

**EFFECTOS DE IRREVERSIBILIDADES EN EL DIMENSIONAMIENTO DE
EYECTORES PARA SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN POR
TERMOCOMPRESIÓN**

MARÍA NATHALIA MORALES GÓMEZ



**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
PROGRAMA INGENIERÍA EN ENERGÍA
BUCARAMANGA**

2015

**EFFECTOS DE IRREVERSIBILIDADES EN EL DIMENSIONAMIENTO DE
EYECTORES PARA SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN POR
TERMOCOMPRESIÓN**

MARÍA NATHALIA MORALES GÓMEZ

Proyecto de grado para optar el título de Ingeniera en Energía

Director: Leonardo Esteban Pacheco Sandoval (PhD)

Co-Director: Carlos Alirio Díaz González (M.Sc)

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

FACULTAD INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS

PROGRAMA INGENIERÍA EN ENERGÍA

BUCARAMANGA, COLOMBIA

2015

Nota de aceptación

Firma Director de proyecto de grado

Firma Co-Director de proyecto de grado

Firma calificador

Bucaramanga, 2015.

A mis padres y a mis hermanos, quienes han sido guía y camino para poder llegar a este punto. Que con su ejemplo, dedicación y palabras de aliento nunca bajaron los brazos para que yo tampoco lo hiciera.

A mi abuelita, que desde el cielo me acompaña y fortalece en cada momento.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi profesor de investigación y Proyecto de Grado por la paciencia, dedicación y confianza depositada en mí, quien con sus conocimientos, su experiencia, y motivación hizo posible la culminación de este proyecto.

A mis padres por el apoyo incondicional durante mi vida y ser un excelente ejemplo de vida a seguir.

Gracias a las personas que de una u otra manera, han sido claves en la realización de mi vida profesional y personal. A mis compañeros y amigos.

De igual manera extendiendo mi gratitud al TECNOPARQUE NODO BUCARAMANGA, SENA por la colaboración prestada durante el diseño y la realización del proyecto.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN.....	17
EYECTORES.....	17
ESTUDIOS A SISTEMAS ALTERNATIVOS DE CLIMATIZACIÓN CON EYECTORES	19
RECUPERACIÓN DE CALOR (GENERADOR).....	20
1. MARCO TEÓRICO.....	22
1.1 CLIMATIZACIÓN Y REFRIGERACIÓN.....	22
1.2 CICLO DE CLIMATIZACIÓN.....	23
1.3 FLUIDO DE TRABAJO.....	24
1.4 SISTEMA CONVENCIONAL DE CLIMATIZACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR.....	25
1.5 SISTEMA ALTERNATIVO DE CLIMATIZACIÓN CON EYECTOR COMO FUENTE DE COMPRESIÓN.....	27
1.5.1 Fuente de compresión: Eyector.....	28
1.6 ANÁLISIS DE FLUJOS COMPRESIBLES A TRAVÉS DE TOBERAS Y DIFUSORES.....	30
1.6.1 Velocidad del sonido y número de Mach.....	30
1.6.2 Toberas y difusores.....	31
1.6.3 Ondas de choque y ondas de expansión.....	32
1.7 RECUPERACIÓN DE CALOR.....	32
1.7.1 Recuperación directa de calor.....	33
1.7.2 Recuperación indirecta de calor.....	33
1.8 EXERGÍA.....	33
1.8.1 Exergía destruida.....	35
1.8.2 Rendimiento exergético.....	35
2. MODELO MATEMÁTICO.....	36
2.1 DESCRIPCIÓN DEL MODELO.....	36
2.1.1 Relaciones basadas en ecuaciones de conservación.....	37
2.2 EXERGÍA.....	43
2.2.1 Exergía destruida.....	44

2.2.2 Rendimiento exergetico.	45
2.3 PROCEDIMIENTO PARA LA SOLUCIÓN DEL MODELO	45
2.4 VALIDACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO	46
3. ESTUDIO COMPARATIVO CON DIFERENTES REFRIGERANTES Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	52
3.1 FLUIDO DE TRABAJO.....	52
3.1.1 Refrigerantes de estudio.....	52
3.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS	54
4. DIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL PROTOTIPO	63
4.1 DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE EYECTOR	63
4.1.1 Cámara de succión	64
4.1.2 Tobera laval.....	66
4.1.3 Garganta, difusor y cámara de salida.....	68
4.2 CONSTRUCCIÓN DEL EYECTOR Y PRUEBAS	69
4.2.1 Base de eyector supersónico.....	70
5. CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS.....	71
BIBLIOGRAFÍA.....	72

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Diferentes eyectores en el mercado.....	18
Figura 2. Partes de un eyector.....	19
Figura 3. Esquema proceso de refrigeración y diagrama T-s de proceso de Carnot.	22
Figura 4. Esquema ciclo de climatización	23
Figura 5. Diagrama T-s del ciclo de climatización	24
Figura 6. Esquema de un ciclo de climatización por compresión mecánica de vapor.	26
Figura 7. Diagrama T-s de un ciclo de climatización por compresión mecánica de vapor.....	26
Figura 8. Esquema del sistema alternativo de climatización con eyector.....	28
Figura 9. Perfil del eyector y perfiles presión y velocidad [1].....	29
Figura 10. Flujos de fluido dentro del eyector [9].	30
Figura 11. Variación de las propiedades del flujo en toberas aceleradoras y difusores, subsónicas y supersónicas.....	31
Figura 12. Energía no disponible que no puede ser convertida en trabajo	34
Figura 13. Diagrama de temperatura (T) vs entropía (s).....	36
Figura 14. Comparación de resultados coeficiente de desempeño al variar la presión en generador usando como fluido refrigerante R134a	50
Figura 15. Comparación de resultados de flujo del generador al variar la presión en generador usando como fluido refrigerante R134a	50
Figura 16. Comparación de resultados coeficiente de desempeño al variar la presión en generador usando como fluido refrigerante R152a	51
Figura 17. Comparación de resultados de flujo del generador al variar la presión en generador usando como fluido refrigerante R152a	51
Figura 18. Rangos de presión en el generador para cada refrigerante en modelo con irreversibilidades.....	55
Figura 19. COP máximo obtenido para cada refrigerante en el modelo ideal y el modelo con irreversibilidades.....	56
Figura 20. Flujos máxicos para cada refrigerante en estudio.....	57
Figura 21. Trabajo de la bomba para los diferentes refrigerantes para el modelo ideal y el modelo con irreversibilidades.	58
Figura 22. Eficiencia exergética del proceso real para diferentes refrigerantes.	59
Figura 23. Exergía destruida para R134a	60
Figura 24. Exergía destruida para R152a	61
Figura 25. Exergía destruida para R290	61
Figura 26. Exergía destruida para R717	62
Figura 27. Exergía destruida para R718	62
Figura 28. Representación de instrumentación en el eyector.	63

Figura 29. Esquema de eyector supersónico.....	64
Figura 30. Cámara de succión	65
Figura 31. Tobera laval completa.....	66
Figura 32. Sección convergente de la tobera laval.	67
Figura 33. Sección divergente de la tobera laval.	67
Figura 34. Garganta, difusor y cámara de salida	68
Figura 35. Difusor.	69
Figura 36. Base de eyector supersónico.....	70

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación de seguridad de los refrigerantes.	25
Tabla 2. Eficiencias teóricas y experimentales de tobera (η_n) y difusor (η_d). [19]	42
Tabla 3. Comparación de datos del modelo para R134a con datos teóricos de Rodríguez Miguel A [1] y datos de A Dahmani[18].	48
Tabla 4. Comparación de datos del modelo para R152a con datos teóricos de Rodríguez Miguel A [1] y datos de A Dahmani[18].	48
Tabla 5. Algunas características de los refrigerantes a estudiar	54
Tabla 6. Presión de trabajo en el SACE.....	54
Tabla 7. Presiones en el generador.....	55
Tabla 8. Diámetro de garganta de diferentes refrigerantes.	58
Tabla 9. Exergía en cada uno de los dispositivos del ciclo de climatización alternativo	60
Tabla 10. Dimensiones obtenidas para eyector supersónico	69

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1. Precios de materiales para eyector supersónico y soldadura.	74
Anexo 2. Precios de materiales para base de eyector supersónico.	75
Anexo 3. Código de EES para dimensiones del eyector con amoníaco (R717)....	76
Anexo 4. Código de EES para pruebas con aire.....	81
Anexo 5. Plano de eyector completo	82
Anexo 6. Plano de eyector explosionado	83
Anexo 7. Plano primer parte tobera del eyector.....	84
Anexo 8. Plano segunda parte tobera del eyector.	85
Anexo 9. Plano de cámara de succión del eyector.	86
Anexo 10. Plano de garganta del eyector.	87
Anexo 11. Plano de difusor del eyector.....	88
Anexo 12. Plano de cámara de salida del eyector.	89

ABREVIATURAS

CFC	Cloro-Fluoro-Carbonados
COP	Coefficient Of Performance
EGR	Gases de Escape Recirculados
HC	Hidrocarburo
HCFC	Hidro-Cloro-Fluoro-Carbonados
HDD	High Duty Diésel
HFC	Hidro-Fluoro-Carbonados
ORC	Organic Rankine Cycle
SACE	sistema Alternativo de Climatización con eyector
TRF	Toneladas de Refrigeración
EES	Engineering Equation Solver

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidades
T	Temperatura	[K]
P	Presión	[kPa]
h	Entalpía	[kJ/kg]
s	Entropía	[kJ/k * K]
Q	Flujo de calor	[kW]
\dot{m}	Flujo másico	[kg/s]
A	Área	[m ²]
w	Relación de arrastre	
η	Eficiencia	
M	Número de Mach	
R	Constante universal de los gases	[kJ/kg * K]
γ	Relación de compresibilidad	
W	Trabajo	[kW]
Ed	Exergía destruida	[kW]

Subíndices

gen	Generador
con	Condensador
eva	Evaporador
p	Bomba
V	Válvula de expansión
EY	Eyector
TL	Total
0	Condiciones estándar

<i>ex</i>	Exergía
<i>n</i>	Tobera laval
<i>d</i>	Difusor
1,2,3,4,5,6	Corrientes en el sistema
<i>a, b, c, d, e, o, p, q</i>	Zonas dentro del eyector

Superíndices

*	Condiciones críticas
---	----------------------

OBJETIVO

Estudiar y dimensionar la alternativa de ahorro de energía en sistemas de refrigeración basada en eyectores, teniendo en cuenta las irreversibilidades del sistema.

RESULTADOS ESPERADOS

- Validación y ajustes del modelo ideal de climatización por eyectores agregando irreversibilidades.
- Comparación de resultados y errores con resultados experimentales.
- Análisis exergético de sistemas de refrigeración convencional y alternativo propuesto.
- Dimensionamiento y montaje de prototipo como banco didáctico.

RESUMEN

Este proyecto de investigación se enfoca en el estudio de un sistema alternativo de climatización con irreversibilidades, donde se reemplaza el compresor de un sistema de climatización convencional por un grupo termocompresor, donde el eyector supersónico es el núcleo del sistema.

En el desarrollo del proyecto inicialmente se evalúan fluidos refrigerantes convencionales y no convencionales por medio de modelos matemáticos, donde se presentan todos los estados termodinámicos y condiciones de funcionamiento del sistema de climatización alternativo. Modelos matemáticos que fueron validados mediante comparación con datos de literatura citada, que a su vez fue usada como base para el desarrollo de ciertas etapas del proyecto. Adicionalmente, se realizó análisis exergético del sistema.

Se diseñó y construyó el prototipo de un eyector supersónico para el fluido refrigerante que mejor comportamiento tuvo frente a los demás, en este caso el R717 (Amoniaco). Las pruebas fueron realizadas con aire bajo condiciones de geometría fija, se hizo análisis de sensibilidad con el objeto de comparar los valores de presión obtenidos en el modelo matemático y las pruebas del prototipo.

INTRODUCCIÓN

Se estudia una alternativa de ahorro de energía en sistemas de climatización, basada en un sistema alternativo de climatización con eyector (SACE). Estos sistemas, a diferencia de los sistemas convencionales reemplazan el compresor mecánico por un grupo termo-compresor constituido por un generador, una bomba y un eyector supersónico.

El grupo termo-compresor, elimina el consumo eléctrico del compresor mecánico, reemplazándolo por la utilización de energía térmica de desecho (producto de gases de escape en motores a combustión interna, calderas, gases quemados en boca de pozo, etc.) obtenida mediante un recuperador de calor que tiene el papel de generador.

El grupo termo-compresor reemplaza el compresor, siendo el núcleo del sistema, encargado de llevar el fluido refrigerante a las condiciones de óptimas de operación. Estos tipos de sistemas alternativos de climatización presentan ventajas tanto en el aumento de la eficiencia energética, como por su simplicidad mecánica ya que se disminuyen partes móviles, dando como resultado el mejoramiento del coeficiente de desempeño (COP) del sistema en estudio.

El sistema de refrigeración con eyector, representa un avance en el mejoramiento del uso eficiente de la energía en procesos de climatización y una alternativa para disminuir los impactos ambientales que se otorgan a los mismos. Con el reciclaje energético, se reduce la temperatura de los gases arrojados al ambiente, la cual contribuye al aumento de la temperatura promedio del planeta; mitigando el impacto ambiental ocasionado por la producción y manipulación de los refrigerantes convencionales, causantes de la destrucción de la capa de ozono y el calentamiento global. [1]

EYECTORES

[2] Los eyectores son equipos que permiten transportar, comprimir o mezclar gases, vapores, líquidos o sólidos con la ayuda de un fluido motriz gaseoso o líquido. Convierten la energía potencial del fluido motriz en energía cinética, en unas toberas especialmente diseñadas para esto, creando al mismo tiempo un vacío en el fluido de aspiración. Un eyector no es más que una combinación de tobera con un difusor, acoplado convenientemente en un mismo equipo.

Los eyectores se clasifican y denominan de acuerdo al tipo de fluido motriz o del fluido de aspiración.

Tipos de eyectores jet:

- Bombas de vapor jet de líquido.
- Compresor jet de gas líquido.
- Bombas de líquido jet de agua.
- Bombas de sólidos jet de agua.

- Mezcladores jet de líquidos.
- Ventiladores jet de líquido.
- Bombas de líquido jet de vapor.
- Calentadores jet de vapor.
- Calentadores jet de vapor “en línea”.
- Compresores jet de vapor (termocompresores).
- Sistemas de vacío de múltiples etapas con condensadores intermedios.

Los eyectores tienen diferentes ventajas, tales como:

- ✓ Son equipos estáticos sin ninguna pieza rotativa.
- ✓ Su mantenimiento es mínimo y su funcionamiento y utilización son simples.
- ✓ Pueden fabricarse en cualquier tamaño y material disponible en el mercado.
- ✓ Por lo tanto, se pueden utilizar en ambientes agresivos y en zonas contaminadas o inaccesibles.

Las diversas aplicaciones de un eyector son:

- Producción de medio y alto vacío.
- Recompresión de vapor y extracción de gases.
- Aspiración de líquidos, soluciones, lodos...
- Mezcla y agitación.
- Saturación de vapor.

Figura 1. Diferentes eyectores en el mercado.



Fuente: Equirepsa S.A., Empresa de ingeniería especializada colombiana.

El principio operativo básico de un eyector es convertir la presión en velocidad. Esto ocurre mediante una expansión adiabática de vapor motriz a través de una tobera convergente / divergente desde la presión motriz hasta la presión aspiración. El resultado es una velocidad supersónica a la salida de la tobera. Generalmente se alcanzan velocidades de Mach 3 o 4.

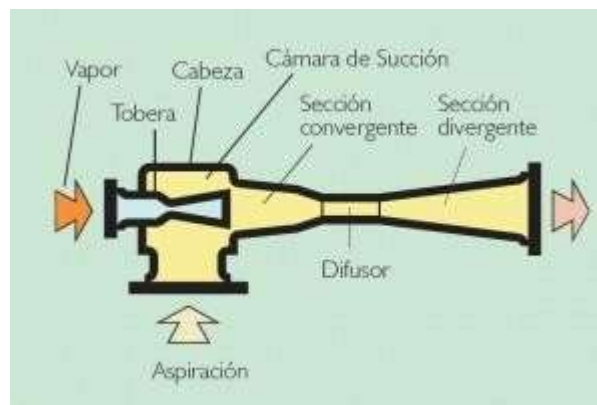
Los sistemas de eyectores pueden operar en un intervalo muy amplio de condiciones, desde cargas muy ligeras hasta cargas por encima del valor de diseño.

Un sistema de eyectores debe adaptarse de forma estable a todas las condiciones de operación que puedan anticiparse.

Un eyector está compuesto por:

- Tobera
- Cámara de succión
- Difusor
- Sección convergente y divergente
- Cabeza

Figura 2. Partes de un eyector.



Fuente: Equirepsa S.A., Empresa de ingeniería especializada colombiana.

El diseño y modelización matemática muestra que hay dos enfoques básicos para el análisis de eyectores. A presión constante o en área constante, ambos casos incluyen la mezcla uniforme del vapor motriz y el vapor arrastrado. Los modelos de diseño a presión constante son más comunes en la literatura debido a que el rendimiento de los eyectores diseñados por este método es superior al método de área constante y se compara favorablemente con los datos experimentales. [3]

ESTUDIOS A SISTEMAS ALTERNATIVOS DE CLIMATIZACIÓN CON EYECTORES

El estudio de eyectores para aplicaciones de climatización utilizando energía del calor residual como fuente de calor, empezó cerca de la década de los 50. Existen diversos estudios relacionados con esto. Al igual que el estudio para los enfoques, diseños y aplicaciones a los cuales están dirigidos.

[1] Nos presenta un sistema alternativo de climatización, en el cual reemplaza el compresor convencional por un termo-compresor cuyo motor de funcionamiento está constituido por un eyector. Muestra un modelo matemático junto con un modelo

de dimensionamiento óptimo de los elementos que constituyen el sistema. Plantea tres etapas: Operando con fluidos refrigerantes convencionales, el estudio de casos estacionarios y aplicaciones para automóviles. Finalmente se proponen alternativas para mantener la eficiencia a condiciones aceptables.

[4] En este estudio se describe el desarrollo de un ciclo de climatización que tiene un segundo paso de compresión por un eyector, combina la compresión simultánea al estrangulamiento del líquido. El modelo teórico mostró una posible mejora de la eficiencia en comparación con el ciclo convencional.

[5] y [6] Estudia la influencia del fluido de trabajo en el ciclo. Consiguiendo mejor rendimiento con R134a, R141b, R142b, R152a, Metanol, R600a y R717.

Los resultados de la simulación destacan al amoniaco (R717) como el fluido de mejor desempeño en el SACE con un COP que aumenta 69,66% y se logra un ahorro del 83% de la energía eléctrica consumida por el compresor mecánico de un sistema convencional de climatización.

RECUPERACIÓN DE CALOR (GENERADOR)

Debido al alto costo de los combustibles fósiles y a su gran impacto ambiental, la energía térmica resulta ser un recurso apreciable que no se puede despilfarrar. El calor residual de los procesos industriales como el contenido en los gases de escape presume una importante pérdida de energía en la industria. La recuperación de calor aumenta significativamente la eficiencia de los equipos y la eficiencia global de la planta.

[7] El calor residual es el calor contenido en los productos y subproductos de un proceso, que eleva su temperatura a niveles mayores de los adecuados para su emisión o almacenaje. Este calor puede ser aprovechado de modo que se cumplan dos objetivos simultáneamente:

- Recoger y distribuir el calor para reutilizarlo en el mismo equipo o en otros.
- Disminuir la temperatura de emisión de fluidos de manera que se reduzca la contaminación térmica de la planta.

El calor residual en los efluentes de los procesos industriales supone una importante pérdida de energía térmica en la industria. El aprovechamiento de este calor aumenta significativamente la eficiencia energética de los equipos y la eficiencia global de la planta.

Cualquier corriente con una temperatura superior a 250 F/121 C tiene un gran potencial de recuperación de calor, tales como: gases de combustión en calderas, turbinas, motores a combustión interna o el calor generado por la quema de gases en tea (explotación o producción petrolera).

Una aplicación clásica de estos gases es la generación de vapor mediante el empleo de un recuperador de calor. En caso necesario, se puede emplear una fuente de

calor externa para incrementar la generación de vapor. También se puede utilizar como fuente de energía para calentar fluidos o en operaciones de secado.

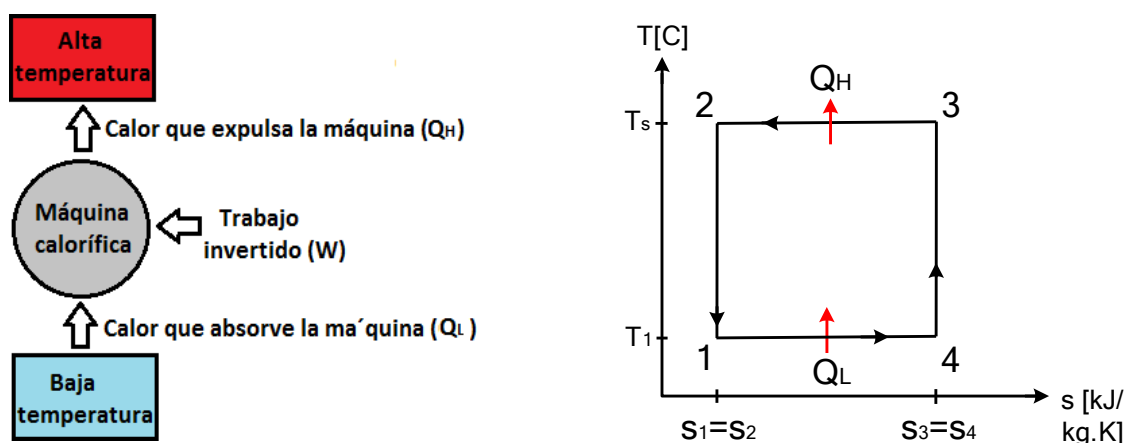
La recuperación de energía residual ha tenido gran importancia en los últimos años atribuyéndole un gran potencial de ahorro y constituyéndose como pieza fundamental de los programas de uso eficiente de energía y mitigación de emisiones contaminantes. Si bien hay muchas formas de recuperar calor, los eyectores son una buena alternativa para aplicaciones compactas, ya que permiten recuperar fuentes de calor de baja temperatura.

1. MARCO TEÓRICO

1.1 CLIMATIZACIÓN Y REFRIGERACIÓN

La climatización consiste en crear unas condiciones de temperatura, humedad y limpieza del aire adecuadas para la comodidad dentro de los espacios habitados. Para lograrlo es necesario transferir continuamente energía térmica de una región de baja temperatura y a otra que se encuentre a una temperatura mayor. La región de mayor temperatura puede ser el aire ambiente o agua de enfriamiento. Los dispositivos que producen refrigeración se conocen como máquinas de refrigeración o refrigeradores y su objetivo es el de extraer un flujo de calor de un medio que se encuentra por debajo de la temperatura ambiente.

Figura 3. Esquema proceso de refrigeración y diagrama T-s de proceso de Carnot.



Fuente: Adaptado de YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica.

A la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado, se le denomina capacidad de enfriamiento del sistema de refrigeración con frecuencia se expresa en toneladas de refrigeración. Que se define como la capacidad de un sistema de refrigeración que puede congelar 1 tonelada de agua líquida a 0 °C en hielo a 0 °C en 24 h.

En vez de la eficiencia térmica, que se toma como criterio en el análisis de las máquinas térmicas, el estándar para la eficacia de la energía en los procesos de refrigeración es el coeficiente de operación (COP), por sus siglas en inglés (Coefficient Of Performance). El COP se define comúnmente como el cociente del calor (o flujo térmico) suministrado al refrigerante entre el trabajo suministrado en el compresor. El objetivo de un refrigerador es extraer el calor de una región que se encuentra a baja temperatura a fin de mantener esta en un valor deseado.

