



# Universidad Nacional Autónoma de México

Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería  
Mecánica

Análisis termodinámico para un ciclo Brayton regenerativo con  
interenfriamiento empleando un nanofluido para generar la mínima  
entropía

## T E S I S

que para optar por el grado de

Maestro en Ingeniería

PRESENTA:

Arnold Francisco Bastidas Melo

Tutor Principal:

Dr. Federico Méndez Lavielle  
Facultad de Ingeniería, UNAM.

Ciudad Universitaria, CDMX., Junio 2023



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



**JURADO ASIGNADO:**

Presidente: Dr. Eduardo Medina Hernández  
Secretario: Dr. Jorge Luis Naude De La Llave  
1 er. Vocal: Dr. Federico Méndez Lavielle  
2 do. Vocal: Dr. Ian Guillermo Monsivais Montoliu  
3 er. Vocal: Dr. Edgar Ali Ramos Gómez

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: Ciudad de México

**TUTOR DE TESIS:**

Dr. Federico Méndez Lavielle



-----  
**FIRMA**

(Segunda hoja)



# Agradecimientos

Quiero agradecer a mi tutor, el Dr. Federico Méndez Lavielle. Quien me apoyó y guió durante todas las etapas de la maestría y fue fundamental para el desarrollo de esta tesis.

A la Universidad Nacional Autónoma de México y al posgrado en ingeniería mecánica por permitirme realizar la maestría en esta institución. A los docentes, investigadores y compañeros de clase con los que tuve la suerte de coincidir. Ahora me siento orgulloso de ser miembro de la UNAM, de ser un Puma.

A la facultad de ingeniería UNAM, al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT); quienes me brindaron las herramientas operativas y económicas para desarrollar con éxito esta tesis.

A mis amigos con los que en estos dos años pasé buenos momentos, pero además siempre estuvieron en los momentos más complicados.



# Dedicatoria

El esfuerzo realizado dentro de este trabajo de investigación va dedicado a mi familia Bastidas Melo. A mis padres, Isabel y Jarol, su ejemplo y valores son la base de mis logros. Para mi mamá que lo es todo en mi mundo, hermanos, Harold y José, que siempre me han apoyado. Han sido los mejores hermanos de este planeta. Y a mi segunda familia Velásquez Zapata, Hernando, Alba Lucy, Oscar y Daniela, que mantienen viva en mí la alegría de poder triunfar, de seguir adelante y nunca desfallecer.

“Mira de cerca al presente  
que estás construyendo,  
porque debe parecerse  
al futuro con el que sueñas”.

Alice Walker.



# Resumen

Los ciclos de generación de energía han sido muy importantes al transcurrir el tiempo y por tal motivo han sido estudiados durante muchas décadas, sin embargo, poca atención ha sido puesta al estudio con minimización de generación de entropía. Actualmente la generación de entropía además de significar un inconveniente ambiental se ha transformado en un costo productivo irrecuperable debido al valor económico implicado en la energía no aprovechada; así se hace evidente la necesidad de desarrollar criterios científicos para definir funciones objetivas y realizar la optimización de estas funciones, en este estudio se desarrollo un análisis termodinámico en un ciclo Brayton regenerativo con interenfriamiento empleando un nanofluido para obtener la mínima generación de entropía, para esto se realizó un modelo matemático con relaciones relevantes para la potencia neta, calor adicionado, producción de entropía, se consideran la primera y segunda ley de la termodinámica que bien combinadas se reducen al Teorema de Gouy-Stodola, donde mediante éste, se puede determinar la metodología para producir la mínima pérdida de trabajo disponible dentro del ciclo; donde en el proceso de interenfriamiento se utilizará una técnica moderna la cuál mediante el empleo de una familia de nanofluidos, sea posible disminuir las irreversibilidades presentes en el ciclo y de esta manera, proyectar las ventajas comparativas que tiene el empleo de nanopartículas para el desempeño del sistema. Se examina analíticamente los efectos de la adición de nanopartículas en la generación de entropía de los nanofluidos en base agua  $Al_2O_3$ ,  $CuO$ ,  $ZnO$  en concentraciones de 1 a 5%. Los resultados indican que al utilizar nanofluidos dentro de los ciclos de generación de energía como es el caso del ciclo Brayton la mínima generación de entropía disminuye teniendo en cuenta algunos parámetros como son la relación de temperatura que esta en el interenfriador, la relación de las capacitancias térmicas entre el fluido de trabajo y el nanofluido y la eficacia del regenerador. Además, se obtuvieron condiciones óptimas basadas en el sentido de la mínima generación de entropía con nanofluidos, donde se evidencia que la disminución de la mínima generación de entropía, puede llevar a disminuir las irreversibilidades globales en el ciclo aplicando el Teorema de Gouy-Stodola.

# Índice general

<b>Agradecimientos</b>	<b>v</b>
<b>Dedicatoria</b>	<b>vii</b>
<b>Resumen</b>	<b>ix</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Ciclo Brayton . . . . .	2
1.1.1. Ciclo Brayton regenerativo con interenfriamiento . . . . .	2
1.1.2. Transferencia de calor con el empleo de nanofluidos . . . . .	6
1.1.3. Ciclos Brayton con mínima generación de entropía . . . . .	7
1.1.4. Irreversibilidades en el ciclo Brayton . . . . .	9
1.2. Antecedentes de estudios con nanofluidos en intercambiadores . . .	10
1.2.1. Desarrollo histórico . . . . .	10
1.3. Intercambiadores de calor . . . . .	12
1.3.1. Intercambiador de calor flujo paralelo . . . . .	12
1.3.2. Intercambiador de calor contraflujo . . . . .	13
1.3.3. Intercambiador de calor flujo cruzado . . . . .	15
<b>2. Modelo Matemático para el ciclo</b>	<b>16</b>
2.1. Planteamiento del problema . . . . .	16
2.2. Modelo Termodinámico . . . . .	16
2.3. Ecuaciones de Gobierno . . . . .	18
<b>3. Solución analítica</b>	<b>19</b>
3.1. Metodología para utilizar ecuaciones del ciclo Brayton . . . . .	19
3.2. Ecuaciones ciclos de Gas . . . . .	20
3.3. Mínima generación de entropía en el ciclo Brayton . . . . .	28
3.4. Propiedades termofísicas del nanofluido . . . . .	33
3.5. Características básicas para el diseño de un ciclo Brayton con mínima generación de entropía . . . . .	34

# ÍNDICE GENERAL

---

<b>4. Análisis de resultados</b>	<b>35</b>
4.1. Análisis y comparación de la importancia del nanofluido . . . . .	35
4.2. Cambio de relación de temperatura . . . . .	46
4.3. Cambio de método en relación al calor específico del nanofluido. .	54
4.4. Cambio de nanofluido en el ciclo Brayton con regeneración e inter- enfriamiento . . . . .	56
4.5. Metodologías numéricas empleadas . . . . .	60
<b>5. Conclusiones y perspectivas</b>	<b>61</b>
5.1. Conclusiones . . . . .	61
5.2. Líneas de trabajo abiertas . . . . .	64
<b>A. Minimización del trabajo del compresor</b>	<b>65</b>
A.1. Ecuación del trabajo . . . . .	65
A.2. Compresión de etapas múltiples con interenfriamiento . . . . .	66

# Índice de figuras

1.1.	Diseño de planta ciclo Brayton con regenerador e interenfriamiento.	4
1.2.	Diagrama de temperatura en función de entropía en un ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento. . . . .	5
1.3.	Nanopartículas [80]. . . . .	6
1.4.	Intercambiador de calor flujo paralelo. . . . .	13
1.5.	Distribución de temperaturas flujo paralelo. . . . .	13
1.6.	Intercambiador de calor a contraflujo. . . . .	14
1.7.	Distribución de temperatura a contraflujo. . . . .	14
1.8.	Intercambiador de calor flujo cruzado [82]. . . . .	15
1.9.	Distribución de temperatura flujo cruzado [82]. . . . .	15
3.1.	Diseño de planta para un ciclo Brayton regenerativo con interenfriamiento. . . . .	20
3.2.	Diagrama de temperatura en función de la entropía para un ciclo Brayton regenerativo con interenfriamiento. . . . .	20
4.1.	Generación mínima de entropía en el ciclo presentado por Haseli y generación mínima de entropía en ciclo con nanofluido. . . . .	36
4.2.	Relación de presión óptima en el ciclo de Haseli y en el ciclo con nanofluido. . . . .	37
4.3.	Trabajo adimensional del compresor 1 en función de eficacia del regenerador con un NTU=1. . . . .	38
4.4.	Mínima generación de entropía en función de la concentración de la nanopartícula, con eficacia del regenerador variable y NTU=1. . . . .	39
4.5.	Mínima generación de entropía en función de la concentración de la nanopartícula, con NTU variable y $E_r = 0,7$ . . . . .	40
4.6.	Mínima generación de entropía en función del NTU y $E_r = 0,7$ . . . . .	41
4.7.	Mínima generación de entropía en función del gasto másico del nanofluido para un NTU=1, con una concentración de 1, 3 y 5% de $Al_2O_3$ y $E_r = 0,7$ . . . . .	42
4.8.	Mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador con relaciones de temperatura del interenfriador $r_{t2}$ variables, concentración del 5% de $Al_2O_3$ y NTU=1. . . . .	43

4.9. Relación de presión óptima en función de la eficacia del regenerador, con una concentración de 5 % de $Al_2O_3$ y $NTU=1$ . . . . .	44
4.10. Mínima generación de entropía en función del parámetro adimensional $c_r$ con concentración del 5 % de $Al_2O_3$ y $NTU=1$ . . . . .	45
4.11. Mínima generación de entropía en función del parámetro adimensional $c_r$ con eficacia del regenerador de 0.7, concentración del 5 % de $Al_2O_3$ y $NTU=1$ . . . . .	46
4.12. Generación mínima de entropía en el ciclo de Haseli y generación mínima de entropía en un ciclo con nanofluido $\pi = 0,25$ . . . . .	47
4.13. Relación de presión óptima en el ciclo de Haseli y en el ciclo con un nanofluido utilizando una relación de temperatura $\pi = 0,25$ . . . . .	48
4.14. Mínima generación de entropía en función de eficacias del regenerador con parámetros de $\pi = 0,16$ y $\pi = 0,25$ haciendo uso del nanofluido. . . . .	49
4.15. Relación de presión óptima en el ciclo de Haseli y en el ciclo con un nanofluido. . . . .	50
4.16. Mínima generación de entropía en función de la concentración de la nanopartícula, con eficacia del interenfriador variable, $E_r = 0,7$ y $\pi = 0,25$ . . . . .	51
4.17. Mínima generación de entropía en función de la concentración de la nanopartícula, con $E_r = 0,7$ y $\pi = 0,25$ . . . . .	52
4.18. Mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador con $c_r$ variables, concentración de $Al_2O_3$ y $NTU=1$ , $\pi = 0,16$ . . . . .	53
4.19. Mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador con los dos modelos planteados. Modelo 1 [Pak y Cho], modelo 2 [Zhou]. . . . .	54
4.20. Calor específico del nanofluido en función de la concentración de la nanopartícula, para los modelos de Pak y Cho y modelo propuesto por Zhou con una nanopartícula de $Al_2O_3$ . . . . .	55
4.21. Mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador variable, concentración de 5 % de $Al_2O_3$ y $ZnO$ con $NTU=1$ . . . . .	57
4.22. Mínima generación de entropía en función de la relación de temperatura del interenfriador variable, concentración de 5 % de $ZnO$ con $NTU=1$ . . . . .	58
4.23. Mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador variable con concentración de 5 % de $Al_2O_3$ , $ZnO$ , $CuO$ , y $NTU=1$ . . . . .	59
A.1. Diagrama $P - v$ de procesos de compresión isentrópica, politrópica e isotérmica entre los mismos límites de presión [32]. . . . .	66
A.2. Diagramas $P - v$ y $T - s$ para un proceso de compresión de flujo permanente en dos etapas de interenfriamiento [32]. . . . .	67

# Índice de tablas

3.1. Propiedades termofísicas del agua y nanopartículas. . . . .	33
3.2. Parámetros de diseño para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento. . . . .	34
3.3. Parámetros adimensionales para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento. . . . .	34
4.1. Valores de mínima generación de entropía para eficacias altas del regenerador. . . . .	37
4.2. Parámetros adimensionales para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento. . . . .	47
4.3. Valores de mínima generación de entropía para relación de temperatura con $\pi$ variable. . . . .	50
4.4. Parámetros adimensionales para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento. . . . .	56
4.5. Parámetros de $c_r$ para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento de acuerdo al nanofluido utilizado en una concentración del 5%. . . . .	56

# Nomenclatura

$\alpha$	$\frac{\gamma-1}{\gamma}$
$\dot{m}$	flujo másico
$\dot{Q}$	flujo de transferencia de calor
$\dot{W}_{max}$	condición de trabajo máximo
$\dot{W}_{Neto}$	potencia neta
$\eta_C$	eficiencia compresor
$\eta_T$	eficiencia turbina
$\gamma$	relación calores específicos, $c_p/c_v$
$\pi$	relación de temperatura baja y alta
$c_p$	calor específico
$c_r$	relación de capacitancias térmicas
$C_{min}$	capacitancia mínima
$E_i$	eficacia interenfriador
$E_r$	eficacia regenerador
$nf$	nanofluido
$P$	presión
$r_p$	relación de presión
$r_t$	relación de temperatura
$S_{gen}^*$	generación de entropía mínima
$S_{gen}^*$	generación de entropía normalizada, $\dot{S}_{gen}/(\dot{m}_{aire}c_p)$
$S_{gen}$	entropía generada

---

$T_H$	temperatura de combustión
$T_L$	temperatura ambiente
$T_{inf}$	temperatura ingreso nanofluido
$T_{snf}$	temperatura salida nanofluido

# Capítulo 1

## Introducción

El tema de los motores térmicos es un campo de enorme importancia histórica, científica e ingenieril en el estudio teórico de la termodinámica. Hoy en día la optimización de los sistemas de conversión de energía; es decir, los motores térmicos, ha recibido una atención notable por parte de numerosos investigadores, en particular, desde la década de 1970. Se han empleado varios objetivos de optimización para estudiar el rendimiento de ciclos termodinámicos estándar que se conocen, incluido el ciclo Brayton, desarrollado por George Brayton en el año 1873 quien expuso el principio de funcionamiento del ciclo que lleva su nombre, originariamente se desarrolló empleando una máquina de pistones con inyección de combustible, para luego realizarlo como ciclo abierto simple llamado turbina a gas [1].

Recientemente, el ahorro de energía se ha vuelto cada vez más prominente; y como consecuencia, los diseños precisos y el rendimiento energético óptimo de los dispositivos están en el centro de la atención. Así, se hace evidente la necesidad de desarrollar criterios científicos para definir funciones objetivas y realizar la optimización de estas funciones [2].

Los ciclos de generación de energía han sido muy importantes al transcurrir el tiempo y por tal motivo han sido estudiados durante muchas décadas, sin embargo, poca atención ha sido puesta al estudio con minimización de generación de entropía. Actualmente la generación de entropía además de significar un inconveniente ambiental se ha transformado en un costo productivo irrecuperable debido al valor económico implicado en la energía no aprovechada. La generación de entropía es quizás uno de los problemas más serios que enfrenta nuestra sociedad, actualmente nuestras ciudades ocupan solo el 2% del planeta, pero consumen casi el 50% de la energía primaria con el fin de satisfacer sus necesidades energéticas. Por tal motivo, la propuesta de este trabajo está encaminada en hacer un análisis detallado para un ciclo Brayton regenerativo con interenfriamiento mediante el empleo de un nanofluido y determinar las ventajas que trae la siembra de partículas nano dentro de los intercambiadores de calor de los ciclos de generación de energía, además determinar parámetros óptimos concluyentes en el diseño de los

---

mismos que operan con nanofluidos [5].

Para examinar si un ciclo Brayton puede operar en el régimen completamente reversible caracterizado por una condición de generación de entropía mínima igual a cero [22], consideran entonces los principios determinados por investigadores que pusieron en práctica modificaciones en este ciclo. Un ejemplo claro son las afirmaciones que realiza Bejan [4], donde nombra los procesos reales, es decir, de tiempo finito y de tamaño finito, e involucran cuantificación de irreversibilidades y consideraciones de restricciones de tamaño y tiempo etc. Pero cabe destacar que la termodinámica clásica se usa típicamente para analizar sistemas o componentes de energía, y considera estados de equilibrio con tasas lentas que permiten hacer un control del enfoque para cuantificar los ciclos y las irreversibilidades de los componentes de la planta. Es por eso que el análisis se amplía cuando se obtienen las relaciones relevantes para el trabajo en red, eficiencia térmica, producción de entropía total y eficiencia de segunda ley definida como la eficiencia térmica del ciclo irreversible [3].

Por los comentarios anteriores se contempla los efectos de las eficiencias del compresor y la turbina, la eficacia del regenerador, la caída de presión en el ciclo y la relación entre la temperatura máxima y mínima del ciclo con el fin de llevar a relaciones óptimas de presión y temperatura obtenidas mediante la maximización de las eficiencias de la 1ª y 2ª ley tanto como el rendimiento del trabajo empleando el nanofluido. Consecuente a todo lo nombrado anteriormente, el objetivo principal de este proyecto consta en determinar un modelo matemático que relacione la mínima generación de entropía con la disminución global de las irreversibilidades en el ciclo, se realizará con el empleo de una moderna técnica para mejorar la transferencia de calor dentro de los ciclos que es el uso de una mezcla de nanopartículas con fluidos base convencionales en los canales de los intercambiadores de calor que además servirá como fluido de enfriamiento y como consecuencia también disminuirá la minimización del calor residual dentro del ciclo. Por otro lado, en el régimen de máxima producción de trabajo, nuestro objetivo es extraer la máxima potencia posible del ciclo sin tener en cuenta cuánto combustible se gasta. Si la optimización debe realizarse de acuerdo con la potencia máxima o la eficiencia máxima depende de las restricciones del problema; los precios relativos de la energía y el combustible [6].

## **1.1. Ciclo Brayton**

### **1.1.1. Ciclo Brayton regenerativo con interenfriamiento**

El ciclo Brayton fue propuesto por primera vez por George Brayton para emplearlo en el motor recíprocante que quemaba aceite construido en 1870. Hoy se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria [32]. La mayor parte de los dispositivos que producen potencia operan en ciclos termodinámicos que es una parte interesante e importante de la termodinámica. Precisamente la base para los motores de turbina de gas es el ciclo Brayton. El objetivo del ciclo Brayton de turbina de gas

es convertir energía en forma de calor en trabajo, por lo cual su rendimiento se expresa en términos de eficiencia térmica. Las dos principales áreas de aplicación de la turbinas de gas son la propulsión de aviones y la generación de energía eléctrica. Usualmente los ciclos con turbinas de gas pueden operar en modelos como ciclos abiertos, cerrados, con regeneración, regeneración e interenfriamiento y recalentamiento donde el principio de funcionamiento que tienen es; aire fresco en condiciones ambiente se introduce dentro del compresor donde su temperatura y presión se eleva. El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión donde el combustible se quema a presión constante. Luego los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, de tal forma que producen potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia el medio ambiente (no se recirculan), lo que provoca que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

El ciclo de turbina de gas abierto recién descrito para modelarse como un ciclo cerrado, se dice que los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por un proceso de adición de calor a presión constante de una fuente externa, y el proceso de escape se reemplaza por uno de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente.

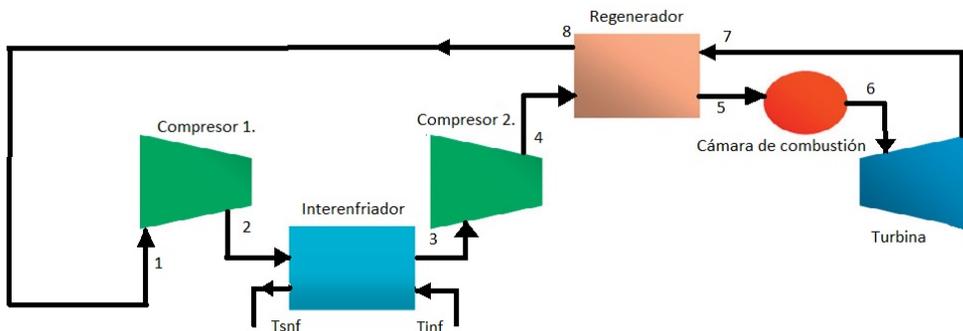
En los motores de las turbinas de gas, la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina suelen ser bastante mayor que la temperatura del aire que abandona el compresor. Por consiguiente, el aire de alta presión que sale del compresor puede calentarse transfiriéndole calor de los gases de escape calientes en un intercambiador de calor a contraflujo, el cual se conoce también como un regenerador o recuperador.

Existe un modelo fusionado que implementa los modelos descritos anteriormente, que de operar de manera correcta se estima que puede ser uno de los mejores ciclos, con grandes eficiencias para las turbinas de gas; el cual puede estar representado por un ciclo Brayton cerrado con regenerador e interenfriamiento en el cual el trabajo neto de un ciclo de turbina de gas es la diferencia entre la salida de trabajo de la turbina y la entrada de trabajo del compresor, y puede incrementarse si se reduce el trabajo del compresor o si aumenta el de la turbina o ambos. El trabajo requerido para comprimir un gas entre dos presiones especificadas puede disminuirse al efectuar el proceso de compresión en etapas y al enfriar el gas entre ellas, es decir, si se emplea compresión de etapas múltiples con interenfriamiento. Cuando aumenta el número de etapas, el proceso de compresión se vuelve isotérmico a la temperatura de entrada del compresor y el trabajo de compresión disminuye. El argumento anterior se basa en un simple principio: el trabajo de compresión de flujo permanente es proporcional al volumen específico de fluido. Por consiguiente, el volumen específico del fluido de trabajo debe ser el menor posible durante un proceso de compresión, esto es precisamente lo que logra el interenfriamiento [6].

El fluido de trabajo sale del compresor a una temperatura menor cuando se usa el interenfriamiento. Esto hace que la regeneración sea más atractiva ya que existe un mayor potencial para ella. Además los gases que salen del compresor

pueden calentarse a una temperatura más alta antes de que entren a la cámara de combustión debido a la temperatura más elevada del escape de la turbina.

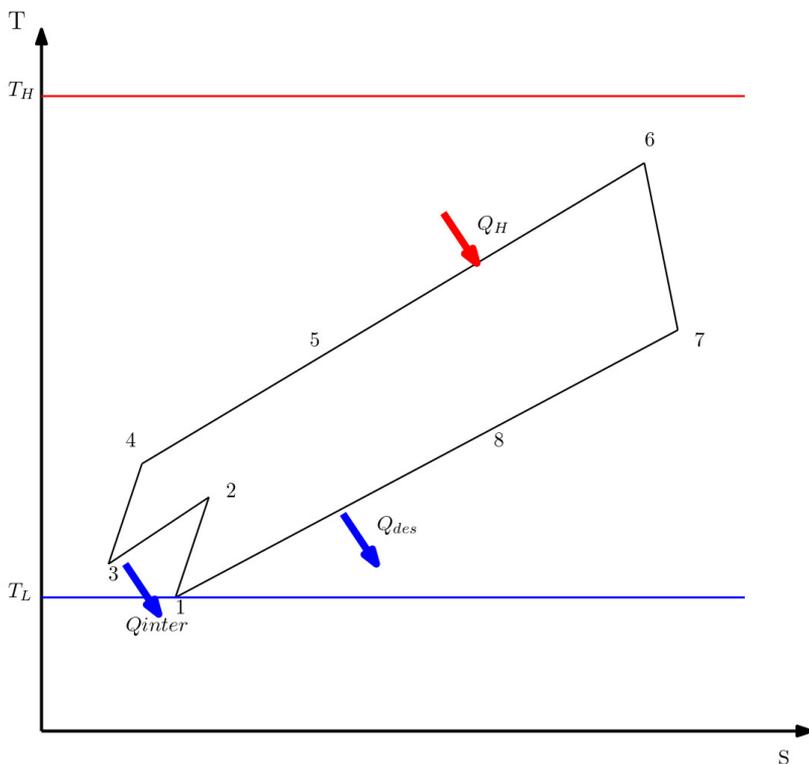
Un diagrama esquemático del arreglo físico y el diagrama T-s de un ciclo de turbina de gas de dos etapas con interenfriamiento y regeneración se muestra en las figuras 1.1 y 1.2:



**Figura 1.1:** Diseño de planta ciclo Brayton con regenerador e interenfriamiento.

El gas entra a la primera etapa del compresor en el estado 1, se comprime de modo isentrópico hasta una presión intermedia  $P_2$ ; se enfría mediante el ingreso del nanofluido a presión constante hasta el estado 3 y se comprime en la segunda etapa isentrópicamente hasta la presión final  $P_4$ . En el estado 4 el gas entra al regenerador, donde se calienta hasta  $T_5$  a presión constante. En un regenerador ideal, el gas saldrá del regenerador a la temperatura del escape de la turbina, es decir,  $T_5 = T_7$ . El proceso de adición de calor (o combustión) primario toma lugar entre los estados 5 y 6. El gas entra a la turbina en el estado 6 y se expande isentrópicamente hasta el estado 7. El gas sale de la turbina en el estado 7 y entra al regenerador, donde se enfría hasta el estado 1 a presión constante. El ciclo se completa cuando el gas se enfría hasta el estado inicial.

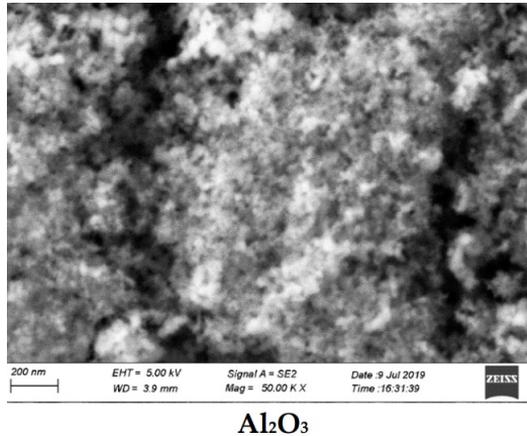
La relación de trabajo de retroceso de un ciclo de turbina de gas mejora debido al interenfriamiento. Sin embargo, esto no significa que la eficiencia térmica también mejorará. El hecho es que en el interenfriamiento siempre disminuirá la eficiencia térmica a menos que se acompañen de la regeneración. Ya que el interenfriamiento disminuye la presión promedio a la cual se añade el calor. Por tanto, en centrales eléctricas de turbina de gas, el interenfriamiento se utiliza siempre en conjunción con la regeneración.



