

**ANALISIS ENERGETICO Y EXERGETICO PARA LA REUTILIZACION DEL
CALOR RESIDUAL DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN EN UN SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN DE UN FURGON**

**BILIE NICOLAS CORREA MUÑOZ
CATALINA VELASQUEZ PINILLA**

**Proyectó integral de grado para optar por el título de:
INGENIERIA MECANICA**

**Profesor
Libardo Enrique Mendoza Geney
Ingeniero Mecánico**

**FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
INGENIERIA
INGENIERIA MECANICA
BOGOTA
2021**

NOTA DE ACEPTACIÓN

Nombre
Firma del director

Nombre
Firma del presidente jurado

Nombre
Firma del jurado

Nombre
Firma del jurado

Bogotá D.C ____ de 2021

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la universidad y el rector del claustro

(Dr.) Mario Posada García-Peña

Consejero institucional

(Dr.) Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectoría académica y de investigaciones

(Dra.) Alexandra Mejía Guzmán

Vicerrector Administrativo y Financiero

(Dr.) Ricardo Alfonso Peñaranda Castro

Secretario General

(Dr.) José Luis Macías Rodríguez

Decano de la Facultad

(Dr.) Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director de programa

(Dr.) María Angélica Acosta Pérez

PAGINA DE DEDICATORIA

Quiero empezar dedicando este proyecto a Dios, en quien se ha puesto en sus manos cada paso
en esta carrera.

A mis papás Aura y Bilie, por apoyarme y por su esfuerzo constante para sacarme adelante,
los amo.

A mi abuelito Manuel que en paz descansa, siempre quiso verme con mi diploma.

A mis abuelitas Gladys y Myriam, su apoyo siempre ha sido importante para mí.

A mi amigo Robinson, quien siempre confió en que podía lograrlo, me motivo a seguir
adelante y me enseñó que la falta de motivación, la constancia y la disciplina daría sus frutos.

A mi novia Karol, por ayudarme a encontrar solución a los problemas y por siempre estar ahí
para mí.

A mi compañera y amiga, Catalina, superamos todas las dificultades que se nos presentaban,
siempre luchamos hasta el final, respiramos hondo y aprendimos de nuestros errores.

Por último, quiero dedicarme este proyecto, por mi dedicación, paciencia y por aprender de
mis frustraciones y fracasos.

Que sea un logro cumplido y vamos por los que faltan por cumplir.

Bilie Nicolas Correa Muñoz

El presente trabajo está dedicado en primera instancia a Dios, quien con su bendición me ha guiado hasta este punto del camino ofreciéndome la oportunidad y el beneficio de poder realizarme como profesional.

A mi mami Claudia por estar 24/7 en este proceso, por la compañía en las madrugadas, en las traspasadas, en los momentos de estrés y los momentos de alegría. Por siempre ofrecerme su tiempo y sus consejos, sus deliciosos desayunos y almuerzos para tener energía en mis estudios, y por siempre estar al tanto de mis pasos para ser la mejor en lo que hago y en lo que me propongo. Gracias a ti, a tu lucha cada día en tu trabajo para poder darme la oportunidad de formarme y de hacerme la mujer que soy.

A mi papi Wilson por su atención y sus caricias, por acompañarme en los momentos en que más lo necesitaba, y siempre cuidarme como su princesa. Por llevarme y traerme a donde fuera, porque así sé que me brinda su protección y por heredarme su forma de ser, tan noble, tan honesta y tan berraca con el mundo, gracias a ti puedo pararme frente a la vida y desafiarla cuando esta me quiera derrotar.

A mi hermano Julián, por ser mi otra mitad, porque a pesar de la distancia sé que siempre está para apoyarme y darme sus ánimos en los momentos de angustia y tensión. Siempre querré ser la persona que te brinde un ejemplo positivo, y ser tu guía en los momentos que necesites de mí, gracias por transmitirme la mejor energía constantemente.

En memoria del amor de mi vida, mi perrito Baloo, que a pesar de no estar hoy conmigo, siempre estuvo para darme esos espacios de tranquilidad y respiro que necesitaba, el solo salir a caminar con el me brindaba un aire diferente para poder llegar con más energía y entusiasmo a enfrentarme a lo que se viniera, siempre serás mi angelito y te agradezco porque a pesar de que no estuviste desde el inicio de mi carrera, llegaste a mi vida a enseñarme lo que es la fidelidad, la paciencia y el amor infinito, te amare siempre.

A Juan José, por creer en mí y ayudarme a avanzar en los momentos en que me sentía desfallecer por el estrés o la frustración de no lograr las cosas. Gracias por explicarme y brindarme tu mano siempre que la necesite, por tu paciencia para aguantar mis actitudes y por ayudarme a crecer en todos los ámbitos.

A mi compañero de tesis, Bilie, que me aguanto gran parte de la carrera, fue quien estuvo ahí para apoyarme dentro y fuera de la universidad, sacarme muchas risas, ser mi amigo en los momentos de cansancio y en los de lucidez, ser la mitad de mi cerebro para llegar hasta aquí y acompañarme hasta el final de este triunfo. Infinitas gracias.

El cartón es solo el comienzo, ahora empieza la universidad de la vida que me llenara de nuevas experiencias y conocimientos para crecer profesional y personalmente.

Catalina Velasquez Pinilla

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

TABLA DE CONTENIDO

	pág.
RESUMEN	12
1. INTRODUCCIÓN	13
1.1. OBJETIVOS	16
2. GENERALIDADES	17
2.1. CICLO DE MOTOR DIESEL	17
2.2. CICLO DE REFRIGERACIÓN	22
2.2.1. Ciclo de refrigeración por compresión	23
2.2.2. Ciclo de refrigeración por absorción	24
2.2.3. Segunda ley de la termodinámica en máquinas térmicas y refrigeradores	25
2.3. GENERALIDADES DE COMBUSTIÓN	27
2.3.1. Proceso de combustión	28
2.3.2. Estequiometría del proceso de combustión	28
2.3.3. Primera ley de la termodinámica del proceso de combustión	29
3. PARAMETROS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA	31
3.1. CARACTERIZACION DE LOS EQUIPOS Y TECNOLOGIAS	31
3.1.1. Furgón	31
3.1.2. Motor Diesel	32
3.1.3. Sistemas de refrigeración	33
3.1.4. Tecnologías	36
3.2. DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE OPERACIÓN	37
3.2.1. Furgón	37
3.2.2. Motor diésel	38
3.2.3. Sistema de refrigeración por absorción	39
4. ANALISIS TERMODINAMICO DEL PROCESO DE COMBUSTION	41

4.1.	Elementos del sistema del motor Diesel	42
4.2.	Esquema del sistema del motor Diesel	43
4.3.	Análisis estequiométrico de la combustión en el motor diesel	44
4.4.	Análisis energético	46
4.4.1.	Evaluación de la entalpía de combustión	46
4.4.2.	Temperatura de flama adiabática	47
4.4.3.	Análisis de energía	50
5.	ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN	60
5.1.	Esquema de sistema de refrigeración por absorción	60
5.2.	Elementos del sistema de refrigeración por absorción	61
5.3.	Análisis energético del sistema de refrigeración por absorción	68
5.3.1.	Análisis de exergía del sistema de refrigeración con turbocompresor	73
6.	ANÁLISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS CON RESPECTO A LA LITERATURA	85
	CONCLUSIONES	87
	BIBLIOGRAFÍA	89

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama de flujo del proceso	15
Figura 2. Ciclos de un motor de cuatro tiempos.....	18
Figura 3. Diagramas P-v y T-s del ciclo Diesel.....	18
Figura 4. Relaciones de compresión.....	21
Figura 5. Esquema de un sistema de refrigeración.....	22
Figura 6. Esquema de ciclo de refrigeración por compresión	23
Figura 7. Esquema de un ciclo de refrigeración por absorción de calor	24
Figura 8. Ventas de vehículos pesados por marca en Colombia desde 2013	32
Figura 9. Planos y dimensiones del furgón NPR REWARD	38
Figura 10. Esquema de refrigeración por absorción.....	39
Figura 11. Elementos del motor diesel	42
Figura 12. Componentes del pistón del ciclo diesel	43
Figura 13. Diagrama P-v ciclo diesel	44
Figura 14. Tablas de interpolación para la flama adiabática para entrada de aire mínimo	49
Figura 15. Interpolacion para temperatura de flama adiabática	49
Figura 16. Esquema del motor con turbocompresor.....	50
Figura 17. Tablas de interpolación de flama adiabática para la entrada de aire al 83 %	58
Figura 18. Interpolación para temperatura de flama adiabática aumentada en un 83 % de aire	58
.....	58
Figura 19. Esquema del sistema de refrigeración por absorción y diagrama T-s.....	61
Figura 20. Esquema del generador	62
Figura 21. Esquema del condensador	63
Figura 22. Esquema del evaporador	64
Figura 23. Esquema del absorbedor	65
Figura 24. Esquema de la bomba.....	66
Figura 25. Esquema de las válvulas de expansión.....	67
Figura 26. Esquema del intercambiador de calor	68
Figura 27. Esquema del sistema de refrigeración por absorción con turbocompresor.....	74
Figura 28. Entalpias a 273,15K (0°C), 268,15 (-5°C) y 255,15(-18°C).....	80

Figura 29. Entalpias a 273,15K (0°C), 268,15 (-5°C) y 255,15(-18°C).....	80
Figura 30. Temperaturas a 273,15K (0°C), 268,15 (-5°C) y 255,15(-18°C).....	81
Figura 31. Presiones a 273,15K (0°C), 268,15 (-5°C) y 255,15(-18°C)	81
Figura 32. Energia interna a 273,15K (0°C), 268,15 (-5°C) y 255,15(-18°C)	82
Figura 33. Volumen especifico a 273,15K (0°C), 268,15 (-5°C) y 255,15(-18°C)(-18°C).....	82

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Características de los tipos de furgones.....	33
Tabla 2. Diferencias entre el sistema de refrigeración por compresión y absorción.....	34
Tabla 3. Características del refrigerante y el absorbente.....	35
Tabla 4. Categorías de selección de sistemas PCM.....	37
Tabla 5. Características del motor elegido en el análisis.....	38
Tabla 6. Parámetros iniciales.....	40
Tabla 7. Resultado del análisis estequiométrico.....	45
Tabla 8. Entalpía de formación.....	46
Tabla 9. Entalpía de formación y entalpía a 298 K.....	48
Tabla 10. Temperatura de flama adiabática en los diferentes porcentajes de entrada de aire...49	
Tabla 11. Valores de estados conforme al cambio de entrada de aire.....	56
Tabla 12. Calores específicos y k según la entrada de aire en el estado 4.....	56
Tabla 13. Valores totales del ciclo diésel.....	57
Tabla 14. Resultado del analisis estequiométrico.....	57
Tabla 15. Valores de estados con aumento del aire al 83%.....	59
Tabla 16. Calores específicos y k según la entrada de aire de 83% en el estado 4.....	59
Tabla 17. Valores totales del ciclo diésel con la entrada de aire aumentada en 83%.....	59
Tabla 18. Resultados de exergía destruida.....	77
Tabla 19. Tabla de resultados del sistema de refrigeración por absorción.....	78
Tabla 20. Resultados de calor, trabajo, potencia y eficiencia.....	79
Tabla 21. Comparación de los resultados de potencia, calor, y eficiencia de las temperaturas 83	

RESUMEN

El presente trabajo muestra un modelo matemático mediante ecuaciones de balances energéticos y exegéticos para los sistemas: ciclo diésel con turbocompresor y el sistema de refrigeración por absorción. Para el ciclo diésel es importante considerar la temperatura de salida en el turbocompresor proveniente de los gases de escape, la cual será base en la entrada de calor del generador del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con fluido de trabajo amoníaco/agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$).

El objetivo es conocer la viabilidad de reutilizar el calor de los gases de escape de salida de un motor real dentro de un furgón seleccionado para cubrir la demanda de refrigeración del sistema en temperaturas de 0, -5° y -18°C [1] para alimentos perecederos. Esto permitirá evaluar la energía residual disponible de los gases y determinar si es suficiente para la necesidad demandada.

Se puede inferir, según el análisis realizado, que termodinámicamente es factible el uso de un ciclo de absorción para acondicionar la caja de refrigeración de un furgón de alimentos perecederos, es posible para futuras investigaciones determinar la instalación de este sistema como parte de un diseño constructivo.

PALABRAS CLAVE

Balance de energía y exergía

Motor diésel

Ciclo de refrigeración por absorción

Calor residual

Eficiencia térmica

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad la crisis energética y los niveles de contaminación son producidos en gran medida por la generación de energía a partir de los hidrocarburos, debido a esto se toman medidas para reducir el consumo de energía eléctrica alentando la creación de equipos más eficientes.[2] En este contexto, los sistemas de refrigeración son los que mayor consumo de energía representa, ya que son muy necesarios en la vida cotidiana, en especial a la hora de refrigerar la comida ya sea para almacenarla o para transportarla y distribuirla comercialmente, evitando el crecimiento de bacterias que podrían causar enfermedades o deterioro de los alimentos. [3]

De acuerdo con los centros de control y prevención de las enfermedades de los Estados Unidos (CDC), se estima que cada año ocurren más de 48 millones de casos de personas enfermas por una afección transmitida por los alimentos, debido a la falta de refrigeración en estos, cerca de 128000 personas son hospitalizadas y 3000 mueren como consecuencia de estas enfermedades.[3] Por esta razón existen normas sobre el transporte de refrigeración de alimentos, como la resolución 2025 de 2004 de Colombia la cual busca disminuir las muertes por intoxicación, “Por la cual se reglamentan las condiciones que deben cumplir los vehículos para transportar carne, pescado o alimentos fácilmente corruptibles”.[4]

Con respecto al trabajo de grado realizado en 2017 por Sergio Alarcón y Jefferson Cruz titulado “Diseño de un equipo móvil de refrigeración para el almacenamiento y transporte de leche cruda en zonas rurales” demostraron que el diseño del equipo de refrigeración con un sistema por absorción es viable, aun mas por la problemática que presentan muchos sectores rurales del país, donde la disponibilidad eléctrica es intermitente o en algunos casos inexistente.[5] aporta conocimientos para la implementación del sistema de refrigeración por absorción usando otro tipo de fuente de energía residual.

Por otro lado, la aplicación de un sistema de refrigeración en un equipo para furgones del sector de transporte de alimentos que esté en funcionamiento durante 2000 horas al año durante 7 años puede consumir más de 35000 litros (9246 galones) de combustible. [6] Por tanto, una reducción del 10% en el consumo de combustible puede marcar una importante diferencia en el costo operativo; además, el aprovechamiento del calor residual en los gases de combustión puede ser una

opción para generar energía adicional para el funcionamiento del sistema de refrigeración como menciona Mukul Kumar y Randip Kumar [7], al estudiar la viabilidad y potencialidad de utilizar el gas de escape del motor de combustión interna como fuente de energía para un sistema de refrigeración por absorción, validado con la implementación en un motor diésel por Ezgi, *et al.* [8] que permitió afirmar que un vehículo de servicio pesado es capaz de producir un efecto de enfriamiento mucho mayor que el requerido para enfriar la cabina de un vehículo.

De igual manera como concluye M. Talbi “Se ha utilizado una unidad de refrigeración por absorción interconectada con un motor Diesel Caterpillar para enfriar el aire de carga antes del ingreso en el cilindro del motor o para otros fines de enfriamiento como el aire acondicionado; se demostró que una combinación de unidades de absorción diésel es una posibilidad práctica en la refrigeración de vehículos ” [9]

Aprovechando la idea del uso de la refrigeración por absorción como método óptimo y bajo en emisiones, se han generado investigaciones basadas en el análisis de Jaime Baratto donde parametriza diferentes sistemas de refrigeración por absorción, como simple efecto con y sin eyección-compresión y doble efecto con y sin eyección-compresión proporcionando conocimientos sobre el uso de LiBr/H₂O como fluido de trabajo en los sistemas de refrigeración. [10] Además en el artículo realizado por A. Rêgo *et al.* Se realizó un análisis experimental de un sistema de refrigeración por absorción, donde el sistema de escape de un motor de combustión interna automotriz estaba conectado al elemento generador de este sistema de refrigeración; en este experimento se controló la cantidad de calor de entrada en función de la temperatura del generador del ciclo de absorción, evidenciando un mejor rendimiento en el sistema de refrigeración. [11]

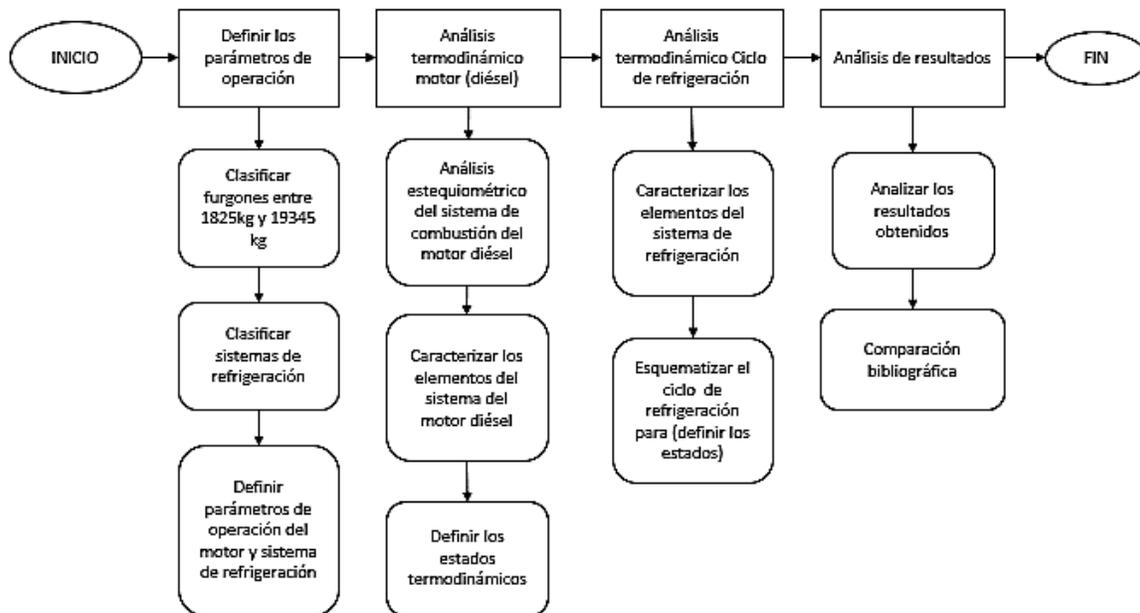
Debido a esto y la alta contaminación que genera los gases combustibles, se busca emplear una alternativa que mejore las condiciones ambientales, que genere energía de manera renovable, y que no causen daños ecológicos como el agotamiento del ozono.[12] Otro beneficio que se busca emplear es la disminución del gasto de combustible del vehículo, ya que el sistema de refrigeración va directamente conectado al motor y el uso compartido de la energía térmica y eléctrica genera gastos para los transportadores o conductores de furgones, siendo así, se plantea disminuir el gasto de combustible y el ahorro monetario que trae consigo este beneficio.

Este proyecto busca definir la viabilidad del uso de los gases de combustión como calor residual para el funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción, a partir de un análisis térmico y termodinámico. Esto incentiva a la sociedad el uso de la energía residual y de igual manera poder brindar economía a los usuarios de los furgones, para lo cual se definirán parámetros de operación mediante el análisis energético y exergético del sistema de combustión de un motor diésel y un sistema de refrigeración, teniendo en cuenta que los datos disponibles deben tener una línea a seguir, como lo son, furgones de 1,8 ton a 19 ton, un análisis termodinámico y estequiométrico del proceso de combustión, junto a un análisis comparativo de los resultados de la bibliografía consultada sin las presentación de un prototipo o diseño de los componentes requeridos y sin la cinética de reacción dentro de la cámara de combustión.

La metodología desarrollada en la elaboración del presente proyecto se describe en el siguiente diagrama de flujo:

Figura 1.

Diagrama de flujo del proceso



Nota. El diagrama de flujo divide el proceso en cuatro etapas; cada una da respuesta a un objetivo planteado.

1.1. OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Realizar un análisis energético y exergético de un sistema de refrigeración de un furgón que utiliza el calor residual de los gases de combustión como su fuente de energía.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Definir los parámetros de operación del sistema de refrigeración de acuerdo con las condiciones del funcionamiento de furgones típicos del sector de transporte de alimentos.
- Realizar el análisis termodinámico del proceso de combustión para el ciclo de potencia del motor (diésel) de combustión interna, para cuantificar el calor residual disponible y la composición de los gases generados.
- Realizar el análisis termodinámico a partir del balance de energía y exergía del ciclo de refrigeración del furgón que utiliza el calor residual de los gases de combustión.
- Realizar un análisis comparativo de los resultados obtenidos con información disponible en la literatura.

2. GENERALIDADES

En el siguiente apartado se describirá los conceptos básicos de termodinámica, ciclos de refrigeración y diésel entre otros con el fin de dar explicación a terminologías que se usaran a lo largo del desarrollo del proyecto.

2.1. CICLO DE MOTOR DIESEL

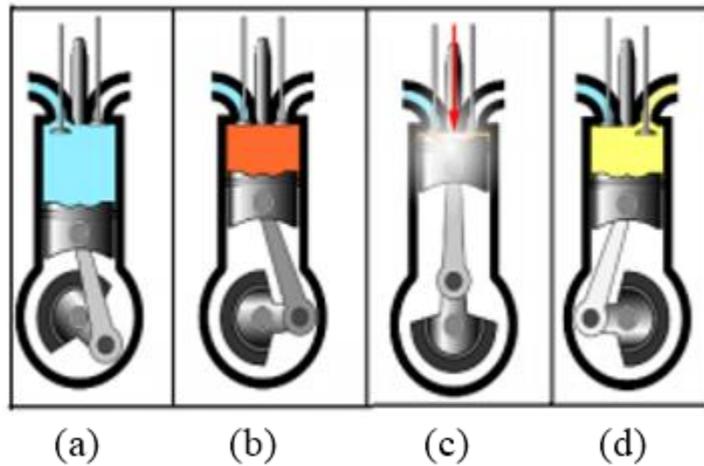
Los motores Diesel son considerados como una máquina recíproca la cual se caracteriza al igual que el motor Otto por realizar su ciclo en cuatro tiempos los cuales son:[13]

- **Admisión:** La válvula de escape permanece cerrada, mientras que el pistón desciende desde el PMS hasta el PMI permitiendo que la válvula de admisión se abra y consecuente a esto la mezcla de aire y de gasolina ingresa en el cilindro.
- **Compresión:** la válvula de admisión se cierra y el pistón asciende desde el PMI hasta el PMS; como el escape continúa cerrado, el pistón se encarga en comprimir la mezcla de aire-combustible para favorecer la explosión o combustión
- **Explosión:** El pistón se encuentra ubicado en el PMS; en este punto se produce la combustión derivada del aumento de la presión de la mezcla aire-combustible por lo que el pistón es impulsado hacia abajo generando la fuerza motriz.
- **Escape:** El pistón asciende desde el PMI hasta el PMS, la válvula admisión se encuentra cerrada y la válvula de escape abierta permitiendo la expulsión de los gases de escape y vaciar el cilindro

Las etapas del ciclo se muestran en la Figura 2:

Figura 2.

