

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de la Energía

Revisión del estado del arte de una tecnología novedosa, eyectores. Diseño de un ciclo con eyector para un armario de baja temperatura.

Autor: Consuelo Casilla Rubio

Tutor: José Manuel Salmerón Lissen

Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de la Energía

**Revisión del estado del arte de una tecnología
novedosa, eyectores. Diseño de un ciclo con
eyector para un armario de baja temperatura.**

Autor:

Consuelo Casilla Rubio

Tutor:

José Manuel Salmerón Lissen

Profesor titular

Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2020

Trabajo Fin de Grado: Revisión del estado del arte de una tecnología novedosa, eyectores. Diseño de un ciclo con eyector para un armario de baja temperatura.

Autor: Consuelo Casilla Rubio

Tutor: José Manuel Salmerón Lissen

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2020

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

*A mis amigos y
compañeros de clase*

Agradecimientos

El trabajo realizado no hubiese sido posible sin el apoyo recibido por parte de mi familia durante mis años de estudio. Tampoco hubiese sido posible sin el cariño de mis compañeros que me han acompañado en este bonito camino, de los que he recibido mucha ayuda, comprensión y ánimos en todos los años de carrera. Agradezco a los que se quedaron por el camino que siguieran confiando en mí, y a pesar de no seguir con sus estudios animarme a continuar en mis estudios. Dicen que la vida del estudiante es la mejor y sin duda para mí lo ha sido, no sé si fui yo quien eligió la carrera o la carrera quien me eligió a mí, durante este proceso me he encontrado a gente maravillosa con la que he compartido risa, llantos, alguna cerveza que otra y por supuesto muchas comilonas en el fantástico restaurante de los microondas. No debemos olvidar a los profesores, sin ellos esto hubiera sido imposible, agradezco el buen trato recibido la cercanía con la que he sido tratada y sobre todo el esfuerzo invertido para enseñarnos un poco de este mundo de la ingeniería. Durante las muchas horas de lecciones que hemos tenido en las cuales hemos aprendido muchos conceptos nuevos de los cuales muchos de ellos ni me acuerdo, pero si me acuerdo de un concepto que nos dijo un profesor al terminar la clase, era la última clase antes del examen, “Suerte para el examen, recordad, hay que ser buenos ingenieros, pero sobre todo hay que buenas personas”.

Consuelo Casilla Rubio

Sevilla, 2020

Resumen

Los eyectores son una nueva tecnología que se está implementado en ciclos de climatización. Se trata de un “aparato” que aprovecha la energía de una corriente de alta presión para subirle la presión a otra más baja. Es un elemento de fácil construcción pero su geometría tiene gran importancia en el rendimiento, una pequeña variación en las condiciones de trabajo del ciclo puede hacer que el eyector no nos sirva para esa aplicación. En este proyecto nos hemos centrado en estudiar el rendimiento de las diferentes partes del eyector y ver cómo influyen los parámetros operacionales en ellas, además de ver la influencia que tienen en el rendimiento total del eyector. Otros factores que dependen de la geometría del eyector son las temperaturas de funcionamiento, es decir la temperatura de alta presión, la de baja y a la temperatura que tiene que salir del eyector. Una vez estudiados los rendimientos de las partes, su rendimiento total y ver cómo influyen los parámetros operacionales en su geometría, nos dispusimos a recopilar medidas geométricas de diferentes eyectores con diferentes fluidos de trabajo revisados en la bibliografía. La última parte del trabajo se basa en la incorporación de un eyector a un armario de baja temperatura que utiliza propano como fluido de trabajo.

Abstract

Ejectors are a new technology that is implemented in air conditioning cycles. This is an application that uses the energy of a high pressure current to raise the pressure to a lower one. It is an element of easy construction but its geometry has great importance in performance, a small variation in the working conditions of the cycle can make the ejector not serve us for that application. In this project we have focused on studying the performance of the different parts of the ejector and see how the operational parameters influence them, in addition to seeing the influence they have on the total performance of the ejector. Other factors that depend on the geometry of the ejector are the operating temperatures, that is the high pressure temperature, the low temperature and the temperature that has to leave the ejector. Once studied the yields of the parts, their total performance and see how they influence the operational parameters in their geometry, they show and compile geometric measurements of different ejectors with different work fluids reviewed in the bibliography. The last part of the job is the transformation of an eye into a low temperature cabinet that uses propane as a working fluid.

ÍNDICE

Agradecimientos	VIII
Resumen	IX
Abstract	X
Índice	XI
Índice de tablas	XII
Índice de Figuras	XIII
Notación	XVI
1 Introducción	1
2 Revisión estado del arte	16
2.1 Clasificación de eyectores	16
2.1.1 Tipos de boquilla	17
2.1.2 Tipos de cámaras de mezclas	17
2.1.3 Modo de funcionamiento del eyector.	19
2.1.4 Según la fase de los fluidos	20
2.1.5 Eyectores fijos y variables	20
2.2 Influencia de los parámetros del eyector en su rendimiento.	21
2.2.1 Rendimiento de las diferentes partes del eyector	21
2.2.2 Influencia de los parámetros geométricos en el rendimiento del eyector.	30
2.2.3 Influencia de las temperaturas del primario, secundario y de salida del eyector en su rendimiento.	38
2.3 Dimensiones de los eyectores.	40
2.3.1 Tabla normalizada de los parámetros de mayor influencia en el eyector.	50
3 Estudio de un caso, armario frigorífico de baja temperatura	52
3.1 Ciclo y condiciones operacionales	52
3.1.1 Influencia del rendimiento del compresor en el ciclo de compresión mecánica.	53
3.1.2 Optimización del ciclo de compresión mecánica	54
3.2 Determinación de los tres diámetros principales	62
3.3 Determinación de la geometría complementaria	63
3.4 Comparación con la bibliografía	65
4 Conclusiones	66
Anexo I	69
Anexo II	72
Referencias	73
Glosario	75

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Características de los refrigerantes.	6
Tabla 2 Condiciones de operación según el fluido de trabajo. (4)	6
Tabla 3 Propiedades termodinámicas de los refrigerantes alternativos (17)	10
Tabla 4 Propiedades químicas de los refrigerantes alternativos. (18)	11
Tabla 5 Propiedades de seguridad y medioambientales de los refrigerantes alternativos (16).	12
Tabla 6 Clasificación de eyectores según las fases de sus flujos. (4)	20
Tabla 7: Geometrías variables del eyector y sus símbolos correspondientes (29)	28
Tabla 8 valores de NXP y ratio de área (32)	37
Tabla 9 valores de otros parámetros geométricos del eyector (32)	38
Tabla 10 Parámetros geométricos del eyector	41
Tabla 11 Tabla normalizada con los parámetros con mas influencia en el eyector	51
Tabla 12. Resultados del ciclo de referencia para el armario de baja temperatura cuando se modifica el rendimiento del compresor. Fuente: Elaboración propia.	54
Tabla 13 Análisis del EER, viabilidad el rendimiento del ciclo al modificar la presión de salida del eyector incluyendo la relación de caudales necesaria en cada caso. Fuente: Elaboración propia.	55
Tabla 14: Condiciones del ciclo	56
Tabla 15. Análisis del EER, viabilidad el rendimiento y presión de salida al modificar la eficiencia de Elbel del eyector. Fuente: Elaboración propia.	57
Tabla 16. Análisis del EER, viabilidad el rendimiento y presión de salida al modificar la eficiencia de Elbel del eyector para una efectividad del intercambiador de 0.85. Fuente: Elaboración propia.	59
Tabla 17. Análisis del EER, viabilidad el rendimiento y presión de salida al modificar la eficiencia de Elbel del eyector para una efectividad del intercambiador de 0.90. Fuente: Elaboración propia.	60
Tabla 18. Análisis del EER, viabilidad del rendimiento y presión de salida al modificar la eficiencia de Elbel del eyector para una efectividad del intercambiador de 0.80 y un rendimiento del compresor de 0.80. Fuente: Elaboración propia.	62
Tabla 19: Longitudes complementarias del eyector para el armario de baja de temperatura	64
Tabla 20: Diámetros del eyector para el armario del baja temperatura	64
Tabla 21: Ángulos del eyector del armario de baja temperatura	64