Por tanto, el coeficiente de operación (COP) se define como:

$$\text{COP} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{entrada de trabajo}} = \frac{Q_{\text{salida}}}{W_{\text{entrada}}} \quad (1)$$

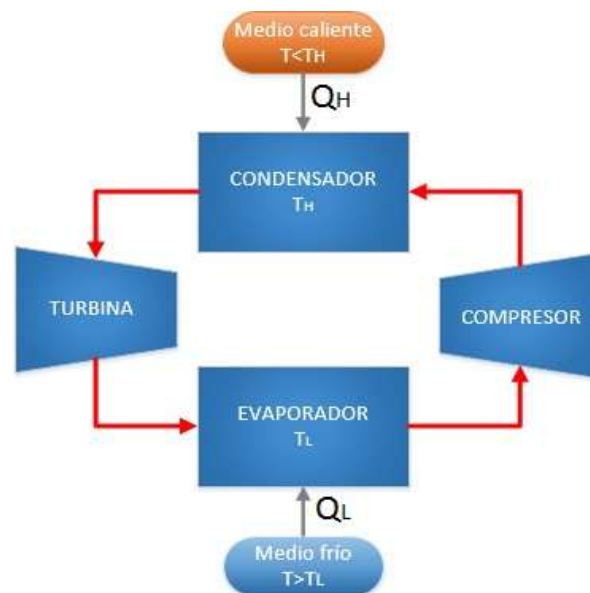
Este coeficiente es adimensional e indica las unidades de refrigeración que se obtienen por unidad de potencia suministrada. [8]

1.2 CICLO DE CLIMATIZACIÓN

Durante el ciclo de climatización el fluido de trabajo absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura (T_L) en la cantidad Q_L (Proceso 1-2) y se cede el calor absorbido al medio ambiente en la cantidad Q_H (Proceso 3-4) para lo cual es necesario elevar la temperatura del fluido por arriba de T_H (proceso 2-3) para posteriormente expandirse isotrópicamente hasta que la temperatura vuelve a descender por debajo T_L . El fluido cambia de un estado de líquido a vapor a su paso por el evaporador y de vapor a líquido en el condensador. [9]

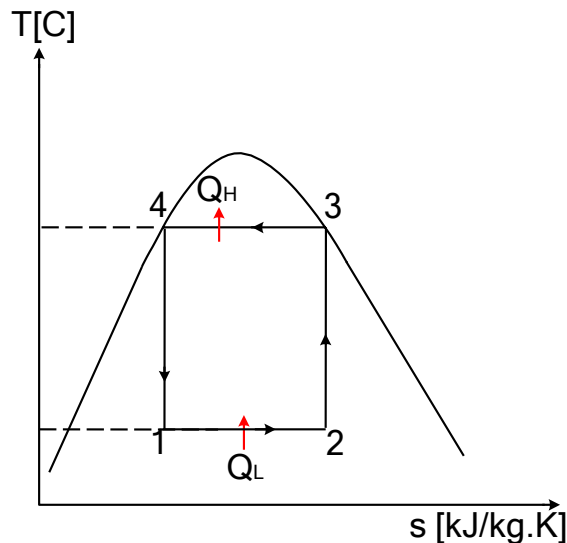
En la Figura 4 se muestra el esquema del ciclo de climatización acompañado del diagrama T-s correspondiente.

Figura 4. Esquema ciclo de climatización.



Fuente: Adaptado de YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica.

Figura 5. Diagrama T-s del ciclo de climatización.



Fuente: Adaptado de YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica.

A la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado Q_L , se le denomina capacidad de enfriamiento del sistema de refrigeración con frecuencia se expresa en toneladas de refrigeración. Que es la capacidad de un sistema de refrigeración que puede congelar 1 tonelada de agua líquida a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ en hielo a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ en 24 horas. En todos los procesos de refrigeración los fluidos de trabajo que son usados para absorber el calor se llaman refrigerantes.

1.3 FLUIDO DE TRABAJO

Un fluido refrigerante puede ser un líquido o un gas, que ejerce una función de transmisión de calor de un sistema a otro. La transmisión de energía puede producirse mediante un intercambio de calor latente (evaporación, condensación) y/o mediante un intercambio de calor sensible (calentamiento, enfriamiento) [10]. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios, va a tener una aplicación útil comercialmente.

Existen muchos refrigerantes utilizados en aplicaciones comerciales e industriales. Cada refrigerante tiene propiedades características, como: Puntos de ebullición, calor específico, calor latente, densidad y otros factores que afectan la habilidad del refrigerante para transferir el calor.

Los fluidos refrigerantes deben tener ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que los hagan seguros, económicos y funcional. Las principales características deseables son [16]:

- Punto de congelación: Debe de ser inferior a cualquier temperatura que existe en el sistema, para evitar congelaciones en el evaporador.
- Calor específico: Debe de ser lo más alto posible para que una pequeña cantidad de líquido absorba una gran cantidad de calor.
- Volumen específico: El volumen específico debe de ser lo más bajo posible para evitar grandes tamaños en las líneas de aspiración y compresión
- Densidad: Deben de ser elevadas para usar líneas de líquidos pequeñas.
- Temperatura de condensación: a presión máxima de trabajo debe ser la menor posible.
- Temperatura de ebullición: Relativamente baja a presiones cercanas a la atmosférica.
- Punto crítico: Lo más elevado posible.

Tabla 1. Clasificación de seguridad de los refrigerantes.

Inflamabilidad ↑	Inflamabilidad alta	A3 - Hidrocarburos	B3 - Cloruro de vinilo
	Inflamabilidad media	A2 - R412b - R152a	B2 - Amoniaco
	Inflamabilidad baja	A1 - R22 - R134a	B1 - R123
		Baja toxicidad (TLV ≥ 400 ppm)	Alta toxicidad (TLV ≤ 399 ppm)

Los refrigerantes se pueden clasificar según la tabla anterior. Como se ve, un gas refrigerante “A1” es uno de los gases más seguros con los que se puede trabajar, y el “B3” el más peligroso. Los refrigerantes recomendados, generalmente están clasificados como “A1”.

Sin embargo, no existe ningún refrigerante ideal, pues todos los conocidos tienen cierto grado de toxicidad, inflamabilidad, daño al medio ambiente o cualquier otra característica no deseada [11].

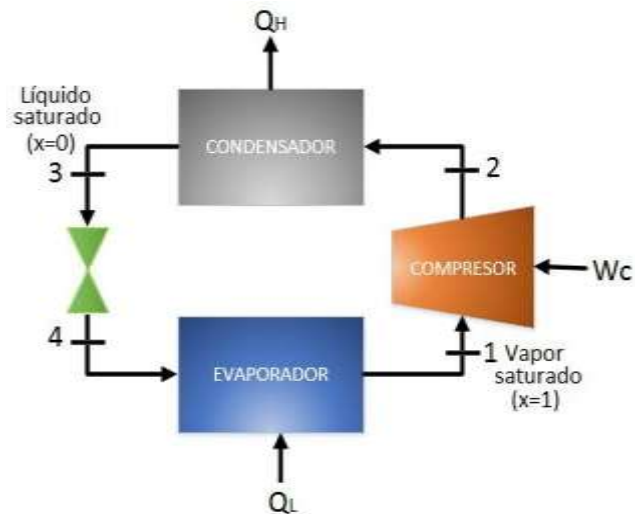
1.4 SISTEMA CONVENCIONAL DE CLIMATIZACIÓN POR COMPRESIÓN

MECÁNICA DE VAPOR

El ciclo de climatización por compresión mecánica de vapor es el que más se emplea en climatización de aire. Es semejante a un ciclo de climatización, pero varía en los componentes mecánicos (Compresor mecánico y válvula de estrangulamiento).

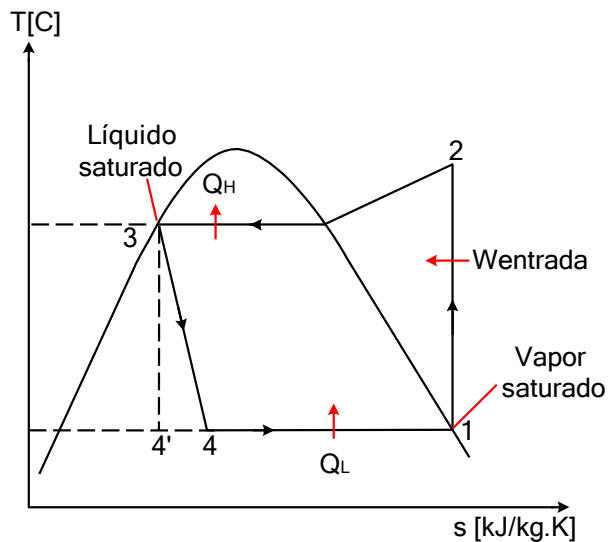
En él se aprovecha la propiedad que tienen los líquidos de absorber calor cuando se efectúa su evaporación y disiparlo cuando se condensan. Las características principales de este método de refrigeración son que la energía que requiere el sistema se suministra en forma de trabajo mecánico y la sustancia de trabajo (refrigerante), sufre cambios de fase líquido-vapor y viceversa durante el ciclo.

Figura 6. Esquema de un ciclo de climatización por compresión mecánica de vapor.



Fuente: Adaptado de YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica.

Figura 7. Diagrama T-s de un ciclo de climatización por compresión mecánica de vapor.



Fuente: Adaptado de YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica.

El ciclo de refrigeración por compresión mecánica se compone de cuatro procesos fundamentales (Figura 7):

1-2 Compresión isotrópica en un compresor

2-3 Rechazo de calor a presión constante (Condensación)

3-4 Estrangulación en un dispositivo de expansión

4-1 Suministro de calor a presión constante (Evaporación)

En el ciclo teórico de climatización mecánica por compresión de vapor el refrigerante entra al evaporador en las condiciones de 4, como vapor húmedo de baja calidad y a una presión tal que su temperatura de saturación sea inferior a la temperatura de la sustancia que se quiere enfriar. Así se establece un flujo térmico hacia el refrigerante, que se evapora a baja temperatura. Durante el proceso de evaporación, la temperatura del refrigerante permanece constante y sale del evaporador como vapor saturado de baja temperatura en 1.

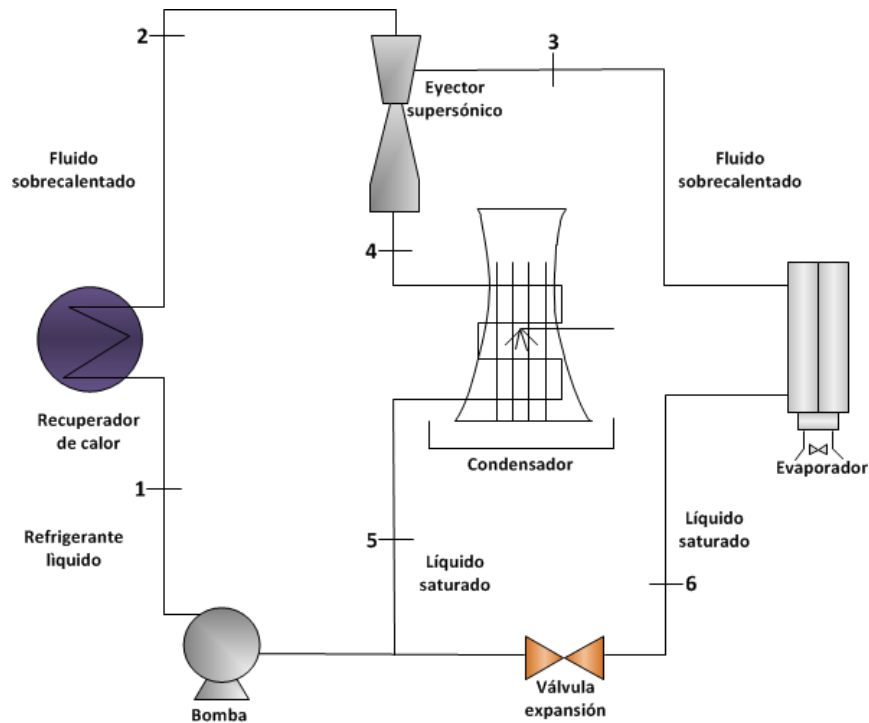
En el punto 1 el refrigerante entra como vapor saturado al compresor, en donde se le suministra trabajo mecánico y sale como vapor sobrecalentado a alta presión y a alta temperatura. Al salir del compresor, el refrigerante entra al condensador (punto 2) y debido a que su temperatura de saturación es superior a la del medio de condensación (agua o aire), se establece un flujo térmico del refrigerante hacia el medio de condensación. El refrigerante se condensa y sale como líquido saturado a alta presión y a alta temperatura (Punto 3).

Cuando el sistema de refrigeración cuenta con un recipiente de almacenamiento, el refrigerante en fase líquida se acumula antes de pasar por el dispositivo de control que tiene por función disminuir su presión para llevarlo a las condiciones de inicio de ciclo (punto 4). Entre las principales aplicaciones de este ciclo de refrigeración se encuentran los sistemas de aire acondicionado, desde residenciales y comerciales hasta industriales. [10]

1.5 SISTEMA ALTERNATIVO DE CLIMATIZACIÓN CON EYECTOR COMO FUENTE DE COMPRESIÓN

El sistema alternativo de climatización es un sistema cerrado donde se contiene un fluido refrigerante, consta de un recuperador de calor, un eyector supersónico, un condensador, una bomba, una válvula de expansión y un evaporador (Figura 8). Su funcionamiento se fundamenta en procesos de transferencia de calor, ocurridos en los intercambiadores y un proceso de compresión por cambio de velocidad que se genera al interior del eyector. [12]

Figura 8. Esquema del sistema alternativo de climatización con eyector.



Durante su operación, el fluido refrigerante en (1) se encuentra en estado líquido e ingresa al recuperador de calor donde gracias al intercambio de energía con los gases térmicos de desecho cambia de estado y es sobrecalentado hasta las condiciones necesarias para su ingreso al eyector (2). Paralelamente el fluido en (6) como vapor saturado, transita por el evaporador en el cual absorbe el calor de la zona que se desea climatizar. A la salida del intercambiador (3) el fluido se encuentra sobrecalentado y es succionado al interior del eyector; durante su paso por el eyector las corrientes (2) y (3) se mezclan y comprimen hasta la presión de operación del condensador. Por un proceso explicado en la sección posterior, ya en (4) a la salida del eyector la mezcla se dirige al condensador donde el calor es entregado al ambiente, subsiguientemente en (5), se dividen la corriente líquida en dos, guardando la misma relación entre los flujos que se tenía al un principio, una corriente pasa por una válvula de expansión que la devuelve a las mismas condiciones a las que se encontraba en (6); la segunda corriente se dirige a una bomba cuya tarea es aumentar la presión del fluido hasta la presión a la que opera el recuperador en (1). [13]

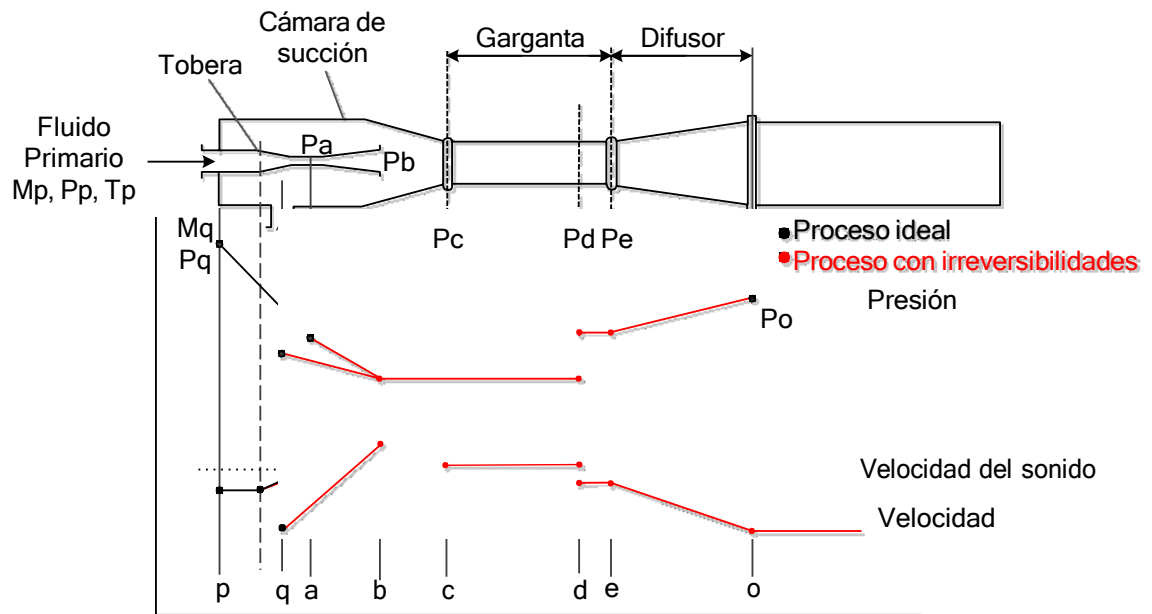
1.5.1 Fuente de compresión: Eyector.

En un eyector se aprovecha el cambio en la energía cinética que presentan en los fluidos al ser acelerados o desacelerados mediante cambios en el área transversal de un conducto. [14]

En el interactúan dos corrientes; Un fluido primario, que es introducido al eyector por una tobera laval (Convergente-Divergente) en la cual él se expande isoentropicamente y acelera a una velocidad supersónica para crear una región de muy baja presión a la salida (b), debido a esta región de baja presión el fluido secundario es arrastrado hacia la zona de mezclado (b), al final de esta zona se considera que ambos fluidos están completamente mezclados(c) y a las mismas condiciones de presión y temperatura Al final de la sección de la transversal (d) se presenta una disminución repentina en la velocidad del fluido (pasa de ser supersónico a subsónico) lo cual causa un efecto choque en el fluido (e) y la compresión del mismo. Este efecto de compresión se aumenta mediante un difusor subsónico ubicado en la parte posterior del eyector. (Figura 9)

Se muestran el proceso ideal y el proceso real con irreversibilidades, como se observa la presión y la velocidad en el modelo real conservan el mismo comportamiento que en el ideal, pero la presión aumenta y la velocidad disminuye.

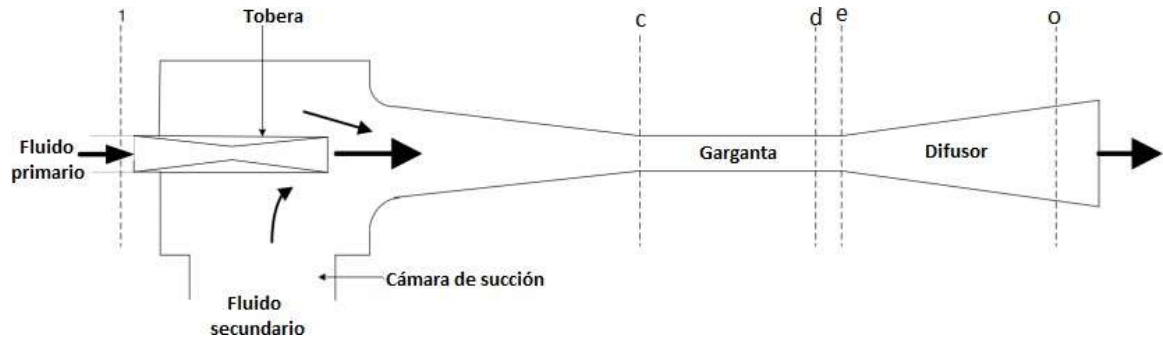
Figura 9. Perfil del eyector y perfiles presión y velocidad [1].



Fuente: Adaptado de Miguel Ángel Rodríguez Camacho.

En la Figura 10 se puede ver como es el comportamiento del fluido primario al ingresar a la tobera laval y fluido secundario al entrar el eyector, dirigiéndose hacia zona de mezcla.

Figura 10. Flujos de fluido dentro del eyector [9].



Fuente: Somsak Watanawanavet, B.S.

1.6 ANÁLISIS DE FLUJOS COMPRESIBLES A TRAVÉS DE TOBERAS Y DIFUSORES

Los flujos compresibles son aquellos que presentan cambios significativos en su densidad y, en su compresibilidad. El flujo compresible combina la dinámica de fluidos y la termodinámica en el sentido de que ambos son necesarios para el desarrollo de los antecedentes teóricos que se requieren.

1.6.1 Velocidad del sonido y número de Mach.

Un parámetro importante en el estudio de flujos compresibles es la velocidad del sonido, que es la dinámica de propagación de las ondas sonoras. En la tierra es de 343 m/s (A nivel del mar, a 20 C y 50% de humedad). La velocidad del sonido varía en función del medio en el que se trasmite. Es calculada mediante la ecuación:

$$c = \sqrt{kRT} \quad (2)$$

Donde R es la constante del gas que tiene un valor determinado para cada gas y k es la razón de calores de un gas ideal.

Otro parámetro fundamental para el análisis del flujo de fluidos compresibles es el número de Mach (Ma). Que es la relación de la velocidad real del fluido V y la velocidad del sonido del mismo fluido en el mismo estado.

$$Ma = \frac{V}{c} \quad (3)$$

Donde,

$$V = \sqrt{2C_p(\Delta T)} \quad (4)$$

Los regímenes del flujo de fluidos se describen en términos del número de Mach. El flujo se llama sónico cuando $Ma=1$, subsónico cuando $Ma<1$, supersónico cuando $Ma>1$ e hipersónico cuando $Ma\gg 1$. [10]

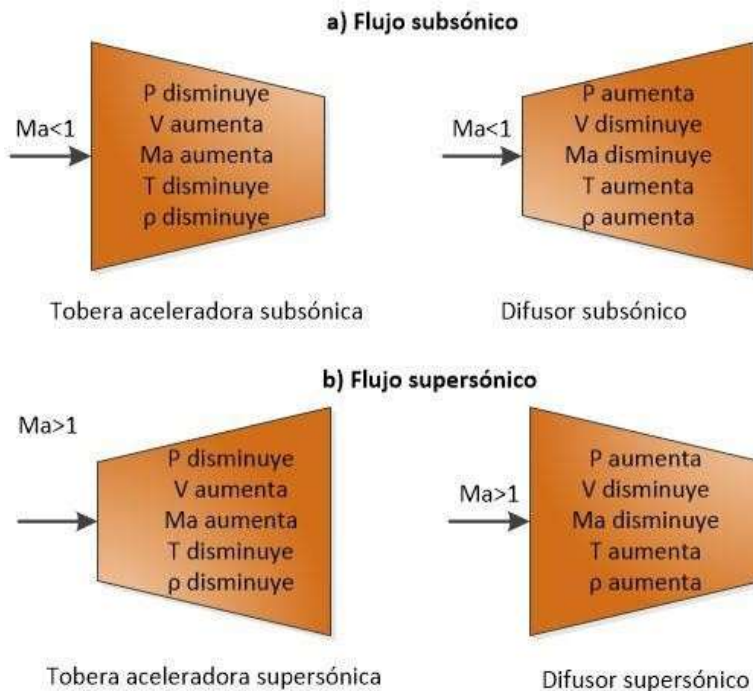
1.6.2 Toberas y difusores.

Una tobera es un ducto con área uniformemente variable en el cual se incrementa la velocidad de un fluido, transformando su energía potencial manifestada en alta temperatura y presión en energía cinética (Figura 11).

Un difusor es un dispositivo que aumenta la presión de un fluido. Es una tobera inversa por lo tanto el área de entrada es menor que el área de salida y por consiguiente la velocidad disminuye dentro del difusor. La transferencia de calor es muy pequeña y despreciable, por esto se consideran como adiabáticos.

La velocidad más alta a la que un fluido puede acelerarse en un tobera convergente está limitada a la velocidad sónica ($Ma=1$).

Figura 11. Variación de las propiedades del flujo en toberas aceleradoras y difusores, subsónicas y supersónicas.



Fuente: Adaptado de YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica.

Las magnitudes que describen el flujo (Presión, temperatura y densidad) varían solo en dirección del flujo y, con una buena precisión, esto puede aproximarse a un flujo isoentrópico unidimensional.

La relación entre P y temperatura T a través del ducto en relación con sus magnitudes iniciales P₀ y T₀ (Antes de entrar al ducto) se da por medio de:

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5)$$

Donde γ es la relación de compresibilidad, se obtiene mediante [10]:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (6)$$

1.6.3 Ondas de choque y ondas de expansión.

Una onda de choque es una onda de presión abrupta producida por un objeto que viaja más rápido que la velocidad del sonido en dicho medio, que a través de diversos fenómenos produce diferencias de presión extremas y aumento de la temperatura. Una de sus características es que el aumento de presión en el medio se percibe como explosiones.