Ciclos de un motor de cuatro tiempos

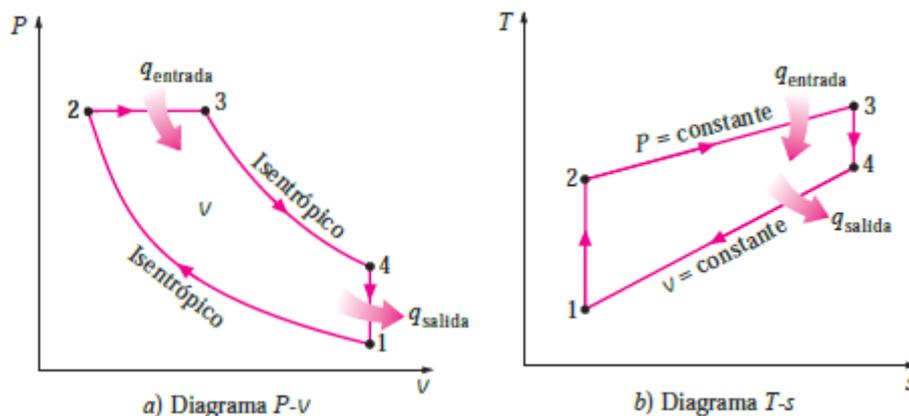


Nota. (a) Admisión (b) Compresión (c) Explosión (d) Escape. La figura muestra las etapas del ciclo de cuatro tiempos de un motor autoencendido (MAE) Tomado de: J. Reibán, Análisis del balance energético e implementación de un banco didáctico con visualización de datos en tiempo real en un motor TOYOTA 2B DIESEL para laboratorio de ingeniería automotriz. pp 36.

El ciclo Diesel formado por un sistema cerrado presenta los siguientes diagramas P-v y T-s mostrados en la Figura 3: [14]

Figura 3.

Diagramas P-v y T-s del ciclo Diesel



Nota. Diagramas termodinámicos. (a) Diagrama P-v (b) Diagrama T-s. Estos diagramas definen las condiciones y el funcionamiento del motor Diesel teórico el proceso 1-2 representa la compresión a entropía constante, 2-3 la adición de calor a presión constante, 3-4 la expansión a entropía constante y finalmente 4-1 la salida de calor a volumen constante. Tomado de Cengel. Y. Termodinámica. pp 506.

En la etapa 2-3 del proceso (adición de calor a presión constante) se considera:

$$q_{ent} - w_{23} = u_3 - u_2$$

Donde:

q_{ent} = el calor de entrada al ciclo

w_{23} = el trabajo de salida en la etapa 2-3

$u_3 - u_2$ = el diferencial de energías internas del proceso 2-3

Al manipular la ecuación se obtiene:

$$q_{ent} = P(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2)$$

$$q_{ent} = h_3 - h_2$$

Donde:

q_{ent} = el calor de entrada

$h_3 - h_2$ = las diferencias de entalpías del proceso 2-3

En la etapa 4-1 del proceso (salida o rechazo de calor a volumen constante) se considera:

$$-q_{sal} = u_1 - u_4$$

$$q_{sal} = u_4 - u_1$$

Donde:

q_{sal} = el calor rechazado en la etapa 1-4

$u_4 - u_1$ = la diferencia de energías internas en el proceso 1-4

La eficiencia térmica del ciclo Diesel está dada por la expresión: [14]

$$\eta_{ter,Diesel} = \frac{w_{neto}}{q_{ent}} = \frac{q_{ent} - q_{sal}}{q_{ent}}$$

Donde:

$\eta_{ter,Diesel}$ = la eficiencia del ciclo Diesel

w_{neto} = el trabajo neto del ciclo

q_{sal} = el calor rechazado

q_{ent} = el calor de entrada

De esta forma se define la eficiencia del ciclo Diesel como:

$$\eta_{ter,Diesel} = \frac{(h_3 - h_2) - (u_4 - u_1)}{h_3 - h_2}$$

Manipulando la ecuación y considerando $h_3 - h_2 = Cp(T_3 - T_2)$ y $u_4 - u_1 = Cv(T_4 - T_1)$ obtenemos la eficiencia térmica del ciclo Diesel en términos de temperaturas:[14]

$$\eta_{ter,Diesel} = 1 - \frac{Cv(T_4 - T_1)}{Cp(T_3 - T_2)}$$

Existe una relación entre los volúmenes del cilindro antes y después del proceso de combustión. Denominada relación de corte de admisión expresada en la siguiente ecuación [14]

$$r_c = \frac{V_3}{V_2}$$

Donde:

r_c = la relación de corte de admisión

V_3 = el volumen en el punto previo a la combustión

V_2 = el volumen en el punto después a la combustión

La eficiencia térmica del ciclo puede ser expresada considerando las relaciones isoentrópicas del gas en los procesos 3-4 y 1-2 de la siguiente forma: [15]

$$\eta_{ter,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] ; k = \frac{Cp}{Cv}$$

Donde:

$\eta_{ter,Diesel}$ = la eficiencia del ciclo Diesel

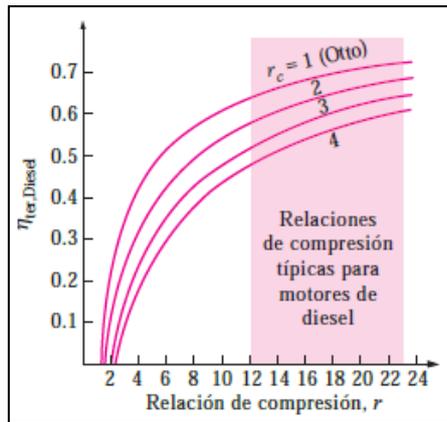
r_c = la relación de corte de admisión

r = la relación de compresión

La Figura 4 muestra las relaciones típicas de compresión para motores Diesel:

Figura 4.

Relaciones de compresión



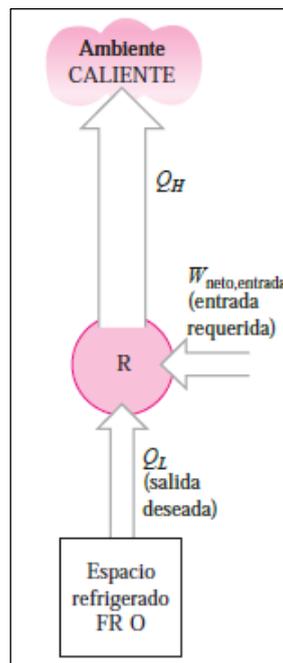
Nota. Eficiencia térmica del ciclo Diesel en función de las relaciones de compresión típicas para motores Diesel donde $k=1.4$. Tomado de Cengel Y. Termodinámica. pp. 507

2.2. CICLO DE REFRIGERACIÓN

Un refrigerador es un dispositivo que extrae calor del medio que lo rodea; la transferencia de calor ocurre de un medio de alta temperatura a un medio de baja o menor temperatura, estos dispositivos emplean fluidos denominados refrigerantes para realizar la transferencia de calor y lograr extraer el calor del medio frío. La Figura 5 representa un esquema de un refrigerador. [16]

Figura 5.

Esquema de un sistema de refrigeración



Nota. El sistema requiere la entrada de un trabajo neto $W_{neto,entrada}$ para realizar la extracción de calor Q_L donde se rechaza calor Q_H a un ambiente caliente. Tomado de: Cengel. Y. Termodinámica. pp. 618.

El coeficiente de desempeño de un refrigerador es la medida de eficiencia del ciclo donde se expresa mediante la siguiente ecuación: [16]

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{neto,entrada}}$$

Donde:

COP_R = Coeficiente de desempeño de un refrigerador

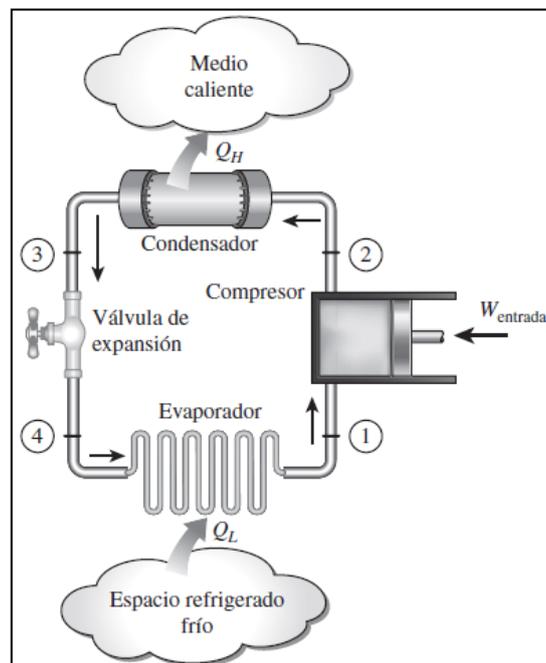
Q_L = Calor extraído

$W_{neto,entrada}$ = Trabajo neto de entrada

2.2.1. Ciclo de refrigeración por compresión

Es el sistema más conocido en la industria por su fácil aplicabilidad y economía, se puede encontrar en bombas de calor, refrigeradores y sistemas de aire acondicionado, su diagrama está identificado como un ciclo cerrado lo cual simplifica el paso del refrigerante.[17] A continuación se presenta el esquema de refrigeración por compresión en la Figura 6.

Figura 6.
Esquema ciclo de refrigeración por compresión



Nota. El esquema se basa en cuatro elementos básicos, evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. Tomado de: Cengel. Y. Termodinámica. pp. 625.

- **Evaporador:** Actúa como intercambiador de calor, en este elemento entra el refrigerante a baja presión y con temperatura saturada esta debe ser menor a la temperatura que se requiere para mantener el espacio frío, normalmente menor a 5°C, este contacto absorbe el calor y se evapora el refrigerante.
- **Compresor:** Este elemento permite que exista un aumento en la presión de vapor y en consecuencia la temperatura para ser enviado al condensador.
- **Condensador:** El agua y la temperatura ambiente son medios externos que pueden usarse para extraer calor del condensador, es así que actúa como intercambiador de calor, por ello

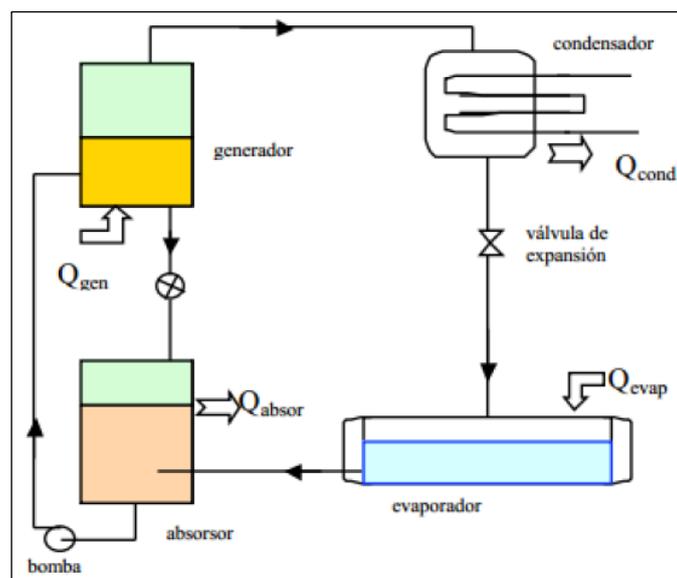
mientras que el agente externo extrae calor, la temperatura de saturación debe ser mayor que las corrientes atmosféricas para conseguir que se transfiera calor.

- **Válvula de expansión:** también se conoce como válvula de estrangulamiento, aquí el fluido entra de forma líquida y en consecuencia disminuye su presión y su temperatura, por ello en parte se evapora y se expande y finalmente entra al evaporador como mezcla líquido- vapor y así repetir el ciclo.

2.2.2. Ciclo de refrigeración por absorción

Es un sistema de refrigeración en el que circula refrigerante para absorber calor alternando procesos de condensación a alta presión y evaporación para entregar calor al medio, puede ser operado con una fuente de energía térmica, tal como la energía solar. Este tipo de aplicaciones permiten un ahorro energético y por ende la protección al medio ambiente. Su esquema principal se muestra en la Figura 7 y su principal característica está compuesta por una mezcla de trabajo de refrigerante y absorbente: [18]

Figura 7
Esquema de un ciclo de refrigeración por absorción de calor



Nota. Sistema de refrigeración por absorción simple. Tomado de Julio A. y Ramos. A. diseño y construcción de un sistema de refrigeración por absorción intermitente empleando energía solar para la conservación de frutas tropicales en el departamento de córdoba. pp 24

El sistema de absorción de calor se compone de: [19], [18]

- **Evaporador:** extrae el calor del ambiente donde el intercambio de calor mediante reacciones exotérmicas permitiendo la evaporación del refrigerante el cual es conducido al absorbedor por la diferencia de presiones entre el evaporador y el absorbedor.
- **Absorbedor:** Recibe el refrigerante como vapor donde el líquido absorbedor libera calor mediante la reacción exotérmica de los dos fluidos. Siendo impulsados por medio de una bomba al generador.
- **Generador:** Recibe el calor de la fuente de alta temperatura y el refrigerante en estado líquido donde el intercambio de calor mediante reacciones exotérmicas permitiendo la evaporación del refrigerante el cual es conducido al condensador
- **Condensador:** Libera calor al condensar el refrigerante y lo conduce al evaporador mediante una válvula de expansión.

Una de las clasificaciones de los sistemas de absorción de calor es por su fluido de trabajo donde se distinguen 2 tipos: [20],[19]

- **$H_2O/BrLi$ (agua / bromuro de litio):** Trabaja con temperaturas de evaporación por encima de los $0^\circ C$ por lo que no son usados en sistemas frigoríficos por lo que su principal aplicación es para el enfriamiento de agua.
- **NH_3/H_2O (amoníaco / agua):** es el sistema comúnmente usado para la conservación de alimentos. En este tipo de mezcla el amoníaco cumple la función de refrigerante y el agua de absorbedor siendo ideal para aplicaciones por debajo de los $0^\circ C$ por el punto de congelación del amoníaco, este sistema requiere la implementación de un dispositivo llamado rectificador que cumple la función de enfriar la corriente de vapores entre el generador y el condensador para evitar la entrada de agua en el condensador que dañe la válvula de expansión al final del ciclo.

2.2.3. Segunda ley de la termodinámica en máquinas térmicas y refrigeradores

De acuerdo con la termodinámica de Cengel los procesos ocurren en cierta dirección y la energía tiene calidad, así como cantidad. También se usa para determinar los límites teóricos del desempeño de sistemas de ingeniería de uso ordinario, como máquinas térmicas y refrigeradores. La segunda ley puede definirse de diversas formas, el método más usado es el flujo de entropía en un sistema abierto y la irreversibilidad asociada con el proceso.

La idea de irreversibilidad brinda más informe sobre el funcionamiento de los ciclos, podemos entenderlo dentro de un sistema de refrigeración, por ejemplo, si es mayor la irreversibilidad del sistema que está dada en dos niveles de temperaturas fijas, mayor es la

cantidad de trabajo necesario para el progreso del ciclo; la reducción total de la irreversibilidad ayuda a la mejora y rendimiento de un ciclo, si éstos no existiesen el ciclo no obtendría la máxima eficiencia ideal para su sistema. [21]

2.2.3.a. Entropía. Es una propiedad extensiva y a veces es llamada entropía total, mientras que la entropía por unidad de masa s es una propiedad intensiva y tiene la unidad $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$. Generalmente, el término entropía es usado para referirse a ambas: a la total y a la de por unidad de masa, ya que el contexto normalmente esclarece de cuál se trata, definida por la siguiente ecuación[21]:

$$dS = \frac{\delta Q}{T}$$

Su variación entre un estado inicial y uno final es igual a la cantidad de calor intercambiado entre el sistema y el medio dividido por la temperatura absoluta, presentada en la siguiente ecuación:

$$S_2 - S_1 = \frac{\delta Q}{T}$$

Cabe señalar que en un ciclo reversible la variación de entropía es cero, mientras que en todo proceso irreversible (proceso real) la variación de la entropía es mayor que cero.

El cambio de entropía de gases ideales, se denomina a partir de la siguiente ecuación, donde se emplean valores relacionados a las propiedades que se obtienen del gas ideal que se va a analizar.

Ecuación cambio de entropía de gases ideales:

$$S_4 - S_5 = cp * \ln\left(\frac{T_4}{T_5}\right) - R * \ln\left(\frac{P_4}{P_5}\right)$$

A diferencia de otras variables conocidas en la segunda ley, la entropía se caracteriza por variar los datos del volumen específico, presión o temperatura de los gases ideales. Para el desarrollo de la ecuación del cambio de entropía es necesario conocer el valor del calor específico y de la constante de gases ideal dependiendo del elemento que se está analizando.

Al acotar el alcance de la termodinámica, miremos como es útil la entropía. La entropía es la noción central en la segunda ley de la termodinámica. Así, la dirección en la cual un evento puede suceder viene determinada por un aumento en la entropía, esto normalmente cuando se presentan procesos que involucran máquinas térmicas y refrigeradores.[22]

2.2.3.b. Exergía. También denominada disponibilidad o energía disponible, es una propiedad de la segunda ley que permite definir el potencial del trabajo útil de una porción de energía en algún estado planteado.

El paréntesis indica la diferencia de exergía del flujo del sistema en la entrada y la salida del volumen de control, teniendo en cuenta la exergía generada la ecuación se define como[16]:

$$ex = (\Sigma \dot{m}_{entrada} * \Delta S) - (\Sigma \dot{m}_{salida} * \Delta S)$$

Donde:

$ex = Exergía$

$\dot{m} = Flujo\ masico$

$\Delta S = Delta\ de\ entropia$

La segunda ley afirma que debe existir una exergía destruida en los componentes que existan en un sistema refrigerado.

$$Ex_{destruida} = \Delta S_{irr} * T_{amb}$$

Eficiencia energética

También considerada la eficiencia de la segunda ley, permite medir el desempeño de un equipo para el caso de máquinas térmicas o refrigeradores, se representa mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_{ex} = \frac{COP_{en}}{\eta_{Carnot}}$$

Se asocia la eficiencia exegética con la eficiencia de Carnot, puesto que la fuente de energía térmica es equivalente a la salida de trabajo de una maquina térmica de Carnot cuando la maquina se encuentra en estado muerto o en equilibrio con sus alrededores.

Para ello es necesario representar la eficiencia de Carnot como la fracción de energía suministrada por una fuente de calor externa, siendo esta la eficiencia térmica más alta a comparación de otras máquinas, y demostrando se mejor en estudios de un ciclo ideal, se representa con la siguiente ecuación:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_0}{T}$$

2.3. GENERALIDADES DE COMBUSTIÓN

La combustión es una reacción química durante la cual se oxida un combustible y se libera una gran cantidad de energía, conocida como *reacción-exotérmica*. [23]



Combustibles = Hidrocarburos o biocombustibles

Oxidante = Aire

Energia = Gases combustibles (calor)

En un motor diésel esta reacción se forma al final de la compresión, cuando el aire está dentro del cilindro, la presión del aire llega a unos 80 bares y a temperaturas de 1000 K, en esas proporciones se empieza a inyectar el combustible para que entre en contacto con el aire caliente, al entrar el combustible empieza a vaporizarse (lo que entra de combustible son cantidades mínimas) creando un choque de moléculas que se genera entre el aire y el combustible, se produce una ignición que quema una proporción del combustible (20-40% aprox.) generando una explosión interna, la temperatura aumenta y la presión también sube de manera repentina causando una reacción más rápida para finalmente causar los gases combustibles. [23]

2.3.1. Proceso de combustión

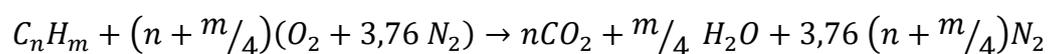
La combustión tiene un proceso complejo que se puede clasificar en tres procesos: [24]

- **Formación de la mezcla:** Durante esta fase el combustible líquido es pulverizado por el inyector y debe mezclarse con el aire comprimido contenido en la cámara de combustión. En la realización de este proceso hay un tiempo corto y aún no ha empezado a quemarse el combustible.
- **Encendido:** Se produce la oxidación del combustible y el encendido localizado del mismo. Se considera el inicio de este proceso cuando la primera molécula de combustible inicia la combustión.
- **Combustión general:** Aumenta la temperatura de la cámara con lo que se produce de la completa oxidación de todo el combustible. La quema de todo el combustible conllevará un tiempo. El combustible no se quema instantáneamente.

2.3.2. Estequiometría del proceso de combustión

De acuerdo con la termodinámica de Cengel[14], los combustibles hidrocarburos líquidos son mezclas de muchos hidrocarburos diferentes, por conveniencia suelen considerarse como un solo hidrocarburo. En este caso el Diesel se trata como dodecano $C_{12}H_{26}$, [23]

Ejemplo de balance estequiometría:



La ecuación anterior indica el balance de estequiometria que puede aplicarse a la combustión de combustibles C_nH_m principalmente se compone por carbono (C) e hidrogeno (H), cuando las sustancias se queman en el aire que está dentro del pistón, se consume oxígeno (O_2) y se conoce como oxidación y finalmente se forman nuevos enlaces. [23]

La siguiente ecuación se define como la relación entre la masa de aire y la masa de combustible, se expresa en una base de masa ($kg_{aire}/kg_{combustible}$). Esta relación también se puede expresar en una base molar como la proporción entre el número de moles del aire por el número de moles del combustible. [23]

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{(NM)_{aire}}{(NM)_C + (NM)_{H_2}}$$

2.3.3. Primera ley de la termodinámica del proceso de combustión

Para los sistemas reactivos y no reactivos se puede aplicar la primera ley, sin embargo, cabe mencionar que para los sistemas químicamente reactivos implica cambios en su energía química, haciendo que se más conveniente reescribir las relaciones de balance y energía de tal forma que las energías químicas sean explícitas. [14]

2.3.3.a. Sistema de flujo estacionario

La entalpia se debe expresarse de manera adecuada, reduciéndola a la entalpia de formación \bar{h}_f° , expresandose de la siguiente manera:

$$\text{Entalpia} = \bar{h}_f^\circ + (\bar{h} - \bar{h}^\circ)$$

\bar{h} = Entalpia sensible en el estado especifico

\bar{h}° = Entalpia sensible en el estado de referencia estandar de 25°C y 1 atm

El cambio de energía cinética y energía potencial en un balance de energía puede ser insignificante, expresado de la siguiente manera

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida}$$

En el análisis de un proceso de combustión, es útil trabajar con cantidades expresadas por mol de combustible, considerando la transferencia de calor hacia el sistema y el trabajo realizado por el sistema como cantidades positivas. Quedando la relación como:

$$Q - W = \bar{h}_c^\circ + \sum N_p (\bar{h} - \bar{h}^\circ)_p - \sum N_r (\bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

Las relaciones de balance de energía no deben llevar en todos los casos el termino de trabajo, y la entalpia de combustión se dispone solo para una reacción en particular.

