos concluir que la entropía del sistema se incrementará.

Como se observa, la entropía le da dirección a los procesos. En cualquier transferencia o conversión de energía dentro de un sistema cerrado, la entropía del sistema se incrementará (Dincer & Cengel, 2001, p. 125). Las consecuencias de la Segunda Ley de la Termodinámica, que se verá a continuación, pueden ser resumidas así: la dirección espontánea o natural de la transferencia de energía o conversión de la misma es hacia un incremento de la entropía; o visto al revés, que toda transferencia de energía o conversión de la misma es irreversible (Dincer & Cengel, 2001, p. 126).

2.1.2.3 Segunda Ley de la Termodinámica (SLT)

La Segunda Ley de la Termodinámica (SLT) establece la diferencia de la calidad entre diferentes formas de energía y explica por qué algunos procesos pueden ocurrir espontáneamente, mientras que otros no (Dincer & Cengel, 2001, p. 127).

La principal diferencia entre la PLT y la SLT, es que la primera no da ninguna información acerca de la dirección espontánea que el proceso tomará. En cambio, la SLT sí lo hace y utiliza a la entropía para dicho propósito. Dado que en la realidad todos los procesos son irreversibles, siempre se generará un aumento en la entropía. Por ello, son precisamente las fuentes de energía de baja entropía las que se utilizan para generar energía útil. Se deduce entonces, que estas fuentes de baja entropía, al *consumirse*, aumentan su entropía (reducen su capacidad de generar energía útil).

Asimismo, la SLT define la cantidad física fundamental entropía como un estado de energía aleatorio no disponible para convertirse en trabajo directamente. También establece que los procesos espontáneos, físicos y químicos, proceden a maximizar la entropía; esto es volver la energía aún más aleatoria y convertir la energía a una forma en la que se encuentre menos disponible.

De lo mencionado, se puede desprender una conclusión importante y un corolario de la SLT. La conclusión es que en el equilibrio termodinámico, la entropía de un sistema se encuentra en un máximo relativo; esto quiere decir “no hay posibilidad de incrementar más el desorden sin cambiar, mediante alguna causa externa (como entregar calor al sistema) el estado termodinámico

del sistema". El corolario que se desprende afirma que la suma de todos los cambios de entropía de un sistema y de su entorno siempre debe resultar positiva. Esto quiere decir que el Universo (que es la suma de todos los sistemas y sus entornos) está obligado, para siempre, a volverse cada vez más desordenado y proceder así a encontrar un equilibrio termodinámico con algún valor absoluto máximo de entropía (Dincer & Cengel, 2001, p. 127).

2.1.2.4 Principales formulaciones de la SLT

Entre las dos principales formulaciones que tienen lugar en la SLT, se pueden encontrar la formulación de Clausius y la de Kelvin-Planck (Moran & Shapiro, 2004, p. 205).

La primera establece que es imposible que exista un sistema que funcione de manera que su único efecto sea una transferencia de calor de un cuerpo frío a uno caliente. Esto presupone que si tenemos el caso de un sistema en el cual sí se da una transferencia de un cuerpo frío a uno caliente, es imprescindible que este sistema haya obtenido trabajo del entorno o haya interactuado con este de alguna manera. Esta formulación se traduce en que es imposible para un sistema transferir calor de un *reservorio* de menor temperatura a uno de mayor temperatura (Moran & Shapiro, 2004, p. 205).

Por otro lado, la formulación de Kelvin-Planck introduce el concepto de *reservorio* o *foco térmico*. Esto no es más que un tipo especial de sistema cerrado que, a pesar de sufrir transferencias de calor, siempre se mantendrá a la misma temperatura. La formulación de Kelvin-Planck dice que "es imposible construir un sistema que, operando según un ciclo termodinámico, ceda una cantidad neta de trabajo a su entorno mientras recibe energía por transferencia de calor procedente de un único reservorio térmico" (Moran & Shapiro, 2004, p. 206). Interpretando la formulación de Kelvin-Planck, se resuelve que es imposible que un sistema reciba una cantidad determinada de calor de un reservorio de mayor temperatura y que provea igual cantidad de energía como trabajo.

De la formulación de Clausius se desprende, como corolario de la misma, la desigualdad de Clausius. Esta es un enunciado matemático y es precursora de

la definición de variación de entropía que hoy conocemos. Se escribe de la siguiente manera (Moran & Shapiro, 2004, p. 239),

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f \leq 0 \quad (8)$$

Aquí, δQ representa la transferencia de calor de una parte de la frontera del sistema durante una parte del ciclo y T es la temperatura absoluta en esa parte de la frontera. Asimismo, el subíndice f indica que la integral debe ser evaluada en la frontera del sistema y, finalmente, el círculo al medio del símbolo de la integral señala que la integral debe ser evaluada en todas las partes de la frontera y sobre el ciclo completo.

De la ecuación mostrada, se cumplen las siguientes condiciones (Moran & Shapiro, 2004, p. 239), sea:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f = -\sigma_{ciclo} \quad (9)$$

Se obtendrá que, si:

- $\sigma_{ciclo} = 0$, no se presentan irreversibilidades internas (ciclo o procesos reversibles)
- $\sigma_{ciclo} > 0$, se presentan irreversibilidades internas (ciclo o procesos irreversibles)
- $\sigma_{ciclo} < 0$, es imposible

Ahora, para analizarlo junto con el concepto de entropía, se identificará a σ_{ciclo} como la entropía generada (S_{gen}) por las irreversibilidades del sistema a lo largo del ciclo. Entonces, se obtiene:

- $S_{gen} = \Delta S_{total} = \Delta S_{sistema} + \Delta S_{entorno} = 0$, si el proceso es reversible; y
- $S_{gen} = \Delta S_{total} = \Delta S_{sistema} + \Delta S_{entorno} > 0$, si el proceso es irreversible

Con estos conceptos correctamente definidos, ya es posible explicar la exergía, ya que esta se fundamenta en la SLT y la entropía para poder ser definida y cuantificada.

2.1.3 Exergía

Cuando se explicó que todos los cuerpos tienden a encontrar el equilibrio termodinámico, se dijo que estos, al alcanzarlo, lograban un nivel máximo

relativo de entropía. Del mismo modo, si estos cuerpos eran conducidos fuera del equilibrio (ya sea agregando o quitando calor de los mismos), estos iniciarían procesos irreversibles que los llevarían nuevamente al equilibrio termodinámico. Lo que no se mencionó previamente, es que ese proceso que lleva al cuerpo a buscar su equilibrio termodinámico puede ser aprovechado para generar trabajo útil; y es la SLT la que permite determinar cuál es la máxima cantidad de trabajo que se puede producir. Esta es la base de esta sección.

Se procede, entonces, a definir a la exergía como la máxima cantidad de trabajo útil que puede ser producido por una parte del sistema y un ambiente de referencia especificado que se asume infinito, en equilibrio y que finalmente envuelve a todos los sistemas (Dincer & Cengel, 2001, p. 129). Otra forma más breve de ver a la exergía, es como la máxima cantidad de trabajo útil teórico que puede ser obtenida de un sistema que interactúa con un estado en equilibrio (ambiente u otro sistema) (Song, Sohn, Kim, Kim, & Ro, 2002, p. 105).

En este punto, es importante esclarecer dos cosas. La primera, es que el ambiente de referencia que se menciona como *especificado* quiere decir que este tiene una temperatura, presión y composición química conocidas. El segundo punto a esclarecer, es que la exergía no es una propiedad termodinámica (Dincer & Cengel, 2001, p. 129), sino que se puede considerar como una copropiedad del sistema y de su ambiente de referencia.

2.1.3.1 Características importantes

A continuación, se listan algunas características importantes de la exergía que ayudarán a entender mejor el concepto de la misma (Dincer & Cengel, 2001, p. 130):

- La exergía, a diferencia de la energía, se conserva solamente cuando todos los procesos son reversibles (caso ideal). En la realidad, la exergía se destruye dado que los procesos son irreversibles. Al analizar una planta térmica, por ejemplo, se pueden hallar las imperfecciones termodinámicas (componentes del sistema donde se dan procesos irreversibles) y en ellas cuantificar la exergía destruida, que no es más que el trabajo desperdiciado o el desperdicio potencial para producir trabajo.

- La exergía diferencia entre la transferencia de energía ocasionada por el trabajo y el calor. Para la exergía, el trabajo como tal es netamente el mismo (cuantitativamente). En cambio, la exergía asociada a la transferencia de calor depende de la temperatura que la relaciona con la temperatura de la referencia (por lo general, el ambiente).
- Un sistema en completo equilibrio termodinámico con el ambiente de referencia no tiene exergía. En otras palabras, no tiene capacidad de generar trabajo útil.
- Conforme las propiedades de un sistema se alejan más del ambiente (en términos termodinámicos), este posee mayor exergía.
- Cuando la energía *pierde* calidad, quiere decir que su contenido exergético se reduce (hay destrucción de exergía). La exergía es la parte de la energía que es útil para el hombre y por ello tiene un valor económico que es importante cuidar.

Asimismo, la exergía tiene muchas ventajas producto de su utilización. Una de las principales es que es una herramienta muy útil al momento de abordar el impacto de la utilización de recursos energéticos en el ambiente, ya que permite un mejor y más eficiente uso de los mismos porque halla los lugares, tipos y magnitudes de los desperdicios y pérdidas de un sistema.

Por otro lado, la exergía es un método efectivo en sí, dado que utiliza los principios de la conservación de la masa y de la energía junto con la SLT para el diseño y análisis de sistemas energéticos (Dincer & Cengel, 2001, p. 131).

Hoy en día que prima la protección y el cuidado del medio ambiente, la exergía cumple un rol muy importante: permite el desarrollo sostenible. Esto se debe a que posibilita determinar cuándo, y cuándo no, un sistema puede mejorar aún más su eficiencia.

2.1.3.2 Diferencias entre energía y exergía

Antes de seguir avanzando y llegar a la parte donde se explicará qué es y para qué sirve un análisis exergético, debe quedar muy en claro las diferencias entre energía y exergía. Por tal motivo, a continuación se presenta una tabla extraída del artículo de Dincer & Cengel (2001, p. 132):

Tabla 2. Comparación entre energía y exergía

Energía	Exergía
Depende solo de parámetros de la materia o del flujo de energía, y es independiente de los parámetros ambientales.	Es dependiente de los parámetros de la materia o del flujo de energía, y, al mismo tiempo, de los parámetros ambientales.
Tiene parámetros distintos de cero (igual a mc^2 de la ecuación de Einstein).	Es igual a cero cuando está en estado muerto (en equilibrio con el ambiente).
Es regida por la PLT para todos sus procesos.	Es regida por la PLT solo para procesos reversibles y en procesos irreversibles se destruye parcial o totalmente.
Es limitada por la SLT para todos los procesos (incluyendo los reversibles).	No es limitada para procesos reversibles dada la SLT.
Es movimiento o habilidad para producir movimiento.	Es trabajo o habilidad para producir trabajo.
Siempre se conserva en un proceso, nunca se crea ni destruye.	Solo se conserva en procesos reversibles; en los irreversibles siempre se consume.
Es solo una medida de cantidad.	Mide la cantidad y la calidad debido a la entropía.

(Fuente: *Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering*. Dincer & Cengel, 2001)

Como se observa en la tabla, las diferencias entre energía y exergía son bastante claras. El método tradicional para evaluar la disposición de energía de una operación que envuelve el procesamiento físico o químico de materiales y productos, acompañados de transferencia y/o transformación de energía, se basa en un balance energético (Dincer & Cengel, 2001, p. 131). Este balance se basa, a su vez, en la PLT y usualmente se realiza en el intento de reducir pérdidas de calor o mejorar la recuperación del mismo. Sin embargo, este tipo de balance no brinda información acerca de la degradación de la energía que ocurre en el proceso ni tampoco de la utilidad (calidad) del calor contenido en los varios flujos que salen del proceso como productos, desperdicios o refrigerantes. En sí, los análisis energéticos son a menudo engañosos dado que fallan en identificar la desviación de la realidad (procesos reales) (Som & Datta, 2008, p. 352).

Consecuentemente, surge la necesidad de un tipo de análisis que sí brinde la información que un análisis energético (por medio de un balance energético) no brinda. Existen dos diferentes enfoques basados en la SLT para medir el desempeño de un proceso: el enfoque del análisis exergético y el enfoque de la minimización de la generación de entropía (Som & Datta, 2008, pp. 353-354). Ambos son productos de muchos estudios y se encuentran en vigencia, pero

en lo que respecta a esta tesis, solo se utilizará el análisis exergético. Esto se debe a que este supera las limitaciones de la PLT. Debido que el concepto de exergía se fundamenta en la PLT y la SLT, el análisis exergético puede indicar claramente los lugares en un proceso donde hay degradación de energía y en los que se debería mejorar la operación o la tecnología. En tal sentido, el principal objetivo del análisis exergético es identificar las causas y calcular las verdaderas pérdidas de exergía.

En el siguiente punto se explicará a detalle las cualidades del análisis exergético.

2.1.3.3 El análisis exergético

Una de las principales cualidades de la exergía es que hace posible comparar en una base común interacciones (entradas y salidas) que son bastante distintas desde un punto de vista físico (Dincer & Cengel, 2001, p. 132). Asimismo, la cuantificación de la exergía de todos los flujos de un sistema permite determinar en qué grado o extensión un sistema destruye la exergía. Como se explicó anteriormente, la exergía destruida es sinónimo de entropía generada. Y en sistemas reales, siempre se destruye exergía, parcial o totalmente: esto es lo que nos dice la SLT. Producto de esto, la exergía destruida (o la entropía generada) es la responsable de que un sistema tenga eficiencias siempre menores a la teórica (Dincer & Cengel, 2001, p. 132).

Adicionalmente al análisis energético, que se basa exclusivamente en la PLT, el análisis exergético es un método que utiliza la conservación de la masa y la degradación de la calidad de la energía, junto con la generación de entropía, en el análisis, diseño y mejoramiento de sistemas de energía (Kaushik, Siva Reddy, & Tyagi, 2011, p. 1857). Si bien un análisis exergético es un método muy útil, no suplanta a un análisis energético, lo complementa. En tal sentido (y como se verá en el siguiente subcapítulo), se realizará primero un análisis energético a un ciclo Joule-Brayton y posteriormente un análisis exergético al mismo.

Actualmente, los análisis exergéticos son de amplio uso por muchos investigadores de sistemas térmicos, en particular los de centrales eléctricas (Ahmadi & Dincer, 2011, p. 2529). Esto se debe, en parte, a los motivos que ya

se explicaron líneas arriba (la exergía provee información de la ubicación, tipo y verdadera magnitud de la destrucción de exergía y pérdidas), y también a que el resultado de un análisis exergético permite desarrollar estrategias y proporcionar pautas para conseguir un uso más eficiente de la energía que existe en las centrales (Ahmadi & Dincer, 2011, p. 2529).

Para profundizar un poco más en cuanto a los requerimientos que tiene un análisis exergético para ser ejecutado, es imprescindible mencionar que el estado del ambiente de referencia (o el estado de referencia) debe estar completamente especificado (Dincer & Cengel, 2001, p. 136). Para esto, basta con especificar la temperatura, presión y composición química del ambiente de referencia. Consecuentemente, los resultados del análisis serán relativos al ambiente de referencia; y esto es importante dado que en la mayoría de aplicaciones el ambiente de referencia es modelado en base a condiciones reales locales. Posteriormente se profundizará un poco más respecto al ambiente de referencia.

Finalmente, hay que resaltar que el análisis exergético conduce a una sustancial reducción del consumo de recursos naturales y de la contaminación ambiental, al reducir la tasa de descarga de desperdicios (gases de escape, etc.) (Dincer & Cengel, 2001, p. 136).

2.1.3.4 Cálculos y modelos de exergía

Para poder realizar un análisis exergético se debe poder cuantificar la exergía. Para ello, muchos investigadores han desarrollado ecuaciones que albergan los parámetros necesarios para hallar la exergía de sistemas enteros o partes del mismo.

A continuación, se presentará la manera de Moran & Shapiro, 2004, para hallar la exergía de un sistema. Para ello, se tiene la siguiente ecuación (2004, p. 313):

$$A = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (10)$$

Donde:

- $E = U + EC + EP$, es decir, la sumatoria de energía del sistema cerrado
- V (volumen) y S (entropía) también para el sistema cerrado

- U_0 , V_0 y S_0 representan los valores de energía interna, volumen y entropía para el sistema cerrado cuando este se encuentra en su estado muerto
- Y, finalmente, A denota la exergía del sistema en un estado dado. Esta se expresa en las mismas unidades que la energía.

Como se mencionó anteriormente, el conocimiento de las variables del entorno (variables con subíndice "0") es indispensable para poder determinar la exergía del sistema. De este modo, el sistema alcanzará el equilibrio al llegar a su estado muerto, que es precisamente el mismo que su entorno.

Para poder modelar el entorno (o ambiente) se utilizará la siguiente ecuación, que asume a este como un ambiente simple y compresible, con dimensiones enormes y que permanece a presión p_0 y temperatura T_0 constantes (Moran & Shapiro, 2004, p. 312),

$$\Delta U_{amb} = T_0 \Delta S_{amb} - p_0 \Delta V_{amb} \quad (11)$$

Esta ecuación denota que la variación en la energía interna del ambiente (ΔU_{amb}) varía según lo hace la entropía (ΔS_{amb}) y el volumen (ΔV_{amb}); y se utilizará para hallar la exergía de sistemas combinados.

Por otro lado, para analizar las irreversibilidades de un proceso, es indispensable realizar un balance energético y uno de entropía. Tendremos entonces, al realizar el primer balance, que

$$\Delta E_c = \dot{Q}_c - W_c \quad (12)$$

Dado un sistema cerrado, como el que se asumió para la ecuación de exergía de un sistema, se obtendrá que $Q_c = 0$. Dado que se trata de un análisis energético, la ecuación comprende al sistema combinado (sistema cerrado y entorno). Por ello, se tiene que ΔE_c representa la variación de la energía en el sistema combinado y W_c el trabajo producido por el mismo. El primer término de la ecuación, también se puede representar de la siguiente manera:

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + \Delta U_{amb} \quad (13)$$

Donde U_0 es la energía interna del sistema cerrado al alcanzar su estado muerto (que será el estado final), E la energía del sistema cerrado (que incluye su energía interna y energías cinética y potencial), y ΔU_{amb} la variación de la energía interna del ambiente. Sustituyendo los términos de la ecuación anterior se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + (T_0 \Delta S_{amb} - p_0 \Delta V_{amb}) \quad (14)$$

Luego, sustituyendo esta última ecuación en la de balance de energía, se obtiene (Moran & Shapiro, 2004, p. 314):

$$W_c = (E - U_0) - (T_0 \Delta S_{amb} - p_0 \Delta V_{amb}) \quad (15)$$

Para terminar el balance energético es importante tener en cuenta que la variación de volumen del ambiente es igual al negativo variación de volumen del sistema cerrado ($\Delta V_{sist\ cerrado} = (V_0 - V)$) ya que, dado que ambos son parte del sistema combinado, la pérdida en volumen de uno de ellos será la ganancia de volumen del otro. Entonces, se obtiene:

$$W_c = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0 \Delta S_{amb} \quad (16)$$

La ecuación obtenida es la representación cuantitativa del trabajo desarrollado que ocurre cuando el sistema cerrado llega al equilibrio termodinámico interactuando exclusivamente con su entorno (ambiente).