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: ciclo de compresión mecánica. https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-instalaciones-componentes/sistemas-de-refrigeracion-compresion-absorcion.html	1
Figura 2 Diagrama de Mollier P-H de un ciclo de compresión mecánica. https://www.luftechnik.com/aire-acondicionado/diagrama-de-mollier-y-el-ciclo-de-refrigeracion-mecanica/	2
Figura 3 Ciclo de compresión mecánica con eyector.	2
Figura 4 Ciclo de compresión mecánica con eyector que utiliza una corriente residual de alta presión.	3
Figura 5 Diagrama esquemático de un eyector típico supersónico (1)	3
Figura 6 Proceso de expansión de un refrigerante a través de la boquilla primaria. (5) A) Fluido Húmedo B) Fluido Seco	5
Figura 7. COP de varios refrigerantes frente a la capacidad relativa respecto al refrigerante de referencia R410A para las aplicación de refrigeración: $T_{evap} = -31.7^{\circ}\text{C}$ con 5.6°C superheat, $T_{cond} = 40.6^{\circ}\text{C}$ con 2.8°C subcooling, $\eta_{cmpr} = 0.65$, y $\varepsilon_{SLHX} = 0.35$ (19)	13
Figura 8 COP de varios refrigerantes frente a la capacidad relativa respecto al refrigerante de referencia R134a para la aplicación de enfriadora: $T_{evap} = 4.4^{\circ}\text{C}$ (no superheat), $T_{cond} = 37.8^{\circ}\text{C}$ (no subcooling) y $\eta_{cmpr} = 0.8$. (19)	14
Figura 9 Eyector con sus diferentes partes (22)	16
Figura 10 Eyector con boquilla convergente (24)	17
Figura 11 Cámara de mezcla de área constante. (22)	18
Figura 12 Cámara de presión constante. (22)	18
Figura 13 Eyector de velocidad constante a momento cambiante (25)	18
Figura 14 Regiones de funcionamiento de un eyector subsónico. A) Fijamos la presión primaria B) fijamos la presión de salida (4)	19
Figura 15 Regiones de funcionamiento de un eyector supersónico. A) Fijamos la presión del flujo primario. B) Fijamos la presión de salida.	19
Figura 16 Geometría de la boquilla primaria de un eyector variable. (26)	20
Figura 17: Eficiencia de la boquilla primaria con la variación del ratio de presiones para ratios de diámetros y NXP diferentes (28)	22
Figura 18: Eficiencia de la boquilla primaria con la variación del ratio de diámetros para ratios de presión y NXP diferentes (28)	22
Figura 19: Eficiencia de la boquilla primaria con la variación de NXP para ratios de presión y diámetros diferentes (28)	23
Figura 20: Efectos del título de vapor en el rendimiento de un eyector. (28)	23
Figura 21: Eficiencia de la cámara del mezcla con la variación del ratio de presiones para diferentes ratios de diámetros y NXP (28)	24
Figura 22: Eficiencia de la cámara de mezcla con la variación del ratio de diámetros para diferentes ratio de presiones y NXP (28)	24
Figura 23: Eficiencia de la cámara de mezcla con la variación de NXP para diferentes ratios de presiones y diámetro (28)	25
Figura 24: Eficiencia del difusor con la variación del ratio de presiones para diferentes ratio de	

diámetros y NXP. (28)	25
Figura 25: Eficiencia del difusor con la variación del ratio de diámetros para diferentes ratio de presiones y NXP (28)	26
Figura 26: Eficiencia del difusor con la variación del NXP para diferentes ratios de diámetros y presión (28).	26
Figura 27: Eficiencia isentrópica de la boquilla primaria para un ratio de áreas, presiones y masa. (29)	28
Figura 28: Eficiencia isentrópica de la cámara de succión para un ratio de áreas, presiones y masas. (29)	29
Figura 29: Eficiencia de la cámara de mezcla para ratios de áreas, presiones y masas. (29)	29
Figura 30: Eficiencia del difusor para ratios de áreas, presiones y masas (29)	29
Figura 31 Influencia del ratio de masa en el ratio de área del eyector cuando las presiones del primario y de salida cambian. (3)	31
Figura 32 Influencia de la presión crítica con el ratio de área.	32
Figura 33 Influencia de la longitud de la cámara de mezcla con el ratio de masa y la presión crítica.	32
Figura 34: Efectos del ratio de área en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario. (31)	33
Figura 35: Efectos del NXP en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario (31)	34
Figura 36: Efectos del ángulo divergente de la boquilla en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario (31)	34
Figura 37: Efectos del ángulo convergente de la sección de mezcla en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario (31)	35
Figura 38: Efectos de la longitud de la sección de área constante en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario (31)	35
Figura 39: Efectos de la longitud del difusor en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario (31)	36
Figura 40: Eficiencia del eyector para ratios de área y diferentes NXP (29)	36
Figura 41: Influencia de la temperatura del primario (T_{GE}) con el ratio de masa (U) y el ratio de áreas (Φ) para una temperatura del secundario (T_{EV}) y de salida (T_{CO}) fijas y para diferentes fluidos de trabajo. (9)	39
Figura 42: Influencia de la temperatura de salida (T_{CO}) con el ratio de masa (U) y el ratio de áreas (Φ) para una temperatura del primario (T_{GE}) y del secundario (T_{EV}) fijas y para diferentes fluidos de trabajo. (9)	39
Figura 43: Influencia de la temperatura de secundario (T_{EV}) con el ratio de masa (U) y el ratio de áreas (Φ) para una temperatura del primario (T_{GE}) y de salida (T_{CO}) fijas y para diferentes fluidos de trabajo. (9)	40
Figura 44 Geometría del eyector (3)	42
Figura 45 Parámetros geométricos del eyector. (30)	43
Figura 46 Posición óptima del NXP (30)	44
Figura 47 Óptimo del ángulo convergente de la sección de mezcla (30)	44
Figura 48 Geometría del eyector (31).	45
Figura 49 Esquema simplificado de los elementos del sistema de refrigeración con el eyector. (24)	45

Figura 50 Geometría de los eyectores (24).	46
Figura 51 Geometría del eyector (33)	46
Figura 52 Influencia de la carga de refrigeración con el ratio de masa y presiones.	47
Figura 53 Variación de la masa primaria y secundaria con la carga de refrigerante a diferentes L_c .	47
Figura 54 Parámetros geométricos (36)	48
Figura 55 Esquema del sistema (27)	49
Figura 56 Geometría del eyector (27)	49
Figura 57: Diagrama p-h del ciclo de compresión mecánica del armario de baja temperatura	53
Figura 58: Ciclo para un armario de baja temperatura para mantenimiento de congelados	54
Figura 59 Diagrama p-h del ciclo Jet pump optimizado para la aplicación armario de baja temperatura.	55
Figura 60 Variación del rendimiento con la presión de salida del eyector para distintas eficiencias de eyectores.	56
Figura 61 Variación del rendimiento con la presión de salida del eyector para distintas eficiencias de eyectores y efectividades del intercambiador. Las líneas continuas se corresponden con una efectividad de 0.8, las discontinuas de trazo corto 0.85 y las discontinuas de trazo largo 0.90.	58
Figura 62 Variación del rendimiento con la presión de salida del eyector para distintas eficiencias de eyectores y rendimientos del compresor. La efectividad del intercambiador se ha mantenido constante e igual a 0.80 en todos los casos.	61
Figura 63: Esquema del eyector con sus diámetros principales	63
Figura 64: Esquema del eyector con sus medidas.	65

Notación

NXP: Distancia desde la salida de la boquilla primaria hasta la entrada a la cámara de mezcla

X_{p1} : Título de vapor del flujo primario [28]

η_n : Rendimiento de la boquilla primaria [28]

D_n : Diámetro de la garganta

D_m : Diámetro de la cámara de mezcla

P_p : Presión de entrada del flujo primario

P_s : Presión de entrada del flujo secundario

Y_p : Ratio de presiones (Presión de salida/Presión de entrada del secundario)