**Figura 1.2:** Diagrama de temperatura en función de entropía en un ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento.

Por las características y comentarios señalados previamente, este ciclo termodinámico se traduce en un proceso de generación de energía muy interesante debido a que es una tecnología propuesta para los ciclos de potencia de próxima generación, debido a sus características operacionales, puesto que se trata de instalaciones que ocupan poco espacio y tienen una gran rapidez de respuesta. Generalmente el fluido del trabajo después de pasar a través de una primera etapa de compresión pasa por un interenfriador y por una segunda etapa de compresión antes de ingresar a la cámara de combustión siendo esta característica fundamental lo que distingue a la etapa de interenfriamiento. Las ventajas que tienen los ciclos de generación de energía es que pueden determinar temperaturas del ciclo vitales además de que sus instalaciones tienen buena relación de potencia respecto a su tamaño y gran flexibilidad de operación puesto que sus tiempos de respuesta son más bajos que los de un ciclo de vapor. Por ello, aparte de ser utilizadas en centrales de potencia se utilizan como motores de combustión en el sector aeronáutico. Cabe destacar que debido a la ausencia de agua en el circuito, se pueden evitar problemas de corrosión en las instalaciones, además las presiones de trabajo son menores que en los ciclos de vapor, lo que no exige que haya grandes consumos de potencia en la etapa de compresión del gas. Para solucionar este inconveniente se pueden emplear refrigerantes de alto desempeño [7].

### 1.1.2. Transferencia de calor con el empleo de nanofluidos



**Figura 1.3:** Nanopartículas [80].

El ciclo Brayton es una tecnología propuesta para demandas altas de potencia, ya que puede alcanzar una alta eficiencia de ciclo por encima de otros ciclos, para esto se deben aplicar altas demandas de enfriamiento en estos ciclos. Una técnica moderna para mejorar la transferencia de calor es el uso de una mezcla de nanopartículas que son inclusiones de tamaño nano como se ve en la figura 1.3 que se mezclan con fluidos base convencionales en los canales de los intercambiadores de calor y mejoran la conductividad térmica, entre otras propiedades; gran número de investigaciones hoy en día tienen un alto nivel de importancia para la parte científica y de ingeniería, ya que han surgido diferentes aplicaciones de ingeniería que pueden beneficiarse con una mejor comprensión de la mejora de la conductividad térmica de los nanofluidos.

La refrigeración líquida con fluidos de alta conductividad térmica también solucionaría muchos otros problemas de disipación de calor. Por ejemplo, los sistemas microelectromecánicos (MEMS) generan grandes cantidades de calor durante el funcionamiento y requieren refrigerantes de alto rendimiento para mitigar el gran flujo de calor. Tales sistemas requieren una precisión en el control de temperatura, y un fluido de mayor conductividad permitiría un control de transferencia de calor más eficiente [33,34,35]. También hay muchas aplicaciones cotidianas en las que los nanofluidos podrían ser adecuados, como en la industria automotriz. La mejora de la alta conductividad térmica observada en los nanofluidos a base de etilenglicol [36] sugiere que este anticongelante común podría tener un mejor desempeño simplemente con una suspensión de nanopartículas. Esto es de crucial importancia especialmente en lugares con temperaturas frías. Otra aplicación automotriz se puede encontrar en la lubricación. De hecho, las dispersiones de nanopartículas permiten un control preciso de la resistencia viscosa por fricción, aumentando potencialmente la seguridad y extendiendo la vida útil de los componentes mecánicos. Nanofluidos con  $\text{MoS}_2$ ,  $\text{CuO}$ ,  $\text{TiO}_2$ , y las nanopartículas de

diamante, de hecho, han demostrado mejorar la capacidad de carga de los aceites lubricantes [33,37–38], además de sus propiedades antidesgaste y de reducción de la fricción. Un nanofluido a base de líquido iónico con nanopartículas de oro mostró hasta un 13,8% y un 45,4% menos de coeficiente de fricción y volumen de desgaste, respectivamente, que el líquido iónico puro sólo [39]. Las aplicaciones de lubricación y refrigeración en innumerables campos podrían beneficiarse de los nanofluidos y sus propiedades. Hay muchas otras aplicaciones potenciales que se han discutido en la literatura, como en pantallas de dispositivos electrónicos (teléfono celular, etc.) [33,40], en la fabricación de lentes de cámara en miniatura avanzadas [40], como refrigerante en el mecanizado [46], motores de vehículos [41–42], computadoras personales [43], o para generadores eléctricos diésel [44], como aditivo para combustibles sólidos y propulsores [45–46], para la reducción de la temperatura de los gases de combustión de la caldera [47], en calentamiento solar de agua [48–49], en intercambiadores de calor [50–51] y tubos de calor oscilantes [52,53], en varias aplicaciones médicas [54,55] y actividades antibacterianas [56,57], en reactores nucleares [58], en aeroespaciales [59], defensa [33,55], y aplicaciones de envío [54], en procesos de molienda [60,38,61], en el diseño de nuevos sensores para mejorar la exploración de entornos hostiles [62,63], en pilas de combustible [64,33,65], en el proceso de perforación para la extracción de petróleo y gas [66], transformadores de potencia eléctrica [67,68], en sistemas de absorción térmica [69], enfriadores [33,70] y refrigeradores domésticos [71,72–76], en refrigeración y calefacción de edificios [74,54,75], y en la detección de detonaciones en motores de encendido por chispa de gas [76]. Los nanofluidos han generado un gran potencial en los últimos años debido a sus aplicaciones en diferentes áreas de investigación tan diversas como las tecnologías de transferencia de calor o refrigeración, microelectrónica, microfluídica, medicina y numerosos sistemas de gestión térmica, desde 1992 el crecimiento de publicaciones de nanofluidos ha crecido de una manera exponencial demostrando el gran éxito de sus usos.

### 1.1.3. Ciclos Brayton con mínima generación de entropía

La termodinámica clásica se usa típicamente para analizar sistemas o componentes de energía, y considera estados de equilibrio y tasas lentas que dan como resultado un control en el proceso que se vaya analizar; Muchos investigadores como Aragón, Chen, Cheng, Salamon, Bejan, Blank, entre otros, han estudiado el ciclo Brayton, considerando algunos aspectos prácticos y reales, tales como mínima generación de entropía, potencia, densidad de potencia, optimización ecológica, máxima eficiencia exergética, presentando algunas variaciones en los modelos. Bejan (1988) consideró un ciclo Brayton ideal cerrado con irreversibilidades externas solamente (endorreversible) que opera entre un depósito caliente infinito y un depósito frío, también infinito, y mostró que, al exigir que sea mínima la generación de entropía, la eficiencia con estas restricciones corresponde a la eficiencia de Curzon – Ahlborn (1975) es decir la eficiencia que maximiza el trabajo, y el tamaño para los intercambiadores de calor. Wu (1991) analizó un ciclo Brayton cerrado

---

no-isoentrópico, sin irreversibilidades externas, y encontró que la eficiencia que maximiza el trabajo corresponde también a una eficiencia tipo Curzon-Ahlnborn. Anteriormente Leff (1974) consideró el ciclo Brayton totalmente reversible (sin caída de presión, con intercambiadores de área infinita y con procesos de compresión y expansión isoentrópicos, y obtuvo la eficiencia de Curzon-Ahlnborn. Cheng y Chen (1997-1998) llevaron a cabo la optimización numérica de la potencia para un ciclo Brayton no endorreversible con irreversibilidades externas e internas, en la turbina y compresor, unidos a depósitos térmicos con temperaturas constantes, encontrando que la razón óptima entre la conductancia térmica del intercambiador de alta temperatura y la conductancia térmica total es menor. Aragón-González et al. (2002) hacen un análisis de un ciclo Brayton con irreversibilidades internas y externas. Las internas provienen de los procesos de compresión y de expansión que fueron muy pequeñas y las irreversibilidades externas de la transferencia de calor modeladas con base en intercambiadores a contraflujo. La optimización se realiza con respecto a la razón de presiones y al inventario total del número de unidades de transferencia de calor. Sandoval (2005) empleó la termodinámica de tiempo finito para modelar, evaluar y optimizar, con los criterios de mínima generación de entropía y eficiencia exergética, el desempeño de un ciclo Brayton cerrado regenerativo no endorreversible. Este ciclo está unido a reservorios con capacitancia térmica finita. El modelo tiene en cuenta irreversibilidades de transferencia de calor, caídas de presión en tuberías e intercambiadores de calor, de compresión – expansión, y pérdidas de calor hacia el ambiente; considerando los fluidos como gases ideales con calores específicos constantes. Herrera et al. (2006) modelaron un ciclo Brayton regenerativo irreversible, acoplado a reservorios de temperatura variable, con pérdidas de calor al medio ambiente, turbina y compresores irreversibles, caída de presión a través de la tubería, con descarga al medio ambiente de la corriente de alta. El tamaño de los intercambiadores de calor y la caída de presión admisible fueron empleadas como restricciones de diseño de la planta, y las funciones objetivo fueron la potencia neta y la tasa de generación de entropía. Sin embargo en estos últimos trabajos los parámetros se vuelven muy susceptibles y se debe estudiar un caso típico para encontrar valores críticos en un diseño. En términos de mínima tasa de generación de entropía cualquier incremento en algun parámetro pierde el control del ciclo, y como consecuencia la planta reduce la generación de entropía solamente cuando está totalmente parada.

El modelo que se busca dentro de los ciclos de generación de entropía mínima, debe tener en cuenta la generación de entropía externa e interna, manejar la recuperación de calor y las fugas de calor al medio ambiente de una manera novedosa.

Las consideraciones del sistema extendido son muy importantes para minimizar la generación de entropía y maximizar la eficiencia de la segunda ley, el beneficio y el criterio ecológico.

Uno de los investigadores mas sobresalientes en la optimización de ciclos Brayton ha sido Bejan en sus aportaciones originales como generación mínima de entropía (1997)[12] y otros como Salamon et al. (2001)[13], Sahin et al. (1996)[14].

Entre los hallazgos más importantes se encuentran la potencia neta máxima global, la generación de entropía mínima global, la distribución óptima del tamaño de los intercambiadores de calor global, la mejor relación de calor específico del fluido de trabajo. Y de esta manera demostraron que las irreversibilidades por la transferencia de calor se pueden reducir mediante una eficiente transferencia de calor en el uso de intercambiadores de calor.

Por otra parte Clausius llegó a la conclusión de que las máquinas térmicas reales darían como resultado la producción de entropía [15]. Entonces es natural preguntarse: ¿la minimización de la entropía producida por un motor térmico da como resultado un diseño con la máxima eficiencia?. En otras palabras, ¿existe alguna relación entre la entropía producida por el dispositivo productor de energía y su eficiencia?.

La tarea mas importante de este trabajo es identificar las condiciones en las que la mínima producción de entropía puede correlacionarse con la máxima potencia útil de un ciclo Brayton, se tomará como columna vertebral varios estudios presentados por Bejan por tener modelos realistas en sistemas totales como plantas de refrigeración en centrales eléctricas y ciclos de generación de energía como el Brayton [16]; por tal motivo la base fundamental de este trabajo, es el teorema de Gouy-Stodola que Bejan afirma en muchas de sus investigaciones.

### 1.1.4. Irreversibilidades en el ciclo Brayton

Es interesante notar que para un ciclo de energía que experimenta solo las irreversibilidades externas debido a los procesos de transferencia de calor hacia y desde el ciclo, la eficiencia térmica se correlaciona con la generación de entropía independientemente de si la entrada de calor o la salida de energía son fijas [77]; por lo tanto el análisis a un ciclo de Brayton regenerativo con etapa de interenfriamiento irreversible se da por la energía que se degrada debido a las ineficiencias de los componentes y la caída de presión a lo largo del ciclo. En virtud de los estudios realizados por Haseli [78], se especifica que la mayor fuente de generación de entropía es el proceso de combustión seguido del proceso de enfriamiento mientras que la fuente más pequeña es el proceso de expansión. La degradación de energía se toma en consideración al introducir las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina, la eficacia del regenerador y un factor de caída de presión, la observación más importante es que la generación de entropía aumenta constantemente con la relación de presión en el ciclo [24].

En 1996, Bejan [3, 22] presentó modelos de centrales eléctricas que operarían a la máxima potencia mientras producían una tasa mínima de generación de entropía. La entrada de calor a las máquinas térmicas examinadas por Bejan se supuso explícitamente constante. Bejan argumentó que para determinar con precisión la tasa de generación de entropía total asociada con la operación de una planta de energía, también se debe tener en cuenta el término de generación de entropía debido al calor expulsado por el motor al entorno circundante. Salamón et al. [73] discutió que la salida de potencia máxima y la tasa de generación de entropía mínima pueden volverse equivalentes bajo ciertas condiciones. Haseli

---

[5, 13] investigó el funcionamiento de varias configuraciones del ciclo Brayton en la condición de generación de entropía mínima y encontró que para el caso de entrada de calor fija, la eficiencia térmica máxima, la producción de trabajo máxima y la generación de entropía mínima son coincidentes. Además, para el caso de producción de trabajo fijo, la minimización de la tasa de generación de entropía es idéntica a la maximización de la eficiencia térmica. Por otra parte, para un ciclo endorreversible de energía que experimenta solo las irreversibilidades externas debido a los procesos de transferencia de calor hacia y desde el ciclo, la eficiencia térmica se correlaciona inversamente con la generación de entropía, independientemente de si la entrada de calor o la salida de energía son fijas.

El ciclo de Brayton debe estar vinculado a depósitos de temperatura que es donde se genera la mayor entropía, para obtener diferencias de temperatura se debe analizar de manera infinitesimal en el proceso de intercambio de calor, los modelos de plantas de energía más realistas consideran irreversibilidades y restricciones adicionales y luego aumentan la complejidad, con el objetivo de construir un ciclo Brayton más realista, se han publicado varios enfoques como el de Chen et al. (2001) que incluyen regeneradores con inter-enfriamiento, recalentadores, irreversibilidades internas en los procesos de compresión y expansión, o los de Aragón-González et al. (2002) que hace referencia a las irreversibilidades internas como las que provienen de los procesos de compresión y de expansión, además de las de Sandoval (2005) que tuvo en cuenta las capacidades térmicas finitas de la fuente de calor y el disipador de calor para modelar, evaluar y optimizar con criterios de mínima generación de entropía. Las consideraciones del sistema extendido son particularmente útiles en criterios de optimización tales como generación mínima de entropía, eficiencia máxima de segunda ley, beneficio máximo y criterio ecológico.

## **1.2. Antecedentes de estudios con nanofluidos en intercambiadores**

### **1.2.1. Desarrollo histórico**

Hoy en día, la transferencia de calor se enfrenta a dos grandes desafíos, por un lado equipos de refrigeración con alto flujo térmico, y por el otro la cuestión de optimizar el tamaño de los equipos. El enfriamiento por aire sigue siendo el método más común de enfriamiento debido a que su obtención es muy accesible, mientras que este método no ha funcionado para transferir flujos de calor elevados; por lo tanto muchos investigadores se han interesado por implementar métodos de refrigeración líquida, aunque los refrigerantes de uso común presentan una conductividad térmica extremadamente baja, en comparación con los metales, los nanotubos de carbono y los óxidos metálicos. Durante los últimos cien años, los científicos e ingenieros han realizado muchos esfuerzos por solucionar y mejorar las propiedades físicas de los fluidos de trabajo, la baja conductividad térmica, la viscosidad, densidad y capacidad calorífica. La baja conductividad térmica es a menudo el principal inconveniente del rendimiento de la transferencia de calor.

Actualmente se emplea una técnica novedosa que es la adición de partículas sólidas de tamaño nanométrico a los fluidos base, dado que los sólidos metálicos tienen grandes coeficientes de conductividad térmica más altos que los fluidos de refrigeración; se espera que la suspensión de nanopartículas metálicas sólidas en el fluido eleven su conductividad térmica y mejoren la transferencia de calor.

Investigaciones desarrolladas muestran gran importancia en el hecho de utilizar nanopartículas dentro de los intercambiadores de calor, por ejemplo un intercambiador de circuito cerrado que fue propuesto inicialmente por Feher [14] y Angelino [15] que se remonta a 1968. Años después, Dostal et al. [16] pone especial énfasis por los reactores nucleares de próxima generación.

Se han investigado varios diseños en el ciclo Brayton y se pueden utilizar de acuerdo con la aplicación, como la precompresión, recompresión e interenfriamiento simple, sin embargo la configuración más eficiente se considera el ciclo de recompresión [13]; por lo tanto el preenfriador tiene un papel clave en el rendimiento, al contrario de la eficiencia de un ciclo convencional, que depende de la temperatura de entrada de la turbina, la eficiencia de estos ciclos se ve afectada por su baja temperatura de ciclo. En general, la eficiencia de los intercambiadores de calor está muy influenciada por las propiedades termofísicas de sus fluidos de trabajo.

En la referencia [34] muestra que las nanopartículas en fracciones de volumen hasta del 5 % en los intercambiadores de calor aumenta el número de Nusselt, y el número de Reynolds por consecuencia, a medida que el Nusselt aumenta mejora la transferencia de calor en más del 10 %, y reduce la longitud del intercambiador de calor en un 0.9 %, es por eso que la implementación de tales mezclas sigue siendo el centro de atención en investigaciones futuras. Investigadores como Apostolos [11] que analizó el comportamiento de un intercambiador de calor de circuito impreso enfriado por un nanofluido, explica que las nanopartículas en el rango de 0 a 5 % tienen un impacto sobre la caída de presión del intercambiador de calor en un 14 % en comparación con un fluido como agua, en pocas palabras, diferentes nanofluidos pueden ayudar potencialmente a mejorar el diseño de intercambiadores de calor y disminuir el costo total.

En el presente estudio, se utiliza un nanofluido acuoso como refrigerante como lo es el  $Al_2O_3$ , nanofluido de agua que se ha utilizado en varios estudios, por ejemplo el estudio interfacial en la convección natural de la nanocapa [10] y transferencia de calor en nanofluidos con propiedades variables [11]. Las nanopartículas se han considerado uniformes, es decir dispersos en el fluido base para formar una suspensión homogénea. Las nuevas propiedades físicas del nanofluido resultante, que también se denominan propiedades efectivas, generalmente se basan en la fracción de volumen o también denominada concentración de nanopartículas de óxido de aluminio. En lo que respecta a la aplicación de nanofluidos a los intercambiadores de calor, recientemente se han realizado importantes aportes para fracciones de volumen del 1 al 5 %, entre las más relevantes las aplicaciones de energía solar térmica, lubricación, medios porosos, purificación del agua para desalación, entrega de medicamentos y la terapia del cáncer de hipertermia. Sin

---

embargo, los nanofluidos no han sido estudiados dentro de un ciclo completo de generación de energía para determinar consecuencias en la mínima generación de entropía, ni se han determinado si estos pueden beneficiar a la operación de los ciclos de generación de energía.

### **1.3. Intercambiadores de calor**

En las industrias así como en la investigación científica y la vida diaria a menudo se requiere transferir energía de un fluido a otro, esto con el único objetivo de obtener o regular una temperatura en alguno de ellos, logrando esto sin mezclarlos, el sistema que permite y facilita realizar esta tarea se llama intercambiador de calor. Por eso decimos que un intercambiador de calor es aquel dispositivo que lleva a cabo una transferencia de calor entre dos fluidos con diferentes temperaturas, separados por una pared de algún material conductor. Dicha transferencia de energía se lleva a cabo en dirección del fluido con mayor temperatura al de menor, estos pueden ser fluidos o gases o una combinación entre los dos. En los intercambiadores de calor se presenta convección desde el fluido de mayor temperatura a la pared, conducción en dicha pared debido a la diferencia de temperatura, finalmente convección entre la pared y el fluido de menor temperatura. Estos mecanismos de transferencia de calor y en general los intercambiadores de calor se utilizan para distintas aplicaciones como el enfriamiento de maquinaria, refrigeración, calefacción o aire acondicionado. Por lo tanto existe una gran variedad de intercambiadores de calor, una manera de clasificarlos es tomando en cuenta su tipo de flujo, en su forma más ampliamente usada se escriben como:

- Flujo paralelo.
- Flujo cruzado.
- Contraflujo.

La configuración tomando en cuenta su construcción se definen como:

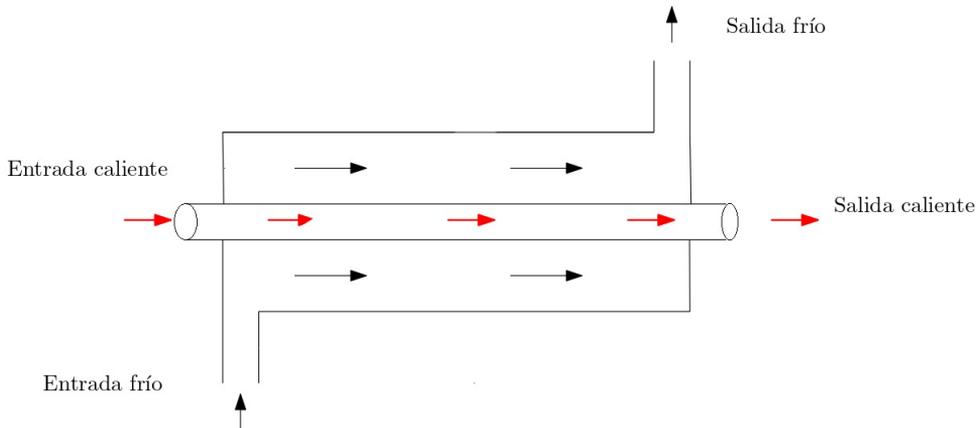
- Intercambiador de placas paralelas.
- Intercambiador de tubo y coraza.

Pueden encontrarse también las combinaciones entre diferentes tipos, debido a que en éste trabajo se utilizará un intercambiador de calor de doble tubo con una disposición a contraflujo se describe los parámetros más importantes para éste.

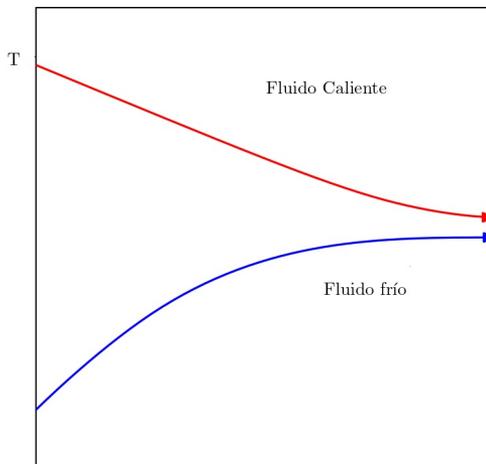
#### **1.3.1. Intercambiador de calor flujo paralelo**

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes como se muestra en la Figura 1.4 en los cuales se tienen dos flujos, uno que circula dentro del tubo interior y el otro flujo circula en el espacio anular formando por los dos tubos. Dependiendo del sentido y la dirección que lleven dichos flujos dentro del intercambiador de calor es como se clasifican, en

este caso, los flujos van en la misma dirección y sentido, por lo que se les llama de flujo paralelo, tal como se identifica en la Figura 1.4 y Figura 1.5 en donde se muestra la distribución de las temperaturas idealizadas en una sola dirección, es importante mencionar que dicho arreglo es el de menor eficiencia en el grupo de intercambiadores de un solo paso. Tal eficiencia tan baja es debido a que las temperaturas cada vez se van acercando más conforme recorre el intercambiador, con cual el flujo de calor entre los fluidos es cada vez menor, llegando a su mínimo en el final de dicho intercambiador de calor como se muestra en la Figura 1.5.



**Figura 1.4:** Intercambiador de calor flujo paralelo.

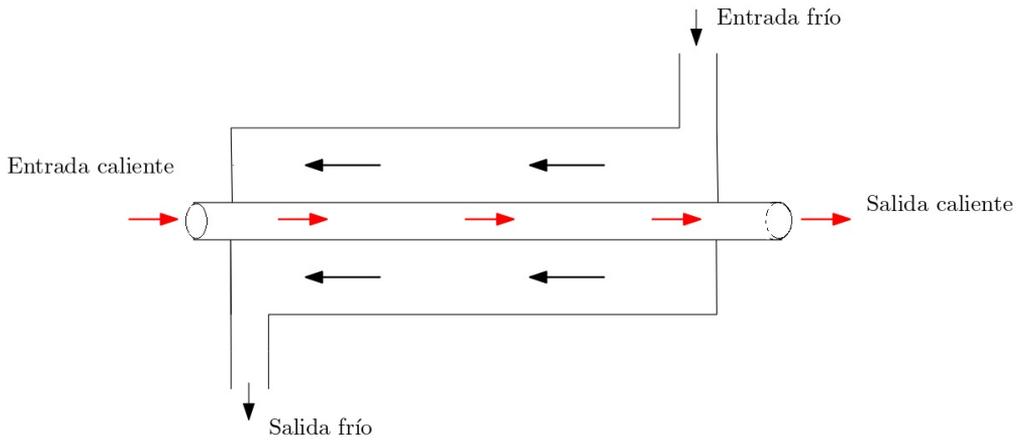


**Figura 1.5:** Distribución de temperaturas flujo paralelo.

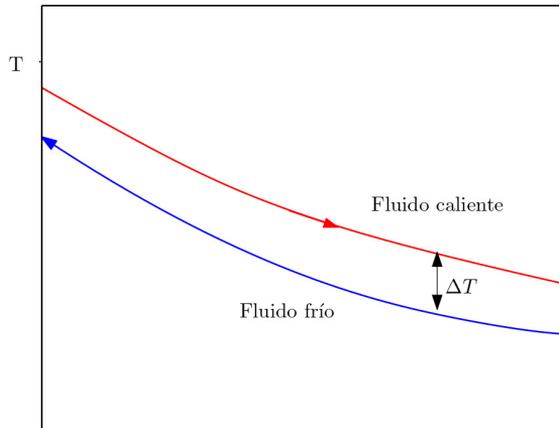
### 1.3.2. Intercambiador de calor contraflujo

Éste tipo de intercambiador de calor hace parte de los llamados doble tubo consta de dos tubos concéntricos en este caso los flujos viajan paralelos pero, en

sentido contrario, es decir, el punto de entrada de un flujo es el punto de salida del otro. Dicha configuración se muestra en la Figura 1.6. También se presenta la distribución idealizada lineal para esta configuración en la Figura 1.7 en donde puede notarse que la diferencia de temperaturas en los flujos caliente y frío permanece prácticamente constante a lo largo del intercambiador, dicho comportamiento en la diferencia de temperaturas es la razón por la cual esta configuración es la más eficiente en intercambiadores de calor de un solo paso.