A continuación, se realizará el balance de entropía correspondiente. Previamente se señaló que la ganancia total de entropía era igual a cero si el proceso era reversible y mayor que cero si era irreversible. Aplicando este principio al sistema combinado, se obtiene la siguiente ecuación para la variación de entropía del sistema combinado (ΔS_c) (Moran & Shapiro, 2004, p. 314):

$$\Delta S_c = S_{gen} = \Delta S_{total} = \Delta S_{sistema} + \Delta S_{entorno} \quad (17)$$

Y si,

$$\Delta S_{entorno} = \Delta S_{amb} \quad (18)$$

Entonces se obtiene:

$$\Delta S_c = (S_0 - S) + \Delta S_{amb} \quad (19)$$

Aquí, la diferencia de S_0 y S representa la variación de la entropía en el sistema cerrado y, obviamente, ΔS_{amb} la del ambiente. Reordenando esta expresión e introduciéndola nuevamente en la ecuación de W_c se obtiene:

$$W_c = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) - T_0 S_{gen} \quad (20)$$

Como se puede apreciar, la ecuación de exergía del máximo trabajo producido por el sistema combinado (W_c) está determinada por el estado inicial y final (tres primeros términos) del sistema cerrado, independientemente del proceso que los relacione. El último término ($T_0 S_{gen}$) nos indica acerca de la reversibilidad o irreversibilidad del proceso. La expresión alcanzará su máximo

valor cuando este término sea cero; y eso se logrará cuando no haya irreversibilidades.

Dos ecuaciones que serán de gran ayuda para los análisis a realizar son las siguientes: la primera que permite determinar la exergía específica:

$$a = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{c^2}{2} + gz \quad (21)$$

Donde, c es la velocidad del flujo de masa, g la aceleración de la gravedad y z la altura con respecto al nivel de referencia. La segunda ecuación es la de variación de la exergía entre dos estados de un sistema cerrado. Esta ecuación será de mucha utilidad para determinar la exergía que se destruye en los diferentes procesos del ciclo Joule-Brayton, y es la siguiente:

$$A_2 - A_1 = (E_2 - E_1) + p_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \quad (22)$$

Donde los subíndices 1 y 2 corresponden a dos estados diferentes.

A continuación, se lista una serie de ecuaciones de diversos autores para hallar la exergía, y se explica de qué manera se puede aprovechar mejor cada una. Todas estas fórmulas exergéticas se basan en la SLT y por ello no están escritas según algún criterio que escape a lo visto hasta el momento.

- $A = U + p_0V - T_0S - \sum_i \mu_{i0}n_i$; esta fórmula permite hallar la exergía de un sistema. Como se aprecia, aparte de los términos ya vistos anteriormente (propiedades extensivas: energía interna, volumen y entropía; y propiedades intensivas del ambiente: presión y temperatura), esta ecuación también involucra el potencial químico μ con la finalidad de tener en cuenta los procesos químicos que pudieran tener a lugar, como la combustión (Dincer & Cengel, 2001, p. 136).
- $A = (U - U_{eq}) + p_0(V - V_{eq}) - T_0(S - S_{eq}) - \sum_i \mu_{i0}(n_i - n_{ieq})$; esta ecuación es muy similar a la anterior. Como se observa, relaciona un estado determinado de un sistema con un estado en equilibrio (subíndice "eq") (Dincer & Cengel, 2001, p. 137).
- $A = RT_0 n \ln\left(\frac{\theta}{\theta_0}\right)$; a diferencia de las fórmulas anteriores, esta ecuación permite hallar la exergía de un gas en función de su constante R , la temperatura del ambiente T_0 , el número de moles de la sustancia n y la concentración de la sustancia en el estado determinado θ y la concentración de la misma en el ambiente θ_0 (Dincer & Cengel, 2001, p. 137).

- $\dot{A} = \dot{m}a$; en este caso, \dot{A} representa el flujo de exergía. Esta ecuación es de mucha importancia ya que permite saber la cantidad de exergía que fluye por unidad de tiempo (usualmente segundos) en un volumen de control. Aquí, \dot{m} es el flujo másico que circula por el sistema y a la exergía específica del mismo. De esta ecuación se desprenden las siguientes que se muestran a continuación (Som & Datta, 2008, p. 357).
- $a = (h - h_r) - T_r(s - s_r)$; esta ecuación permite hallar la exergía específica del fluido en cuestión, tomando en cuenta solo la parte termomecánica del mismo (Som & Datta, 2008, p. 357). El subíndice “r” hace referencia al ambiente o entorno.

2.1.3.5 El ambiente de referencia

El énfasis que se tiene en cuanto al ambiente de referencia en el campo de la exergía se justifica en lo indispensable que es su conocimiento para poder hallar la diferencia entre un sistema en un estado y su estado muerto; es decir, cuando llega a estar en equilibrio con su entorno. Dentro de los supuestos de este estudio, se asume que el entorno será de grandes dimensiones y de presión y temperatura constantes. Sin embargo, la realidad es muy distinta a esta: el ambiente no está en equilibrio y sus propiedades intensivas varían espacial y temporalmente (Dincer & Cengel, 2001, p. 137). En tal sentido, corresponde aplicar modelos que permitan asumir de un modo muy cercano a la realidad las diversas características del ambiente como entorno del sistema. A continuación, se explicará el modelo que se usará para poder desarrollar el análisis exergético pertinente en esta tesis y se explicará de qué tratan otros modelos (Dincer & Cengel, 2001, p. 137) y por qué no se toman en cuenta en este estudio:

- **Modelos subsistemas de ambientes naturales:** estos modelos tratan de simular realísticamente subsistemas de ambientes naturales. Este modelo consiste en aire saturado de humedad y agua líquida en equilibrio. Para este modelo, se toma una presión de 1 atm y temperatura de 25 °C; y se utiliza una composición química que consiste en aire saturado con vapor de agua y las siguientes fases condensadas a 25 °C y 1 atm: yeso ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) y caliza (CaCO_3). A continuación se presenta una tabla con los demás elementos característicos, todos a 25 °C y 1 atm:

Tabla 3. Modelo de ambiente de referencia

$$T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$p_0 = 1 \text{ atm}$$

i) Aire atmosférico saturado con H ₂ O a T_0 y p_0 :	
Constituyente del aire:	Fracción molar:
N ₂	0,7567
O ₂	0,2035
H ₂ O	0,0303
Ar	0,0091
CO ₂	0,0003
H ₂	0,0001
ii) Las siguientes fases condensadas a T_0 y p_0 :	
Agua (H ₂ O)	
Caliza (CaCO ₃)	
Yeso (CaSO ₄ ·2H ₂ O)	

(Fuente: *Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering*. Dincer & Cengel, 2001)

Una adaptación de este modelo será la que se usará en esta tesis para los análisis a realizar. Esto se debe a que este modelo comprende bien al ambiente y no profundiza en tanto en puntos, como los que se verá a continuación, que desviarían el tema central de este estudio.

- Modelos con sustancias de referencia:** en este modelo una sustancia de referencia es escogida para cada elemento químico y se le asigna cero exergía. Aquí, las sustancias de referencia son escogidas como las de menor valor que se encuentran en abundancia en el ambiente natural. Es importante recalcar que este modelo no es nada similar al anterior. Este no permite evaluar la exergía absoluta dado que no se relaciona con el ambiente, y por ende, no puede ser usado para hallar eficiencias o impactos ambientales. Por tales motivos, este modelo queda descartado.
- Modelos en equilibrio y limitados por el equilibrio:** este modelo relaciona todos los materiales que se encuentran en la atmósfera, océanos y una capa de la corteza de la Tierra y los pone en equilibrio, para una temperatura dada. En este modelo los valores de exergía que se hayan dependen directamente de la profundidad de corteza terrestre que se escoja (entre 1 y 1000 m). En el caso de este estudio, este modelo abarca muchas variables que no se toman en cuenta, motivo por el cual este modelo es dejado de lado.

2.1.3.6 Eficiencia exergetica

También conocida como eficiencia de la SLT, permite evaluar la eficiencia de la exergía o utilización de la energía. Analizando de manera sencilla la energía y exergía en un sistema, tenemos las siguientes ecuaciones (Dincer & Cengel, 2001, p. 139):

$$Exergía_{ingresa} = Exergía_{sale*producto} + Exergía_{pérdidas} + Exergía_{destruida} \quad (23)$$

El término con el subíndice “sale*producto” puede referirse a trabajo, calor, calor y trabajo, o flujos que salen del sistema. Las “pérdidas” hacen referencia a calor desperdiciado o gases botados al ambiente a los cuales no se les da mayor uso. Finalmente, el término “destruida” hace referencia a la exergía que se pierde debido a irreversibilidades. A continuación se muestran las eficiencias de acuerdo a la PLT (η) y a la SLT (η_{II}). Sea como sea, ambas eficiencias tratan de determinar cuán efectivamente lo que ingresa se convierte en producto:

$$\eta = \frac{Energía_{sale*producto}}{Energía_{ingresa}} = 1 - \frac{pérdidas}{ingresa} \quad (24)$$

$$\eta_{II} = \frac{Exergía_{sale*producto}}{Exergía_{ingresa}} = 1 - \frac{(pérdidas + destrucción)}{ingresa} \quad (25)$$

2.1.4 Ciclo Joule-Brayton para turbinas a gas

Como se mencionó anteriormente, el ciclo termodinámico en el que opera la turbina a gas se llama Joule-Brayton. En el capítulo anterior se dio una breve descripción de los procesos de los que consta este ciclo, considerándolo ideal y simple. Ahora, se profundizará en el ciclo analizándolo desde un enfoque más real, lo cual involucra, entre otras cosas, sus irreversibilidades.

2.1.4.1 El ciclo cerrado

También conocido como el ciclo “natural” de la turbina a gas porque permite el uso de cualquier gas como fluido de trabajo y el uso de casi cualquier combustible, este ciclo consta de cuatro procesos; los mismos que se describieron brevemente en el capítulo primero.

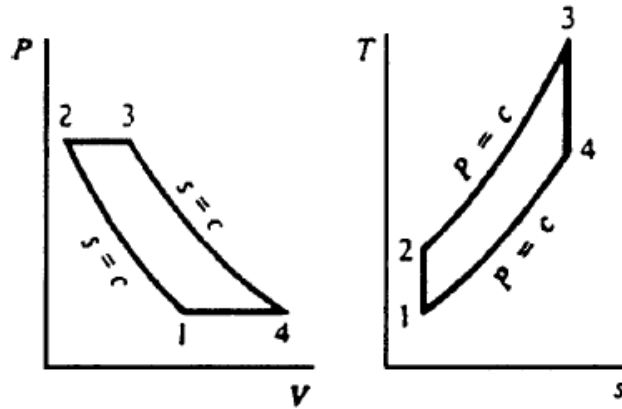


Ilustración 19. Diagramas P-V y T-s del ciclo Brayton
(Fuente: *Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications*. Claire Soares, 2007)

A continuación, se revisará brevemente el ciclo cerrado ideal en cuestión:

- 1 – 2: Compresión isentrópica del gas.
- 2 – 3: Ingreso isobárico de calor.
- 3 – 4: Expansión isentrópica del gas.
- 4 – 1: Liberación de calor.

El proceso 4-1 se caracteriza por ser aquel que libera calor al entorno, bien sea por un enfriador o algún mecanismo que enfríe el fluido de trabajo sin transferencia de masa al exterior.

Sin embargo, aun considerando como ideal el ciclo, en el proceso existen irreversibilidades que hacen que los procesos isentrópicos no lleguen a ser realmente isentrópicos. En tal sentido, se muestra a continuación un diagrama que permite comparar las relaciones de P-v y T-s del ciclo cerrado real:

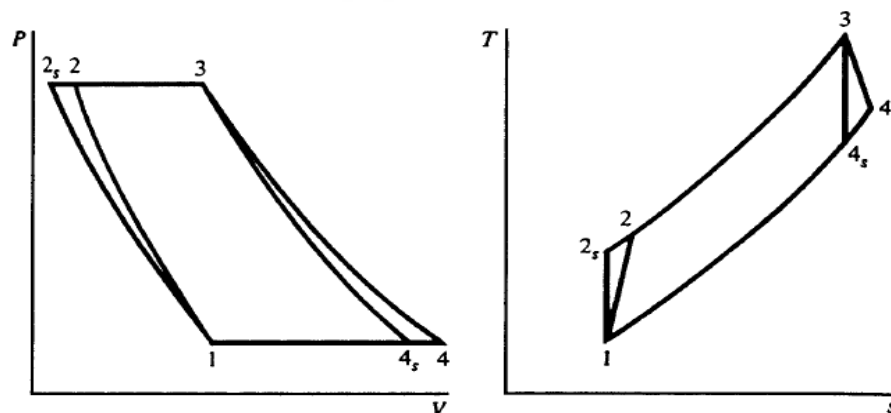


Ilustración 20. Diagramas P-V y T-s del ciclo Brayton ideal y no ideal
(Fuente: *Gas Turbines: A handbook of air, land and sea applications*. Claire Soares, 2007)

Aquí, la secuencia de procesos será la siguiente:

- 1 – 2: Compresión del gas.
- 2 – 3: Ingreso de calor.
- 3 – 4: Expansión del gas.
- 4 – 1: Liberación de calor.

Los puntos 2s y 4s hacen referencia a cómo sería el ciclo de ser ideal (es decir, el ciclo que se mostró antes de este).

Como se puede apreciar a simple vista, el proceso real (o no ideal) tiene irreversibilidades que se reflejan en un aumento de la entropía en cada proceso. Es justamente en estos procesos donde se encuentran las irreversibilidades y, por ende, hay destrucción de exergía.

Si bien este ciclo se aproxima bastante a la realidad por ser no ideal, no es el ciclo con el que opera la turbina a gas del Laboratorio con la se experimentará. A continuación, se presenta el ciclo que sí se aplica al caso de estudio.

2.1.4.2 El ciclo abierto

Como su nombre lo dice, la gran diferencia entre este ciclo y el anterior es que existe transferencia de masa. Según observa en la ilustración siguiente, este ciclo tiene procesos iguales al ciclo cerrado real, excepto el último. Esto se debe a que la liberación de calor (proceso 4-1) es, en realidad, el escape de los gases de combustión de la turbina al entorno.

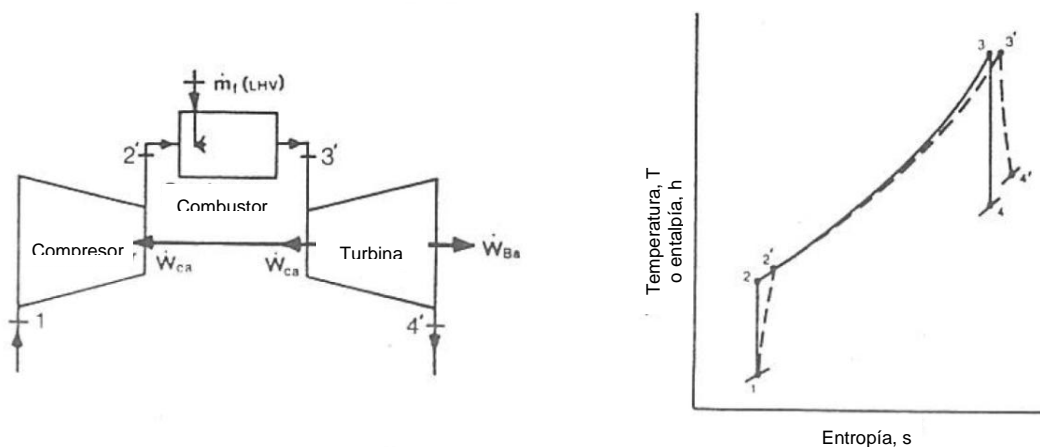


Ilustración 21. Ciclo simple abierto y real

(Fuente: *Thermodynamics and Fundamentals of the Gas Turbine Cycle*. Charles P. Howard)

A continuación se describen los procesos de este ciclo:

- 1 – 2': Compresión del gas (no isoentrópica)
- 2' – 3': Ingreso de calor (no isobárico)
- 3' – 4': Expansión del gas (no isoentrópica)

En este ciclo, se toma aire del entorno y se dirige al compresor para elevar su presión. El aire es el fluido de trabajo. Luego de pasar por el compresor, este ingresa a la cámara de combustión, donde su temperatura es elevada hasta el punto en que lo permita la combustión. Posteriormente, el gas caliente y a alta presión se expande en la turbina y es finalmente liberado al ambiente (Moran & Shapiro, 2004, p. 454).

Los análisis termodinámicos en este ciclo (basados en la PLT y la SLT) son muy similares a los que se realizarían en un ciclo cerrado. Hay que tomar en cuenta que acá existe intercambio de flujo másico, ya que ingresa combustible a la cámara de combustión, y la combustión en esta será la que eleve la temperatura del aire.

A continuación, con un amplio y sólido marco teórico en el cual fundamentar los cálculos, se procede a plantear el análisis energético y el exergético.

2.2 Planteamiento del análisis energético para una turbina en ciclo Joule-Brayton

El análisis energético que se planteará para este ciclo no demanda mayor complejidad dado que solo se trata de tres procesos. La ilustración 22 muestra un esquema de las variables requeridas para elaborar el análisis energético.

Asimismo, cabe indicar que para este análisis energético se ha asumido a cada componente como un volumen de control en situación estacionaria. Los volúmenes de control asumidos son aquellos indicados con líneas (guiones) rojas.

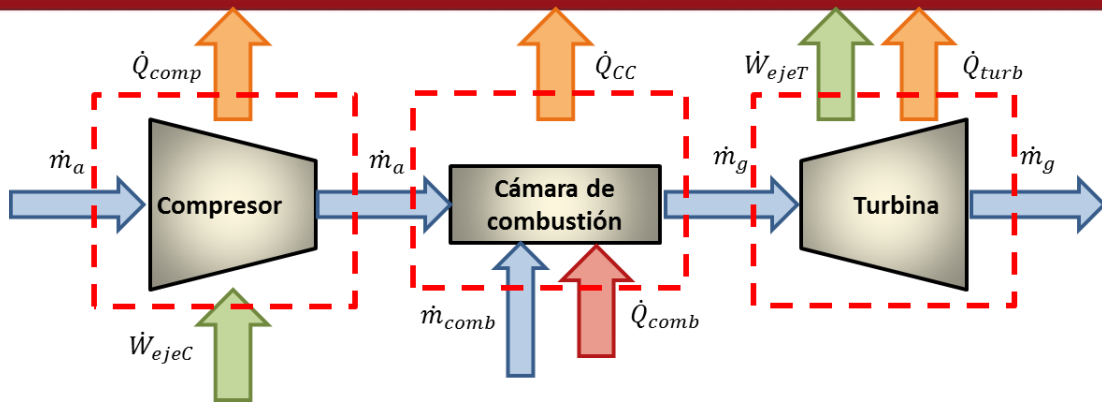


Ilustración 22. Esquema de distribución del flujo de calor, masa y trabajo
(Fuente: *Elaboración propia*)

2.2.1 El flujo másico

En base a la ilustración previa, se evaluarán los flujos másicos que circulan por el sistema. En el proceso 1-2', solo el aire fluye a través del compresor. Por ende, solo será un fluido y se denominará \dot{m}_a .