Las ondas de sonido se generan por disturbios infinitamente pequeños de presión y viajan a través de un medio a la velocidad del sonido. En condiciones de flujo supersónico. Cambios abruptos en las propiedades del fluido generan una onda de choque. Proceso que es significativamente irreversible. [10]

1.7 RECUPERACIÓN DE CALOR

La existencia de una corriente de calor de desperdicio que sale de un sistema o proceso, puede ser una oportunidad para utilizar esta energía en otro proceso. El calor sólo puede fluir de los cuerpos calientes hacia los más fríos y por lo tanto, cualquier intento por incrementar la temperatura de un proceso debe involucrar el uso de una fuente de energía más caliente.

Esta fuente de energía sólo puede ser útil al proceso en tanto que su temperatura sea más alta que la del vertedero que está alimentando. Llega un punto en el que la fuente de calor deja de ser útil para esa tarea y el calor se desecha. Sin embargo, si esa fuente de calor es más caliente que la necesaria para otra tarea, puede convertirse en una fuente utilizable de energía para economizar recursos y optimizar el suministro.

La recuperación de calor implica mover energía en forma de calor de un sistema hacia otro. El equipo que hace esto posible es el recuperador de calor. Para determinar su capacidad y la viabilidad de realizar la transferencia, se necesita conocer las características tanto de la fuente de calor como del proceso que se va

a alimentar en términos de flujos, calores específicos y temperaturas de entrada. [16]

1.7.1 Recuperación directa de calor.

La recuperación directa de calor es la transferencia de energía de una corriente de proceso a otra, sin la adición de trabajo o alguna otra forma de energía por una fuente externa. Ya que la energía se degradará, ya que el calor fluirá solamente desde una fuente “caliente” hacia una más “fría”.

La transferencia de calor puede darse de gas-gas, líquido-gas y líquido-líquido. La transferencia de calor gas-gas es muy reducida entre los dos gases y en la mayoría de los casos requiere una caída de temperatura alta ($>10^{\circ}\text{C}$) entre la fuente y el vertedero para obtener buenos resultados. La transferencia de calor líquido-líquido ha sido diseñada para diferencias de temperatura bajas como 3°C . La transferencia de calor gas-líquido es una forma muy común de transferir energía en plantas industriales.

1.7.2 Recuperación indirecta de calor.

La recuperación indirecta de calor implica la transferencia y conversión de una forma de energía a otra, posiblemente a través de la adición de energía externa. Se considera usualmente una alternativa secundaria a la recuperación directa, debido a que se obtiene una energía de menor grado y que se requiere el uso de energía adicional de alto grado, como la electricidad o un combustible. La recuperación indirecta puede ser térmica-térmica o térmica-mecánica. La recuperación de calor térmica-térmica puede ser realizada de varias formas: Mediante bombas de calor, enfriadores de absorción, re-compresión mecánica de vapor o combustión de gases de desecho. El método de recuperación de calor térmica-mecánica es la recuperación o reusó de energía más compleja, menos eficiente y más costosa. Se necesita una fuente de energía de alta calidad [16].

Existe un gran potencial de aprovechamiento del calor residual que se desecha en los gases de escape y este es el de real importancia en este estudio [13].

1.8 EXERGÍA

La exergía es el potencial del trabajo útil máximo que puede obtenerse de una cantidad dada de energía contenida en un sistema o en un estado específico con relación a un medio ambiente de referencia, determinado por la diferencia entre los valores de alguna variable dinámica que los caracteriza.

Se afirma que un sistema está en estado muerto cuando se encuentra en equilibrio termodinámico con el ambiente. En este estado, no tiene energía cinética o potencial relativa a su ambiente (velocidad cero y altura cero) y no reacciona con el ambiente, es químicamente inerte [17].

La energía cinética y la energía potencial son una forma de energía mecánica, por lo tanto pueden convertirse completamente en trabajo. El potencial de trabajo o la exergía de la energía cinética y potencial de un sistema son igual a la propia energía cinética y potencial sin tener en cuenta la temperatura y presión del ambiente.

Exergía de la energía cinética,

$$x_{ec} = ec = \frac{V^2}{2} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (7)$$

Donde V es la velocidad del sistema relativo al ambiente.

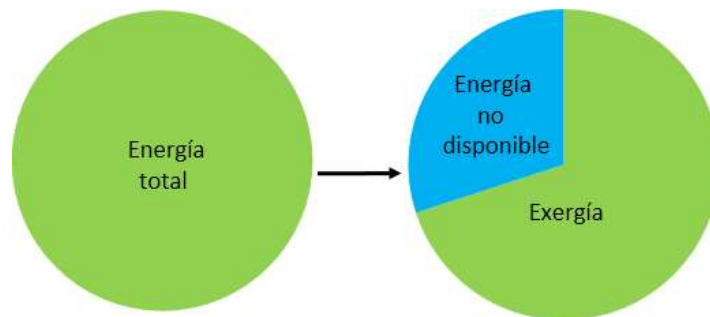
Para la exergía de la energía potencial, se tiene:

$$x_{ep} = ep = gz \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (8)$$

Donde, g es la gravedad y z, es la elevación del sistema relativo a un nivel de referencia en el ambiente.

La porción de energía que no puede convertirse en trabajo es la energía no disponible, la cual simplemente es la diferencia entre la energía total de un sistema en un estado especificado y la exergía de esa energía [17].

Figura 12. Energía no disponible que no puede ser convertida en trabajo.



El desequilibrio consiste en que el valor de la variable dinámica en cuestión es diferente para el sistema y su entorno y, por ello, ambos están en una situación de desequilibrio. Se expresa por diferentes funciones termodinámicas de acuerdo con la forma de energía bajo consideración. La cual puede adoptar diferentes formas, como, radiación, calor o trabajo.

La exergía actualmente cobra una enorme importancia, siendo la medida cuantitativa de la máxima cantidad de trabajo que puede obtenerse, determina cuantitativamente el valor termodinámico de cualquier recurso; y, por otro lado, permite analizar rigurosamente el desperdicio en las actividades de una sociedad, estableciendo pautas cuantitativas para su ahorro y uso eficiente.

1.8.1 Exergía destruida.

La exergía destruida representa el trabajo potencial perdido y también se denomina irreversibilidad o trabajo perdido. La exergía destruida es proporcional a la entropía generada, como puede observarse a partir de la ecuación:

$$E_d = T_o S_{gen} \geq 0 \quad (9)$$

1.8.2 Rendimiento exergético.

El rendimiento exergético del sistema se puede definir como la relación de la exergía de enfriamiento y la entrada de exergía por calor y trabajo.

$$\eta_e = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía suministrada}} \quad (10)$$

2. MODELO MATEMÁTICO

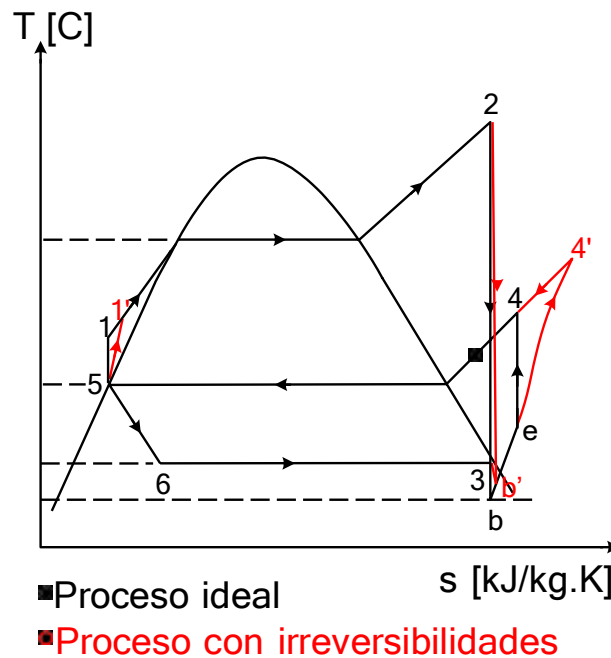
El modelo matemático que representa el funcionamiento del sistema se basa en ecuaciones obtenidas mediante la aplicación de principios de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, volúmenes de control y las relaciones termodinámicas de cada proceso.

Mediante el modelo matemático se obtienen: Estados termodinámicos, las condiciones de funcionamiento en cada etapa y el dimensionamiento óptimo de los elementos constitutivos del eyector, que serán la base para realizar el análisis comparativo con diferentes bibliografías.

2.1 DESCRIPCIÓN DEL MODELO

El modelo se detalla con base en lo descrito en el párrafo 1.3 tomando en cuenta los flujos enumerados en la Figura 13 donde se muestra el diagrama de temperatura (T) vs entropía (s) para los procesos correspondientes al SACE.

Figura 13. Diagrama de temperatura (T) vs entropía (s).



Fuente: Adaptado de Miguel Ángel Rodríguez Camacho.

El dimensionamiento del eyector y el modelado de cada una de las etapas se realizan con referencia la descripción dada en el párrafo 1.5 y la Figura 13. El

modelo planteado tiene en cuenta el efecto de los flujos compresibles y el efecto de las irreversibilidades.

El modelo determina el diseño del sistema cuando se conoce la cantidad de energía residual (Q_g), las condiciones de operación del recuperador, condensador, evaporador (P_g , P_c y P_e) y el refrigerante.

El modelo permite determinar las áreas internas del eyector (A_a , A_{2b} , A_{3b} , y A_e), las condiciones de funcionamiento (Presión, temperatura, entropía, entalpía, etc.) en cada punto del sistema; así, como los flujo másico del refrigerante ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2$, $\dot{m}_3 = \dot{m}_6$, $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$) en cada uno de los puntos del sistema. También determina los flujos de calor transferidos en el condensador Q_c y el evaporador Q_e .

2.1.1 Relaciones basadas en ecuaciones de conservación.

Para modelar los procesos ideales del sistema, Rodríguez Miguel [1] realiza algunas hipótesis, que son:

1. La energía potencial, así como la fricción y las pérdidas de calor no son significativas. La aceleración del fluido motriz (2 a "b"), la succión del fluido arrastrado (3 a "b"), así como la desaceleración en el difusor (e a "4") y el bombeo (5 a "1"), son reversibles y adiabáticos, por lo tanto son procesos isoentrópicos:

$$S_2 = S_3 ; S_e = S_4 \quad (11)$$

2. Los procesos en el generador, el evaporador y el condensador son isobáricos.

$$P_1 = P_2 = P_{gen} ; P_4 = P_5 = P_{con} ; P_3 = P_6 = P_{eva} \quad (12)$$

3. El fluido a la salida del condensador y la salida del evaporador, se encuentra sobre la línea de saturación con calidades de 0 y 1 respectivamente:

$$X_5 = 0 ; X_3 = 1 \quad (13)$$

La aplicación de la primera ley de la termodinámica al evaporador, las dos partes del condensador (Enfriamiento y condensación) y las tres partes del generador (Calentamiento, evaporación y sobrecalentamiento). Genera las ecuaciones que expresan las cantidades de calor transferido:

$$Q_{gen} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (14)$$

$$Q_{\text{con}} = \dot{m}_4(h_5 - h_4) \quad (15)$$

$$Q_{\text{eva}} = \dot{m}_3(h_3 - h_6) \quad (16)$$

La primera ley de la aceleración y desaceleración de procesos nos permite relacionar las entalpías de las corrientes entrada y salida del eyector, obteniendo:

$$h_2 = h_b + 0,5 * V_{2b}^2 \quad (17)$$

$$h_3 = h_b + 0,5 * V_{3b}^2 \quad (18)$$

$$h_4 = h_e + 0,5 * V_e^2 \quad (19)$$

La relación de mezcla del fluido motriz y el fluido succionado se muestra en la siguiente ecuación. El proceso es irreversible, por lo tanto:

$$(P_b - P_e)A_e = \dot{m}_1V_{2b} + \dot{m}_3V_{3b} - (\dot{m}_1 + \dot{m}_3)V_e \quad (20)$$

Los flujos máscicos en el sistema están relacionados entre sí por ecuaciones, donde w es relación de arrastre entre el fluido succionado y el fluido motriz.

$$w = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} \quad (21)$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (22)$$

Para el cálculo de las condiciones dentro del eyector H. El-Dessouky et al [18] da ecuaciones donde se tiene en cuenta: el análisis de flujos compresibles y el efecto en la presión producido por la onda de choque.

Para las cuales se presentan las siguientes hipótesis:

1. Las velocidades del vapor motriz y el vapor son insignificantes.
2. La velocidad de la mezcla comprimida saliendo del eyector es insignificante.

3. El exponente de la constante expansión isentrópica y el comportamiento de gas ideal.
4. La mezcla de vapor motriz y el vapor succionado tiene lugar en la cámara de aspiración.
5. El flujo es adiabático.
6. Las pérdidas por fricción se definen en términos de las eficiencias isentrópicas en la boquilla, el difusor y la cámara de mezcla.
7. El vapor motriz y el vapor succionado tienen la misma relación de peso molecular y calor específico.
8. El flujo de eyector es unidimensional y en condiciones de estado estacionario.
9. El proceso de mezclado es modelado con una continuidad unidimensional, con ecuaciones de energía y momento.
10. Estas ecuaciones son combinadas para definir el número crítico Mach de la mezcla en el punto e en términos del punto crítico Mach de los fluidos de entrada en el punto a .

La expansión isentrópica del fluido primario en la boquilla se expresa en términos del número de Mach del fluido primario, a la salida de la tobera:

$$M_{2_b} = \sqrt{\frac{2 * \eta_n}{\gamma - 1} * \left(\left(\frac{P_2}{P_b} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)} \quad (23)$$

La expansión isentrópica del fluido arrastrado en la cámara de succión se expresa en términos de la Mach del líquido arrastrado a la salida de la tobera:

$$M_{3_b} = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} * \left(\left(\frac{P_3}{P_b} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)} \quad (24)$$

El número de Mach crítico de la mezcla, en términos del número de Mach crítico para el fluido primario y el fluido arrastrado:

$$M_d^* = \frac{(M_{2b}^* + wM_{3b}^*) * \sqrt{\frac{T_3}{T_2}}}{\sqrt{(1+w)(1+w\frac{T_3}{T_2})}} \quad (25)$$

La relación entre el número de Mach M y el número de mach critico M* en cualquier punto del eyector:

$$M^* = \sqrt{\frac{M^2(y+1)}{2(y-1)M^2+2}} \quad (26)$$

El número de Mach de la corriente de mezcla después de la onda de choque, se calcula:

$$M_e = \frac{M_d^2 + \frac{2}{y-1}}{\frac{2y}{y-1} M_d^2 - 1} \quad (27)$$

Para conocer el aumento de presión producido por la onda de choque:

$$\frac{P_e}{P_d} = \frac{1 + yM_d^2}{1 + yM_e^2} \quad (28)$$

Para calcular el aumento de presión producido por el paso de la mezcla por en el difusor:

$$\frac{P_{con}}{P_e} = \left(\frac{\eta_d(y-1)}{2} M_e^2 + 5 \right)^{\frac{y}{y-1}} \quad (29)$$

El valor de la presión debe ser equivalente a la presión del condensador de lo contrario se supone otra presión de vacío y se recalculan todas las condiciones hasta obtener una presión a la salida del eyector que concuerde con la del condensador. Dando como resultado las condiciones para el diseño del eyector.

H. El-Dessouky et al. [18] realiza el dimensionamiento de las áreas internas del eyector en relación a las condiciones de presión y temperatura de entrada, teniendo en cuenta las presiones y números de Mach calculados se calcula el área interna de la garganta en la tobera laval:

$$A_a = \frac{\dot{m}_1}{P_{gen}} \sqrt{\frac{RT_2}{y * \eta_t}} * \left(\frac{y+1}{2}\right)^{\frac{y+1}{y-1}} \quad (30)$$

Y mediante las siguientes ecuaciones se relacionan las áreas a la salida de la tobera y la sección transversal con respecto al área de la garganta.

$$\frac{A_b}{A_a} = \sqrt{\frac{1}{M_{2b}^2} \left[\frac{2}{y+1} \left(1 + \frac{(y-1)}{2} * M_{2b}^2 \right) \right]^{\frac{y+1}{2}}} \quad (31)$$

$$\frac{A_e}{A_a} = \frac{P_{con}}{P_{gen}} \frac{1}{(1+w)} \frac{1}{(1+w \frac{T_3}{T_2})} * \frac{P_{con}^{\frac{1}{y}} \left(1 - \frac{P_b}{P_{con}} \right)^{\frac{y-1}{2}}}{\left(\frac{2}{y+1} \right)^{y-1} \left(1 - \frac{2}{y+1} \right)^2} \quad (32)$$

La eficiencia térmica del sistema, de acuerdo al coeficiente de desempeño (COP). Esta dada por:

$$COP = \frac{Q_{eva}}{Q_{gen} + W_{bomba}} \quad (33)$$

Los estados termodinámicos 1, 4 y b cambian gracias a la influencia de las eficiencias e irreversibilidades. Para hallar estos estados termodinámicos reales se usan diferentes ecuaciones dependientes de la entalpia y las eficiencias de cada dispositivo.

Para determinar el cambio luego de que el fluido pase por la bomba, se utiliza la siguiente ecuación:

$$h'_1 = h_5 + \left(\frac{h_1 - h_5}{\eta_p} \right) \quad (36)$$

En la zona de mezcla (b), luego de que el fluido primario ha pasado por la tobera, se tiene que tomar en cuenta la eficiencia de la tobera laval, pues esta cambia las condiciones del fluido. Se tiene en cuenta la ecuación:

$$h'_b = h_2 - \left(\frac{h_2 - h_b}{\eta_{ds}} \right) \quad (34)$$

En (4), surgen cambios en el fluido luego de que esta mezcla pase por difusor del eyector.

$$h'_4 = h_e + (\eta_d(h_4 - h_e)) \quad (35)$$

Se tienen que tomar en cuenta las eficiencias de la tobera, del difusor, de la bomba y del eyector. Las cuales son tomadas de base de datos donde se encuentran datos teóricos y experimentales (Tabla 2).

Tabla 2. Eficiencias teóricas y experimentales de tobera (η_n) y difusor (η_d). [19]

<i>Reference</i>	η_n	η_d	<i>Work type</i>	<i>Phase</i>
Cizungu et al. (2001)	0.95	0.85	theor.	single
Selvaraju and Mani (2004)	0.95	0.85	theor.	single
Yapici and Ersoy (2005)	0.85	0.85	theor.	single
Nehdi et al. (2006)	0.85	0.85	theor.	two
Elakdhar et al. (2007)	0.80	0.80	theor.	two
Yari (2008)	0.85	0.85	theor.	two
Bilir and Ersoy (2009)	0.90	0.80	theor.	two
Huang et al. (1999)	0.95	–	theor./exp.	single
Yapici et al. (2008)	0.90	0.90	theor./exp.	single
Li (2006)	0.26	0.80	exp.	two
Li and Groll (2006)	0.26	0.80	exp.	two

Para hallar la eficiencia de la tobera subsónica, se tiene:

$$\eta_n = \frac{V_{sal,real}^{\prime 2}}{V_{sal,iso}^2} = \frac{V_{a,real}^{\prime 2}}{V_a^2} \quad (37)$$

Para la eficiencia de un difusor supersónico con comportamiento similar al de una tobera subsónica,

$$\eta_{ds} = \frac{V_{sal,real}^{\prime 2}}{V_{sal,iso}^2} = \frac{V_{b,real}^{\prime 2}}{V_b^2} \quad (38)$$

Para la eficiencia del difusor subsónico,

$$\eta_d = \frac{V_{sal,iso}^{\prime 2}}{V_{sal,real}^2} = \frac{V_e^{\prime 2}}{V_{e,real}^2} \quad (39)$$

Para la eficiencia de la bomba,

$$h_1' = \frac{h_1 - h_5}{\eta_p} + h_5 \quad (40)$$

Donde η_p es la eficiencia de la bomba, h_1 y h_5 las entalpías teóricas de entrada y salida de la bomba, h_1' la entalpía real teniendo en cuenta las irreversibilidades.

Donde $V_{sal,iso}$ es la velocidad de salida isoentrópica en cada uno de los componentes y $V_{sal,real}$ es la velocidad de salida real. Se hallan las velocidades de salida real en cada caso, ya que se tiene la eficiencia de cada componente y la velocidad isoentrópica obtenida en EES.

2.2 EXERGÍA

La pérdida de exergía del sistema de refrigeración con eyector puede calcularse a partir del balance de exergía en componente. Mediante las siguientes ecuaciones. [17]

Para la bomba:

$$Ed_P = \dot{m}_1((h'_1 - h_5) - T_0(s'_1 - s_5)) + W_P \quad (41)$$

Para el recuperador de calor:

$$Ed_{gen} = T_0(\dot{m}_1(s_2 - s_1) - (Q_{gen}/T_0)) \quad (42)$$

Para el evaporador:

$$Ed_{eva} = T_0(\dot{m}_3(s_3 - s_6) - (Q_{eva}/T_0)) \quad (43)$$

Para el condensador:

$$Ed_{con} = T_0(\dot{m}_4(s_5 - s_4) + (Q_{con}/T_0)) \quad (44)$$

Para la válvula de expansión:

$$Ed_V = \dot{m}_3(T_0(s_6 - s_5)) \quad (45)$$

Para el eyector:

$$Ed_{EY} = T_0(\dot{m}_4s_4 - \dot{m}_1s_2 - \dot{m}_3s_3) \quad (46)$$

2.2.1 Exergía destruida.

[17] La exergía destruida es una cantidad positiva para cualquier proceso real y que se convierte en cero para procesos irreversibles. Se calcula con la siguiente expresión:

$$Ed_{TL} = Ed_P + Ed_{gen} + Ed_{eva} + Ed_{con} + Ed_V + Ed_{EY} \quad (47)$$

2.2.2 Rendimiento exergético.

El rendimiento exergético del sistema se puede definir como la relación de la exergía de enfriamiento y la entrada de exergía por calor y trabajo.

$$\eta_e = 1 - \frac{Ed_{TL}}{Q_{gen} + W_P} \quad (48)$$

2.3 PROCEDIMIENTO PARA LA SOLUCIÓN DEL MODELO

Etapa 1→Especifique el refrigerante y las presiones de operación en los intercambiadores P_{gen} , P_{con} , P_{eva} .

Etapa 2→Establezca el calor de entrada al generador Q_{gen} .

Etapa 3→Desde P_{con} y $X_5 = 0$ obtenga T_5, h_5, s_5 .

Igual $s_1 = s_5$ y con P_{gen} precise T_1, h_1 .

Igual $h_6 = h_5$ y con P_{eva} consiga T_6, s_6 .

Desde P_{eva} y $X_3 = 1$ obtenga T_3, h_3, s_3 .

Calcule T_2 despejando $\delta_T = T_{G,in} - T_2$.

Desde T_2 y P_{gen} obtenga s_2 y h_2 .

Etapa 4→Calcule \dot{m}_3 despejando $Q_{eva} = \dot{m}_3(h_3 - h_6)$.

Etapa 5→Asuma un valor para \dot{m}_1 y calcule la relación de succión $w = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_3}$

Etapa 6→Precise $h_4 = \frac{h_2 - wh_3}{1+w}$ y a partir de P_{con} consiga T_4, s_4

Etapa 7→ Usando el conjunto de ecuaciones propuestas por H. El-Dessouky et al [2], se calcula las presiones dentro del eyector, para lo cual debe calcular P_b progresivamente asumiendo $P_{eva} > P_b$ hasta lograr que valor de la presión de salida sea iguala a la presión del condensador P_{con} . Este procedimiento arroja como resultado P_b y P_e

Etapa 8→A partir de P_b y al igualar $s_b = s_2$ se puede obtener T_b, h_b, ρ_b

Etapa 9→ A partir de h_b y P_b obtenga V_b .

Desde V_b, h_b, h_2 y η_{ds} obtenga h'_b despejando $\eta_{ds} = \frac{h_2 - h_b}{h_2 - h'_b}$

Desde h'_b y P_b obtenga T'_b , s'_b .

Etapa 10→ Calcular del área de entrada al eyector A_a , A_b y A_c .

Etapa 11→ Aplicando la primera ley de la aceleración y desaceleración de procesos en el eyector se obtiene V_{2b} y V_{3b} .

Etapa 12→ De $(P_b - P_e)A_e = \dot{m}_1 V_{2b} + \dot{m}_3 V_{3b} - (\dot{m}_1 + \dot{m}_3)V_e$ se despeja y calcula V_e .