Una cámara de combustión normalmente involucra salida de calor, pero, no entrada de calor, por lo tanto, un balance de energía para un proceso típico de combustión de flujo estacionario se define:

$$Q = \sum N_r (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r - \sum N_p (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p$$

3. PARAMETROS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA

El análisis termodinámico del sistema de refrigeración por absorción usando el calor residual disponible en un motor diésel que se realiza en el presente proyecto contempla las siguientes actividades: Parámetros de operación del sistema completo, tanto del motor diésel como del sistema de refrigeración, caracterización de los equipos de cada uno de los sistemas, tecnología de los furgones, en el caso del motor diésel existen muchos modelos que se usan en diferentes furgones de cargas pesadas, por ello es necesario determinar el furgón con el que se va a trabajar, para realizar un análisis verídico de un motor real. En el caso del sistema de refrigeración al igual que en el motor diésel se requiere seleccionar uno que se adapte específicamente al furgón con el que se piensa trabajar.[11]

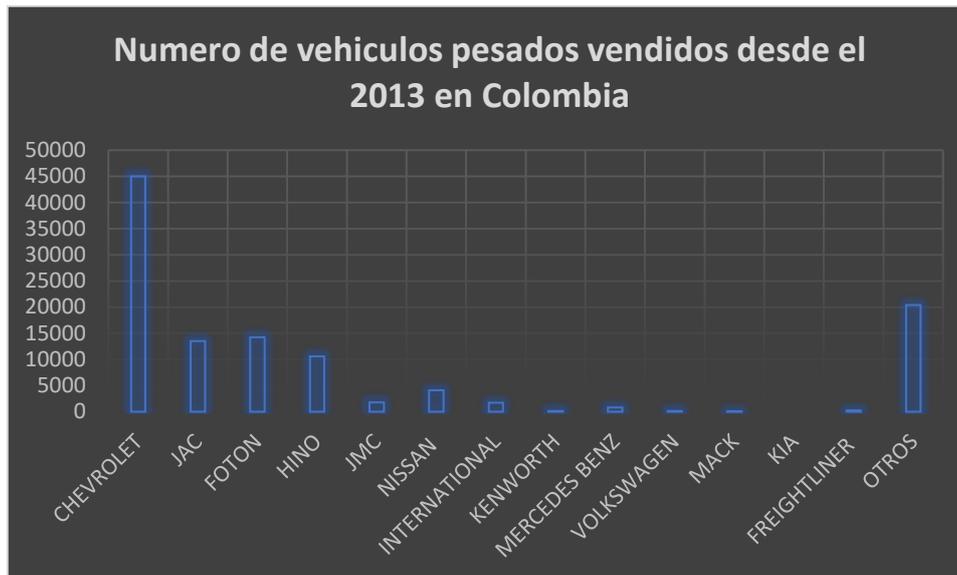
3.1. CARACTERIZACION DE LOS EQUIPOS Y TECNOLOGIAS

Se identifica los diferentes parámetros necesarios a tener en cuenta en el desarrollo de las actividades que se plantean a continuación.

3.1.1. Furgón

De acuerdo con los informes mensuales del sector automotor Colombia de la Asociación nacional de movilidad sostenible (ANDEMOS), cuyas actividades están directamente relacionadas con el desarrollo de la política automotriz en su conjunto, instrumentada por el gobierno nacional, la marca para vehículos pesados menores a 10 Toneladas y mayores a 10 Toneladas que se encuentra entre la marca más vendida desde el 2013 hasta el 2020 es CHEVROLET vendiendo más de 44.900 vehículos pesados, superando a marcas como FOTON, JAC, HINO y NISSAN. [25] Como se evidencia en la Figura 8:

Figura 8.
Ventas de vehículos pesados por marca en Colombia desde el 2013



Nota. En esta grafica se puede evidenciar el liderato de la empresa Chevrolet en ventas de vehículos a partir del 2013, la gráfica representa los vehículos de carga $\leq 10,5$ ton. Tomado de: <https://www.fenalco.com.co/informesvehiculos/25/99>

3.1.2. Motor Diesel

Dado que la marca de furgones más vendida en Colombia es CHEVROLET se trabajará con motores que se usen en furgones de esta marca, que en este caso utilizan tecnología ISUZU. De acuerdo con esta marca uno de los modelos icónicos es el camión Chevrolet NPR por tener más de 25 años con la misma base de diseño, llegó a Colombia en 1991 y se han vendido más de 39,885 unidades. Dentro de sus modelos más contemporáneos están los camiones NHR y NKR del cual destaca el modelo NHR, este modelo fue lanzado en Colombia en 1999 y es el más vendido en los últimos 10 años con más de 26,000 unidades vendidas. [26]

A continuación, se presenta la Tabla 1 que identifica las unidades que más se venden en Chevrolet y por la cuales se determina los parámetros en los que está basado el desarrollo del proyecto, estos datos sirven como base en la modelación de las condiciones reales del motor, y luego serán comparadas con las condiciones teóricas para poder obtener equidad en los resultados.

Tabla 1.
Características de los tipos de furgones

Descripción Motor	NKR LWB/MWB- EURO IV ABS	NHR- EURO IV	NPR-EURO IV
Marca /Código	ISUZU 4JJ1-TC	IZUSU 4JH1-TC	IZUSU 4HK1-TCN
Tipo	Intercooler 3.0 L	Intercooler 3.0 L	Intercooler 5.2 L
Ubicación	Longitudinal delantero	Longitudinal delantero	Longitudinal delantero
Desplazamiento	2.999	2.999	5.193
N. de cilindros	4 en línea	4 en línea	4 en línea
Potencia (hp @ rpm)	122 @ 2.600	104 @ 2.800	153 @ 2.600
Torque plano (kg-m @ rpm)	36,1 @ 1.500	23,45@ 1400-3200	42.73 @ 1600
Alimentación	Inyección directa	Inyección directa	Inyección directa
Sistema de inyección	Common rail	Common rail	Common rail
Nivel de emisiones	Euro IV	Euro IV	Euro IV
Combustible	Diesel	Diesel	Diesel

Nota. Se describen las características principales a tomar en cuenta en la ficha técnica de cada uno de los diferentes tipos de camiones en el mercado, la tabla solo presenta los tres furgones más representativos como los son la NKR LWB/MBW- EURO IV ABS, NHR-EURO IV, y NPR -EURO IV. Tomado de: [https://autosdeprimera.com/noticias/noticias-nacionales/chevrolet-buses-camiones-ventas-colombia-2019-abril/#:~:text=La%20marca%20del%20corbat%C3%ADn%20informa,NPR%20Minibusetas%20\(45%20unidades\).](https://autosdeprimera.com/noticias/noticias-nacionales/chevrolet-buses-camiones-ventas-colombia-2019-abril/#:~:text=La%20marca%20del%20corbat%C3%ADn%20informa,NPR%20Minibusetas%20(45%20unidades).)

3.1.3. Sistemas de refrigeración

La refrigeración de un furgón está basada en una cadena de frío, esta cadena es un proceso aplicado a la distribución, transporte, manipulación, conservación, y almacenamiento para preservar con condiciones óptimas de luz y temperatura los alimentos necesarios para el consumo humano.[27]

Para llevar un óptimo proceso de refrigeración en las cabinas de los furgones es necesario contar con diversos aspectos que son:

- Debe mantener la temperatura necesaria para el alimento se conserve durante su transporte.
- Mantener aseado y en óptimo estado la cabina, esto con el fin de proteger los alimentos de alguna bacteria expuesta en el ambiente.

- Al momento de realizar la descarga se debe tener en cuenta la duración y frecuencia que se lleva a cabo cuando se abren las puertas, pues puede afectar el aire exterior que alcance a entrar a la cabina
- La aplicación de tecnología avanzada, como lo son aislantes térmicos, paneles térmicos o superficies en la cabina con mejor resistencia,[28]son recomendables al momento de conservar la cabina y el sistema de refrigeración, esto genera un plazo de vida útil más largo para los elementos del furgón
- Cada sistema esta esquematizado y diseñado para recorrer grandes distancias, sin embargo, es necesario revisar el sistema de control para que no se presenten daños internos.

A continuación, en la Tabla 2 se presentan diferencias en los tipos de sistemas de refrigeración que se encuentran en la industria y que son los más comunes para el análisis termodinámico, es necesario hacer una comparación que indique cual será el sistema adecuado para el análisis que se desarrollara a lo largo del proyecto. [29]

Tabla 2.

Diferencias entre el sistema de refrigeración por compresión y absorción

Sistema de refrigeración por compresión	Sistema de refrigeración por absorción
Usado principalmente en refrigeradores, acondicionamiento de aire, y bombas de calor por medio de un compresor mecánico.	Se presuriza un líquido en vez de un vapor a través de una bomba.
Produce temperaturas más bajas, pero se vuelve más contaminante, debido al alto consumo de energía por el compresor mecánico.	El sistema es accionado por calor residual y el consumo energético de la bomba es bajo.
El sistema solo necesita de un refrigerante durante todo el ciclo.	Requiere mezclas entre refrigerante y absorbentes en el generador y el absorbedor, como lo son H ₂ O-NH ₃ y LiBr-H ₂ O.
El sistema por compresión es más simple de diseñar y puede ser compacto por los elementos que lo componen.	Puede ser un poco más complejo de diseñar dependiendo de las necesidades y puede llegar a ser más robusto.

Nota: La tabla muestra las características principales de los sistemas de refrigeración por compresión y absorción donde la compresión es comúnmente usada en sistema de acondicionamiento de aire y la absorción en sistemas geotérmicos, gas natural, solar mediante el uso del calor residual. Tomado de: Carlos Cesar Mardones Barrientos, Comparación entre los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y absorción mediante la primera y segunda ley de la termodinámica en aplicaciones de climatización y refrigeración.

El sistema de refrigeración por absorción es el más adecuado para el desarrollo del proyecto, ya que es el único con el que se puede reutilizar eficientemente los gases combustibles esto se considera como una ventaja por el hecho de obtener la energía de manera gratuita este aspecto es particularmente importante, tanto económica como estratégicamente pues ayuda a la reducción de emisiones CO₂ al ambiente, en base al acuerdo de París de 2015, el artículo 2 [30] expone reforzar la respuesta mundial a la amenaza del cambio climático en el contexto del desarrollo sostenible, promoviendo el uso de tecnologías de bajas emisiones de gases de efecto invernadero de modo que no involucre la producción de alimentos. [29]

Actualmente las aplicaciones del sistema de refrigeración por absorción son más extensas y cada vez se encuentran mejoras en el uso de este sistema, como lo son los procesos industriales, conservación de alimentos, crio génesis, automóviles con sistema de combustión interna, maquinas-herramientas, aparatos electrónicos, y la climatización.

El sistema de refrigeración por absorción está basado en dos partes el *refrigerante* y el *absorbente*, los cuales son fundamentales para la operación de la máquina, se conocen dos principales: el NH₃/H₂O (amoníaco/agua) y el H₂O/BrLi (Agua/ bromuro de litio); el primero es usado en aplicaciones de refrigeración y el segundo en climatización y bombas de calor, es necesario el seguimiento de propiedades a los fluidos que se requieren en la aplicación del sistema como se muestra en la Tabla 3: [31]

Tabla 3.
Características del refrigerante y el absorbente

Refrigerante	Absorbente
Al encontrarse con una temperatura muy alta, la presión de vapor que se da por el calor de entrada debe ser lo bastante baja para poder entrar al generador.	Debe ser estable químicamente y nada corrosivo
La temperatura del refrigerante debe tener un punto mínimo en la congelación la cual se asocia a la temperatura del ciclo	Su estado debe permanecer líquido para una eficiente condición de operación
Para facilitar el proceso de transferencia de calor la conductividad térmica debe ser alta	Para una buena medida de absorción y transferencia de calor es necesario que la viscosidad del refrigerante sea mínima lo cual ayuda a reducir la energía de circulación.
Térmicamente estables	Necesita tener un bajo punto de congelación

Nota. Características principales del refrigerante y el absorbente. Tomado de: Carlos Cesar Mardones Barrientos, Comparación entre los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y absorción mediante la primera y segunda ley de la termodinámica en aplicaciones de climatización y refrigeración.

Finalmente es de considerar que la eficiencia ideal de un sistema de absorción debe ser dependiente de la temperatura que se obtenga de la fuente de calor a utilizar, esto se resalta en el análisis de los cálculos. [29]

3.1.4. Tecnologías

Los avances que trae consigo el paso del tiempo brindan una amplitud de nueva información y actualizaciones que proveen nuevas tecnologías esto aplica también a la industria automotriz la cual se ha caracterizado por ser una de las áreas de mayor demanda pero al mismo tiempo de las que más consecuencias climáticas conlleva, es debido a esto que cada uno de los materiales añadidos a los autos es estudiado cuidadosamente para que su impacto ambiental no sea tan alto y tenga una duración de vida más larga.[28] Para el caso del transporte de alimentos se detalla de manera cuidadosa que el material sea amigable con el medio ambiente e igualmente sea aplicado a los alimentos perecederos y no exista ningún contaminante que pueda afectar la manipulación de estos alimentos y así no afecte la salud humana. La tecnología que se menciona a continuación de estos furgones se centra principalmente en la cabina que es donde se ubican los alimentos a refrigerar y en donde se destacan las nuevas tecnologías aplicada en la industria. [28]

3.1.4.a.PCM (Phase change material): La evolución de este material lo hace uno de los más usados en la industria y de los mejores para la cuestión climática que actualmente se vive, su función se basa en realizar un cambio de fase por medio de una sustancia que puede liberar o absorber, dependiendo de la necesidad, suficiente energía para realizar un cambio de fase y finalmente proporciona calor o frío para la aplicación que se le vaya a designar.

Existen tres grupos para clasificar los PCMs conocidos como: orgánicos, inorgánicos y eutécticos; los orgánicos, pueden clasificarse en compuestos de parafinas y no parafinas presentadas en líquidos o sólidos que pueden ser aplicados en la industria farmacéutica y la cosmética, por otro lado, los inorgánicos están divididos en hidratos de sal y metálicos y finalmente los eutécticos es una combinación de ambos (orgánicos/inorgánicos).

Algunos de las propiedades y métodos de caracterización de los PCMs se destacan por las cualidades termo físicas que poseen para aplicaciones de refrigeración, es así que la selección del PCM también se basa en una clasificación térmica, física, cinética, química económica y ambiental estos aspectos deben ser considerados de manera clara y cuidadosa para una

aplicación particular, en la Tabla 4 se pueden establecer aspectos a considerar para la selección de un PCM. [32]

Tabla 4.
Categorías de selección de sistemas PCM

Categoría	Propiedad
Térmica	Temperatura de cambio de fase adecuada, calor latente alto, buenas características de transferencia de calor.
Física	Fase de equilibrio favorable, alta densidad, pequeño cambio de volumen, baja presión de vapor.
Cinética y química	Sin sobre enfriamiento, tasa de cristalización suficiente, estabilidad química a largo plazo, compatibilidad de PCM con otros materiales, sin toxicidad, sin precaución por inflamación.
Económica y ambiental	Abundante, disponible, económico, reciclable.

Nota. Criterio de selección de PCM, la tabla anterior describe las características por las cuales las propiedades físicas de los PCMs son ideales en cada una de las categorías, térmica, física, cinética y química, y económica y ambiental. Tomado de: Hakon Selvnes, Yosr Allouche. Review on cold thermal energy storage applied to refrigeration systems using phase change material. Pp. 3

En base a la información anterior se puede dar introducción a la aplicación de los PCM en las paredes de vehículos refrigerados, como tal son integrados para absorber el intercambio de calor con el ambiente. Inicialmente se considera la temperatura necesaria para el transporte de alimentos que van desde los -25°C (Para productos como helado) hasta los 15°C (Para frutas tropicales). [32]

3.2. DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE OPERACIÓN

Los parámetros serán usados como variables de entrada para el desarrollo del análisis energético, exergético, y de este modo realizar el modelamiento de las condiciones de operación para lograr resultados comparables con las condiciones reales del procedimiento del furgón.

3.2.1. Furgón

El modelo de furgón o de camión que se utilizara, es el camión Chevrolet NPR REWARD ya que de acuerdo con la empresa Chevrolet es ideal para aplicaciones de reparto entre ciudades, teniendo un motor 4HK1 de Isuzu de alta potencia y elevado torque, cumpliendo perfectamente con los parámetros requeridos para el desarrollo de este proyecto y siendo un

furgón típico en Colombia estando casi 30 años en el mercado colombiano. [26] Mostrado en la Tabla 5 a continuación.

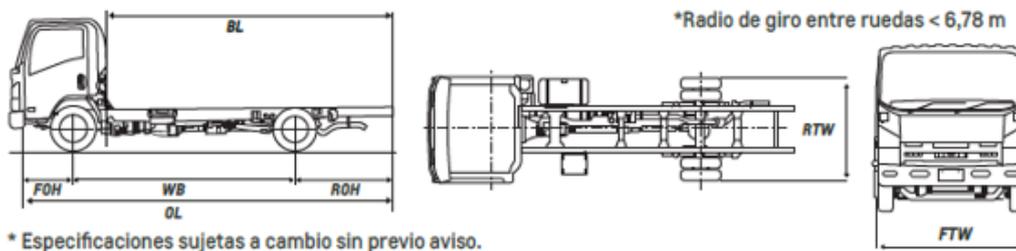
Tabla 5.
Características del motor elegido en análisis

MOTOR		PESOS Y CAPACIDADES	
Marca/Código	ISUZU 4HK1-TCN	Peso bruto vehicular (Kg)	7500
Tipo	INTECOOLER 5,2 L	Capacidad de carga (Kg)	4782
Ubicación	Longitudinal Delantero	Capacidad Max. de ejes: Delantero (Kg)	3100
Desplazamiento (cc)	5,193	Capacidad max. de ejes: Trasero (Kg)	6600
Nro. de Cilindros	4 en línea	Tanque de combustible (L)	140
Potencia (hp-rpm)	153-2600		
Torque (Kg*m-rpm)	42,73-1600		
Alimentación	Inyección Directa		
Sistema de inyección	Common Rail		
Nivel de emisiones	Euro IV		
Combustible	Diesel		

Nota. La tabla presentada indica la descripción del motor del NPR REWARD, así como su capacidad en kg. Tomado de: Camión NPR reward euro IV, Chevrolet, Detroit- Michigan, Estado Unidos, 1992.

Figura 9.
Planos y dimensiones del furgón NPR REWARD

DIMENSIONES



DIMENSIONES

OL (Longitud total, mm)	5.985
WB (Distancia entre ejes, mm)	3.365
BL (Longitud carrozable, mm)	4.305
FOH (Voladizo delantero, mm)	1.110
ROH (Voladizo trasero, mm)	1.510
RTW (Ancho de llantas traseras, mm)	2.115
FTW (Ancho de trocha, mm)	2.040

Nota. La ilustración presenta las dimensiones que deben manejarse en los furgones, cada plano con sus respectivas cotas. Tomado de: Camión NPR reward euro IV, Chevrolet, Detroit- Michigan, Estado Unidos, 1992.

3.2.2. Motor diésel

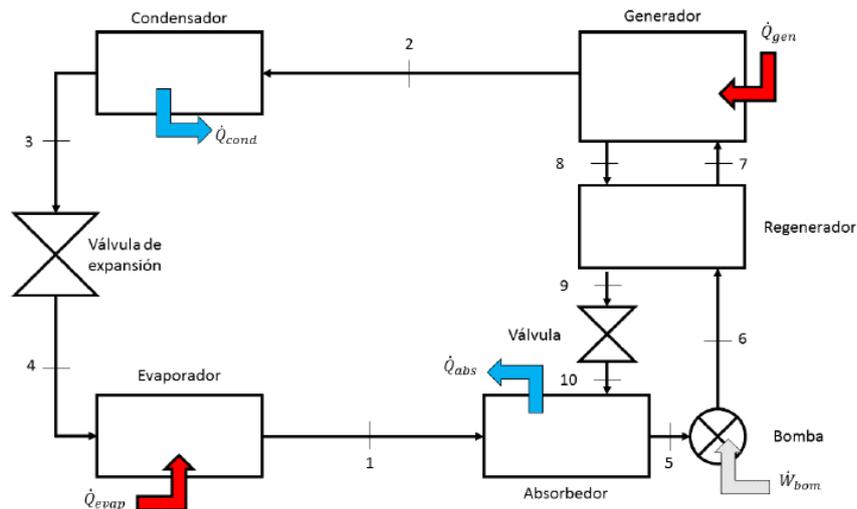
En cuanto al motor en la Tabla 5 se escoge un motor ISUZU 4HK1-TCN con turbocargador, intercooler de 5.2 L, 4 cilindros en línea, alimentación por inyección directa, sistema de inyección common rail y una potencia de 153 HP.[33]

3.2.3. Sistema de refrigeración por absorción

En el siguiente esquema mostrado en la Figura 10, se selecciona un sistema de absorción por simple efecto, para el ciclo se empleará una mezcla de amoníaco-agua, y no de bromuro de litio-agua. Dado que el amoníaco se refrigera a temperaturas más bajas, y su punto de ebullición es mucho más bajo que el agua, además es más accesible que el bromuro de litio. [10]

Figura 10.

Esquema de refrigeración por absorción



Nota. El esquema muestra los diferentes elementos que serán base en el análisis de balance de masa y energía del sistema de refrigeración por absorción. Tomado de: Carlos Cesar Mardones Barrientos, Comparación entre los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y absorción mediante la primera y segunda ley de la termodinámica en aplicaciones de climatización y refrigeración.

En el artículo de Sergio Rech, Elisa Finco y Andrea Lazzaretto [34] llamado “A multicriteria approach to choose the best renewable refrigeration system for food preservation” del 2020, donde se busca la mejor elección de configuración y diseño de sistemas de refrigeración de alimentos integrados con unidades de conversión renovables, identificando 44 configuraciones integradas técnicamente factibles para temperaturas de 8°, 2°y 20 °C. Aportando enfoques energéticos, exergéticos y económicos, este artículo permite tener un enfoque más profundo de las necesidades para el avance del proyecto en cuanto al sistema de refrigeración.

Existen sistemas de refrigeración de simple, doble y triple efecto que pueden oscilar en rangos de 4,5 kW a 100 kW de potencia frigorífica proporcionando un buen rango de operación, o conocido normalmente como COP (coeficiente de operación), estos varían entre 0,6 y 0,75 en las de simple efecto, 0,9 y 1,33 en doble efecto, y hasta 1,7 COP en triple efecto. Es necesario

tener en cuenta que las temperaturas de las fuentes de calor deben ir de 90° C a 200°C para poder obtener una mejora en el rendimiento del equipo. [31]

Se definen unos parámetros iniciales para el desarrollo de los análisis correspondientes, mostrados en la Tabla 6:

Tabla 6.
Parámetros iniciales

Parámetros iniciales	
Potencia (hp-rpm)	153-2600
Relación de compresión (r)	18,5
Diámetro del cilindro (cm)	11,5
Carrera del pistón (cm)	12,5
Número de cilindros	4 en línea
Temperatura de operación del sistema de refrigeración (°C)	0°/-5°/-18°

Nota. Los parámetros definidos son tomados de la ficha técnica del motor ISUZU 4HK1, y la temperatura se asume en base a los alimentos perecederos (alimentos congelados) en una cadena de frío. Tomado de: Tabla 5 y Procolombia, Logística de perecederos y cadena de frío en Colombia.