μ : Ratio de masa

η_m : Eficiencia de la cámara de mezcla [28]

η_d : Eficiencia del difusor [28]

A_t : Área de la garganta

A_m : Área de la cámara de mezcla

r_a : Área efectiva, es lo mismo que ratio de áreas $(D_m/D_{th})^2$ [3]

λ : Ratio de masas [3]

P_g : Presión del flujo primario (generador)[3]

P_c : Presión del flujo de salida (condensador) [3]

P_e : Presión del flujo secundario (evaporador)[3]

T_e : Temperatura del flujo secundario (evaporador) [3]

T_g : Temperatura del flujo primario (generador) [3]

γ_A : Ratio de áreas [31]

L_m : Longitud de la cámara de mezcla

L_d : Longitud del difusor

η_{eje} : Rendimiento total del eyector

w : Ratio de masa

D_{th} : Diámetro de la garganta

D_{p2} : Diámetro de la salida del flujo primario

D_s : Diámetro del flujo secundario

D_m : Diámetro de la cámara de mezcla

D_d : Diámetro del difusor

L_{p2} : Longitud de la parte divergente de la boquilla primaria

L_s : Longitud de la cámara secundaria
 L_m : Longitud de la cámara de mezcla
 L_d : Longitud del difusor
 α_{p1} : Ángulo convergente de la boquilla primaria
 α_{p2} : Ángulo divergente de la boquilla primaria
 α_s : Ángulo de la cámara de succión
 α_d : Ángulo del difusor
 P_1 : Presión del flujo primario
 P_2 : Presión del flujo secundario
 P_3 : Presión de salida del eyector
 T_1 : Temperatura del flujo primario
 T_2 : Temperatura del flujo secundario
 T_3 : Temperatura de salida del eyector
 γ_e : Ratio de presiones

1 INTRODUCCIÓN

El ciclo de compresión mecánica es uno de los más utilizados en equipos de climatización. Su funcionamiento se basa en el intercambio de calor y energía de un fluido, a este fluido lo denominaremos refrigerante. En el proceso de compresión, el fluido se encuentra a baja presión y en estado de gas saturado mediante la compresión aumentamos su presión y temperatura llevando al fluido a un estado de gas sobrecalentado, después pasa por un intercambiador de calor, condensador, con el que intercambia energía con el medio exterior o con otro fluido, a la salida del condensador su temperatura habrá disminuido encontrándose el fluido en la línea de vapor saturado, a continuación pasa por una válvula de expansión donde la presión disminuye a entalpía constante por lo que tendremos un fluido a menor temperatura y en estado bifásico. Por último pasa a través de otro intercambiador, evaporador, donde el medio exterior u otro fluido se enfría a costa del calentamiento del refrigerante, es decir el evaporador absorbe energía del medio o del fluido, el refrigerante a la salida del evaporador se encuentra a mayor temperatura y en un estado de vapor saturado, a la salida del evaporador solo debemos tener el fluido en estado gaseoso pues si existe algo de líquido nos puede dañar el compresor, esta es la razón por la que a veces a la salida del evaporador sobrecalentamos el refrigerante. El compresor necesita energía mecánica para funcionar. En la siguiente imagen veremos gráficamente el ciclo de compresión mecánica.

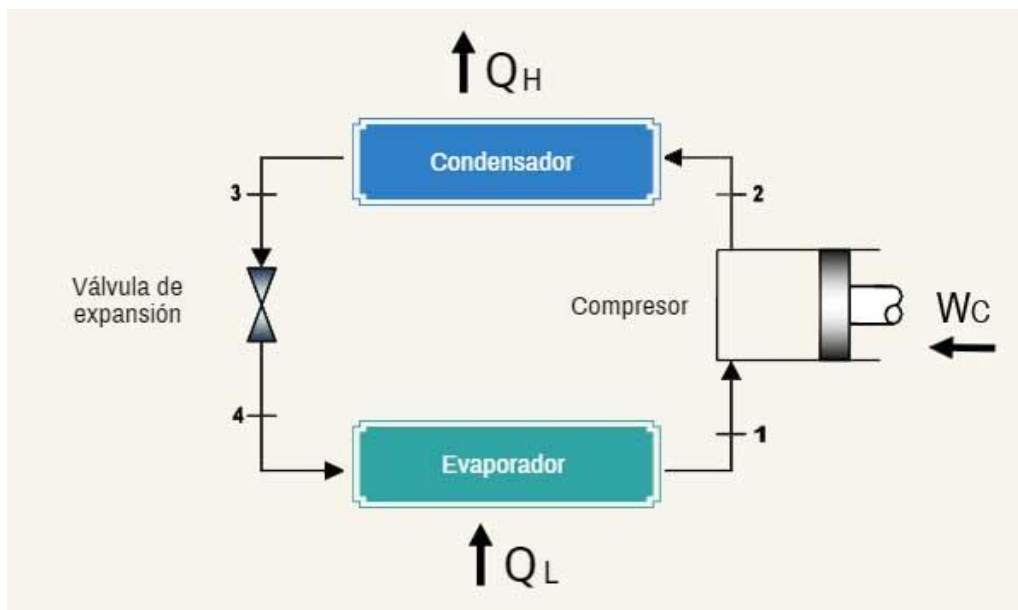


Figura 1: ciclo de compresión mecánica. <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-instalaciones-componentes/sistemas-de-refrigeracion-compresion-absorcion.html>

En el evaporador y condensador se intercambia calor con algo exterior y en la compresión se intercambia trabajo.

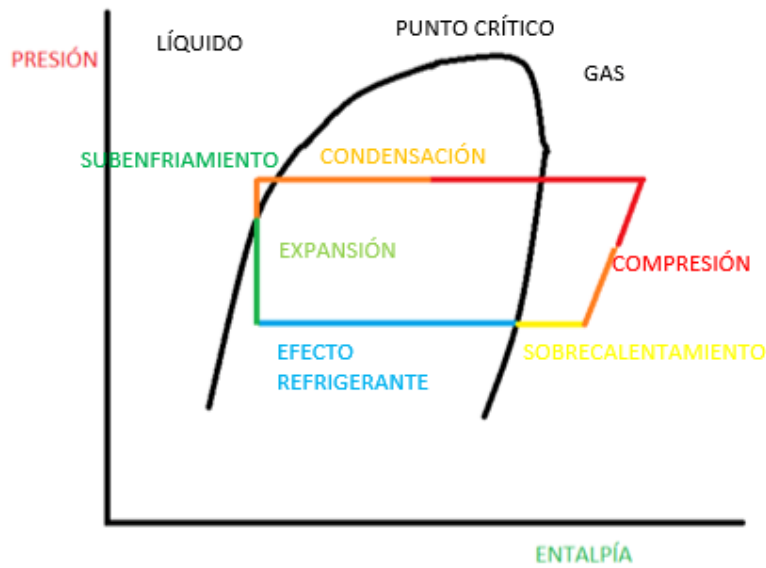


Figura 2 Diagrama de Mollier P-H de un ciclo de compresión mecánica. <https://www.luftechnik.com/aire-acondicionado/diagrama-de-mollier-y-el-ciclo-de-refrigeracion-mecanica/>

Como hemos visto tenemos una parte a alta presión y otra a baja, para pasar de baja presión a alta necesitamos un compresor que nos consumirá energía eléctrica, lo que estudiamos en este proyecto es la incorporación de un “aparato” que utilice la energía de la corriente de alta presión para subir la presión a la corriente de baja presión obteniéndose una corriente a presión intermedia, requiriéndose así menos energía del compresor. Este “aparato” se denominará eyector. La corriente de alta presión puede provenir del mismo ciclo o bien de corrientes residuales que llevan mayor presión (energía) que la de baja, por lo que en vez de tirar esa energía la aprovecharemos para subir la presión de la corriente de baja y obtener una presión intermedia.