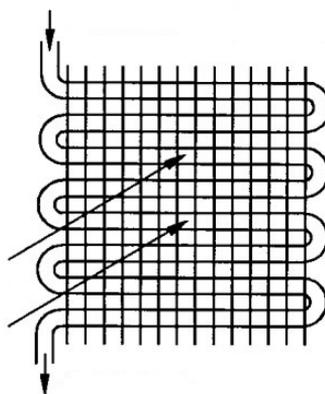
**Figura 1.6:** Intercambiador de calor a contraflujo.



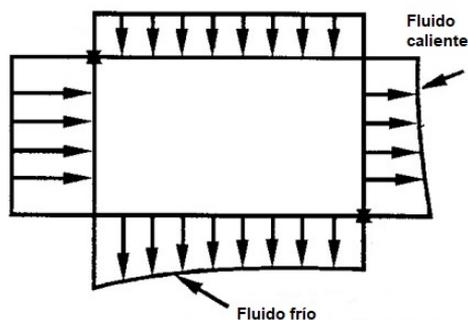
**Figura 1.7:** Distribución de temperatura a contraflujo.

### 1.3.3. Intercambiador de calor flujo cruzado

En esta configuración los flujos tienen una dirección perpendicular entre ellos logrando que su eficiencia se ubique entre la eficiencia de los casos anteriores, es decir, es más eficiente que un intercambiador de flujo paralelo pero, menos eficiente que uno de contraflujo. Dicha configuración se muestra en la Figura 1.8. La distribución de temperaturas en los fluidos caliente y frío pueden observarse en la Figura 1.9, donde se nota que la parte superior del fluido caliente tiene menor temperatura, debido a que estuvo en contacto con el fluido frío justo cuando este entra, mientras que el fluido caliente tiene mayor temperatura en la parte de abajo ya que en esa parte entra en contacto con un fluido ya no tan frío.



**Figura 1.8:** Intercambiador de calor flujo cruzado [82].



**Figura 1.9:** Distribución de temperatura flujo cruzado [82].

## Capítulo 2

# Modelo Matemático para el ciclo

### 2.1. Planteamiento del problema

En esta sección se presentan las consideraciones físicas necesarias para resolver un modelo matemático, minimizando la generación de entropía de un ciclo Brayton con interenfriamiento utilizando un nanofluido con parámetros mínimos. La idea central es que mediante el empleo de una familia de nanofluidos, sea posible disminuir las irreversibilidades presentes en el Ciclo Brayton y de esta manera, proyectar las ventajas comparativas que tiene el empleo de nanopartículas para el desempeño del sistema considerado. Para llevar a cabo lo anterior, es indispensable partir de la primera y segunda ley de la Termodinámica, que bien combinadas, se reducen al Teorema de Gouy-Stodola que de manera únivoca, permite plantear para el sistema considerado, la pérdida de trabajo disponible y lo que es más importante, la metodología para producir la mínima pérdida del trabajo disponible.

### 2.2. Modelo Termodinámico

Para el desarrollo de este trabajo se definirá un teorema de estimación del desempeño analítico para abordar el problema, se seguirán pautas para los ciclos de potencia de gas para generación de energía y para el diseño de intercambiadores de calor, las técnicas de cálculo más utilizadas son el método de diferencia logarítmica de temperatura media (LMTD), y la efectividad - Número de Unidades de transferencia, los dos métodos asumen los fluidos de trabajo con calores específicos constantes, consecuente a esto para este trabajo se utilizará el método de la efectividad con un intercambiador de calor a contraflujo, siendo el más eficiente para el interenfriamiento.

El modelo matemático que se busca estará basado en el teorema Gouy-Stodola para la minimización de generación de entropía. Para 1889 Gouy y Stodola en 1910, reconocieron la relación que existe entre la entropía generada por las irreversibilidades y el trabajo que pierden los sistemas energéticos. De ahí el teorema

que se conoce como de Gouy-Stodola, que dice: “el trabajo disponible perdido es directamente proporcional a la generación de entropía, donde el factor de proporcionalidad es la temperatura ambiente.” A partir de este teorema se comenzó a desarrollar el concepto de generación de entropía para conocer la cantidad de trabajo máximo disponible de cualquier cantidad de energía. Aunque este concepto termodinámico (generación de entropía) tiene una edad de más de 100 años, fue hasta la década de los 1970s, en la que se iniciaron extensas investigaciones y aplicaciones, debido a que se comprendió la importancia que tiene para evaluar el uso de la energía. Por otra parte en los procesos de generación de energía eléctrica, las turbinas de gas juegan un papel relevante al transformar los flujos de energía térmica en potencia mecánica, que es suministrada al generador eléctrico para producir potencia eléctrica. Es a través de estas turbinas que se obtiene la mayor generación eléctrica en el mundo, por lo que resulta indispensable evaluar adecuadamente la conversión de la energía en estos equipos y cuantificar la potencia útil disponible que estas centrales tienen. Para esto se realizará un estudio a detalle con el teorema de Gouy-Stodola en combinación con las dos leyes de la termodinámica.

Teorema de Gouy-Stodola:

$$\dot{W}_{per,potencia,dis} = \dot{W}_r - \dot{W}_i = T_0 \dot{S}_{gen}, \quad (2.1)$$

donde

$$\dot{W}_i = T_0 \dot{S}_{gen}.$$

Donde  $\dot{W}_r$  es la potencia reversible y  $\dot{W}_i$  es la potencia pérdida que se da por las irreversibilidades. De la ecuación 2.1 se puede concluir que la potencia útil máxima sucede cuando el proceso es reversible  $S_{gen} = 0$ , por lo que un proceso real (irreversible) pierde capacidad de generar potencia a una razón de  $T_0 \dot{S}_{gen}$ , siendo  $T_0$  la temperatura ambiente o el medio donde se evalúa la generación de entropía.

---

## 2.3. Ecuaciones de Gobierno

Las ecuaciones que van a ser utilizadas en este trabajo están determinadas por la 1ª y 2ª ley de la termodinámica, además de tasas de generación de entropía.

Ecuación de conservación de Masa:

$$\sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m} = \frac{\partial M}{\partial t}, \quad (2.2)$$

Ecuación de primera ley de la termodinámica:

$$\sum_{i=in} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} v^2 + gZ \right) - \sum_{i=out} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} v^2 + gZ \right) + \dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial E}{\partial t}, \quad (2.3)$$

Ecuación de segunda ley de la termodinámica:

$$\sum_{in} \dot{m} S - \sum_{out} \dot{m} S + \frac{\dot{Q}}{T} \leq \frac{\partial S}{\partial t}, \quad (2.4)$$

y de la ecuación anterior, si escribimos los términos de la izquierda del lado derecho, podemos escribir de manera más compacta la expresión anterior como:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\partial S}{\partial t} - \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_{out} \dot{m} S - \sum_{in} \dot{m} S \geq 0. \quad (2.5)$$

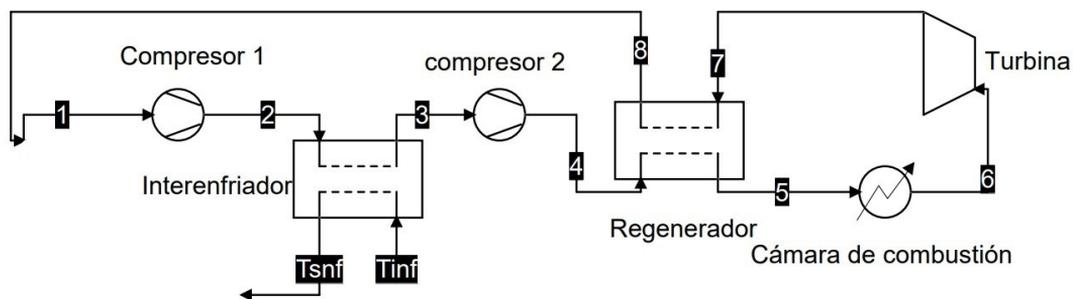
# Capítulo 3

## Solución analítica

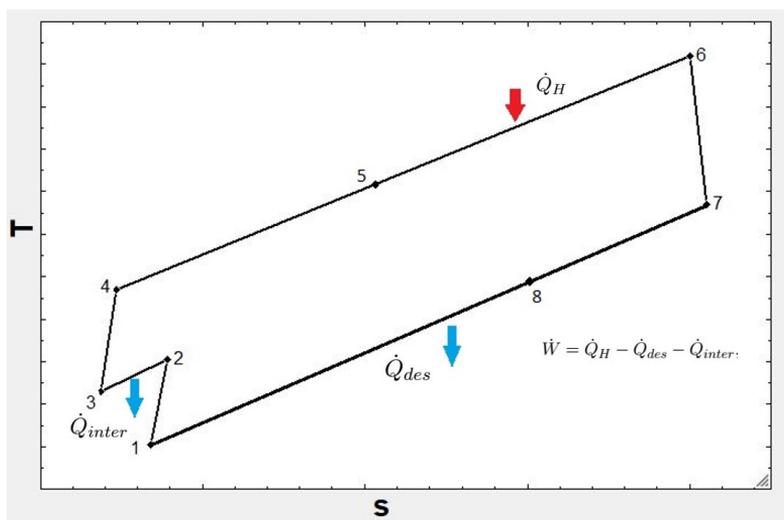
### 3.1. Metodología para utilizar ecuaciones del ciclo Brayton

La optimización del nivel del sistema de las centrales eléctricas, se basa principalmente en las leyes termodinámicas. Se proponen varias funciones objetivo que se basan en la 1ª y 2ª ley de la termodinámica. El enfoque anterior establece el principio de Kelvin-Planck de la Segunda ley de la termodinámica, el cual establece que es imposible construir una máquina térmica para recibir calor y convertirlo completamente en trabajo. La primera formulación matemática de la segunda ley se le atribuye a Clausius, quien demostró que en un ciclo de Carnot reversible que opera con un gas ideal, la relación entre el calor rechazado y el calor suministrado, es decir  $Q_L/Q_H$  es igual a la relación entre la temperatura más baja y la más alta del ciclo,  $T_L/T_H$ . Esta conclusión lo llevó a inventar la propiedad termodinámica entropía definida como  $S = Q/T$ , y dio a entender que las máquinas térmicas reales darían como resultado la producción de entropía [3]. La tarea principal de esta investigación es encontrar la mínima generación de entropía, e identificar las condiciones que representa la utilización de un nanofluido dentro del ciclo de energía y como se puede relacionar con la producción de entropía; por otra parte determinar si la siembra de nanopartículas en fluidos base permite mejorar el enfriamiento de los intercambiadores de calor.

### 3.2. Ecuaciones ciclos de Gas



**Figura 3.1:** Diseño de planta para un ciclo Brayton regenerativo con interenfriamiento.



**Figura 3.2:** Diagrama de temperatura en función de la entropía para un ciclo Brayton regenerativo con interenfriamiento.

Como se muestra en la Figura 3.1 el esquema de un ciclo Brayton, se compone de dos compresores, una etapa de interenfriamiento, un regenerador, una cámara de combustión y una turbina. Las hipótesis utilizadas en el modelo termodinámico son: (1) El aire se suministra del ambiente, (2) se desprecia la caída de presión en la trayectoria del fluido de trabajo, (3) los componentes como compresor, cámara de combustión y turbina operan en un proceso adiabático, (4) para la derivación de las ecuaciones y análisis desarrollados en esta investigación, se supone calor específico constante de la sustancia de trabajo a lo largo del ciclo y una masa de combustible insignificante en comparación con la del aire, (5) todas las especies gaseosas se comportan como un gas ideal.

Comenzando con el modelado termodinámico se calculará la temperatura de entrada y salida de cada componente. El aire es suministrado desde una temperatura ambiente  $T_1$  y presión  $P_1$  hacia el compresor, donde se somete a un proceso de compresión irreversible y sale con una temperatura  $T_2$  y presión  $P_2$ , que en condiciones isentrópicas pueden ser obtenidas con ayuda de la siguiente fórmula:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^\alpha, \quad (3.1)$$

$$r_{p1} = \frac{P_2}{P_1}. \quad (3.2)$$

Donde  $r_{p1}$  es la relación de presión en el compresor,  $\alpha = \frac{\gamma-1}{\gamma}$  con  $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$  que representa la relación de calores específicos.

Los ciclos de una turbina de gas reales difieren del ciclo Brayton ideal por varias razones. Por un lado, cierta disminución de presión durante los procesos de adición y rechazo de calor es inevitable. Más importante aún es que la entrada del trabajo real al compresor será mayor y la salida del trabajo real de la turbina será menor debido a las irreversibilidades como la fricción. Sin embargo, la desviación del comportamiento real del compresor y la turbina respecto al comportamiento isentrópico puede explicarse con precisión, cuando se utilizan las eficiencias isentrópicas [6]; la del compresor está definida como:

$$\eta_{C1} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}}, \quad (3.3)$$

o bien en términos de temperatura se escribe como:

$$\eta_{C1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}, \quad (3.4)$$

donde  $\eta_{C1}$  se refiere a la eficiencia isentrópica del primer compresor. De la ecuación 3.4 el estado 2s corresponde al caso isentrópico y el estado 2 es la salida real del compresor.

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_C} + T_1, \quad (3.5)$$

con la ecuación 3.4 utilizando las relaciones isentrópicas, como relaciones de presión y algunos pasos algebraicos se obtiene la temperatura de salida real del compresor, es decir a  $T_2$ .

$$T_2 = T_1 \left( \frac{r_{p1}^\alpha - 1}{\eta_C} + 1 \right). \quad (3.6)$$

Ahora para analizar el segundo compresor se toma en cuenta la demostración de investigaciones pasadas [32], dice que para minimizar el trabajo en un compresor de dos etapas se mantienen relaciones de presión iguales en cada etapa y por lo tanto eficiencias isentrópicas iguales  $\eta_{C1} = \eta_{C2}$ , de esta manera en la operación óptima se tiene:

$$r_{p1} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = r_{p2}. \quad (3.7)$$

así también, se puede demostrar (véase el Apéndice 5.2) que la relación de presión total del ciclo está directamente relacionada con las relaciones de presión en cada etapa del interenfriador así:

$$r_p^\alpha = r_{p1}^{\frac{\alpha}{2}} r_{p2}^{\frac{\alpha}{2}} \quad (3.8)$$

Con el fin de ser explícitos, las relaciones de presión en las dos etapas del interenfriamiento, se diferenciarán hasta el final del modelo termodinámico. Para la segunda etapa del interenfriador se expresa la eficiencia isentrópica de esta manera:

$$\eta_{C2} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}}, \quad (3.9)$$

$$\eta_{C2} = \frac{T_{4s} - T_3}{T_4 - T_3}, \quad (3.10)$$

donde  $\eta_{C2}$  se refiere a la eficiencia isentrópica del segundo compresor. De la ecuación 3.10 el estado 4s corresponde al caso isentrópico mientras el estado 4 es la salida real del compresor.

$$T_4 = T_3 \left( \frac{r_{p2}^\alpha - 1}{\eta_C} + 1 \right). \quad (3.11)$$

Con la ecuación 3.10 utilizando las relaciones isentrópicas, así como relaciones de presión y algunos pasos algebraicos, se obtiene la temperatura de salida real del segundo compresor, es decir a  $T_4$  como se ve en la ecuación 3.11.

Conociendo la temperatura  $T_6$ , que es de hecho la temperatura de entrada de la turbina, la cual se establece por las condiciones del material de los álabes, la eficiencia isentrópica para el caso de la turbina se expresa como:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}}, \quad (3.12)$$

o bien en términos de las temperaturas como:

$$\eta_T = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_{7s}}, \quad (3.13)$$

donde  $\eta_T$  es la eficiencia isentrópica de la turbina. De la ecuación 3.13 el estado 7s corresponde al caso isentrópico de la salida de la turbina y el estado 7 es la salida real de la misma.

Con la ecuación 3.13 utilizando las relaciones isentrópicas, así como relaciones de presión y algunos pasos algebraicos se obtiene la temperatura de salida real de la turbina, es decir  $T_7$ .

$$T_7 = T_6 \left(1 - \eta_T \left(1 - r_p^{-\alpha}\right)\right). \quad (3.14)$$

El trabajo neto de un ciclo de turbina de gas es la diferencia entre el trabajo que entrega la turbina y el trabajo de entrada del compresor, el cuál puede incrementar si se reduce el trabajo del compresor o si aumenta el de la turbina, o ambos. El trabajo neto de un ciclo Brayton con dos etapas de interenfriamiento está dado por:

$$\dot{W}_{Neto} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{compresores,1,2}. \quad (3.15)$$

donde la potencia de la turbina se puede escribir como:

$$\dot{W}_{Turbina} = \dot{m}c_p(T_6 - T_7), \quad (3.16)$$

y la entrada de potencia de los compresores está dada por:

$$\dot{W}_{compresores} = \dot{m}c_p(T_2 - T_1) + \dot{m}c_p(T_4 - T_3), \quad (3.17)$$

por lo tanto utilizando las ecuaciones anteriores y conociendo que el fluido de trabajo es aire estándar, es decir con calores específicos constantes, se puede expresar la potencia neta del ciclo como:

$$\dot{W}_{Neto} = \dot{m}c_p[(T_6 - T_7) - (T_2 - T_1) - (T_4 - T_3)]. \quad (3.18)$$

Sustituyendo las temperaturas de salida reales de las ecuaciones 3.6, 3.11, 3.14 de los componentes como el compresor y la turbina y remplazándolas en la ecuación 3.18 se puede escribir como:

$$\dot{W}_{Neto} = \dot{m}c_p \left[ \eta_T T_6 \left(1 - r_p^{-\alpha}\right) - T_1 \left(\frac{r_{p1}^{\alpha} - 1}{\eta_C}\right) - T_3 \left(\frac{r_{p2}^{\alpha} - 1}{\eta_C}\right) \right], \quad (3.19)$$

dividiendo la ecuación 3.19 por  $T_1$  se puede reescribir fácilmente:

$$\frac{\dot{W}_{Neto}}{T_1} = \dot{m}c_p \left[ \frac{T_6}{T_1} \eta_T \left(1 - r_p^{-\alpha}\right) - \frac{T_1}{T_1} \left(\frac{r_{p1}^{\alpha} - 1}{\eta_C}\right) - \frac{T_3}{T_1} \left(\frac{r_{p2}^{\alpha} - 1}{\eta_C}\right) \right]. \quad (3.20)$$

En el régimen de diseño típico de un ciclo Brayton regenerativo con interenfriamiento existen relaciones de temperaturas, una de las más importantes para el diseño de un ciclo, es la temperatura más alta entre la más baja del ciclo, que se define como  $r_{t1}$ , de igual importancia en este estudio la temperatura de salida del primer compresor con respecto a la temperatura de ingreso al ciclo, que esta definida como  $r_{t2}$ . En estudios pasados, las relaciones de temperatura determinan la región operativa permitida, que da como resultado un mejor rendimiento del motor desde la perspectiva de eficiencia y el rendimiento del trabajo para estos ciclos [13]. Teniendo en cuenta lo anterior mencionado, es conveniente que en los siguientes desarrollos se consideren las relaciones de temperatura del sistema que se pueden escribir como:

$$\frac{T_6}{T_1} = r_{t1}; \quad \frac{T_3}{T_1} = r_{t2}; \quad (3.21)$$

En consecuencia, la ecuación 3.20 se puede reescribir con ayuda de las anteriores relaciones de temperatura de la siguiente manera:

$$\dot{W}_{Neto} = \dot{m}C_pT_1 \left[ r_{t1}\eta_T (1 - rp^{-\alpha}) - \left( \frac{rp_1^\alpha - 1}{\eta_C} \right) - r_{t2} \left( \frac{rp_2^\alpha - 1}{\eta_C} \right) \right]. \quad (3.22)$$

Ahora, aplicando la primera ley de la termodinámica a un ciclo Brayton con interenfriamiento como se muestra en la Figura 3.2, se puede determinar que la producción neta total de potencia, es la diferencia entre la cantidad de entrada de flujo calor y la cantidad de flujo de calor rechazada desde el sistema hacia el entorno, siendo el flujo de calor rechazado la suma del flujo de calor rechazado del regenerador y el interenfriamiento que se escribe como:

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_{des} - \dot{Q}_{inter}, \quad (3.23)$$

Por lo tanto se requiere saber cual es cada uno de los flujos de calor planteados en la ecuación 3.23 para descubrir qué relación tienen con la mínima generación de entropía. Lo cuál se revisará a más detalle enseguida.

El flujo de calor en la cámara de combustión se puede determinar como:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}c_p(T_6 - T_5), \quad (3.24)$$

Siendo  $\dot{Q}_H$  el flujo de calor suministrado en la cámara de combustión para la quema de combustible.

Para determinar la temperatura de ingreso a la cámara de combustión, es decir  $T_5$ , como se muestra en la Figura 3.1 se implementará el regenerador, que es un intercambiador a contraflujo, el cuál se encarga de calentar los gases que salen del compresor con los gases que salen de la turbina, ya que éstos salen a temperaturas bastante mayores que el aire que viene del compresor. Sin embargo, el empleo de

un regenerador se recomienda sólo cuando la temperatura de la turbina es más alta que la temperatura de salida del compresor. De otro modo, el calor fluirá en dirección inversa y reducirá la eficiencia. El grado al cual un regenerador se aproxima a un regenerador ideal se llama eficacia  $E_r$  y su forma más ampliamente usada se escribe como:

$$E_r = \frac{Q_{regen,real}}{Q_{regen,max}}, \quad (3.25)$$

donde  $Q_{regen,real}$  es el calor recuperado real y  $Q_{regen,max}$  es el calor recuperado máximo que puede alcanzar. Cuando se utilizan hipótesis de aire frío estándar con calores específicos constantes, ésta se reduce a:

$$E_r = \frac{T_5 - T_4}{T_7 - T_4}, \quad (3.26)$$

a partir de la ecuación 3.26 se puede encontrar la temperatura de ingreso a la cámara de combustión la cuál se puede escribir como:

$$T_5 = T_4(1 - E_r) + E_r[T_6[1 - \eta_T(1 - rp^{-\alpha})]], \quad (3.27)$$

utilizando las temperaturas de ingreso y salida en la cámara de combustión y reemplazando a la ecuación 3.27 en 3.24 se puede expresar el flujo de calor de esta manera:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}c_p \left[ T_6 - (1 - E_r)T_3 \left( 1 + \frac{r_{p2}^\alpha - 1}{\eta_C} \right) - E_r T_6 [1 - \eta_T (1 - r_p^{-\alpha})] \right], \quad (3.28)$$

ahora dividiendo la ecuación 3.28 por  $T_1$  se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_1} = \dot{m}c_p \left[ \frac{T_6}{T_1} - (1 - E_r) \frac{T_3}{T_1} \left( 1 + \frac{r_{p2}^\alpha - 1}{\eta_C} \right) - E_r \left[ \frac{T_6}{T_1} [1 - \eta_T (1 - r_p^{-\alpha})] \right] \right], \quad (3.29)$$

por otro lado, se puede reescribir la ecuación 3.29 con ayuda de las relaciones de temperatura, términos adimensionales y algunas manipulaciones algebraicas y se expresa como:

$$\dot{Q}_H = T_1 \dot{m}c_p \left[ (1 - E_r) \left[ r_{t1} - r_{t2} - \frac{rp_2^\alpha - 1}{\eta_C} \right] + E_r r_{t1} \eta_T (1 - rp^{-\alpha}) \right]. \quad (3.30)$$

Para determinar el flujo de calor para el interenfriador, primero se escoge un intercambiador de calor a contraflujo, debido a que este experimenta la mayor transferencia de calor y es uno de los más eficientes intercambiadores, es decir, el fluido refrigerante que en este caso es el nanofluido, estará en dirección contraria

al fluido de trabajo que en éste caso será aire, como se ve en la etapa del interenfriador de la Figura 3.1. Ahora si se utiliza el mismo procedimiento que en el regenerador, es decir el método de la efectividad-NTU, el cuál explica la razón entre la transferencia de calor real y la transferencia de calor máxima posible:

$$E_i = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}}, \quad (3.31)$$

donde la razón de la transferencia de calor real de un intercambiador de calor se puede determinar con base en un balance de energía en los fluidos caliente y frío, para el caso del nanofluido (fluido frío) se tiene que:

$$\dot{Q}_{real} = C_{nf}(T_{snf} - T_{inf}), \quad (3.32)$$

donde  $C_{nf} = \dot{m}_{nf}c_{pnf}$  es la capacitancia térmica del fluido frío es decir el nanofluido. Por otra parte la transferencia de calor real de un intercambiador también se puede determinar para el fluido caliente:

$$\dot{Q}_{real} = C_{aire}(T_2 - T_3), \quad (3.33)$$

en el que  $C_{aire} = \dot{m}_{aire}c_{paire}$  es la capacitancia térmica del fluido caliente.