4. ANALISIS TERMODINAMICO DEL PROCESO DE COMBUSTION

En los motores ECOM o comúnmente conocido como motor diésel el aire es comprimido hasta la temperatura mínima con respecto a la temperatura del autoencendido del combustible, por lo tanto, en este tipo de motores se reemplaza la bujía y el carburador por el inyector de combustible. El proceso de inyección de combustible en los motores diésel inicia en el punto en que el embolo se aproxima al PMS gracias a esta iteración se genera un proceso de combustión por más tiempo durante el cual el ciclo diésel ideal se adiciona calor a presión constante. [14]

El ciclo diésel es ejecutado en un ciclo cerrado por estar actuando al interior de un dispositivo embolo y cilindro, es por esto que la cantidad de calor que es incluida al flujo de trabajo isobáricamente y rechazada de forma isocora esta expresada de la siguiente manera:[14]

Calor de entrada:

$$\begin{aligned} Q_{entrada} - W_{b,salida} &= U_3 - U_2 \\ Q_{entrada} &= P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) \\ Q_{entrada} &= h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \end{aligned}$$

Calor de salida:

$$\begin{aligned} -Q_{salida} &= u_1 - u_4 \\ Q_{salida} &= u_4 - u_1 = C_v(T_4 - T_1) \end{aligned}$$

Es así como se determina la eficiencia del ciclo diésel si se deduce que el aire a la entrada mantiene una temperatura baja:

$$\eta_{ter,diésel} = \frac{W_{neto}}{Q_{entrada}} = 1 - \frac{Q_{salida}}{Q_{entrada}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(\frac{T_4}{T_1} - 1)}{kT_2(\frac{T_3}{T_2} - 1)}$$

Luego de entender la eficiencia se define la relación de corte de admisión r_c del cilindro un volumen antes y un después del proceso de combustión:

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2}$$

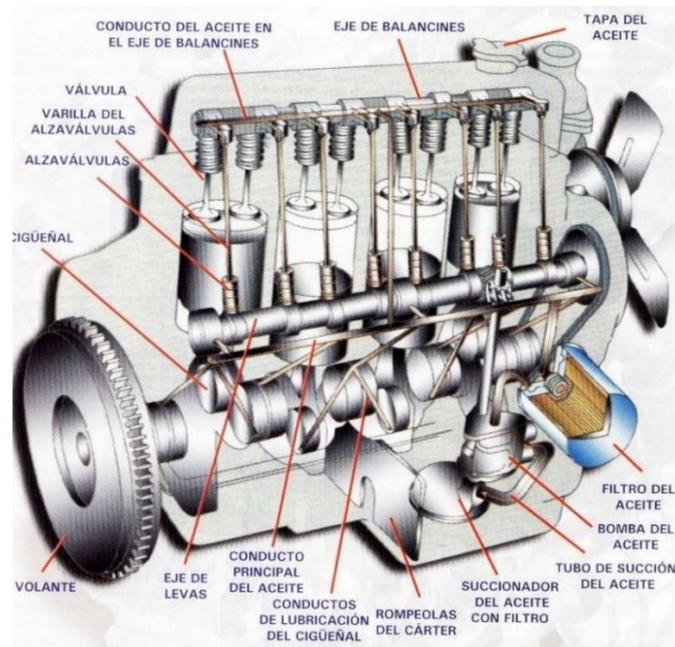
Reemplazando con respecto a la relación de la eficiencia térmica y manejando en términos del gas ideal isentrópico se obtiene:

$$\eta_{ter,diésel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$

4.1. Elementos del sistema del motor Diesel

De acuerdo con el manual del motor Diesel ISUZU 4HK1-TCN los elementos que se pueden encontrar se presentan en la Figura 11: [35]

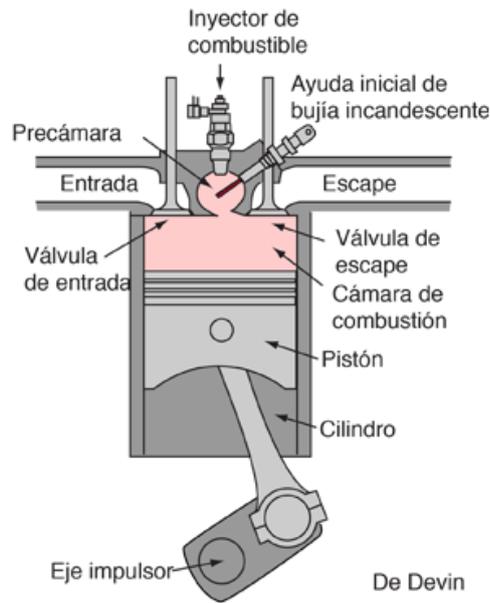
Figura 11.
Elementos del motor diésel



Nota. Los principales elementos corresponden a: cubierta de la cabeza de cilindros, cubierta de la entrada, turbocargador y múltiple de escape, tren de distribución, eje del balancín, árbol de levas, sello del vástago de la válvula y resorte de la válvula, cabeza de cilindros, pistón y biela, volante, cubierta delantera, sello de aceite delantero del cigüeñal, sello de aceite trasero del cigüeñal, cigüeñal. Tomado de: Motores diésel-partes y funcionamiento <https://como-funciona.co/los-motores-diesel/>

El estudio térmico realizado en el motor Diesel se basa en los elementos de la Figura 12 donde el las etapas del ciclo Diesel (admisión, compresión, combustión y escape) ocurren en el interior de la cámara de combustión permitiendo el movimiento del pistón y su transformación en energía mecánica hacia el cigüeñal.

Figura 12.
Componentes del pistón del ciclo diésel



Nota. Partes del pistón del ciclo diésel, que representa la entrada, la interacción en la cámara de combustión, los inyectores, las válvulas y la salida dentro del sistema. Tomado de: El motor diésel <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/thermo/diesel.html>

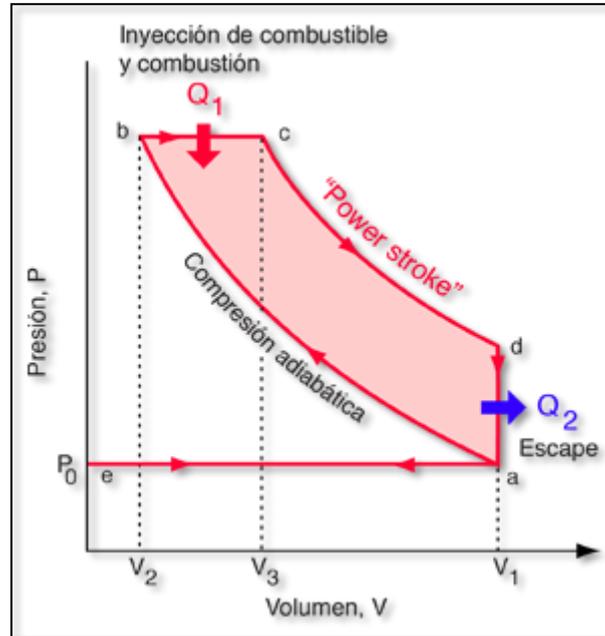
4.2. Esquema del sistema del motor Diesel

Un ciclo ideal diésel es sometido a cuatro procesos, mostrado en la Figura 13:[36]

- **Compresión isentrópica:** A medida que se realiza el movimiento del pistón del PSI al PSM el aire tiene una compresión adiabática del estado a al b. Mientras tanto alrededor se aumenta su temperatura y se comprime, la entropía se mantiene sin cambios, y se presenta la relación de compresión (V_1/V_2).
- **Expansión isobárica:** Durante el movimiento del pistón hacia el V_3 se realiza trabajo, y el aire por ser una fuente externa brinda una transferencia de calor con presión constante en este proceso ingresa energía al sistema.
- **Expansión Isentrópica:** El pistón realiza un movimiento del V_3 al PSM entre los puntos c-d, en ese intervalo se pierde una cantidad de energía interna y trabajo en el sistema, y se desarrolla una relación de expansión isentrópica entre los volúmenes V_4/V_3 .
- **Descompresión isocórica:** El calor se rechaza del aire del punto d al punto a cuando el pistón se encuentra en el PSM, donde la presión del gas cae y la válvula de escape se abre

en el punto final a medida que el pistón se mueve desde el PSI al PSM se escapa la mezcla gaseosa al ambiente y el ciclo empieza de nuevo.

Figura 13.
Diagrama P-v ciclo diésel

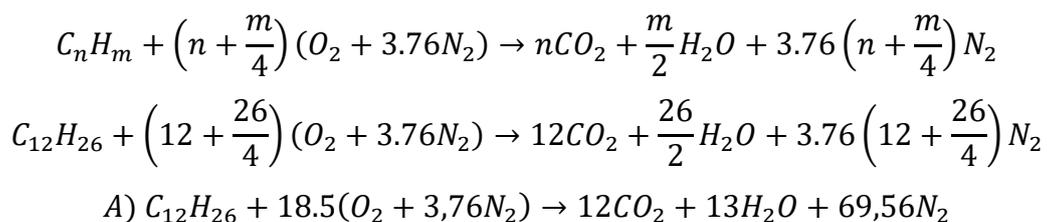


Nota. Proceso a→b Compresión adiabática (Q=0). b→c Expansión isobara (P=cte). c→d Expansión adiabática (Q=0) d→a Compresión isócora (v=cte). Tomado de: Ciclo diésel <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-ciclo-diesel-motor-diesel-definicion/>

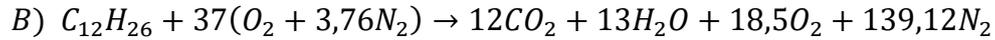
4.3. Análisis estequiométrico de la combustión en el motor diésel

Como se mencionó en la sección 2.3.2. el Diesel es tratado como un dodecano $C_{12}H_{26}$ y considerando que el aire en una base molar o volumétrica este compuesto por 20.9% de oxígeno, 78.1% de nitrógeno, 0.9% argón y el resto de dióxido de carbono, helio, neón e hidrogeno, al realizar la combustión en el proceso, el argón se toma como nitrógeno y los demás gases se descartan. [23]

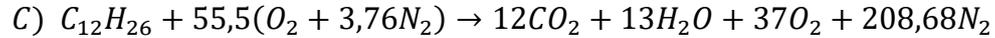
Aplicando la ecuación de balance de estequiometria de la combustión completa del diésel, se obtiene:



Siendo esta la ecuación del balance estequiométrico con la entrada de aire mínimo para que haya combustión completa.



Esta sería con un aumento del aire en un 100%



Y esta última con un aumento del aire del 200%, en este caso el oxígeno se presenta en la composición de los gases de combustión por el exceso de aire.

Empleando la ecuación de relación entre la masa del aire y la masa del combustible se define lo siguiente:

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{(NM)_{aire}}{(NM)_C + (NM)_{H_2}}$$

Donde

$$AC_{normal} = \frac{(18,5 \cdot 4,73 \text{ kmol}) \cdot (29 \text{ kg/kmol})}{(12 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol})_C + (13 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})_{H_2}} = 14,92 \text{ kg}_{aire} / \text{kg}_{combustible}$$

$$AC_{+100\%} = \frac{(37 \cdot 4,73 \text{ kmol}) \cdot (29 \text{ kg/kmol})}{(12 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol})_C + (13 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})_{H_2}} = 29,85 \text{ kg}_{aire} / \text{kg}_{combustible}$$

$$AC_{+200\%} = \frac{(55,5 \cdot 4,73 \text{ kmol}) \cdot (29 \text{ kg/kmol})}{(12 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol})_C + (13 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})_{H_2}} = 44,78 \text{ kg}_{aire} / \text{kg}_{combustible}$$

Para la relación aire – combustible molar se tiene que:

$$AC_{normal} = 18,5 \cdot 4,76 = 88,06 \text{ } m_{aire} / m_{combustible}$$

$$AC_{+100\%} = 37 \cdot 4,76 = 176,12 \text{ } m_{aire} / m_{combustible}$$

$$AC_{+200\%} = 55,5 \cdot 4,76 = 264,18 \text{ } m_{aire} / m_{combustible}$$

En la Tabla 7 se define los porcentajes de cada gas que se producen para aire mínimo, aire aumentado al 100% y aire aumentado al 200%.

Tabla 7.
Resultado del análisis estequiométrico

	Aire mínimo	Aire aumentado en 100%	Aire aumentado en 200%
CO ₂	12,69%	6,57%	4,43%
H ₂ O	13,75%	7,12%	4,8%
O ₂	-	10,13%	13,67%
N ₂	73,56%	76,18%	77,09%
Relación aire-combustible (mol aire – mol combustible)	88,06	176,12	264,18
Relación aire-combustible (kg aire – kg combustible)	14,92	29,85	44,78

Nota. Se muestran los datos resultantes del análisis estequiométrico para tres casos diferentes: con aire mínimo, aire aumentado al 100% y aire aumentado al 200%, para cada uno de los gases producidos de la reacción del diésel con el aire y su relación de aire-combustible en unidades de moles y kilogramos.

4.4. Análisis energético

En esta sección se modela la operación del motor a partir de un análisis termodinámico para estimar valores de las diferentes variables del proceso, comparables con las condiciones reales. Esto se realiza para estimar el calor residual disponible, lo cual se describe a continuación:

4.4.1. Evaluación de la entalpia de combustión

En esta sección se evalúa la entalpia de combustión que definirá la cantidad de calor liberada en la quema del combustible dependiendo de la presión y temperatura que sea tomada en el análisis. [14]

Teniendo en cuenta datos de la Tabla 8 se puede reemplazar en la ecuación de relación de la temperatura de flama adiabática:

Tabla 8.
Entalpia de formación

hf (Entalpia de formación) KJ/Kmol	Formula química
-393520	CO ₂ (g)
-241820	H ₂ O (g)
-352.1	C ₁₂ H ₂₆ (L)

Nota. La tabla especifica la entalpia de formación del dodecano (diésel liquido) y del aire compuesto por H₂O y CO₂. Tomado de: Tabla A-26 termodinámica de Cengel y <https://webbook.nist.gov/cgi/cbook.cgi?ID=C112403&Units=SI&Mask=2#Thermo-Condensed>

$$h_c = H_{\text{productos}} - H_{\text{reactivos}}$$

$$h_c = \sum N_P * h_{fp} - \sum N_R * h_{fr}$$

$$h_c = [(N * h_f)_{CO_2} + (N * h_f)_{H_2O}]_p - [(N * h_f)_{C_{12}H_{26}}]_r$$

$$h_c = [(12 \text{ kmol} * -393520 \text{ kJ/kmol})_{CO_2} + (13 \text{ kmol} * -241820 \text{ kmol/kmol})_{H_2O}]_p$$

$$- [(1 \text{ kmol} * -352,1 \text{ kJ/kmol})_{C_{12}H_{26}}]_r$$

$$h_c = -7'865547,9 \text{ kJ/kmol}$$

Para determinar la entalpia de combustión se considera que tanto los reactivos como los productos están en el estado de referencia estándar de 25°C y 1 atm. En este caso, la entalpía de formación h_f es 0 para el NO₂ y el O₂ ya que son elementos estables. [14],[37]

Se uso la ecuación de entalpia de combustión la cual es la entalpia de los productos menos la entalpia reactiva, siendo $H_{\text{producida}}$ la sumatoria del número de moles producidos por la

entalpia de formación producida (CO₂ y H₂O) y la H_{reactiva} la sumatoria de numero de moles reactivos por la entalpia de formación reactiva(C₁₂H₂₆). [37]

4.4.2. *Temperatura de flama adiabática*

Se define como la máxima temperatura teorica que existe en la flama producida en una combustión real, es posible alcanzarla cuando existe ausencia de calor en el sistema. Para lograr obtenerla se debe realizar una iteración de las diferentes temperaturas que corresponden a un proceso de combustión incompleto. Son consideradas dos tipos de flama adiabática determinadas por el proceso que se lleve a cabo: la primera, la temperatura de flama adiabática definida a volumen constante la cual es resultante de un proceso de combustión completo en donde no se considera el trabajo, la transferencia de calor o los cambios de energía, y la segunda, la flama adiabática a presión constante, de igual manera se produce por un proceso de combustión completa con la diferencia de que son inexistentes el calor y los cambios de energía. Estos dos tipos de temperatura son obtenidos si no se pierde energía al ambiente. Cabe resaltar que la máxima temperatura adiabática es posible alcanzarla cuando se quema el total de combustible con el oxígeno puro que sea necesario. [14]

Este es un proceso de formación de flujo estacionario que basado en la termodinámica de Cengel forma la siguiente ecuación de la relación de la temperatura de flama adiabática:

$$H_{\text{productos}} = H_{\text{reactivos}}$$

$$\sum N_p * (h_f + h + h^\circ)_p = \sum N_r * h_{fr} = (N * h_f)_{C_{12}H_{26}}$$

N_p : Numero de moles producidos

h_f : Entalpia de formación

h : Entalpia

h° : Entalpia a 298 K

N_r : Numero de moles reactivos

h_{fr} : Entalpia de formación de reactivos

Tabla 9.
Entalpia de formación y entalpia a 298 K

Sustancia	h_f (kJ/kmol)	h_{298k} (kJ/kmol)
$C_{12}H_{26}$ (L)	-352,1	-
O_2	0	8692
N_2	0	8669
H_2O (g)	-241820	9904
CO_2	-393520	9364

Nota. Basado en la tabla A-18-26 se definen los datos de la entalpia de formación y la entalpia a 298 K para cada uno de los gases usados en la ecuación de relación de temperatura de flama adiabática. Tomado de: Tablas termodinámicas, Termodinámica de Cengel, pp: 936-948

Desarrollo de la ecuación de relación de temperatura de flama adiabática, donde se sustituyen los valores de la ecuación con los datos de la Tabla 9 teniendo en cuenta la entrada de aire mínima, se obtiene:

$$\sum N_p * (h_f + h + h^\circ)_p = \sum N_r * h_{fr} = (N * h_f)_{C_{12}H_{26}}$$

Reemplazando:

$$\begin{aligned} & 12 \text{ kmol}_{CO_2} * [(-393520 + h_{CO_2} + 9364) \text{ kJ/kmol}_{CO_2}] + 13 \text{ kmol}_{H_2O} \\ & * [((-241820 + h_{H_2O} + 9904) \text{ kJ/kmol}_{H_2O})] + 69,56 \text{ kmol}_{N_2} \\ & * [(0 + h_{N_2} + 8669) \text{ kJ/kmol}_{N_2}] \\ & = 1 \text{ kmol}_{C_{12}H_{26}} * (-352,1 \text{ kJ/kmol}_{C_{12}H_{26}}) \end{aligned}$$

Lo que produce:

$$12 * h_{CO_2} + 13 * h_{H_2O} + 69,56 * h_{N_2} = 8'709683,54 \text{ kJ}$$

Utilizando un método de ensayo y error para determinar la temperatura de los productos, se obtiene que al dividir el lado derecho de la ecuación por el número total de moles se determina:

$$\frac{8'709683,54 \text{ kJ}}{(12 + 13 + 69,56) \text{ kmol}} = 92107,48 \text{ kJ/kmol}$$

De acuerdo con la Figura 14 el valor de entalpia corresponderá a 2748,28 K para N_2 , 2184,05 K, para H_2O y 1855,22 K para CO_2 por lo que la T_{producto} se acercara a los 2748,28 K, pero será algo inferior a este valor.

Figura 14.

Tablas de interpolación para la flama adiabática para entrada de aire mínimo

(a)	T (K)	h (KJ/Kmol)	
N2	2700	90328	
	2750	92171	
H2O	2150	90330	
	2200	92940	
CO2	1840	91196	
	1860	92394	

Interpolación

(b)	T (K)
N2	2748.28
H2O	2184.05
CO2	1855.22

Interpolación

(c)	2450 K	2500 K
hCO2	128219	131290
hH2O	106183	108868
hN2	81149	82981

Nota. Basado en el resultado de la entalpia de 92107.48 kJ/kg la tabla (a) busca mostrar una aproximación de temperaturas para esta entalpia en cada uno de los gases. Tabla (b) muestra la interpolación de las temperaturas halladas en los diferentes gases. Tabla (c), teniendo en cuenta la temperatura mayor de la tabla (b) se buscaron temperaturas inferiores que, al agregarlas en la ecuación de relación de temperatura de flama adiabática, se busca que estén ligeramente por encima y por debajo de 8'709683,54 kJ.

Buscando las temperaturas producto por ensayo y error encontramos que rodean los 8'709683,54 kJ son 2450 K (inferior) y 2500 K (superior), y por interpolación se encuentra que la $T_{\text{producto}}=2486,64$ K, mostrada en la Figura 15:

$$12 * 128219 + 13 * 106183 + 69.56 * 81149 = 8'563,731.44$$

$$12 * 131290 + 13 * 108868 + 69.56 * 82981 = 8'762,922,36$$

Figura 15.

Interpolación para la temperatura de flama adiabática

T (K)	(KJ)	Interpolación	TEMP. ADIABADITCA (K)
2450	8563731.44		2486.64
2500	8762922.36		

Nota. Teniendo en cuenta las entalpias halladas en la ecuación anterior se realiza una interpolación para hallar la temperatura de flama adiabática.

Tabla 10.

Temperatura de flama adiabática en los diferentes porcentajes de entrada de aire

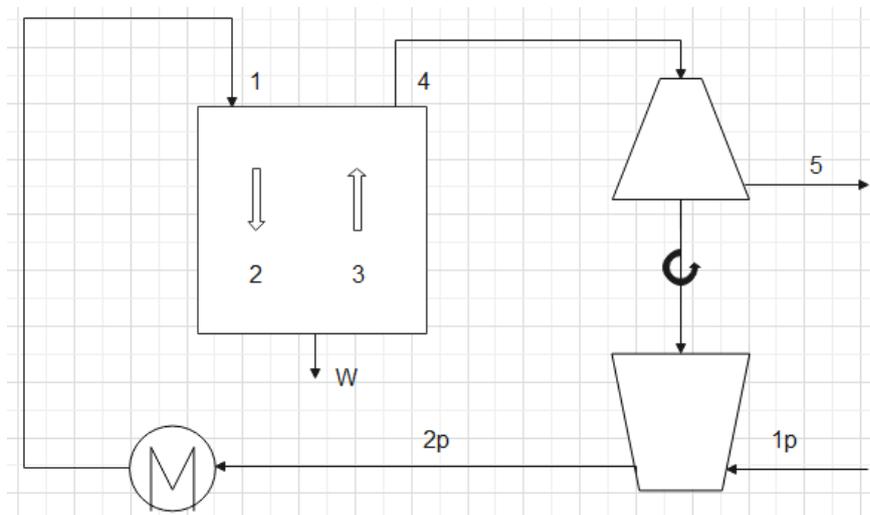
	Aire mínimo	Aire aumentado en 100%	Aire aumentado en 200%
Temperatura de flama adiabática (K)	2486,64	1559,23	1191,34

Nota: La tabla define las diferentes temperaturas de flama adiabática halladas en cada porcentaje de entrada de aire al pistón.