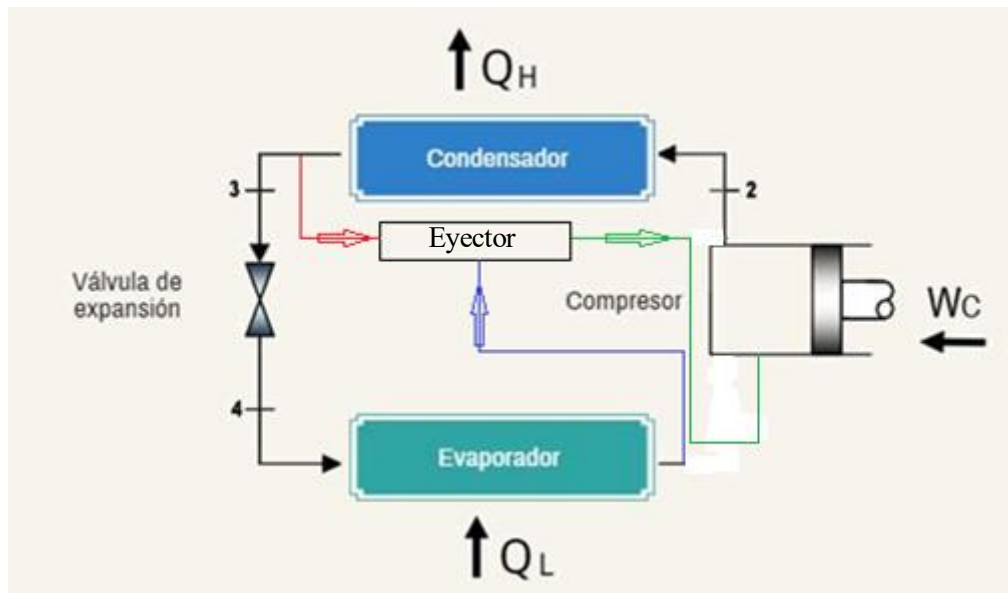


Figura 3 Ciclo de compresión mecánica con eyector.

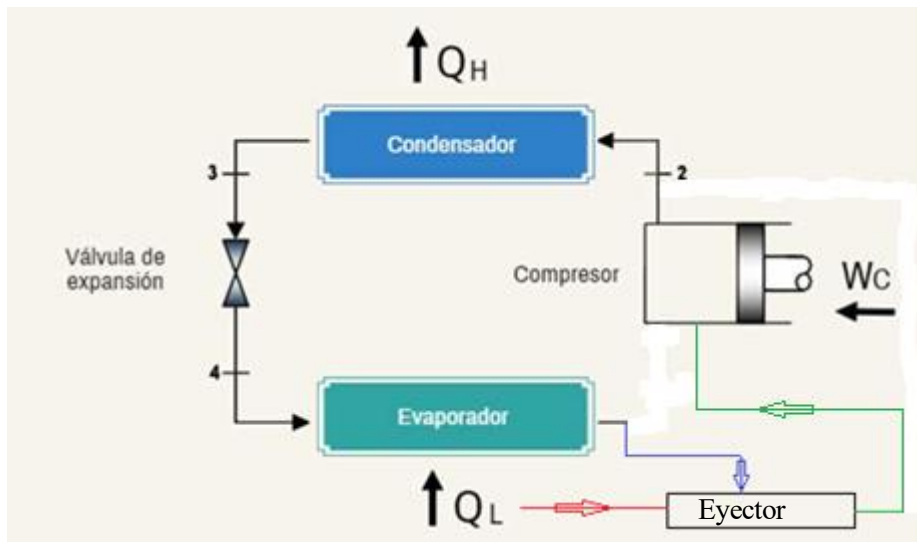


Figura 4 Ciclo de compresión mecánica con eyector que utiliza una corriente residual de alta presión.

El funcionamiento del eyector se explica mediante la mecánica de fluidos. Tenemos un flujo primario con alta energía, lo que significa que es la corriente de alta presión, este flujo primario pasa por una boquilla donde se acelera y a la salida de la boquilla tiene una velocidad supersónica, y su presión es menor que la de evaporación, lo que hará que la corriente del evaporador sea succionada por este flujo de alta presión, las velocidades de las corrientes se van igualando al igual que sus presiones, una vez igualadas las presiones sufren una onda de choque donde el flujo pasa a subsónico después pasa por un conducto convergente que hará que la velocidad disminuya para aumentar la presión de mezcla. El creciente estudio e interés por los eyectores se debe a su simplicidad de construcción, bajo coste de construcción y mantenimiento además de su larga vida, no tiene parte móviles y no tiene limitaciones de fluidos de trabajo. A pesar de que el rendimiento suele ser bajo, el factor que mas influye en su rendimiento es su geometría, también influyen sus fluidos de trabajo y las condiciones de operación.

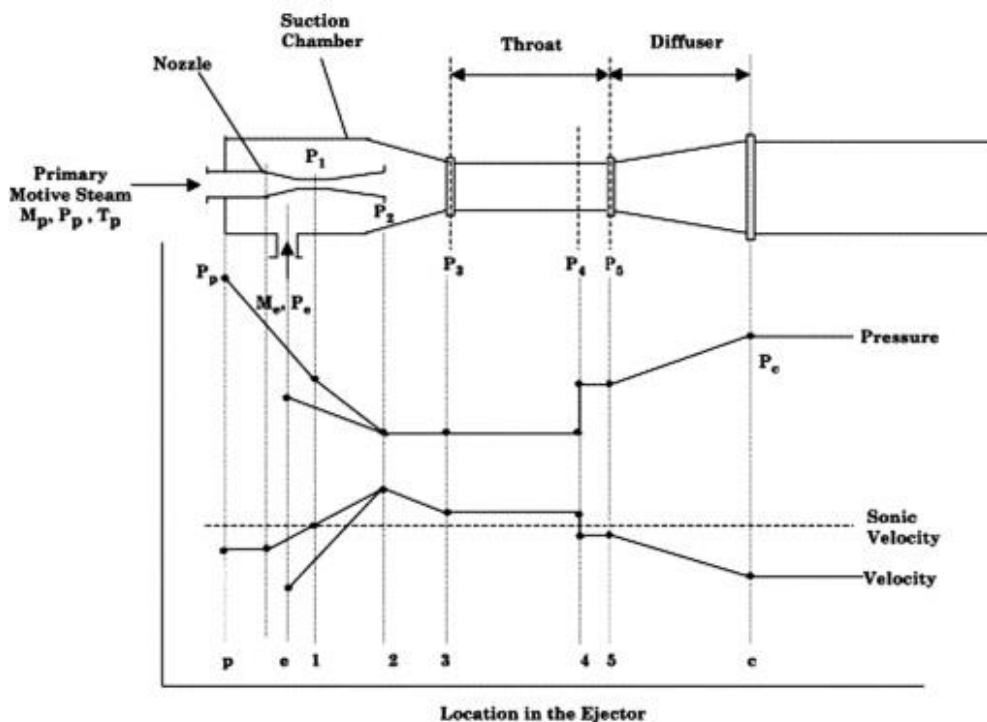


Figura 5 Diagrama esquemático de un eyector típico supersónico (1)

Al introducir un eyector en el ciclo esperamos que el rendimiento de este aumente haciéndolo más sostenibles con el medio ambiente, pues los sistemas de climatización cada vez son más utilizados y producen emisiones.

Otro factor importante en este ciclo es el refrigerante que usa, teniendo una pequeña influencia en el rendimiento del ciclo. La elección de un fluido de trabajo apropiado es indispensable para el diseño del eyector. Los siguientes requerimientos deben ser considerados cuando se elige un refrigerante:

(1) (2) (3)

1. Propiedades termo-físicas:

- El fluido debe tener un alto calor latente de vaporización para minimizar el ratio de circulación por unidad de capacidad frigorífica.
- La presión del fluido de alta presión no debería ser demasiado alta para permitir que la construcción del generador no sea demasiado robusta pues encarecerá la instalación, además minimizaremos la energía que necesita la bomba.
- Las propiedades de transporte como la viscosidad y la conductividad térmica deben ser favorables
- Los fluidos de trabajo con menos masa molecular requieren un eyector más grande para la misma capacidad. La dificultad de construir un eyector a escala pequeña debería ser considerada. Sin embargo una masa molecular grande hace que el ratio de masas aumente aumentando así la eficiencia del eyector.