Para determinar la razón máxima posible de la transferencia de calor de un intercambiador, en primer lugar se reconoce que la diferencia de temperatura máxima que se produce en él, es la diferencia entre las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío es decir:

$$\Delta T_{máx} = T_2 - T_{inf}, \quad (3.34)$$

La transferencia de calor en un intercambiador alcanzará su valor máximo cuando 1) el fluido frío se caliente hasta la temperatura de entrada del caliente o 2) el fluido caliente se enfríe hasta la temperatura de entrada del fluido frío. El fluido con la capacitancia térmica menor experimentará un cambio más grande en la temperatura y de este modo, será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura, en cuyo punto se suspenderá la transferencia de calor. Por lo tanto la capacitancia térmica mínima y la transferencia de calor máxima en un intercambiador está determinada por el fluido de trabajo, es decir el aire, entonces se puede escribir como:

$$C_{min} = \dot{m}_{aire}c_{paire}, \quad (3.35)$$

en donde  $C_{min}$  es la capacitancia térmica mínima entre el aire y el nanofluido, siendo el aire el que experimenta el cambio más grande de temperaturas. Volviendo a retomar la ecuación 3.31 de la eficacia, ésta se puede reescribir así:

$$E_i = \frac{C_{nf}(T_{snf} - T_{inf})}{C_{min}(T_2 - T_{inf})}, \quad (3.36)$$

de modo que para dar continuidad al modelo termodinámico se requiere  $\dot{Q}_{inter}$  expresado en relaciones de temperatura o valores conocidos del ciclo como se ha desarrollado a lo largo de este capítulo.

$$\dot{Q}_{inter} = C_{nf}(T_{snf} - T_{inf}), \quad (3.37)$$

de la ecuación 3.36 se puede escribir explícitamente  $T_{snf}$  que toma la forma:

$$T_{snf} = T_{inf}\left(1 - E_i \frac{C_{aire}}{C_{nf}}\right) + \frac{C_{aire}}{C_{nf}} E_i T_2, \quad (3.38)$$

sustituyendo la ecuación 3.6 y 3.38 en la ecuación 3.37 se obtiene:

$$\dot{Q}_{inter} = E_i C_{aire} \left[ T_1 \left( \frac{r_{p1}^\alpha - 1}{\eta_C} + 1 \right) - T_{inf} \right]. \quad (3.39)$$

Donde  $E_i$  es la efectividad del intercambiador de calor, que depende de su configuración geométrica, así como la configuración de flujo. Por lo tanto los diferentes tipos de intercambiadores tienen relaciones diferentes para la efectividad [81], a continuación se detalla la relación a utilizar, que además servirá de puente para ingresar el nanofluido al ciclo Brayton.

$$E_i = \frac{1 - e^{-NTU(1-c_r)}}{1 - c_r e^{-NTU(1-c_r)}}, \quad (3.40)$$

donde  $c_r = C_{min}/C_{máx} < 1$  es una cantidad adimensional llamada relación de capacidades térmicas. En la ecuación 3.40 también está el término  $NTU$ , que es número adimensional denominado número de unidades de transferencia, que es proporcional al área del intercambiador de calor, y éste se puede definir como:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}}, \quad (3.41)$$

en donde  $U$  es el coeficiente total de transferencia de calor y  $A_s$  es el área superficial de transferencia del intercambiador, para este estudio se utiliza un valor de  $NTU$  conocido.

Por lo tanto al obtener todas las temperaturas a la salida de cada componente, además del calor suministrado y la sumatoria del calor rechazado se puede estimar la mínima generación de entropía que se detalla más adelante.

### 3.3. Mínima generación de entropía en el ciclo Brayton

A continuación, se determina la entropía total producida debido al funcionamiento del ciclo de energía. Como argumentó Bejan [16,17], para calcular la cantidad de generación de entropía en un motor térmico, es necesario evaluar la generación de entropía dentro del sistema más la producción de entropía debido a la interacción del motor con su entorno; es decir, debido a la corriente de escape. Para esto, uno debe reconocer que el cambio neto en la entropía de la sustancia de trabajo en una operación cíclica es cero. Primero, su entropía aumenta a través de la ruta 1–6, luego disminuye a través de la ruta 7–1 como se ve en la Figura 3.2. Por tanto, la única fuente de producción de entropía se debe al intercambio de calor entre la sustancia de trabajo y los depósitos de calor:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_{des}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_{inter}}{T_{inf}} - \frac{\dot{Q}_H}{T_H}. \quad (3.42)$$

Observe que la producción de entropía total para un ciclo irreversible se puede presentar mediante la ecuación 3.42. Un enfoque alternativo para el cálculo de la generación de entropía se refleja con la operación de un ciclo Brayton abierto, primero se calcula la generación de entropía de cada componente tanto en la generación de entropía dentro del sistema, como también la producción de entropía debido al enfriamiento de la corriente de escape y posteriormente se realiza la suma total de todo el sistema. A continuación se detalla cada componente:

$$\dot{S}_{gen,compresor,1} = \dot{m}(S_2 - S_1) - \frac{\dot{Q}_{comp}}{T}, \quad (3.43)$$

donde  $S_2 = S_1$  al tener un proceso isentrópico,  $\dot{Q}_{comp}$  es el flujo de calor que hay entre el compresor y el entorno al considerar al compresor adiabático, es decir la transferencia de calor es insignificante  $\dot{Q} \approx 0$

$$\dot{S}_{gen,compresor,2} = \dot{m}(S_4 - S_3) - \frac{\dot{Q}_{comp}}{T}, \quad (3.44)$$

para los componentes como son la turbina y el compresor debido a que se consideran adiabáticos, además de ser isentrópicos su generación de entropía va ser  $\dot{S}_{gen} \approx 0$ .

$$\dot{S}_{gen,turbina} = \dot{m}(S_7 - S_6) - \frac{\dot{Q}_{turb}}{T}, \quad (3.45)$$

para los depósitos de calor como es el regenerador, la cámara de combustión y el interenfriador; se hace evidente la transferencia de calor debido al intercambio que existe entre la sustancia de trabajo y el componente, la  $\dot{S}_{gen}$  tendrá un valor significativo, de esta manera se puede escribir como:

$$\dot{S}_{gen,inter} = \dot{m}(S_3 - S_2) - \frac{\dot{Q}_{inter}}{T_{inf}}, \quad (3.46)$$

donde el  $\dot{Q}_{inter}$  se refiere al flujo de calor y  $S_2, S_3$  a las entropías del proceso.

$$\dot{S}_{gen,des} = \dot{m}(S_8 - S_1) - \frac{\dot{Q}_{des}}{T_L}, \quad (3.47)$$

donde el  $\dot{Q}_{des}$  se refiere al flujo de calor entre el estado 8 y el ambiente.

$$\dot{S}_{gen,H} = \dot{m}(S_6 - S_5) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H}, \quad (3.48)$$

donde el  $\dot{Q}_H$  se refiere al flujo de calor de entrada, que se aplica para el proceso de la quema de combustible en la cámara de combustión y  $S_6, S_5$  a las entropías del proceso. Ahora, haciendo una sumatoria de todos los componentes del sistema, la ecuación a la que conduce es exactamente la ecuación 3.42.

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_{des}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_{inter}}{T_{inf}} - \frac{\dot{Q}_H}{T_H}.$$

Determinando todos los conceptos involucrados en la ecuación 3.42 ésta se puede reescribir como:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_{des}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_{inter}}{T_L} - \frac{\dot{Q}_H}{T_L} - \frac{\dot{Q}_{inter}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_{inter}}{T_{inf}}, \quad (3.49)$$

Si se aplica la primera ley de la termodinámica al diagrama T-s de la Figura 3.2 se obtiene que:

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_L} - \frac{\dot{W}}{T_L} = \frac{\dot{Q}_{des}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_{inter}}{T_L}, \quad (3.50)$$

donde  $T_L$  es la temperatura ambiente, sustituyendo la ecuación 3.50 en 3.49 se obtiene:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{Q}_H \left( \frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_H} \right) - \frac{\dot{W}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_{inter}}{T_{inf}} - \frac{\dot{Q}_{inter}}{T_L}, \quad (3.51)$$

En la ecuación 3.51 se necesita determinar a  $\dot{W}$ ,  $\dot{Q}_H$  y  $\dot{Q}_{inter}$  que vienen de las ecuaciones 3.22, 3.30 y 3.39, de tal manera que la ecuación resultante se puede escribir como:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen} = & \dot{m}c_p T_1 \left[ (1 - E_r) \left[ r_{t1} - r_{t2} - \frac{r_{p2}^\alpha - 1}{\eta_C} \right] + E_r r_{t1} \eta_T (1 - r_p^{-\alpha}) \right] \left( \frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_H} \right) \\ & - \frac{\dot{m}c_p T_1}{T_L} \left[ r_{t1} \eta_T (1 - r_p^{-\alpha}) - \left( \frac{r_{p1}^\alpha - 1}{\eta_C} \right) - r_{t2} \left( \frac{r_{p2}^\alpha - 1}{\eta_C} \right) \right] \\ & + E_i \dot{m}_{aire} c_{paire} \left[ T_1 \left( \frac{r_{p1}^\alpha - 1}{\eta_C} + 1 \right) - T_{inf} \right] \left( \frac{1}{T_{inf}} - \frac{1}{T_L} \right), \end{aligned} \quad (3.52)$$

considerando que la temperatura de ingreso al ciclo es la misma temperatura del ambiente  $T_L = T_1$ , y la producción de entropía normalizada que se define como  $S^*_{gen} = \dot{S}_{gen}/\dot{m}_{aire}c_p$ , donde  $\dot{m}$  y  $c_p$  representan el flujo másico y el calor específico del aire entonces la ecuación 3.52 se puede reescribir como:

$$\begin{aligned}
S^*_{gen} = & \left[ (1 - E_r) \left[ r_{t1} - r_{t2} - \frac{r_p^\alpha - 1}{\eta_C} \right] + E_r r_{t1} \eta_T (1 - r_p^{-\alpha}) \right] (1 - \pi) \\
& - \left[ r_{t1} \eta_T (1 - r_p^{-\alpha}) - \left( \frac{r_p^{\alpha-1}}{\eta_C} \right) - r_{t2} \left( \frac{r_p^\alpha - 1}{\eta_C} \right) \right] \\
& + \frac{E_i \dot{m}_{aire} c_{paire}}{\dot{m}_{aire} c_{paire}} \left[ T_1 \left( \frac{r_p^\alpha - 1}{\eta_C} + 1 \right) - T_{inf} \right] \left( \frac{1}{T_{inf}} - \frac{1}{T_L} \right), \quad (3.53)
\end{aligned}$$

donde  $\pi = T_L/T_H$ , que es la relación que existe entre la temperatura de combustión y la de ingreso al ciclo.

Ahora considerando que para obtener el máximo ahorro en el trabajo de entrada en un compresor de dos etapas, éste se minimiza cuando las relaciones de presión son iguales (ver apéndice A) lo que permite reescribir la ecuación 3.53 como:

$$\begin{aligned}
S^*_{gen} = & \left[ (1 - E_r) \left[ r_{t1} - r_{t2} - \frac{r_p^{\frac{\alpha}{2}} - 1}{\eta_C} \right] + E_r r_{t1} \eta_T (1 - r_p^{-\alpha}) \right] (1 - \pi) - r_{t1} \eta_T (1 - r_p^{-\alpha}) \\
& + \left( \frac{r_p^{\frac{\alpha}{2}} - 1}{\eta_C} \right) [1 + r_{t2}] + E_i \left[ T_1 \left( \frac{r_p^{\frac{\alpha}{2}} - 1}{\eta_C} + 1 \right) - T_{inf} \right] \left( \frac{1}{T_{inf}} - \frac{1}{T_L} \right). \quad (3.54)
\end{aligned}$$

La ecuación 3.54 es la producción de entropía normalizada para un ciclo Brayton con regenerador e interenfriamiento. Esta ecuación también tiene un valor óptimo con respecto a la relación de presión total.

Para obtener la mínima generación de entropía se calcula  $\partial S^*_{gen}/\partial r_p = 0$  donde  $r_p$  es la relación de presión total del ciclo.

$$\begin{aligned}
0 = & - \left( \frac{r_p^{\frac{\alpha}{2}-1}}{2\eta_C} \right) \alpha (1 - E_r) (1 - \pi) + \alpha E_r r_{t1} \eta_T r_p^{-\alpha-1} (1 - \pi) - \alpha r_{t1} \eta_T r_p^{-\alpha-1} \\
& + \frac{\alpha r_p^{\frac{\alpha}{2}-1}}{2\eta_C} + r_{t2} \alpha \frac{r_p^{\frac{\alpha}{2}-1}}{2\eta_C} + E_i \alpha T_1 (T_{inf} - T_L) \frac{r_p^{\frac{\alpha}{2}-1}}{2\eta_C T_{inf} T_L}, \quad (3.55)
\end{aligned}$$

De la ecuación 3.55 se puede encontrar la relación de presión óptima. Esta demostrado en estudios anteriores [13] que si se incrementa la relación de presión esta genera mayor entropía, por otra parte si se disminuye dicha relación se puede disminuir el trabajo de entrada de los compresores, y por consecuencia se obtendrá una mayor potencia útil a la salida del ciclo, dicha relación se escribe como:

$$r_{p,opt} = \left[ \frac{\left( \frac{2\eta_C r t_1 \eta_T}{1+rt_2} \right) [1 - E_r(1 - \pi)]}{\left[ 1 - \frac{(1-E_r)(1-\pi)}{1+rt_2} + \frac{E_i T_1 (T_{inf} - T_L)}{(1+rt_2) T_{inf} T_L} \right]} \right]^{\frac{2}{3\alpha}}. \quad (3.56)$$

donde el término  $r_{p,opt}$  es la relación de presión óptima sujeta a la generación mínima de entropía. Hay un término incluido en la ecuación 3.56 que hace referencia a la relación de presión óptima que conduce a un trabajo máximo a la salida, el cuál se obtiene resolviendo  $\partial W^*/\partial r_p = 0$ , entonces se tiene que derivar la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{Neto} = \dot{m} c_p T_1 \left[ r_{t1} \eta_T (1 - r p^{-\alpha}) - \left( \frac{r p_1^\alpha - 1}{\eta_C} \right) - r_{t2} \left( \frac{r p_2^\alpha - 1}{\eta_C} \right) \right], \quad (3.57)$$

ahora en una forma adimensional con respecto al flujo másico del aire y el calor específico del mismo se tiene:

$$W^* = \frac{\dot{W}_{Neto}}{\dot{m} c_p T_1} = \left[ r_{t1} \eta_T (1 - r p^{-\alpha}) - \left( \frac{r p_1^\alpha - 1}{\eta_C} \right) - r_{t2} \left( \frac{r p_2^\alpha - 1}{\eta_C} \right) \right], \quad (3.58)$$

reemplazando la ecuación 3.8 en 3.58 y encontrando  $\partial W^*/\partial r_p = 0$ , se puede obtener a  $r_p W_{max}$  que se puede escribir así:

$$r_p W_{max} = \left( \frac{2\eta_C r t_1 \eta_T}{1 + r t_2} \right)^{\frac{2}{3\alpha}}. \quad (3.59)$$

Entonces la ecuación 3.56 se puede escribir de una manera mas compacta como:

$$r_{p,opt} = r_p W_{max} \tau, \quad (3.60)$$

donde  $\tau$  es:

$$\tau = \left[ \frac{1 - E_r(1 - \pi)}{1 - \frac{(1-E_r)(1-\pi)}{1+rt_2} + \frac{E_i T_1 (T_{inf} - T_L)}{(1+rt_2) T_{inf} T_L}} \right]^{\frac{2}{3\alpha}}. \quad (3.61)$$

Cuando se reemplaza el  $r_{p,opt}$  en la ecuación 3.54 se obtiene la mínima generación de entropía del ciclo como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned}
 S_{gen,min}^* = & \left[ (1 - E_r) \left[ r_{t1} - r_{t2} - \frac{r_{p,opt}^{\frac{\alpha}{2}} - 1}{\eta_C} \right] + E_r r_{t1} \eta_T (1 - r_{p,opt}^{-\alpha}) \right] (1 - \pi) \\
 & - r_{t1} \eta_T (1 - r_{p,opt}^{-\alpha}) + \left( \frac{r_{p,opt}^{\frac{\alpha}{2}} - 1}{\eta_C} \right) [1 + r_{t2}] \\
 & + E_i \left[ T_1 \left( \frac{r_{p,opt}^{\frac{\alpha}{2}} - 1}{\eta_C} + 1 \right) - T_{inf} \right] \left( \frac{1}{T_{inf}} - \frac{1}{T_L} \right). \quad (3.62)
 \end{aligned}$$

Ahora reemplazando la ecuación 3.40 se puede determinar la mínima generación de entropía, y determinar las ventajas y desventajas que tiene el ingreso del n-ófluido al ciclo Brayton.

$$\begin{aligned}
 S_{gen,min}^* = & \left[ (1 - E_r) \left[ r_{t1} - r_{t2} - \frac{r_{p,opt}^{\frac{\alpha}{2}} - 1}{\eta_C} \right] + E_r r_{t1} \eta_T (1 - r_{p,opt}^{-\alpha}) \right] (1 - \pi) \\
 & - r_{t1} \eta_T (1 - r_{p,opt}^{-\alpha}) + \left( \frac{r_{p,opt}^{\frac{\alpha}{2}} - 1}{\eta_C} \right) [1 + r_{t2}] \\
 & + \frac{1 - e^{-NTU(1-c_r)}}{1 - c_r e^{-NTU(1-c_r)}} \left[ T_1 \left( \frac{r_{p,opt}^{\frac{\alpha}{2}} - 1}{\eta_C} + 1 \right) - T_{inf} \right] \left( \frac{1}{T_{inf}} - \frac{1}{T_L} \right). \quad (3.63)
 \end{aligned}$$

### 3.4. Propiedades termofísicas del nanofluido

Anteriormente se ha nombrado que el nanofluido a utilizar es el óxido de aluminio ( $Al_2O_3$ ), cuyas nanopartículas se consideran uniformes en el fluido base para así formar una suspensión homogénea; las propiedades físicas del nanofluido generalmente se basan en fracciones de volumen o concentraciones de la nanopartícula, más específicamente en el enfoque de la regla de la mezcla para estimar las siguientes magnitudes efectivas similares a las que aparecen en la literatura [29, 30, 79], en este trabajo para el cálculo del calor específico del nanofluido se tomará la relación de mezcla de Pak y Cho [31] que se muestra a continuación:

$$c_{pnf} = c_{p,np}\phi + c_{p,bf}(1 - \phi), \quad (3.64)$$

donde  $c_p$  es el calor específico ( $J/Kg \cdot K$ ),  $\phi$  que hace referencia a la concentración de la nanopartícula y  $bf$  determina el fluido base en el cual se emplea. Las propiedades termofísicas del agua, el óxido de aluminio ( $Al_2O_3$ ) y algunas nanopartículas se presentan en la tabla 3.1.

**Tabla 3.1:** Propiedades termofísicas del agua y nanopartículas.

Propiedad	Valor	Nanofluido
$c_{p(J/Kg \cdot K)}$	765	$Al_2O_3$
$c_{p(J/Kg \cdot K)}$	4179	Agua
$c_{p(J/Kg \cdot K)}$	535.6	$CuO$
$c_{p(J/Kg \cdot K)}$	703	$SiO_2$
$c_{p(J/Kg \cdot K)}$	495.2	$ZnO$
$\rho(Kg/m^3)$	997.78	Agua
$\rho(Kg/m^3)$	6500	$CuO$
$\rho(Kg/m^3)$	5600	$ZnO$

También existen diferentes relaciones para el cálculo del calor específico del nanofluido como aparecen en investigaciones de nanofluidos [79], aquí se muestra otra correlación que lleva el nombre de modelo de equilibrio térmico postulado por Zhou que se puede expresar como:

$$Cp_{nf} = \frac{\phi\rho_{np}c_{p,np} + c_{p,bf}\rho_{bf}(1 - \phi)}{\phi\rho_{np} + (1 - \phi)\rho_{bf}}. \quad (3.65)$$

donde  $c_{p,bf}$ ,  $c_{p,np}$  representan los calores específicos del fluido base y la nanopartícula respectivamente. Además  $\rho$  representa la densidad del fluido base o la nanopartícula.

### 3.5. Características básicas para el diseño de un ciclo Brayton con mínima generación de entropía

En la ecuación 3.63 que representa la mínima generación de entropía se puede apreciar que tiene diferentes parámetros, por tal razón se estandarizan algunos de ellos, como lo es la eficiencia de la turbina y de los compresores, la efectividad del regenerador, la temperatura de ingreso del fluido frío (nanofluido) y del fluido de trabajo como es la del aire, o sus relaciones de temperatura y presión. Esto con el fin de poder compararlos con publicaciones anteriores como la de Y. Haseli [5], en donde se especifica la mínima generación de entropía, pero sin la importancia del nanofluido.

Por consiguiente los parámetros físicos como los adimensionales fueron elegidos de esta publicación [5] como se muestran en las tablas 3.2, 3.3.

**Tabla 3.2:** Parámetros de diseño para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento

Propiedad	Valor	Unidad
$T_1$	305	K
$T_6$	1220	K
$T_H$	1906	K
$T_{inf}$	300	K
$c_{paire}$	1.007	KJ/Kg K
$\dot{m}_{nf}$	1	Kg/s
$\dot{m}_{aire}$	1	Kg/s

**Tabla 3.3:** Parámetros adimensionales para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento.

Propiedad	Valor
$\eta_C$	0.85
$\eta_T$	0.90
$r_{t1}$	4
$r_{t2}$	1.5
$\pi$	0.16
$NTU$	1
$E_r$	0.80

Para encontrar la mínima generación de entropía con el modelo obtenido, se evaluarán los parámetros más importantes de las tablas anteriores y se seleccionarán los valores óptimos como se ve a detalle en el próximo capítulo.

# Capítulo 4

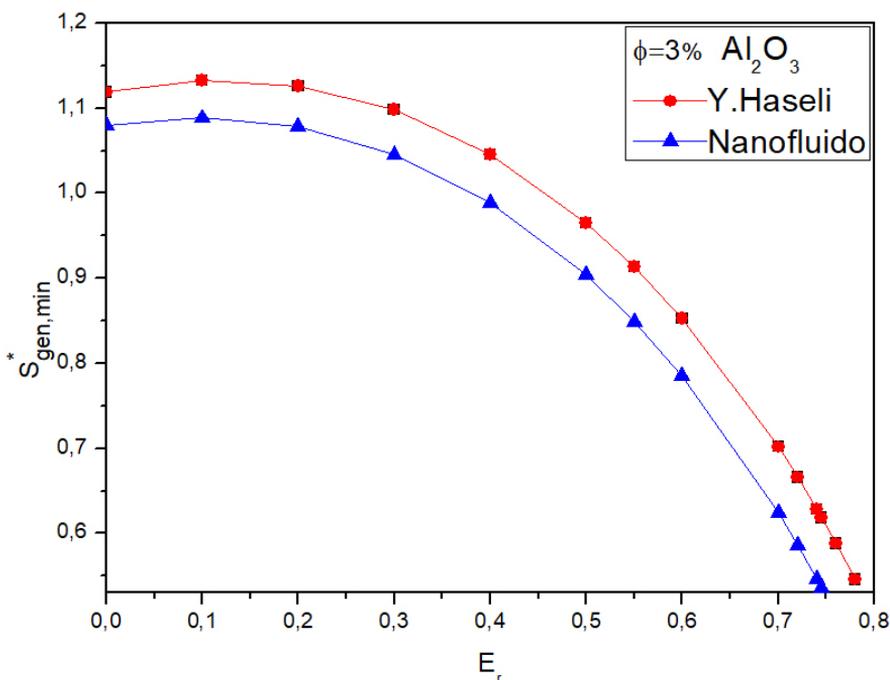
## Análisis de resultados

En este apartado se presentan los resultados obtenidos con el modelo termodinámico presentado en capítulos anteriores, teniendo en cuenta particularmente los parámetros adimensionales que determinan el mejor comportamiento en el ciclo y de esta manera, poder obtener una visión global de la influencia que tienen los nanofluidos con la mínima generación de entropía para un ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento.

### 4.1. Análisis y comparación de la importancia del nanofluido

En estudios anteriores como los presentados por Haseli [5], se analizó el ciclo Brayton con un interenfriador, en el cuál se eligen temperaturas iguales para el ingreso del fluido de enfriamiento, el fluido de trabajo (aire) y la temperatura de salida del interenfriador; es decir  $T_3 = T_1 = T_{inf}$ , esta hipótesis basada en el funcionamiento ideal de utilizar un interenfriador de alto desempeño, con esta teoría Haseli, hace referencia a un intercambiador de calor perfecto con transferencia de calor muy grande y su fluido de enfriamiento es agua; siendo así el caso más ideal en el estudio de los intercambiadores de calor, debido a que no tiene semejanza al proceso real, donde existe una eficacia, pérdidas de calor y un proceso de transferencia con termodinámica de tiempo finito como es la generación de entropía en el interenfriador. Por tal motivo este trabajo se ha enfocado en desarrollar un modelo termodinámico para un intercambiador de calor real, con procesos reales de tiempo finito donde se determina que la generación de entropía se puede reducir debido a una disminución en el calor residual, utilizando un nanofluido como refrigerante para el proceso de interenfriamiento, la hipótesis plantea que las temperaturas de ingreso para el fluido de trabajo así como para el refrigerante deben de ser diferentes  $T_1 \neq T_{inf}$  así también  $T_3 \neq T_1$ ; con el fin de que el nanofluido pueda interactuar en la transferencia de calor en el interenfriador. Se utiliza la correlación de Pak y Cho [31] para el cálculo del calor específico del nanofluido con  $Al_2O_3$  en una concentración del  $\phi = 3\%$ , se realiza la solución numérica para el modelo termodinámico con parámetros mostrados en las tablas 3.1, 3.2, 3.3 y de

esta manera se muestran los resultados en las figuras presentadas a continuación.