4.4.3. Análisis de energía

Se realiza un análisis a partir del esquema presentado en la Figura 16 basado en el análisis de un ciclo diésel ideal, con el aire mínimo teniendo en cuenta las condiciones estequiométricas, la temperatura del estado 3 será la temperatura de flama adiabática y los datos tomados del motor IZUSU 4HK1 como la relación de compresión, del diámetro del cilindro y la carrera del pistón [33], la presión 1 es la presión que sale del turbocompador que lleva a través de 2p para pasar por el Intercooler enfriando su temperatura a 333,15 K.

Figura 16.
Esquema del motor con turbocompresor



Nota. La figura presenta el esquema del pistón, el Intercooler y el turbocompador del motor. Punto 1: Entrada de aire a través del Intercooler al pistón, también conocido como la admisión, punto 2: compresión de fluido dentro del pistón, punto 3: combustión, entrada del combustible para combinarse con el aire, punto 4: escape de la mezcla aire-combustible, punto 5: salida de calor de los gases de combustión de la turbina, punto 1p: entrada de aire del ambiente al turbocompador, punto 2p: salida de aire del turbocompador y entrada del aire al Intercooler.

$T_1 = 60^\circ\text{C} \rightarrow 333.15 \text{ K}$, temperatura inicial de admisión en un motor diésel [38]

$P_1 = 200 \text{ kPa}$, presión salida del turbocompador

$T_3 = 2486.64 \text{ K}$, temperatura de flama adiabática

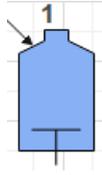
Relación de compresión (r) = 18.5

Diámetro de cilindro = 11.5 cm

Carrera del pistón = 12.5 cm

Para el desarrollo energético del ciclo diésel se toma en cuenta los 4 estados por los que atraviesa el cilindro en la figura 16 para realizar la admisión, compresión, combustión y escape.

4.4.3.a. Estado 1. (Admisión). Comprende la entrada de aire al interior del pistón proveniente del Intercooler, a continuación se presenta el análisis termodinámico para este estado.



Ecuación de relación de compresión:

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} \rightarrow r = \frac{V_1}{V_2}$$

De acuerdo con las condiciones de entrada del motor, conocemos el diámetro y la carrera del pistón, por lo tanto, podemos hallar el volumen inicial del ciclo, también teniendo en cuenta que se analizarán los 4 cilindros del motor.

Ecuación del volumen inicial:

$$V_1 = \frac{\pi}{4} * D^2 * L \rightarrow V_1 = \frac{\pi}{4} * (11,5cm)^2 * 12,5 cm$$

$$V_1 = 1298,37 cm^3 \times 4 \text{ pistones}$$

$$V_1 = 5193,44 cm^3$$

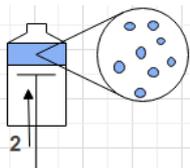
Presión estado 1.

$$P_1 = 200 kPa$$

Temperatura estado 1.

$$T_1 = 333,15 K$$

4.4.3.b. Estado 2. (Compresión). Comprende etapa de compresión donde el pistón sube del punto muerto inferior al punto muerto superior, a continuación se presenta el análisis termodinámico para este estado.



Teniendo en cuenta la ecuación de relación de compresión donde $(r) = 18.5$, y una vez hallado el volumen inicial se puede hallar el V_2 .

$$V_2 = \frac{V_1}{r} = \frac{5193,44cm^3}{18,5} = 280,72 cm^3$$

Compresión adiabática del ciclo, donde al despejar de la ecuación $T_1 * V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1}$

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$$

y reemplazando los valores de las propiedades del aire, teniendo en cuenta que se presenta la admisión de solo aire, se obtiene:

$$T_2 = 333,15 \text{ K} * \left(\frac{5193,44 \text{ cm}^3}{280,72 \text{ cm}^3} \right)^{1,4-1}$$

$$T_2 = 1070,31 \text{ K}$$

Así mismo para la presión se despeja la presión 2 $P_1 * V_1^k = P_2 V_2^k$

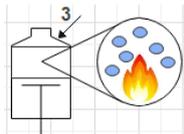
$$P_2 = P_1 * \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k$$

Y reemplazando los valores se obtiene:

$$P_2 = 200 \text{ kPa} * (18,5)^{1,4}$$

$$P_2 = 11886,95 \text{ kPa}$$

4.4.3.c. Estado 3. (Combustión). Comprende la etapa de inyección del combustible e ignición, a continuación se presenta el análisis termodinámico para este estado.



Se presenta un calentamiento isobárico, lo que indica que la presión permanece constante y donde se realiza la inyección de diésel y reacciona con el aire.

$$P_3 = P_2$$

Para hallar el valor de V_3 es necesario el uso de la relación de corte de admisión que indica la relación de volúmenes del cilindro antes y después del proceso de combustión.

Para esto se utiliza la ecuación de adición de calor a un gas ideal con presión constante

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{T_3}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2}$$

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$r_c = \frac{2486,64 \text{ K}}{1070,31 \text{ K}} = 2,32$$

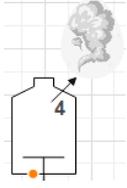
$$V_3 = 2,32 * 280,73 \text{ cm}^3$$

$$V_3 = 652,21 \text{ cm}^3$$

La temperatura del estado 3 es la temperatura de flama adiabática

$$T_3 = 2486,64 \text{ K}$$

4.4.3.d. Estado 4. (Escape). Comprende la salida de los gases de escape del pistón, a continuación se presenta el análisis termodinámico para este estado.



Se encuentra en un enfriamiento isocórico y un cambio en la relación de calores específicos (k) cambia de la del aire a la sumatoria de los gases producidos.

$$V_4 = V_1$$

Para hallar la relación de calores específicos se necesita hallar el C_v y el C_p de estos gases teniendo en cuenta los porcentajes del aire mínimo de la tabla 6, donde:

$$C_v = \sum C_{vi} y_i$$

$$C_v = (12,69\% * 0,657)_{CO_2} + (13,74\% * 1,4108)_{H_2O} + (73,56\% * 0,743)_{N_2}$$

$$C_v = 0,8238 \text{ kJ/k}_g K$$

$$C_p = \sum C_{pi} y_i$$

$$C_p = (12,69\% * 0,846)_{CO_2} + (13,74\% * 1,8723)_{H_2O} + (73,56\% * 1,039)_{N_2}$$

$$C_p = 1,1289 \text{ kJ/k}_g * K$$

$$k = \frac{C_p}{C_v} \rightarrow \frac{0,8238 \text{ kJ/k}_g K}{1,1289 \text{ kJ/k}_g * K} \rightarrow 1,3704$$

Ya hallada la relación de calores específicos, se reemplaza en la siguiente ecuación para determinar la T_4 :

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1}$$

$$T_4 = 2486,64 \text{ K} \left(\frac{652,21 \text{ cm}^3}{5193,45 \text{ cm}^3} \right)^{1,3704-1}$$

$$T_4 = 1153,05 \text{ K}$$

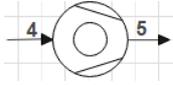
Lo mismo se realiza para determinar la presión a la salida del ciclo:

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k$$

$$P_4 = 11886,95 \text{ K} * \left(\frac{652,21 \text{ cm}^3}{5193,45 \text{ cm}^3} \right)^{1,3704}$$

$$P_4 = 692,21 \text{ kPa}$$

4.4.3.e. Estado 5 (Turbocompresor). Respectivamente la salida de los gases de escape de la turbina que compone el turbocargador



$$P_5 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_5 = T_4 * \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_5 = 1152,63 \text{ K} * \left(\frac{101,325 \text{ kPa}}{692,21 \text{ kPa}}\right)^{\frac{1,3704-1}{1,3704}}$$

$$T_5 = 685,94 \text{ K}$$

Es necesario hallar la masa del aire y de los gases para hallar el trabajo neto del ciclo

Ecuación de gases ideales para el aire

$$R = \frac{R_v}{M} = \frac{8,31447 \text{ kJ/kmol} * k}{28,97 \text{ kg/kmol}} = 0,2870 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} \rightarrow 0,2870 \frac{\text{kPa} * \text{m}^3}{\text{kg} * \text{K}}$$

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1}$$

$$m = \frac{200 \text{ kPa} * 5,19345 * 10^{-3} \text{ m}^3}{0,2870 \frac{\text{kPa} * \text{m}^3}{\text{kg} * \text{K}} * 333,15 \text{ K}} = 10,8632 * 10^{-3} \text{ kg}$$

Estado 2 – 3

En el proceso isobárico existe una adición de calor, para el cual el trabajo de frontera y Δu pueden combinarse para forma Δh , por lo tanto:[14]

$$Q_{entrada} = m(h_3 - h_2) = mC_p \text{ aire}(T_3 - T_2)$$

$$Q_{entrada} = 10,8632 * 10^{-3} \text{ kg} * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * (2486,64 \text{ K} - 1070,32 \text{ K})$$

$$Q_{entrada} = 15,46 \text{ kJ}$$

Ecuación de gases ideales producidos en la combustión

$$R = \frac{R_v}{M} = \frac{8,31447 \text{ kJ/kmol} * k}{(5,5848_{CO_2} + 2,4752_{H_2O} + 20,6063_{N_2}) \text{ kg/kmol}}$$

$$R = 0,2900 \frac{kPa * m^3}{kg * K}$$

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1}$$

$$m = \frac{200 kPa * 5,1934453 * 10^{-3} m^3}{0,2900 \frac{kPa * m^3}{kg * K} * 333,15 k}$$

$$m = 10,7494 * 10^{-3} kg$$

Estado 4 – 1

Existe un rechazo de calor a volumen constante, y la cantidad de calor rechazado es:

$$Q_{salida} = m(U_4 - U_1) = mC_{v gases}(T_4 - T_1)$$

$$Q_{salida} = 10,7494 * 10^{-3} kg * 0,718 \frac{kJ}{kg * K} * (685,93 K - 333,15 K)$$

$$Q_{salida} = 2,72 kJ$$

Por lo anterior para dar solución al trabajo neto del ciclo se define:

$$w_{neto} = Q_{entrada} - Q_{salida}$$

$$w_{neto} = 15,46 kJ - 2,72 kJ = 12,74 kJ$$

Se necesita comparar este trabajo con la potencia del motor, para esto se realiza lo siguiente:

$$W_{neto} = w_{neto} * \frac{n}{2 * 60} * 1.341 hp$$

$$W_{neto} = 12,74 kJ * \frac{2600 rpm}{2 * 60} * 1.341 hp = 370,16 hp$$

Y finalmente se determina la eficiencia térmica del ciclo diésel ideal del motor IZUSU 4HK1

$$\eta_{termica} = \frac{W_{neto}}{Q_{entrada}}$$

$$\eta_{termica} = \frac{12,74 kJ}{15,46 kJ} * 100\% = 82,39\%$$

La Tabla 11 se muestra cómo se itera el valor del exceso de aire en un 100% y en 200% para así encontrar las condiciones reales del motor en base a la comparación de potencia de salida, como se muestra en la Tabla 13, donde se evidencia que la potencia disminuye a medida que aumenta el aire.

Tabla 11.
Valores de estados conforme al cambio de entrada de aire

AIRE MINIMO					
	Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4	Estado 5
T (K)	333.15	1070.31	2486.64	1153.06	685.95
V (cm ³)	5193.45	280.73	652.21	5193.45	
P (kPa)	200.00	11886.95	11886.95	692.22	101,325
AIRE AUMENTADO EN 100%					
	Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4	Estado 5
T (K)	333.15	1070.31	1559.23	589.47	417.85
V (cm ³)	5193.45	280.73	408.96	5193.45	
P (kPa)	200.00	11886.95	11886.95	353.88	101,325
AIRE AUMENTADO EN 200%					
	Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4	Estado 5
T (K)	333.15	1070.31	1191.34	396.95	312.12
V (cm ³)	5193.45	280.73	312.47	5193.45	
P (kPa)	200.00	11886.95	11886.95	238.30	101,325

Nota. La tabla presenta los estados calculados con base a las diferentes entradas de aire en el pistón para realizar todo el ciclo del diésel, en este caso se presentan la Temperatura, Presión y Volumen de cada uno de los estados que serán necesario para conocer más adelante la entrada y salida de calor y trabajo, así como también su eficiencia térmica.

Tabla 12.
Calores específicos y k según la entrada de aire en el estado 4

	Aire mínimo	Aire aumentado en 100%	Aire aumentado en 200%
Cv (kJ/kg K)	0.8239	0.7763	0.7596
Cp (kJ/kg K)	1.1291	1.0734	1.0567
k	1.3704	1.3827	1.3910
rc	2.3233	1.4568	1.1131

Nota. Los datos presentados en la tabla se determinan en el estado 4 cuando existe una mezcla de aire-combustible y la relación de compresión del estado 3.

En la Tabla 13 se puede observar que la potencia que más se acerca a la potencia mostrada en la Tabla 5 es cuando el aire esta aumentado en un 100%, teniendo en cuenta estos resultados, es posible determinar un porcentaje de entrada de aire que cumpla con los parámetros reales del motor, en este caso la potencia.

Tabla 13.
Valores totales del ciclo diésel

	Aire mínimo	Aire aumentado en 100%	Aire aumentado en 200%
Q entrada (kJ)	15.46	5.34	1.32
Q salida (kJ)	2.72	0.66	-0.16
w neto (kJ)	12.74	4.68	1.48
W neto (hp)	370.15	136.04	43.13
eficiencia (%)	82.39	87.71	112.33

Nota. Los resultados de la tabla permiten entender los diferentes análisis que se hicieron con respecto al aumento de aire que se encuentra al interior del pistón y así poder definir la diferencia entre cada uno de los casos, con el fin de entender el trabajo del motor a condiciones reales.

Realizando el mismo análisis se encontró que a medida que aumenta la entrada de aire disminuye la potencia final que produce el motor de este furgón, basados en la ficha técnica del furgón se determina a partir de una iteración de los porcentajes en la entrada de aire, entre el mínimo y aumentado al 100%, obteniendo que el aire aumentado al 83% es el que más se acerca a los valores reales del motor.

En la Tabla 14 se observan los porcentajes de los diferentes gases en el análisis estequiométrico aplicando la ecuación de balance de estequiometria.

Tabla 14.
Resultado del análisis estequiométrico

	Aire aumentado en 83%
CO ₂	7.17
H ₂ O	7.76
O ₂	9.06
N ₂	76.01

Nota. Resultado del análisis estequiométrico para una entrada de aire aumentada en un 83% para cada uno de los gases producidos de la reacción del diésel con el aire.

Usando los mismos datos de la Tabla 10 se desarrolló la ecuación de relación de temperatura de flama adiabática y utilizando el método de ensayo y error para determinarla temperatura de los productos. De acuerdo con la Figura 16 se obtiene los valores de entalpia correspondiente a 1947,77 K para N₂, 1452,63 K para H₂O, 1234,29 K para CO₂, y 1676,57 K para O₂; obteniendo por interpolación que la T_{producto} es igual a la temperatura de flama adiabática. Como se muestra en la Figura 17.

Figura 17.

Tablas de interpolación de flama adiabática para la entrada de aire al 83%

(a)	T (K)	h (KJ/Kmol)	(b)	T (K)
N2	1740	55516	N2	1747.57
	1760	56227	H2O	1452.63
H2O	1440	55198	CO2	1234.29
	1460	56128	O2	1676.57
CO2	1220	54977		
	1240	56108		
O2	1660	55172		
	1680	55912		

Interpolación

(c)	1640 K	1660 K
N2	51980	52686
H2O	64675	65643
CO2	79303	80486
O2	54434	55172

Nota. Basado en el resultado de la entalpia de 55785,12 kJ/kg la tabla (a) busca mostrar una aproximación de temperaturas para esta entalpia en cada uno de los gases. Tabla (b) muestra la interpolación de las temperaturas halladas en los diferentes gases. Tabla (c), teniendo en cuenta la temperatura mayor de la tabla (b) se buscaron temperaturas inferiores que, al agregarlas en la ecuación de relación de temperatura de flama adiabática, se busca que estén ligeramente por encima y por debajo de 9'342044,16 kJ.

Figura 18.

Interpolación para temperatura de flama adiabática aumentada en un 83% de aire

T (K)	(KJ)	Interpolación	TEMP. ADIABADITCA (K)
1640	9234958.48		
1660	9362804.07		
			1656.75

Nota. Teniendo en cuenta las entalpías halladas en la ecuación anterior se realiza una interpolación para hallar la temperatura de flama adiabática.

En la Tabla 15 están los resultados del análisis energético de lo diferentes estados del ciclo diésel con una entrada de aire aumentada al 83% que serán base en las ecuaciones analizadas para obtener los resultados de la Tabla 17.

Tabla 15.*Valores de estados con aumento del aire al 83%*

AIRE AUMENTADO EN 83%					
	Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4	Estado 5
T (K)	333.15	1070.31	1656.75	690.09	477.90
V (cm ³)	5193.45	280.73	434.54	5193.45	
P (kPa)	200.00	11886.95	11886.95	414.28	101.325

Nota: La tabla presenta los estados calculados con base a una entrada del aire aumentada en un 83%, donde se obtiene temperatura, volumen y presión de cada uno de los estados.

Tabla 16.*Calores específicos y k según la entrada de aire de 83% en el estado 4*

	Aire aumentado en 83%
Cv (kJ/kg K)	0.7810
Cp (kJ/kg K)	1.0567
k	1.3530
rc	1.5479

Nota. Los datos presentados en la tabla se determinan en el estado 4 cuando existe una mezcla de aire-combustible y la relación de compresión del estado 3.

En la Tabla 17 se observa que la potencia neta resultante (hp) se acerca a los 153 hp del motor real mostrado en la Tabla 5 (ficha técnica del motor del furgón).

Tabla 17.*Valores totales del ciclo diésel con la entrada de aire aumentada en 83%*

	Aire aumentado en 83%
Q entrada (kJ)	6.40
Q salida (kJ)	1.12
w neto (kJ)	5.28
W neto (hp)	153.48
eficiencia (%)	82.50

Nota. Los resultados del análisis energético del ciclo diésel para un aumento de aire del 83% se muestran en la tabla como las interacciones obtenidas en un ciclo cerrado de sistema diésel, como los son transferencia de calor, transferencia de trabajo, potencia y eficiencia del ciclo.

Concluyendo así que los valores de entrada usados para el análisis térmico del sistema de refrigeración por absorción serán tomados de la entrada de aire aumentada en un 83% dichos valores conocidos como la presión y la temperatura de la Tabla 15 y la potencia de la Tabla 17.

Cabe denotar que las condiciones de la temperatura de salida de los gases de combustión esta por encima de la temperatura de saturación evitando que existan condensaciones en el sistema.

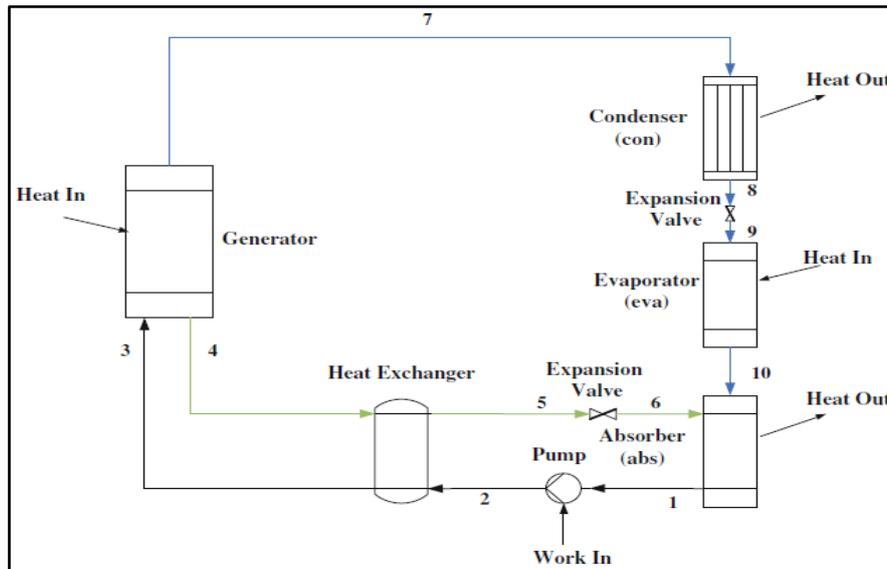
5. ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

5.1. Esquema de sistema de refrigeración por absorción

Cuando la solución concentrada entra en el estado 2, se proporciona calor al generador en este paso la solución concentrada se calienta para separar el refrigerante de la solución según el grado de saturación, a esto se le conoce como la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el absorbente. El refrigerante vaporizado deja el generador como se evidencia en el estado 3 (Figura 19.), de igual manera se presenta en el estado 4 como la solución diluida sale del generador.

Después del estado 3 el refrigerante que sale vaporizado ingresa al condensador, donde es rechazado el calor del refrigerante en estado líquido, manteniendo el estado 5 en forma de mezcla saturada; esta mezcla pasa a través de la válvula de expansión donde su presión cae repentinamente y así poder aumentar el contenido de vapor que se encuentra en la mezcla saturada y así salir del estado 6, para ingresar al evaporador. Estando en este punto la mezcla de refrigerante saturado gana calor gracias al intercambiador que introduce frío, y así salir del estado 7 para ingresar al absorbedor, la solución que tiene el absorbente o solución diluida que regresa al generador pasa a través de la válvula de expansión donde su presión cae y se mantiene en el estado 8 del absorbedor, en esta fase el absorbente y el refrigerante se encuentran y se mezclan al interior del absorbedor y es así como se disipa calor al refrigerante dejándolo como en un estado líquido en el estado 1. El absorbente que sale del absorbedor en el estado 1 pasa por la bomba lo que le proporciona un aumento en la presión antes de ingresar nuevamente al generador en el estado 2, y volver a inicial el ciclo.[39]

Figura 19.
Esquema del sistema de refrigeración por absorción



Nota. La figura muestra los estados a tener en cuenta en un ciclo de refrigeración por absorción, Estado 1-2 entrada de refrigeración para aumentar la presión y salir a un intercambiador de calor, de igual manera el trabajo de entrada, 3-4 entrada del refrigerante al generador y salida al intercambiador de calor para regular la temperatura de salida. Tomado de: Integrated absorption refrigeration sistema, I. Dincer and T. Abdul.

5.2. Elementos del sistema de refrigeración por absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción usan de primera mano la energía térmica en lugar de usar la energía eléctrica esto con el fin de obtener una salida deseada del sistema. Este ciclo está constituido por seis subsistemas básicos: generador, absorbedor, evaporador, bomba, y válvula de expansión cada uno de los componentes cumplen una función esencial para el éxito del ciclo.[16]

VARIABLES A TENER EN CUENTA:

T(K)	Temperatura
P(bar)	Presión
x	Fracción de masa de amoníaco
h(kJ/kg)	Entalpía
s(kJ/kg*K)	Entropía
u(kJ/kg)	Energía interna
v(m ³ /kg)	Volumen específico
Q _u	Fracción de masa de vapor

- **Generador**

Durante este paso se separa el refrigerante de la mezcla del fluido de trabajo, para esto usa como recurso el calor como forma de energía, y de una vez se mezcla el refrigerante con el absorbedor, su diseño está basado en un intercambiador de calor con dos tubos de entrada y tres de salida.