Etapa 13→ $h_4 = h_e + 0,5 * V_e^2$ permite encontrar la entalpia h_e , s_e .

Hasta que $s_e = s_4$.

Etapa 14→ A partir de h_4 , h_e y η_d obtener h'_4 despejando $\eta_d = \frac{h'_4 - h_e}{h_4 - h_e}$.

Desde h'_4 y P_{con} obtenga T'_4 y s'_4 .

Etapa 15→ Calcule el calor rechazado al ambiente en el condensador Q_{con} y el calor absorbido para lograr la climatización Q_{eva} .

Etapa 16→ Obtenga valores representativos de la operación como COP y W_p .

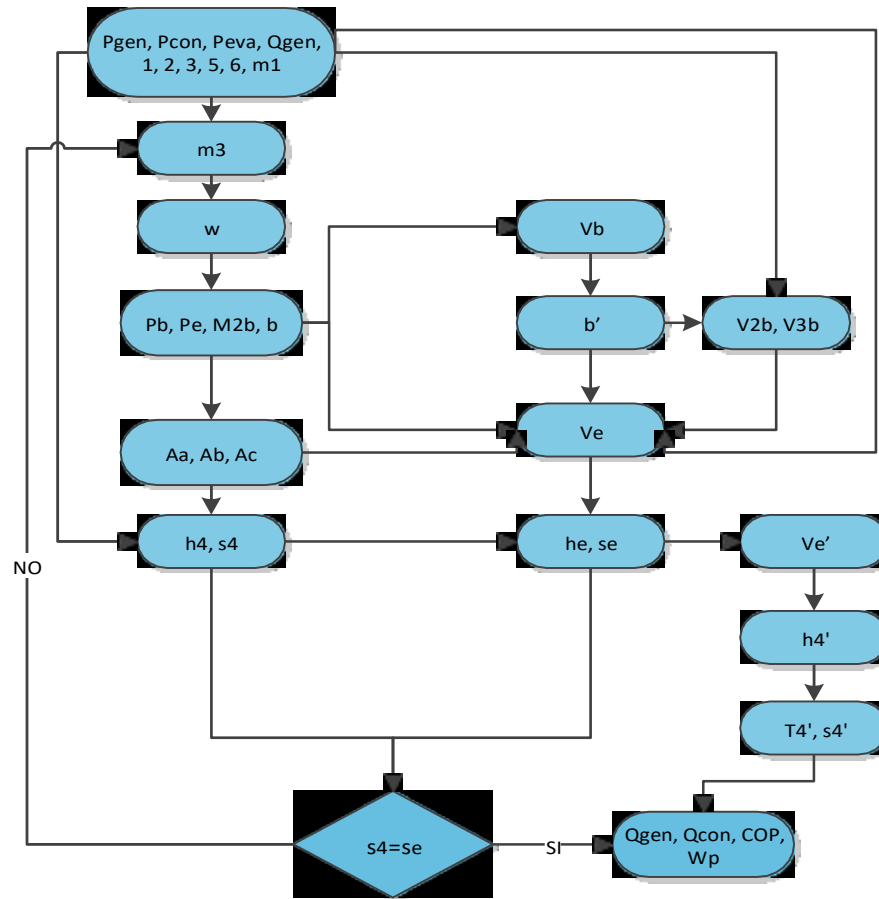
2.4 VALIDACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

La validación del modelo se hace mediante la comparación de datos obtenidos de la revisión bibliográfica. Con el fin de corroborar los resultados que se obtienen y dar confiabilidad al modelo matemático, lo que garantiza la confianza del estudio y resultados de la investigación.

En la Figura 14 se puede observar el algoritmo de solución para el modelo matemático de validación usado para los dos refrigerantes comparados en este ítem del libro.

Se calcularon distintos parámetros en relación a la operación (COP, delta de sobrecalentamiento en el recuperador de calor, flujo másico de refrigerante en el recuperador, relación de succión del eyector, calor reciclado, calor entregado al ambiente en el condensador y trabajo de la bomba) y dimensionamiento del eyector.

Figura 14. Algoritmo de solución para modelo matemático de validación.



En la tabla 3 y 4 se comparan datos numéricos obtenidos por el modelo con irreversibilidades, los resultados teóricos obtenidos por Rodríguez Miguel [1] y los datos obtenidos por A Dahmani et al. [18]. Se tomaron dos fluidos refrigerantes hidrofluorocarbonados HFC distintos el R134a y el R152a para la comparación, se emplearon las mismas presiones de operación en el recuperador, condensador, evaporador y se fijó la cantidad de calor extraído para la climatización $Q_{eva} = 5 \text{ kW}$.

Para la mayoría de los parámetros evaluados como: COP, $\dot{m}_1[\text{kg/s}]$, w , x , $Q_g [\text{kW}]$, $Q_c [\text{kW}]$, $W_p [\text{kW}]$, $D_a [\text{cm}]$, $D_b [\text{cm}]$ se obtienen valores aproximados para ambos refrigerantes y ambas referencias bibliográficas. Para el R134a se obtienen errores menores del 10% y para el R152a los errores se prolongan hasta el 12% como máximo.

En las variables donde se tienen mayores valores de error para ambos fluidos refrigerantes cabe aclarar que se debe a diferencias en ecuaciones utilizadas y ciertas hipótesis planteadas para el modelo matemático. En el caso de $T_2 - T_{satg} [C]$ en los dos refrigerantes, el error es mayor al compararlo con los datos de A Dahmani[18] y en el caso de $D_c [\text{cm}]$ el error aumenta al compararlo con el modelo de Rodriguez Miguel A [1].

Tabla 3. Comparación de datos del modelo para R134a con datos teóricos de Rodríguez Miguel A [1] y datos de A Dahmani[18].

R134a						
	Modelo	A Dahmani et al.	Error	Modelo	Rodriguez Miguel A.	Error
Pg [kPa]	2900	2900	0%	2900	2900	0%
COP	0,608	0,629	3,3%	0,608	0,620	1,9%
T2-Tsatg [c]	5	5,500	9,1%	5	9,518	47,5%
m1[Kg/s]	0,038	0,039	1,3%	0,038	0,038	0,4%
w	0,742	0,770	3,6%	0,742	0,773	3,9%
Qg [kW]	7,996	7,880	1,5%	7,996	8,067	0,9%
Qc [kW]	-13,269	-12,950	2,5%	-13,269	-13,140	1,0%
Wp [kW]	0,071	0,072	1,9%	0,071	0,0701	0,7%
Da [cm]	1,122	1,122	0,0%	1,107	1,085	2,0%
Db [cm]	1,951	2,132	8,5%	1,963	1,900	3,3%
Dc [cm]	3,541	2,817	25,7%	3,541	3,490	1,5%

Tabla 4. Comparación de datos del modelo para R152a con datos teóricos de Rodríguez Miguel A [1] y datos de A Dahmani[18].

R152a						
	Modelo	A Dahmani et al.[8]	Error	Modelo	Rodriguez Miguel A.	Error
Pg [kPa]	2500	2500	0%	2500	2500	0%
COP	0,596	0,667	10,6%	0,596	0,599	0,4%
T2-Tsatg [c]	5	7,000	28,6%	5	19,110	73,8%
m1[Kg/s]	0,025	0,024	5,7%	0,025	0,025	0,8%
w	0,752	0,790	4,8%	0,752	0,750	0,3%
Qg [kW]	8,237	7,440	10,7%	8,237	8,354	1,4%
Qc [kW]	-13,876	-12,490	11,1%	-13,876	-13,410	3,5%
Wp [kW]	0,0516	0,050	3,3%	0,052	0,0522	1,1%
Da [cm]	1,111	1,059	5,0%	1,111	1,076	3,2%
Db [cm]	1,823	1,938	5,9%	1,823	1,748	4,3%
Dc [cm]	3,777	2,615	44,4%	3,777	3,729	1,3%

Para el cálculo del sobrecalentamiento en el generador A Dahmani[18] fija la temperatura de sobrecalentamiento mediante la ecuación $T_2 = T_{G,in} - \Delta T$ donde $T_{G,in}$ es la temperatura de entrada del fluido externo del generador y ΔT es la diferencia de temperatura entra la entrada del fluido externo y la salida del fluido

refrigerante en los intercambiadores y dicho valor es de 5 C. De esta manera también se fijó en el modelo con irreversibilidades, por consiguiente el error para ésta variable en los dos refrigerantes es menor comparado con el modelo de Rodríguez Miguel A [1].

En el caso de Rodríguez Miguel A. [1] para el cálculo del sobrecalentamiento en el generador se realiza la hipótesis de que las corrientes de entrada al eyector se encuentran a la misma entropía $s_2 = s_3$ por lo cual la temperatura de sobrecalentamiento T2 se equivalente a la temperatura de la corriente a presión P_{gen} y entropía s_2 .

Para la variable Dc se tiene mayor error en la comparación con A Dahmani[18], ya que el modelo matemático es muy similar el de Rodríguez Miguel A. [1]. Dc depende de la presión de vacío P_b que se genera en el interior del eyector, por lo que se puede deducir que la diferencia existente en este diámetro se debe a la forma en que se calcula dicha presión; el modelo numérico que se propone, tiene en cuenta el análisis de flujos compresibles y el efecto causado por la onda de choque sobre la presión de fluido, aspectos que no son contemplados por A Dahmani et al [8] en cuyo caso la presión P_b se calcula con relación al cambio de entalpía sufrido por el fluido a su paso dentro del eyector.

Con base en los valores aproximados que se obtuvieron en el análisis de sensibilidad y el estudio hecho para aquellas variables donde se presenta mayor diferenciación; se concluye que el modelo es viable y se puede utilizar para el desarrollo del presente estudio.

Para hacer una validación completa del modelo, se hizo sensibilización de la presión a la cual opera el generador con el fin de obtener y comparar el valor del flujo másico, dando como resultado errores menores del 3% usando R134a (Figura 15) y 9% usando R152a (Figura 17). Se calculó y comparo el valor del coeficiente de desempeño (COP) para el cual los valores se encuentran en un margen no superior al 6% de error para el R134a (Figura 16) y 17% para el R152a (Figura 18).

El porcentaje de error del modelo real con referencia a los valores obtenidos por A Dahmani [18] aumentó alrededor de 1% en comparación a los precedentes del modelo ideal presentado por Rodríguez Miguel A [1].

Figura 15. Comparación de resultados coeficiente de desempeño al variar la presión en generador usando como fluido refrigerante R134a.

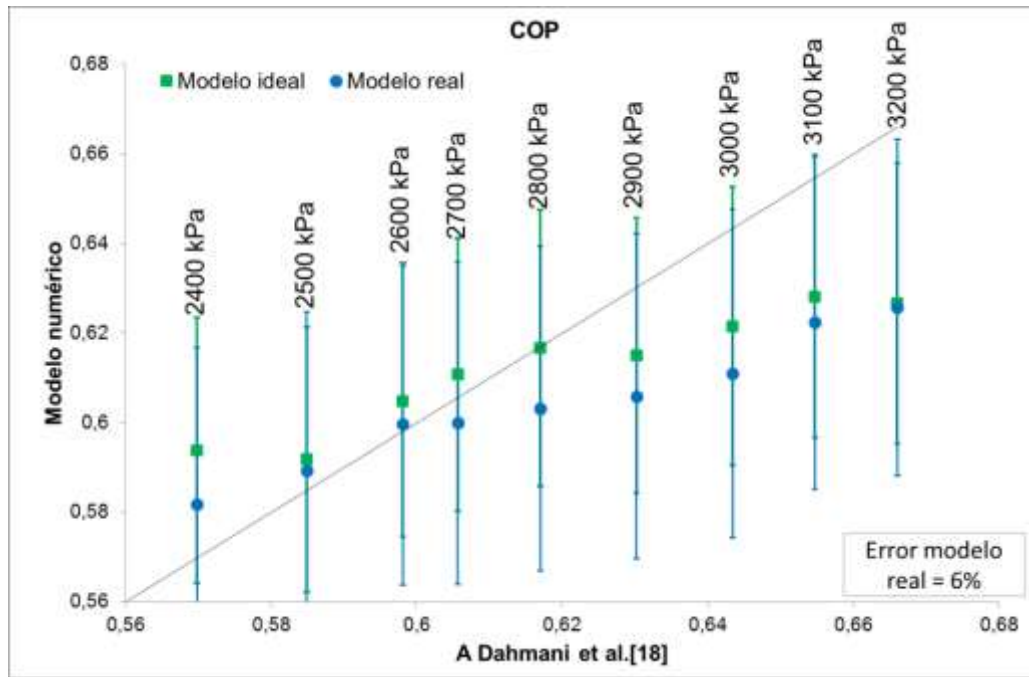


Figura 16. Comparación de resultados de flujo del generador al variar la presión en generador usando como fluido refrigerante R134a.

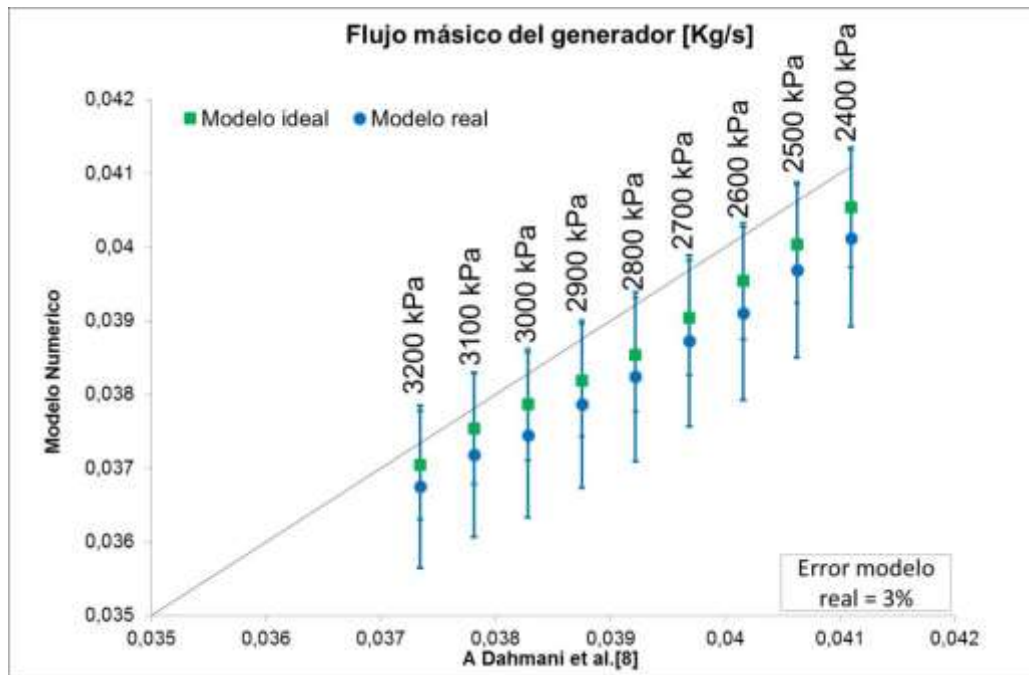


Figura 17. Comparación de resultados coeficiente de desempeño al variar la presión en generador usando como fluido refrigerante R152a.

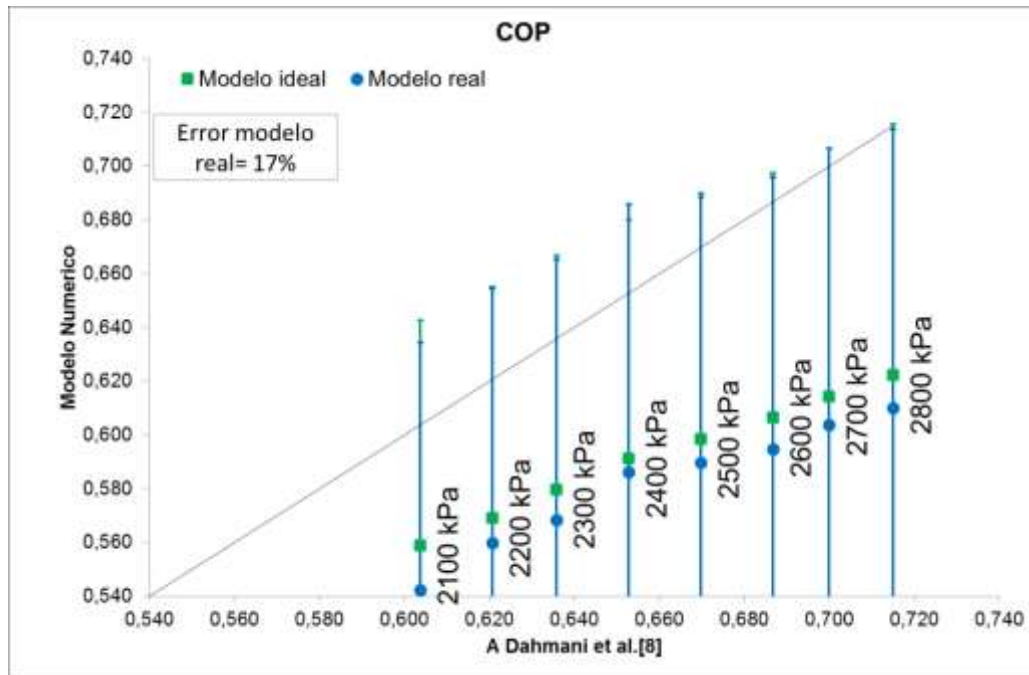
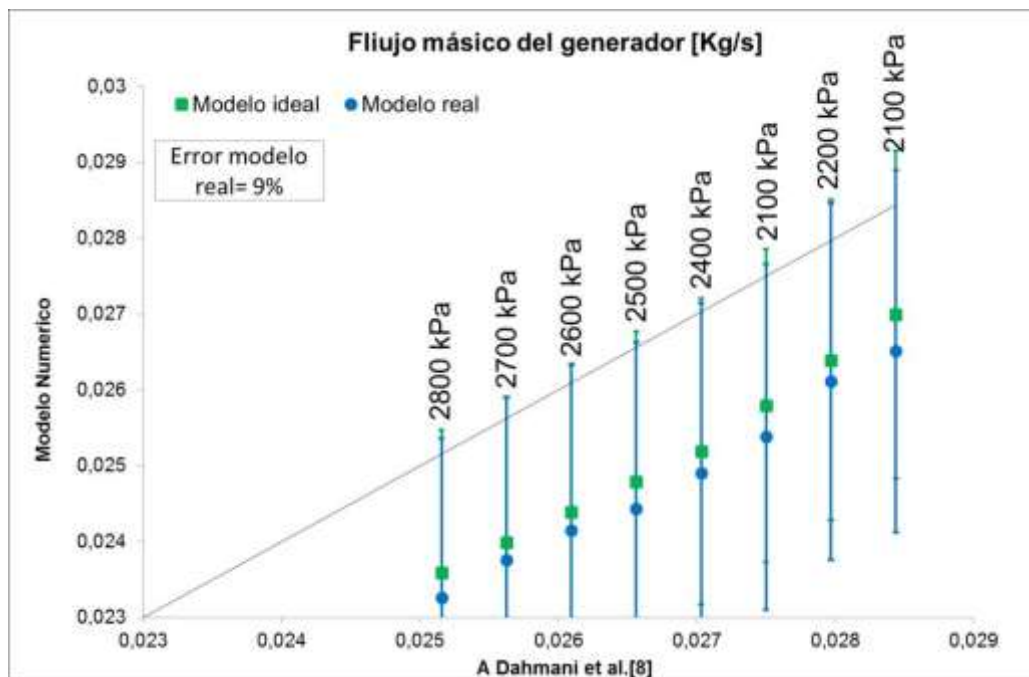


Figura 18. Comparación de resultados de flujo del generador al variar la presión en generador usando como fluido refrigerante R152a.



3. ESTUDIO COMPARATIVO CON DIFERENTES REFRIGERANTES Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1 FLUIDO DE TRABAJO

El fluido de trabajo es una parte fundamental en el rendimiento del ciclo de climatización. Por lo cual, la selección del más adecuado es un punto vital del análisis realizado en esta investigación.

3.1.1 Refrigerantes de estudio.

Se analiza el funcionamiento del sistema utilizando refrigerantes HFC's. Se muestran las características de cada uno de los fluidos estudiados.

3.1.1.1 Hidrofluorocarbonos (HFC's)

Los hidrofluorocarbonos son sustancias químicas sintéticas diseñadas para cumplir las funciones de los CFC's y están compuestas de hidrógeno, flúor y carbono. Son prácticamente inertes, poco tóxicos y no dañan la capa de ozono. Sin embargo, la alta estabilidad de estas moléculas, debida a sus fuertes enlaces carbono-flúor, hace que estos gases permanezcan mucho tiempo en la atmósfera y contribuyan en gran medida al efecto invernadero.

a. Tetrafluoroetano. R134A

El gas R-134a fue seleccionado como el refrigerante alternativo para reemplazar al CFC-12 o al R-12 en aparatos automotrices de aire acondicionado, es el candidato líder para ser usado en aplicaciones estacionarias de aire acondicionado.

b. Difluoroetano. R152A

Este es un gas refrigerante incoloro, se presenta como una alternativa a los clorofluorocarbonos, tiene un potencial de agotamiento de ozono de cero, un menor potencial de calentamiento global y un tiempo de vida atmosférica más corta (1,4 años).

3.1.1.2 Hidrocarburos directos (HC's).

Los hidrocarburos directos son un grupo de fluidos compuestos en varias proporciones de los dos elementos hidrógeno y carbono. Todos son extremadamente inflamables y explosivos.

a. Propano. R290

El refrigerante R290, o propano, es un posible sustituto para otros refrigerantes, con gran impacto ambiental, en sistemas herméticos pequeños, como los refrigeradores y congeladores domésticos y comerciales. Tiene un potencial cero de destrucción de ozono y un potencial de calentamiento global insignificante. Dado que procede del petróleo, se le considera un refrigerante natural. Tiene un buen rendimiento, pero debe tratarse con cuidado debido a su inflamabilidad.

b. Amoníaco. R717

El amoníaco es el refrigerante que tiene más alto efecto refrigerante por unidad de peso. Fue uno de los primeros refrigerantes utilizados, y en la actualidad, se emplea solamente en grandes instalaciones industriales y en algunos refrigeradores de absorción.

Aunque el amoníaco es tóxico, algo inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones, su estabilidad química, afinidad por el agua y no-miscibilidad con el aceite, lo hacen un refrigerante ideal para ser usado en sistemas muy grandes (donde la toxicidad no es un factor importante). Otra ventaja del amoníaco es que es fácil de conseguir y es el más barato del mercado.

3.1.1.3 Agua. R718.

El uso del agua (R718) como refrigerante resulta favorable debido a su alto calor latente de vaporización (11 veces más alto que el del R134a) lo cual le permite remover más calor por mol que cualquier otro refrigerante, disminuyendo el flujo másico necesario en el sistema y por lo tanto reduciendo el trabajo en la bomba la cual es el único componente del sistema con consumo eléctrico. Además de sus favorables propiedades termodinámicas el agua es ampliamente disponible y su uso no implica efectos negativos para el medio ambiente. Aunque, es necesario considerar que el agua también restringe la temperatura del evaporador a temperaturas por arriba de los 0°C [20].

El agua se postula como un muy buen candidato para el SACE gracias a su baja toxicidad e inflamabilidad que le hacen un fluido de trabajo seguro con muy bajo costo y gran disponibilidad. El estudio nos permite apreciar que su uso constituye un consumo energético insignificante en la bomba lo que repercute en los costos económicos. Sin embargo, para poder alcanzar las condiciones deseadas para el funcionamiento óptimo del sistema, se tiene un problema ya que antes de entrar al eyector se necesita que el fluido tenga una presión muy baja y a su vez un sobrecalentamiento del agua difícil de alcanzar a estas condiciones de presión.

Tabla 5. Algunas características de los refrigerantes a estudiar.

REFRIGERANTE	APLICACIONES	EBULLICIÓN A 1Bar [C]	CONDICIONES CRÍTICAS		ASPECTOS DE SEGURIDAD*	
			PRESIÓN [kPa]	TEMPERATURA [C]	TOXICIDAD	INFLAMABILIDAD
R134a	A/A automoviles A/A doméstico Supermercados Chillers	-26,14	4059	101	A	1
R152a	A/A doméstico	-24,05	4520	113,3	A	2
R290	A/A doméstico Bombas de calor	-42,8	4247	96,68	A	3
R717	Instalaciones industriales	-33	11333	132,3	B	2
R718	Instalaciones industriales	100	22064	374	A	1

La comparación se realiza para determinar cuál de los refrigerantes presenta mejor desempeño en el sistema de climatización con eyectores.