En resumen queremos un fluido de trabajo que tenga, alto calor latente en el rango de temperaturas del flujo primario y del secundario, una temperatura crítica relativamente alta, una presión de saturación que no sea excesivamente alta en el flujo primario y que no sea excesivamente baja en el flujo secundario y un volumen específico bajo en estado de vapor.

2. Impacto medioambiental: debemos elegir un fluido que sea poco perjudicial para el medio ambiente en lo relativo al potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP) y el calentamiento global (GWP). El GWP mide la capacidad de una sustancia para producir efecto invernadero o de calentamiento global del planeta

1. Seguridad, el fluido debe ser químicamente estable, no tóxico, no corrosivo y no explosivo.
2. Económico y disponible en el mercado, debemos encontrar un fluido barato que esté disponible a la venta.

Un fluido se puede clasificar en vapor seco y vapor húmedo, representados en la figura 6. (4) (5). Para un fluido de vapor húmedo su línea de vapor de saturación tiene una pendiente negativa en el diagrama T-S. Para un fluido de vapor seco la pendiente es positiva. En un fluido de vapor seco, cuando hay una expansión no hay cambio de fase, lo que es interesante para nuestro eyector porque cuando el fluido entra en la boquilla primaria del eyector una pequeña caída de presión podría hacer que apareciesen algunas gotas, lo cual afectaría negativamente al funcionamiento del eyector, esto se podría eliminar sobrecalentando el fluido antes de su paso por la boquilla, sin embargo el calentamiento del fluido nos hará que la eficiencia del eyector caiga, este es el motivo por el que es preferible elegir un fluido de trabajo (refrigerante) seco.

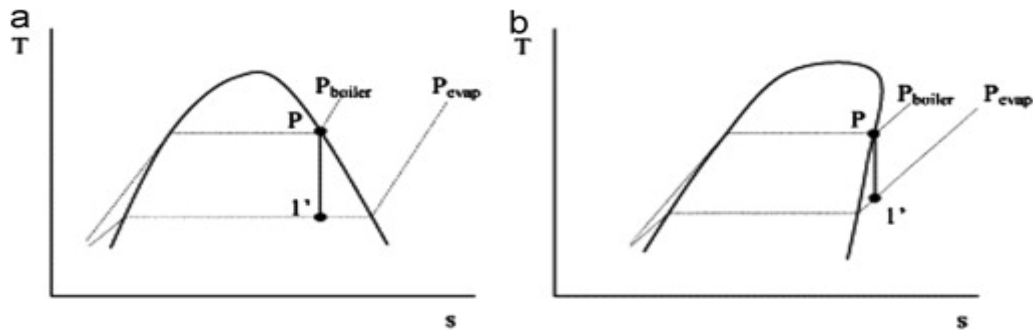


Figura 6 Proceso de expansión de un refrigerante a través de la boquilla primaria. (5) A) Fluido Húmedo B) Fluido Seco

Basándonos en su composición química los refrigerantes pueden ser clasificados en: (1)

1. Halocarbonos, Clorofluorocarbonos (CFCs) (6) son productos mayoritariamente de origen antrópico, compuestos por carbono y ciertos halógenos tales como cloro, bromo, flúor e hidrógeno. Fueron usados en los años 30 para la refrigeración y luego como propulsores en aerosoles para fabricar espuma, etc. Los halocarbonos suben hasta la estratosfera donde son destruidos por los rayos ultravioleta, dejando libre a átomos de cloro que se encargan de destruir la capa de ozono. (7) Los Hidroclorofluorocarbonos (HCFCs) e hidrofurocarbonos (HFCs) son compuestos de origen antrópico también que se están usando como sustitutos de los CFCs, se consideran transicionales pues también tienen efectos de gas invernadero, estos se degradan en la troposfera por acción de la fotodisociación. Los CFC son gases refrigerantes cuyas moléculas contienen átomos de cloro, flúor y carbono; los HCFC son gases refrigerantes cuyas moléculas contienen átomos de hidrógeno, cloro, flúor y carbono. Los HFC son gases refrigerantes cuyas moléculas contienen átomos de hidrógeno, flúor y carbono. Algunos de los refrigerantes que pertenecen a este grupo son: R11, R113, R114, R134a, R245ca, R245fa y R152a
2. Hidrocarburos HC (8) son los compuestos que resultan de la combinación de los elementos químicos carbono e hidrógeno. Los hidrocarburos surgen de la naturaleza. Algunos de los refrigerantes de este grupo son el metano (R50), etano (R170), propano (R290), ciclopropano (RC290), butano (R600), isobutano (R600a) y etileno glicol.
3. Compuestos refrigerantes como por ejemplo R407A, R407B y R410A
4. Otros refrigerantes como el agua (R718) el dióxido de carbono (R744) y el amoniaco (R717).

En la siguiente tabla veremos las características de los principales refrigerantes.

Type of refrigerant	Boiling point at 1 atm (°C)	Molecular mass (kg/kmol)	Latent heat at 0 °C (kJ/Kg)	Global warming potential (GWP)	Ozone depletion potential (ODP)	Wet/dry vapour
R123	27.9	152.39	176.8	0.02	0.016	Dry
R134a	-26.1	102.03	190.9	0.26	0.020	Wet
R141b	32.1	116.9	129.4	1.2	0	Dry

R152a	-24.0	66.05	324.2	2.8	0	Wet
R245fa	59.5	134	196.7	950	0	Dry
R290	-42.1	44.1	357.2	3	0	Wet
R600	-0.5	58.12	385.6	20	0	Dry
R600a	-0.5	58.12	374.3	<10	0.043	Dry
R718b (water)	100.0	18.02	2257.0	0	0	Wet
R717(ammonia)	-33.34	17.03	1369	0	0	Dry
R747 (CO ₂)	-78.5	44.0	571.1	1	0	Wet

Tabla 1 Características de los refrigerantes.

Según las condiciones de trabajo del ciclo, es decir a las temperaturas que trabaje, tomaremos un fluido de trabajo u otro.

Refrigerantes	T. flujo primario	T. flujo secundario	T. salida
R134a	80-103°C	0-16°C	27-43°C
R141b	70-100°C	5-15°C	30-50°C
R152a	90-113°C	0-16°C	27-43°C
R290	67-92°C	5-15°C	30-42.5°C
R600	72-122°C	5-15°C	30-47.5°C
R600a	72-111°C	5-15°C	30-45°C
R601	120-175°C	7-15°C	30.45°C
R601a	116-164°C	7-15°C	30-45°C

Tabla 2 Condiciones de operación según el fluido de trabajo. (4)

Como se ve en la tabla el R134a es bueno cuando tenemos bajas temperaturas en el flujo primario, el

R600 cuando son temperaturas intermedias y el R601 para altas temperaturas.

Según las referencias (4) (3) (9) el mejor fluido de trabajo es el propano, es el que mayor rendimiento tiene, debido a tener un ratio máximo de masa con el menor ratio de área. Además tiene la menor diferencia de incremento en el ratio de área cuando cambiamos la temperatura del primario 1°C. Sus desventajas son que tiene la menor temperatura crítica y la mayor presión de vapor por lo que requerirá una construcción robusta, además se considera un fluido inflamable por lo que tendrá que llevar dispositivos de seguridad.

Debido al gran uso de climatización, el cual contribuye en gran medida al elevado consumo energético mundial con sus correspondientes emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) asociadas, la Unión Europea (UE) presentó en Marzo de 2007 el plan sobre el cambio climático aprobado en el 2009 y con objetivo a 2020. El plan se centra en la reducción de emisiones de GEI, introducción de energías renovables y la eficiencia energética; con el objetivo a largo plazo de conseguir la des-carbonización ("*low-carbon economy*") (10).