Su funcionamiento empieza a partir de la solución más fuerte que entrara al absorbedor esta entra desde el fondo del generador donde se calienta gracias a la temperatura externa de entrada, a medida que aumenta la temperatura de la solución sale del generador en forma de vapor sobrecalentado, la mezcla que queda con menor cantidad de refrigerante sale como una solución débil (absorbente) para recircularse de nuevo al absorbedor. [39]

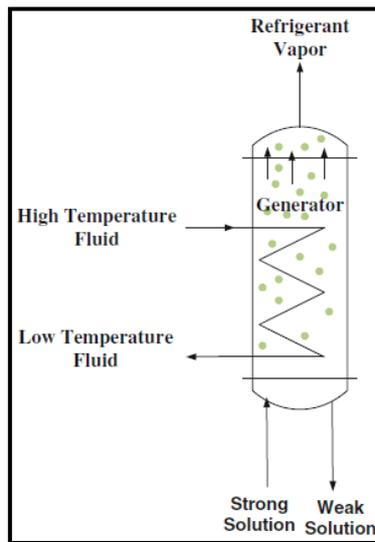
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

$$(\dot{m} * x)_3 = (\dot{m} * x)_4 + (\dot{m} * h)_7$$

$$(\dot{m} * h)_3 + Q_g = (\dot{m} * h)_4 + (\dot{m} * h)_7$$

Figura 20.

Esquema del generador



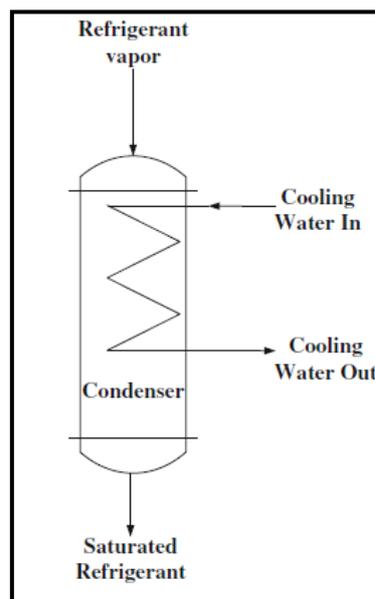
Nota. Ilustración del generador donde se evidencia las entradas y salidas que existen en el proceso, la entrada de una temperatura alta de fluido externo y la solución más pesada y la salida de la baja temperatura del fluido externo, el absorbente y el refrigerante convertido en vapor. Tomado de: Integrated absorption refrigeration sistema, I. Dincer and T. Abdul pp.6.

- **Condensador**

Actúa como un intercambiador de calor, su función se basa en enfriar el refrigerante proveniente del generador que llega como vapor de agua. Este vapor se condensa por medio de una corriente de agua externa proveniente de tubos que circulan por una torre de enfriamiento esto es necesario para evacuar la energía con la que llega el vapor, es bueno entender que al emplear este refrigerante se debe trabajar debajo de la presión atmosférica. Seguido al condensador debe pasar por la válvula de expansión para llegar al evaporador y poder reducir la presión que lleva. [39]

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$$
$$(\dot{m} * h)_7 = (\dot{m} * h)_8 + Q_c$$

Figura 21.
Esquema del condensador



Nota. Entra al condensador el vapor del refrigerante y el agua fría de entrada, y sale refrigerante saturado y el agua fría de salida. Tomado de: Integrated absorption refrigeration sistema, I. Dincer and T. Abdul pp.8.

- **Evaporador**

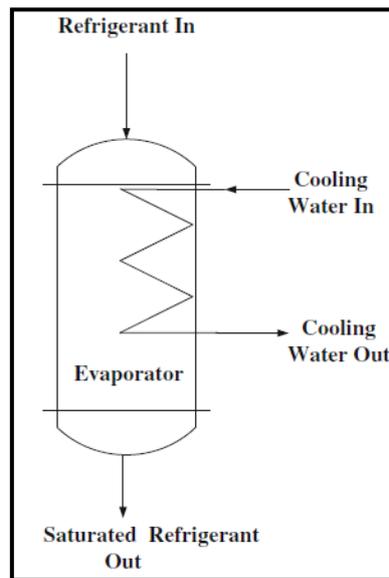
Al llegar la presión más baja, permite que la temperatura se produzca de manera correcta en este elemento, al usar el amoniaco como refrigerante se encuentra una diferencia de presión alta y por ello en el sistema se emplea la válvula de expansión para producir una pérdida de carga necesaria. [39]

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

$$(\dot{m} * h)_9 + Q_e = (\dot{m} * h)_{10}$$

Figura 22.

Esquema del evaporador



Nota. La figura muestra la entrada y salida de un intercambiador de calor que se encarga de bajar la temperatura con la que pasa el refrigerante usando agua fría, y gracias a este intercambio el refrigerante se satura y sale del evaporador en este estado. Tomado de: Integrated absorption refrigeration sistema, I. Dincer and T. Abdul Pp 8.

- **Absorbedor**

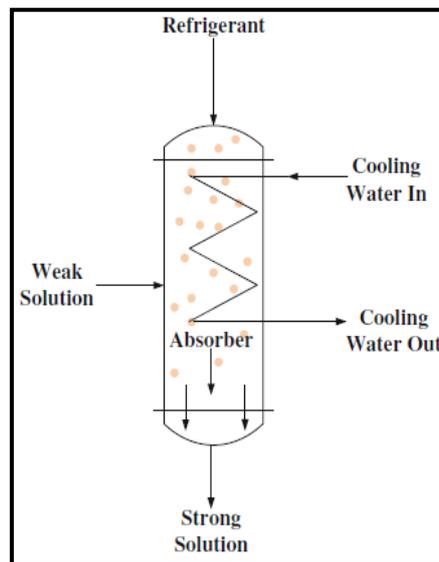
Principalmente está encargado de mezclar el refrigerante (amoníaco), proveniente del evaporador y el absorbente (agua), que viene del generador, el refrigerante y el absorbente son mezcladas en el absorbedor y liberan calor al espacio frío, después de ello esta mezcla deja el absorbedor para que entre en el generador.[39]

Su diseño está basado en ser una cámara de mezcla en donde deben entrar dos fluidos para obtener solo uno a la salida, es necesario el uso de la válvula de expansión antes del absorbedor para asegurar que la solución débil tenga una caída de presión así al llegar ambos fluidos se encontraran a la misma presión. [40]

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1$$

$$(\dot{m} * h)_{10} + (\dot{m} * h)_6 = (\dot{m} * h)_1 + Q_a$$

Figura 23.
Esquema del absorbedor



Nota. La ilustración presenta tres entradas y dos salidas, en donde se encuentra el refrigerante, absorbente y la entrada de agua de enfriamiento ubicadas en la entrada, y el agua de enfriamiento y la solución fuerte en la salida. Tomado de: Integrated absorption refrigeration sistema, I. Dincer and T. Abdul Pp 7.

- **Bomba**

Para el desarrollo del sistema de refrigeración por absorción se necesita una bomba con desplazamiento positivo y es usado principalmente para incrementar la presión del absorbente y así poder ser facilitado a la entrada del generador. Conceptualmente una bomba de desplazamiento positivo tiene una transferencia de energía hidrostática con el fin de reducir el espacio de trabajo en el que se encuentra el fluido y bombearlo por la tubería ejerciendo presión sobre el fluido por ello es apropiado para presiones máximas y por ello solo requiere una etapa.[41] [39]

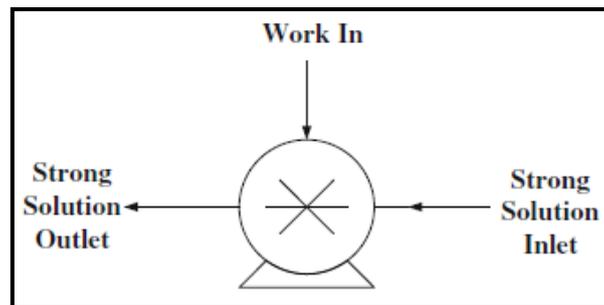
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{bomba}$$

$$(\dot{m} * h)_1 + Wp = (\dot{m} * h)_2$$

$$wp = \frac{v * (p_2 - p_1)}{\eta_{bomba}}$$

$$Wp = \dot{m}_{bomba} * wp$$

Figura 24.
Esquema de la bomba



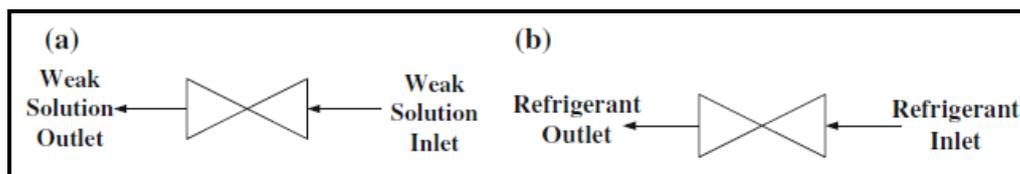
Nota. La figura expone la bomba de desplazamiento positivo, la cual eleva la presión de la solución, recordando que durante el proceso anterior (del condensador al evaporador) se produjo una pérdida de energía, por ello es necesario que aumente la presión hasta dejar una equivalencia. Tomado de: Integrated absorption refrigeration sistema, I. Dincer and T. Abdul Pp 9.

- **Válvula de expansión**

Es necesario el uso de dos válvulas de expansión dentro del sistema con el fin de regular las dos sustancias importantes que atraviesan el ciclo, el absorbedor y el refrigerante. Es necesario que para el paso del absorbente por la válvula la presión se disminuya y así poder ser enviado al absorbedor, de igual manera la válvula donde pasa el refrigerante debe tener una caída de presión con el fin de aumentar el contenido de vapor de la mezcla de saturación a la entrada del evaporador. [39]

$$\begin{aligned}\dot{m}_5 &= \dot{m}_6 \\ (\dot{m} * h)_5 &= (\dot{m} * h)_6 \\ x_8 &= x_9 \\ \dot{m}_8 &= \dot{m}_9 \\ (\dot{m} * h)_8 &= (\dot{m} * h)_9\end{aligned}$$

Figura 25.
Esquema de las válvulas de expansión



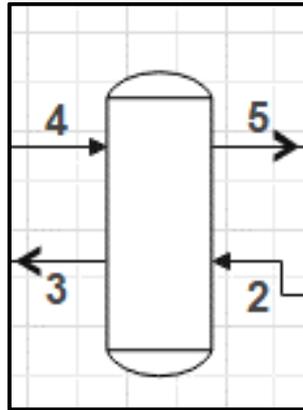
Nota. La válvula (a) es usada en el ciclo para regular el paso de absorbedor a través del sistema, y la válvula en (b) es usada para regular la entrada y salida del refrigerante. Tomado de: Integrated absorption refrigeration sistema, I. Dincer and T. Abdul Pp 9.

- **Intercambiador de calor**

Del estado 2 al 3 pasa una mezcla de amoníaco agua que se calienta gracias al intercambio de calor que sucede con el agua que pasa de 4 a 5, enfriando así el agua que funciona como absorbente, y está conectado en el sistema entre el generador y el absorbedor.

Figura 26.

Esquema del intercambiador de calor



Nota. La mezcla de amoníaco-agua entra al intercambiador de calor por el estado 2 para entrar al generador, y del generador solo sale agua por el estado 4 para pasar por la válvula de expansión y llegar al absorbedor.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

$$(\dot{m} * h)_2 + (\dot{m} * h)_4 = (\dot{m} * h)_3 + (\dot{m} * h)_5$$

5.3. Análisis energético del sistema de refrigeración por absorción

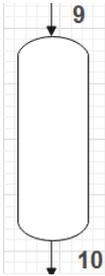
A partir del apartado anterior, se desarrolla las ecuaciones correspondientes al balance de energía y exergía para el sistema de refrigeración, continuando con los datos obtenidos en el sistema diésel generados por el turbocompresor donde se expulsaron los gases de escape con sus respectivos datos de calor y temperatura y así ser usados al interior del ciclo por absorción. Los siguientes datos se obtuvieron por medio del software *engineer equation solver* en su versión de prueba [41]. A continuación, se describen las ecuaciones conforme cambian de equipo y estado.

Para hallar los datos necesarios para resolver las ecuaciones es necesario tener tres datos de entrada para ingresar en el software y que se genere los datos que se buscan.

Para el caso del evaporador se inicia el ciclo a partir de la salida en el estado 10 para que el agua proveniente del estado 6 absorba el amoníaco y así continuar con el estado 1. (Véase Figura 18). Se tiene como datos de entrada la $T_{10}=255,15$ K (-18°C) debido a que es la temperatura mínima que se considera en la congelación de alimentos perecederos [1], con $x_{10}=1$ (fracción de amoníaco) puesto que solo se encuentra amoníaco en este estado, y el $Q_{u10}=1$ (Fracción de masa de vapor) ya que en este equipo el estado del compuesto es vapor.

Datos de entrada {Datos obtenidos}

Evaporador



$$\begin{cases} T_{10} = T_{evp} \\ x_{10} = x_9 \\ Qu_{10} = 1 \end{cases} \begin{cases} P_{10} = 2,077 \text{ bar} \\ h_{10} = 1246 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

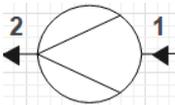
Despejando de la ecuación de balance de energía, se obtiene el calor de entrada en el evaporador. Se utilizó la entalpía del punto 9, que se hallara más adelante, junto con los datos obtenidos del punto 10.

$$\left(0,03 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * -4,068 \text{ kJ/kg}\right)_9 + Q_e = \left(0,03 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1246 \text{ kJ/kg}\right)_{10}$$

$$Q_e = 37,5 \text{ kW}$$

En la bomba existe una relación de compresión de 2:1 aumentando la presión del estado 1. La presión de entrada del estado 1 es igual a la presión del estado 10, ya que no hay un cambio de presión en el absorbedor, la fracción de masa de amoníaco del estado 1 (x_1) asumiendo que es igual a 0,3 ya que puede variar dependiendo del diseño, y por último la fracción de masa de vapor $Qu_1=0$ en donde, la mezcla amoníaco-agua debe estar en estado líquido para pasar por la bomba.

Bomba



$$\begin{cases} P_1 = P_{10} \\ x_1 = 0,3 \\ Qu_1 = 0 \end{cases} \begin{cases} h_1 = 20,29 \text{ kJ/kg} \\ T_1 = 321,9 \text{ K} \\ v_1 = 0,001137 \text{ m}^3/\text{kg} \end{cases}$$

Asumiendo una eficiencia del 80% en la bomba, se despeja de la ecuación la entalpía h_2 teniendo en cuenta los parámetros obtenidos para el estado 1.

$$\eta = 80\% = \frac{w_s}{w_r} = \frac{v_1 * (P_2 - P_1)}{(h_2 - h_1)}$$

$$h_2 = \frac{0,001137 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} * (4,154 \text{ bar} - 2,077 \text{ bar}) * 100 \text{ kPa}}{0,8} + 20,29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 20,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_p = \frac{0,001137 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} * (4,154 \text{ bar} - 2,077 \text{ bar}) * 100 \text{ kPa}}{0,8} = 0,295 \frac{\text{kW}}{\text{kg}}$$

$$W_p = 0,094 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 0,295 \frac{\text{kW}}{\text{kg}} = 0,028 \text{ kW}$$

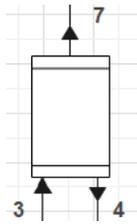
Donde:

$w_p = \text{Potencia específica}$

$W_p = \text{Potencia total}$

Posteriormente se analiza la salida de los estados 4 y 7 del generador, en donde las presiones P_4, P_7, P_2 son iguales, donde x_7 debe acercarse a 1 pero nunca puede ser 1, porque este sistema no cuenta con un rectificador que permita eliminar restos de agua en el amoniaco. El Qu_7 debe ser igual a 1 puesto que en el generador se evapora todo el amoniaco existente en la mezcla.

Generador



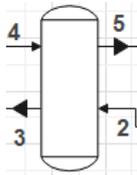
$$\begin{cases} P_7 = P_2 \\ x_7 = 0,999 \\ Qu_7 = 1 \end{cases} \begin{cases} T_7 = 272,3 \text{ K} \\ h_7 = 1267 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

Utilizando los datos obtenidos en el estado 7 se toma como dato inicial que $T_4 = T_7$, y x_4 debe ser mas cercano a 0 puesto que el amoniaco es evaporado en la salida del estado 7 para dirigirse al condensador como vapor.

$$\begin{cases} P_4 = P_2 \\ T_4 = T_7 \\ x_4 = 0,001 \end{cases} \begin{cases} h_4 = -3,675 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

En el intercambiador de calor se asume una eficiencia del 70%, y se sustituyen valores de entalpia de los estados 2 y 4 para determinar la entalpia en el estado 3.

Intercambiador de Calor



$$\eta = 70\% = \frac{Q_r}{Q_{max}} = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_4 - h_2)}$$

$$h_3 = 70\% * (-3,675 - 20,6) \text{ kJ/kg} + 20,6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 3,6 \text{ kJ/kg}$$

En los estados 2-3 y 4-5 se conserva el mismo flujo masico, teniendo en cuenta que el flujo masico en la salida del absorbedor es la sumatoria de las entradas del estado 10 y 6. La fracción de amoniaco es equivalente a la relación de \dot{m}_{10} y \dot{m}_2 que se deja en términos de x (fracción de masa de amoniaco) como se muestra en las siguientes ecuaciones obteniendo así la relación de $\frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_2}$.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6 \begin{cases} \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_2} = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_2} + \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_2} \Rightarrow \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_2} = 1 - x_1 \\ \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_2} = x_1 \end{cases}$$

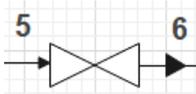
Teniendo en cuenta la relación de \dot{m}_5 y \dot{m}_2 , se despeja de la siguiente ecuación la entalpia en el estado 5.

$$(\dot{m} * h)_2 + (\dot{m} * h)_4 = (\dot{m} * h)_3 + (\dot{m} * h)_5$$

$$\dot{m}_2 * (h_2 - h_3) = \dot{m}_5 * (h_4 - h_5) \Rightarrow (h_2 - h_3) = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_2} * (h_5 - h_4)$$

$$h_5 = \frac{(20,6 - 3,6)kJ/kg}{1 - 0,3} + \frac{(-3,675)kJ}{kg} = 21kJ/kg$$

Válvula de expansión (absorbente)



Para los estados que usan una válvula de expansión es importante destacar que sus entalpías son iguales y solo se genera un cambio de presión.

$$P_6 = P_5$$

$$h_6 = h_5$$

$$h_6 = 21 \text{ kJ/kg}$$

En el condensador se tomaron como datos de entrada que la presión $P_7=P_3$, la fracción de masa de amoniaco debe acercarse a 1 y la fracción de masa de vapor debe ser igual a 1, porque no cuenta con un rectificador que separe el agua restante del amoniaco, el Qu_7 debe ser igual a 1 como se muestra en el generador para que todo el amoniaco evaporado fluya hacia el condensador.

Condensador



$$P_7 = P_3 \left\{ \begin{array}{l} h_7 = 1271 \text{ kJ/kg} \\ T_7 = 275,7 \text{ K} \end{array} \right.$$

$$x_7 = 0,9999$$

$$Qu_7 = 1$$

En los estados 8 y 7 la presión y la fracción de masa del amoniaco es igual. Por otro lado el Qu_7 es cero por la condensación del vapor.

$$P_8 = P_7 \left\{ \begin{array}{l} h_8 = 11,96 \text{ kJ/kg} \\ T_8 = 258,1 \text{ K} \end{array} \right.$$

$$x_8 = x_7$$

$$Qu_7 = 0$$

Despejando de las siguientes ecuaciones y utilizando las entalpías h_3, h_4 y h_7 , se halló el flujo masico \dot{m}_3 .

$$\frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} = 1 - x_3 \rightarrow \dot{m}_4 = 0,7 * \dot{m}_3$$

Reemplazando en la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \rightarrow \dot{m}_3 = (0,7 * \dot{m}_3) + \dot{m}_7$$

$$0,3 * \dot{m}_3 = \dot{m}_7$$

Despejando \dot{m}_3 en la primera ecuación y reemplazando.

$$\frac{\dot{m}_4}{0,7} = \dot{m}_3 \rightarrow \frac{\dot{m}_4}{0,7} = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_7 * \frac{7}{3}$$

Utilizando la ecuación de balance de energía del generador y reemplazando en esta se obtiene:

$$Q_g + (\dot{m} * h)_3 - (\dot{m} * h)_4 - (\dot{m} * h)_7 = 0$$

$$Q_g + (\dot{m}_3 * h_3) - (\dot{m}_7 * \frac{7}{3} * h_4) - (0,3 * \dot{m}_3 * h_7) = 0$$

$$Q_g + (\dot{m}_3 * h_3) - (\dot{m}_3 * \frac{9}{70} * h_4) - (0,3 * \dot{m}_3 * h_7) = 0$$

$$Q_g + \dot{m}_3 * (h_3 - \frac{9}{70} * h_4 - 0,3 * h_7) = 0$$

$$\dot{m}_3 = \frac{-Q_g}{(h_3 - \frac{9}{70} * h_4 - 0,3 * h_7)}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{-35,49 \text{ kW}}{(3,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - \frac{9}{70} * -3,675 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 0,3 * 1267 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})}$$

$$\dot{m}_3 = 0,094 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Se utilizó la siguiente ecuación según la literatura para despejar los otros flujos masicos:

$$(\dot{m} * x)_3 = (\dot{m} * x)_4 + (\dot{m} * h)_7$$

$$(0,094 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 0,3) = \dot{m}_4 * 0,001 + \dot{m}_7 * 0,999$$

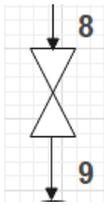
$$\text{Resolviendo la ecuación} \begin{cases} \dot{m}_4 = 0,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{m}_7 = 0,03 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{cases}$$

Usando los datos obtenidos en el estado 8 y el estado 7 se puede despejar de la ecuación de balance de energía el calor de salida del condensador.

$$(0,03 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1267 \text{ kJ/kg})_7 = (0,03 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * -4,068 \text{ kJ/kg})_8 + Q_c$$

$$Q_c = 38,13 \text{ kW}$$

Válvula de expansión (refrigerante)



Para el cambio de estado de 8 a 9 es importante destacar que sus entalpías son iguales y solo hay una disminución de presión.