Luego, en el proceso 2'-3' se agrega combustible a la cámara de combustión. El flujo másico del combustible se denominará \dot{m}_{comb} , y la suma de ambos, que es la que atraviesa el combustor, será:

$$\dot{m}_{a+comb} = \dot{m}_a + \dot{m}_{comb} \quad (26)$$

Finalmente, al salir de la cámara de combustión, el flujo másico consistirá en gases de combustión. Dado que en este proceso no ha habido ingreso o salida de flujo másico, tendremos que el flujo másico que atraviesa a la turbina (productos de combustión) será el mismo que el que atraviesa la cámara:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{a+comb} \quad (27)$$

2.2.2 El compresor (comp)

Analizando el compresor, se tiene que este recibe trabajo mecánico de la turbina y lo transforma en un aumento de presión del aire que ingresa y pérdidas de calor al exterior, por rozamiento, etc.; irreversibilidades que se revisarán posteriormente. Entonces, al analizar el compresor dentro de su volumen de control, se obtiene:

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{H}_1 - \dot{H}_{2'} \rightarrow \dot{Q}_{VC} = \dot{W}_{VC} + \dot{H}_{2'} - \dot{H}_1$$

Reemplazando con las variables correspondientes:

$$-\dot{Q}_{comp} = -\dot{W}_{ejeC} + \dot{H}_{2'} - \dot{H}_1 \quad (28)$$

Luego, analizando la transferencia de energía dentro del compresor, se obtiene:

$$-\dot{W}_{ejeC} = \dot{W}_{f1.2'} - |\dot{W}_{w.c}| \quad (29)$$

Donde $\dot{W}_{f1.2'}$ es el trabajo politrópico necesario para llevar a cabo el proceso de compresión del aire, \dot{Q}_{comp} es el calor liberado al ambiente por transferencia de calor, $\dot{H}_1 - \dot{H}_{2'}$ es la diferencia de entalpías a la entrada y salida del compresor y, finalmente, $|\dot{W}_{w.c}|$ es el trabajo de fricción dentro del compresor.

Reordenando las expresiones (28) y (29), se determina lo siguiente:

$$-\dot{Q}_{comp} + |\dot{W}_{w.c}| = \dot{W}_{f1.2'} + \dot{H}_{2'} - \dot{H}_1 \quad (30)$$

Aquí, se denota que:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{H}_{2'} - \dot{H}_1 \quad (31)$$

Otra forma de expresar $\dot{H}_{2'} - \dot{H}_1$ es hallando los valores que la conforman, es decir:

$$\dot{H}_{2'} = \dot{m}_a \cdot h_{2'} = \dot{m}_a \cdot c_p \cdot T_{2'} \quad (32)$$

$$\dot{H}_1 = \dot{m}_a \cdot h_1 = \dot{m}_a \cdot c_p \cdot T_1 \quad (33)$$

2.2.3 La cámara de combustión (CC)

El calor ingresa a la cámara de combustión por medio de la quema del combustible. Por ello, se deben analizar los flujos másicos de esta, donde aquellos que ingresan son el aire y el combustible, y a la salida están los productos de combustión. Se puede apreciar cómo se relacionan aplicando la PLT:

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{H}_{2'} - \dot{H}_{3'} \rightarrow \dot{Q}_{VC} = \dot{W}_{VC} + \dot{H}_{3'} - \dot{H}_{2'}$$

Sin embargo, no hay trabajo en el volumen de control, por lo que $\dot{W}_{VC} = 0$. Luego, reescribiendo la ecuación con las variables indicadas en la ilustración 21, se obtiene:

$$\dot{Q}_{comb} - \dot{Q}_{CC} = \dot{H}_{3'} - \dot{H}_{2'} \quad (34)$$

Cabe resaltar que en este caso en particular, si bien no hay trabajo que traspase la frontera del volumen de control, existe trabajo de fricción. Para comprender como afecta a la cámara, se puede asumir que dicho trabajo sale

de la cámara y se transforma completamente en calor que ingresa a la misma, por lo que:

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{Q}_{trCC} - \dot{Q}_{w,CC} \quad (35)$$

Donde \dot{Q}_{trCC} es el calor que libera la cámara por transferencia de calor y $\dot{Q}_{w,CC}$ es el calor que ingresa a la cámara producto de la fricción que ocurre en la misma. Del mismo modo, se deduce que:

$$\dot{H}_{3'} = \sum_k \dot{m}_g \cdot h_{3'} = \sum_k \dot{m}_g \cdot c_p \cdot T_3 \quad (36)$$

Dado que los gases de combustión están compuestos por los distintos gases que lo conforman. Por otro lado:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot (PCI) \quad (37)$$

Donde \dot{Q}_{comb} es el calor entregado a la cámara de combustión mediante la quema del combustible, el cual se obtiene multiplicando el PCI , es decir el poder calorífico inferior del combustible, por el flujo másico del mismo.

2.2.4 La turbina (turb)

Analizando la turbina, del mismo modo que al compresor, aplicamos la PLT para el sistema delimitado en el volumen de control:

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{H}_{3'} - \dot{H}_{4'} \rightarrow \dot{Q}_{VC} = \dot{W}_{VC} + \dot{H}_{4'} - \dot{H}_{3'}$$

Reemplazando con las variables correspondientes:

$$-\dot{Q}_{turb} = \dot{W}_{ejeT} + \dot{H}_{4'} - \dot{H}_{3'} \quad (38)$$

Luego, analizando la transferencia de energía dentro de la turbina, se obtiene:

$$\dot{W}_{ejeT} = \dot{W}_{f_{3'.4'}} - |\dot{W}_{w,t}| \quad (39)$$

Donde $\dot{W}_{f_{3'.4'}}$ es el trabajo politrópico necesario para llevar a cabo el proceso de expansión del aire, \dot{Q}_{turb} es el calor liberado al ambiente por transferencia de calor, $\dot{H}_{4'} - \dot{H}_{3'}$ es la diferencia de entalpías a la salida y entrada de la turbina y, finalmente, $|\dot{W}_{w,t}|$ es el trabajo de fricción dentro de la misma.

Reordenando ambas expresiones, se determina lo siguiente:

$$-\dot{Q}_{turb} + |\dot{W}_{w,t}| = \dot{W}_{f_{3'.4'}} + \dot{H}_{4'} - \dot{H}_{3'} \quad (40)$$

Aquí, se denota que:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{H}_{4'} - \dot{H}_{3'} \quad (41)$$

Cabe resaltar que del mismo modo en el que se halló $\dot{H}_{3'}$, se puede hallar $\dot{H}_{4'}$, mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{H}_{4'} = \sum_k \dot{m}_g \cdot h_{4'} = \sum_k \dot{m}_g \cdot c_p \cdot T_{4'} \quad (42)$$

2.3 Planteamiento del análisis exergético para una turbina en ciclo Joule-Brayton

En este subcapítulo se planteará el análisis exergético a la turbina a gas. Para ello, se utilizarán las fórmulas de exergía revisadas hasta ahora y se aplicarán los conceptos de eficiencia exergética y de destrucción de exergía.

Como se mencionó anteriormente, a diferencia de la energía, la exergía se destruye. Por ello, es importante rescatar que la exergía disponible en el fluido de trabajo va a ir utilizándose y destruyéndose conforme avance a través de los componentes del sistema.

Para poder tener una idea concreta del flujo de exergía en la turbina, se presenta en la siguiente ilustración un esquema de cómo se distribuye el flujo de exergía a través de la misma:

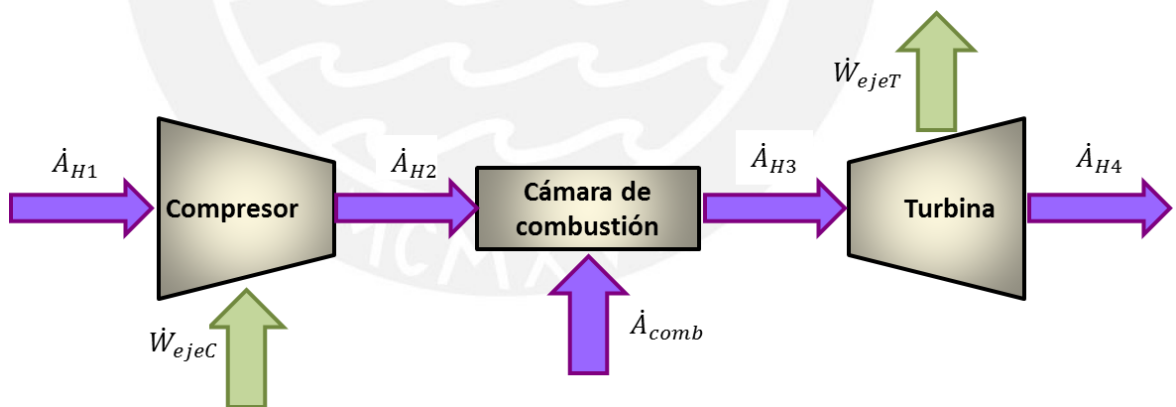


Ilustración 23. Esquema de distribución del flujo de exergía
(Fuente: *Elaboración propia*)

2.3.1 El compresor (comp)

Primero, se hallará la exergía destruida en el compresor, utilizando:

$$\dot{A}_{D_{comp}} = \dot{A}_{H1} + \dot{W}_{ejeC} - \dot{A}_{H2'} \quad (43)$$

Donde $\dot{A}_{D_{comp}}$ es la exergía destruida en el compresor, \dot{A}_{H1} es la exergía que ingresa al compresor mediante el fluido de trabajo, es decir el aire; luego, \dot{W}_{ejeC}

es el trabajo que recibe el compresor mediante el eje de la turbina y finalmente $\dot{A}_{H2'}$ es la exergía que sale del compresor mediante el fluido de trabajo. Acá, se puede apreciar que la exergía destruida, $\dot{A}_{D_{comp}}$, incluye la exergía que se pierde por rozamiento y transferencia de calor al exterior, ya que el compresor no es adiabático.

Luego, se calcula la eficiencia exergética:

$$\eta_{EX_{comp}} = \frac{\dot{A}_{producida}}{\dot{A}_{suministrada}} = \frac{\dot{A}_{H2'} - \dot{A}_{H1}}{\dot{W}_{ejeC}} \quad (44)$$

Como se observa, la eficiencia exergética toma en cuenta la variación de la exergía que se da en el fluido de trabajo y la exergía suministrada al componente, que en este caso viene a ser el trabajo que se le da al compresor.

Finalmente, se calcula el porcentaje de exergía destruida por el componente con relación al sistema entero:

$$\gamma_{D_{comp}} = \frac{\dot{A}_{D_{comp}}}{\dot{A}_{sumin_{total}}} = \frac{\dot{A}_{H1} + \dot{W}_{ejeC} - \dot{A}_{H2'}}{\dot{A}_{H1} + \dot{A}_{comb}} \quad (45)$$

Acá podemos dar cuenta de que la exergía total suministrada al sistema ($\dot{A}_{sumin_{total}}$) consta de dos partes: la exergía que ingresa al compresor mediante el fluido de trabajo (\dot{A}_{H1}) y la exergía contenida en el combustible (\dot{A}_{comb}).

2.3.2 La cámara de combustión (CC)

Luego de haber analizado el compresor, se realiza la misma labor con la cámara de combustión. Aquí hay muchas similitudes con el análisis anterior. Sin embargo, hay que resaltar que aquí es donde se realizará la quema del combustible y, por ende, una gran cantidad de calor se liberará. Esto significa que hay que hallar la cantidad de exergía generada por la combustión del combustible, y esto se verá en el capítulo 3, donde se analizarán las particularidades del equipo, lo cual incluye el combustible a utilizar. Por lo demás, el resto sigue el mismo orden:

$$\dot{A}_{D_{CC}} = \dot{A}_{H2'} + \dot{A}_{comb} - \dot{A}_{H3'} \quad (46)$$

Aquí, $\dot{A}_{D_{CC}}$ es la exergía destruida en la cámara de combustión, $\dot{A}_{H2'}$ es la exergía que ingresa a la cámara mediante el fluido de trabajo, es decir el aire

comprimido proveniente del compresor; luego \dot{A}_{comb} es la exergía química que posee el combustible y que es entregada al combustionar y, finalmente, $\dot{A}_{H3'}$ es la exergía que sale de la cámara mediante el fluido de trabajo, que ahora comprende a los gases de combustión a una temperatura mucho mayor.

Se calcula la eficiencia exergética mediante:

$$\eta_{EXCC} = \frac{\dot{A}_{producida}}{\dot{A}_{suministrada}} = \frac{\dot{A}_{H3'}}{\dot{A}_{H2'} + \dot{A}_{comb}} \quad (47)$$

Acá se observa que la eficiencia exergética relaciona la exergía del fluido de trabajo a la salida de la cámara (que son gases de combustión a altas temperaturas) con la exergía suministrada al componente, que en este caso es el aire comprimido y a alta temperatura (producto del proceso de compresión) y la propia del combustible, que se libera al oxidarse. Es importante resaltar que diversos autores pueden presentar distintas fórmulas para la eficiencia exergética, dado que cada uno puede poner a juicio cuál es la exergía producida, qué cuenta como irreversibilidades y pérdidas y qué está considerado en la entrada (Dincer & Cengel, 2001, p. 140). Entre otras fórmulas, podemos encontrar también:

$$\eta_{EXCC2} = \frac{\dot{A}_{producida}}{\dot{A}_{suministrada}} = \frac{\dot{A}_{H3'} - \dot{A}_{H2'}}{\dot{A}_{comb}} \quad (48)$$

Este caso, propuesto por Sreeramulu, Gupta & Srinivas (2011, p. 5232) y también por Baheta & Gilani (2011, p. 1996), entre otros, presenta a la eficiencia exergética de la cámara de combustión como una diferencia entre el flujo de exergía que ingresa y sale de la CC, entre el flujo de exergía suministrado por el combustible. Si bien ambos casos son válidos, para esta tesis se utilizará el primer caso presentado (η_{EXCC}).

Finalmente, se calcula el porcentaje de exergía destruida por el componente con relación al sistema entero:

$$\gamma_{DCC} = \frac{\dot{A}_{DCC}}{\dot{A}_{sumin_{total}}} = \frac{\dot{A}_{H2'} + \dot{A}_{comb} - \dot{A}_{H3'}}{\dot{A}_{H1} + \dot{A}_{comb}} \quad (49)$$

Donde la exergía total suministrada al sistema ($\dot{A}_{sumin_{total}}$) es la misma que para el compresor, ya que se evalúa a todo el sistema.

2.3.3 La turbina (turb)

En el último componente del sistema, la turbina, se aprecian muchas similitudes con el análisis realizado al compresor. Para hallar la exergía destruida se utiliza:

$$\dot{A}_{D_{turb}} = \dot{A}_{H3'} - \dot{A}_{H4'} - \dot{W}_{ejeT} \quad (50)$$

Donde $\dot{A}_{D_{turb}}$ es la exergía destruida en la turbina, lo que incluye pérdidas de calor al exterior, entre otros; $\dot{A}_{H3'}$ es la exergía que ingresa a la turbina, que en este caso son los productos de la combustión a alta temperatura y presión que salen de la cámara de combustión, $\dot{A}_{H4'}$ es la exergía que sale de la turbina al medio ambiente a través del ducto de gases de escape, y finalmente, \dot{W}_{ejeT} es el trabajo que desarrolla la turbina sobre el eje.

Luego, se calcula la eficiencia exergética mediante:

$$\eta_{EX} = \frac{\dot{A}_{producida}}{\dot{A}_{suministrada}} = \frac{\dot{W}_{ejeT}}{\dot{A}_{H3'} - \dot{A}_{H4'}} \quad (51)$$

Como se observa, la eficiencia exergética aquí es la relación entre el trabajo que genera la turbina en el eje y la diferencia de exergía generada entre el fluido de trabajo al ingresar y salir de la turbina.

Finalmente, se procede a calcular el porcentaje de exergía destruida por la turbina con relación al sistema entero:

$$\gamma_{D_{turb}} = \frac{\dot{A}_{D_{turb}}}{\dot{A}_{sumin_{total}}} = \frac{\dot{A}_{H3'} - \dot{A}_{H4'} - \dot{W}_{ejeT}}{\dot{A}_{H1} + \dot{A}_{comb}} \quad (52)$$

La exergía total suministrada al sistema ($\dot{A}_{sumin_{total}}$) es la misma que para el compresor y la cámara de combustión, ya que evalúa a todo el sistema.

Capítulo 3. Aplicación del análisis energético y exergético: ensayos en laboratorio, cálculos y análisis de los resultados

En este capítulo se presentan, de manera resumida, las especificaciones técnicas de la turbina y del combustible que utiliza, así como el procedimiento para hallar los datos a tomar durante los ensayos en el laboratorio.

Posteriormente, mediante la aplicación de los análisis planteados en el capítulo anterior, se procederá a realizar los cálculos pertinentes para obtener resultados que luego se analizarán.

3.1 La turbina a gas

Para incluir un caso aplicativo se procedió a experimentar con la turbina a gas ubicada en el Laboratorio de Energía (LABEN) de la Pontificia Universidad Católica del Perú (PUCP).

Luego de concertar con el Jefe del Laboratorio, se concluyó que para realizar las mediciones se debería participar presencialmente de las sesiones de laboratorio que ahí tienen lugar con los alumnos del curso Termodinámica 2. Se menciona esto para que dejar constancia que muchos de los valores que se presentarán posteriormente fueron medidos por ellos, lo cual conlleva a aumentar el grado de incertidumbre en la lectura de los mismos.

3.1.1 Datos técnicos de la turbina

La turbina a gas ubicada en el LABEN es marca Rover, modelo IS/60 (ilustración 23). Esta turbina data de finales de los años 60', y como es de suponer, el paso del tiempo ha hecho que su rendimiento actual no corresponda al establecido en sus especificaciones técnicas. Esto se podrá comparar al revisar dichas especificaciones con los resultados obtenidos por las mediciones realizadas.

La turbina Rover consiste esencialmente en un compresor, una cámara de combustión y una turbina. Su principio de funcionamiento se basa en el ciclo Joule-Brayton abierto (y real), tal como se explicó en el Capítulo 2.



Ilustración 24. Fotografía de la turbina Rover, modelo IS/60
(Fuente: *Propia*)

En la ilustración 25 se muestran las partes de la turbina descritas por el propio fabricante. Esta ilustración corresponde al Manual de Operación y Mantenimiento de este modelo de turbina (y de la IS/90).

Mediante esta se puede ubicar la posición del compresor, cámara de combustión y turbina, y denotar que corresponden a los tipos y variedades explicados anteriormente.

Luego de observar ambas ilustraciones, se puede apreciar que la turbina es bastante compacta. El compresor es alimentado directamente por el movimiento rotatorio de la turbina, donde se expanden los gases de escape, y al mismo tiempo es accionado el freno hidráulico.