Las medidas implantadas con el objetivo 2020 consisten en una reducción de las emisiones de GEI de un 20% en comparación con los niveles de 1990, una mejora de la eficiencia energética del 20% respecto al consumo final y una introducción de energías renovables en el mix energético del 20% también respecto al consumo final de energía. Tomando como base los objetivos para el 2020, en octubre de 2014 se adoptan los objetivos de la UE para el 2030. Estos, de forma similar a los de 2020, consisten en una reducción de los GEI del 40% respecto a los niveles de 1990, una introducción del 27% como mínimo de las energías renovables en el consumo final de la UE y una mejora de la eficiencia energética del 27% como mínimo (10).

Finalmente, la UE presenta su estrategia a largo plazo para 2050 en noviembre de 2018 con el objetivo de conseguir la des-carbonización casi completa de la economía. El objetivo consiste en haber reducido un 80-95% los GEI en relación con los niveles de 1990 en todos los sectores, previa reducción del 60% en 2040, y sin acudir a créditos internacionales. Según la UE, el sector de producción y distribución de electricidad podría eliminar totalmente las emisiones de CO₂ para 2050, el sector transportes podría alcanzar una reducción del 60 % respecto a los niveles de 1990, el sector residencial con los edificios de consumo casi nulo, la renovación de edificios antiguos y la sustitución de los combustibles fósiles por electricidad y las energías renovables podría reducir casi al completo sus emisiones, sobre el 90% para el 2050. Finalmente, el sector industria podría alcanzar una reducción de emisiones del 80% para 2050, con una mayor eficiencia energética y con las tecnologías de captura y almacenamiento de carbono.

Respecto al sector de la refrigeración, el instituto internacional de la refrigeración (IIR) elaboró en noviembre de 2017 una nota informativa acerca del impacto del sector sobre el cambio climático (11). De acuerdo al IIR, dicho sector es responsable del 7.8% de las emisiones de GEI, incluyendo equipos de aire acondicionado, bombas de calor y criogenia. Las emisiones del sector pueden venir bien de las emisiones de gases refrigerantes a la atmosfera por fugas, conocidas como emisiones directas, o bien por las emisiones producidas en la generación de la energía que estos sistemas consumen, las emisiones indirectas. Considerando el total de emisiones del sector, el 37% se debe a las emisiones directas debida a los refrigerantes y el 63% restante se debe a las emisiones indirectas. Según el IIR, se espera un crecimiento del sector, sobre todo en países desarrollados, por lo que resulta de gran importancia limitar el impacto del sector sobre el cambio climático para tener un crecimiento sostenible. El IIR recomienda continuar con las políticas de reducción y eliminación de los refrigerantes CFCs (clorofluorocarbonos) y HCFCs (hidroclorofluorocarbonos) para todas las regiones en las cuales no se hayan prohibido todavía, e implementar políticas de control de emisiones de refrigerantes con elevado poder de calentamiento atmosférico (PCA), los HFCs (hidrofluorocarbonos), apostando por los refrigerantes con bajo PCA que presentan una eficiencia energética comparable o superior que ayuda a reducir las emisiones directas asociadas del sector. Con el objetivo de reducir las emisiones indirectas del sector, el IIR recomienda continuar con la investigación para incrementar la eficiencia energética, limitar sus pérdidas energéticas asociadas con equipos de recuperación de calor, aislamiento etc. y hacer un uso racional de los equipos, así como implementar sistemas de control inteligentes (11).

El protocolo de Montreal, en 1987, fue el primer acuerdo para la protección de la capa de ozono. En dicho protocolo se fijaron las pautas para la reducción progresiva y eliminación del uso de CFCs que posteriormente fue modificado en Londres 1990, fechado en 1996 para países desarrollados y en 2010 para subdesarrollados. Se procedió de forma similar con los HCFCs, introduciendo en Montreal en 2007 una modificación siendo 2020 la fecha de eliminación progresiva del consumo de los HCFCs para países desarrollados y 2030 para subdesarrollados. Finalmente se fijó una tasa de reducción de producción de HFCs, modificada en Kigali en 2016, del 85% para 2036 para países desarrollados y del 80-85% para 2045-2047 para países subdesarrollados. En 1997, el protocolo de Kyoto fija el compromiso a limitar y reducir las emisiones de GEI de 6 gases: CO₂, N₂O, CH₄, SF₆ y gases fluorados, HFC y PFC. Previo al acuerdo de Kigali, la UE en 2015 publicó la regulación F-gas reemplazando a la original publicada en 2006. (12)

De las políticas comentadas de la UE surgen, en relación con los equipos de refrigeración, bomba de calor y criogenia, las siguientes regulaciones con el objetivo de cumplir los objetivos citados: regulación sobre el etiquetado energético, sobre el diseño ecológico de los equipos y sobre los gases fluorados de efecto invernadero. (13)

La regulación sobre etiquetado energético de la UE tiene el objetivo de informar al usuario del consumo energético del producto y compararlo con el resto, y así invitar a las empresas a invertir en el desarrollo y diseño de productos de bajo consumo. Todos los productos vendidos en la UE y para los que exista el requisito, entre ellos equipos de refrigeración para uso profesional y aparatos de aire acondicionado, deben ir provistos de la etiqueta y además en una posición claramente expuesta.

Respecto a la regulación sobre diseño ecológico de la UE el objetivo es el de incrementar la eficiencia energética de los equipos consumidores de energía, entre ellos los equipos de aire acondicionado. Para ello, esta regulación impone unos requisitos mínimos de eficiencia energética que son los llamados requisitos de diseño ecológico. Estos requisitos pueden ser específicos, cuando se miden los valores exactos y se fija un límite como el rendimiento estacional en el caso de los equipos de bomba de calor, y unos requisitos genéricos, en los que no se establecen valores límites, pero si se puede exigir que sea un producto reciclable, eficiente, que se facilite información sobre la utilización y mantenimiento etc. (13)

Finalmente, la regulación F-gas tiene los objetivos de limitar la cantidad total de gases fluorados (F-gas) y con un alto PCA reduciéndolos a un 20% para 2030 respecto a los niveles de 2014 (14) (15). Dicha regulación prohíbe:

- Fluido refrigerante de frigoríficos y congeladores domésticos con HFC y un PCA superior a 150 para el 2015.
- Fluido refrigerante de frigoríficos y congeladores de uso comercial con HFC y un PCA superior a 2500 para 2020 y con PCA superior a 150 para 2022.
- Fluido refrigerante de aparatos fijos de refrigeración con HFC con PCA superior a 2500 para 2020, excepto para los destinados a refrigerar productos a temperaturas inferiores a -50C.
- Fluido refrigerante de centrales frigoríficas multi-compresor compactas para uso comercial con capacidad igual o superior a 40 kW con PCA igual o superior a 150 para 2022, excepto en los circuitos refrigerantes primarios de los sistemas en cascada cuya limitación será con un PCA de 1500.
- Fluido refrigerante de aparatos portátiles de aires acondicionados para espacios cerrados con PCA igual o superior a 150 para 2020.
- Fluido refrigerante de sistemas partidos simples de aire acondicionado con una carga menor de 3 kg con PCA igual o superior a 750 para 2025.
- Espumas con PCA igual o superior a 150 de poliestireno extruido para 2020 y otras espumas para 2023.
- Aerosoles técnicos con PCA igual o superior a 150 para 2018. (15)

Dadas las novedades introducidas tanto por el protocolo de Montreal con la modificación de Kigali en 2016 y la regulación F-gas introducida por la UE en 2015, la UE se encuentra en una etapa para la sustitución de los refrigerantes en el sector de la refrigeración, aire acondicionado y bomba de calor, y existe actualmente una incertidumbre acerca del tipo de gases refrigerantes a utilizar en el futuro y como deberán adaptarse las máquinas a los mismos.

Existe en la actualidad otro tipo de refrigerantes no fluorados que no tienen fecha de caducidad como si la tienen los que se detallan en la normativa F-gas.