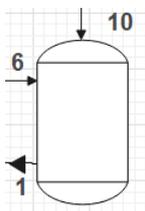
$$P_9 = P_{10}$$

$$h_9 = h_8$$

$$h_9 = 11,96 \text{ kJ/kg}$$

Absorbedor

Usando los datos obtenidos a lo largo del sistema, específicamente en los puntos 6, 10 y 1 se puede despejar el calor de salida en el absorbedor a partir de la ecuación de balance de energía.



$$(0,03 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1246 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})_{10} + (0,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 21 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})_{6} = (0,094 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 20,29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})_{1} + Q_a$$

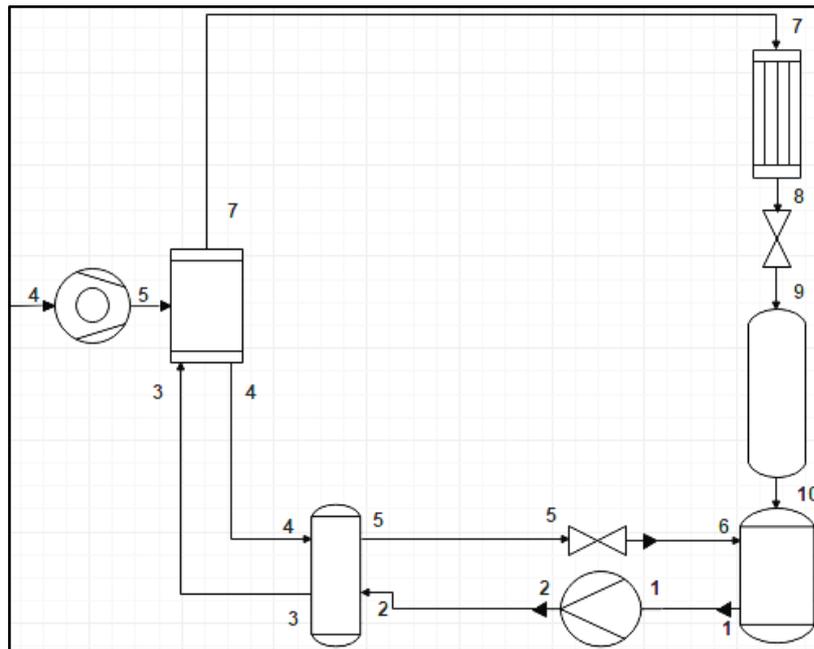
$$Q_a = 35,67 \text{ kW}$$

Este análisis está basado en la literatura de Ibrahim Dincer, *et.al* “Integrated absorption refrigeration system, comparative energy and exergy analyses” [39] y el autor Keith E. Herold, *et al* “Absorption chillers and heat pumps, second edition” [42].

5.3.1. Análisis de exergía del sistema de refrigeración con turbocompresor

Para finalizar el estudio, tanto en el sistema diésel como el sistema de refrigeración por absorción, se determina un análisis de exergía que debe incluir el turbo compresor (Figura 26) puesto que es el que proporciona la temperatura y el calor de los gases de escape que deben ser añadidos al sistema de refrigeración. Este cálculo se realiza en cada uno de los equipos.

Figura 27.
Esquema del sistema de refrigeración por absorción con turbocompresor



Nota. La ilustración muestra el turbocompresor conectado al generador donde se añade el calor para que se evapore el amoníaco y se dé inicio al recorrido de este a través del condensador, y el evaporador para llegar al absorbedor. Cabe añadir que el estado 4 y 5 del turbocompresor comprende un análisis diferente al que se determina en el estado 4 y 5 de la válvula de expansión, aunque normalmente en la válvula de expansión no existe un análisis de exergía pues la pérdida de energía no es muy relevante.

Turbocompresor

Por medio de la ecuación de entropía para gases ideales, se determina el ΔS_{irr} y la Exergía destruida en el turbo.

$$S_4 - S_5 = cp * \ln\left(\frac{T_4}{T_5}\right) - R * \ln\left(\frac{P_4}{P_5}\right)$$

Como los datos del turbocompresor no se hallan por medio del software EES, se emplea la ecuación de entropía de gas ideal para determinar el delta de entropía (ΔS).

$$S_4 - S_5 = 1,0567 * \ln\left(\frac{477,9}{690,09}\right) - 0,2893 * \ln\left(\frac{101,325}{414,28}\right)$$

$$S_4 - S_5 = 0,019083 \frac{kJ}{kg * K}$$

Utilizando la ecuación de balance de exergía, se despeja el ΔS_{irr} :

$$\dot{m}(S_4 - S_5) = \frac{Q}{T} + \Delta S_{irr}$$

$$\Delta S_{irr} = 0,23 * (0,450807) = 0,10368661 \frac{kJ}{s * K}$$

Y al multiplicarla por la temperatura ambiente se halla la exergía destruida:

$$Ex_{dest} = 298,15K * 0,10368661 = 30,91386462 \frac{KJ}{s}$$

Usando los datos obtenidos en el software EES se puede determinar la exergía destruida para los siguientes equipos:

Bomba

Usando la ecuación de exergía en donde se conocen: el flujo masico y el delta de entropía, Q/T es cero dado que no existe adición y perdida de calor en el equipo.

Se determina la entropía por irreversibilidad:

$$\dot{m}(S_2 - S_1) = \frac{\dot{Q}}{T} + \Delta S_{irr}$$

$$0,094 \frac{kg}{s} (0,6275 - 0,6272) \frac{kJ}{kg * K} = \Delta S_{irr}$$

$$\Delta S_{irr} = 2,83 \times 10^{-5} \frac{kJ}{K * s}$$

$$Ex_{dest} = 298,15K * 2,83 \times 10^{-5} = 8,4411 \times 10^{-3} \frac{kJ}{s}$$

La exergía destruida obtenida en la bomba es de $8,4411 \times 10^{-3} \frac{kJ}{s}$

Intercambiador de calor

Usando la ecuación de exergía en donde se conocen: el flujo masico y el delta de entropía, Q/T es cero por que el intercambiador se toma como un sistema cerrado.

Se determina la entropía por irreversibilidad:

$$\dot{m}_2(S_2 - S_3) + \dot{m}_4(S_4 - S_5) = \frac{\dot{Q}}{T} + \Delta S_{irr}$$

$$0,094 \frac{kg}{s} (0,6275 - 0,5743) \frac{kJ}{kg * K} + 0,01 \frac{kg}{s} (-0,01213 - 0,07753) \frac{kJ}{kg * K} = \Delta S_{irr}$$

$$\Delta S_{irr} = 4,1240 \times 10^{-3} \frac{kJ}{K * s}$$

$$Ex_{dest} = 298,15K * 4,1240 \times 10^{-3} = 1,2295 \frac{kJ}{s}$$

La exergía destruida obtenida en el intercambiador es de 1,2295 kJ/s

Generador

Al realizar la ecuación de exergía del elemento, se tomó en cuenta la entrada y salida de los gases combustibles, la entrada de la mezcla amoniaco-agua y las salidas de amoniaco y agua.

El generador se tomó con un sistema cerrado por lo tanto no se toma en cuenta el calor.

$$\dot{m}_{gas}(S_{2gas} - S_{1gas}) + \dot{m}_4 S_4 + \dot{m}_7 S_7 - \dot{m}_3 S_3 = \frac{Q}{T} + \Delta S_{irr}$$

Reemplazando los datos del delta de entropía del turbocargador junto con las entropías halladas en el software EES, se obtiene:

$$0,23 \frac{kg}{s} (0,01908) \frac{kJ}{kg * K} + 0,01 \frac{kg}{s} * -0,01213 \frac{kJ}{kg * K} - 0,03 \frac{kg}{s} * 4,645 \frac{kJ}{kg * K} - 0,094 \frac{kg}{s} * 0,5743 \frac{kJ}{kg * K} = \Delta S_{irr}$$

$$\Delta S_{irr} = 0,0895 \frac{kJ}{K * s}$$

$$Ex_{dest} = 298,15K * 0,0895 = 26,68 \frac{kJ}{s}$$

Condensador

Basado en la ecuación de exergía, donde se conocen: el flujo masico y el delta de entropía, Q/T es negativo por que el equipo pierde calor.

Se determina la entropía por irreversibilidad:

$$\dot{m}_7(S_8 - S_7) = \frac{-Q}{T} + \Delta S_{irr}$$

$$0,03 \frac{kg}{s} (-0,003483 - 4,645) \frac{kJ}{kg * K} = \frac{-38,13kW}{272,3K} + \Delta S_{irr}$$

$$\Delta S_{irr} = 5,823 \times 10^{-4} \frac{kJ}{K * s}$$

$$Ex_{dest} = 298,15K * 5,823 \times 10^{-4} = 0,1736 \frac{kJ}{s}$$

Evaporador

Basado en la ecuación de exergía, donde el equipo gana calor, se obtiene:

$$\dot{m}_9(S_{10} - S_9) = \frac{Q}{T} + \Delta S_{irr}$$

$$0,03 \frac{kg}{s} (4,884 - 0,0063) \frac{kJ}{kg * K} - \frac{37,5kW}{257,15 K} = \Delta S_{irr}$$

$$\Delta S_{irr} = 4,9411 \times 10^{-4} \frac{kJ}{K * s}$$

$$Ex_{dest} = 298,15K * 4,9411 \times 10^{-4} = 0,1473 \frac{kJ}{s}$$

Absorbedor

Balance de exergía, con una pérdida de calor al ambiente, se obtiene:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 S_1 - \dot{m}_6 S_6 - \dot{m}_{10} S_{10} &= -\frac{Q}{T} + \Delta S_{irr} \\ 0,094 \frac{kg}{s} * 0,6272 \frac{kJ}{kg * K} - 0,01 \frac{kg}{s} * 0,07828 \frac{kJ}{kg * K} - 0,03 \frac{kg}{s} * 4,884 \frac{kJ}{kg * K} \\ &= -\frac{35,67 kW}{285,1 K} + \Delta S_{irr} \\ \Delta S_{irr} &= 0,037 \frac{kJ}{K * s} \\ Ex_{dest} &= 298,15K * 0,037 = 11,033 \frac{kJ}{s} \end{aligned}$$

Basado en los cálculos anteriores se puede apreciar en la Tabla 18, la energía disponible o exergía que se encuentra en los equipos. Donde se evidencia que el turbocompresor tiene la mayor exergía debido a sus altas temperaturas y el evaporador la menor exergía, puesto que debe tender a acercarse a cero, debido a que la temperatura en la caja del furgón empieza a disminuir hasta estar refrigerada.

Tabla 18.
Resultados de exergía destruida

	Exergía destruida (Kj/s)
Turbocompresor	30,913
Bomba	8,44x10 ⁻³
Intercambiador de calor	1,2295
Generador	26,68
Condensador	0,1736
Evaporador	0,1473
Absorbedor	11,033

Nota. La tabla presenta los resultados de exergía destruida obtenidos en cada uno de los análisis realizados para cada equipo.

En la Tabla 19 se muestra algunas propiedades como entalpía, presión, fracción de masa de vapor, entropía, temperatura, energía interna, volumen específico y fracción de masa de amoníaco de cada estado mediante el software EES. Las cuales fueron utilizadas en el análisis energético y exergético anteriormente mencionadas.

Tabla 19.*Tabla de resultados del sistema de refrigeración por absorción*

ESTADO	h (kJ/kg)	P (bar)	Qu	s (kJ/kg-K)	T (K)	u (kJ/kg)	v (m ³ /kg)	x
1	20,29	2,077	0	0,6272	321,9	20,05	0,001137	0,3
2	20,6	4,154	-0,001	0,6275	321,9	20,13	0,001137	0,3
3	3,60	4,154	-0,001	0,5743	318	3,129	0,001134	0,3
4	-3,675	4,154	-0,001	-0,01213	272,3	-4,088	0,0009957	0,000001
5	21	4,154	-0,001	0,07753	278,1	20,59	0,0009962	0,000001
6	21	2,077	-0,001	0,07828	278,2	20,79	0,0009963	0,000001
7	1267	4,154	1	4,645	272,3	1143	0,2985	1
8	-4,068	4,154	0	-0,003483	272,3	-4,715	0,001557	1
9	-4,068	2,077	0,05856	0,0063	255,2	-11,34	0,035	1
10	1246	2,077	1	4,884	255,2	1127	0,5736	1

Nota. Resultados del análisis termodinámico del sistema de refrigeración por absorción de mezcla amoniaco-agua (NH₃-H₂O), obtenidos mediante el software Engiener equation solver en su versión de prueba.

Una vez concluido el balance de energía y exergía se determina las eficiencias de la maquina para conocer su viabilidad dentro del desarrollo del proyecto:

En primer lugar, se halla el COP (coeficiente de rendimiento) del análisis energético con la ecuación:

$$COP_{en} = \frac{Q_e}{\Sigma Q_{in} + W_p}$$

Donde:

COP_{en} = Coeficiente de rendimiento

Q_e = Calor del evaporador

ΣQ_{in} = Sumatoria del Q de entrada, solamente se toma el Q del generador

W_p = Trabajo de la bomba

$$COP_{en} = \frac{37,5 \text{ kW}}{35,49 \text{ kW} + 0,028 \text{ kW}}$$

$$COP_{en} = 1,05$$

Para hallar la eficiencia exergetica es necesario hallar la eficiencia de Carnot:

$$\eta_{carnot} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1}$$

Donde:

η_{carnot} = Eficiencia de carnot

T_H = Temperatura alta del sistema

T_L = Temperatura baja del sistema

Reemplazando se encuentra que la temperatura más alta es del estado 1 y la temperatura más baja es del estado 10:

$$\eta_{Carnot} = \frac{1}{\frac{321,9 K}{255,2 K} - 1}$$

$$\eta_{Carnot} = 3,826$$

Una vez obtenida la eficiencia de Carnot se soluciona la eficiencia exergetica con la siguiente ecuación:

$$\eta_{ex} = \frac{COP_{en}}{\eta_{Carnot}}$$

$$\eta_{ex} = 27,6 \%$$

En la Tabla 20 se presenta los resultados del balance de energía para la potencia, el calor, y el trabajo del sistema de refrigeración, también se muestra los resultados del COP de energía y la eficiencia de la exergía.

Tabla 20.

Resultados de calor, trabajo, potencia y eficiencia.

Datos	Valores	Unidades
Wp	0,028	kW
Qg real	35,49	kW
Qc	38,13	kW
Qe	37,50	kW
Qa	35,67	kW
COP en	1,055959907	
η_{carnot}	3,82608696	
η_{ex}	27,60%	

Nota. Se expresan los resultados obtenidos del cálculo exergetico y energético del sistema de refrigeración por absorción donde consideramos la eficiencia exergetica como la eficiencia del ciclo completo.

El sistema de absorción supera el COP estándar de una maquina por simple efecto, obteniendo un COP de 1,05 como se muestra en la Tabla 20 cuando lo normal es de 0,6-0,77 aproximadamente basado en la literatura “análisis de los sistemas de refrigeración solar por absorción”. [31], de acuerdo con esta misma literatura los valores de potencia de la bomba son aproximadamente del 1- 5% de la potencia de refrigeración total, comparado con la potencia de la bomba de la Tabla 20 no alcanza al 1% de la potencia de refrigeración total.

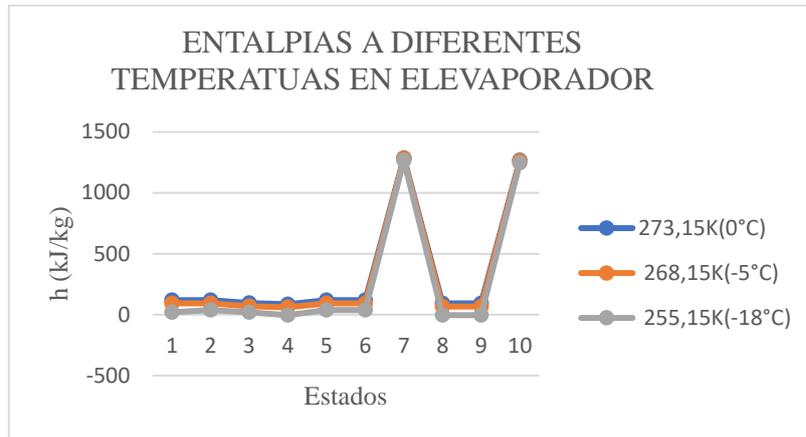
Análisis de los resultados:

Con apoyo del software Engieneer equation solver, se pudo realizar el análisis energético y exergetico como se muestra en la Figura 28, 29 ,30, 31, 31 y 33 al compararlo con las otras

temperaturas de refrigeración en el evaporador para los alimentos perecederos (respectivamente $0^{\circ}\text{-}5^{\circ}$ y -18°C), se obtienen las siguientes gráficas:

En la Figura 28 se observa la entalpía constante en los puntos 2,3,5,6,7 y 10. Los estados 7 y 10 son los estados con entalpías más altas.

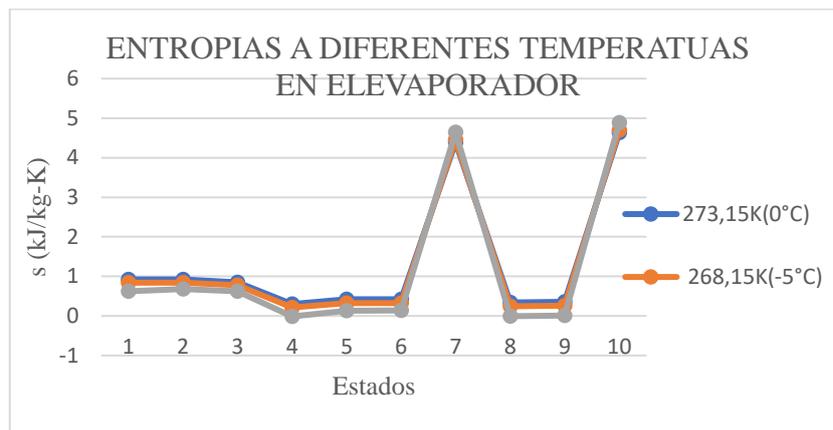
Figura 28.
Entalpías a $273,15\text{K}$ (0°C), $268,15$ (-5°C) y $255,15$ (-18°C)



Nota. La grafica muestra la diferencia del análisis de entalpías del sistema de refrigeración en sus diferentes estados cambiando la temperatura en el evaporador para alimentos refrigerados y congelados.

La entropía en las diferentes temperaturas no es la misma, pero tienden a ser parecidas, y en los estados 7 y 10 son las entalpías más altas, como se muestra en la Figura 29:

Figura 29.
Entalpías a $273,15\text{K}$ (0°C), $268,15$ (-5°C) y $255,15$ (-18°C)

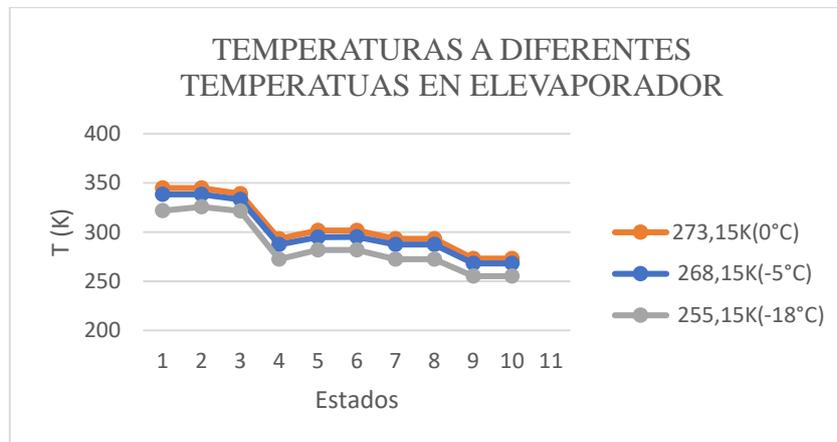


Nota. La grafica muestra la diferencia del análisis de entropías del sistema de refrigeración en sus diferentes estados cambiando la temperatura en el evaporador para alimentos refrigerados y congelados.

Las temperaturas en la Figura 30 son las mismas en el estado 2,3,5 y 6 y de resto tienden a variar, especialmente en el estado 9 y 10 que corresponden a la entrada y salida del evaporador.

Se mantiene la temperatura en los rangos 250-350 K siendo la temperatura más alta en el estado 1 y la más baja en el estado 9 y 10.

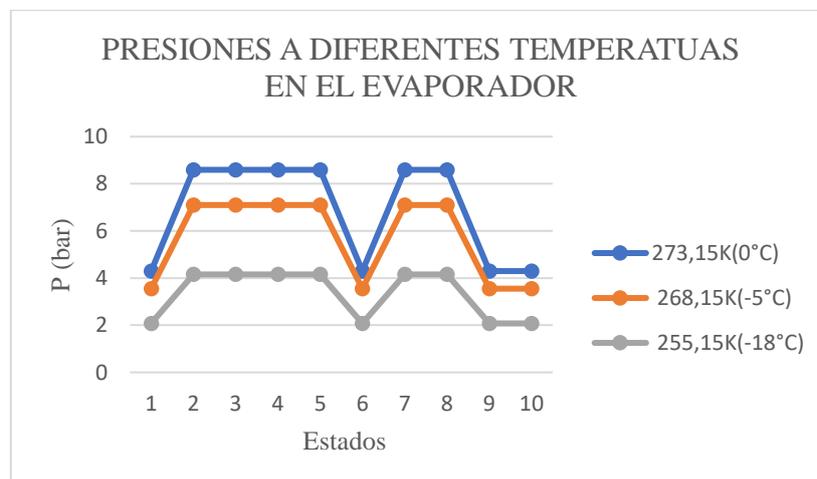
Figura 30.
Temperaturas a 273,15K (0°C), 268,15 (-5°C) y 255,15(-18°C)



Nota. La grafica muestra la diferencia del análisis de temperaturas del sistema de refrigeración en sus diferentes estados cambiando la temperatura en el evaporador para alimentos refrigerados y congelados.

Las líneas en las diferentes temperaturas no poseen las mismas presiones en los estados, pero mantienen el mismo ciclo, la presión es la misma en los estados 1,6,9 y 10, y del estado 2-5 y 7-8 se mantiene las presiones más altas, como se muestra en la Figura 31:

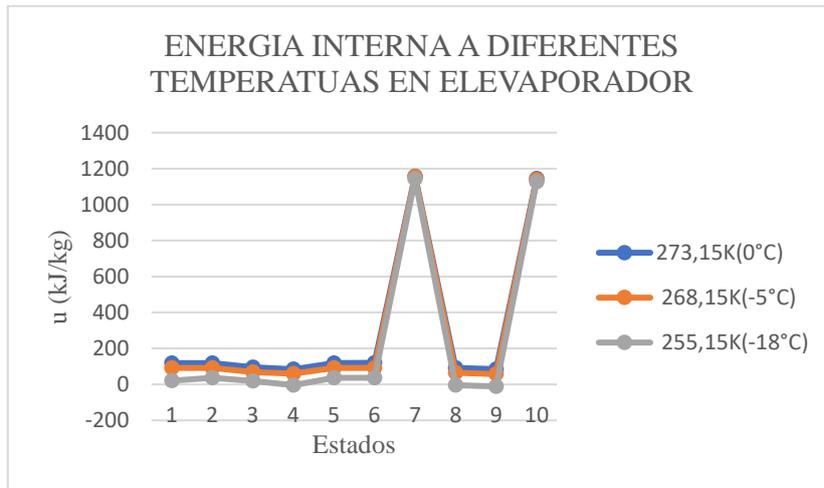
Figura 31.
Presiones a 273,15K (0°C), 268,15 (-5°C) y 255,15(-18°C)



Nota. La grafica muestra la diferencia del análisis de presiones del sistema de refrigeración en sus diferentes estados cambiando la temperatura en el evaporador para alimentos refrigerados y congelados.

La energía interna de la Figura 32 no es la misma en ningún estado, pero tienden a ser casi iguales en el estado 2,3,5,6,7 y 10. Siendo las más altas en el estado 7 y 10.