ROVER
GAS TURBINES
ENGINES TYPE IS/60 & IS/90
MAINTENANCE MANUAL
DESCRIPTION

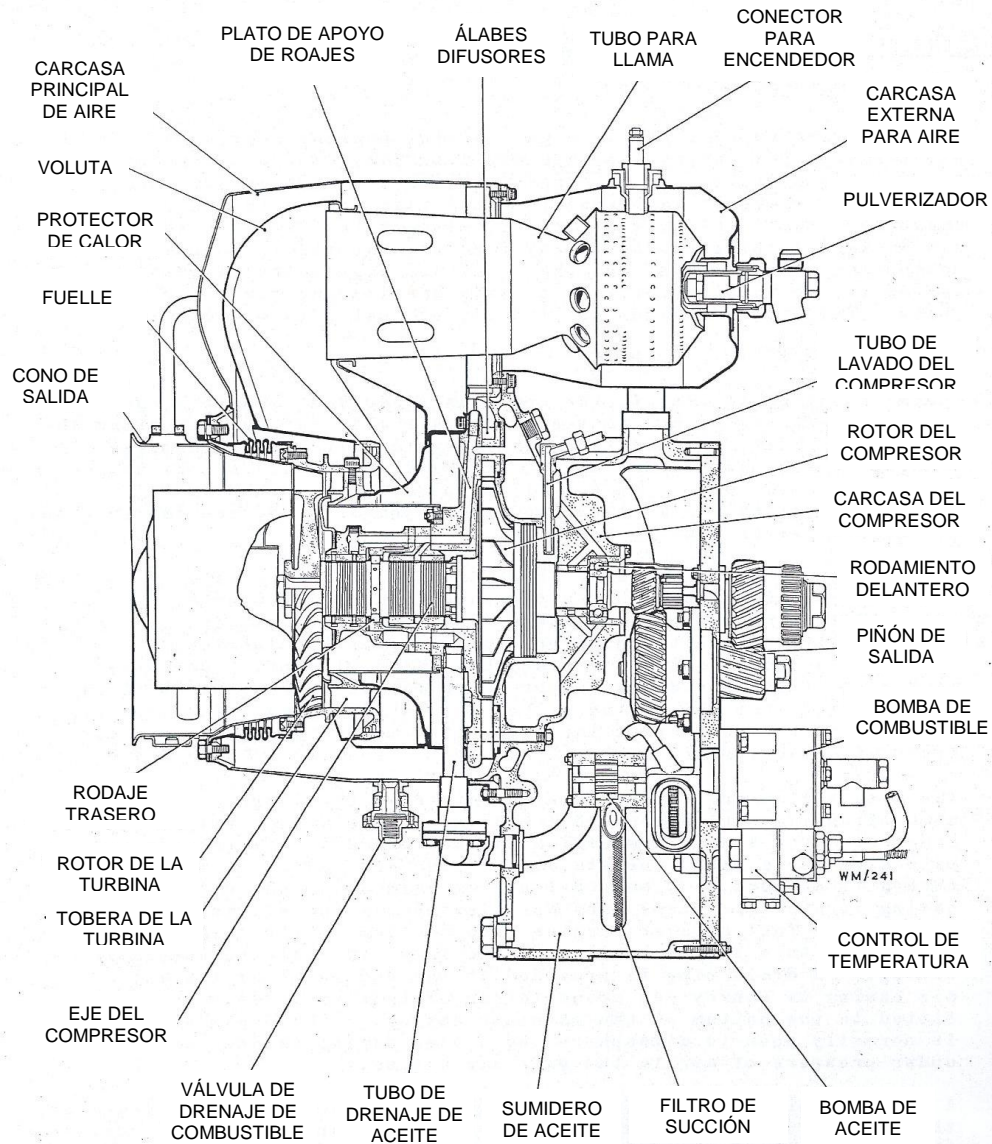


Ilustración 25. Componentes principales de la turbina Rover, modelo IS/60
(Fuente: *Operating and Maintenance Manual*. Rover Gas Turbines Ltd.)

A continuación, se muestra un extracto de la tabla con las especificaciones técnicas de la turbina en cuestión, extraída también del Manual de la turbina:

Tabla 4. Especificaciones técnicas de la turbina, datos solo del modelo IS/60

Motor	
Compresor	Centrífugo, de una sola etapa
Turbina	Axial, de una sola etapa
Cámara de combustión	De flujo invertido
Dirección de rotación	Anti-horario, visto desde atrás
Velocidad nominal	46000 rpm
Flujo másico de aire	0,603 kg/s

Relación de presiones	2,8 : 1
Temperatura de salida máxima intermitente	650 °C
Temperatura de salida máxima continua	580 °C
Potencia máxima de freno	60 bhp (con temp. sal. máx cont. de 580 °C)
Lubricación	
Tipo	De cárter húmedo, a presión y salpicadura
Capacidad de aceite del cárter	2,8 L
Temperatura máxima del aceite	110 °C
Sistema de combustible	
Bomba de combustible	Rover, multi-pistón
Quemador	Simple, asistido por aire
Consumo de combustible	0,635 kg/bhp/h
Condiciones de operación estándar	
Velocidad nominal	46000 rpm
Altitud	Al nivel del mar
Presión barométrica	29,92 pulg de Hg
Factores de corrección	
Por humedad	No es necesario ningún factor de corrección por humedad para condiciones con mucha humedad. De hecho, un aumento en la humedad puede contraer aumentos en la potencia generada.
Por altitud	Los valores especificados deben ser reducidos en 2,5% por cada 300 m de altura que se eleva la turbina. Para altitudes mayores a los 4500 m referirse a Rover Gas Turbines Ltd.

(Fuente: *Operating and Maintenance Manual*. Rover Gas Turbines Ltd.)

Otro aspecto importante de la turbina es conocer de qué manera viaja el fluido de trabajo por la misma. Para entender cómo funciona por dentro la turbina se muestra la ilustración 26, la cual denota, mediante flechas, el sentido del flujo dentro de la misma.

Es importante recalcar este punto dado que posteriormente se explicará la posición de los puntos de medición, y es imprescindible conocer la distribución física de los componentes de la turbina.

De acuerdo a la numeración que se observa en dicha ilustración, el punto 1 es aquel por el cual ingresa el aire al compresor. Cabe resaltar que el aire, tomado del ambiente, pasa por una tobera antes de ingresar a los conductos que lo dirigen al compresor. Esto se puede apreciar en la ilustración 23, donde una malla de metal protege el ingreso de la tobera.

El punto 2 corresponde al ingreso del aire comprimido a la cámara de combustión, donde se divide en dos flujos, uno que ingresa cerca al punto de inyección de combustible (punto 3) y el segundo flujo que ingresa a la mitad de la cámara, con el objetivo de enfriar los gases que pasan por la llama y salen a alta temperatura.

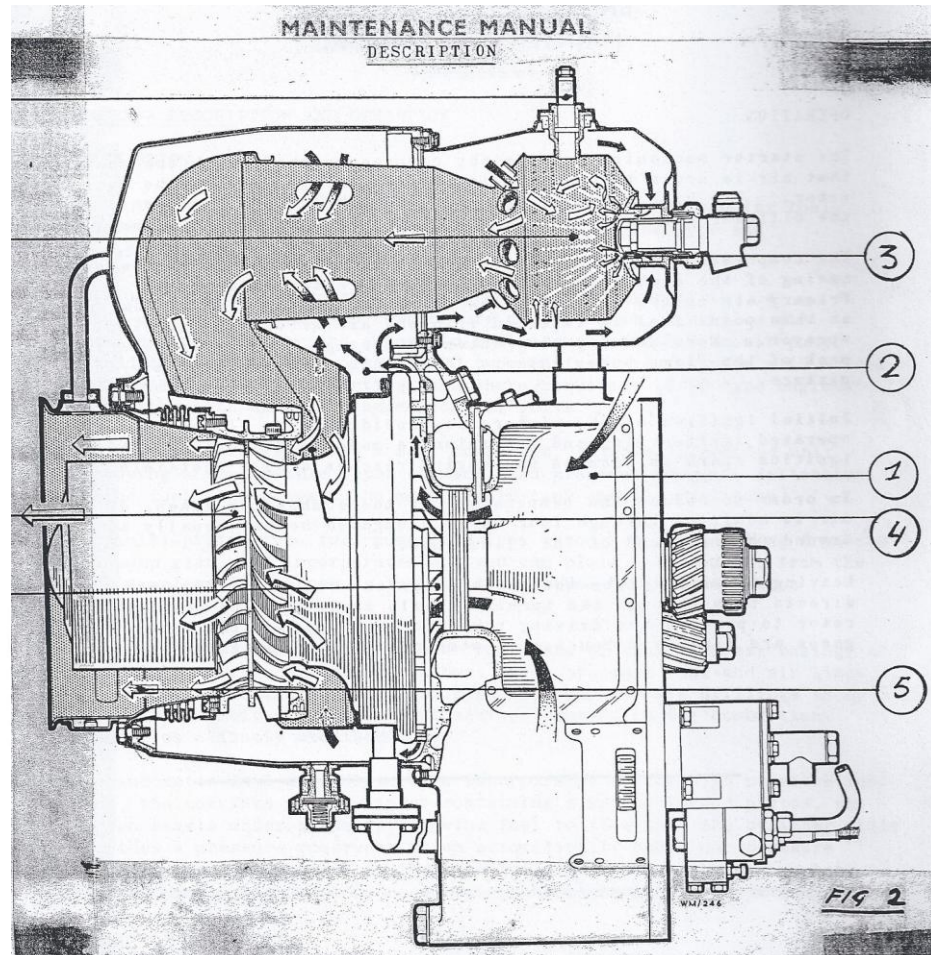


Ilustración 26. Diagrama del flujo de gas de la turbina Rover, modelo IS/60
 (Fuente: *Operating and Maintenance Manual*. Rover Gas Turbines Ltd.)

Luego se encuentra el punto 4, que es el ingreso de los gases de combustión a la turbina. Finalmente, el punto 5, corresponde a los gases ya expandidos y a menor temperatura. Estos gases viajan por el ducto de gases de escape que desemboca fuera del LABEN.

3.1.1.1 Combustible utilizado

El combustible que utiliza la turbina es el Diesel DB5. Este combustible entró en reemplazo del Diesel 2, que aún se utiliza en ciertas partes del país. Se indica esto dado que el poder calorífico, entre otras propiedades, varían ligeramente con este nuevo combustible. Sin embargo, es necesario precisar

que el termino DB5 expresa a que solo el 5% del combustible es biocombustible, y el resto es Diesel 2. Por este motivo, muchos de los cálculos serán realizados utilizando datos del Diesel 2, a fin de evitar cálculos engorrosos (cálculo del poder calorífico o la exergía química de la mezcla) que no son objetivo de este documento.

3.1.2 El freno hidráulico

La siguiente ilustración corresponde al freno hidráulico, y el dinamómetro conectado a este permite hallar la fuerza que la turbina ejerce sobre el freno.

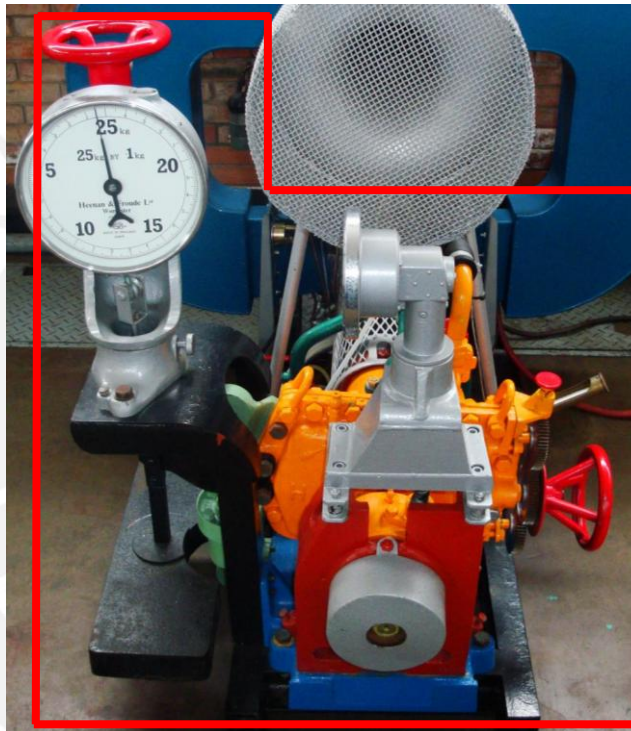


Ilustración 27. Fotografía del freno hidráulico de la turbina Rover, modelo IS/60
(Fuente: Propia)

El freno hidráulico recibe el trabajo generado por el eje de la turbina y lo mide. Este freno permite cambiar la carga por medio de un sistema de engranajes (la llave roja que se observa a la derecha) y seguros que se modifican a gusto del usuario.

3.2 Medición y parámetros

Este subcapítulo contiene todo lo necesario para poder determinar los parámetros necesarios a medir en la turbina. Acá se especifican los instrumentos que la turbina

ya poseía al momento de empezar las mediciones y los que se agregaron para poder cumplir con ambos análisis.

Asimismo, se revisa la norma correspondiente para ensayos con turbinas a gas y de qué modo se realizaron ciertas salvedades al momento de realizar las mediciones, principalmente debido a la edad de ciertos instrumentos.

Es importante resaltar que, para fines de esta tesis, las incertidumbres asumidas en los cálculos solo serán aquellas originadas por los errores de lectura en los instrumentos de medición. Este punto se profundizará en el apartado 3.2.3.

3.2.1 Puntos de medición en la turbina

A continuación, se muestra una tabla con los instrumentos presentes en la turbina que son utilizados para realizar las mediciones necesarias acorde a las sesiones de los laboratorios del curso Termodinámica 2, de turbinas a gas. Cabe resaltar que, de acuerdo a la Guía de Laboratorio (separata en la que se indica cómo realizar las mediciones y cálculos), solo se realiza un análisis energético, mas no uno exergético.

Tabla 5. Parámetro a medir, tipo de instrumento y posición en la turbina, nombre del parámetro y unidades de medición en la turbina Rover modelo IS/60

Qué se mide	Tipo de instrumento y posición en la turbina	Nombre del parámetro	Unidades de medición
Fuerza en el dinamómetro	Dinamómetro marca Heenan & Froude. Conectado al eje de la turbina por medio de engranajes reductores. Parte del freno hidráulico.	F_D	Kg-f
Velocidad angular del eje de la turbina	Tacómetro marca Heenan & Froude. Conectado al eje de la turbina por medio de engranajes reductores. Es parte del freno hidráulico, ya que mide la velocidad del eje que está conectado a este.	n	rpm
Temperatura ambiente	Termómetro digital proporcionado por el personal del laboratorio. Es parte de un reloj de pared y también proporciona la humedad relativa.	T_0	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de ingreso a la tobera	Termocupla conectada a una placa electrónica. Se mide en el ingreso a la tobera. Se encuentra en el panel de instrumentos de medición.	T_1	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura a la salida del compresor	Termocupla conectada a una placa electrónica. Se mide a la salida del compresor, antes de llegar a la cámara de combustión. Se encuentra en el panel de instrumentos de medición.	T_2'	$^{\circ}\text{C}$

Qué se mide	Tipo de instrumento y posición en la turbina	Nombre del parámetro	Unidades de medición
Temperatura a la salida de la cámara de combustión	Termocupla conectada a una placa electrónica. Se mide a la salida de la cámara de combustión. Se encuentra en el panel de instrumentos de medición.	T_3	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura a la salida de la turbina	Termocupla conectada a una placa electrónica. Se mide a la salida de la turbina. Se ubica al ingreso de la tobera.	T_4	$^{\circ}\text{C}$
Presión manométrica a la salida del compresor	Manómetro tipo Bourdon conectado a la salida del compresor. Se encuentra en el panel de instrumentos de medición.	P_2	bar
Tiempo en consumir 2 lts de combustible	Depósito cilíndrico de vidrio transparente con marcas para indicar el volumen consumido y cronómetro digital. Se encuentra en el panel de instrumentos de medición.	t_{2L}	s
Diferencia de presiones entre la salida y la entrada a la cámara de combustión	Manómetro en U lleno de mercurio. Se encuentra en el panel de instrumentos de medición.	Δh_{CC}	mmHg
Diferencia de presiones entre la turbina y el ambiente	Manómetro en U lleno de agua. Se encuentra en el panel de instrumentos de medición.	Δh_{turb}	mmH ₂ O
Diferencia de presiones entre la tobera y el ambiente	Manómetro en U lleno de agua. Se encuentra en el panel de instrumentos de medición.	Δh_{tob}	mmH ₂ O

(Fuente: Elaboración propia)

Como se mencionó anteriormente, estos instrumentos han sido concebidos solo para medir lo necesario para realizar un análisis energético de la turbina, dado que ese es el objetivo de la sesión del laboratorio. Sin embargo, para poder realizar el análisis exergético, es necesario medir algunos parámetros adicionales, y para ello se muestra, a continuación, todas las variables requeridas para llevar a cabo ambos análisis, de modo que se pueda determinar lo que falta medir.

3.2.2 Parámetros para realizar los análisis

Observar las ilustraciones 21 y 22 permite determinar con facilidad los parámetros a medir, ya que se pueden visualizar los flujos de energía y exergía, así como el trabajo y el calor que ingresa o sale de cada componente. La lista mostrada a continuación contiene los parámetros en cuestión:

De los fluidos de trabajo:

- Flujo másico del aire tomado del ambiente
- Flujo másico del combustible consumido
- Flujo másico (y molar) de los gases de escape

Para el análisis energético:

- Entalpía del aire en el ingreso al compresor (punto 1)
- Entalpía del aire a la salida del compresor (punto 2')
- Entalpía de los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión (punto 3')
- Entalpía de los gases de combustión a la salida de la turbina (punto 4')
- Entalpía de entrada del combustible
- Calor entregado por el combustible (poder calorífico inferior)
- Pérdidas de calor y fricción en el compresor
- Pérdidas de calor y fricción en la cámara de combustión
- Pérdidas de calor y fricción en la turbina
- Trabajo que recibe el freno hidráulico
- Trabajo que recibe el compresor
- Trabajo que genera la turbina en el eje

Para el análisis exergético:

- Entalpía y entropía del aire en condiciones de referencia (medio ambiente)
- Entalpía y entropía del combustible en condiciones de referencia (medio ambiente)
- Entropía del aire al ingresar al compresor (punto 1)
- Entropía del aire a la salida del compresor (punto 2')
- Entropía de los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión (punto 3')
- Entropía de los gases de combustión a la salida de la turbina (punto 4')

Como se observa, muchas de las variables que corresponden al análisis exergético ya están cubiertas por la medición de los parámetros mencionados anteriormente, ya que se pueden deducir por medio de las fórmulas expresadas anteriormente.

Sin embargo, en ambos análisis, la única forma de poder medir correctamente los gases de escape (la composición, para así obtener las fracciones molares o

másicas correspondientes para realizar los cálculos) es por medio de un analizador de gases.

Para lograr este cometido, el LABEN permitió el uso de este equipo, así como una modificación en el ducto de los gases de escape: este no estaba preparado para el ingreso de una sonda para medir dichos gases. Para ello, se propuso la elaboración de un orificio y la soldadura de un pequeño tubo de acero (niple) que se pudiera tapar cuando no se requiera la medición de estos gases.

El analizador de gases empleado es marca Testo, modelo 350 XL. Dicho equipo proporcionó la información faltante para poder proceder con los análisis mencionados y poder así cubrir todas las variables. Los resultados de estas mediciones se pueden obtener en el Anexo I.

Finalmente, para poder determinar el calor que se pierde en cada componente por transferencia de calor, se utilizó una cámara termográfica, propiedad de la Universidad (GRUPO PUCP). Esta cámara, marca Flir, modelo i5, se utilizó durante los ensayos y se tomaron “fotografías térmicas” en las que se puede visualizar la temperatura superficial de los componentes. Estas imágenes se pueden apreciar en el Anexo II.

Cabe resaltar que la información que no se puede obtener por medición o por las fórmulas expresadas en el capítulo anterior corresponde a información de tablas termodinámicas, donde se indican las propiedades de diversos elementos.

3.2.3 Norma para ensayos con turbinas a gas

Para poder estandarizar las mediciones y guardar uniformidad con los resultados de otros estudios realizados a turbinas a gas, se tomó en cuenta el *Gas Turbines – Performance Test Code 22* de ASME. Como lo indica su propia introducción, este documento “provee reglas y procedimientos uniformes para la planificación, preparación, ejecución y reporte de los resultados de la evaluación del desempeño” de la turbina a gas.