Hay disponibles en la actualidad refrigerantes de bajo PCA que cumplen con la normativa F-gas, comúnmente denominados como “*refrigerantes alternativos*” y que no tienen fecha de caducidad, se distinguen dos tipos: las olefinas o HFOs y los denominados refrigerantes naturales. Son el dióxido de carbono o R744, el amoníaco o R717, el R32, el R1234ze, el R1234yf, el propano o R290, el propeno o propileno o R1270 y el isobutano o R600a. La principal característica de estos refrigerantes es su reducido valor de PCA, incluso igual a cero en el caso del amoníaco. Las principales características de estos refrigerantes se presentan a continuación.

- CO₂ o R744: pertenece al grupo de los refrigerantes naturales y presenta un PCA igual a 1, una temperatura de saturación de -78C a presión atmosférica y trabaja a altas presiones. Se usa habitualmente en refrigeración comercial y puede usarse en sistemas integrales a pequeña escala. Su clasificación de seguridad es A1.
- Amoníaco o R717: pertenece al grupo de los refrigerantes naturales y presenta un PCA nulo, una temperatura de saturación de -33C y resulta tóxico y poco inflamable. Se usa habitualmente en industria. Su clasificación de seguridad es B2L.
- R32: es un HFC poco inflamable con un PCA de 675 y una temperatura de saturación de -52C a presión atmosférica. La aplicación principal donde puede usarse es en aires acondicionados partidos (Split). Su clasificación de seguridad es A2L.
- R1234ze: pertenece al grupo de las olefinas o HFOs, resulta poco inflamable y tiene un PCA igual a 7 y una temperatura de saturación de -19C a presión atmosférica. Puede ser utilizado en aplicaciones de enfriadoras, aires acondicionados partidos y sistemas integrales. Su clasificación de seguridad es A2L.
- R1234yf: pertenece al grupo de las olefinas o HFOs, resulta poco inflamable y tiene un PCA igual a 4 y una temperatura de saturación de -29.5C a presión atmosférica. Se usa habitualmente en aires acondicionados de automóvil y puede ser utilizado en aplicaciones de enfriadoras y bombas de calor. Su clasificación de seguridad es A2L.
- R600a o isobutano: pertenece al grupo de los refrigerantes naturales y presenta un PCA igual a 3, una temperatura de saturación de -12C a presión atmosférica y resulta inflamable. Se usa habitualmente en neveras y congeladores domésticos. Su clasificación de seguridad es A3.
- R290 o propano: pertenece al grupo de los refrigerantes naturales y presenta un PCA igual a 3, una temperatura de saturación de -42C a presión atmosférica y resulta inflamable. Es una opción para equipos autónomos de refrigeración, enfriadoras y bombas de calor. Su clasificación de seguridad es A3.
- R1270: pertenece al grupo de los refrigerantes naturales y presenta un PCA igual a 2, una temperatura de saturación de -48C a presión atmosférica y resulta inflamable. Se propone como alternativa para refrigeradoras y sistemas integrales. Su clasificación de seguridad es A3. (16)

A continuación, se presentan 3 tablas, para las propiedades termodinámicas, químicas y medioambientales de cada uno de los refrigerantes alternativos o naturales.

Refrigerante		Propiedades termodinámicas						
		Capacidad calorífica del gas (kJ/kgK)		Viscosidad ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)		Conductividad térmica (mW/mK)		Deslizamiento (K)
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
R744	CO2	6.4674	8.2123	57.048	20.157	80.789	45.509	0
R717	Amonia co	4.7844	3.1353	131.68	9.8346	485.51	26.159	0
R32	HFC	1.9367	1.6045	113.66	12.817	125.89	15.022	0
R1234 ze	HFO	1.3856	0.9758	199.38	12.236	74.204	13.59	0
R1234 yf	HFO	1.3921	1.0533	154.26	11.102	63.535	13.868	0
R600a	Isobuta no	2.43	1.7955	151.13	7.4965	89.262	16.823	0
R290	Propan o	2.7189	2.0147	97.132	8.2702	93.718	18.96	0
R1270	Propeno	2.6693	1.9729	95.928	8.9058	112.83	18.751	0

Tabla 3 Propiedades termodinámicas de los refrigerantes alternativos (17)

Refrigerante		Propiedades químicas	
		Estabilidad	Grado de corrosividad
R744	CO2	Estable	-
R717	Amonia co	Estable	Incompatibilidades: Agentes oxidantes, hierro, zinc, cobre, plata / óxidos de plata, óxidos de cadmio / cadmio, alcoholes, ácidos, halógenos, aldehídos.
R32	HFC	Tiene casi la misma tendencia que la de R410A	-
R1234ze	HFO	Silicona, fluorocarbono, neopreno, Armstrong N-8092 (material de sellado) se clasifican como alto riesgo; EPDM, caucho butílico y HNBR a base de nitrilo se clasifican como riesgo medio	-
R1234yf	HFO	Silicona, fluorocarbono, neopreno, Armstrong N-8092 (material de sellado) se clasifican como alto riesgo; EPDM, caucho butílico y HNBR a base de nitrilo se clasifican como riesgo medio	-
R600a	Isobuta no	Estable	-
R290	Propan o	Estable	Incompatible con agentes oxidantes fuertes
R1270	Propeno	Puede volverse inestable a temperaturas y presiones elevadas	-

Tabla 4 Propiedades químicas de los refrigerantes alternativos. (18)

Refrigerante		Propiedades seguridad			Propiedades medio-ambientales	
		Inflamabilidad	Toxicidad	Clasificación de seguridad	ODP	GWP
R744	CO2	No inflamable	Baja toxicidad	A1	0	1
R717	Amoniaco	Baja inflamabilidad	Altamente tóxico	B2L	0	0
R32	HFC	Baja inflamabilidad	Asfixiante	A2L	0	675
R1234ze	HFO	Baja inflamabilidad	Asfixiante	A2L	0	7
R1234yf	HFO	Baja inflamabilidad	Asfixiante	A2L	0	4
R600a	Isobutano	Alta inflamabilidad	Asfixiante	A3	0	3
R290	Propano	Alta inflamabilidad	Asfixiante	A3	0	3
R1270	Propeno	Alta inflamabilidad	Asfixiante	A3	0	2

Tabla 5 Propiedades de seguridad y medioambientales de los refrigerantes alternativos (16).

A continuación, se incluyen dos figuras en las que se compara la diferencia relativa de COP frente a la diferencia relativa de capacidad de varios refrigerantes frente a dos de referencia para diferentes aplicaciones. (19)

En el caso de la Figura 7 se presenta las condiciones para la aplicación de refrigeración tomando como refrigerante de referencia el R404A con una capacidad de 0.2808 kW/(m³/h), un COP de 1.421 y una temperatura de descarga de 109°C. Respecto a los refrigerantes con bajo PCA, se observa el amoníaco o R717 que se encuentra, en términos de COP y capacidad relativos, muy cercano al caso de referencia, en cambio no resulta una posibilidad para esta aplicación ya que para estas condiciones presenta una temperatura de descarga muy elevada, 309°C. El propeno presenta una mayor capacidad (+0.107) y un mayor COP (+0.087) respecto al refrigerante de referencia con una temperatura de descarga de 121°C; mientras que el propano presenta una menor capacidad (-0.109) y mayor COP (+0.098) con una temperatura de descarga muy cercana al caso de referencia 108°C. Ambos serían una buena elección para dicha aplicación, en cambio el propeno presenta problema de estabilidad, puede volverse inestable a temperaturas y presiones elevadas como se muestra en la Tabla 4. Finalmente, los HFOs (R1234yf y R1234ze) presentan una capacidad alejada del refrigerante de referencia, en comparación con el resto (-0.457 y -0.615 respectivamente) y el R32 además de una capacidad alejada del R404A (+0.604) presenta una temperatura de descarga demasiado elevada 196°C; por lo que resultan de menor interés para las condiciones de la aplicación de refrigeración. Por tanto, las opciones consistirían en el propano, el propeno y los HFOs.