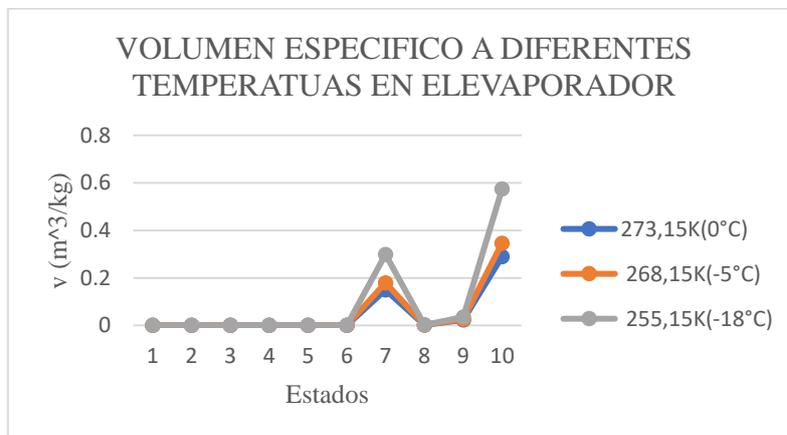
Figura 32.
Energía interna a 273,15K (0°C), 268,15 (-5°C) y 255,15(-18°C)



Nota. La grafica muestra la diferencia del análisis de energía interna del sistema de refrigeración en sus diferentes estados cambiando la temperatura en el evaporador para alimentos refrigerados y congelados.

Los volúmenes no son iguales en ningún estado, pero tienden a tener los mismos valores, de igual manera como sucede en la entropía, entalpia y energía interna, los volúmenes específicos son mayores en el estado 7 y 10, mostrado en la Figura 33:

Figura 33.
Volumen especifico a 273,15K (0°C), 268,15 (-5°C) y 255,15(-18°C)



Nota. La grafica muestra la diferencia del análisis de volumen especifico del sistema de refrigeración en sus diferentes estados cambiando la temperatura en el evaporador para alimentos refrigerados y congelados.

En la Tabla 21 se observa que a medida que la temperatura disminuye en el absorbedor, la potencia en la bomba disminuye haciendo que el consumo de energía sea menor en el sistema. Por otro lado, el calor del generador (Q_g) que entra se mantiene constante, el calor del

condensador (Q_c) que sale, del evaporador (Q_e) que entra y del absorbedor (Q_a) que sale, aumentan a medida que la temperatura disminuye en el absorbedor. Siendo el condensador el que más calor cede en el sistema.

A medida que disminuye la potencia de la bomba y el calor del evaporador aumenta, el COP aumenta al igual que la eficiencia exergética.

Tabla 21.
Comparación de los resultados de potencia, calor, y eficiencia de las temperaturas

Datos	Valores 0°	Valores -5°	Valores -18°	Unidades
W_p	0,074	0,056	0,028	kW
$Q_g \text{ real}$	35,49	35,49	35,49	kW
Q_c	35,76	36,47	38,13	kW
Q_e	35,22	35,9	37,5	kW
Q_a	25,18	28,72	35,75	kW
COP en	0,990488111	1,010118326	1,05592494	
η_{carnot}	3,81424581	3,81365576	3,82608696	
η_{ex}	25,97%	26,49%	27,60%	

Nota. Comparación de los valores a diferentes temperaturas de refrigeración y congelación de los alimentos.

En conclusión, del análisis realizado el calor de los gases combustibles que se liberan del sistema diésel, es suficiente para alimentar el sistema de refrigeración, de igual manera se analiza el sistema de refrigeración para las tres temperaturas (273,15K, 268,15K, 255,15 K) en el evaporador para el transporte de los alimentos en la caja del furgón.

Existe la posibilidad de implementar un diseño del estudio planetado en aplicaciones reales, esto llevaría consigo proponer un modelo compacto que permita llevar a la realidad el sistema de refrigeración por absorción ya que al tener mas elementos que el sistema por compresión debe buscarse que el furgón soporte el peso del sistema. Existen diferentes maquinas de absorción entre estas podemos destacar las que son desarrolladas por el grupo nova energía [43], del catalogo descrito en la referencia es posible aplicar una maquina de absorcion de simple efecto accionada por vapor, que usara el calor del vapor de los gases de combustión, la unidad S050 la cual tiene el menor peso con carga de 2,3 toneladas (2300 kg), esto añadiría a los 7500 kg del peso bruto vehicular del furgón NPR reward un valor de 9800 kg en total de peso vehicular, pero disminuiría la capacidad de carga en 2482 kg lo que ya no permitiría que la caja del furgón lleve la misma cantidad de productos perecederos para refrigerar, otra desventaja que puede tener sería el alto costo de implementación y la baja rentabilidad por su rendimiento, mientras un refrigerador por compresión rinde dos unidades de frio por cada unidad de calor,

la maquina de absorción solo rinde 0,8 unidades de frio por una unidad de calor entrante lo que demuestra su bajo rendimiento, de igual manera traería ventajas como la rentabilidad, si el coste de energía térmica no es muy prominente, el ahorro eléctrico es de unos 6000 kWh/año lo que beneficia en el retorno de la inversión que se haga en su implementación[44], permite también obtener energía primaria por parte de energías renovables y gratiuitas, y los fluidos usados para el sistema son inofensivos para el medio ambiente reduciendo aún mas la posibilidad de altas emisiones de CO₂, y una ultima ventaja es el uso de la mezcla amoniaco-agua pues consigue realizar el proceso con temperaturas inferiores a 0°C, lo cual es muy útil en el caso del furgón por ser un equipo frigorífico, finalmente este análisis beneficiaria en el coste de combustible por que solamente es necesario usar energía en la bomba y aquí no se supera el caballo de potencia (1 HP), si por el contrario se usara el sistema por compresión el uso de combustible diésel es consumido para darle energía al compresor y esto es lo que agota la gasolina del furgón.

6. ANÁLISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS CON RESPECTO A LA LITERATURA

Como resultado de los cálculos realizados en el capítulo anterior, se ejecuta a continuación una comparación basados en artículos, tesis, o datos que corroboren la información presentada en el proyecto y brinde un alcance para definir cuáles son las diferencias que se pueden encontrar.

Comparando el rendimiento energético (COP) en función de la temperatura de la tesis “Comparación entre los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y absorción mediante la segunda ley de la termodinámica en aplicaciones de climatización y refrigeración”,[29] junto con los valores de COP, que se encuentran en la Tabla 21. Las temperaturas 80°C,100°C,120°C y 140°C del generador y de -40°C a 20°C del evaporador, tomadas por el autor Carlos Cesar Mardones Barrientos generan como resultado un aumento en el COP de 0,2 a 7, a medida que las temperaturas del generador y del evaporador aumentan. En el análisis de este proyecto se tomó una temperatura del generador de 204.75°C (477.9 K) y del evaporador de -18°C,-5°C y 0°C, produciendo un rendimiento energético en el rango de 1,05 a 0,9, evidenciando que a medida que la temperatura del evaporador aumenta, el COP disminuye generando un buen rendimiento energético en el sistema, esto debido a la alta temperatura del generador.

Tomando las temperaturas 80°C,100°C,120°C y 140°C del generador y de -40°C a 20°C del evaporador en la literatura “Comparación entre los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y absorción mediante la segunda ley de la termodinámica en aplicaciones de climatización y refrigeración”[29], se observa que la eficiencia exergético (η_{ex}) es de mas del 30% y comparado con el análisis de eficiencias exergéticos demostrado en la Tabla 21 de este proyecto, donde las eficiencias se encuentran en un rango de 25,9% a 27,6% se acerca a las eficiencias mostradas por el autor Carlos Cesar Mardones Barrientos en un rango de temperaturas en el generador de ente -20°C y 0°C.

Según el artículo “Simulación de un sistema de refrigeración solar por absorción” de José Antonio Romero, Tatiana Carbonell y Viviana F. Quevedo,[45] se puede observar que el coeficiente de rendimiento (COP) obtenido tiene un promedio de 0,68, comparado con el COP de 1,055 logrado en el presente proyecto basado en el análisis energético y exergético, se concluye que es superior al del artículo. Esto es debido a que los autores del articulo utilizaron energía solar como fuente de calor a la entrada del generador, aun así cumpliendo con los

reportados en la literatura de F. Fernandez, “Capítulo 3 máquinas de absorción 3.1”, donde un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto puede tener un COP de 0,6 a 0,75.[31]

Comparado con el artículo de Sorawit Kaewpradub, Prawit Sanguanduean, *et al*, llamado “Absorption refrigeration system using engine exhaust gas as an energy source”,[46] el COP analizado es inferior a los reportados en la literatura de F. Fernandez, “Capítulo 3 máquinas de absorción 3.1”[31] esto debido a que utilizaron una mezcla de Bromuro de Litio-Agua, demostrando que para reutilizar gases combustibles provenientes de motores con revoluciones por minuto (rpm) superiores a 1400 en sistemas de refrigeración por absorción para temperaturas inferiores a los 0°C, no es viable utilizar una mezcla de Bromuro de Litio-Agua a causa de su cristalización. A diferencia del análisis realizado en este proyecto donde se opto por una mezcla de Amoniaco-Agua, se obtuvo un COP de entre 0,99 y 1,05 para temperaturas de refrigeración de 0°C, -5°C y -18°C, superando el COP de la referencia [31] en donde se tiene un mejor rendimiento.

De acuerdo con el artículo “ Absorption refrigeration system for mobile applications utilizing exhaust gases” de Juergen koehler, Michael Sonnekalb, Detlef Westphalen,[47] el COP es de 0,27 y el COP analizado en este proyecto es de 1,055, siendo superior, esto debido a que los autores en el artículo tomaron en cuenta el cambio de la potencia del motor en diferentes situaciones, como el conducir en una ciudad, una carretera plana o en subida. Conforme al artículo mencionado el motor no proporciona el suficiente calor para ser reutilizado en el sistema de refrigeración por absorción durante el 40% del tiempo, siendo ineficiente en el tráfico de la ciudad.

CONCLUSIONES

De acuerdo con las fichas técnicas consultadas y teniendo en cuenta las condiciones de funcionamiento típico de los furgones en el sector de transporte de alimentos, se selecciona el motor diésel del furgón NPR REWARD de la marca Chevrolet para el sistema de refrigeración, debido a su alta demanda a nivel nacional desde 1991 siendo de los más prácticos en el transporte de alimentos. Las condiciones de operación para el sistema de refrigeración son las siguientes, potencia=153 hp y 2600 rpm, relación de compresión(r)=18,5, diámetro del cilindro=11,5 cm, carrera del pistón=12,5 cm y una temperatura de operación del sistema de refrigeración de 0°C (273,15K), -5°C (268,15 K), -18°C (255,15K).

La potencia del motor real (ISUZU 4HK1-TCN) comparada con la potencia calculada en las ecuaciones permite inferir que depende de la cantidad de aire que sale del Intercooler lo que genera una potencia muy aproximada a la real del motor, la tabla 12 muestra como al entrar 100% de aire al pistón la potencia es mayor que la real y por ende se realiza una iteración para corroborar que porcentaje de aire debe entrar al pistón para obtener la potencia mucho mas aproximada, en este caso de 83%.

Se realizo el análisis termodinámico del proceso de combustión para el ciclo de potencia del motor de combustión interna mediante un análisis estequiométrico del combustible y entrada de aire y un análisis de flama adiabática, en donde se determina que el calor residual disponible es 5,28 kJ, una potencia de 153,58 hp y una temperatura de 204,75°C (477,9K) y las composiciones de gases generadas al 83% de entrada de aire aumentada son de 7,17 % CO₂, 7,76% H₂O, 9,06 O₂, y 76,01% N₂, obteniendo una temperatura de los gases de escape viable para el sistema de refrigeración.

Se llevo a cabo el análisis termodinámico a partir del balance de energía y Exergía del ciclo de refrigeración, en donde se deduce que el coeficiente de rendimiento del sistema de refrigeración (COP) a 0°C, -5°C, -18°C es de 0,99, 1,01, 1,05 respectivamente a pesar de que en la bibliografía consultada el COP normal en un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto es de 0.6 a 0.77, esto debido a que la temperatura en el generador (204.75°C) es mayor a las temperaturas normales (90°C-120°C) en un sistema de refrigeración.

Las potencias de la bomba (W_p) a 0°C, -5°C, -18°C es de 0,099 hp, 0,075 hp, 0,037 hp respectivamente ocasionan que el consumo de energía eléctrica por el sistema de refrigeración por absorción sea menor en comparación a un sistema de refrigeración por compresión, puesto que la bomba es el único equipo que necesita energía eléctrica.

Comparando los datos obtenidos con la literatura, se evidencia la variación en los distintos tipos de energías reutilizables como la solar, y en el caso de los gases de escape puede variar el motor y el tipo de combustible. También se considera que hay factores que no se tienen en cuenta como los son los cambios climáticos, los terrenos, el tráfico, la cantidad de paradas en un viaje, entre otros. De igual manera no se tomó en cuenta los sistemas de absorción por doble, triple y múltiple efecto, así como también se dejó de lado el posible uso de un rectificador. Se considero que el turbocompresor regula la presión atmosférica a la que se encuentra el vehículo, suministrando suficiente oxígeno al motor para no afectar el rendimiento de este. Se recomienda para futuros estudios el análisis de la diferencia de presiones para poder comprobar las condiciones operacionales del motor para corregir el rendimiento por altitud que pueda existir en el funcionamiento del ciclo diesel.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] PROCOLOMBIA, “Logística de perecederos y cadena de frío en Colombia”, 2014.
- [2] A. Cubillos y F. Estenssoro, “Crisis ambiental y desarrollo energético: un problema político”, en *Energía y medio ambiente. Una ecuación difícil para américa latina*, 1a ed., IDEA-USACH, Ed. Chile: Colección Idea, 2011, p. 9.
- [3] Centro para el Control y Prevención de Enfermedades, “Microbios y enfermedades transmitidos por los alimentos”, 2017. <https://www.cdc.gov/foodsafety/es/foodborne-germs-es.html>.
- [4] MINISTERIO DE TRANSPORTE, *condiciones que deben cumplir los vehículos para transportar carne, pescado o alimentos fácilmente corruptibles*. 2004.
- [5] S. Alarcon y J. Cruz, “Diseño de un equipo móvil de refrigeración para el almacenamiento y transporte de leche cruda en zonas rurales”, Fundación Universidad de América, 2017.
- [6] ThermoKing, “Ahorro de combustible: Reducción del coste de utilizar equipos frigoríficos”, 2018. <https://europe.thermoking.com/es/ahorro-de-combustible-reduccion-del-coste-de-utilizar-equipos-frigorificos/>.
- [7] M. Kumar y R. K. Das, “Experimental Analysis of Absorption Refrigeration”, vol. 23, núm. 1, pp. 149–157, 2019.
- [8] C. Ezgi y S. Bayrak, “Experimental Analysis of a Laboratory-Scale Diesel Engine Exhaust Heat–Driven Absorption Refrigeration System as a Model for Naval Surface Ship Applications”, *J. Sh. Prod. Des.*, vol. 36, núm. 2, pp. 152–159, 2019, doi: 10.5957/jspd.07180024.
- [9] M. Talbi y A. Brian, “Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning”, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 22, núm. 6, pp. 693–702, 2002.
- [10] J. Baratto y J. Gallego, “análisis exergético de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión”, Universidad tecnología de Pereira, 2014.
- [11] A. Rêgo, S. Hanriot, A. Oliveira, P. Brito, y T. Rêgo, “Automotive exhaust gas flow control for an ammonia–water absorption refrigeration system”, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 64, núm. 1–2, pp. 100–107, 2014.
- [12] A. Sathyabhama y B. Ashok, “thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system”, *Thermical Sci.*, vol. 12, núm. 3, pp. 45–53, 2008.
- [13] J. Reibán y C. Ramirez, “Análisis del balance energético e implementación de un banco

- didáctico con visualización de datos en tiempo real en un motor toyota 2b diesel para laboratorio de ingeniería automotriz”, Universidad politécnica salesiana sede Cuenca, 2014.
- [14] Y. Cengel y M. Boles, “Ciclos de potencia a gas”, en *Termodinámica*, 6a ed., México: The McGraw-Hill Companies, Inc, 2009.
- [15] E. Arango y J. Castañeda, “Motores de combustión interna, aspectos geerales y parámetros de diseño”, Corporación uiversitaria autónoma de occidente, 1990.
- [16] Y. Cengel y M. Boles, “Ciclos de refrigeración”, en *Termodinámica*, México: The McGraw-Hill Companies, Inc, 2009, pp. 617–650.
- [17] M. Virgil, “Sistema De Refrigeracion por Compresion”, *Termodianamica*, vol. 1, núm. 2, p. 663, 2007, [En línea]. Disponible en: <https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf>.
- [18] J. Yepes y A. Ramos, “Diseño y construcción de un sistema de refrigeración por absorción intermitente empleando energía solar para la conservación de frutas tropicales en el departamento de córdoba”, Universidad de Córdoba, 2015.
- [19] F. Fernandez, “Análisis de los sistemas de refrigeración solar por absorción.”, Escuela técnica superior de ingenieros universidad de Sevilla, 2011.
- [20] J. Beltrán, “Potencial de un sistema de refrigeración solar por absorción en zonas de alta irradiación en Colombia para cargas de refrigeración médicas y conservación de alimentos”, Universidad Libre de Colombia, 2018.
- [21] Y. Cengel y M. Boles, “Introducción y conceptos básicos”, en *Termodinámica*, 6a ed., México: The McGraw-Hill Companies, Inc, 2009, pp. 1–30.
- [22] J. C. Gómez-Daza, “La termodinámica: una herramienta para el análisis en química de alimentos”, *UGCiencia*, vol. 22, núm. 1, p. 173, 2016, doi: 10.18634/ugcj.22v.1i.511.
- [23] D. E. Estudio, M. Desarrollado, R. Para, U. S. O. Did, y C. Pacheco, *Motores*. 2007.
- [24] “DIESEL 03_Funcionamiento motor diesel.pdf”. .
- [25] “Cifras y Estadísticas | ANDEMOS”, *Informes mensuales del sector automotor Colombia, Vehiculos, Motos, Traspasos, Hibridos y Electricos, Regiones.*, abr. 02, 2021. <https://www.andemos.org/index.php/cifras-y-estadisticas-version-2/> (consultado abr. 02, 2021).
- [26] “Camión npr: único y versátil | Buses y camiones Chevrolet”, *En 1991, llegó a Colombia el camión de la marca Chevrolet que se convertiría en uno de los más vendidos y deseados por los conductores y empresas colombianas.*, abr. 02, 2021. <https://www.busesycamioneschevrolet.com.co/noticia/camion-chevrolet-npr/>

- (consultado abr. 02, 2021).
- [27] G. Guanipa, “Sistemas De Refrigeración”, p. 22, 2010.
- [28] M. Tao, L. Zhenpeng, y Z. Jiabin, “Photovoltaic panel integrated with phase change materials (PV-PCM): technology overview and materials selection”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 116, núm. July, p. 109406, 2019, doi: 10.1016/j.rser.2019.109406.
- [29] C. Mardones, “comparación entre los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y absorción mediante la primera y segunda ley de la termodinámica en aplicaciones de climatización y refrigeración”, universidad de chile, 2016.
- [30] S. Di Pietro, “Acuerdo de París”, *Coop. Desarro.*, vol. 25, núm. 111, 2017, doi: 10.16925/co.v25i111.1874.
- [31] F. Fernandez, “Capítulo 3 máquinas de absorción 3.1.”, pp. 69–135, 2011, [En línea]. Disponible en: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/capitulo+3%252fcapitulo+3.0+máquinas+de+absorción.pdf>.
- [32] H. Selvnes, Y. Allouche, R. I. Manescu, y A. Hafner, “Review on cold thermal energy storage applied to refrigeration systems using phase change materials”, *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 22, núm. December 2020, p. 100807, 2021, doi: 10.1016/j.tsep.2020.100807.
- [33] “SINCRONIZACIÓN: 4HK1-TC 5.2L (5193cc) 16 Val. OHC Isuzu ELF 400, 450, 500, 600 | Tumotor.mx”, *Datos de un motor IZUSU 4HK1*, abr. 02, 2021. <https://tumotor.mx/2017/01/sincronizacion-4hk1-tc-5-2l-5193cc-16-val-ohc-isuzu-elf-400-450-500-600/> (consultado abr. 02, 2021).
- [34] S. Rech, E. Finco, y A. Lazzaretto, “A multicriteria approach to choose the best renewable refrigeration system for food preservation”, *Renew. Energy*, vol. 154, pp. 368–384, 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.02.115.
- [35] E. De Apriete y E. De Apriete, “motor mecánica del motor (4hk1-tc)”.
- [36] “The Diesel Engine”. <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/thermo/diesel.html> (consultado abr. 13, 2021).
- [37] Y. Cengel y M. Boles, “Energía, transferencia de energía y análisis general de la energía”, en *Termodinámica*, 6a ed., México: The McGraw-Hill Companies, Inc, 2009, pp. 50–100.
- [38] “Qué es el Intercooler”, *Temperatura de la salida del intercooler* , abr. 10, 2021. <https://www.motor.mapfre.es/coches/noticias-coches/que-es-intercooler/> (consultado abr. 10, 2021).
- [39] T. A. Ibrahim Dincer, *Integrated Systems Refrigeration Absorption System*. 2016.

- [40] “2. Estudio del estado del arte de las máquinas de absorción”.
- [41] Gunt Hamburg, “Bombas de desplazamiento positivo”, *Bombas Desplazamiento Posit.*, p. 1, 2011, [En línea]. Disponible en: <http://www.ingenierocivilinfo.com/2011/11/bombas-de-desplazamiento-positivo.html>.
- [42] K. Ge. F, *Absorption chillers and heat pumps*. 1967.
- [43] J. A. Vicente Soltero, “Máquinas De Absorción”, 2015.
- [44] “Refrigeración por absorción”. <https://www.hogarsense.es/aire-acondicionado/refrigeracion-por-absorcion> (consultado jul. 22, 2021).
- [45] J. Romero, T. Carbonell, y V. Quevedo, “Simulación de un sistema de refrigeración solar por absorción”, *Ing. Energética*, vol. 37, núm. 2, pp. 154–162, 2015, [En línea]. Disponible en: http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1815-59012016000200009&lng=es&nrm=iso&tlng=es.
- [46] S. Kaewpradub *et al.*, “Absorption refrigeration system using engine exhaust gas as an energy source”, *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 12, núm. August, pp. 797–804, 2018, doi: 10.1016/j.csite.2018.10.003.
- [47] J. Koehler, W. J. Tegethoff, D. Westphalen, y M. Sonnekalb, “Absorption refrigeration system for mobile applications utilizing exhaust gases”, *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 32, núm. 5, pp. 333–340, 1997, doi: 10.1007/s002310050130.

ANEXOS

ANEXO I. Cálculos del Análisis energético y exergético para la reutilización del calor residual de los gases de combustión de un sistema de refrigeración de un furgón (.EXC)

ANEXO II. Anteproyecto “Análisis energético y exergético para la reutilización del calor residual de los gases de combustión de un sistema de refrigeración de un furgón” (.PDF)