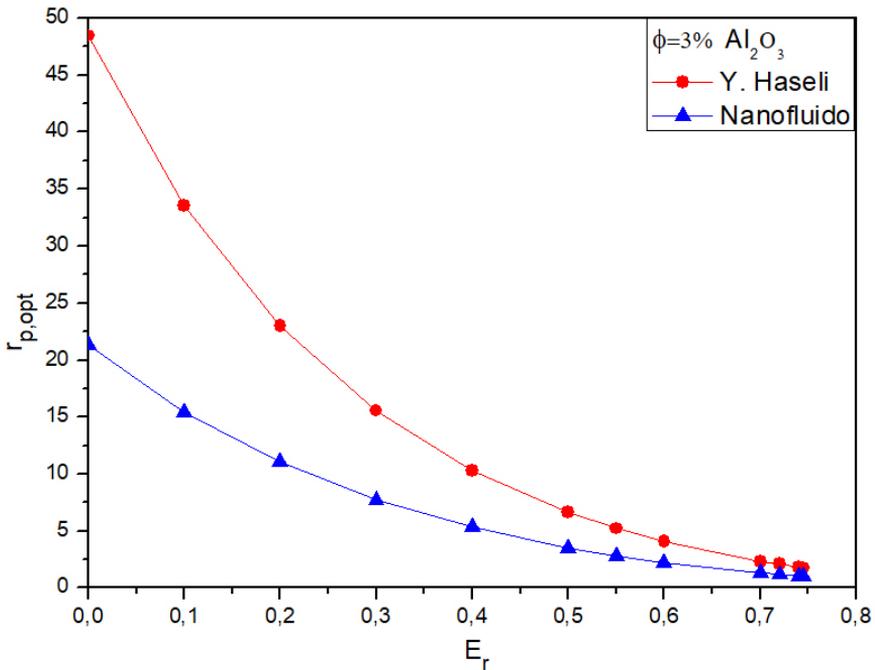
**Figura 4.1:** Generación mínima de entropía en el ciclo presentado por Haseli y generación mínima de entropía en ciclo con nanofluido.

Como se observa en la Figura 4.1, se evidencia que el comportamiento del nanofluido y la diferencia de temperaturas que existen en el interenfriador altera la mínima generación de entropía y disminuye el calor residual; la línea roja hace referencia a la mínima generación de entropía del ciclo sin nanofluido, que es la hipótesis que planteó Haseli. Por otro lado la línea azul representa la mínima generación de entropía haciendo uso del nanofluido. Se demuestra que a medida que la eficacia  $E_r$  del regenerador, es mayor el efecto del nanofluido y la diferencia de temperaturas reduce la mínima generación de entropía en valores muy inferiores a las presentadas en investigaciones pasadas, el valor máximo de eficacia para el ciclo es alrededor de  $E_r = 0,745$ , donde el trabajo del ciclo, el calor adicionado y el calor del interenfriador llegan alrededor de cero con las relaciones desarrolladas dentro del ciclo. Cabe destacar que si las temperaturas son iguales al ingreso del ciclo como al ingreso del interenfriador es decir  $T_1 = T_{inf}$ , se recupera la hipótesis planteada por Haseli y el modelo se simplifica y se obtienen valores muy similares a estudios nombrados [5]. La comparación de lo mencionado anteriormente para la mínima generación de entropía se presentan en la tabla 4.1 donde se establece que

el tener nanofluidos dentro del ciclo y la relación de temperaturas del interenfriador diferente de 1, disminuye en un 13% con respecto a los estudios planteados sin nanofluidos.

**Tabla 4.1:** Valores de mínima generación de entropía para eficacias altas del regenerador.

$Er$	$Haseli$	$Nanofluido$	$\Delta \%$
0.70	0.701704	0.624534	10.99 %
0.72	0.665975	0.586475	11.93 %
0.745	0.618372	0.535695	13.37 %

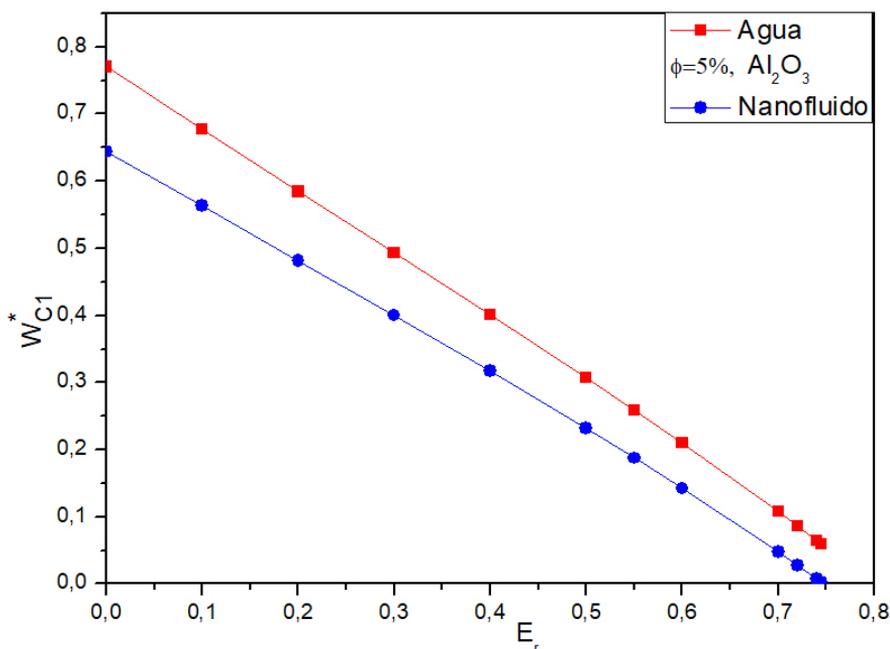


**Figura 4.2:** Relación de presión óptima en el ciclo de Haseli y en el ciclo con nanofluido.

En la Figura 4.2 se presentan los valores de relación de presión óptima en función de la eficacia del regenerador, dichos valores están ligados a la mínima generación de entropía. Se aprecia que la línea azul, tiene valores menores en la relación de presión óptima que la línea roja, es decir, la relación de presión óptima disminuye a medida que el regenerador eleva su eficacia cuando el ciclo tiene el

nanofluido. Por otra parte, se afirma lo dicho en investigaciones pasadas [13] que a mayor relación de presión mayor generación de entropía.

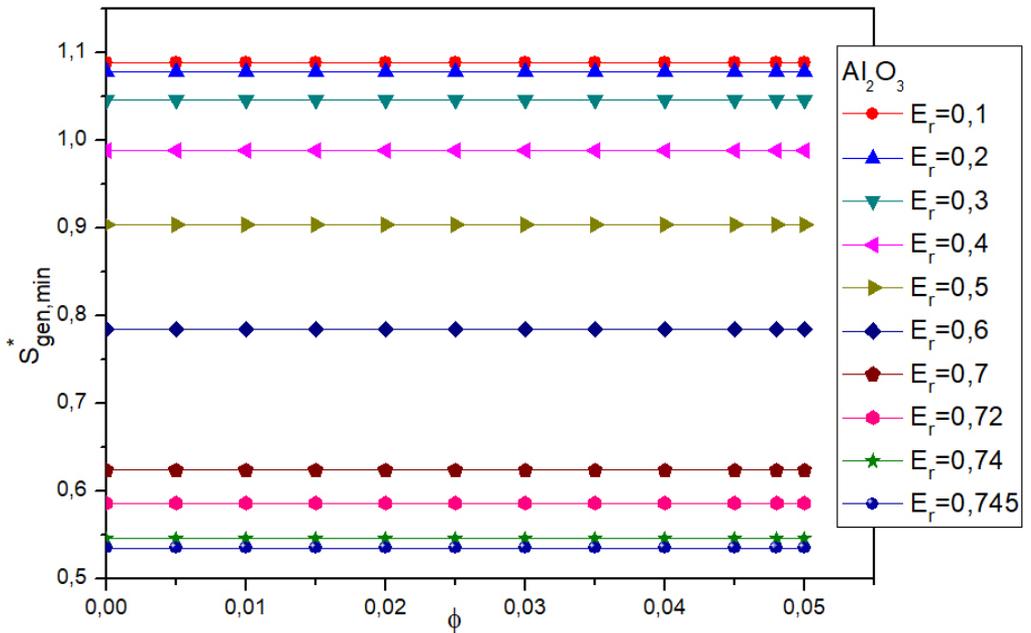
En las Figuras 4.1, 4.2 se puede apreciar que existe una gran diferencia en utilizar un proceso de enfriamiento con un nanofluido y una relación de temperaturas diferentes en el interenfriador, debido a esta diferencia la  $r_{p,opt}$  y la mínima generación de entropía disminuye. Es claro para la investigación, que tener temperaturas diferentes al ingreso del interenfriador  $T_3 \neq T_1$ , y emplear el nanofluido formado por  $Al_2O_3$  en una concentración del 3 % disminuye la mínima generación de entropía.



**Figura 4.3:** Trabajo adimensional del compresor 1 en función de eficacia del regenerador con un  $NTU=1$ .

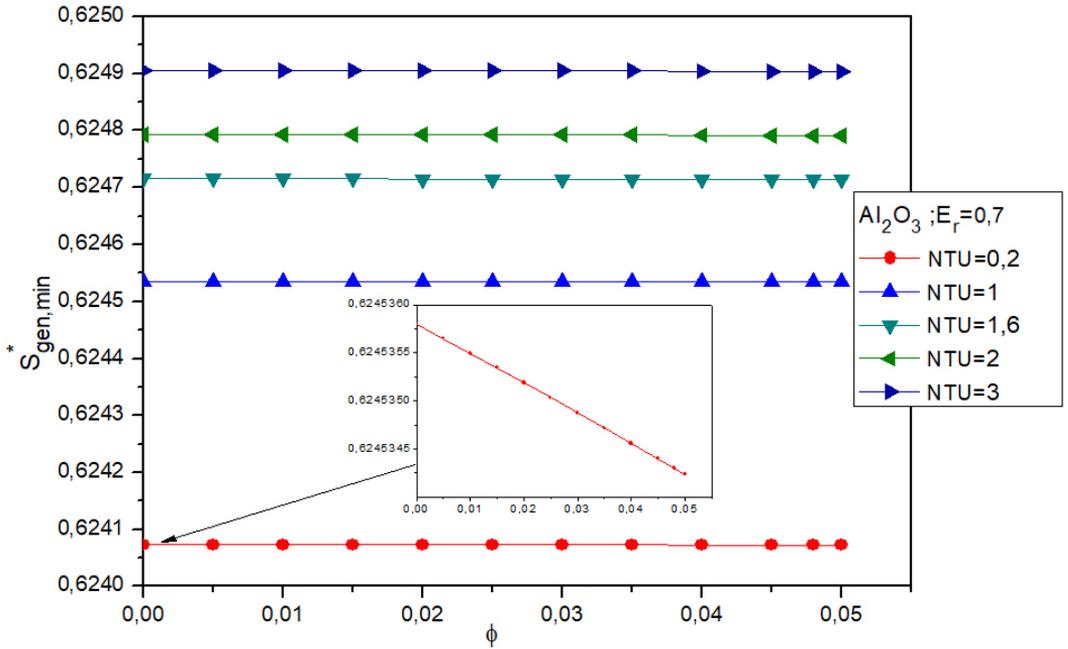
En la Figura 4.3, se examina el trabajo utilizado por el compresor para un fluido de enfriamiento como es el agua, con línea de color rojo y la línea de color azul para el nanofluido con concentración del 5 % de  $Al_2O_3$ , donde se evidencia que el trabajo que consume el compresor 1 debido a las relaciones encontradas en el presente estudio es menor, que el utilizado por el fluido de enfriamiento como es el agua, la mínima generación de entropía también es menor debido al empleo de nanofluidos como se observo en las figuras 4.1, 4.2; sin embargo no se puede concluir que al utilizar nanofluidos se generará mayor eficiencia en el ciclo debido

a que los nanofluidos afectan de manera directa a la relación de presión óptima, la cuál es utilizada para determinar importantes parámetros como lo es el  $W_{neto}$ ,  $Q_H$  y el  $Q_{inter}$ .



**Figura 4.4:** Mínima generación de entropía en función de la concentración de la nanopartícula, con eficacia del regenerador variable y  $NTU=1$ .

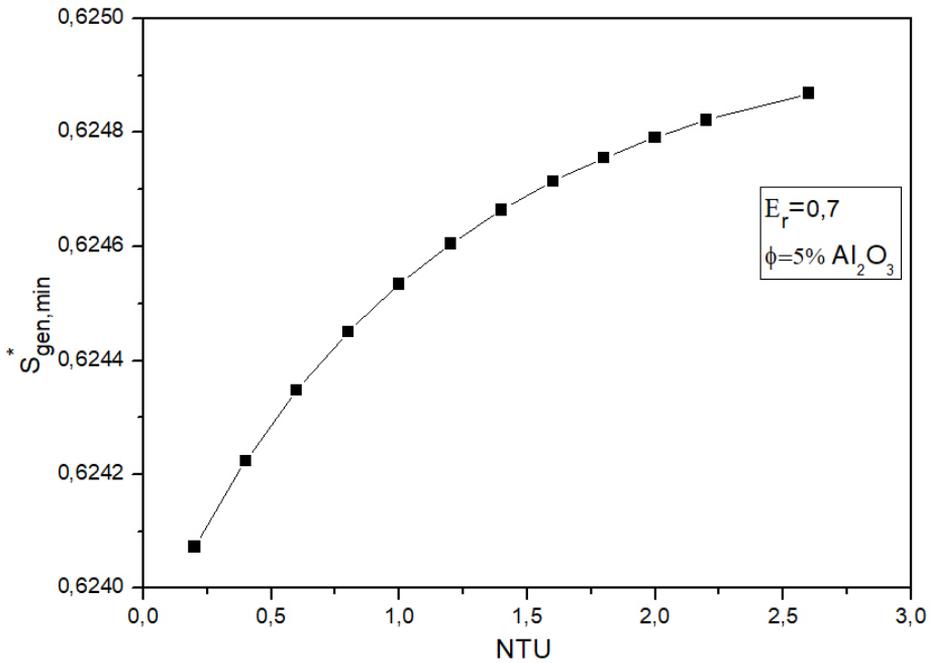
En la Figura 4.4, se examina la mínima generación de entropía en función de la concentración de la nanopartícula en un rango de (0 – 5 %). Para un nanofluido compuesto por nanopartículas de óxido de aluminio, los valores de la mínima generación de entropía reducen a medida que el regenerador eleva su eficacia, pero la concentración en el rango presentado es imperceptible de acuerdo al modelo implementado [31], aun así a mayor concentración de la nanopartícula la mínima generación de entropía también disminuye.



**Figura 4.5:** Mínima generación de entropía en función de la concentración de la nanopartícula, con NTU variable y  $E_r = 0,7$ .

En la figura 4.5, se muestra la mínima generación de entropía en función de la concentración con el NTU variable y una efectividad del regenerador de 0.7. En ésta figura se puede demostrar que para tener la mínima generación de entropía se debe tener un NTU bajo para el interenfriador, es decir se puede tener un intercambiador de calor pequeño acompañado de un nanofluido como refrigerante; Por otra parte se observa que para mayores concentraciones de la nanopartícula en el fluido base, la mínima generación de entropía disminuye en una manera lineal.

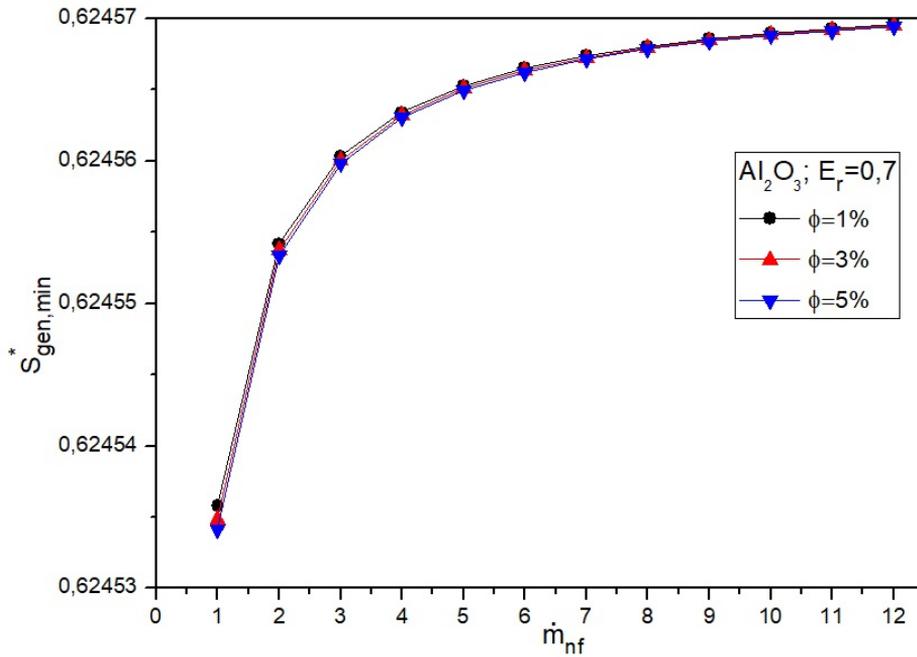
La Figura 4.5, también muestra que el regenerador debe de estar presente en el ciclo con interenfriamiento como dice la literatura, ya que sin éste no puede ser justificado económicamente el proceso del interenfriamiento y la mínima generación de entropía aumentaría.



**Figura 4.6:** Mínima generación de entropía en función del NTU y  $E_r = 0,7$ .

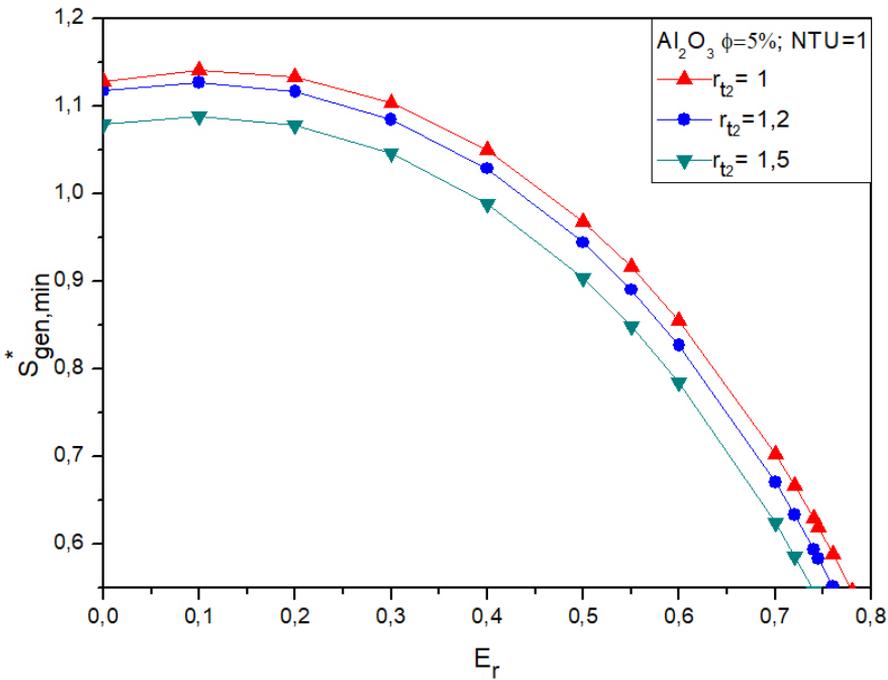
En la Figura 4.6, se muestra la mínima generación de entropía en función del NTU, en ésta figura se quiere mostrar la importancia del parámetro adimensional NTU, para una eficacia del regenerador de 0.7, donde se evidencia que para valores altos de NTU, la mínima generación de entropía es mayor, sin embargo se debe de cuidar el valor de NTU a escoger, ya que para valores específicos en el coeficiente de transferencia de calor y la capacitancia mínima (3.41), el valor de NTU es proporcional al área superficial del intercambiador de calor, por tal motivo es esencial conocer a detalle que para valores de NTU mayores a 3 es injustificable el valor económico que representa.

En la Figura 4.6 se puede observar la importancia del NTU en el interenfriador, a medida que el NTU aumenta la eficacia del interenfriador también lo hace como se mencionó en la ecuación (3.40), ya que el NTU esta en función de la eficacia y en consecuencia la mínima generación de entropía aumenta debido a que el tamaño del interenfriador se vuelve cada vez más grande.



**Figura 4.7:** Mínima generación de entropía en función del gasto másico del nanofluido para un  $NTU=1$ , con una concentración de 1, 3 y 5 % de  $Al_2O_3$  y  $E_r = 0,7$ .

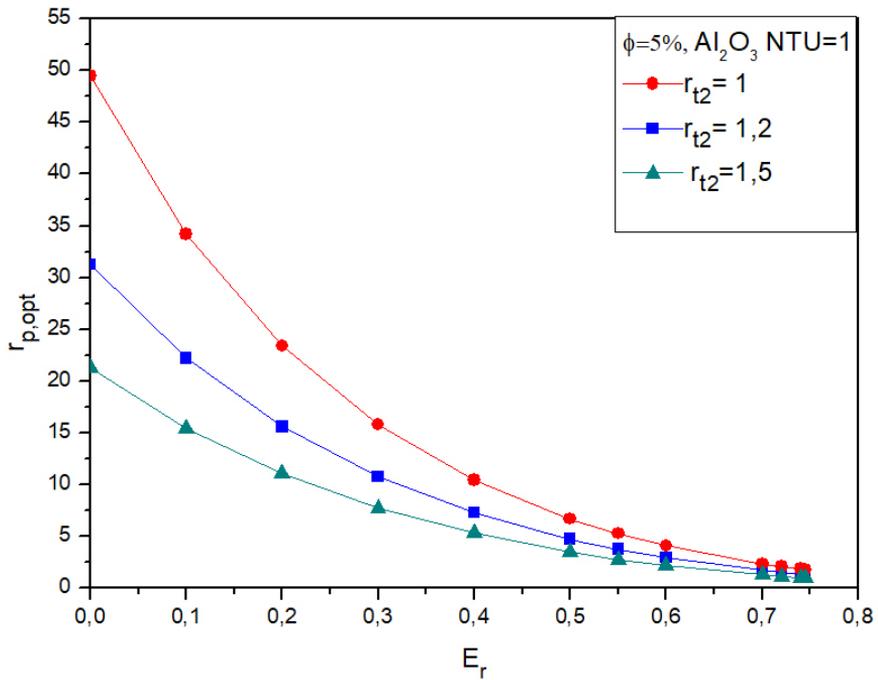
En la Figura 4.7 se muestra el comportamiento de la mínima generación de entropía en función del flujo másico del nanofluido con una eficacia del regenerador de 0.7 y concentración variable. Donde se observa que la mínima generación de entropía aumenta a medida que el flujo másico del nanofluido aumenta. Por otra parte, también se puede notar que para concentraciones bajas (1 %) de nanopartículas la mínima generación de entropía será mayor en comparación con la concentraciones de 5 %.



**Figura 4.8:** Mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador con relaciones de temperatura del interenfriador  $r_{t2}$  variables, concentración del 5% de  $Al_2O_3$  y  $NTU=1$ .

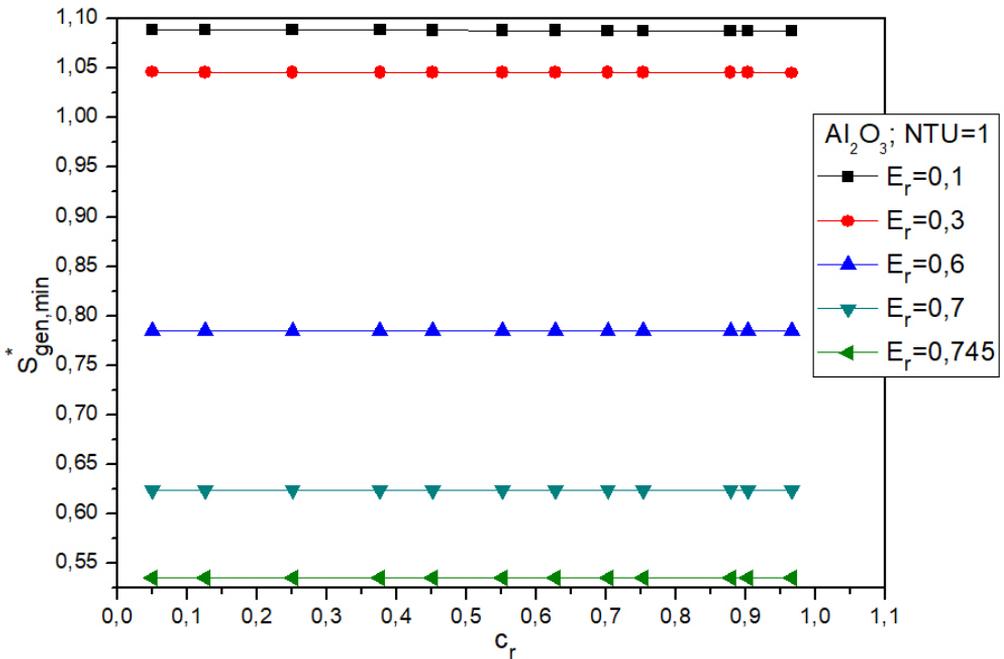
En la Figura 4.8 se muestra la mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador con diferentes relaciones de temperatura en el interenfriador. Donde se observa que la curva es afectada de una manera muy drástica, ya que cuando la relación de temperatura que existe entre el interenfriador disminuye, su mínima generación de entropía aumenta, este fenómeno se debe a que el nanofluido y la etapa de enfriamiento disminuyen la temperatura promedio, a la cual se añade el calor debido a la operación con el nanofluido dentro de las paredes del interenfriador. Cuando la relación de temperatura es mayor, como se ve en la línea verde, el resultado es un mejor rendimiento de trabajo y por consiguiente una mínima generación de entropía. A medida que la  $r_{t2}$  se vuelve más grande se aleja del caso ideal; el cual menciona que la etapa de enfriamiento debe volver a su temperatura inicial, sin embargo en este modelo se argumenta que al operar con nanofluidos se puede alejar del caso ideal y vincularse al caso real de las plantas de generación de energía y seguir obteniendo la mínima generación de entropía, sin tener que recurrir a enfriamientos costosos. Un ejemplo claro se muestra en la Figura 4.8 en donde la línea roja hace referencia a la hipótesis estudiada por Haseli que utiliza un intercambiador de calor perfecto (alto costo de inversión), en

relación con éste, sus resultados son mayores que los encontrados en la presente investigación, evidenciada por la línea azul y verde (con nanofluido) que muestra el modelo termodinámico estudiado.