Asimismo, este código de ASME hace hincapié en la incertidumbre, ya que como lo describe en sus páginas, “(...) los *Test Codes* son adecuados para

usarse cuando el desempeño debe ser determinado con la mínima incertidumbre”. Y si bien los resultados de las mediciones a realizarse a continuación son de importancia para poder validar la metodología propuesta, cabe resaltar que por motivos económicos y tecnológicos, en este trabajo solo se utilizaron los instrumentos que ya se encontraban en la turbina, asumiendo su adecuada calibración y error de lectura, el cual, en este caso, vendría a ser toda la incertidumbre que se está asumiendo.

Por el propio carácter de esta tesis, las mediciones no son el eje central ni el objetivo de la misma, pero sí parte de ella; por ello, la exactitud de las mediciones pasa a un segundo plano que busca solamente tener valores que permitan aplicar la metodología elaborada al caso de la turbina del LABEN.

Otro aspecto importante que cita este documento es el método para establecer estabilización al equipo y mantener constancia en las cargas. De acuerdo a lo descrito por este documento, este método debe ser previsto antes de iniciarse las mediciones y así fue. Teniendo en cuenta las recomendaciones del personal de laboratorio, que indicaba tener precaución con el tiempo que la turbina permanece encendida y con la carga impuesta, se acordó que las mediciones se realizarían luego de transcurridos, como mínimo, 5 minutos para que los instrumentos estabilicen sus medidas.

Asimismo, las cargas al freno que se acordaron de antemano fueron de 5, 7,5, 10 y 12,5 kg-f. Esto se debe, principalmente, a que la turbina ha sufrido varias reparaciones previamente y una de ellas fue la soldadura de uno de los álabes de la misma. Es por ello que las cargas son bajas.

3.3 Toma de datos

Para realizar la toma de datos en las sesiones de laboratorio, se realizó la tabla que se puede encontrar en el Anexo III. Esta concibe todos los parámetros a medir con los instrumentos señalados y busca unificar, en un solo lugar, las mediciones.

Con la tabla de toma de datos elaborada, se muestra a continuación la secuencia detallada de los cálculos que son producto de los análisis previamente planteados, con las fórmulas pertinentes y con las particularidades que se toman en cuenta al utilizar la turbina del LABEN.

3.4 Cálculos a realizar

Como se mencionó, las mediciones en el laboratorio fueron compartidas con las sesiones correspondientes al curso Termodinámica 2. En tal sentido, se aprovechó la Guía de Laboratorio correspondiente a turbinas a gas para realizar ciertos cálculos que involucraban gráficas o tablas específicas.

3.4.1 Flujo másico del aire

Para hallar el flujo másico de aire se toman en cuenta la presión atmosférica ($P_1 = P_b$), la temperatura ambiente (T_0) y la diferencia de presiones entre la tobera y el ambiente en metros de columna de agua (mca).

El aire es succionado a través de la tobera, y esta cuenta con una gráfica (ubicada en la Guía de Laboratorio) que permite hallar el flujo másico por medio de una serie de fórmulas, utilizando los parámetros indicados anteriormente, excepto que las unidades de la diferencia de presiones deben estar en metros de columna de alcohol.

En tal sentido, se procedió a hallar la equivalencia con la siguiente fórmula:

$$\Delta h_{tob-alc} = \frac{(\rho_{H2O} \cdot \Delta h_{tob-H2O})}{\rho_{alc}} \quad (53)$$

Donde $\Delta h_{tob-H2O}$ es la diferencia de alturas que se midió con agua, y ρ_{H2O} y ρ_{alc} son las densidades del agua y del alcohol a temperatura ambiente, respectivamente.

Luego, se ingresó el valor conseguido a la ecuación:

$$\alpha = 7,78 \left(\frac{\Delta h_{tob}}{P_b} \right) \quad (54)$$

Esta ecuación permitirá hallar el coeficiente α con el cual podremos ingresar a la gráfica para hallar el flujo másico de aire, y se puede encontrar en el Anexo IV. Al ingresar, se ubica el valor de α en el eje de las ordenadas y se hace una recta que intersece a la curva del diagrama. Luego, se ubica el punto correspondiente en el eje de las abscisas. El valor hallado corresponde a:

$$\beta = \left(\frac{M \cdot \sqrt{T_{amb}}}{X_O \cdot P_{atm}} \right) \quad (55)$$

Finalmente, hallado β , se procede a hallar el flujo másico con la fórmula:

$$\dot{m}_a = 10^{-3} \cdot \frac{P_b}{\sqrt{T_1}} \cdot \beta \quad (56)$$

Donde T_1 es la temperatura de ingreso a la tobera en Kelvin. Una vez hallado dicho flujo, se procede a hallar la entalpía específica del aire en dicho punto, para lo cual se recurre a tablas termodinámicas (Cengel & Boles, 2011):

$$h_1 = h(T_1) \quad (57)$$

Luego, a fin de hallar el flujo másico de aire seco y de vapor de agua en el flujo másico de aire, se utiliza una carta psicrométrica y en función de la T_0 y de la humedad relativa (HR) se halla la humedad específica (HE):

$$HE = HE(T_0, HR) \quad (58)$$

Dado que HE establece la relación entre la masa de vapor de agua y la masa de aire seco a una temperatura (de bulbo seco) y una humedad relativa determinada, se utiliza este valor para hallar los flujos másicos mencionados, mediante:

$$\dot{m}_{as} = \frac{\dot{m}_a}{1 + HE} \quad (59)$$

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a - \dot{m}_{as} \quad (60)$$

Finalmente, se hallan los flujos molares para el aire seco y el vapor de agua, que serán útiles posteriormente cuando se analicen los gases de combustión:

$$\dot{n}_{as} = \frac{\dot{m}_{as}}{M_{as}} \quad (61)$$

$$\dot{n}_v = \frac{\dot{m}_v}{M_{H_2O}} \quad (62)$$

Donde M_{as} y M_{H_2O} son las masas molares del aire seco y del agua, respectivamente, y sus valores se pueden hallar en tablas termodinámicas (Cengel & Boles, 2011).

3.4.2 Consumo de combustible

Para hallar el flujo másico del combustible se requiere el tiempo que tardó la turbina en consumir dos litros del mismo (t_{2L}). Asimismo, se requiere de la densidad del combustible a temperatura ambiente (T_0). Para ello, se recurrió al

artículo Benjumea y Agudelo, *Basic properties of palm oil bio-diesel blends* (2008, pág. 2071), para obtener información más precisa.

De acá se obtuvo una fórmula para hallar la densidad de la mezcla DB5 en función de la temperatura, y esta es:

$$\rho_{comb} = 873,057 + 0.692 \cdot T_0 \quad (63)$$

Donde T_0 se expresa en grados Celsius. Luego, se halla el flujo volumétrico de combustible mediante:

$$\dot{V}_{comb} = \frac{2000}{t_{2L}} \quad (64)$$

Y finalmente el flujo másico del combustible con:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{V}_{comb} \cdot \rho_{comb}}{1000} \quad (65)$$

Otro cálculo importante de obtener es el de la relación aire-combustible. Esto se obtiene utilizando la siguiente fórmula:

$$R_{A/C} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{comb}} \quad (66)$$

Y es adimensional. Esto permite tener una clara idea de cuántos kilogramos de aire ingresan por cada kilogramo del combustible.

Para terminar, se procede a hallar el calor que entrega el combustible al oxidarse en la cámara de combustión. Para ello, se requiere el valor del poder calorífico inferior (Benjumea, Agudelo, & Agudelo, 2008):

$$PCI = 41,6 \frac{MJ}{kg}$$

Entonces, el calor entregado por el combustible será:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \cdot 1000 \quad (67)$$

Donde \dot{Q}_{comb} es el calor entregado por el combustible y se multiplica por 1000 para obtener el resultado en kW.

3.4.3 Trabajo desarrollado sobre el freno hidráulico

Para obtener el trabajo desarrollado sobre el freno hidráulico es necesario contar con la velocidad angular del eje que está conectado al freno (ω) y la carga puesta en el freno (F). Obtenidos ambos se halla dicho trabajo mediante:

$$\dot{W}_{FH} = \frac{\omega \cdot F}{2714,4} \quad (68)$$

El número del término inferior de la división fue extraído de la Guía de Laboratorio. Este número considera el cambio de unidades y el brazo de palanca correspondiente para que el resultado pueda ser expresado en kW.

3.4.4 Compresor

Para iniciar los cálculos correspondientes al compresor, primero es necesario hallar la presión absoluta en el punto 2':

$$P_{2'abs} = P_{2'} + P_b \quad (69)$$

Esta presión debe ser expresada en pascales. Luego, ocurre lo mismo con la temperatura del mismo punto ($T_{2'}$). Esta debe ser expresada en Kelvin:

$$T_{2'}[K] = T_{2'}[^{\circ}C] + 273,15 \quad (70)$$

Luego, con la diferencia de presiones entre la salida y la entrada a la cámara de combustión se halla la presión del punto 3' ($P_{3'}$):

$$P_{3'} = P_{2'} - 9,81 \cdot 13,6 \cdot \Delta h_{cc} \quad (71)$$

El factor "13,6" hace referencia a la densidad del mercurio a temperatura ambiente.

Posteriormente, se halla el coeficiente politrópico del aire. Para ello, se utiliza la siguiente fórmula:

$$n_a = \frac{\ln(P_{2'}/P_1)}{\ln(P_{2'}/P_1) - \ln(T_{2'}/T_1)} \quad (72)$$

Este coeficiente nos servirá para hallar el trabajo politrópico que se genera en el compresor:

$$\dot{W}_{f_{1,2'}} = \int_1^{2'} -\dot{V} \cdot dP = \frac{n_a \cdot \dot{m}_a}{1 - n_a} \cdot R_a (T_{2'} - T_1) \quad (73)$$

Donde $R_a = 0,287 \frac{kJ}{kgK}$, dato extraído de tablas termodinámicas. Luego, se procede a determinar la energía del fluido de trabajo. Esto se logra con las entalpías, y para hallarlas se recurrió a tablas termodinámicas (Cengel & Boles, 2011, p. 934):

$$h_1 = h(T_1)$$

$$h_{2'} = h(T_{2'})$$

Como se observa, las entalpías dependen de la temperatura (ecuación 57). Inmediatamente después, se halla la energía contenida en el flujo másico mediante las ecuaciones (32) y (33):

$$\begin{aligned}\dot{H}_1 &= \dot{m}_a \cdot h_1 \\ \dot{H}_{2'} &= \dot{m}_a \cdot h_{2'}\end{aligned}$$

Y con estos se halla el trabajo del compresor (ecuación 31):

$$\dot{W}_{comp} = \dot{H}_{2'} - \dot{H}_1$$

Luego, con la temperatura superficial medida mediante la cámara termográfica, se halla una temperatura media de la superficie (con ayuda del software propio del equipo) y luego se convierte a Kelvin:

$$T_{media} = T_w \quad (74)$$

Posteriormente se procede a medir en el laboratorio las dimensiones aproximadas de cada componente de la turbina (recordar que la forma del equipo en sí es bastante compleja). Aquí se determinaron los parámetros de longitud (L_{comp}) y diámetro (\emptyset_{comp}) de los componentes. El compresor y demás componentes se asumirán como cilindros que transfieren calor solo por el lado paralelo a la longitud y no por las caras circulares.

Para hallar el coeficiente de convección se utilizan fórmulas de transferencia de calor para convección natural con el aire ambiental (Holman, 1998, p. 244):

$$\alpha_c = 1,32 \cdot \left(\frac{T_w - T_0}{\emptyset} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (75)$$

Y para hallar el coeficiente de radiación se emplea:

$$\alpha_R = \frac{\epsilon \cdot \sigma \cdot (T_w^4 - T_0^4)}{T_w - T_0} \quad (76)$$

Estos coeficientes darán como resultado valores expresados en $W/m^2 \cdot K$, y finalmente, para hallar el calor transferido, se utiliza la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{comp} = \frac{(\alpha_c + \alpha_R) \cdot A \cdot (T_w - T_0)}{1000} \quad (77)$$

Donde A es el área por donde se transfiere calor ($A = \pi \cdot \emptyset \cdot L$) y la expresión se divide entre 1000 para hallar el calor en kW.

Posteriormente, se hallan las pérdidas por fricción, modificando la ecuación (30):

$$|\dot{W}_{w.c}| = \dot{W}_{f_{1.2'}} + \dot{H}_{2'} - \dot{H}_1 + \dot{Q}_{comp} \quad (78)$$

Para terminar, se emplea y reordena la ecuación (29) de transferencia de energía en el compresor para hallar el trabajo que este recibe por medio del eje de la turbina:

$$\dot{W}_{ejeC} = -\dot{W}_{f_{1.2'}} + |\dot{W}_{w.c}|$$

3.4.5 Análisis de los gases de combustión

Para analizar los gases de combustión, primero es necesario hallar su flujo másico. Por conservación de masa, se puede hallar dicha variable mediante la ecuación (27):

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_{comb}$$

Sin embargo, dado que el analizador de gases trabaja en base seca (es decir no calcula la cantidad de vapor de agua), el flujo másico por ahora será el siguiente:

$$\dot{m}_{g-as} = \dot{m}_{as} + \dot{m}_{comb} \quad (79)$$

Utilizando la relación aire-combustible antes calculada, se procede a hallar una constante de gas ideal para los gases de escape. Esta constante se usará para poder determinar el flujo molar de los gases. Para cumplir este objetivo, se recurrió al diagrama correspondiente de la Guía de Laboratorio. Este diagrama, que se puede apreciar en el Anexo V, utiliza la relación aire-combustible para determinar dicha constante. Si bien este diagrama está diseñado para Diesel 2, como se explicó anteriormente, es tan baja la cantidad de bio-diesel que en este caso se hará una excepción y se determinará la constante de gases por este medio. De este modo, se ingresó al diagrama con la siguiente expresión:

$$R_{g.diag} = R(R_{A/c}) \quad (80)$$

Luego, para hallar el flujo molar de los gases de escape, se procedió con la siguiente fórmula:

$$\dot{n}_{g-as} = \frac{\dot{m}_{g-as} \cdot R_{g.diag}}{R_U} \quad (81)$$

Una vez hallado el flujo molar en el punto 4', se procede a analizar los gases que ha medido el analizador de gases, los cuales son oxígeno (O₂), dióxido de carbono (CO₂), monóxido de carbono (CO), óxido de nitrógeno (NO), dióxido de nitrógeno (NO₂) y combustible no combustionado (C_xH_y). Cabe mencionar que el analizador mide los gases en volumen.

A continuación, se analizará solo uno de ellos a modo de ejemplo, ya que con todos los demás el procedimiento es similar. Primero, se determina el porcentaje del gas en cuestión (solo el O_2 y el CO_2 son medidos en porcentaje, el resto en ppm). Para pasar de ppm a porcentaje se utiliza:

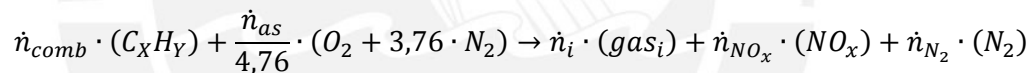
$$\%_m = \frac{ppm_m}{10^4} \quad (82)$$

Donde ppm_m es el valor obtenido en partículas por millón, por el analizador de gases para un gas m . Luego, obtenido el porcentaje del gas, se halla el flujo molar de ese gas en particular. Esto se consigue con la siguiente expresión:

$$\dot{n}_m = \frac{\%_m}{100} \cdot \dot{n}_{g-as} \quad (83)$$

Este proceso ha de repetirse para todos los gases que mide el analizador.

Finalmente, se haya el flujo molar del nitrógeno (N_2). Para ello, se debe tener en cuenta lo siguiente: dado un proceso de combustión, la mezcla de un determinado combustible con aire seco, tendrá al N_2 como gas inerte, y las cantidades de este deben ser iguales en los reactantes y productos, por conservación de masa. Entonces:



Realizando un balance estequiométrico:

$$N: \frac{\dot{n}_{as}}{4,76} \cdot 3,76 \cdot 2 = \dot{n}_{NO_x} + \dot{n}_{N_2} \cdot 2$$

$$N: \dot{n}_{N_2} = \frac{\left(\frac{\dot{n}_{as}}{4,76} \cdot 3,76 \cdot 2 - \dot{n}_{NO_x} \right)}{2}$$

Consecuentemente, se halla el flujo molar de vapor de agua, para lo cual se emplea también el flujo molar de vapor de agua hallado anteriormente (\dot{n}_v). Dado que, por un lado, la humedad del ambiente (vapor de agua) no reacciona durante la combustión y, por el otro, una parte de los productos de la combustión es vapor de agua, producto del hidrógeno presente en el combustible, se concluye que el vapor de agua en los gases de combustión será la suma de aquel que ingreso con el aire del ambiente y de aquel producto de la combustión. Entonces se obtiene:

$$\dot{n}_{H_2O} = \dot{n}_v + \left(\dot{n}_{g-as} - \dot{n}_{O_2} - \dot{n}_{CO_2} - \dot{n}_{CO} - \dot{n}_{NO} - \dot{n}_{C_xH_y} - \dot{n}_{N_2} \right) \quad (84)$$

Finalmente, se halla el flujo molar de gases de combustión (incluyendo el vapor de agua) y las fracciones molares para cada gas:

$$\dot{n}_g = \sum_k \dot{n}_i \quad (85)$$

$$f m_i = \frac{\dot{n}_i}{\dot{n}_g} \quad (86)$$

Donde i representa a cada uno de los gases de combustión.