Se realiza un análisis de sensibilidad para determinar escenarios en los cuales se puede conseguir la mayor eficiencia energética usando cada uno de los fluidos, donde se pretende determinar los rangos a los que se debe operar el generador garantizando la producción del vacío necesario para la succión dentro eyector.

Para garantizar una correcta evaluación se fija el valor del calor recuperado y las presiones a las que se operan el condensador y evaporador, que son las presiones de saturación a 25 C y 5 C respectivamente. En la tabla 5 se observan las presiones de operación para cada refrigerante.

Tabla 6. Presión de trabajo en el SACE.

Refrigerante	Presión [kPa]	
	Condensador	Evaporador
R134a	665,8	349,9
R152a	597,2	315,2
R290	952,2	551,2
R717	1003	516
R718	3,17	0,87

Para los refrigerantes se hace un análisis de sensibilidad del sistema en función de los diversos parámetros representativos de funcionamiento con el fin de determinar el rango de operación y las condiciones de diseño. Paralelamente se estudia el comportamiento del COP con el fin de determinar el refrigerante que permite mayor eficiencia del ciclo.

3.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se definen los rangos de operación el generador dependiendo del refrigerante. Para garantizar la correcta operación del eyector y el sobrecalentamiento de la corriente motriz. Los resultados se presentan a continuación en la Tabla 7.

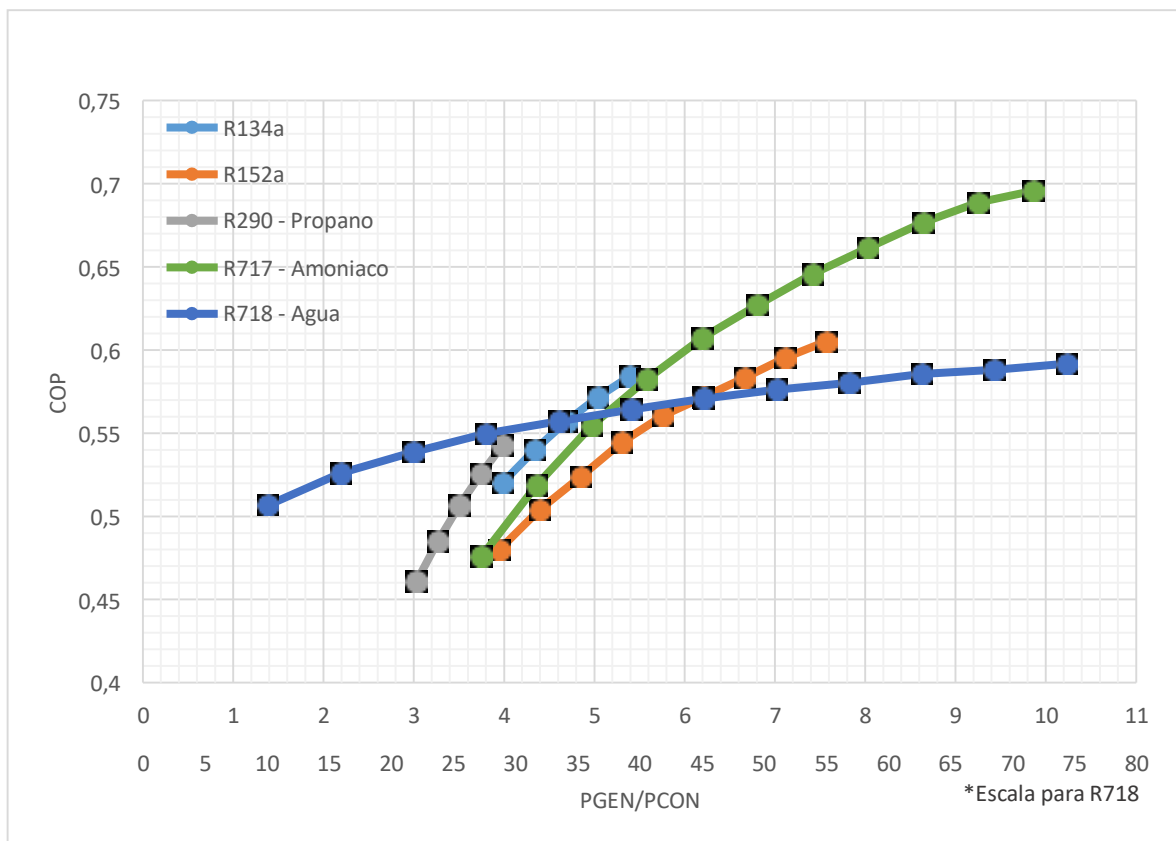
Tabla 7. Presiones en el generador.

Refrigerante	Presión Generador [kPa]	
	Mínima	Máxima
R134a	2538	3590
R152a	2221	3978
R290	2770	3792
R717	3761	8666
R718	13,44	235,9

Se tienen las presiones mínimas y máximas en el generador (P_{gen}) para cada refrigerante.

En la Figura 19 se muestra el comportamiento del COP en el sistema de climatización con irreversibilidades, para los diferentes refrigerantes, en función de la relación entre la presión en el generador (P_{gen}) y en el condensador (P_{con}).

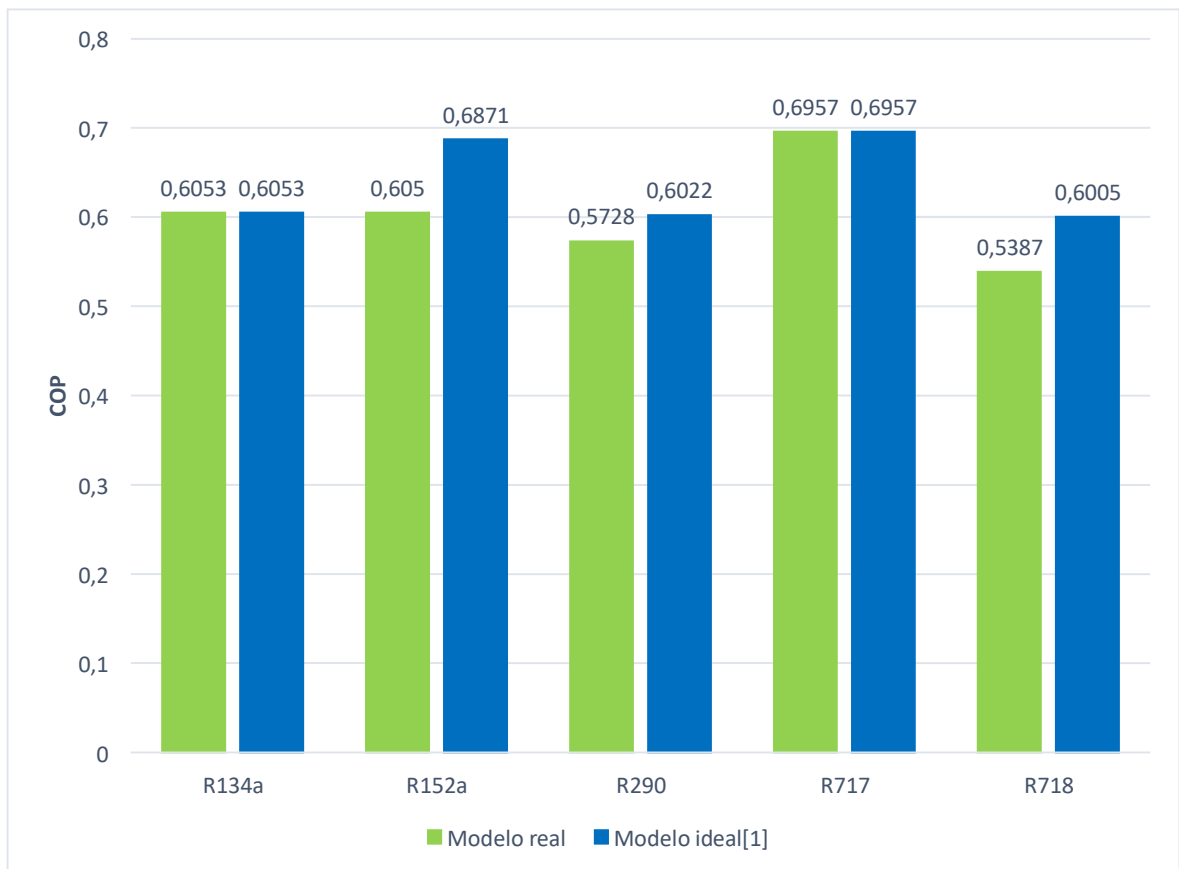
Figura 19. Rangos de presión en el generador para cada refrigerante en modelo con irreversibilidades.



Se observa una tendencia de aumento del COP con la relación de presiones entre el generador y el condensador. El amoníaco (R717) es el refrigerante que mayor desempeño presenta dentro del ciclo de refrigeración.

La Figura 20 muestra el máximo COP obtenido para cada uno de los cinco refrigerantes en estudio, teniendo en cuenta el ciclo ideal analizado por Rodríguez Miguel A. [1] y el modelo real agregando irreversibilidades. Con lo que se concluye que para los dos modelos, al utilizar como refrigerante el amoníaco (R717) en el ciclo se tendrá mayor rendimiento.

Figura 20. COP máximo obtenido para cada refrigerante en el modelo ideal y el modelo con irreversibilidades.

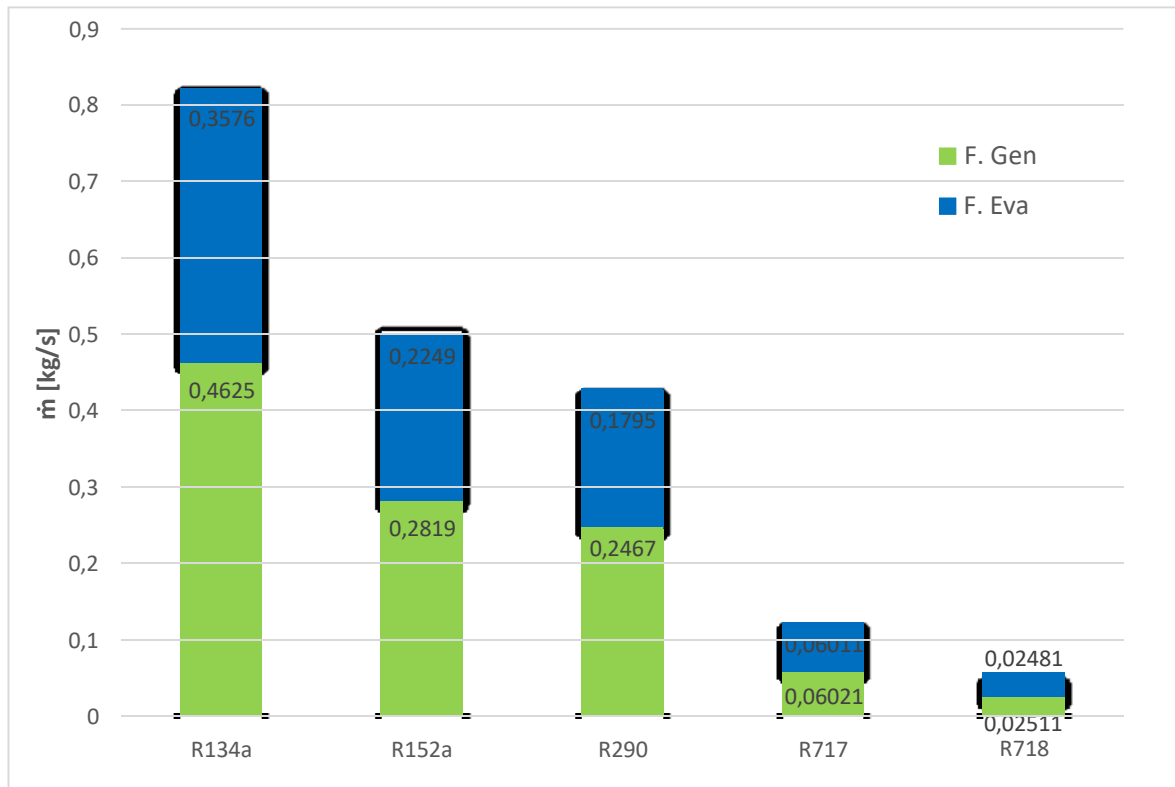


Para la evaluación de ventajas y desventajas de usar cada refrigerante de estudio se estudian: los flujos másicos, el tamaño de la garganta del eyector, trabajo de la bomba para cada refrigerante, la eficiencia exérgica y la exérgia en el eyector que es en este caso, el dispositivo de mayor estudio.

Si se necesita una menor cantidad de refrigerante se pueden disminuir los impactos ambientales de los refrigerantes lo que implica también una disminución en los costos. Además influye en dimensionamiento de equipos y de tubería.

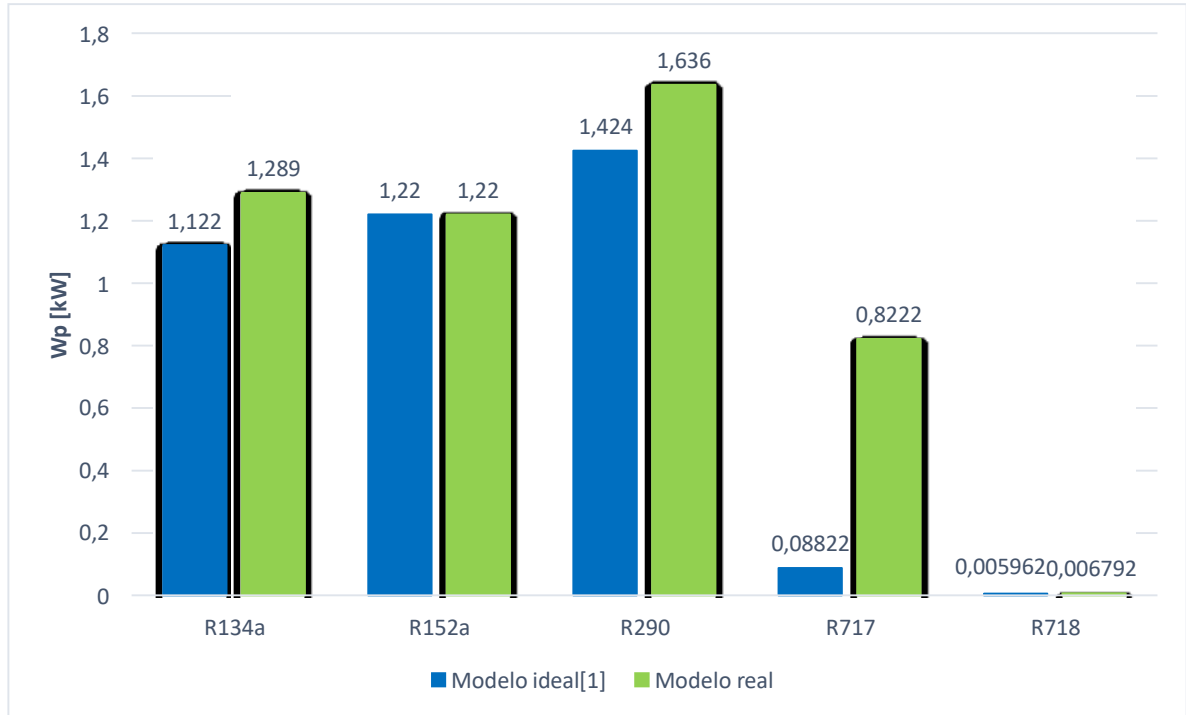
El refrigerante que menos flujo másico requiere es el agua (R718) de 0,04991 kg/s este se debe a su alto calor latente de vaporización. El segundo refrigerante con mejores resultados es el amoníaco (R717) con un requerimiento de 0,1203 kg/s (Figura 21).

Figura 21. Flujos másicos para cada refrigerante en estudio.



El trabajo de la bomba es un factor importante ya que se considera el único consumo energético-económico. Los resultados permiten establecer que con agua (R718) el trabajo de la bomba puede ser despreciable en el análisis energético con 0,005962 kW, se tiene gran potencial de ahorro de energía. Seguido del amónico (R717) que para el modelo con irreversibilidades con un trabajo en la bomba de 0,8222 kW (Figura 22).

Figura 22. Trabajo de la bomba para los diferentes refrigerantes para el modelo ideal y el modelo con irreversibilidades.



En cuanto al diámetro de la garganta (Tabla 7), el amoníaco (R717) es el que presenta menores dimensiones entre los fluidos en estudio con 1,3003 cm. Seguido por el R152a y propano (R290) con más de 2,7 cm de diámetro para la garganta.

Tabla 8. Diámetro de garganta de diferentes refrigerantes.

Refrigerante	Diámetro garganta [cm]
R134a	3,1530
R152a	2,7025
R290	2,7452
R717	1,3003
R718	5,9974

Con los resultados obtenidos se destaca el amoníaco (R717) como fluido con mejor desempeño en el SACE, además de brindar otras ventajas operativas como un requerimiento de refrigerante mínimo, un eyector de menores dimensiones y un gran potencial de ahorro debido al poco trabajo demandado en la bomba. Sin embargo se trata de un refrigerante de alta toxicidad que debe ser manipulado solo por personal especializado y cumpliendo normas de seguridad industrial.

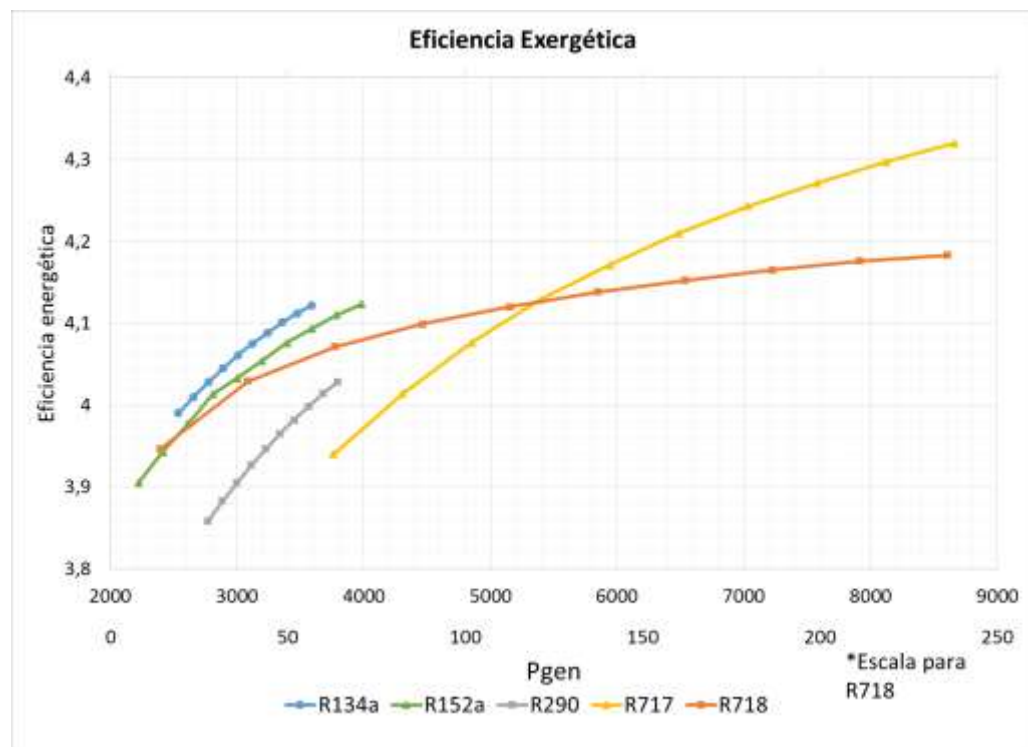
El agua es un buen candidato para SACE por su baja toxicidad e inflamabilidad que lo hacen un fluido de trabajo totalmente seguro, con muy bajo costo y gran disponibilidad. El estudio nos permite apreciar que su uso constituye un consumo energético insignificante en la bomba, lo que repercute en los costos económicos.

Una de las principales aplicaciones es el análisis exergético a nivel de proceso y componentes que permite identificar, localizar y cuantificar las principales causas de irreversibilidades termodinámicas de un sistema o proceso, es mediante el estudio de la destrucción y eficiencia exergéticas.

La Figura 23 nos muestra que el SACE consigue un rendimiento exergético mayor de 4 para todos los refrigerantes, lo cual es un valor bastante prometedor y además corresponde a valores comúnmente encontrados en trabajos en donde se aprovechan fuentes de energía de bajo costo como en este caso, la recuperación de calor [25].

El alto rendimiento exergético alcanzado que postula al SACE como una muy buena alternativa de explotación de energía de desecho, aumentando la utilización de energía de manera eficiente y racional.

Figura 23. Eficiencia exergética del proceso real para diferentes refrigerantes.



Al analizar la exergía destruida en el sistema de climatización alternativo con cada uno de los refrigerantes en estudio observamos que todos siguen el mismo patrón de comportamiento. (Tabla 9)

Tabla 9. Exergía en cada uno de los dispositivos del ciclo de climatización alternativo.

	Exergía [W]				
	R134a	R152a	R290	R717	R718
Ep	2,579	2,442	3,273	1,765	0,01358
Egen	161,5	154,1	163,2	130,2	93,55
Eeva	134,5	135,6	127,4	157,3	136,4
Econ	4,945	3,373	4,476	5,805	14,07
Ev	0,4258	0,3371	0,4652	0,238	0,06942
Eeye	2,122	5,798	3,209	7,018	8,718
Edest	306,1	301,7	302	302,3	252,8

Los dispositivos como la válvula de expansión, bomba, eyector supersónico y condensador, no representan gran cantidad de exergía destruida, debido a que son los que menos generan irreversibilidades en el sistema de climatización. A diferencia, el evaporador y el generador son los dispositivos que generan mayor irreversibilidades, debido a la caída de temperatura que hay entre la entrada y la salida de cada uno de estos dispositivos, ya que sucede un gran intercambio de calor (Calor extraído del ambiente a refrigerar al sistema y el calor tomado del fuente la de calor).

Figura 24. Exergía destruida para R134a.

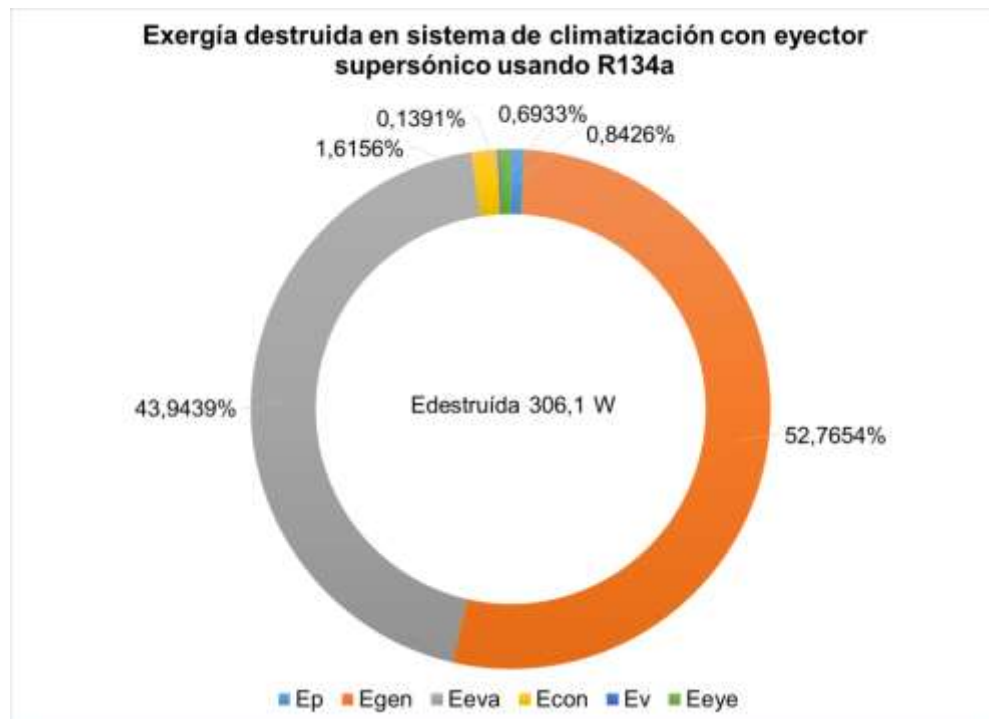


Figura 25. Exergía destruida para R152a.