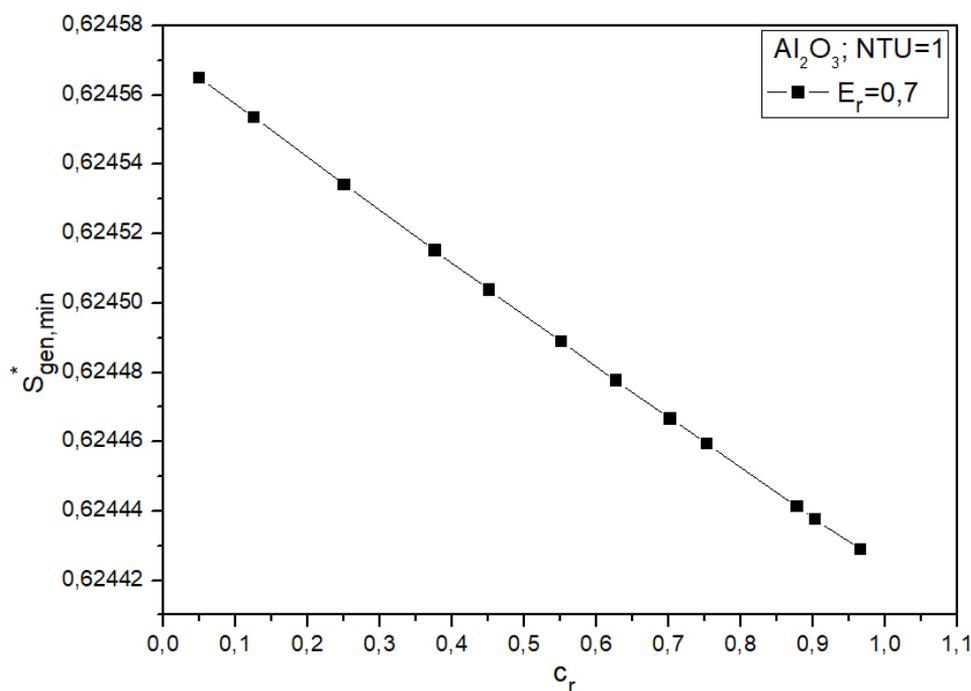
**Figura 4.9:** Relación de presión óptima en función de la eficacia del regenerador, con una concentración de 5% de  $Al_2O_3$  y  $NTU=1$ .

En la Figura 4.9, se muestra que la relación de presión óptima se ve afectada por una disminución en la relación de temperatura  $r_{t2}$ , a mayor relación de presión óptima mayor generación de entropía. Es importante notar que si la relación de presión óptima es menor, el consumo de potencia de los compresores va a disminuir en el ciclo. Esta gráfica también muestra que las distintas relaciones de presión óptima deben de ir ligadas a un regenerador de alto desempeño a medida que la  $r_{t2}$  se vuelve más pequeña, además se evidencia que los cambios presentados por la relación de temperaturas que existe en el interenfriador es de orden mayor a los que se presenta con la concentración de la nanopartícula.



**Figura 4.10:** Mínima generación de entropía en función del parámetro adimensional  $c_r$  con concentración del 5% de  $Al_2O_3$  y  $NTU=1$ .

De acuerdo a los resultados obtenidos en la Figura 4.10, el parámetro adimensional  $c_r = \dot{m}_{aire}c_{paire}/\dot{m}_{nf}c_{pnf}$ , (la relación entre capacidades térmicas) determina que entre mayor eficacia tenga el regenerador menor será la mínima generación de entropía con una concentración del 5% de la nanopartícula como es el óxido de aluminio, con un  $NTU=1$  que es lo recomendado en la literatura y económicamente viable en un intercambiador. Por otra parte en la Figura 4.10, se puede observar muy sutilmente que a medida que  $c_r$  aumenta, la mínima generación de entropía disminuye para valores con eficacia en el regenerador menores a 0.745. Por otra parte se concluye que el regenerador es el elemento más importante dentro del ciclo, ya que si éste tiene eficacias altas puede disminuir la mínima generación de entropía en conjunto con el nanofluido que se utilice como refrigerante.



**Figura 4.11:** Mínima generación de entropía en función del parámetro adimensional  $c_r$  con eficacia del regenerador de 0.7, concentración del 5% de  $Al_2O_3$  y  $NTU=1$ .

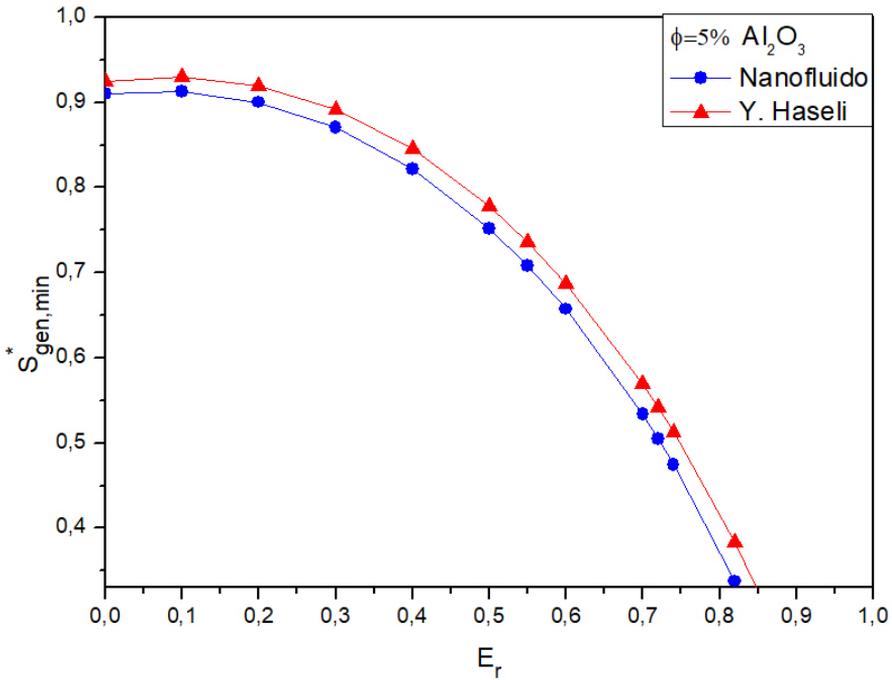
En la Figura 4.11, se muestra la mínima generación de entropía en función de la relación de capacitancias térmicas con una eficacia para el regenerador de 0.7 y concentración de la nanopartícula  $Al_2O_3$  del 5%, donde se observa que a mayor número de  $c_r$ , menor será la mínima generación de entropía, en consecuencia del aumento de la concentración de la nanopartícula, que además tiene un efecto directo en el calor específico del nanofluido que hace que disminuya el valor de  $c_r$ , es por esto que el parámetro adimensional  $c_r$  es de vital importancia en la investigación ya que éste es el puente para ingresar el nanofluido al ciclo y determinar sus ventajas en función de la eficacia del interenfriador.

## 4.2. Cambio de relación de temperatura

Para realizar el análisis de resultados, primero se cambiará la relación de temperatura que existe entre la temperatura de ingreso al ciclo y la temperatura de combustión  $\pi = T_L/T_H$ . De una manera concreta se reemplazan los términos presentados en la tabla 3.3 por los de la tabla 4.2.

**Tabla 4.2:** Parámetros adimensionales para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento  $\pi = 0,25$ .

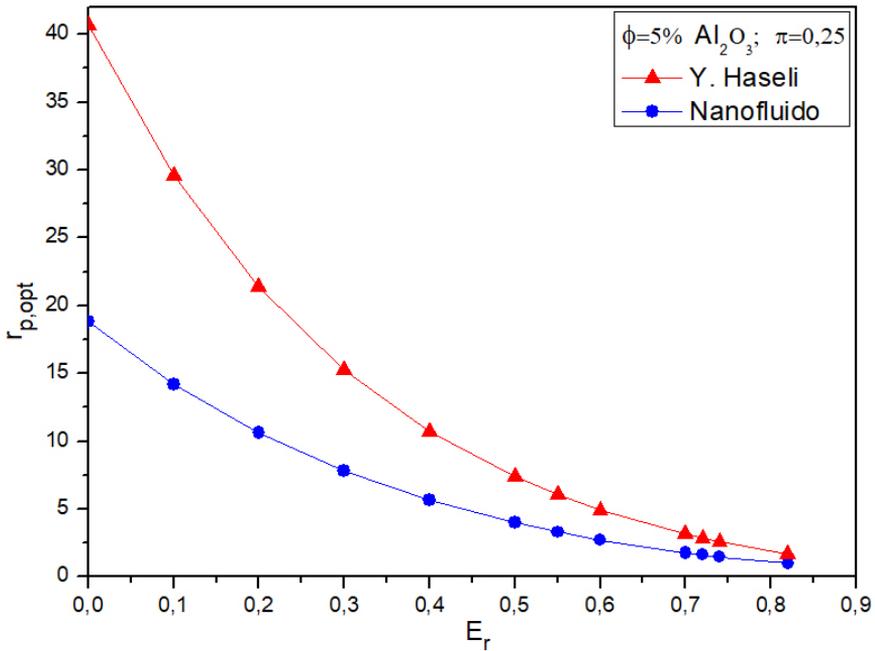
Propiedad	Valor
$\eta_C$	0.85
$\eta_T$	0.90
$r_{t1}$	4
$r_{t2}$	1.5
$\pi$	0.25
$NTU$	1
$E_r$	0.80



**Figura 4.12:** Generación mínima de entropía en el ciclo de Haseli y generación mínima de entropía en un ciclo con nanofluido  $\pi = 0,25$ .

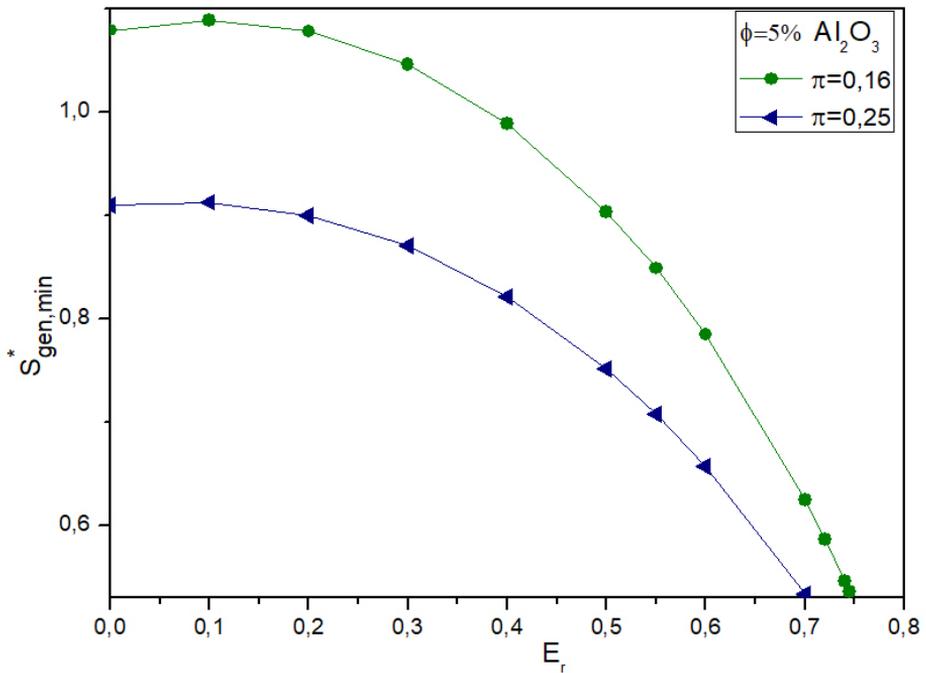
En la Figura 4.12, se muestra la mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador con una relación de temperatura  $\pi$  diferente, para los resultados obtenidos de investigaciones pasadas como la de Haseli y la investigación con el nanofluido. Se evidencia que el comportamiento del nanofluido y la diferencia de temperaturas que existen en el interenfriador altera la mínima gene-

ración de entropía, en este caso el parámetro adimensional  $\pi$ , hace que la mínima generación de entropía sea menor en un 16 % cuando la relación de temperaturas sube a  $\pi = 0,25$ . Sin embargo puede observarse y compararse con la Figura 4.1, que los resultados no presentan una separación considerable en las líneas de color rojo y azul.



**Figura 4.13:** Relación de presión óptima en el ciclo de Haseli y en el ciclo con un nanofluido utilizando una relación de temperatura  $\pi = 0,25$ .

En la Figura 4.13, se aprecia que la relación de presión óptima disminuye a medida que el regenerador eleva su eficacia, como ya se había mencionado antes, por otra parte se observa la diferencia que existe en utilizar un parámetro de  $\pi$  distinto, donde la relación de presión para valores de  $\pi = 0,25$ , disminuyen con los presentados en figuras anteriores. Cuando  $\pi = 0,16$ , los valores obtenidos en la relación de presión óptima tenían un valor de 22 como se puede ver en la Figura 4.2, mientras que en la Figura 4.13 estos bajan hasta 18, es decir un 11 % menor; sin embargo el cambio es mínimo; a continuación se presenta a detalle por que el valor de la temperatura de combustión no debe ser el mismo valor de la temperatura más alta del ciclo.



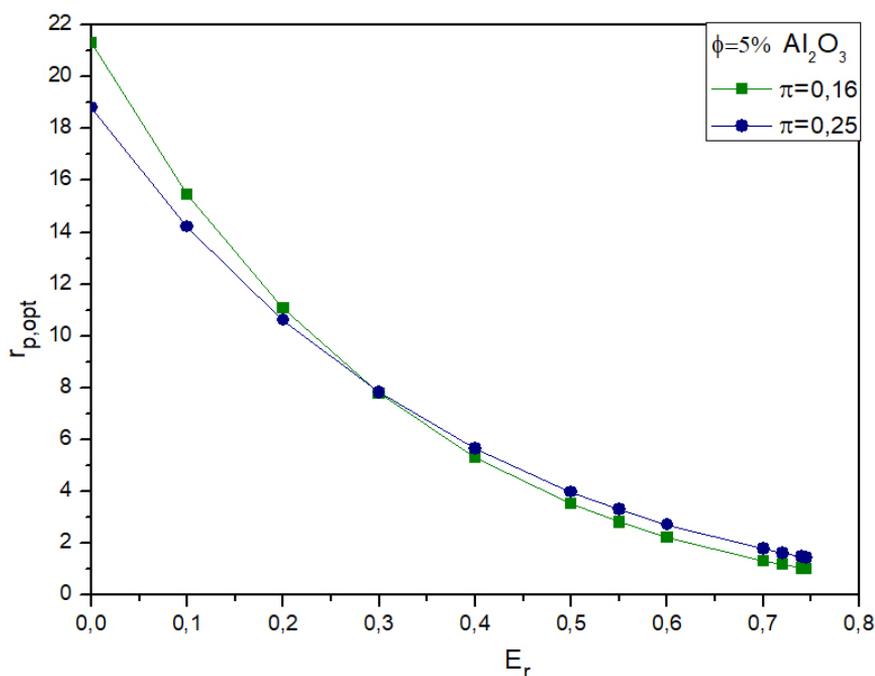
**Figura 4.14:** Mínima generación de entropía en función de eficacias del regenerador con parámetros de  $\pi = 0,16$  y  $\pi = 0,25$  haciendo uso del nanofluido.

En la Figura 4.14, se muestra la mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador, con diferentes relaciones de temperatura  $\pi$ , donde la línea verde, hace referencia a valores de mínima generación de entropía con  $\pi = 0,16$  y la línea de color azul muestra valores de mínima generación de entropía con  $\pi = 0,25$ ; las dos curvas hacen uso del modelo presentado en esta investigación, con una concentración del 5% del óxido de aluminio y considerando los valores adimensionales presentados en la tabla 4.2. Es importante notar en la Figura 4.14, para valores de eficacia menores a 0.745 la mínima generación de entropía es mayor para  $\pi = 0,16$  que corresponde a la línea verde, en comparación con un valor de  $\pi = 0,25$  representado en la línea de color azul. Sin embargo para valores de eficacia mayor a 0.3 la mínima generación de entropía se hace menor para los valores representados con la variable  $\pi = 0,16$ .

Por otra parte, a medida que la eficacia del regenerador crece, la mínima generación de entropía entre las dos líneas presentadas disminuye, algunos valores de la mínima generación de entropía se presentan en la tabla 4.3.

**Tabla 4.3:** Valores de mínima generación de entropía para relación de temperatura con  $\pi$  variable.

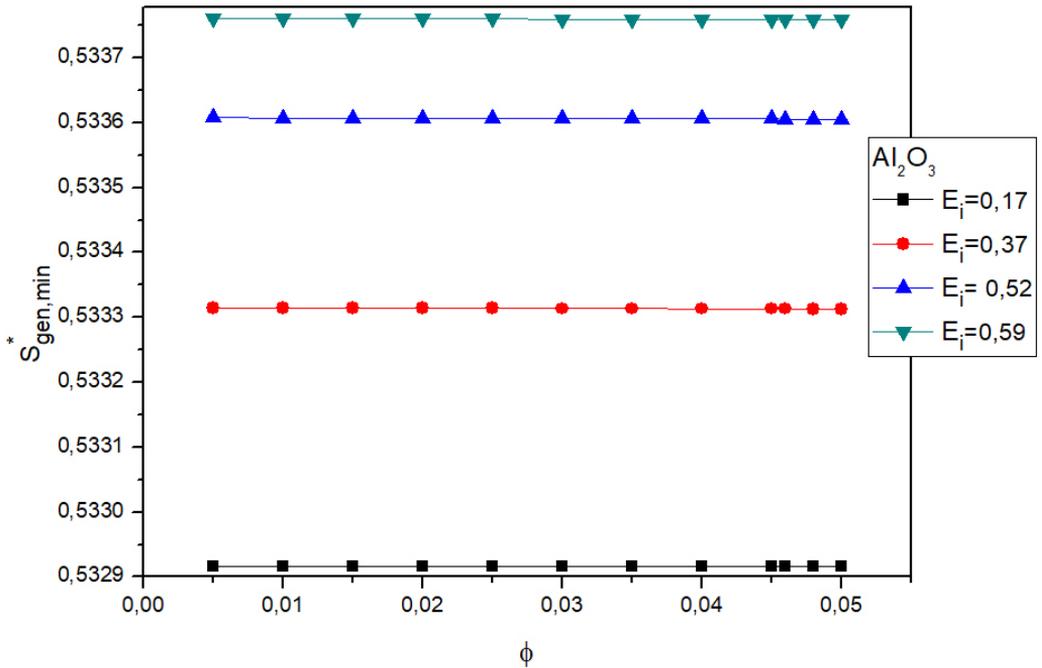
$Er$	$S_{gen,min}^*$	$S_{gen,min}^*$	$\Delta \%$
	$\pi = 0,16$	$\pi = 0,25$	
0.7	0,62453	0,53375	14.5 %
0.72	0,58647	0,50502	13.8 %
0.74	0.54614	0,4748	13.0 %
0.745	0,53569	0,46701	12.8 %



**Figura 4.15:** Relación de presión óptima en el ciclo de Haseli y en el ciclo con un nanofluido.

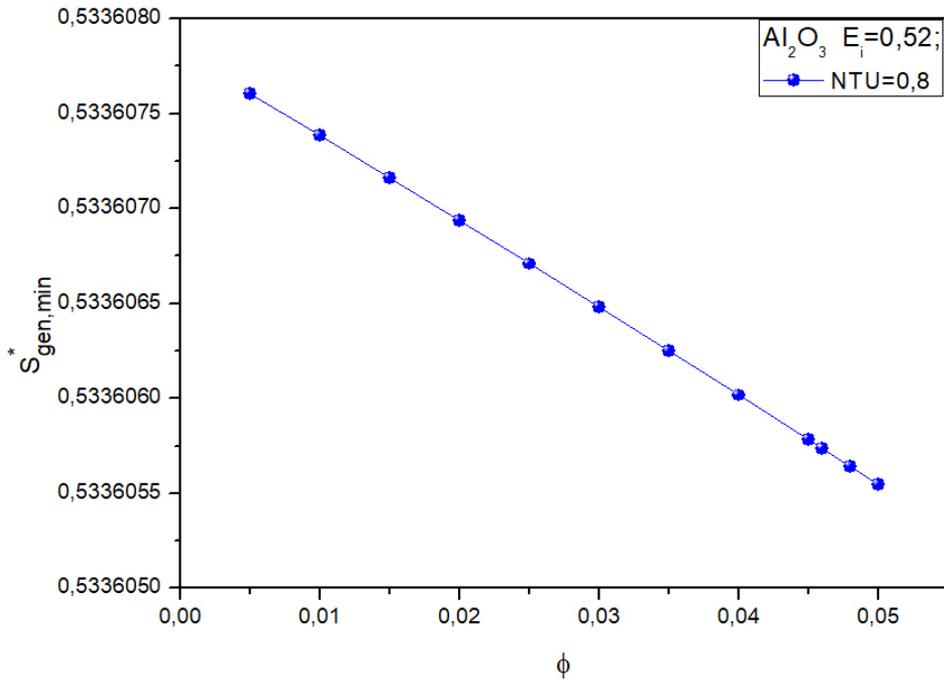
En la Figura 4.15, se aprecia la relación de presión óptima con valores de  $\pi$  diferentes, se muestra la línea de color verde para los valores de relación de presión óptima con  $\pi = 0,16$ , y la línea azul los valores de relación óptima con un valor de  $\pi = 0,25$ , para los valores de  $\pi = 0,16$  se eviencia que comienzan con una relación óptima de presión más alta; sin embargo a medida que el regenerador aumenta su eficacia hasta un valor de  $E_r = 0,3$ , donde los valores presentados para  $\pi = 0,25$  presentan un valor de relación de presión más alto, eso quiere decir que la mínima

generación de entropía comienza a disminuir en un porcentaje mayor para los valores de  $\pi = 0,16$ , y se concluye que si se toma un hipótesis idealizada donde la temperatura de la turbina  $T_6$  es la misma temperatura del combuster  $T_H$  la generación de entropía será menor en el ciclo pero los valores presentados no serán reales debido a que la fuente que más genera entropía en el ciclo es el combuster.



**Figura 4.16:** Mínima generación de entropía en función de la concentración de la nanopartícula, con eficacia del interenfriador variable,  $E_r = 0,7$  y  $\pi = 0,25$ .

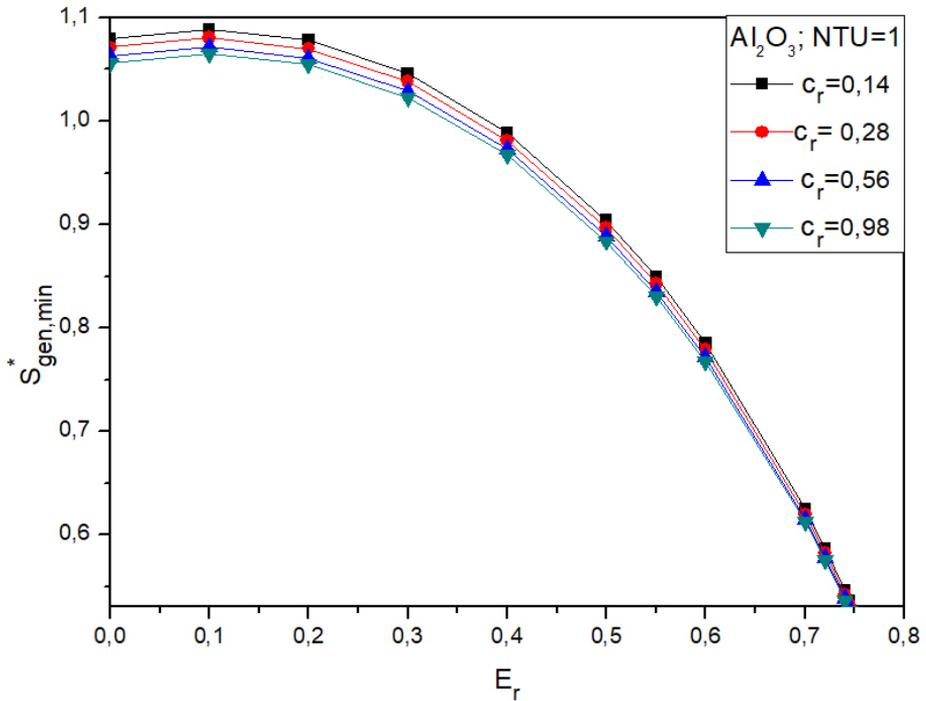
En la Figura 4.16 se muestra la mínima generación de entropía en función de la concentración de la nanopartícula con una relación de temperatura  $\pi = 0,25$ . Se observa que los valores obtenidos son menores a los presentados en la Figura 4.5, por otra parte, se evidencia que el interenfriador eleva su eficacia y la mínima generación de entropía aumenta, este incremento se ve reflejado en que la eficacia del interenfriador esta ligada al NTU. Además en esta Figura 4.16 se observa de manera muy poco perceptible debido al rango en el que se encuentran los resultados, a mayor concentración de la nanopartícula menor es la mínima generación de entropía.



**Figura 4.17:** Mínima generación de entropía en función de la concentración de la nanopartícula, con  $E_r = 0,7$ . y  $\pi = 0,25$ .

En la Figura 4.17, se muestra la mínima generación de entropía en función de la concentración de la nanopartícula, aquí se observa la importancia de la concentración de la nanopartícula y el modelo implementado, cuando la concentración de la nanopartícula es mayor en el fluido base, la mínima generación de entropía disminuye con un  $NTU=0.8$  y una eficacia del interenfriador de  $0.52$  es claro que que el cambio que presenta la concentración de la nanopartícula es sutil comparado con el cambio en el  $NTU$ , como se vio en resultados anteriores.

Es esencial saber que en éste modelo tener el interenfriador es de vital importancia dentro del ciclo estudiado, ya que el nanofluido no podría existir sin la presencia del interenfriador o si la temperatura de ingreso al ciclo es la misma que la del ingreso al interenfriador  $T_1 \neq T_{inf}$ .