3.4.6 Cámara de combustión

Para analizar la cámara de combustión, primero se debe obtener la temperatura del punto 3' en Kelvin ($T_{3'}$). Luego, se debe hallar las entalpías molares específicas para cada gas utilizando tablas termodinámicas (Cengel & Boles, 2011, pp. 236-247), mediante:

$$\bar{h}_{3'i} = \bar{h}_i(T_{3'}) \quad (87)$$

Donde i representa a cada uno de los gases de combustión. En caso que no existan tablas que brinden las entalpías molares específicas, estas se pueden hallar mediante el valor del calor específico a presión constante. Para esto, primero se debe hallar el calor específico a presión constante de cada gas ideal:

$$c_{p_i} = \bar{c}_{p_i}(T_{3'}) \quad (88)$$

$$\bar{c}_{p_i} = a + b \cdot (T_{3'}) + c \cdot (T_{3'})^2 + d \cdot (T_{3'})^3 \quad (89)$$

Y para hallar la entalpía molar específica:

$$\bar{h}_{3'i} = \bar{c}_{p_i} \cdot (T_{3'}) \quad (90)$$

Estos procesos se repiten para todos los gases, según corresponda. Como se observa, la entalpía se obtendrá en kJ/kmol. Luego, se halla la entalpía específica total del punto 3'. Esto se logra mediante las entalpías halladas y las fracciones molares:

$$\bar{h}_{3'} = \sum_k \bar{h}_{3'i} \cdot f m_i \quad (91)$$

Finalmente, para hallar el flujo de entalpía en el punto 3', se multiplica la entalpía específica hallada por el flujo molar de gases de combustión:

$$\dot{H}_{3'} = \dot{n}_g \cdot \bar{h}_{3'} \quad (92)$$

Para determinar la diferencia de pérdidas en la cámara de combustión, se reordena la ecuación (34):

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{Q}_{comb} - (\dot{H}_{3'} - \dot{H}_{2'})$$

Consecuentemente, para encontrar el calor transferido al medio ambiente, se repite el mismo proceso que se realizó en el compresor. Esto se obtendrá reutilizando la ecuación (77):

$$\dot{Q}_{CC} = \frac{(\alpha_C + \alpha_R) \cdot A \cdot (T_w - T_0)}{1000}$$

Y para terminar con los cálculos de la cámara de combustión, se hallan las pérdidas por fricción, reordenando la ecuación (35):

$$\dot{Q}_{w.CC} = \dot{Q}_{trCC} - \dot{Q}_{CC}$$

3.4.7 Turbina

Los cálculos a realizar en la turbina se inician hallando la presión absoluta del punto 4':

$$P_{4'} = P_b + 9,81 \cdot \rho_{H_2O} \cdot \Delta h_{turb} \quad (93)$$

Luego, se halla, del mismo modo que para la cámara de combustión, las entalpías molares específicas para este punto, en función de la temperatura 4', con las ecuaciones (87) y (90):

$$\bar{h}_{4'i} = \bar{h}_i(T_{4'})$$

$$\bar{h}_{4'i} = \bar{c}_{p_i} \cdot (T_{4'})$$

Una vez halladas, se utiliza la ecuación (91) para hallar la entalpía específica molar para el punto 4':

$$\bar{h}_{4'} = \sum_k \bar{h}_{4'i} \cdot f m_i$$

Y para hallar el flujo de entalpía en el punto 4', se emplea la ecuación (92):

$$\dot{H}_{4'} = \dot{n}_g \cdot \bar{h}_{4'}$$

Posteriormente, del mismo modo como se procedió con el compresor, se halla el coeficiente politrópico de los gases de escape con la ecuación (72):

$$n_g = \frac{\ln(P_{3'}/P_{4'})}{\ln(P_{3'}/P_{4'}) - \ln(T_{3'}/T_{4'})}$$

Con este valor, y junto con la constante universal para gases ($R_g = 8.3143 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$), se procede a hallar el trabajo politrópico que realiza la turbina:

$$\dot{W}_{f_{3',4'}} = \int_{3'}^{4'} -\dot{V} \cdot dP = \frac{n_g \cdot \dot{n}_g}{1 - n_g} \cdot R_U (T_{4'} - T_{3'}) \quad (94)$$

Si bien esta ecuación es similar a la (73), nótese que opera con el flujo molar. A continuación, se halla el trabajo generado por el cambio de entalpías del fluido de trabajo mediante la ecuación (41):

$$\dot{W}_{turb} = \dot{H}_{4'} - \dot{H}_{3'}$$

Posteriormente, se determina la cantidad de calor transferida al ambiente, del mismo modo que en los componentes anteriores (ecuación 77):

$$\dot{Q}_{turb} = \frac{(\alpha_C + \alpha_R) \cdot A \cdot (T_w - T_0)}{1000}$$

Para hallar el trabajo que se produce en el eje de la turbina, se aplica la ecuación (38), correspondiente al planteo de la PLT a la turbina (balance energético):

$$-\dot{Q}_{turb} = \dot{W}_{ejeT} + \dot{H}_{4'} - \dot{H}_{3'}$$

Reordenándola se obtiene:

$$\dot{W}_{eje.t} = (\dot{H}_{3'} - \dot{H}_{4'}) - \dot{Q}_{turb}$$

Finalmente, se hallan las pérdidas por fricción en la turbina, reordenando y utilizando la ecuación (40):

$$|\dot{W}_{w.t}| = \dot{W}_{f_{3',4'}} + \dot{H}_{4'} - \dot{H}_{3'} + \dot{Q}_{turb}$$

3.4.8 Análisis energético

Para hallar la eficiencia térmica de la turbina a gas, mediante la PLT, se emplea la siguiente expresión:

$$\eta_{PLT\text{ sist}} = \frac{\dot{W}_{FH}}{\dot{Q}_{comb}} \cdot 100 \quad (95)$$

Luego, se procede a realizar el análisis exergético.

3.4.9 Análisis exergético

Para poder empezar con el análisis exergético es primordial hallar cuánta exergía ingresa al sistema. Para ello, se tienen dos flujos que serán los que aporten exergía: el aire que ingresa al compresor a temperatura ambiente (motivo por el cual su exergía es 0, como se vio por teoría en el Capítulo 2) y el combustible.

De las diversas maneras que existen para hallar la exergía específica de un combustible, el autor T. J. Kotas, en su libro *The exergy method of thermal plant analysis*, propone una aproximación muy cercana que permite evitar la elaboración de complejos cálculos químicos. En esta tesis, el combustible que utiliza la turbina es DB5, que es una mezcla variada de diversos hidrocarburos (95% es Diesel 2, el cual está compuesto por varios hidrocarburos). Para este caso, el autor propone la expresión que se muestra a continuación y que es para combustibles líquidos, y una vez resuelta, al multiplicarse por el poder calorífico, permite hallar la exergía específica (1985, p. 268):

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{Y_H}{Y_C} + 0,0432 \frac{Y_O}{Y_C} + 0,2169 \frac{Y_S}{Y_C} \cdot \left(1 - 2,0628 \frac{Y_H}{Y_C}\right) \quad (96)$$

Aquí, los términos Y_i hacen referencia a las fracciones másicas del hidrógeno (H), carbono (C), oxígeno (O) y azufre (S) que se encuentran en el combustible. Para hallar dichas fracciones se recurrió al artículo de Agudelo y Benjumea. Aquí se tomó la consideración de evaluar al DB5 como Diesel 2 en cuanto a sus fracciones másicas se refiere. Esto se debe a que porcentualmente los valores de las mismas no varían significativamente. De este modo, se tiene que el porcentaje de carbono es 87,2 y el de hidrógeno 12,8 (Benjumea, Agudelo, & Agudelo, 2008, p. 2070). El de azufre solo es 0,0225%, motivo por el cual se desprecia en esta ocasión. En conclusión, se obtiene:

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{Y_H}{Y_C} \quad (97)$$

Luego, como se mencionó, este valor se multiplica por el poder calorífico del combustible (hallado en el mismo artículo) y por el flujo másico de combustible, y con ello se determina el flujo de exergía que aporta el combustible, mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{A}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot \varphi \cdot PCI \quad (98)$$

Posteriormente, para hallar el flujo de exergía que aporta el fluido de trabajo (en este caso el aire) en el punto 1, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{A}_{H1} = \dot{m}_a \left[(h_1 - h_0) - T_0 \cdot \left(s_1^\circ - s_0^\circ - R_a \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_0} \right) \right) \right] \quad (99)$$

Esta ecuación (99) se repite para el punto 2':

$$\dot{A}_{H2} = \dot{m}_a \left[(h_2 - h_0) - T_0 \cdot \left(s_2^\circ - s_0^\circ - R_a \cdot \ln \left(\frac{P_2}{P_0} \right) \right) \right]$$

Para los puntos 3' y 4' se utilizan las ecuaciones (100) y (101), que son variaciones de la (99), pero que permiten operar ante la falta de los valores de entropía para algunos de los gases de combustión:

$$\dot{A}_{H3} = \dot{n}_g \left[c_{Pg} \left(T_3 - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_3}{T_0} \right) \right) + R_U T_0 \ln \left(\frac{P_3}{P_0} \right) \right] \quad (100)$$

$$\dot{A}_{H4} = \dot{n}_g \left[c_{Pg} \left(T_4 - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_4}{T_0} \right) \right) + R_U T_0 \ln \left(\frac{P_4}{P_0} \right) \right] \quad (101)$$

A continuación, como se vio en el Capítulo 2, se debe hallar la exergía destruida, la eficiencia exergética del componente y el porcentaje de exergía destruida por el componente. En el caso del compresor, se emplearán las expresiones (43), (44) y (45):

$$\begin{aligned} \dot{A}_{D_{comp}} &= \dot{A}_{H1} + \dot{W}_{ejec} - \dot{A}_{H2'} \\ \eta_{EX_{comp}} &= \frac{\dot{A}_{H2'} - \dot{A}_{H1}}{\dot{W}_{ejec}} \cdot 100 \\ \gamma_{D_{comp}} &= \frac{\dot{A}_{H1} + \dot{W}_{ejec} - \dot{A}_{H2'}}{\dot{A}_{H1} + \dot{A}_{comb}} \cdot 100 \end{aligned}$$

El resto de fórmulas y cálculos se puede apreciar con más detalle en el Anexo VII, donde se encuentran todas las ecuaciones y cálculos realizados para los ensayos realizados en el LABEN.

Para concluir esta sección, se determina la eficiencia exergética del sistema, que toma en cuenta el trabajo realizado sobre el freno hidráulico y el flujo de exergía que se va en los gases de combustión:

$$\eta_{EX_{sist}} = \frac{\dot{A}_{H4} + \dot{W}_{FH}}{\dot{A}_{H1} + \dot{A}_{comb}} \cdot 100 \quad (102)$$

Del mismo modo, se determina la exergía destruida en el trabajo del freno (esta exergía se destruye desde el punto de vista que se consume):

$$\gamma_{D_{WFH}} = \frac{\dot{W}_{FH}}{\dot{A}_{H1} + \dot{A}_{comb}} \cdot 100 \quad (103)$$

Y finalmente se halla la exergía que se destruye en los gases de escape:

$$\gamma_{D_g} = \frac{\dot{A}_{H4}}{\dot{A}_{H1} + \dot{A}_{comb}} \cdot 100 \quad (104)$$

La exergía destruida por transferencia de calor no se ha hallado dado que, acorde a los calores hallados mediante cálculos (con la temperatura superficial), los valores de exergía destruida son muy bajos. La diferencia entre

la sumatoria de todos los porcentajes de exergía destruida hasta acá evaluados y el total de esta (es decir el 100%) es exergía que se destruye por fricción, calor, dentro de la caja reductora de la turbina, y otros.

3.5 Ensayos en el laboratorio

Los ensayos en el LABEN se realizaron en dos días consecutivos. Previo a ello hubo reuniones con el personal del laboratorio para hacer mediciones preliminares y verificar que la turbina funcionase óptimamente. Esto incluye la modificación que se le realizó para poder introducir la sonda del analizador de gases.

Las tablas con los datos recopilados en estos dos días se pueden observar en el Anexo VI.

3.6 Resumen de los cálculos realizados

A continuación, se presentan los resultados de los cálculos hechos de manera resumida.

Tabla 6. Resumen de cálculos del ensayo 1

N°	Parámetro	Abrev.	Unidad	Ensayo 1			
				5 kg-f	7,5 kg-f	10 kg-f	12,5 kg-f
1	Medición del flujo másico del aire						
	Flujo másico del aire	\dot{m}_a	kg/s	0,6080	0,6080	0,5888	0,5888
2	Consumo de combustible						
	Flujo másico de combustible	\dot{m}_{comb}	kg/s	0,00778	0,00797	0,00827	0,00859
	Relación aire/combustible	$R_{A/C}$		78,18	76,27	71,21	68,53
	Calor entregado por el combustible	\dot{Q}_{comb}	kW	323,5	331,6	344,0	357,4
3	Trabajo técnico desarrollado por la turbina sobre el freno hidráulico						
	Potencia al freno	\dot{W}_{FH}	kW	5,64	8,29	10,94	13,70
4	Compresor						
	Trabajo politrópico de compresión	$\dot{W}_{f 1.2'}$	kW	-53,78	-52,54	-50,87	-50,81
	Flujo de entalpía en el punto 1	\dot{H}_1	kW	179,17	179,17	174,40	174,40

N°	Parámetro	Abrev.	Unidad	Ensayo 1			
				5 kg-f	7,5 kg-f	10 kg-f	12,5 kg-f
	Flujo de entalpía en el punto 2'	$\dot{H}_{2'}$	kW	247,01	247,01	238,02	237,42
	Trabajo por diferencia de entalpías en el compresor	\dot{W}_{comp}	kW	67,84	67,84	63,62	63,02
	Pérdidas de calor por transferencia en el compresor	\dot{Q}_{comp}	kW	0,048	0,051	0,051	0,054
	Pérdidas por fricción en el compresor	$ \dot{W}_{w.c} $	kW	14,11	15,35	12,80	12,27
	Trabajo que recibe el compresor por el eje	\dot{W}_{ejeC}	kW	67,89	67,89	63,67	63,08
5	Análisis de los gases de escape						
	Flujo molar de gases de escape	\dot{n}_g	kmol/s	2,178E-02	2,179E-02	2,113E-02	2,114E-02
6	Cámara de combustión						
	Flujo de entalpía en el punto 3'	$\dot{H}_{3'}$	kW	555,97	575,89	571,66	589,70
	Pérdidas de calor por transferencia en la cámara de combustión	\dot{Q}_{trCC}	kW	0,184	0,190	0,194	0,199
	Diferencia de pérdidas	\dot{Q}_{CC}	kW	14,55	2,76	10,34	5,12
	Pérdidas por fricción en la cámara de combustión	$\dot{Q}_{w.CC}$	kW	-14,367	-2,573	-10,143	-4,917
7	Turbina						
	Flujo de entalpía en el punto 4'	$\dot{H}_{4'}$	kW	479,35	491,35	485,78	498,96
	Trabajo politrópico de expansión	$\dot{W}_{f_{3'-4'}}$	kW	121,65	121,47	119,55	121,80
	Trabajo por diferencia de entalpías en la turbina	\dot{W}_{turb}	kW	-76,62	-84,54	-85,88	-90,74
	Pérdidas de calor por transferencia en la turbina	\dot{Q}_{turb}	kW	0,252	0,267	0,278	0,293
	Trabajo que realiza la turbina sobre el eje	\dot{W}_{ejeT}	kW	76,365	84,273	85,600	90,452
	Pérdidas por fricción en la turbina	$ \dot{W}_{w.T} $	kW	45,283	37,194	33,954	31,347
8	Análisis energético						
	Eficiencia del sistema según PLT	$\eta_{PLT_{sist}}$	%	1,74	2,50	3,18	3,83
9	Análisis exergético						
	Exergía del combustible	\dot{A}_{comb}	kW	344,69	353,35	366,50	380,79
	Exergía destruida en el compresor	$\dot{A}_{D_{comp}}$	kW	7,84	8,90	7,05	6,66

N°	Parámetro	Abrev.	Unidad	Ensayo 1			
				5 kg-f	7,5 kg-f	10 kg-f	12,5 kg-f
	Eficiencia exergética del compresor	η_{EXcomp}	%	88,45	86,90	88,93	89,45
	Porcentaje de exergía destruída en el compresor	γ_{Dcomp}	%	2,27	2,52	1,92	1,75
	Exergía destruída en la CC	\dot{A}_{DCC}	kW	202,97	199,65	210,67	215,07
	Eficiencia exergética de la CC	η_{EXCC}	%	49,85	51,58	50,21	50,81
	Porcentaje de exergía destruída en la CC	γ_{DCC}	%	58,89	56,50	57,48	56,48
	Exergía destruída en la turbina	$\dot{A}_{D_{turb}}$	kW	14,87	11,25	9,78	8,29
	Eficiencia exergética de la turbina	η_{EXTurb}	%	83,70	88,23	89,74	91,61
	Porcentaje de exergía destruída en la turbina	$\gamma_{D_{turb}}$	%	4,31	3,18	2,67	2,18
	Eficiencia exergética del sistema	η_{EXsist}	%	33,70	35,51	34,93	36,01
	Porcentaje de exergía destruída en el trabajo del freno hidráulico	$\gamma_{D_{WFH}}$	%	1,64	2,35	2,99	3,60
	Exergía destruída en el trabajo del freno hidráulico	$A_{D_{WFH}}$	kW	5,64	8,29	10,94	13,70
	Porcentaje de exergía destruída en los gases de escape	γ_{D_g}	%	32,07	33,16	31,94	32,41
	Exergía destruída en los gases de escape	A_{D_g}	kW	110,53	117,18	117,07	123,41
	Porcentaje de exergía destruída en fricción, calor y otros	$\gamma_{D_{otros}}$	%	0,82	2,29	3,00	3,59
	Exergía destruída en fricción, calor y otros	$\gamma_{D_{otros}}$	kW	2,84	8,09	10,99	13,67

(Fuente: Elaboración propia)

Tabla 7. Resumen de cálculos del ensayo 2

N°	Parámetro	Abrev.	Unidad	Ensayo 2			
				5 kg-f	7,5 kg-f	10 kg-f	12,5 kg-f
1	Medición del flujo másico del aire						
	Flujo másico del aire	\dot{m}_a	kg/s	0,6070	0,6059	0,5883	0,5878
2	Consumo de combustible						
	Flujo másico de combustible	\dot{m}_{comb}	kg/s	0,00772	0,00797	0,00830	0,00863
	Relación aire/combustible	$R_{A/C}$		78,64	76,03	70,85	68,13
	Calor entregado por el combustible	\dot{Q}_{comb}	kW	321,1	331,6	345,4	358,9

N°	Parámetro	Abrev.	Unidad	Ensayo 2			
				5 kg-f	7,5 kg-f	10 kg-f	12,5 kg-f
3	Trabajo técnico desarrollado por la turbina sobre el freno hidráulico						
	Potencia al freno	\dot{W}_{FH}	kW	5,42	8,18	11,05	13,70
4	Compresor						
	Trabajo politrópico de compresión	$\dot{W}_{f_{1.2'}}$	kW	-53,78	-52,53	-50,87	-50,80
	Flujo de entalpía en el punto 1	\dot{H}_1	kW	179,48	179,79	174,55	174,70
	Flujo de entalpía en el punto 2'	$\dot{H}_{2'}$	kW	246,59	246,18	237,82	237,02
	Trabajo por diferencia de entalpías en el compresor	\dot{W}_{comp}	kW	67,11	66,39	63,27	62,32
	Pérdidas de calor por transferencia en el compresor	\dot{Q}_{comp}	kW	0,048	0,049	0,051	0,053
	Pérdidas por fricción en el compresor	$ \dot{W}_{w.c} $	kW	13,38	13,91	12,45	11,58
	Trabajo que recibe el compresor por el eje	\dot{W}_{ejeC}	kW	67,16	66,44	63,32	62,38
5	Análisis de los gases de escape						
	Flujo molar de gases de escape	\dot{n}_g	kmol/s	2,174E-02	2,172E-02	2,111E-02	2,110E-02
6	Cámara de combustión						
	Flujo de entalpía en el punto 3'	$\dot{H}_{3'}$	kW	554,03	583,96	581,31	600,19
	Pérdidas de calor por transferencia en la cámara de combustión	\dot{Q}_{trCC}	kW	0,183	0,187	0,193	0,198
	Diferencia de pérdidas	\dot{Q}_{CC}	kW	13,65	-6,22	1,94	-4,25
	Pérdidas por fricción en la cámara de combustión	$\dot{Q}_{w.CC}$	kW	-13,467	6,405	-1,751	4,445
7	Turbina						
	Flujo de entalpía en el punto 4'	$\dot{H}_{4'}$	kW	480,70	498,20	497,58	509,51
	Trabajo politrópico de expansión	$\dot{W}_{f_{3'-4'}}$	kW	120,71	121,03	119,80	121,83
	Trabajo por diferencia de entalpías en la turbina	\dot{W}_{turb}	kW	-73,34	-85,76	-83,73	-90,68
	Pérdidas de calor por transferencia en la turbina	\dot{Q}_{turb}	kW	0,250	0,262	0,277	0,290
	Trabajo que realiza la turbina sobre el eje	\dot{W}_{ejeT}	kW	73,085	85,497	83,450	90,386

N°	Parámetro	Abrev.	Unidad	Ensayo 2			
				5 kg-f	7,5 kg-f	10 kg-f	12,5 kg-f
	Pérdidas por fricción en la turbina	$ \dot{W}_{w.T} $	kW	47,624	35,528	36,352	31,439
8	Análisis energético						
	Eficiencia del sistema según PLT	$\eta_{PLTsist}$	%	1,69	2,47	3,20	3,82
9	Análisis exergético						
	Exergía del combustible	\dot{A}_{comb}	kW	342,11	353,27	368,05	382,42
	Exergía destruída en el compresor	\dot{A}_{Dcomp}	kW	7,29	7,80	6,78	6,12
	Eficiencia exergética del compresor	η_{EXcomp}	%	89,15	88,26	89,29	90,19
	Porcentaje de exergía destruída en el compresor	γ_{Dcomp}	%	2,13	2,21	1,84	1,60
	Exergía destruída en la CC	\dot{A}_{DCC}	kW	202,21	198,08	209,16	213,55
	Eficiencia exergética de la CC	η_{EXCC}	%	49,70	51,91	50,74	51,32
	Porcentaje de exergía destruída en la CC	γ_{DCC}	%	59,11	56,07	56,83	55,84
	Exergía destruída en la turbina	$\dot{A}_{D_{turb}}$	kW	15,86	10,26	10,27	7,85
	Eficiencia exergética de la turbina	η_{EXTurb}	%	82,17	89,28	89,04	92,01
	Porcentaje de exergía destruída en la turbina	$\gamma_{D_{turb}}$	%	4,63	2,90	2,79	2,05
	Eficiencia exergética del sistema	η_{EXsist}	%	33,98	35,74	36,07	36,76
	Porcentaje de exergía destruída en el trabajo del freno hidráulico	$\gamma_{D_{WFH}}$	%	1,58	2,32	3,00	3,58
	Exergía destruída en el trabajo del freno hidráulico	$A_{D_{WFH}}$	kW	5,42	8,18	11,05	13,70
	Porcentaje de exergía destruída en los gases de escape	γ_{D_g}	%	32,40	33,42	33,07	33,18
	Exergía destruída en los gases de escape	A_{D_g}	kW	110,83	118,07	121,70	126,88
	Porcentaje de exergía destruída en fricción, calor y otros	$\gamma_{D_{otros}}$	%	0,15	3,08	2,47	3,74
	Exergía destruída en fricción, calor y otros	$\gamma_{D_{otros}}$	kW	0,51	10,88	9,08	14,31

(Fuente: Elaboración propia)

Para poder apreciar los cálculos completos, revisar el Anexo VII.