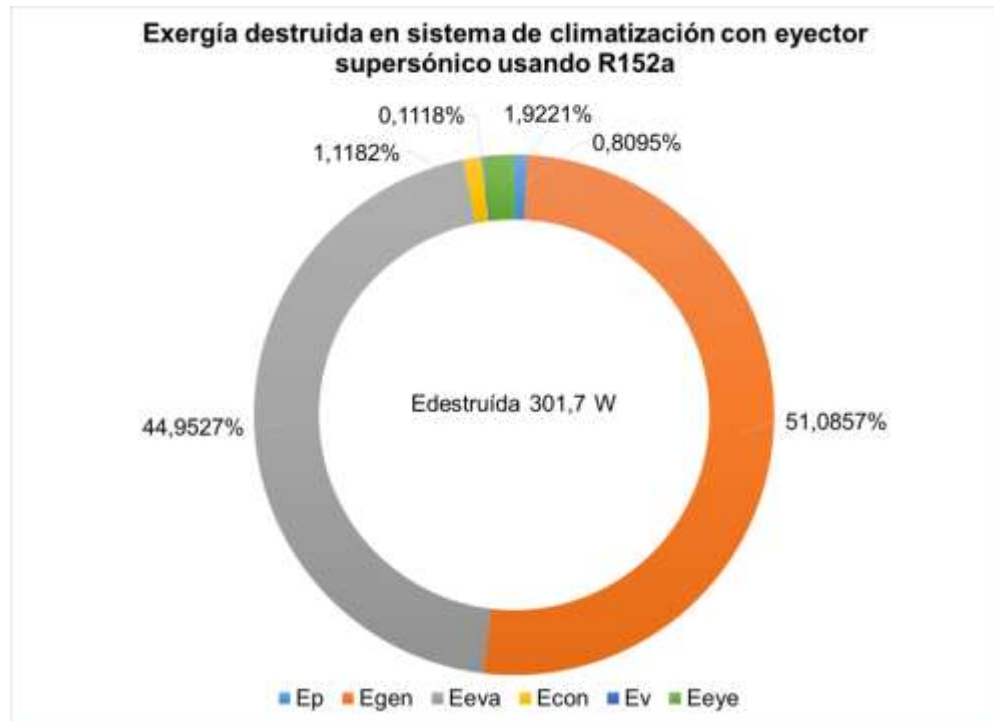


Figura 26. Exergía destruida para R290.

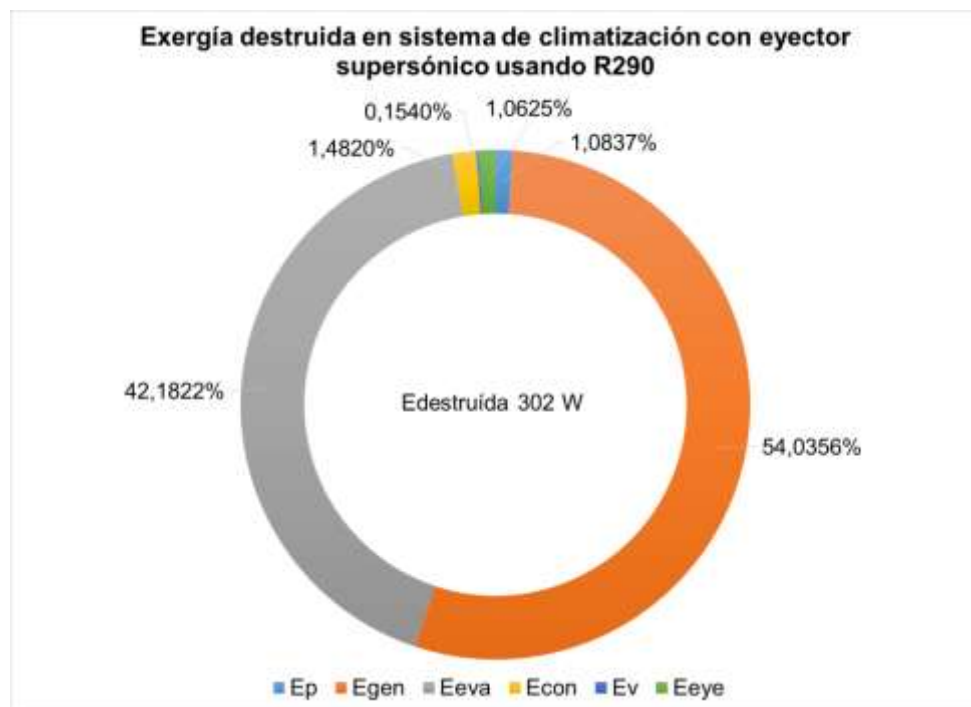


Figura 27. Exergía destruida para R717.

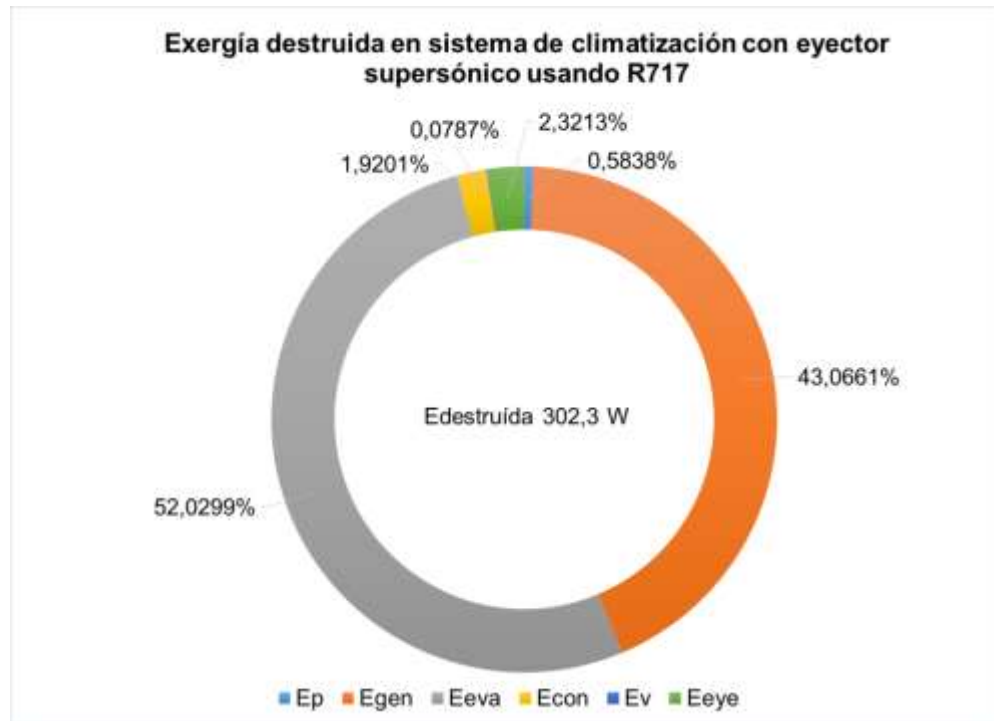
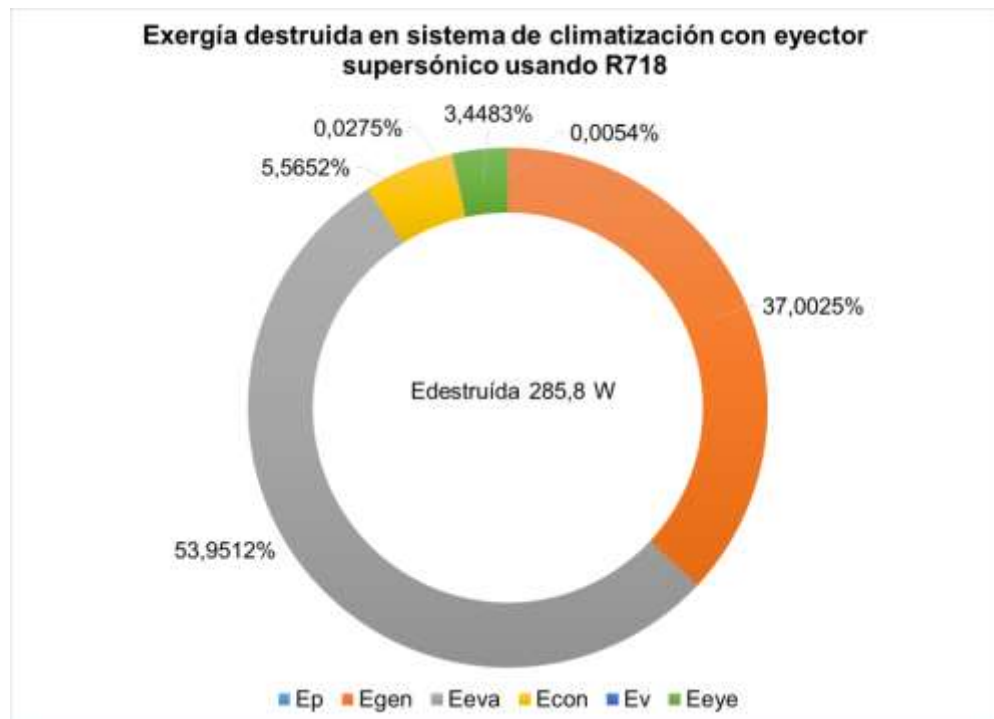


Figura 28. Exergía destruida para R718.



4. DIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL PROTOTIPO

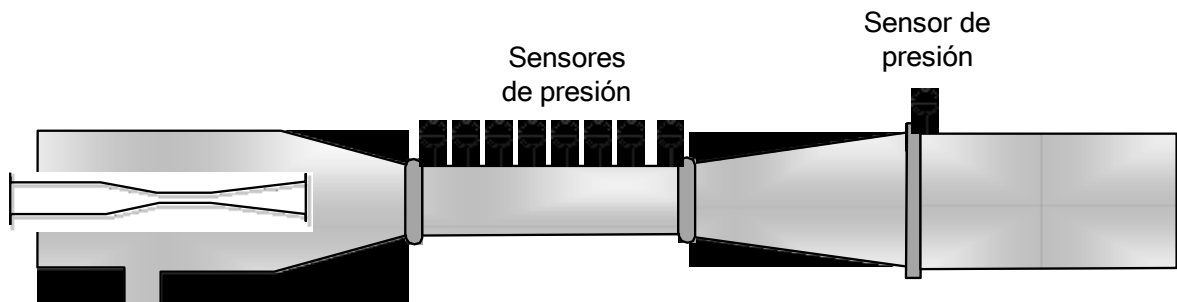
4.1 DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE EYECTOR

El dimensionamiento del eyector supersónico se realiza para el refrigerante de mayor rendimiento (COP). Del análisis desarrollado en el capítulo anterior se encontró que es el amoniaco (R717) el refrigerante a usar, ya que representa mejores resultados en cuanto al flujo másico, trabajo de la bomba y es el que menor diámetro de garganta presenta, por lo tanto menores dimensiones de todos los componentes constitutivos del eyector del eyector.

Se simularon tres códigos diferentes en EES, se tomó el 100% (100 kW), 75%(75 kW) y 50% (50 kW) del calor generado (Q_{gen}) por el vapor de agua de la caldera, ya que éste será utilizado para sobrecalentar el fluido primario. Se dimensiona el eyector con el 75% del calor generado.

El eyector se instrumenta a lo largo de la garganta con 8 sensores de presión para poder medir la variación de la onda de choque y a la salida del difusor con 1 sensor de presión para medir el cambio de la misma luego de pasar por este. (Figura 29)

Figura 29. Representación de instrumentación en el eyector.



Se cuenta con ciertos parámetros para el diseño del eyector supersónico. Algunas consideraciones a tener en cuenta son dadas por Somsak Watanawanavet [11]:

1. D_a , D_b y D_c son obtenidos gracias al código de EES al 75% del Q_{gen} de las condiciones máximas de operación de la caldera.
2. El ángulo de la cámara de succión debe ser mayor a 20° . En este caso se tomó $\theta = 22^\circ$.
3. La longitud de la garganta del eyector es 7 veces el diámetro de la misma. Entonces $L_c = 7D_c$.
4. El ángulo de la boquilla de entrada del fluido secundario es 2 veces el diámetro de la boquilla de entrada del fluido secundario $D_{fs} = 2D_b$.

5. La longitud del difusor y de la cámara que está luego del difusor son 4 veces el diámetro de la garganta del eyector $L_o = 4D_c$ y $L_{cam} = 4D_c$.
6. El ángulo recomendable de entrada del difusor entre 6° y 10° . En este caso se toma como $\gamma = 8^\circ$.
7. La distancia de separación entre la tobera y la garganta es de 0,5 veces el diámetro de la garganta del eyector $L_{bc} = 0.5D_c$.
8. En la tobera, el ángulo de la zona divergente es $\alpha = 10^\circ$ y el de la zona convergente es $\beta = 10^\circ$.

Los demás parámetros de diseño se hallan teniendo en cuenta los diámetros obtenidos en el software EES y con correlaciones geométricas, luego de aplicar las consideraciones anteriores.

$$D_a = 1.1261 \text{ cm} \quad (49)$$

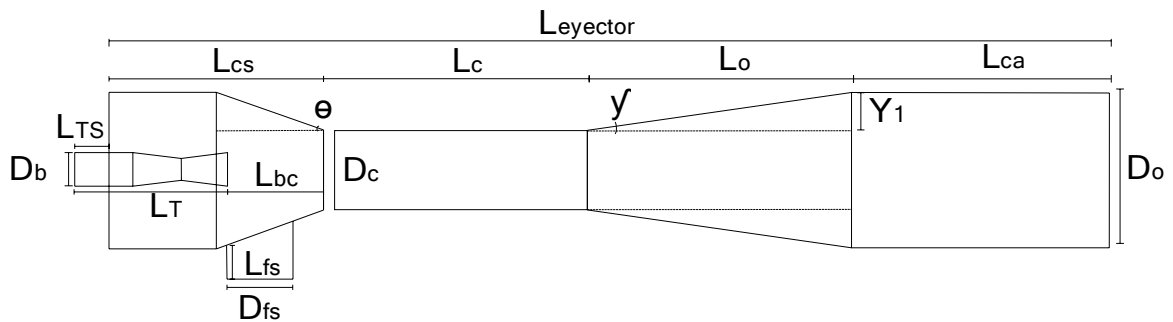
$$D_b = 1.7239 \text{ cm} \quad (50)$$

$$D_c = 4.6538 \text{ cm} \quad (51)$$

Siendo D_a el diámetro garganta tobera laval, D_b diámetro zona de mezcla (b) y D_c el diámetro garganta eyector.

La Figura 30 muestra un esquema general del diseño y dimensionamiento del eyector.

Figura 30. Esquema de eyector supersónico.



4.1.1 Cámara de succión.

Para el diseño de la cámara de succión se tienen en cuenta ciertas correlaciones y suposiciones, además se usan D_b y D_c para hallar por geometría ciertas dimensiones.

El ángulo de la sección convergente de la cámara de succión θ es establecido según correlaciones tomadas en cuenta en la sección 4.1. Para la longitud de entrada del fluido secundario L_{fs} , la longitud de la tobera que queda por fuera de la cámara de succión L_{TS} , el diámetro de entrada del fluido secundario D_{fs} , la longitud de la tobera L_T , longitud de distancia entre la tobera y la garganta del eyector L_{bc} y la longitud de la cámara de succión L_{cs} , se tienen las siguientes relaciones geométricas:

$$\theta = 22^\circ \quad (52)$$

Por criterios de diseño, la longitud de la entrada de fluido primario y la longitud de fluido secundario tienen la misma longitud.

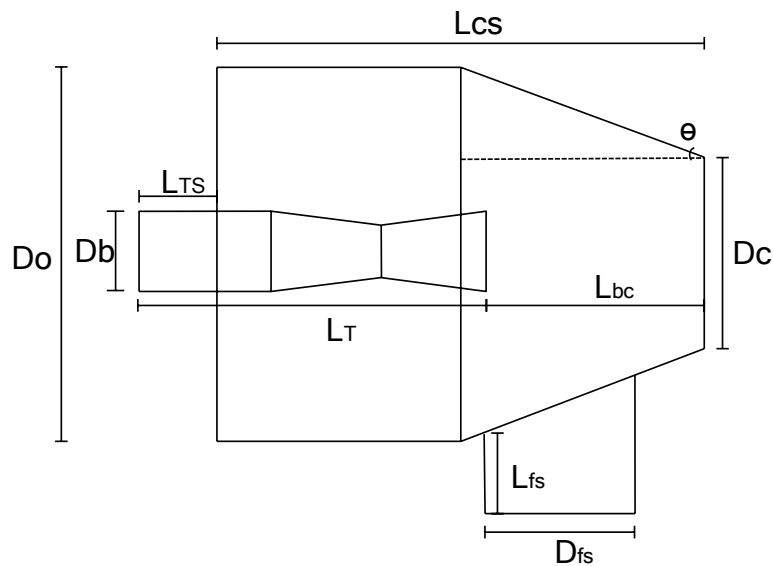
$$L_{fs} = L_{TS} = 1 \text{ in} = 2.54 \text{ cm} \quad (53)$$

$$D_{fs} = 2D_b \quad (54)$$

$$L_{bc} = 0.5D_c \quad (55)$$

$$L_{cs} = L_{bc} + (L_T - L_{TS}) \quad (56)$$

Figura 31. Cámara de succión.



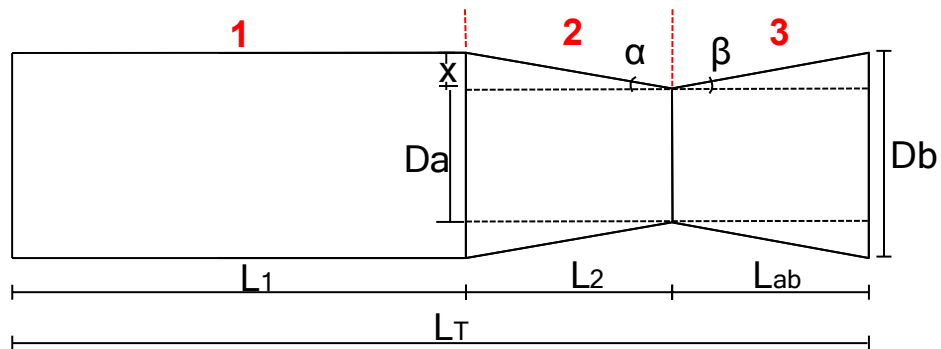
Para razones de diseño y facilidad a la hora de la construcción, para la entrada de fluido arrastrado se utiliza una unión en acero inoxidable de 1 1/2" Schedule 40 NTP, de 5 cm de largo. El diámetro calculado para esta sección es un poco más pequeño a la medida que se escoge para la unión, pero es un valor similar.

4.1.2 Tobera laval.

La tobera es dividida en 3 partes para facilitar su dimensionamiento. La primera es la entrada del fluido primario, la segunda es la zona convergente y la tercera es la zona divergente de la tobera. La longitud total de la tobera L_T se halla con ayuda de la siguiente ecuación:

$$L_T = L_1 + L_2 + L_{ab} \quad (52)$$

Figura 32. Tobera laval completa.



4.1.2.1 Entrada del fluido primario (1).

Para esta zona de la tobera se tiene el diámetro D_b y la longitud L_1 se toma según criterios propios de diseño.

$$L_1 = 11 \text{ cm} \quad (53)$$

4.1.2.1 Sección convergente (2).

Para esta zona se toma la figura resultante de la división de la tobera como un trapecio isósceles, para poder hallar geoméricamente todas las partes faltantes. El ángulo de la sección convergente de la tobera α es establecido según correlaciones tomadas en cuenta en la sección 4.1.

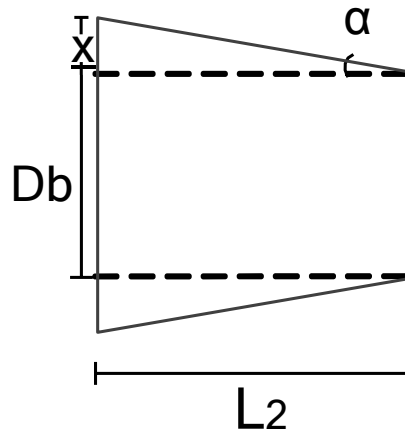
$$\alpha = 10^\circ \quad (54)$$

Para hallar la longitud de la zona convergente de la tobera L_2 se usan las siguientes ecuaciones:

$$x = \left(\frac{D_b - D_a}{2} \right) \quad (55)$$

$$L_2 = \left(\frac{x}{\text{tg } \alpha} \right) \quad (56)$$

Figura 33. Sección convergente de la tobera laval.



4.1.2.2 Sección divergente (3).

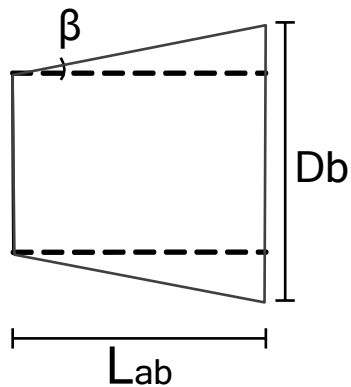
En este caso se hace nuevamente el procedimiento del párrafo 4.1.2.1 para hallar la longitud de la sección divergente de la tobera L_{ab} , siendo x en este caso igual para la zona divergente y convergente.

$$\beta = 10^\circ \quad (57)$$

$$x = \left(\frac{D_b - D_a}{2} \right) \quad (58)$$

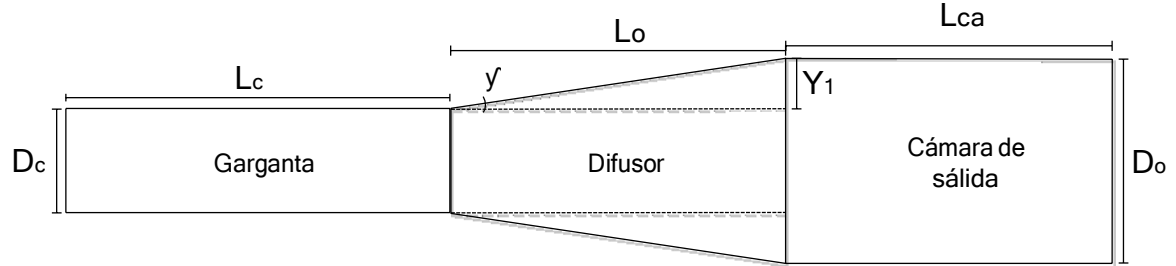
$$L_{ab} = \left(\frac{x}{\text{tg}(10^\circ)} \right) \quad (59)$$

Figura 34. Sección divergente de la tobera laval.



4.1.3 Garganta, difusor y cámara de salida.

Figura 35. Garganta, difusor y cámara de salida.



4.1.3.1 Garganta.

Para dimensionar la garganta del eyector se cuenta con el diámetro de la garganta D_c que es obtenido directamente con el software EES, se tiene en cuenta la correlación dada por Somsak Watanawanavet [11] para hallar la longitud de la misma.

$$L_c = 7D_c \quad (60)$$

4.1.3.2 Difusor.

Para el dimensionamiento del difusor se tiene disponible el diámetro de la garganta D_c y el ángulo γ según correlaciones [11]. Para hallar el diámetro de salida del difusor D_o y la longitud del difusor L_o se utilizan las siguientes correlaciones geométricas.

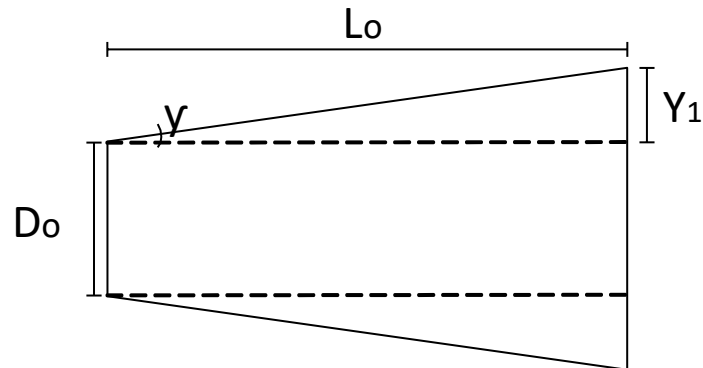
$$L_o = 4D_c \quad (61)$$

$$\gamma = 8^\circ \quad (62)$$

$$y_1 = \text{tg}(\gamma) * L_o \quad (63)$$

$$D_o = 2y_1 + D_c \quad (64)$$

Figura 36. Difusor.