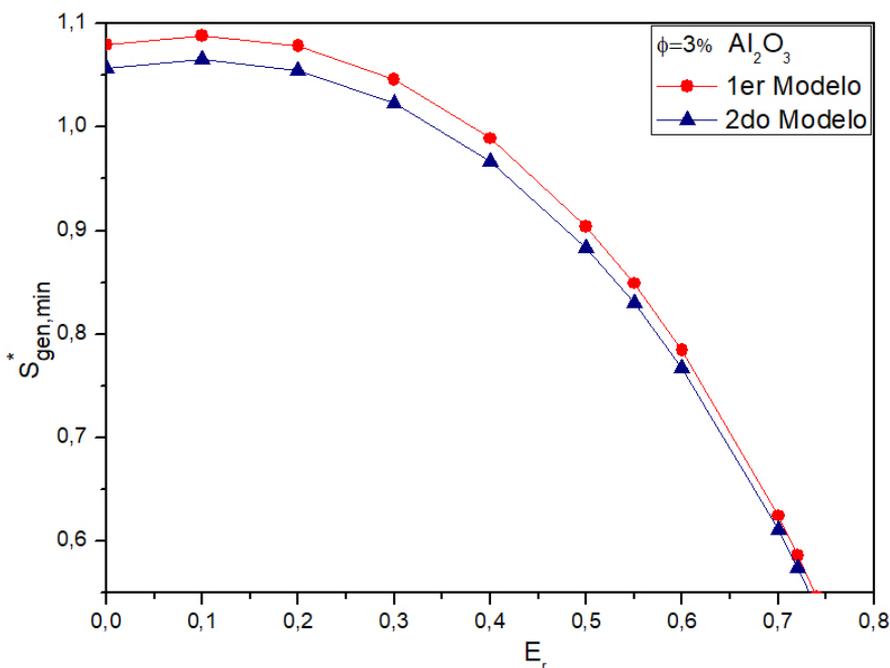


**Figura 4.18:** Mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador con  $c_r$  variables, concentración de  $Al_2O_3$  y  $NTU=1$ ,  $\pi = 0,16$ .

De acuerdo a los resultados obtenidos en la Figura 4.18, el término adimensional  $c_r$  es la relación entre las capacitancias térmicas del aire y el nanofluido, como se mencionó en la Figura 4.10, para la Figura 4.18 se muestra valores mínima generación de entropía en función de valores de eficacia del regenerador en un rango de 0-0.745, donde se varia el parámetro  $c_r$  con diferentes concentraciones de la nanopartícula, y se determina que para los valores mas pequeños de  $c_r$  la generación de entropía va ser mayor para eficacias bajas del regenerador con un  $Ntu=1$ , además por resultados previos en la investigación de puede determinar que el valor de  $c_r$  afecta directamente a la eficacia del interenfriador, donde éste modifica la relación de presión óptima, que en consecuencia puede variar todos los parámetros importantes del ciclo Brayton. Por otra parte es indispensable tener un regenerador con eficacias altas, en éste caso se muestra valores inferiores a 0.745 que son los regeneradores más comunes debido a pérdidas e ineficiencias dentro de los ciclos de potencia, el parámetro adimensional  $c_r$  es un referente en esta investigación, debido a que entre más grande sea, la mínima generación de entropía será menor.

### 4.3. Cambio de método en relación al calor específico del nanofluido.

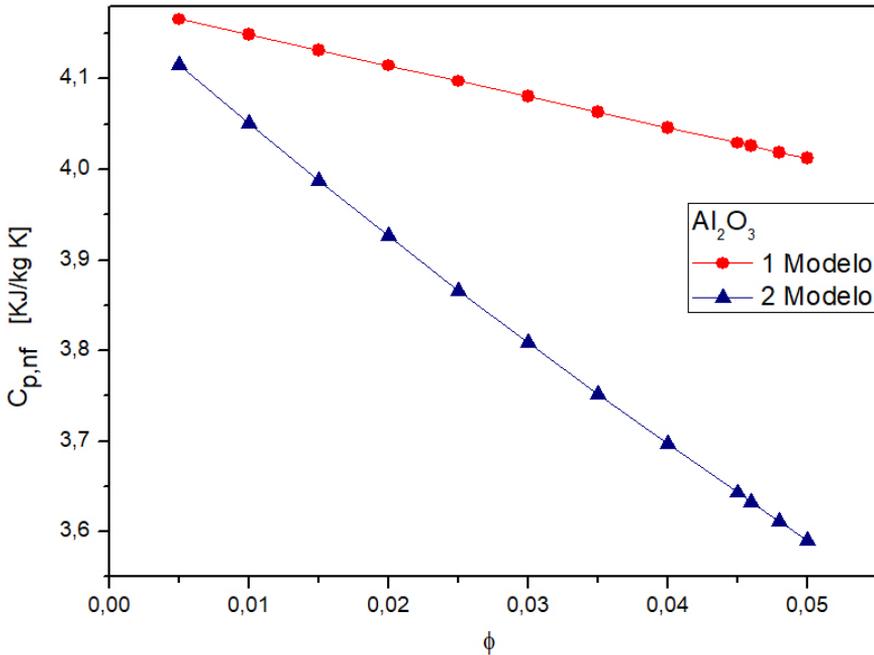
En esta sección se quiere implementar otro método para calcular el calor específico del nanofluido para conocer la diferencia que existe en elegir entre los dos modelos planteados, cuál de ellos hace más énfasis en dar un valor cercano al de la mínima generación de entropía real en el ciclo Brayton. Para esto se utiliza la correlación vista en 3.4 conocido como modelo de equilibrio térmico postulado por Zhou y se calcula con valores de la tabla 3.1.



**Figura 4.19:** Mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador con los dos modelos planteados. Modelo 1 [Pak y Cho], modelo 2 [Zhou].

En la Figura 4.19 se presenta la mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador con los dos modelos planteados la línea roja para el modelo de Pak y Cho, y la línea azul para el modelo propuesto por Zhou, donde se observa que para el modelo de Zhou hay una diferencia en la mínima generación de entropía, debido a que la correlación utiliza la densidad de la nanopartícula en comparación con el modelo de Pak y Cho, que a su vez el valor del calor específico es menor comparado con el modelo de Pak y Cho, lo que trae como consecuencia que el valor de  $c_r$  sea más grande y en efecto hace que la mínima generación

de entropía disminuya de acuerdo al modelo termodinámico planteado en esta investigación.



**Figura 4.20:** Calor específico del nanofluido en función de la concentración de la nanopartícula, para los modelos de Pak y Cho y modelo propuesto por Zhou con una nanopartícula de  $Al_2O_3$ .

En la Figura 4.20, se observa las dos correlaciones utilizadas en la investigación las cuales son el modelo planteado por Pak y Cho representada por la línea roja, y la línea azul la cuál representa el modelo planteado por Zhou, donde se muestra que el modelo con línea azul tiene una pendiente más pronunciada con respecto a la línea roja en función de la concentración de la nanopartícula en éste caso el  $Al_2O_3$ , por tal motivo en esta investigación se recomienda utilizar el segundo modelo es decir el planteado por Zhou, el comportamiento del modelo termodinámico para las dos correlaciones presenta resultados similares, sin embargo con el modelo propuesto de Zhou se evidencia de manera pronunciada el cambio en la concentración de la nanopartícula, además que como se vio en figuras anteriores 4.19 presenta la mínima generación de entropía debido al efecto que tiene en el valor adimensional  $c_r$ .

## 4.4. Cambio de nanofluido en el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento

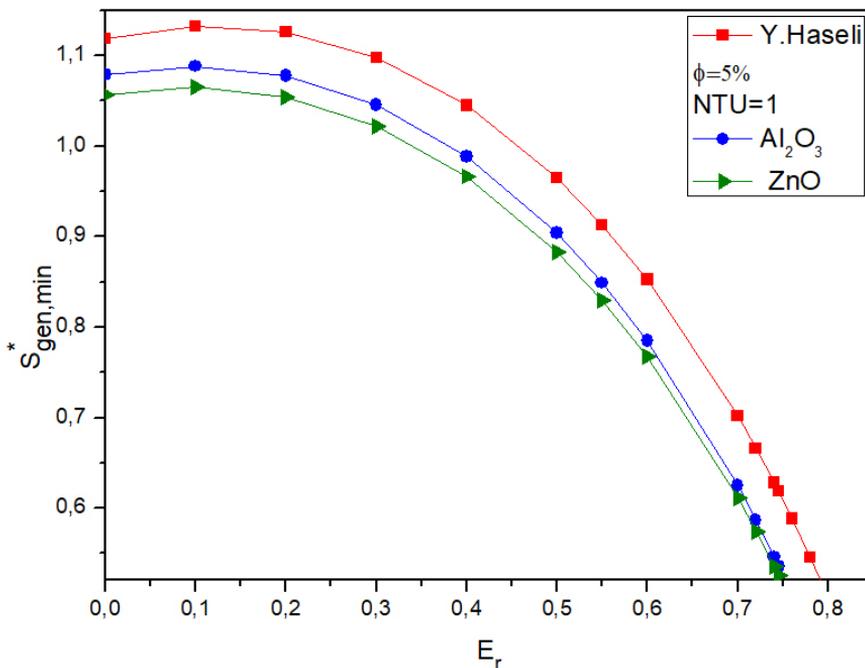
En secciones anteriores se observó que la variable adimensional  $c_r$ , es un referente para la generación de entropía junto con la relación de temperatura del interenfriador, para este nuevo análisis se utilizará dos nanofluidos como el  $ZnO$  óxido de zinc y el  $CuO$  óxido de cobre, ya que éstos, como se presentó en la tabla 3.3 tienen menor calor específico que el óxido de aluminio, esta comparación se hace con el fin de tener presente la manera de selección del nanofluido para el ciclo, qué condiciones debe de cumplir éste para que la curva de la mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador disminuya. Para hacer esta representación se utilizan las tablas 4.4 y 4.5 donde se comparan tres nanofluidos con su parámetro adimensional  $c_r$  utilizando el modelo planteado por Zhou.

**Tabla 4.4:** Parámetros adimensionales para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento.

Propiedad	Valor
$\eta_C$	0.85
$\eta_T$	0.90
$r_{t1}$	4
$r_{t2}$	1.5
$\pi$	0.16
$NTU$	1

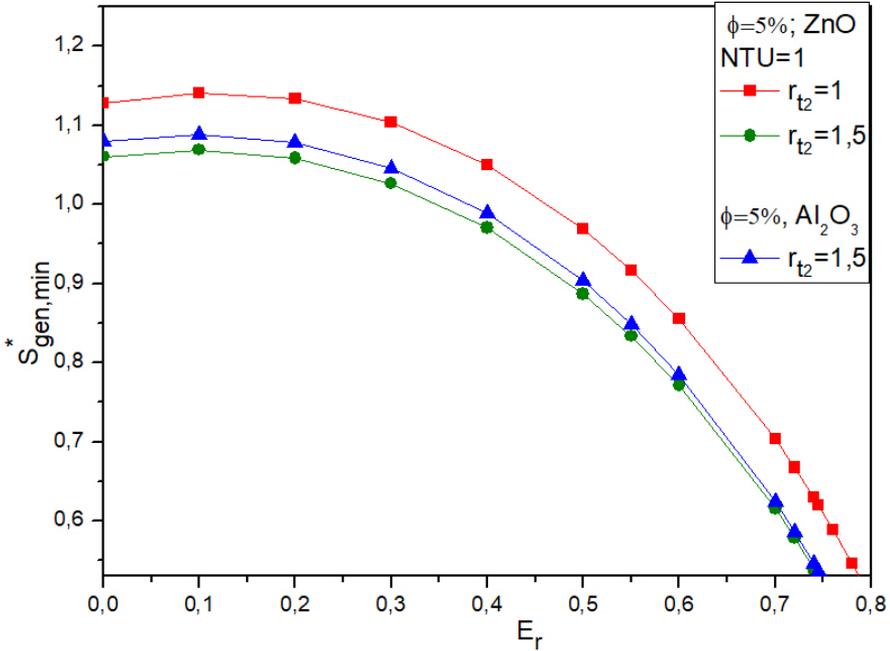
**Tabla 4.5:** Parámetros de  $c_r$  para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento de acuerdo al nanofluido utilizado en una concentración del 5%.

$c_r = \frac{\dot{m}_{aire}c_{p,aire}}{\dot{m}_{nf}c_{p,nf}}$	Valor	Nanopartícula
$c_r$	0.2804	$Al_2O_3$
$c_r$	0.3100	$CuO$
$c_r$	0.3013	$ZnO$



**Figura 4.21:** Mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador variable, concentración de 5% de  $Al_2O_3$  y  $ZnO$  con  $NTU=1$ .

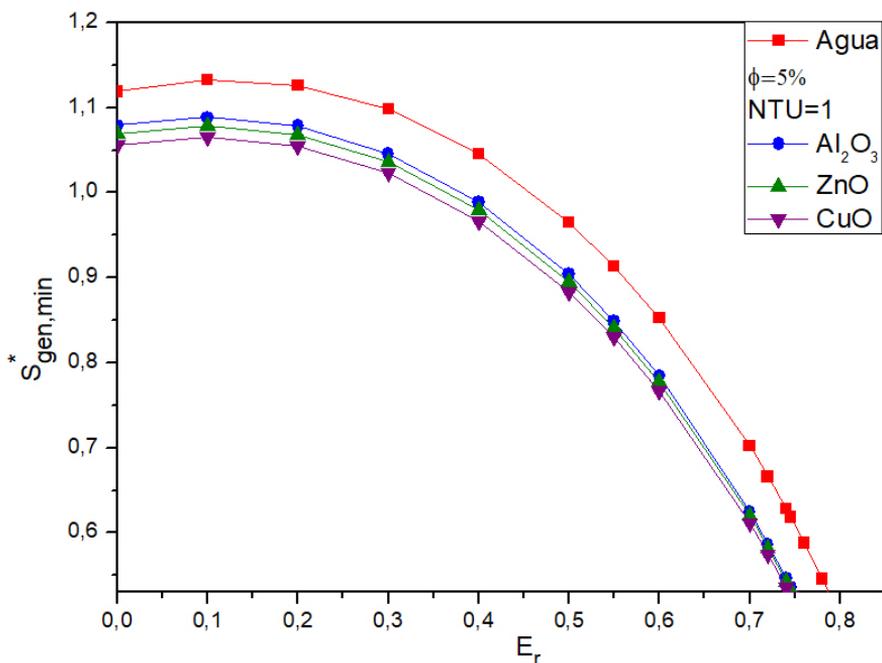
En la Figura 4.21, se muestra la mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador para el uso de dos nanofluidos. Se observa que la nanopartícula que tiene el valor de  $c_r$  menor, será una alternativa para mejorar la mínima generación de entropía de acuerdo al modelo que se utilice, con respecto al grupo de nanopartículas en fluidos base que existen hoy en día. En la Figura 4.21, la línea azul representa la mínima generación de entropía para el  $Al_2O_3$ , la línea verde representa la curva para la mínima generación de entropía del  $ZnO$  la dos representaciones tiene un 5% de concentración y la diferencia en la capacidad térmica que cada nanopartícula genera esta representado en la tabla 3.3, se concluye que para valores de  $c_r$  altos la mínima generación de entropía disminuye como se observa para el nanofluido con partículas de  $ZnO$ . Por otra parte la línea de color rojo es la curva de mínima generación de entropía que presenta Haseli donde el enfriamiento es idealizado con un interenfriador perfecto. Sin embargo como se puede apreciar en la Figura 4.21, el regenerador cumple un papel importante, ya que éste con un alto desempeño puede disminuir la mínima generación de entropía entre nanofluidos y los resultados obtenidos son similares.



**Figura 4.22:** Mínima generación de entropía en función de la relación de temperatura del interenfriador variable, concentración de 5 % de  $ZnO$  con  $NTU=1$ .

En la Figura 4.22 se observa la mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador con diferentes relaciones de temperatura del interenfriador, haciendo uso de un nanofluido con partículas de óxido de zinc con una concentración del 5 %, donde se evidencia que en eficacias del regenerador por debajo de 0.745 la mínima generación de entropía es menor que la del óxido de aluminio representado por la línea azul, para la misma relación de temperatura y concentración.

Sin embargo para eficacias alrededor de 0.7 el nanofluido presenta valores muy similares tanto para el óxido de zinc como para el óxido de aluminio, es decir cuando se utiliza un regenerador de alto desempeño el nanofluido a utilizar para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento desde el principio se debe escoger a nivel económico el más plausible. En esta gráfica también se presentan variaciones en la relación de temperaturas del interenfriador, demostrando que si se incrementa el valor de la relación  $r_{t2}$  la mínima generación de entropía será menor como lo expuesto en análisis anteriores y que si ésta relación de temperatura  $r_{t2}$  vuelve al valor de 1, los resultados expuestos por Haseli para la mínima generación de entropía serán similares.



**Figura 4.23:** Mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador variable con concentración de 5% de  $Al_2O_3$ ,  $ZnO$ ,  $CuO$ , y  $NTU=1$ .

En la Figura 4.23 se observa la mínima generación de entropía en función de la eficacia del regenerador, con un grupo de nanopartículas cada uno con diferente calor específico, como se muestra en la tabla 3.3, la línea roja expone el modelo termodinámico como lo presenta Haseli sin tener en cuenta el interenfriador, las líneas de color azul, verde, morado hacen referencia a la mínima generación de entropía utilizando el interenfriador con un refrigerante atribuido a un nanofluido y una relación de temperatura en el interenfriador diferente de 1, además de  $T_1 \neq T_{inf}$ , para nanopartículas como el óxido de aluminio, el óxido de zinc y el óxido de cobre respectivamente a los colores ya nombrados. Donde se afirma lo anterior mencionado, que para regeneradores con eficacias altas, el nanofluido puede escogerse de manera que más convenga y sea plausible económicamente; sin embargo la investigación demuestra que disminuir la mínima generación de entropía depende de la capacitancia térmica  $c_r$  entre mayor sea el valor de la capacitancia térmica menor será la mínima generación de entropía, por tal motivo es importante tener en cuenta la correlación a utilizar para el modelo termodinámico planteado en la investigación, como se muestra en la Figura 4.23 es el caso de la nanopartícula como el óxido de cobre línea morada que tiene mayor calor específico que el óxido de zinc, pero su capacitancia térmica es mayor y por ende

---

genera menos entropía.

Además se observa que la mínima generación de entropía, se consigue con un nanofluido dentro del ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento con ayuda de sus principales parámetros, como la relación de temperaturas dentro del interenfriador  $r_{t2}$ , los parámetros adimensionales  $c_r$ ,  $\pi$ , y la concentración de la nanopartícula y no con el fluido de enfriamiento como agua y sin utilizar la etapa de interenfriamiento.

## 4.5. Metodologías numéricas empleadas

Para la validación numérica del modelo termodinámico, se realizó un programa en FORTRAN 90 para determinar los parámetros de mayor importancia dentro del ciclo con el uso del nanofluido; Se utilizan las ecuaciones termodinámicas como la primera y segunda ley, para obtener parámetros adimensionales para el diseño del ciclo, además se presentan variaciones de cada parámetro comparándolos entre ellos, con el fin de obtener la mínima generación de entropía.

# Capítulo 5

## Conclusiones y perspectivas

### 5.1. Conclusiones

Se enumeran a continuación de forma breve las principales conclusiones que se pueden extraer de este trabajo:

- Dentro de los objetivos que se marcaron a la hora de plantear el trabajo, se ha desarrollado un modelo termodinámico muy versátil, que permite por una parte obtener los parámetros de salida con mínima generación de entropía, y por otra optimizar plantas de potencia de gas con la misma configuración, que de un modo u otro están basadas en ciclos termodinámicos tipo Brayton con regeneración e interenfriamiento. El hecho de que el modelo sea flexible y versátil implica que pueda aplicarse a gran variedad de plantas: plantas basadas en ciclos Brayton con regeneración e interenfriamiento, plantas de ciclo combinado o cogeneración y a plantas novedosas (aún en fase de desarrollo de prototipos y configuraciones experimentales) como las que emplean energías alternativas tal es el caso en las que se acoplan un concentrador solar a una turbina tradicional. En otras palabras, se puede entender el planteamiento, como un modelo que permite prever los parámetros de salida de plantas en funcionamiento u optimizar los parámetros termodinámicos básicos de plantas en fase de diseño, para la mínima generación de entropía.
- El modelo teórico parte del planteamiento tradicional de la termodinámica clásica del equilibrio en que una turbina de gas, se modela a través de un ciclo Brayton cerrado con regeneración e interenfriamiento, caracterizado por diferentes variables como relaciones de presión, temperatura y coeficientes adiabáticos que dan cuenta de su forma y tamaño, pero incorporando las principales fuentes de irreversibilidad que afectan a una planta real. La incorporación de esas fuentes de irreversibilidad se lleva a cabo a un estudio detallado como es aplicando la combinación de las dos leyes de la termodinámica que dan resultado al teorema de Gouy-Stodola el cual permite dar un significado físico claro que permite profundizar en las causas de las

---

pérdidas inevitables en plantas reales. Así se obtienen ecuaciones matemáticas explícitas para la mínima generación de entropía dentro del ciclo en función de un número reducido de parámetros adimensionales.

- Este estudio presenta un modelo analítico para cuantificar la mínima generación de entropía dentro de un ciclo Brayton cerrado con regeneración e interenfriamiento, con la innovación de que el fluido de refrigeración en el interenfriador es un nanofluido con nanopartículas de  $Al_2O_3$  en base agua con una concentración variable. El modelo incorpora irreversibilidades externas, provenientes del acoplamiento del sistema con las fuentes de calor, las cuales incluyen las pérdidas en los intercambiadores de calor a través de los que el sistema interactúa con la fuente caliente (cámara de combustión, interenfriador etc.) y el medio ambiente.
- Se han obtenido ecuaciones explícitas para los calores de entrada y salida de la planta en parámetros adimensionales, que a su vez, permiten modificar y optimizar el sistema con el criterio correspondiente, para cada caso se grafica y se expone valores óptimos de la mínima generación de entropía de los parámetros más importantes para predecir los valores de diseño en plantas reales.
- Se han obtenido mediante el modelo termodinámico curvas paramétricas de mínima generación de entropía-eficacia del regenerador, donde se compara con resultados obtenidos en investigaciones pasadas y se valida la importancia de utilizar el interenfriador con refrigerantes, como son los nanofluidos dentro de los ciclos de generación de energía.
- La influencia del regenerador en el rendimiento del sistema global es sutil e interesante. En el caso del ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento, el regenerador es sin duda el elemento más importante, sólo produce efectos positivos dentro de las plantas de generación de energía. En éste trabajo se demostró que si el regenerador tiene altos desempeños, valores alrededor de 0.745 (que es un valor perfectamente realista en los regeneradores actuales), reduce la mínima generación de entropía junto con el nanofluido que se usa como refrigerante en la etapa de interenfriamiento.
- Se ha obtenido relaciones de presión óptimas con el modelo termodinámico desarrollado, donde se evidencia que la utilización de los nanofluidos dentro del ciclo y la relación de temperaturas que acompaña al interenfriador, ayudan a disminuir el trabajo de entrada de los compresores en la etapa de interenfriamiento.
- Los valores más significativos que se encontraron en la investigación se atribuyen a la relación de temperaturas que se encuentra en el interenfriador en conjunto con el nanofluido dentro del ciclo, estos son capaces de disminuir

la mínima generación de entropía y demostrar la importancia del teorema de Gouy-Stodola disminuyendo las irreversibilidades dentro del ciclo.

- En éste trabajo se obtuvo uno de los parámetros adimensionales más importantes para un ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento, utilizando un grupo de nanofluidos como son  $Al_2O_3$ ,  $CuO$  y  $ZnO$ , donde  $c_r$  expone la relación de capacitancias térmicas del aire y el nanofluido, donde a medida que aumenta  $c_r$  la mínima generación de entropía disminuye.
- Se obtuvo la curva de la mínima generación de entropía con un grupo de nanofluidos como  $Al_2O_3$ ,  $CuO$  y  $ZnO$  donde se demostró que para cada nanofluido el calor específico calculado depende de la correlación que se utilice y en consecuencia el más apropiado para ser utilizado en ciclos con eficacias alrededor de 0.745 o menores en el regenerador, es aquel que tenga el valor de  $c_r$ , más grande sin importar el calor específico de la nanopartícula.
- En esta investigación se utilizó un modelo para concentraciones menores del 5 % debido a que en mayor concentración a la referenciada existen problemas en los canales de los intercambiadores de calor, como es el movimiento browniano, la dispersión y la sedimentación. Por otra parte los modelos que se utilizaron no tiene variabilidad en la temperatura para el cálculo del calor específico del nanofluido.
- En esta investigación se utilizó dos modelos para calcular y comparar el calor específico del nanofluido, donde se evidencia el cambio de la concentración en función del calor específico del nanofluido, el cual expone que la mínima generación de entropía sucede cuando se utiliza el modelo de equilibrio térmico propuesto por Zhou donde utiliza más propiedades termofísicas de la nanopartícula.
- Diseñar a mínima generación de entropía significa minimizar las irreversibilidades dentro del proceso, lo cual se puede reconocer como criterio ecológico, en este trabajo al complementarse con el teorema de Gouy-Stodola, expone que las irreversibilidades globales dentro del ciclo suceden cuando el proceso vincula a la mínima generación de entropía con una temperatura del medio.
- El modelo termodinámico presentado en esta investigación mejora al expuesto por Haseli desde el punto de vista en el que se elige un proceso aproximado al real, donde los intercambiadores de calor no son perfectos, tienen eficacias para su funcionamiento, además se vincula el interenfriador como fuente de generación de entropía, donde este sirve como puente para ingresar el nanofluido y demostrar las ventajas que tiene en el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento.