3.7 Modelo de ambiente de referencia utilizado

En el apartado 2.1.3.5, se planteó la importancia de establecer un modelo de ambiente de referencia a partir de modelos comúnmente utilizados.

En tal sentido, y para objeto de esta tesis, se muestra a continuación, en la Tabla 8, el modelo de ambiente de referencia empleado para todos los cálculos que se llevan a cabo.

Tabla 8. Modelo de ambiente de referencia utilizado

Componente		Valor
Aire seco	O ₂	21%
	N ₂	79%
Vapor de agua en el aire		En función de T ₀ y HR
T _{ref}		T ₀ (K)
P _{ref}		P ₀ (kPa)

(Fuente: Elaboración propia)



Capítulo 4. Evaluación de la metodología propuesta

En la primera parte de este capítulo, se plasma en gráficas los resultados obtenidos en el capítulo anterior a fin de analizarlos y poder visualizar las tendencias que estos presentan.

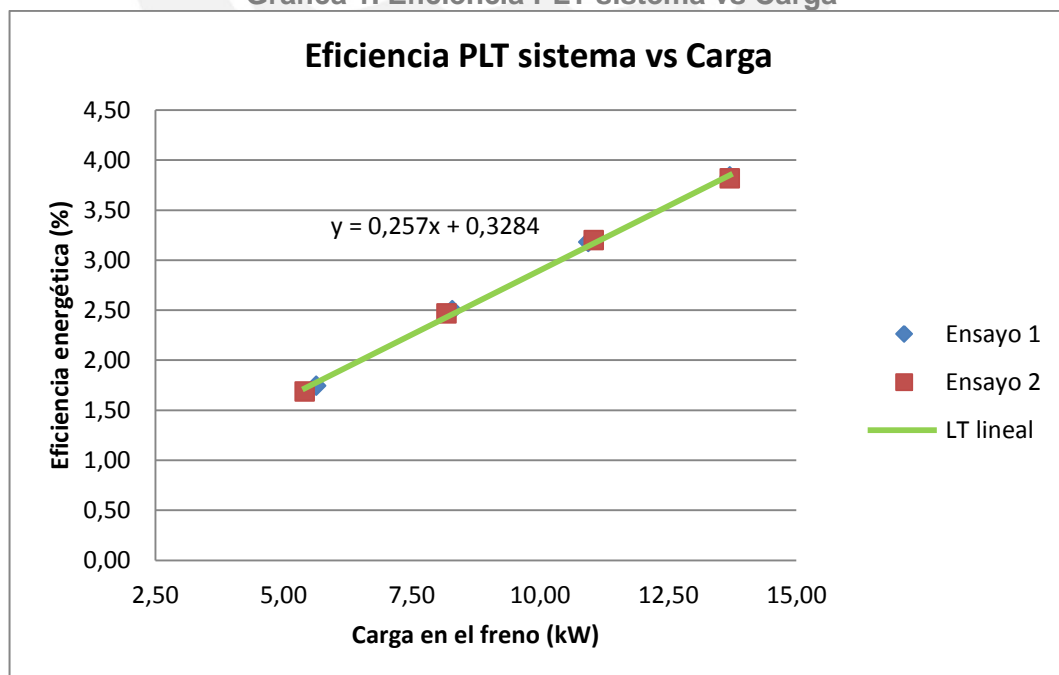
Posteriormente, se procede a validar la metodología presentada para determinar si esta permite dar resultados confiables y así, por ende, concluir si esta es útil para ser aplicada en otras turbinas a gas.

4.1 Gráficas de los resultados obtenidos

Para visualizar mejor los resultados que se obtuvieron en el laboratorio, se muestra, a continuación, las siguientes gráficas. Estas han sido realizadas para ambos ensayos. Todas son de elaboración propia.

Primero se presenta la gráfica de eficiencia térmica del sistema. Esta solo involucra el trabajo neto realizado (freno hidráulico) y el calor suministrado (por el combustible):

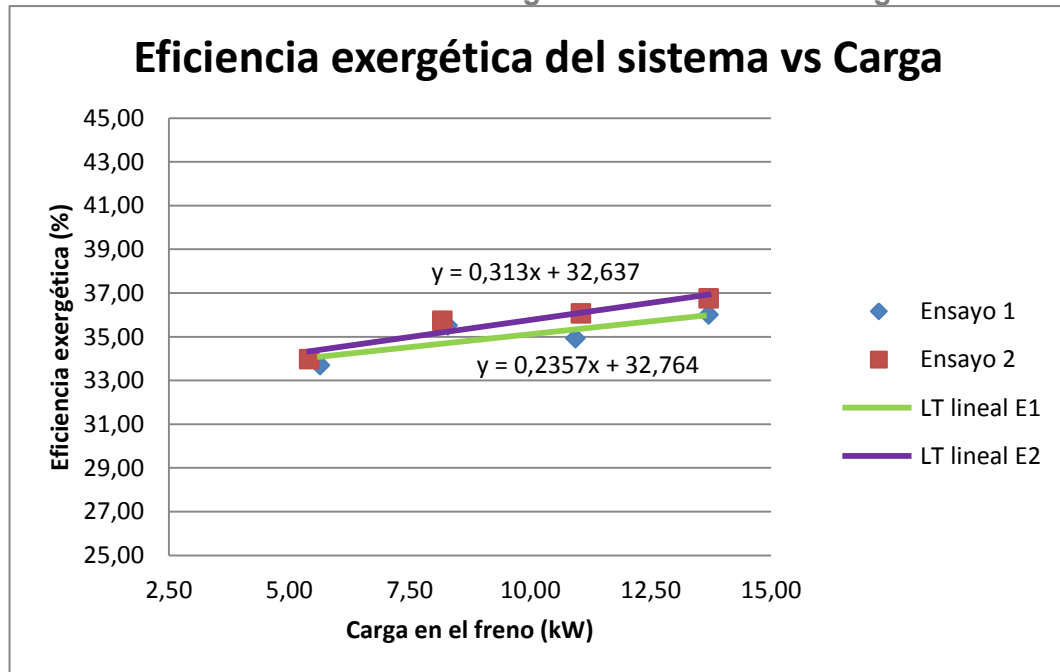
Gráfica 1. Eficiencia PLT sistema vs Carga



(Fuente: Elaboración propia)

A continuación, se presentan las gráficas de eficiencia exergética. Primero, la del sistema:

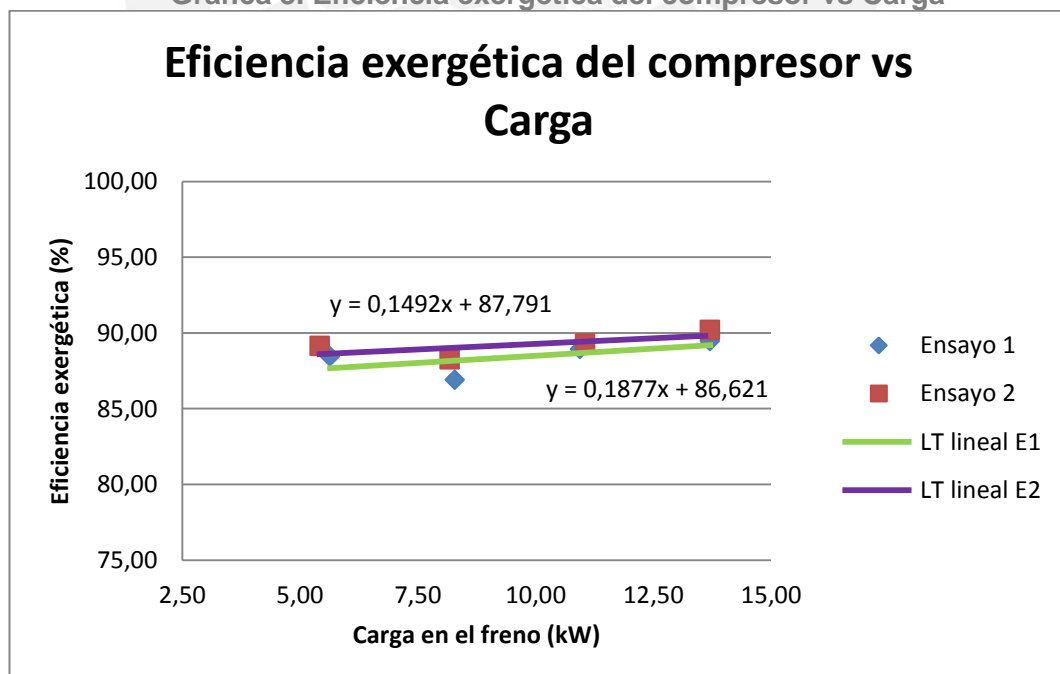
Gráfica 2. Eficiencia exergética del sistema vs Carga



(Fuente: Elaboración propia)

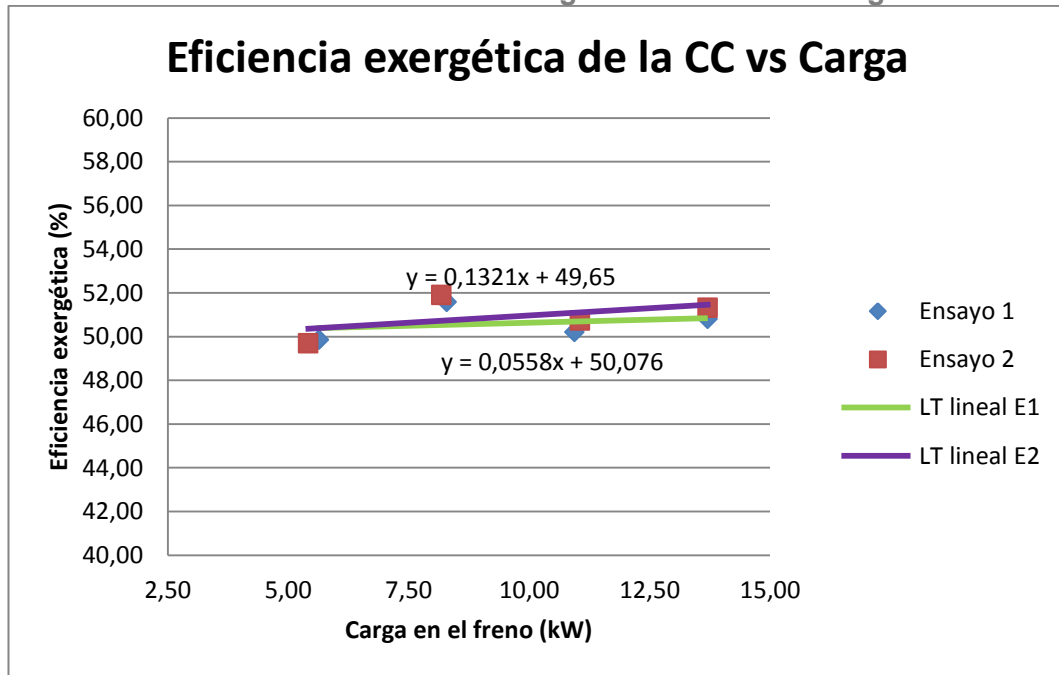
Y posteriormente, la del compresor, la cámara de combustión y la turbina:

Gráfica 3. Eficiencia exergética del compresor vs Carga



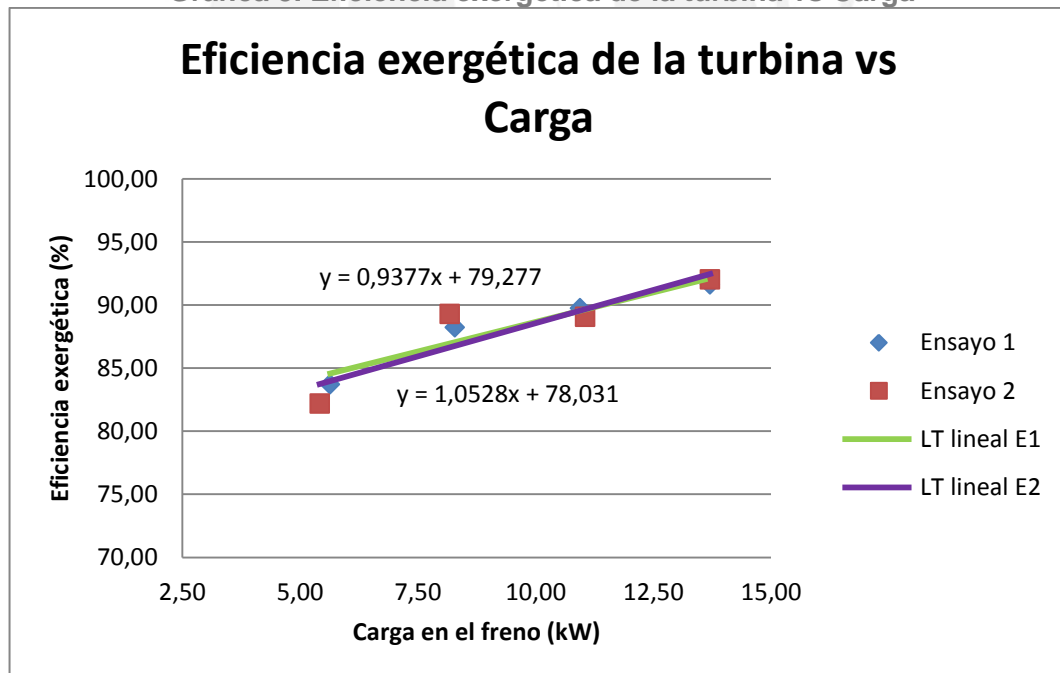
(Fuente: Elaboración propia)

Gráfica 4. Eficiencia exergetica de la CC vs Carga



(Fuente: Elaboración propia)

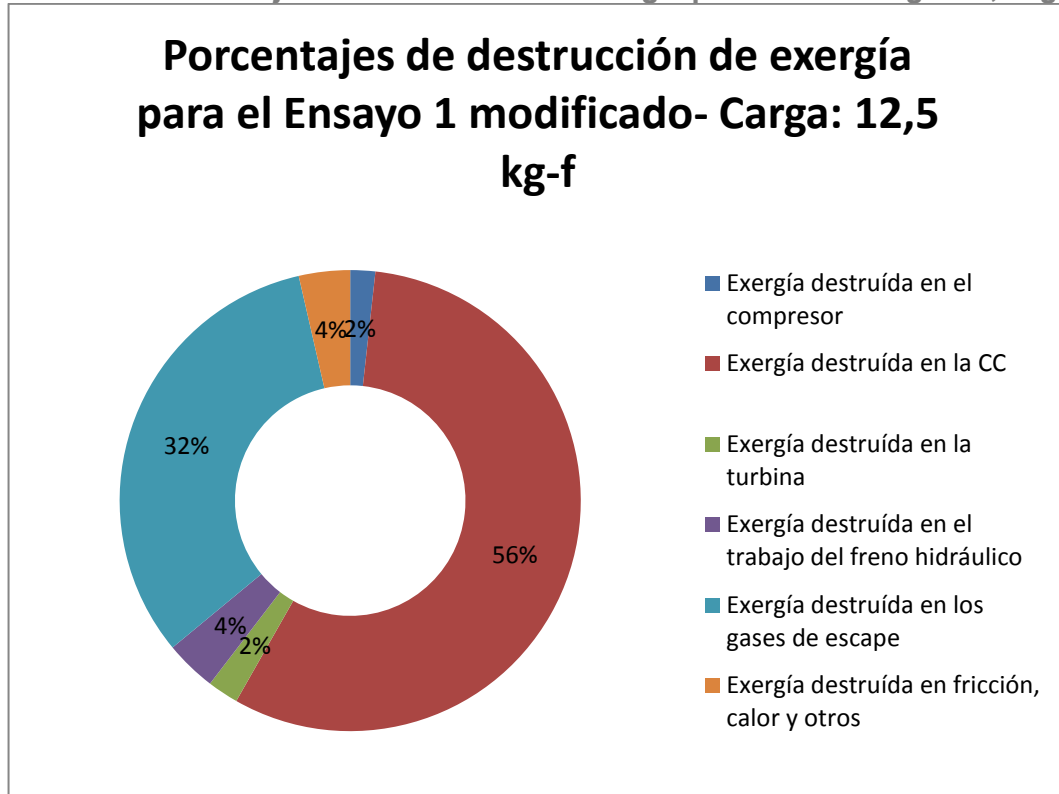
Gráfica 5. Eficiencia exergetica de la turbina vs Carga



(Fuente: Elaboración propia)

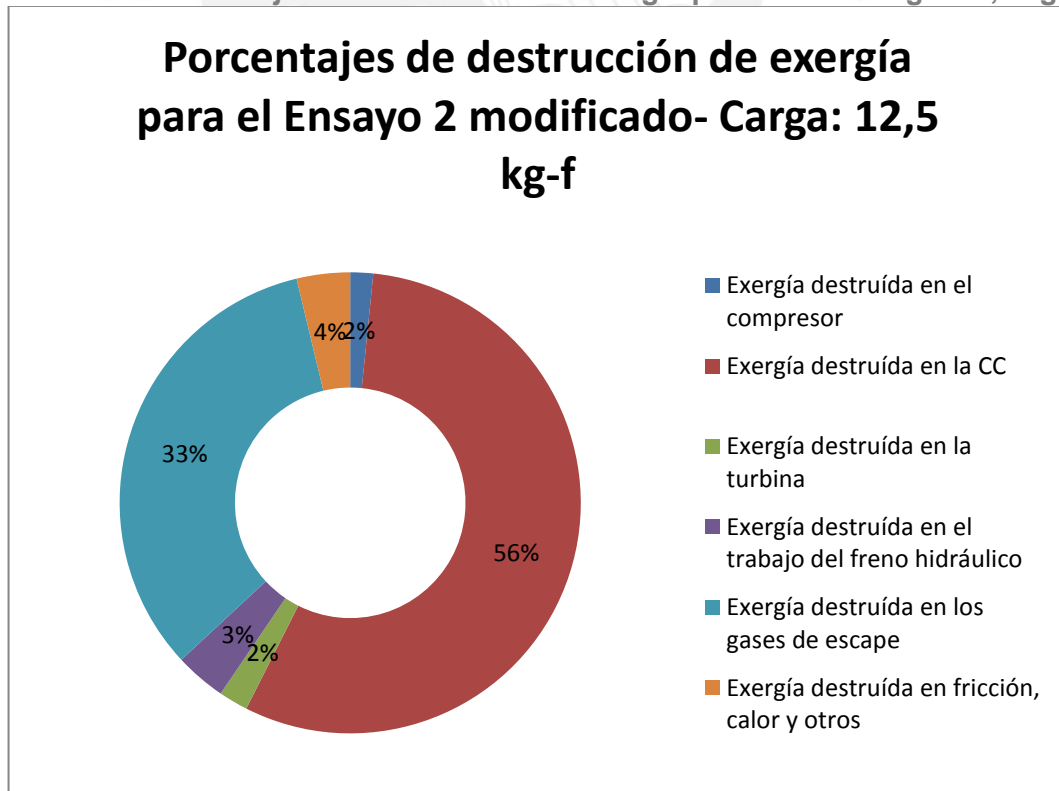
Para terminar con las gráficas realizadas con los valores hallados, se muestra una gráfica tipo *pie* para evaluar, porcentualmente, la exergía destruida por componente. Se realizó una gráfica para cada ensayo pero solo para las cargas de 12,5 kg-f. Esto se debe a que en estas cargas se encuentra la mayor eficiencia exergetica del sistema:

Gráfica 6. Porcentajes de destrucción de exergía para el E1 - Carga: 12,5 kg-f



(Fuente: Elaboración propia)

Gráfica 7. Porcentajes de destrucción de exergía para el E2 - Carga: 12,5 kg-f



(Fuente: Elaboración propia)

4.2 Análisis de las gráficas

4.2.1 Gráfica de eficiencia energética

La gráfica de la eficiencia térmica del ciclo, Gráfica 1, ofrece información bastante contundente dado que no se fundamenta en varias mediciones y cálculos, sino que emplea al calor entregado, producto del flujo másico del combustible y el PCI del mismo, y a la carga en el freno hidráulico, que es medida por un dinamómetro.