4.1.3.3 Cámara de salida.

Para la parte final del eyector se halla la longitud L_{ca} , el diámetro de la cámara de salida ya se ha hallado gracias a la ecuación (62).

$$L_{ca} = 4D_c \quad (65)$$

En la Tabla 10 se muestran todas las dimensiones obtenidas para el prototipo del eyector supersónico gracias a correlaciones mencionadas en el párrafo 4.1.

Tabla 10. Dimensiones obtenidas para eyector supersónico.

Dimensiones obtenidas			
Da	1,1261 cm	Lab	1,6951 cm
Db	1,7239 cm	Lcs	13,675 cm
Dc	4,6538 cm	Lca	18,615 cm
Do	9,8874 cm	LTS	2,54 cm
Dfs	3,81 cm	Lbc	2,3269 cm
Leyector	86,421 cm	y1	2,6168 cm
Lc	32,5766 cm	γ	8°
Lo	18,615 cm	β	10°
LT	14,2902 cm	α	10°
L1	10,9 cm	ε	22°
L2	1,6951 cm		

4.2 CONSTRUCCIÓN

La construcción del eyector se realizó con la ayuda del Tecno-Parque Nodo Bucaramanga y el SENA Girón, con quienes se hizo convenio para realizar el

proyecto “Construcción de eyector supersónico para sistemas de refrigeración” con ID de proyecto 6138. El grupo de investigación GIRES (Recursos-Energía-Sostenibilidad) fue quién aportó el material y los equipos para la construcción de este prototipo.

Los materiales para el eyector y la soldadura del mismo, fueron comprados en la FERRETERIA SANITUBO. En el Anexo 1 se encuentran los precios de todos los materiales requeridos.

Se contó con el apoyo de dos unidades de operación del SENA, CNC y Soldadura. En CNC el instructor a cargo del proyecto fue Jhon Carreño, quien con colaboración de sus estudiantes de la jornada de la noche maquinaron las seis partes del eyector.

La soldadura de las partes constitutivas del eyector supersónico estuvo a cargo del instructor Ismael Suarez Mantilla.

4.2.1 Base de eyector supersónico.

La base del eyector supersónico fue diseñada específicamente para éste, buscando que cada abrazadera quede específicamente en la cámara de succión del eyector y la cámara de salida del mismo. En la figura 37 se muestra la base del eyector.

Figura 37. Base de eyector supersónico.



En el Anexo 2 se muestran los precios de los materiales que se compraron, los precios de la manufactura y soldadura de la base del eyector.

5. CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS

En el modelo matemático se calculan los estados termodinámicos, condiciones de funcionamiento durante la operación y dimensionamiento de los elementos constitutivos del eyector supersónico. Estudió que fue validado, mediante su comparación con datos de referencias citadas.

De acuerdo al análisis termodinámico y exergético realizado, las propiedades calculadas para cada uno de los refrigerantes en estudio, fueron programadas buscando realizar los balances de masa, energía y exergía para cada uno de los dispositivos del sistema

En el análisis comparativo de los diferentes refrigerantes en estudio, el R718 (Agua) es quien mayor diámetro de garganta D_c representa, esto ocurre debido a la geometría angular del agua, ya que los dos átomos de hidrogeno están separados por un ángulo de 105° y por esto, las moléculas del agua se expanden muy rápido dentro del eyector. Lo que genera un requerimiento de mayor área dentro del prototipo.

El análisis exergético ayuda a localizar las pérdidas de exergía más significativas en el sistema analizado. La gran parte de exergía perdida en este sistema de climatización alternativo se da en el generador y en el evaporador. Cabe destacar que el eyector hace parte de los dispositivos que generan menor cantidad de irreversibilidad en el sistema.

En el análisis de pruebas del prototipo del eyector supersónico no se pueden validar los resultados con el refrigerante R718 (Agua), ya que el modelo no arrojó resultados debido a la matemática y las condiciones complejas de operación. Esto se debe a que el modelo matemático trabaja con áreas fijas, las cuales están dimensionadas para R717 (Amoniaco).

BIBLIOGRAFÍA

- [1] MIGUEL ÁNGEL RODRÍGUEZ CAMACHO. Sistema alternativo de climatización con eyector. Universidad Autónoma de Bucaramanga. Programa de Ingeniería en Energía. Bucaramanga, Colombia. 2013.
- [2] Equirepsa S.A., Empresa de ingeniería especializada colombiana. <http://www.equirepsa.com/productos/eyectores/eyector-termocompresor/>
- [3] Schutte & Koerting. <http://www.s-k.com/>
- [4] MARK J. BERGANDER. Refrigeration Cycle with Two-Phase Condensing Ejector. Magnetic Development. Madison. USA
- [5] H.E. GONZALEZ BRAVO, R. DORANTES RODRIGUEZ, J. HERNÁNDEZ GUTIÉRREZ, R. BEST Y BROWN, R. ROMÁN ÁGUILA, H. TORRES PEÑA. *State of Art of Simple and Hybrid Jet Compression Refrigeration Systems and the Working Fluid Influence*. Energy Department, Universidad Autónoma Metropolitana-Azcapotzalco, Av. San Pablo No. 180, Col. Reynosa Tamaulipas. México D.F. México. Refrigeration and Heat Pumps Group, Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México. Morelos. Mexico. 2012.
- [6] DA-WEN SUN. *Comparative Study of the Performance of an Ejector Refrigeration Cycle Operating with Various Refrigerants*. Department of Agricultural and Food Engineering. University College Dublin. National University of Ireland. Earls fort Terrace. Dublin. Ireland. 1999.
- [7] Sistemas de recuperación de calor. Disponible en: <http://www.empresaeiciente.com/es/catalogo-de-tecnologias/sistemas-de-recup-de-calor-aprovechamiento-de-calor-residual>
- [8] ARIEL RAMÍREZ FONSECA. Acondicionamiento de Aire Con un Ciclo de Refrigeración Por Absorción Aprovechando los Gases de Escape de Una Turbina de Gas. Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México, D. F. 2006.
- [9] Optimization of a High-Efficiency Jet Ejector by Computational Fluid Dynamics Software. (May 2005). Somsak Watanawanavet, B.S., Chulalongkorn University Co-Chairs of Advisory Committee: Dr. Mark T. Holtzapple, Dr. Charles J. Glover.
- [10] YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica, Quinta Edición. Mc Graw Hill. 2009.
- [11] Optimization of a high-efficiency jet ejector by computational fluid dynamics software. Somsak Watanawanavet. Texas A&M University. Texas. USA. 2005.
- [12] ABDELOUAHID DAHMANI, ZINE AIDOUN, NICOLAS GALANIS. Optimum Design of Ejector Refrigeration Systems with Environmentally Benign Fluids. Génie Mécanique. Université de Sherbrooke. Sherbrooke. Canada. Canmet ENERGY. Natural Resources Canada. Varennes. Canadá. 2011.

- [13] HUMBERTO VIDAL, SERGIO COLLE. Simulación Horaria de un Sistema de Refrigeración Combinado Eyector-Compresión de Vapor asistido por Energía Solar y Gas Natural. Revista chilena de ingeniería. Vol 17 N° 1. pp. 68-75. 2009.
- [14] B.J. HUANG, J.M. CHANG. Empirical correlation for ejector design. Department of Mechanical Engineering. National Taiwan University. Taipéi. Taiwán. 1998.
- [15] Eyectores. Disponible en: <http://www.geape.es/gpees/cmsdoc.nsf/WebDoc/webb7zdpnn>
- [16] COMISIÓN NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGÍA. Recuperación de Calor de Proceso. Dirección de Enlace y Programas Regionales. Secretaria de Energía. México D.F. México. 2007.
- [17] WIMOLSIRI PRIDASAWAS, PER LUNDQVIST. An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system. Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology. Stockholm. Sweden. 2004.
- [18] HISHAM EL-DESSOUKY, HISHAM ETTOUNEY, IMAD ALATIQUI, GHADA AL-NUWAIBIT. Evaluation of Steam Jet Ejectors. Department of Chemical Engineering. College of Engineering and Petroleum, Kuwait University. 2001.
- [19] The influence of ejector component efficiencies on performance of Ejector Expander Refrigeration Cycle and exergy analysis. H. Kursad Ersoy and Nagihan Bilir. Department of Mechanical Engineering, Alaeddin Keykubad Campus 42250, Konya, Turkey.
- [20] ALEJANDRO GUTIÉRREZ ORTIZ, NOEL LEÓN ROVIRA. Desarrollo de un Sistema de Refrigeración Solar con Eyector como Termo-Compresor. 6º Congreso Iberoamericano de Innovación Tecnológica. Querétaro. 2011.

Anexo 1. Precios de materiales para eyector supersónico y soldadura.



#	Material	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Tubo acero inoxidable 1/4" x 6m Schedule 40	1	\$72.000	\$72.000
2	Unión de acero inoxidable 1 1/2" Schedule 40, Rosca NTP, 5 cm largo	1	\$12.500	\$12.500
3	Varilla de acero inoxidable 2 1/2" x 40cm	1	\$147.126	\$147.126
4	Varilla de acero inoxidable 4 1/2" x 70cm	1	\$839.080	\$839.080
5	Manómetro de 0-100 psi, caratula 2 1/2" , NTP	8	\$220.000	\$1.760.000
6	Manómetro de 0-150 psi, caratula 2 1/2" , NTP	1	\$ 220.000	\$220.000
7	Racores 1/4"	16	\$33.000	\$528.000
8	Brida slipon en acero inoxidable 3" ANSI 300	1	\$215.500	\$215.500
9	Brida slipon en acero inoxidable 4" ANSI 300	1	\$345.222	\$345.222
10	Empaques flexitalicos de 3" ANSI 300	2	\$8.700	\$17.400
11	Empaques flexitalicos de 4" ANSI 300	2	\$9.300	\$18.600
12	Espárragos de 5/8" x 4" acero inoxidable doble tuerca	8	\$8.700	\$69.600
13	Brida ciega en acero inoxidable de 3" ANSI 300	1	\$255.600	\$255.600
14	Brida ciega en acero inoxidable 4" ANSI 300	1	\$375.000	\$375.000
15	Kilos de soldadura en acero inoxidable 1/8" tipo 308	2	\$49.588	\$99.176
			SUBTOTAL	\$4.974.804
			IVA (16%)	\$795.969
			TOTAL	\$5.770.773

Anexo 2. Precios de materiales para base de eyector supersónico.

#	Material	Empresa	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Abrazaderas de 4" con tornillos y tuercas	La Nacional	2	\$6.035	\$12.069
2	Rodachines	Cadenas y bandas LTDA	8	\$5.604	\$44.828
3	Platina de acero	Multilaminas y hierros	1	\$200.000	\$200.000
4	Varilla rectangular de 2x1" x 3m	Multilaminas y hierros	1		
5	Manufactura y soldadura de materiales	Multilaminas y hierros	-		
				SUBTOTAL	\$256.897
				IVA (16%)	\$41.104
				TOTAL	\$298.001

Anexo 3. Código de EES para dimensiones del eyector con amoníaco (R717).

PROCEDURE Solve(nt;nd;Pgen;Peva;Pcon;T2;T3;w;k:X;Z;C)

```
Pb :=Peva
Repeat
Pb = Pb - 0,1
M2b = sqrt(((2*nt)/(k-1))*((Pgen/Pb)^((k-1)/k)-1))
M3b = sqrt(((2)/(k-1))*((Peva/Pb)^((k-1)/k)-1))
M2bc = sqrt((M2b^2*(k+1))/((M2b^2*(k-1))+2))
M3bc = sqrt((M3b^2*(k+1))/((M3b^2*(k-1))+2))
Mdc = (M2bc+(w*M3bc*sqrt(T3/T2)))/(sqrt((1+w)*(1+(w*(T3/T2))))))
Md = (1,4142*Mdc)/(sqrt((-k*(Mdc^2))+ k + (Mdc^2) + 1));
Me = (Md^2 + (2/(k-1)))/(((2*k)/(k-1))*(Md^2))-1
Pd = Pb
Pe = (((1+(k*(Md^2)))/((1+(k*(Me^2)))))*Pd)
Po = (((((nd*(k-1))/2)*Me^2)+1)^(k/(k-1)))*Pe
Dif = abs(Pcon-Po)

Until (Dif<= 1)
X:=Pb
Z:=Pe
C:=M2b
END
```

PROCEDURE

SolveW(Pgen;Peva;Pcon;Qg;a;b;c;d;e;f;g;h;i;j;l;m;s;r;v;w;y;x;z;zz;yy)

"Salida del condensador. (Líquido comprimido)"

T5a=Temperature(R717;P=Pcon;x=0)

T5=T5a-1

s5 = Entropy(R717;T=T5;P=Pcon)

h5 = Enthalpy(R717;T=T5;P=Pcon)

"Entrada del evaporador. (Vapor saturado)"

h6 = h5

T6=Temperature(R717;P=Peva;h=h6)

x6= Quality(R717;T=T6;h=h6)

s6 = Entropy(R717;T=T6;h=h6)

"Entrada del generador. (Líquido comprimido)"

s1 = s5

T1=Temperature(R717;P=Pgen;s=s1)

h1=Enthalpy(R717;P=Pgen;s=s1)

"Salida del evaporador (Vapor sobrecalentado)"

T3a=Temperature(R717;P=Peva;x=1)

T3=T3a+1

s3 = Entropy(R717;T=T3;P=Peva)

h3 = Enthalpy(R717;T=T3;P=Peva)

"Salida del generador. (Vapor sobrecalentado)"

s2 = s3

h2=Enthalpy(R717;s=s2;P=Pgen)

T2=Temperature(R717;s=s2;P=Pgen)

"Flujo másico en el generador"

m1 = Qg/(h2 - h1)

"Flujo másico en el evaporador"

m3 := m1

Repeat

m3 = m3 - 0,0001

w= m3/m1

"Entrada del condensador. (Vapor sobrecalentado)"

h4 = (h2 + w*h3)/(1+w)

s4 = Entropy(R717;h=h4;P=Pcon)

T4=Temperature(R717;h=h4;P=Pcon)

"Cálculo del eyector"

cp=Cp(R717;T=T2;P=Pgen)

cv=Cv(R717;T=T2;P=Pgen)

k = cp/cv

nt = 0,85

nd = 0,85

CALL Solve(nt;nd;Pgen;Peva;Pcon;T2;T3;w;k;X;Z;C)

Pb=X

Pe=Z

M2b=C

"Cámara de vacío"

hb=Enthalpy(R717;s=s2;P=Pb)

"Área de la garganta"

MW = MolarMass(R717)

R = 8,314/MW

Aa = (m1/Pgen)*sqrt((R*T2/k*nt)*(((k+1)/2)^((k+1)/(k-1))))

"Área de la salida tobera"

$$A_b = \sqrt{\left(\frac{1}{M_2 b^2}\right) \left(\frac{2}{k+1}\right) \left(1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) M_2 b^2\right)}^{\frac{k+1}{k-1}} A_a$$

"Área de la sección transversal del eyector"

$$A_c = A_a / \left(\frac{P_{con}}{P_{gen}}\right)^{\frac{1}{k}} \left(\frac{1}{(1+w)(1+w(T_3/T_2))}\right)^{0,5} \left(\frac{P_b}{P_{con}}\right)^{\frac{1}{k}} \left(\frac{1 - (P_b/P_{con})^{\frac{k-1}{k}}}{(2/(k+1))^{\frac{1}{k-1}} (1 - (2/(k+1)))^{0,5}}\right)$$

"Velocidades en el eyector"

$$e = \text{abs}(h_3 - h_b)$$

$$o = \text{abs}(h_2 - h_b)$$

$$V_{2b} = \sqrt{o/0,5}$$

$$V_{3b} = \sqrt{e/0,5}$$

$$V_e = -(P_b - P_e) A_c + (m_1 V_{2b}) + (m_3 + V_{3b}) / (m_1 + m_3)$$

"Condiciones salida del eyector"

$$h_e = \text{abs}(h_4 - 0,5 \cdot (V_e)^2)$$

$$s_e = \text{Entropy}(R717; h=h_e; P=P_e)$$

$$\text{Dif} = \text{abs}(s_4 - s_e)$$

$$\text{Until} (\text{Dif} \leq 0,05)$$

$$z = \text{abs}(h_2 - h_b)$$

$$V_b = \sqrt{z/0,5}$$

$$a := m_1$$

$$b := h_3$$

$$c := h_6$$

$$d := h_4$$

$$e := h_5$$

$$f := T_2$$

$$g := m_3$$

$$h := h_1$$

$$i := h_2$$

$$j := P_b$$

$$l := V_e$$

$$m = P_e$$

$$s = V_b$$

$$r = h_e$$

$$v = s_1$$

$$w = s_2$$

$$x = s_3$$

$$y = s_4$$

$$z = s_5$$

$$zz = s_6$$

$$yy = h_b$$

END

"Modelo de funcionamiento de un Sistema Alternativo de Refrigeración con Eyector"

"Presiones de operación"

$$P_{gen} = 9892$$

$$P_{con} = 1003$$

$$P_{eva} = 516$$

"Calor recuperado"

$$Q_g = 100 * 0,75$$

CALL

SolveW(Pgen;Peva;Pcon;Qg;m1;h3;h6;h4;h5;T2;m3;h1;h2;Pb;Ve;Pe;Vb;he;s1;s2;s3;s4;s5;s6;hb)

"Flujo másico del condensador"

$$m_4 = m_1 + m_3$$

"Calor evaporador"

$$Q_e = m_3 * (h_3 - h_6)$$

"Calor condensador"

$$Q_c = m_4 * (h_5 - h_4)$$

"COP"

$$COP = Q_e / (m_1 * (h_2 - h_1))$$

"T2-TsatG"

$$T_{satg} = T_{sat}(R717; P = P_{gen})$$

$$\Delta T = T_2 - T_{satg}$$

"Trabajo de la bomba"

$$W_p = m_1 * (h_1 - h_5)$$

"Relación de presión"

$$FP = P_{gen} / P_{con}$$

"ESTADOS REALES"

"Difusor subsónico"

$$\eta_d = 0,80$$

$$h_{4_real} = h_e + (\eta_d * (h_4 - h_e))$$

$$s_{4_real} = Entropy(R717; h = h_{4_real}; P = P_{con})$$

$$T_{4_real} = Temperature(R717; h = h_{4_real}; P = P_{con})$$

"Bomba"

$$h_{1_real} = ((h_1 - h_5) / \eta_p) + h_5$$

$$\eta_p = 0,85$$

s1_real=Entropy(R717;h=h1_real;P=Pgen)
T1_real=Temperature(R717;h=h1_real;P=Pgen)

"Difusor supersónico"

eta_ds=0,85
hb_real=h2-((h2-hb)/eta_ds)
sb_real=Entropy(R717;h=hb_real;P=Pb)
Tb_real=Temperature(R717;h=hb_real;P=Pb)

"COP real"

COP_real= Qe / (m1*(h2-h1_real))

"BALANCE DE EXERGÍA ISOENTRÓPICO - Exergía de destrucción"

To=25+273

"Para la bomba"

Ep=(m1*((h1-h5)-To*(s1-s5)))+Wp

"Para recuperador de calor"

Egen=To*(m1*(s2-s1)-(Qg/To))

"Para evaporador"

Eeva=To*(m3*(s3-s6)-(Qe/To))

"Para condensador"

Econ=To*((m1+m3)*(s5-s4)+(Qc/To))

"Para válvula de expansión"

Ev=m3*(To*(s6-s5))

"Para eyector"

Eeye=To*(((m1+m3)*s4)-(m1*s2)-(m3*s3))

"Exergía destruída"

E_TotalDes=Eeye+Ev+Econ+Eeva+Egen+Ep

"Eficiencia exergética"

eta_E=1-(E_TotalDes/(Qg+Wp))

"BALANCE DE EXERGÍA REAL - Exergía de destrucción"

"Para la bomba"

Ep_real=(m1*((h1_real-h5)-To*(s1_real-s5)))+Wp

"Para condensador"

Econ_real=To*(m4*(s5-s4_real)+(Qc/To))

"Para eyector"

Eeye_real=To*((m4*s4_real)-(m1*s2)-(m3*s3))

Anexo 4. Código de EES para pruebas con aire.

"Condiciones entrada fluido primario - Fluido primario"

P1= 413,685

T1=28+273

P1_max= 827,370

"Aire a condiciones atmosféricas - Fluido secundario"

T2= 28+273

P2= 101,325

"Geometría fija"

MW =MolarMass(Air)

R = 8,314/MW

cp=Cp(Air;T=T2)

cv=Cv(Air;T=T2)

k = cp/cv

Aa=0,0000996

Ab=0,0002334

Ac=0,001701

nt=0,85

nd=0,85

w=0,5

w=m2/m1

Aa = (m1/P1)*sqrt((R*T2/k*nt)*(((k+1)/2)^((k+1)/(k-1))))

Ab = sqrt((1/(M2b^2))*((2/(k+1))*(1+(((k-1)/2)*M2b^2)))^((k+1)/(k-1))*Aa

M2b = sqrt(((2*nt)/(k-1))*((P1/Pb)^((k-1)/k)-1))

M2bc = sqrt((M2b^2*(k+1))/((M2b^2*(k-1))+2))

M3b = sqrt(((2)/(k-1))*((P2/Pb)^((k-1)/k)-1))

M3bc = sqrt((M3b^2*(k+1))/((M3b^2*(k-1))+2))

Mdc = (M2bc+(w*M3bc*sqrt(T2/T1))/(sqrt((1+w)*(1+(w*(T2/T1))))))

Md = (1,4142*Mdc)/(sqrt((-k*(Mdc^2)+ k + (Mdc^2) + 1)));

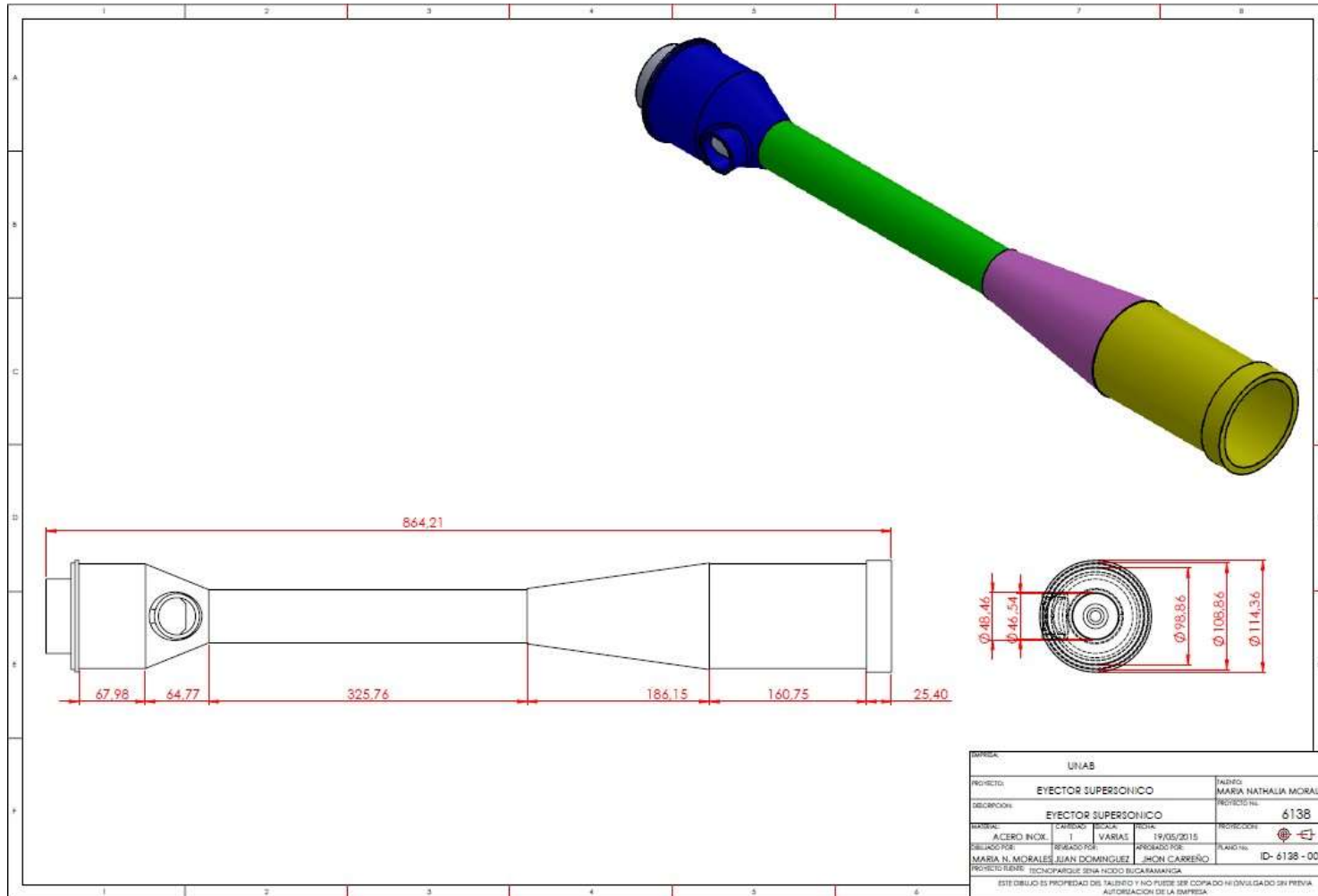
Me = (Md^2 + (2/(k-1)))/(((2*k)/(k-1))*(Md^2)-1)