---

## 5.2. Líneas de trabajo abiertas

Entre las perspectivas de trabajo que quedan abiertas una vez planteado el modelo con irreversibilidades, se resaltan las siguientes:

- Los criterios de optimización que se analizaron para el ciclo Brayton con regeneración e interenfriamiento utilizando un nanofluido para la mínima generación de entropía, se pueden llevar a cabo con otro tipo de configuración en el ciclo. Concretamente sería interesante analizar el mismo ciclo pero con una etapa de recalentamiento donde se usen dos tipos de nanofluidos y concluir sobre la ventaja que tiene éstos, al ser utilizados en procesos de generación de energía.
- Otra línea abierta sería utilizar el modelo termodinámico estudiado y analizar el ciclo Brayton con diferentes energías alternativas en el caso de las plantas termosolares o un sistema de hibridación para el ciclo Brayton con nanofluidos, de modo que el ciclo asegure una potencia eléctrica de salida de la planta aproximadamente constante y la mínima generación de entropía sea baja.
- Mención aparte requiere la necesidad de acompañar estos estudios de optimización termodinámica, como es la mínima generación de entropía utilizando nanofluidos de un análisis termoeconómico del ciclo; para definir el incremento de inversión que supone al añadir etapas de interenfriamiento con nanofluidos y contrapesarlo con la ganancia de rendimiento, potencia, durabilidad, etc, en los sistemas de generación de energía.

# Apéndice A

## Minimización del trabajo del compresor

### A.1. Ecuación del trabajo

La entrada de trabajo de un compresor se minimiza cuando el proceso de compresión tiene una ejecución internamente reversible. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables, el trabajo del compresor está dado por:

$$w_{rev} = - \int_1^2 v dP \quad (\text{A.1})$$

Una forma obvia de minimizar el trabajo del compresor es aproximarlos tanto como sea posible a un proceso internamente reversible con lo cual se minimizan las irreversibilidades como la fricción, la turbulencia y la compresión en no cuasi-equilibrio. Una segunda manera más práctica de reducir el trabajo del compresor es mantener el volumen específico del gas tan pequeño como sea posible durante el proceso de compresión, puesto que el volumen específico de un gas es proporcional a la temperatura, por tal motivo, reducir la entrada de trabajo a un compresor requiere que el gas se enfríe cuando se comprime. Si se asume que el proceso se realiza entre niveles de presión ( $P_1$  y  $P_2$ ) de modo internamente reversible y que el gas se comporta como gas ideal ( $Pv = RT$ ), observe que el trabajo de compresión se determina con la integración de la ecuación A.1, donde los procesos que se determinan para cada caso es el proceso isentrópico, politrópico y el isotérmico así:

Isentrópico:

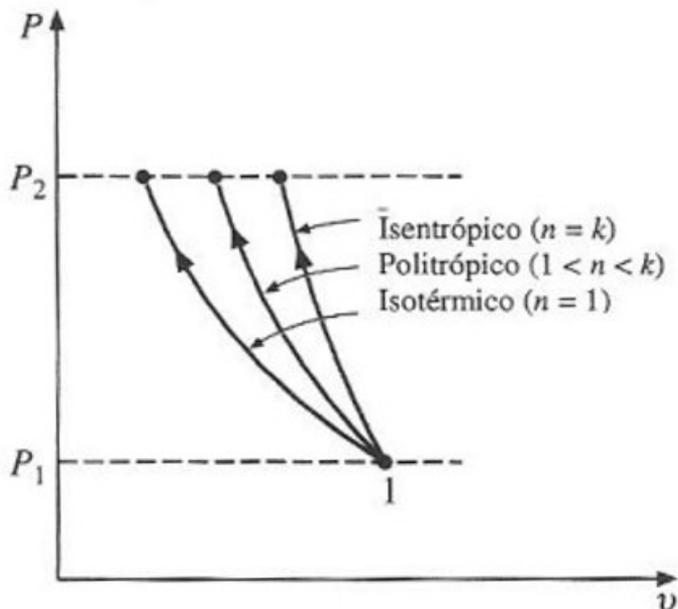
$$w_{comp} = \frac{kR(T_1 - T_2)}{k - 1} = \frac{kRT_1}{k - 1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad (\text{A.2})$$

Politrópico:

$$w_{comp} = \frac{nR(T_1 - T_2)}{n - 1} = \frac{nRT_1}{n - 1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} \right] \quad (\text{A.3})$$

Isotérmico:

$$w_{comp} = RT \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (\text{A.4})$$



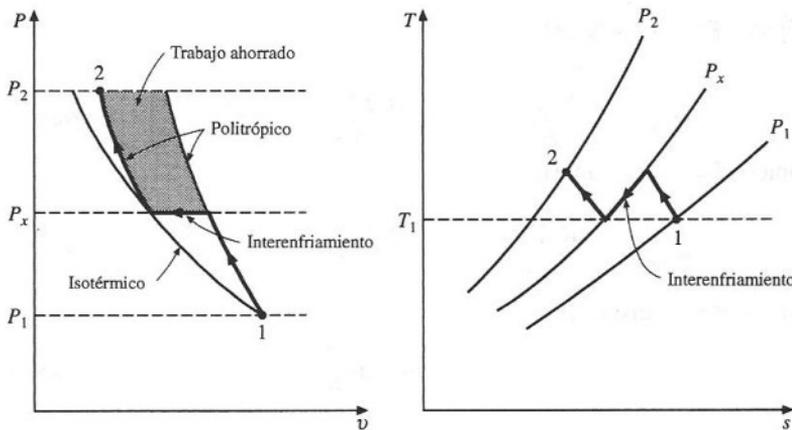
**Figura A.1:** Diagrama  $P - v$  de procesos de compresión isentrópica, politrópica e isotérmica entre los mismos límites de presión [32].

Los tres procesos se muestran en la figura A.1 sobre un digrama  $P - v$ , donde  $k = \gamma$ , para este estudio donde es la relación de calor específico  $C_p/C_v$ ,  $R$  la constante del gas  $KJ/(Kg \cdot K)$ ,  $n$  índice politrópico; el área a la izquierda de la curva del proceso es la integral de  $vdP$ , de manera que es una medida del trabajo de compresión de flujo permanente. Es interesante observar que en este diagrama que para los tres casos considerados, la compresión adiabática (isoentrópico) requiere el trabajo máximo y que la compresión isotérmica requiere el mínimo. El requerimiento de entrada de trabajo para el caso politrópico se encuentra entre estos dos y disminuye cuando desciende el índice politrópico  $n$ , lo cual aumenta el rechazo de calor durante el proceso de compresión, si se extrae suficiente calor, el valor de  $n$  se aproxima a la unidad y el proceso se vuelve isotérmico.

## A.2. Compresión de etapas múltiples con interenfriamiento

A partir de los argumentos anteriores se deduce que enfriar un gas cuando se comprime es deseable puesto que se reduce la entrada de trabajo requerida en el compresor. Una de las técnicas más utilizadas es la compresión de etapas múltiples con interenfriamiento, donde el gas se comprime en etapas y se enfría entre cada

una de ellas al pasar por un intercambiador denominado interenfriador. En teoría, el proceso de enfriamiento sucede a presión constante, y el gas se enfría hasta la temperatura inicial  $T_1$  en cada interenfriador. El efecto del interenfriamiento en el trabajo del compresor se ilustra en los diagramas  $P-v$  y  $T-s$  de la figura A.2 para un compresor de dos etapas. El gas se comprime en la primera etapa de  $P_1$  hasta una presión intermedia  $P_x$ , se enfría a presión constante hasta la temperatura inicial  $T_1$  y se comprime en la segunda etapa hasta la presión final  $P_2$ . El proceso de compresión, en general, puede modelarse como politrópico donde el valor de  $n$  varía entre  $k$  y 1 [32].



**Figura A.2:** Diagramas  $P-v$  y  $T-s$  para un proceso de compresión de flujo permanente en dos etapas de interenfriamiento [32].

El área sombreada sobre el diagrama  $P-v$  representa el trabajo ahorrado como consecuencia para dos etapas con interenfriamiento. Como comparación también se muestran las trayectorias para los procesos isotérmico y politrópico de una sola etapa. El tamaño del área sombreada (la entrada de trabajo ahorrada) varía con el valor de la presión intermedia  $P_x$  y es de interés práctico determinar las condiciones bajo las cuales se maximizan. La entrada de trabajo total para un compresor de dos etapas es la suma de las entradas de trabajo para cada etapa de compresión según se determina mediante la ecuación A.3.

$$w_{comp} = w_{comp,I} + w_{comp,II} \quad (\text{A.5})$$

$$w_{comp} = \frac{nRT_1}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_x}{P_1} \right)^{(n-1)/n} \right] + \frac{nRT_1}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_x} \right)^{(n-1)/n} \right] \quad (\text{A.6})$$

La única variable en esta ecuación es  $P_x$ . El valor de  $P_x$  que minimizará el trabajo total se determina cuando se diferencia esta expresión de  $P_x$  y se iguala la expresión resultante a cero. En lo que se obtiene:

---

$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2} \quad (\text{A.7})$$

o también se puede expresar como:

$$\frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x} \quad (\text{A.8})$$

Es decir, para ahorros máximos de la entrada del trabajo, la razón de presiones a través de cada etapa del compresor debe ser la misma. Cuando esta condición se satisface, el trabajo de compresión en cada etapa se vuelve idéntico, esto es  $w_{comp,I} = w_{comp,II}$  [32].

# Referencias

- [1] BEJAN A *Advanced Engineering Thermodynamics fourth edition Wiley 1982.*
- [2] BEJAN A *Entropy generation minimization the metod of thermodynamic optimization of finite- size systems and finite- time processes New York: CRC Press 1996.*
- [3] BEJAN A *Models of power plants that generate minimum entropy while operating at maximum power,J.Phys. 64(1996).*
- [4] BROWN J *Industrial gas turbines single shaft Engineering Ltd.*
- [5] Y. HASELI *Efficiency of irreversible Brayton cycles at minimum entropy generation, 2016 Applied Mathematical Modelling.https://journalhomepage:www.elsevier.com/locate/apm*
- [6] CENGEL Y.A,BOLES M.A *Termodinámica, séptima edición 2011.*
- [7] CHAMBADAL P1957 *Centrales Nucleares (Les Centrales Nucleaires) (París: Armand Colin) págs. 41–58.*
- [8] CHEN JPHYS. D *(La máxima potencia y máxima eficiencia de un motor térmico Carnot irreversible •J. : Appl. Phys,1994.*
- [9] CHENG CY Y CHEN CK *Optimización de energía de un ciclo de Brayton regenerativo endorreversible Energía 21 241–7,1996.*
- [10] CHENG CY Y CHEN CK1997 *La optimización ecológica de un motor térmico de Carnot irreversible.*
- [11] APOSTOLOS A. GKOUNTASA, LEFTERIS TH. BENOSB, KONSTANTINOS-STEFANOS NIKASA, IOANNIS E. SARRIS *Heat transfer improvement by an Al2O3-water nanofluid coolant in printed circuit heat exchangers of supercritical CO2 Brayton cycle.*
- [12] CARLOS A HERRERA, JAIRO A SANDOVAL, MIGUEL E ROSILLO *Power and entropy generation of an extended irreversible Brayton cycle: optimal parameters and performance(2006).*
- [13] Y. HASELI *Optimization of a regenerative Brayton cycle by maximization of a newly defined second law efficiency,(2013).*
- [14] E.G. FEHER, *The supercritical thermodynamic power cycle, Energy Convers, 8 (1968) 85-90.*

- 
- [15] G. ANGELINO *Ciclos de condensación de dióxido de carbono para la producción de energía*, (1968) 287–295.
- [16] V. DOSTAL, P. HEJZLAR, MJ DRISCOLL. *Ciclo de dióxido de carbono supercrítico de alto rendimiento para reactores nucleares de próxima generación*, *Nucl. Technol.* 154 (2006) 265–282.
- [17] CHENG CY Y CHEN CK 1996 *Optimización de energía de un ciclo de Brayton regenerativo endorreversible* *Energía* 21 241–7 Cheng CY y Chen CK 1997 *La optimización ecológica de un motor térmico de Carnot irreversible* *J. Phys.*
- [18] CHENG, X. T., AND LIANG, X. G., “*Discussion on the Applicability of Entropy Generation Minimization to the Analyses and Optimizations of Thermodynamic Processes*,” *Energy Convers. Manage.*, 73, pp. 121–127, 2013..
- [19] RAMAPRABHU, V., AND ROY, R. P., *A Computational Model of Combined Cycle Power Generation Unit*,” *ASME J. Energy Resour. Technol.*, 126(3), pp. 231–240.
- [20] Y. HASELI “*Substance Independence of Efficiency of a Class of Heat Engines Undergoing Two Isothermal Processes*,” *J. Thermodyn.*, 2011, p. 647937. 2011.
- [21] YU, S. Y., CHEN, L., ZHAO, Y., LI, H. X., AND ZHANG, X. R., *A Brief Review Study of Various Thermodynamic Cycles for High Temperature Power Generation Systems*,” *Energy Convers. Manage.*, 94, pp. 68–83, 2015.
- [22] A. BEJAN, *La equivalencia de potencia máxima y tasa de generación de entropía mínima en la optimización de centrales eléctricas*, *J. Energy Resour. Technol.* 118 (1996) 98–101.
- [23] HS LEFF, GL JONES *Irreversibilidad, producción de entropía y eficiencia térmica*, *Am. J. Phys.* 43 (1975) 973–980.
- [24] S. BAIK, SG KIM, SJ BAE, Y. AHN, J. LEE, JI LEE *Estudio experimental preliminar de preenfriador en CO supercrítico2 Brayton, ciclo* (2015), <https://doi.org/10.1115/>.
- [25] SK DAS, SUS CHOI, HE PATEL. *Transferencia de Calor en nanofluidos- Una revision*, *Heat Transf. Ing.* 27(2006)3-19 <https://doi.org/10.1080/01457630600904593>.
- [26] R.SAIDUR, K.Y.LEONG, H.A.MOHAAMMED. *A review on applications and challenges of nanofluids*, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 15(2011)1648-1668, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.035>.
- [27] ZHOU, Z. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.113>.
- [28] S.U.S CHOI *Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles*, in: *Am. Soc. Mech. Eng. Fluids Eng. Div. FED*, ASME, 1995: pp. 99–105.
- [29] A.B COLAK, O, YILDIZ, M. BAYRAK *Experimental study for predicting the specific heat of water based Cu-AL2O3 hybrid nanofluid using artificial neural network and proposing new correlation*, *Int J. Energy Res.* 44(9)(2020)7198-7215.

## REFERENCIAS

---

- [30] E.C.OKONKWO,I. WOLE-OSHO,D.KAVAZ,M.ABID,T. *Thermodynamic evaluation and optimization of a flat plate collector operating with alumina and iron mono and hybrid nanofluids, Sustain. Energy Technol. Assessments* 37 (November) (2020) 2019–100636.
- [31] YOUNG I. CHO,BOCK CHOON PAK *Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluid with submicron metallic oxide particles.* <https://doi.org/10.1080/08916159808946559>
- [32] YUNUS A CENGEL. BOLES,MICHAEL A. *Termodinámica,Tomo I 2ed pp 363-365(1996).*
- [33] SAIDUR, R., LEONG, K. Y., AND MOHAMMAD, H. A. 2011, “A Review on Applications and Challenges of Nanofluids,” *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 15(3), pp. 1646–1668.
- [34] NGUYEN, C. T., ROY, G., GAUTHIER, C., AND GALANIS, N. *Heat Transfer Enhancement Using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Water Nanofluid for an Electronic Liquid Cooling System, Appl. Therm. Eng.* 27(8–9), pp. 1501–1506.
- [35] ESCHER, W., BRUNSCHWILER, T., SHALKEVICH, N., SHALKEVICH, A., BU`RGI, T., MICHEL, B., AND POULIKAKOS, D. 2011, “On the Cooling of Electronics With Nanofluids,” *J. Heat Transfer* 133(5), p. 051401.
- [36] DAS, S. K., CHOI, S. U. S., YU, W., AND PRADEEP, T. 2007, *Nanofluids: Science and Technology*, Wiley, New York.
- [37] VERMA, A., JIANG, W., ABU SAFE, H. H., BROWN, W. D., AND MALSHE, A. P. 2008, “Tribological Behavior of Deagglomerated Active Inorganic Nanoparticles for Advanced Lubrication,” *Tribol. Trans.* 51(5), pp. 673–6.
- [38] NAM, J. S., LEE, P.-H., AND LEE, S. W. 2011, “Experimental Characterization of Micro-Drilling Process Using Nanofluid Minimum Quantity Lubrication,” *Int. J. Mach. Tool. Manuf.*, 51(7–8), pp. 649–652.
- [39] WANG, B., WANG, X., LOU, W., AND HAO, J. 2011, “Gold-Ionic Liquid Nanofluids With Preferably Tribological Properties and Thermal Conductivity,” *Nanoscale Res. Lett.*, 6(1), p.259.
- [40] NAGPAL, S. 2008, “Nanofluids to be Used to Make New Types of Cameras, Microdevices, and Displays,[http://www.nanotech-now.com/news.cgi?story\\_id=28101](http://www.nanotech-now.com/news.cgi?story_id=28101).
- [41] WAMBSGANSS, M. W. 1999, “Thermal Management Concepts for Higher-Efficiency Heavy Vehicles,” *Tech. Report, SAE Technical Paper Series*.
- [42] PEYGHAMBARZADEH, S. M., HASHEMABADI, S. H., JAMNANI, M. S., AND HOSEINI,S. M. 2011. “Improving the Cooling Performance of Automobile Radiator With Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> /Water Nanofluid,” *Appl. Therm. Eng.*, 31(10), pp. 1833–1838.
- [43] NAPHON, P., KLANGCHART, S., AND WONGWISES, S. 2009, “Numerical Investigation on the Heat Transfer and Flow in the Mini-Fin Heat Sink for CPU,” *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 36(8), pp. 834–840.

- 
- [44] KULKARNI, D. P., VAJJHA, R. S., DAS, D. K., AND OLIVA, D. 2008, "Application of Aluminum Oxide Nanofluids in Diesel Electric Generator as Jacket Water Coolant," *Appl. Therm. Eng.*, 28(14–15), pp. 1774–1781.
- [45] KUO, K. K., RISHA, G. A., EVANS, B. J., AND BOYER, E. 2004, "Potential Usage of Energetic Nano-Sized Powders for Combustion and Rocket Propulsion," *Mater. Res. Soc. Symp. Proc.*, 800, pp. 3–14.
- [46] TYAGI, H., PHELAN, P. E., AND PRASHER, R. S. 2007, "Predicted Efficiency of a Nanofluid-Based Direct Absorption Solar Receiver," *Proceedings of the Energy Sustainability Conference, Paper No. ES2007-36139*, pp. 729–736.
- [47] SAIDUR, R., AHAMED, J. U., AND MASJUKI, H. H. 2010, "Energy, Exergy and Economic Analysis of Industrial Boilers," *Energy Policy* 38(5), pp. 2188–2197.
- [48] TYAGI, H., PHELAN, P., AND PRASHER, R. 2009, "Predicted Efficiency of a Low-Temperature Nanofluid-Based Direct Absorption Solar Collector," *J. Sol. Energy Eng.*, 131(4), p. 041004.
- [49] NATARAJAN, E., AND SATHISH, R. 2009, "Role of Nanofluids in Solar Water Heater," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, pp. 3–7.
- [50] MAPA, L. B., AND SANA, M. 2005, "Heat Transfer in Mini Heat Exchanger Using Nanofluids," 2005 IL=IN Sectional Conference of the American Society for Engineering Education, Northern Illinois University.
- [51] FIROUZFAR, E., SOLTANIEH, M., NOIE, S. H., AND SAIDI, S. H. 2011, "Energy Saving in HVAC Systems Using Nanofluid," *Appl. Therm. Eng.*, 31(8–9), pp. 1543–1545.
- [52] WILSON, C. A. 2006, "Experimental Investigation of Nanofluid Oscillating Heat Pipes," *Master thesis, University of Missouri, Columbia, MO*.
- [53] NAPHON, P., ASSADAMONGKOL, P., AND BORIRAK, T. 2008, "Experimental Investigation of Titanium Nanofluids on the Heat Pipe Thermal Efficiency," *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 35(10), pp. 1316–1319.
- [54] YU, W., FRANCE, D. M., CHOI, S. U. S., AND ROUTBORT, J. L. 2007, "Review and Assessment of Nanofluid Technology for Transportation and Other Applications," *Tech. Rep., Energy Systems Division, Argonne National Laboratory*.
- [55] SRIDHARA, V., GOWRISHANKAR, B. S., SNEHALATHA, C., AND SATAPATHY, L. N. 2009, "Nanofluids—A New Promising Fluid for Cooling," *Trans. Indian Ceramic Soc.*, 68(1), pp. 1–17.
- [56] ZHANG, L., DING, Y., POVEY, M., AND YORK, D. 2008, "ZnO Nanofluids—A Potential Antibacterial Agent," *Prog. Nat. Sci.*, 18(8), pp. 939–944.
- [57] HIROTA, K., SUGIMOTO, M., KATO, M., TSUKAGOSHI, K., TANIGAWA, T., AND SUGIMOTO, H. 2010, "Preparation of Zinc Oxide Ceramics With a Sustainable Antibacterial Activity Under Dark Conditions," *Ceram. Int.*, 36(2), pp. 497–506.

## REFERENCIAS

---

- [58] BUONGIORNO, J., AND HU, L. 2009, “*Innovative Technologies: Two-Phase Heat Transfer in Water-Based Nanofluids for Nuclear Applications*, Tech. Report, Massachusetts Institute of Technology.
- [59] WANG, X.-Q., AND MUJUMDAR, A. S. 2008, “A Review on Nanofluids—Part II: *Experiments and Applications*,” *Braz. J. Chem. Eng.*, 25(4), pp. 631–648.
- [60] SHEN, B., SHIH, A. J., AND TUNG, S. C. 2008, “*Application of Nanofluids in Minimum Quantity Lubrication Grinding*,” *Tribol. Trans.* 51(6), pp. 730–737.
- [61] SHEN, B. 2006, “*Minimum Quantity Lubrication Grinding Using Nanofluids*,” Ph.D. thesis, University of Michigan, Ann Arbor, MI.
- [62] YING, J. Y., AND SUN, T. 1997, “*Research Needs Assessment on Nanostructured Catalysts*,” *J. Electroceram.*, 1(3), pp. 219–238.
- [63] SCOTT, S. L., CRUDDEN, C. M., AND JONES, C. W. E. 2003, *Nanostructured Catalysts*, Springer, New York.
- [64] CHOI, S. 1995, “*Enhancing Thermal Conductivity of Fluids With Nanoparticles*,” *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition Proceedings*, D. A. Siginer and H. P. Wang, eds., Vol. 231, pp. 99–105.
- [65] ELCOCK, D. 2007, “*Potential Impacts of Nanotechnology on Energy Transmission Applications and Needs*,” Tech. Report, Environmental Science Division, Argonne National Laboratory.
- [66] MOKHATAB, S., FRESKY, M. A., AND ISLAM, M. 2006, “*Applications of Nanotechnology in Oil and Gas EGP*,” *JPT online*, 58(4).
- [67] CHOI, C., YOO, H. S., AND OH, J. M. 2008, “*Preparation and Heat Transfer Properties of Nanoparticle-in-Transformer Oil Dispersions as Advanced Energy-Efficient Coolants*,” *Curr. Appl. Phys.*, 8(6), pp. 710–712.
- [68] DAVIDSON, J. L. 2009, “*Nanofluid for Cooling Enhancement of Electrical Power Equipment*,” Tech. Report, Department of Electrical Engineering, Vanderbilt University.
- [69] KIM, J., KANG, Y. T., AND CHOI, C. K. 2007, “*Soret and Dufour Effects on Convective Instabilities in Binary Nanofluids for Absorption Application*,” *Int. J. Refrig.*, 30(2), pp. 323–328.
- [70] WU, S., ZHU, D., LI, X., LI, H., AND LEI, J. 2009, “*Thermal Energy Storage Behavior of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O Nanofluids*,” *Thermochim. Acta*, 483(1–2), pp. 73–77.
- [71] W LEE, J. K., KOO, J., HONG, H., AND KANG, Y. T. 2010, “*The Effects of Nanoparticles on Absorption Heat and Mass Transfer Performance in NH<sub>3</sub>=H<sub>2</sub>O Binary Nanofluids*,” *Int. J. Refrig.*, 33(2), pp. 269–275.
- [72] JIANG, W., DING, G., AND PENG, H. 2009, “*Measurement and Model on Thermal Conductivities of Carbon Nanotube Nanorefrigerants*,” *Int. J. Therm. Sci.*, 48(6), pp. 1108–1115.

- 
- [73] SALAMON P, HOFFMANN KH, SCHUBERT S, BERRY RS, ANDRESEN B. 2001, *What conditions make minimum entropy production equivalent to maximum power production. J Non Equilib Thermodyn ;26:73-83.*
- [74] FIROUZFAR, E., SOLTANIEH, M., NOIE, S. H. 2011, "Energy Saving in HVAC Systems Using Nanofluid," *Appl. Therm. Eng., 31(8-9), pp. 1543-1545.*
- [75] KULKARNI, D. P., DAS, D. K., AND VAJJHA, R. S. 2009, "Application of Nanofluids in Heating Buildings and Reducing Pollution," *Appl. Energy, 86(12),pp. 2566-2573.*
- [76] OLLIVIER, E., BELLETTRE, J., TAZEROUT, M., AND ROY, G. 2016, "Detection of Knock Occurrence in a Gas SI Engine from a Heat Transfer Analysis," *Energy Convers. Manage., 47(7-8), pp. 879-893.*
- [77] HASELI, Y. 2006, "The Equivalence of Minimum Entropy Production and Maximum Thermal Efficiency in Endoreversible Heat Engines," *Heliyon, 2(5), p. e00113.*
- [78] HASELI, Y. 2018, "Specific Entropy Generation in a Gas Turbine Power Cycle.
- [79] HUMPHREY, A., IFEOLUWA, O., OKONKWO, E., KAVAZ, D., DAGBASI, M. 2021, *A critical review of specific heat capacity of hybrid nanofluids for thermal energy applications.*
- [80] ALAWI A. OMER, ABDELRAZE ALI H, MOHAMMED SULEMAN ALDLEMY, WAQAR AHMED, HUSSEIN A. OMAR 2021, *Heat transfer and hydrodynamic properties using different metal-oxide nanostructures in horizontal concentric annular tube: an optimization study.*
- [81] BERGMAN T. L. LAVINE A. 2017, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.*
- [82] SHAH , R.K., SEKULIC, D.P. 2003, *Fundamentals of heat exchangers design.*