A lo largo de ambos ensayos, se aprecia que conforme aumenta la carga, aumenta la eficiencia energética de la turbina a gas como sistema. Esto es una clara muestra más de que las turbinas a gas no tienen buena prestación para cargas parciales, pero sí cuando la carga se acerca, o es, la carga nominal de trabajo (Song, Sohn, Kim, Kim, & Ro, 2002, págs. 109-110).

Si bien la eficiencia es bastante baja, esto se debe a que el trabajo neto de la turbina es aquel que recibe el freno hidráulico y, comparado con la cantidad de calor que suministra el combustible, llega a ser excesivamente baja: no supera el 4%.

4.2.2 Gráficas de eficiencia exergetica

Las gráficas de eficiencia exergetica permiten, a diferencia de aquella basada en la PLT, realizar una comparación entre cada uno de los componentes de la turbina a fin de determinar dónde se encuentra la mayor pérdida (destrucción) de exergetica. Asimismo, la eficiencia exergetica del sistema y el porcentaje de eficiencia destruida por los gases de escape son valores que saltan a la vista dadas sus elevadas magnitudes.

Las pérdidas, como destrucción de exergetica, más elevadas, son las de la cámara de combustión, con el 56% de la exergetica destruida, y las de los gases de escape, con alrededor del 32%. Estos datos son sumamente importantes. Primero, si bien es cierto que normalmente en las turbinas a gas la destrucción de la exergetica se concentra en la cámara de combustión (Song, Sohn, Kim, Kim, & Ro, 2002, p. 111), es importante rescatar aquí que esto se debe a que una gran parte de la exergetica que provee el combustible se destruye como producto

de una combustión incompleta y que el exceso de aire reduce la temperatura de los gases de combustión, lo cual, consecuentemente, aumenta la exergía destruida. En cuanto a los gases de escape, en comparación con ciclos más complejos que incluyen regeneración, recalentamiento o cogeneración, el ciclo Brayton simple y abierto de la turbina termina con la liberación de todos estos gases a la atmósfera, y esto implica la pérdida definitiva de los mismos. Puntualmente, para una carga de 12,5 kg-f, la destrucción de exergía en los gases de escape representa casi el 32% de la exergía destruida, lo cual representa, en esta turbina, diez veces de lo que se produce en trabajo al freno (3~4%).

4.3 Validación de la metodología propuesta

El apartado 4.2 sirvió para revisar los resultados obtenidos y explicar el por qué estos son lo que son. Esto es de vital importancia, ya que dichos resultados se fundamentan en lo trabajado en esta tesis y tiene validez en sí mismos, dado que están basados en la teoría presentada, múltiples y rigurosos cálculos, y ensayos prácticos con una turbina real.

Sin embargo, en este apartado, y en adición a lo visto en el anterior, se procede a dar un paso más en la validación de esta metodología, mediante el establecimiento de puntos de comparación entre los resultados obtenidos con esta metodología y otros casos de análisis exergéticos realizados a turbinas alrededor del mundo. Aquí se muestran los resultados de algunos de ellos, hallados en diferentes artículos de exergía.

En este primer caso, los autores Diango, Perilhon, Descombes & Danho, en su artículo *Application of exergy balances for the optimization of non-adiabatic small turbomachines operation* (Aplicación de balances exergéticos para la optimización de operaciones no-adiabáticas de turbomáquinas pequeñas), muestran, mediante una gráfica, en la Ilustración 28, cómo se distribuye la destrucción de exergía en una turbina a gas no adiabática (2011, p. 2931):

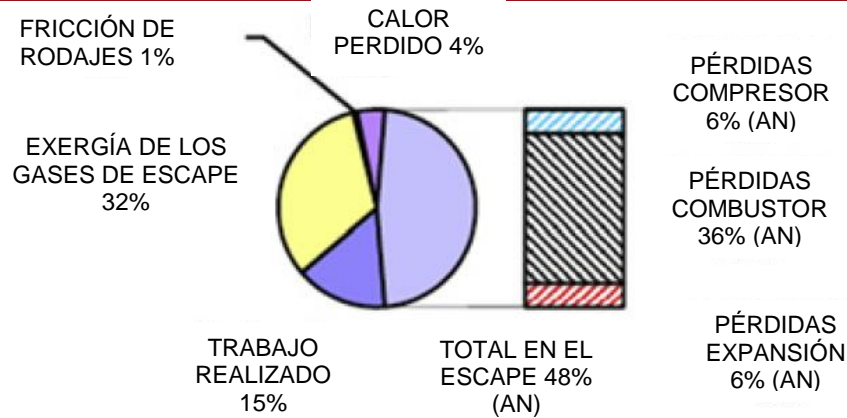


Ilustración 28. Balance exergético para una turbina a gas no adiabática

(Fuente: Application of exergy balances for the optimization of non-adiabatic small turbomachines operation, Diango, Perilhon, Descombes & Danho, 2011, p. 2931)

Como se aprecia, la pérdida de exergía por gases de escape representa más del 30% de pérdidas en exergía en el sistema. Del mismo modo, las pérdidas en el compresor, la cámara de combustión y la turbina ascienden a un 48% del total. Profundizando aún más, la cámara de combustión es aquella que se lleva gran parte de esta exergía destruida, lo cual coincide con los resultados de este documento, guardando la comparación debida. La diferencia porcentual depende de varios factores, entre los cuales están la relación aire-combustible, el combustible utilizado, la eficiencia de la combustión, etc.

Por otro lado, los autores Song, Sohn, Kim, Kim & Ro, en su artículo *Exergy-based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions* (Análisis de desempeño exergético de una turbina de trabajo pesado operando en condiciones de cargas parciales), presentan una gráfica que permite, del mismo modo que la anterior, visualizar la exergía destruida en los diversos componentes de una turbina a gas, en este caso una General Electric de 150 MW (2002, p. 111). Esta gráfica corresponde a la Ilustración 29.

En ella, nuevamente, se puede apreciar que los porcentajes de destrucción de exergía de los tres componentes analizados se acercan al 50% y lo superan abiertamente con cargas parciales bajas.

En el caso de la experimentación en la turbina del laboratorio, la carga máxima aplicada fue de 13,70 kW, siendo la carga máxima nominal de la turbina 60 bhp (*brake horse power*, por sus siglas en inglés; caballos de fuerza al freno), y trazando una equivalencia, esto equivale a una carga parcial de alrededor del 30%.

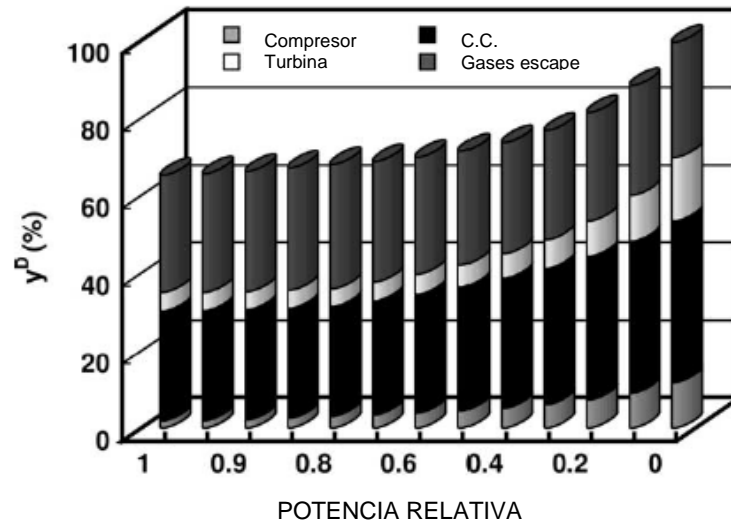


Ilustración 29. Porcentajes de destrucción de exergía en una turbina a gas GE 7F para varias condiciones de carga

(Fuente: Exergy-based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions, Song, Sohn, Kim, Kim & Ro, 2002, p. 111)

Asimismo, el artículo de Mousafarash & Mohammad, *Exergy and exergo-economic based analysis of a gas turbine power generation system* (Análisis exergético y exergo-económico de un sistema de turbina a gas para generación de potencia) presenta una gráfica en la que compara las eficiencias exergéticas de los tres principales componentes de la turbina a gas (2013, p. 50), la cual se puede apreciar en la Ilustración 30:

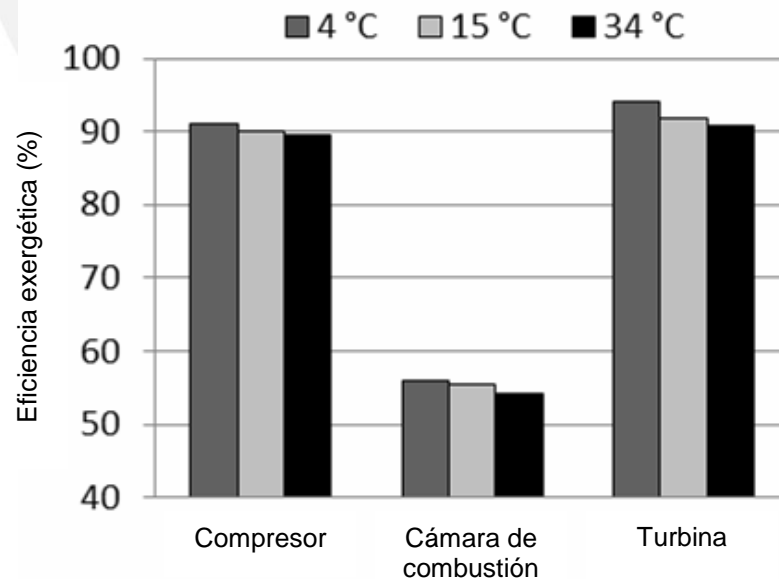


Ilustración 30. Eficiencias exergéticas de componentes de una planta de potencia vs varias temperaturas ambientales

(Fuente: Exergy and exergo-economic based analysis of a gas turbine power generation system, Mousafarash & Mohammad, ,2013, p. 50)

Al comparar la gráfica mencionada con los resultados obtenidos en el presente documento, se aprecia una clara semejanza en las eficiencias exergeticas. Si bien la turbina de dicha gráfica tiene una potencia de 116 MW (Mousafarash & Mohammad, 2013, p. 46) y las pruebas fueron realizadas con una carga de 85 MW (Mousafarash & Mohammad, 2013, p. 49), es decir, al 73% de su carga nominal, es posible, mediante las líneas de tendencia de las curvas de eficiencias exergeticas obtenidas producto de la experimentación, determinar que se encuentran bastante cercanas a las de estos autores. De acuerdo a la Ilustración 30, para una temperatura de 15 °C, estos autores obtienen eficiencias de 90%, 55% y 92% aproximadamente para el compresor, la cámara de combustión y la turbina, respectivamente. Del mismo modo, para una carga al 30% de la nominal, los resultados acá obtenidos muestran eficiencias exergeticas de 90%, 51% y 92%, con tendencia a elevarse lentamente conforme aumenta la carga.

Para finalizar este último capítulo, se puede afirmar que los resultados obtenidos en esta tesis, como producto de una base teórica fundamentada, cálculos rigurosos y experimentación, son consistentes.

Adicionalmente, contrastando estos resultados con aquellos de análisis exergeticos de otros autores y guardando las diferencias entre la turbina del LABEN y las turbinas de estos estudios, de muchísima mayor potencia y complejidad, se puede determinar que los resultados de este trabajo mantienen su consistencia y guardan gran semejanza con estos otros.

Se concluye, por ende, que la metodología aquí presentada es útil para ser empleada nuevamente en futuros casos.

Conclusiones

1. Se ha planteado una metodología que sirve para realizar el análisis exergético a una turbina a gas en ciclo Joule-Brayton simple, abierto y real, la cual ha sido validada con datos experimentales. De este modo, esta metodología puede ser utilizada en la aplicación de otras turbinas de características similares y en equipos más complejos, guardando las consideraciones del caso.
2. Si bien el análisis energético es la metodología más usada a nivel global para la evaluación de equipos generadores de potencia, el uso del análisis exergético también se ha instaurado actualmente como un análisis de rigor, dado que permite tener una visión más clara y objetiva de la cantidad de energía que podría seguir siendo aprovechada para seguir aumentando la eficiencia de los sistemas. Esto es algo que se puede apreciar al aplicar la metodología a la turbina Rover del Laboratorio de Energía de la PUCP (eficiencia energética alrededor del 4% para la máxima carga aplicada y la exergética alrededor del 37% para la misma carga).
3. El análisis exergético también permite identificar, en un sistema simple o complejo, cuáles componentes son aquellos en los cuales existe la mayor destrucción de exergía, a fin de que se pueda reevaluar el diseño de los mismos para volverlos más eficientes. Esto también se refleja en los resultados obtenidos para la turbina tomada como caso de estudio: la mayor destrucción de exergía (56% de la exergía total destruida, con 12,5 kg-f de carga), así como la peor eficiencia exergética (alrededor del 50%), ocurre en la cámara de combustión. Esto se debe a que una gran parte de la exergía que provee el combustible se destruye como producto de una combustión incompleta, y también al exceso de aire, el cual reduce la temperatura de los gases de combustión.
4. La aplicación de la metodología al caso de estudio (turbina del Laboratorio de Energía), así como los resultados vistos de otros estudios de turbinas de mayor potencia, permite determinar que la destrucción de exergía de los gases de escape alcanza porcentajes muy altos. En el caso de aplicación se destruye más del 30% de la exergía al liberar dichos gases al ambiente, lo cual significa que esta exergía está siendo desperdiciada irreversiblemente. Esto tiene mucha importancia en aquellos casos en los que los gases de escape no son reutilizados para transferir calor a otro proceso que así lo requiera.

Recomendaciones

1. Para la medición de gases de escape se recomienda seguir el protocolo de ASME (Performance Test Code 19.10: Flue and Exhaust Gas Analyses, Part 10) (Boyce, 2012, p. 187) que corresponde a los mismos. Este protocolo no se siguió rigurosamente para la realización de esta tesis debido a limitaciones de las instalaciones del Laboratorio.
2. Para refinar aún más los cálculos realizados, se recomienda el uso de propiedades del combustible DB5 para hallar la exergía química del mismo. Si bien aquí se utilizó una fórmula para hallar dicha exergía, esta se evaluó en función al Diesel 2 y no al DB5.



Bibliografía

1. Ahmadi, P., & Dincer, I. (2011). Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant. *Applied Thermal Engineering*, 2529-2540.
2. Baheta, A. T., & Gilani, S. I.-U.-H. (2011). Exergy Based Performance Analysis of a Gas Turbine at Part Load Conditions. *Journal of Applied Sciences*, 1994-1999.
3. Benjumea, P., Agudelo, J., & Agudelo, A. (2008). Basic properties of palm oil bio-diesel blends. *Fuel*, 2069-2075.
4. Bilgen, E. (2000). Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration systems. *Energy*, 1215-1229.
5. Boyce, M. P. (2012). *Gas Turbine Engineering Handbook*. Oxford: Elsevier.
6. Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Thermodynamics : an engineering approach*. New York: McGraw-Hill.
7. Diango, A., Perilhon, C., Descombes, G., & Danho, E. (2011). Application of exergy balances for the optimization of non-adiabatic small turbomachines operation. *Energy*, 2924-2936.
8. Dincer, I., & Cengel, Y. A. (2001). Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering. *entropy*, 116-149.
9. Giampaolo, T. (2006). *Gas Turbine Handbook: Principles and Practices*. Lilburn: The Fairmont Press.
10. Harman, R. T. (1981). *Gas Turbine Engineering*. Salisbury - Wiltshire: The MacMillan Press LTD.
11. Holman, J. (1998). *Transferencia de calor*. Madrid: McGraw-Hill/Interamericana de España, S.A.U.
12. Kaushik, S., Siva Reddy, V., & Tyagi, S. (2011). Energy and exergy analyses of thermal power plants: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15, 1857-1872.
13. Kotas, T. J. (1985). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Essex: Anchor Brendon Ltd.
14. Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2004). *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. Barcelona: Editorial Reverté.
15. Mousafarash, A., & Mohammad, A. (2013). Exergy and exergo-economic based analysis of a gas turbine power generation system. *Journal of Power Technologies*, 44-51.

16. Real Academia Española. (2012, Abril 03). *Real Academia Española*. Retrieved Marzo 03, 2012, from www.rae.es
17. Soares, C. (2007). *Gas turbines: a handbook of air, land, and sea applications*. Butterworth-Heinemann.
18. Som, S., & Datta, A. (2008). Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes. *Progress in Energy and Combustion Science*, 351-376.
19. Song, T., Sohn, J., Kim, J., Kim, T., & Ro, S. (2002). Exergy-based performance analysis of the heavy duty gas turbine in part-load operating conditions. *Exergy, an International Journal* 2, 105-112.
20. Sreeramulu, M., Gupta, A., & Srinivas, T. (2011). Exergy Analysis of Gas Turbine - Fuel cell based combined Cycle Power Plant. *International Journal of Engineering, Science and Technology (IJEST)*, 5227-5236.