Pd = Pb

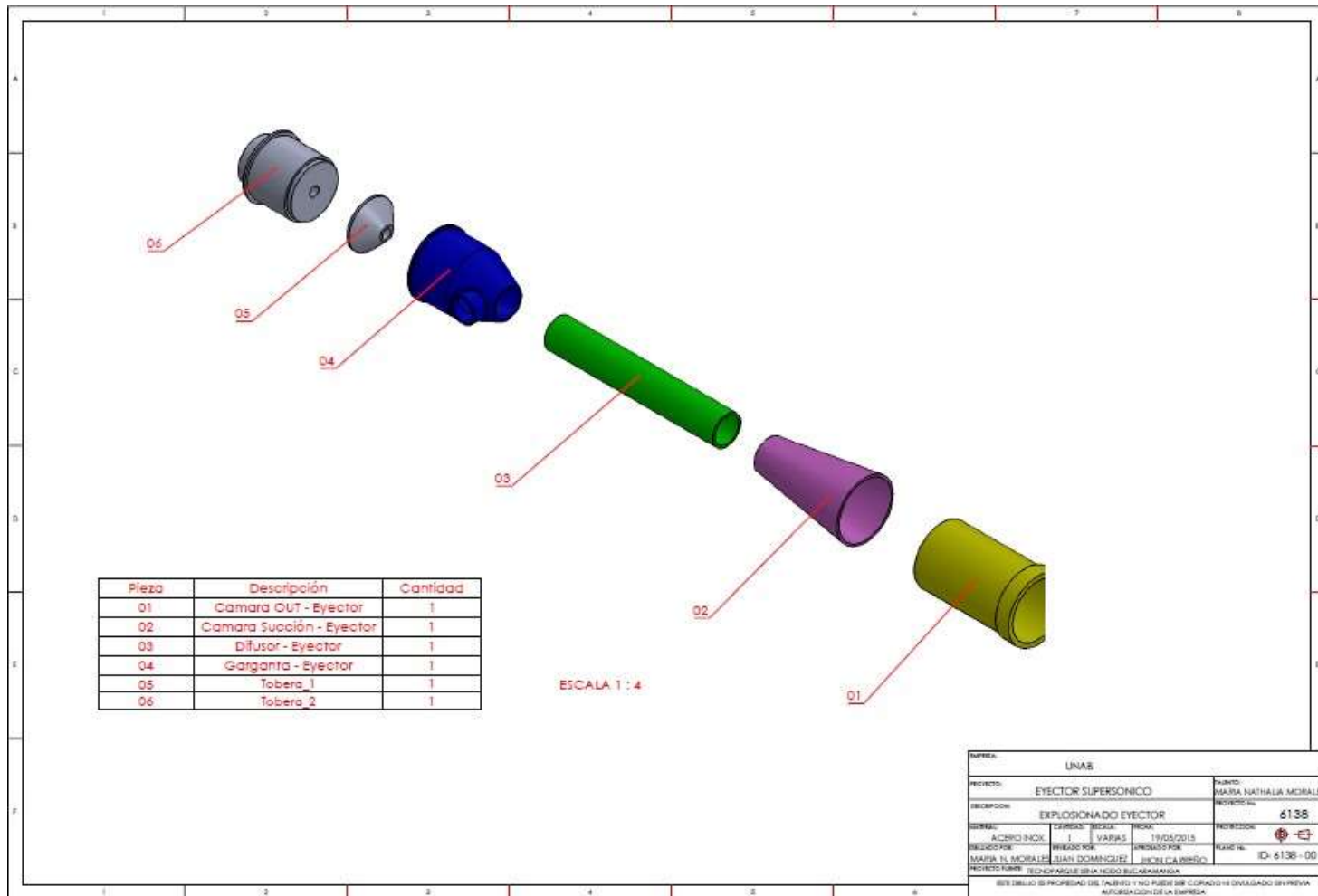
Pe = ((1+(k*(Md^2)))/((1+(k*(Me^2))))*Pd)

Po = (((((nd*(k-1))/2)*Me^2)+1)^(k/(k-1)))*Pe

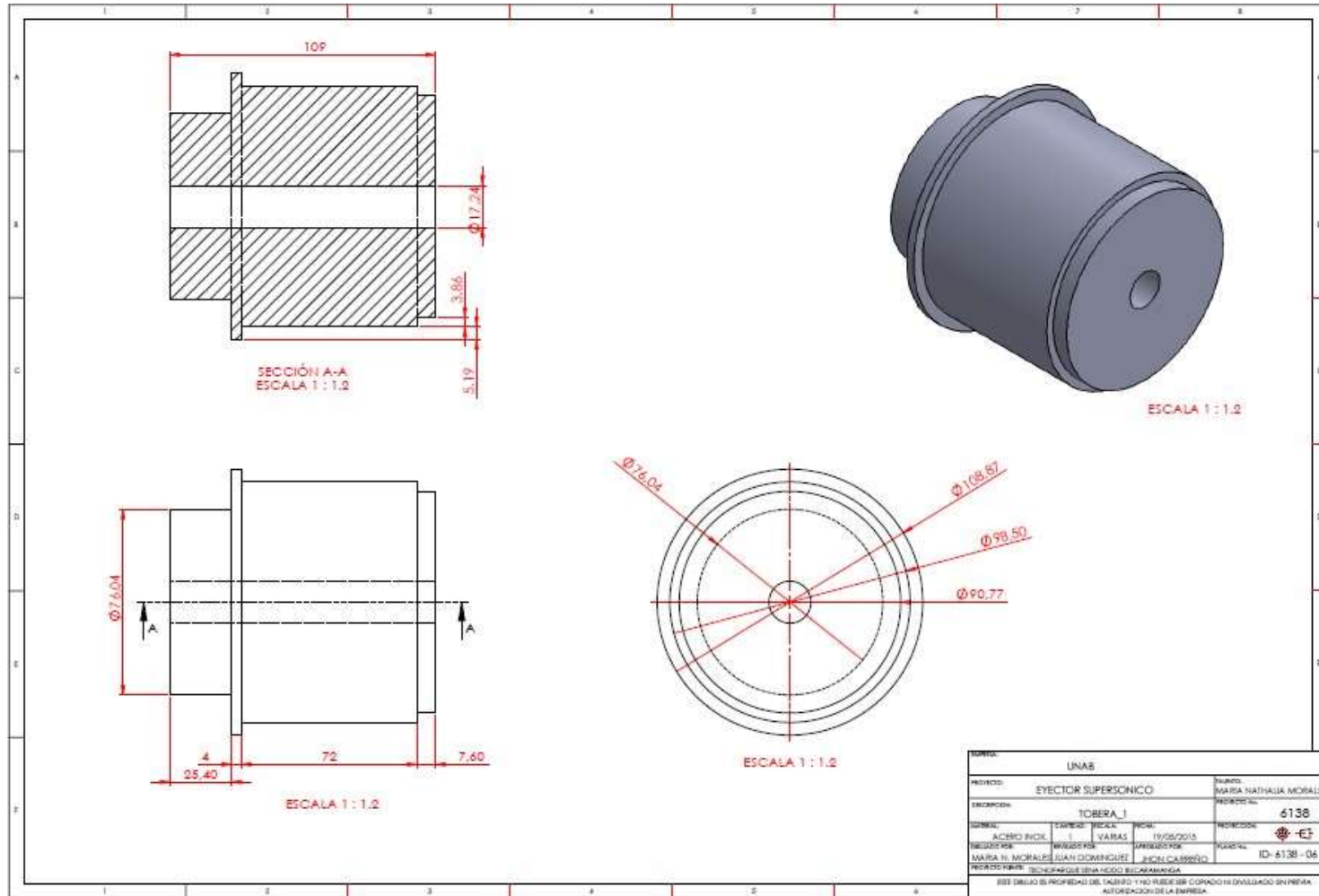
Anexo 5. Plano de eyector completo.



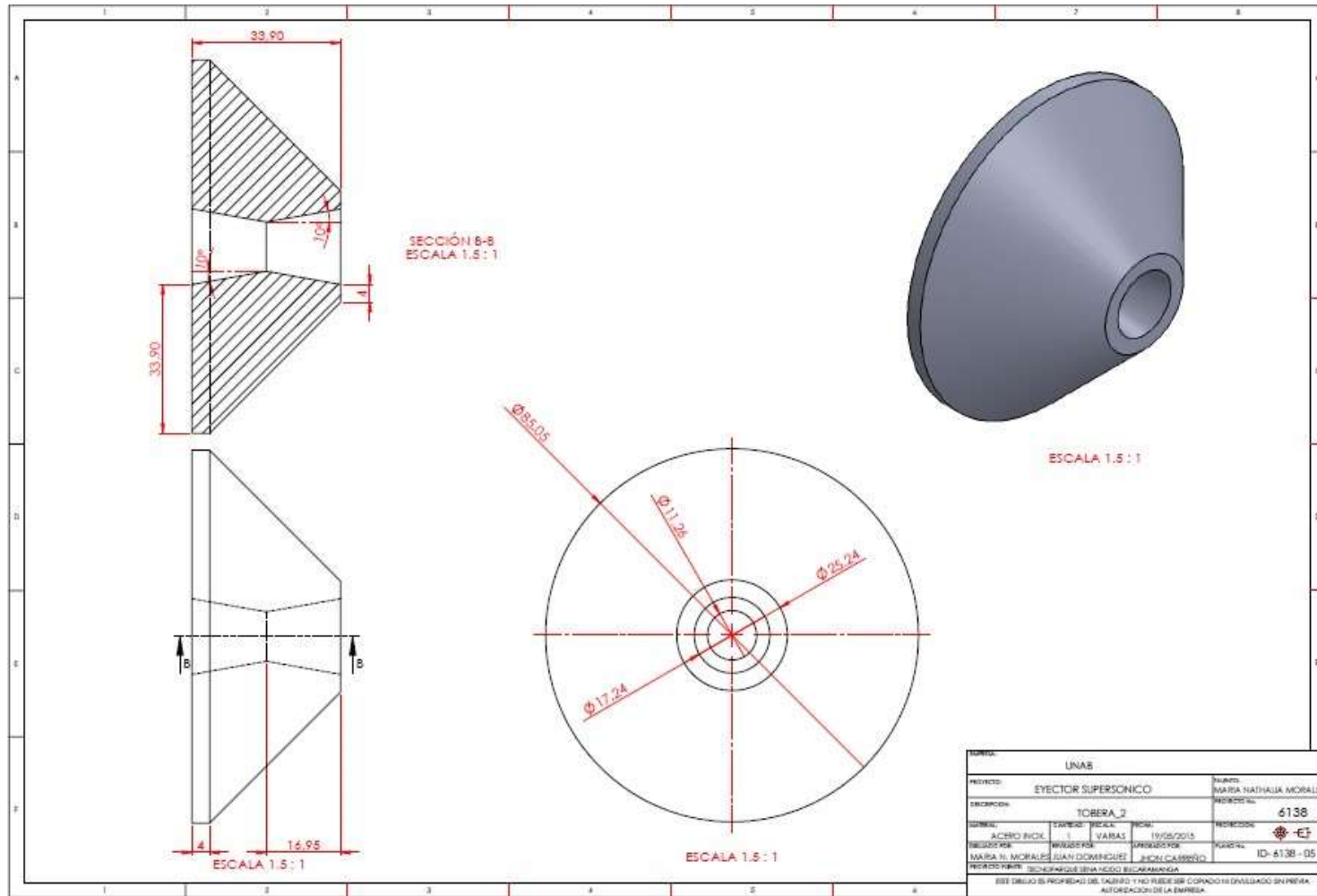
Anexo 6. Plano de eyector explosionado.



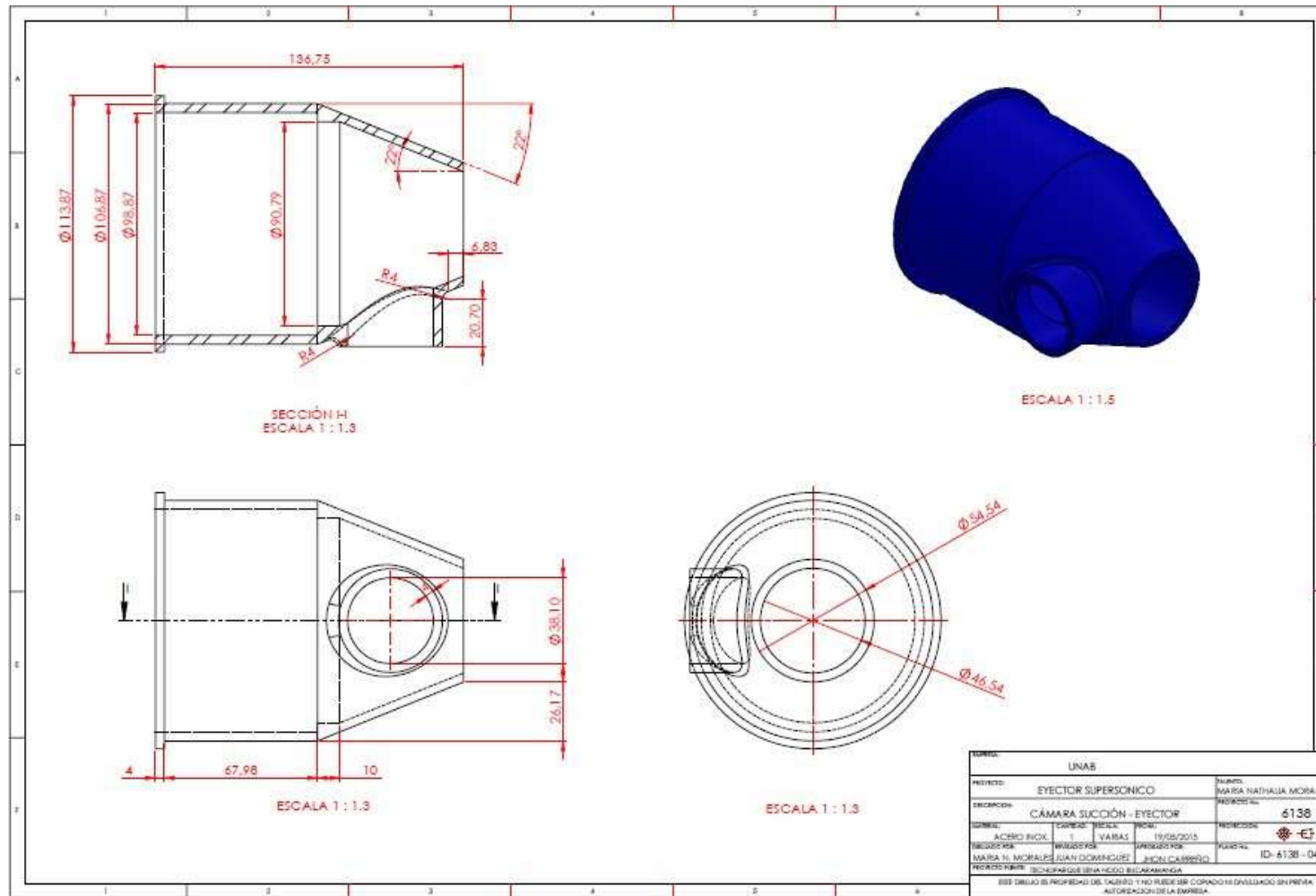
Anexo 7. Plano primer parte tobera del eyector.



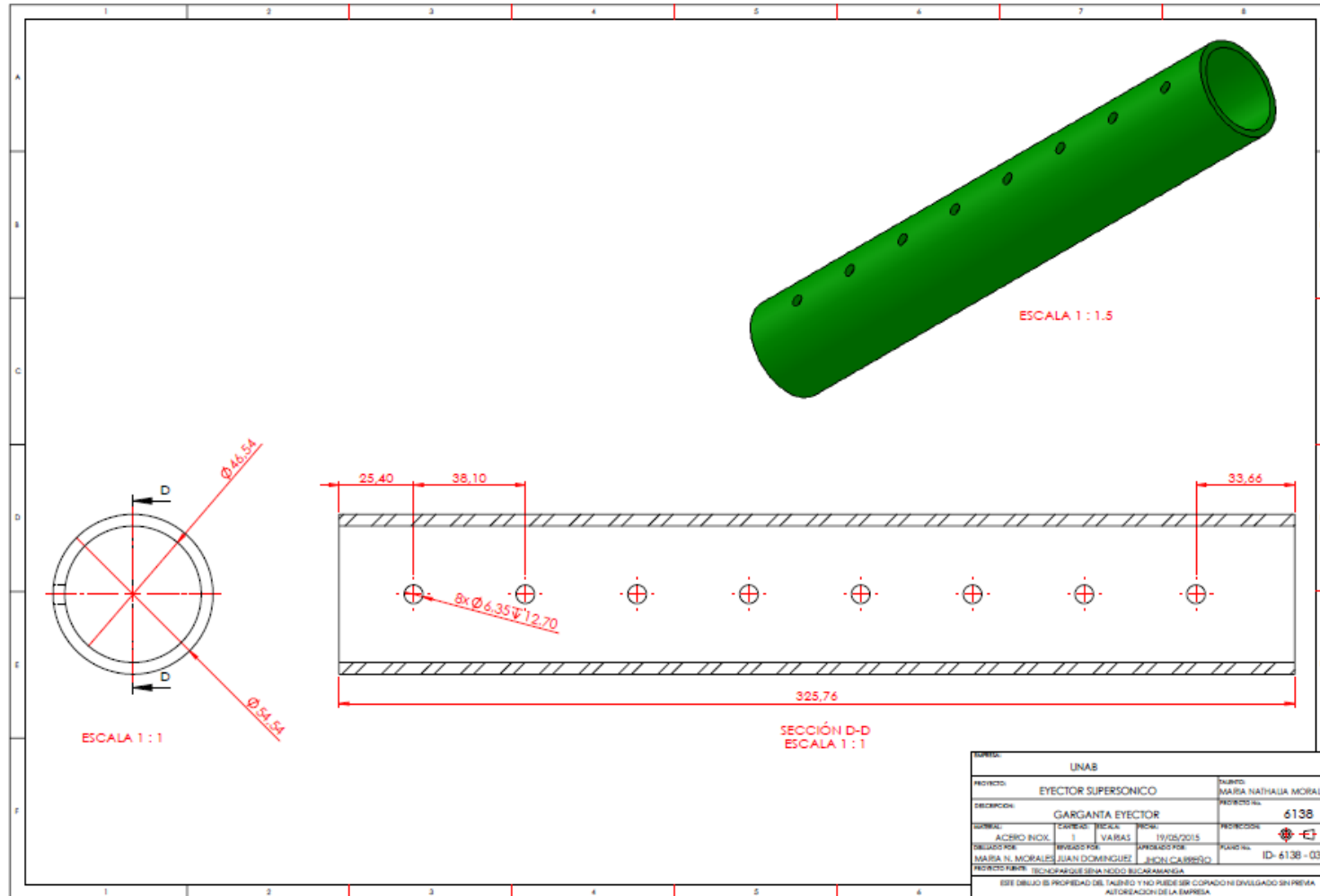
Anexo 8. Plano segunda parte tobera del eyector.



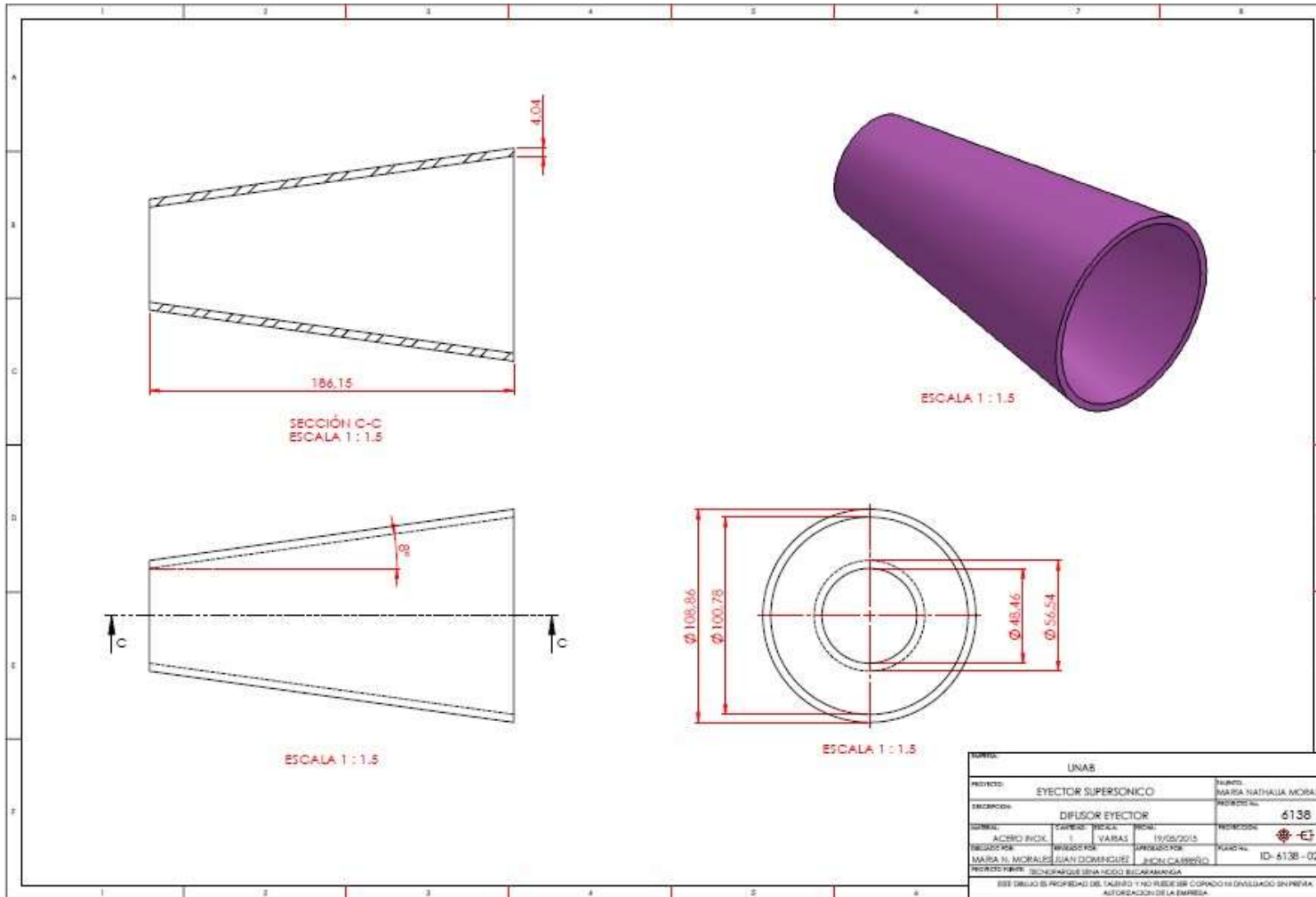
Anexo 9. Plano de cámara de succión del eyector.



Anexo 10. Plano de garganta del eyector.



Anexo 11. Plano de difusor del eyector.



Anexo 12. Plano de cámara de salida del eyector.