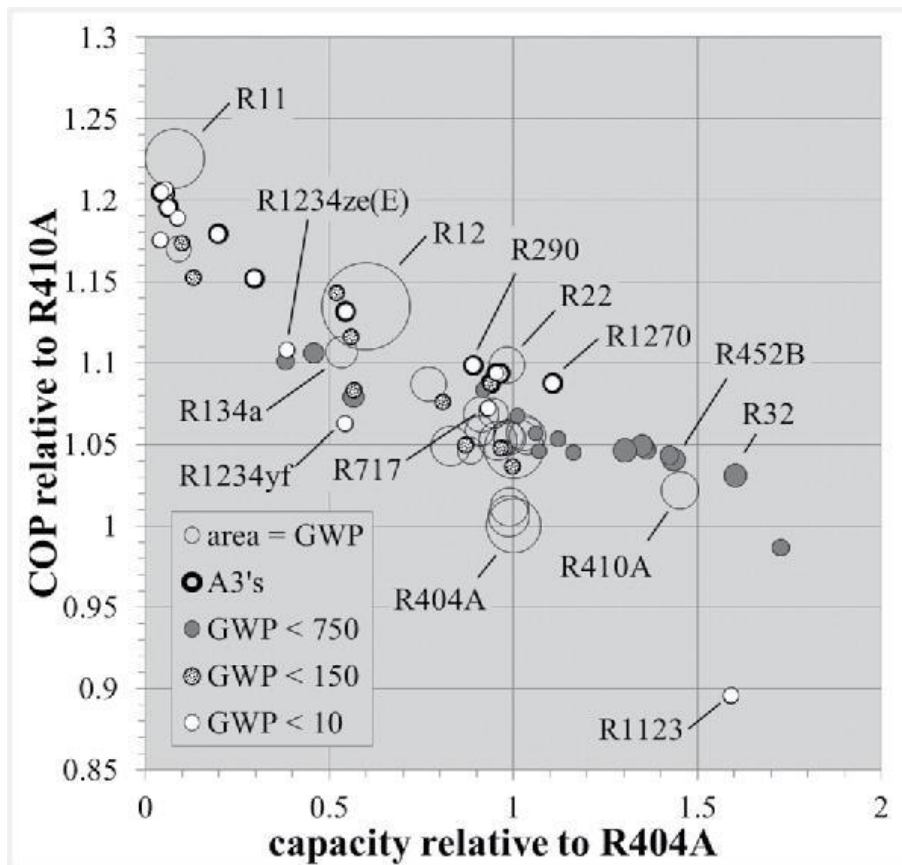


Figura 7. COP de varios refrigerantes frente a la capacidad relativa respecto al refrigerante de referencia R410A para las aplicación de refrigeración: T_{evap} = -31.7°C con 5.6°C superheat, T_{cond} = 40.6°C con 2.8°C subcooling, η_{comp} = 0.65, y ϵ_{SLHX} = 0.35 (19)

En el caso de la Figura 8 se presenta las condiciones para la aplicación de climatización tomando como refrigerante de referencia el R134a con una capacidad de 0.692 kW/(m³/h), un COP de 5.558 y una temperatura de descarga de 46°C. Respecto a los refrigerantes con bajo PCA, se observa el R1234yf con unas condiciones relativas muy cercanas al refrigerante de referencia (-0.063 capacidad y -0.043 COP) y el R1234ze con unas condiciones similares, pero con una diferencia mayor en capacidad (-0.257 capacidad y -0.004 COP). El propano se presenta con una diferencia relativa en capacidad de +0.32 y en COP de -0.017 y la misma temperatura de descarga, seguido del propeno con unas condiciones relativas de +0.592 capacidad y -0.021 COP. Finalmente, el amoníaco y el R32 presentan unas condiciones de capacidad de +0.763 y +1.505 y COP de +0.044 y -0.031 pero su temperatura de descarga resulta demasiado elevada para la aplicación en cuestión 95°C y 70°C respectivamente. Por tanto, las opciones consistirían en el propano, el propeno, los HFOs y en función de la aplicación final podría considerarse el R32.

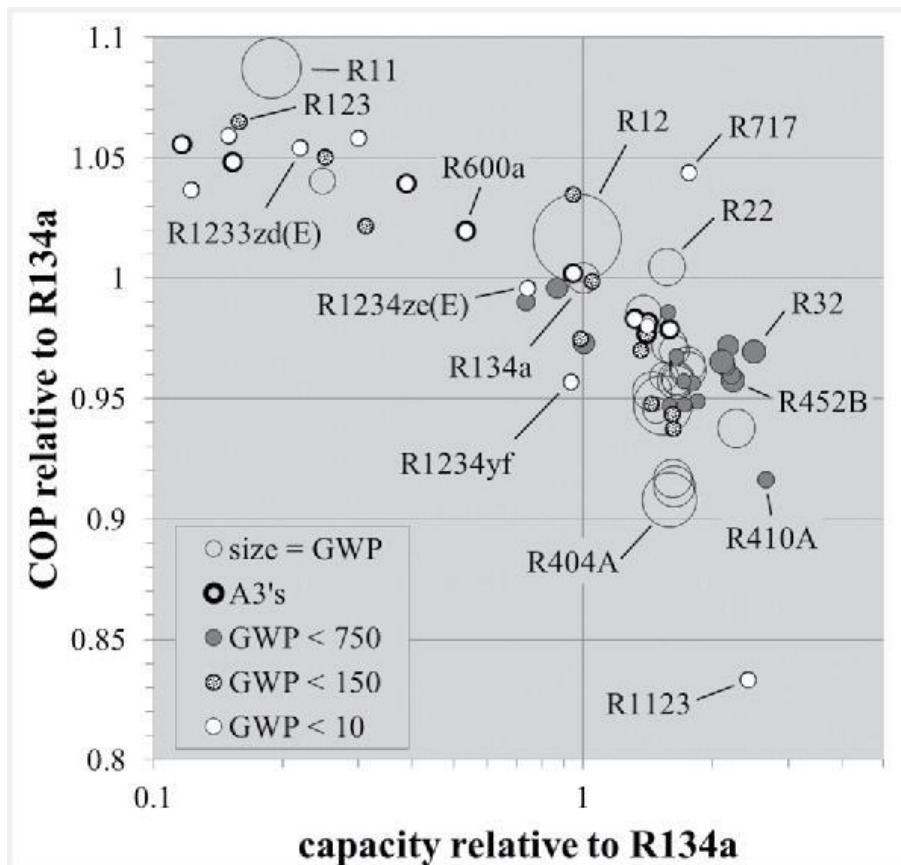


Figura 8 COP de varios refrigerantes frente a la capacidad relativa respecto al refrigerante de referencia R134a para la aplicación de enfriadora: $T_{evap} = 4.4^{\circ}\text{C}$ (no superheat), $T_{cond} = 37.8^{\circ}\text{C}$ (no subcooling) y $\eta_{empr} = 0.8$. (19)

Por otro lado, se ha ensayado la sustitución de refrigerantes por mezclas para disminuir la inflamabilidad. Ki-Jung Park et al (20) en 2009 analizaron la influencia de sustituir R22 por R290 (propano) o una mezcla de R170/R290 (etano/propano) en una bomba de calor, tanto en verano como invierno con resultados prometedores. Del mismo modo otros investigadores como Maul (21) han colaborado con empresas como Ait Deutschland para el desarrollo de bombas de calor aire-agua para climatización con R290 (LWD 5 – 9kW), concluyendo que los costes del refrigerante son prácticamente iguales a los de los HFC's. El coste de instalación es más caro en este caso, y se deben utilizar medidas de seguridad adicionales como la instalación de detectores de gas y sistemas de ventilación adecuados. La mayor ventaja es su buen rendimiento y su capacidad de producir agua a 62°C con una temperatura exterior de -20°C sin necesidad de un calentador eléctrico adicional además de su bajo GWP.

Respecto a las empresas de refrigeración, existen tres posibilidades para la sustitución de refrigerante. La primera sería con mezclas de HFCs pero sería una solución de transición y provisional para no más de 5 años, lo cual está fuera de los objetivos. Otra opción consiste en el cambio a CO_2 (R744), la desventaja de utilizarlo es que tiene un COP bajo y que necesita de una mayor inversión, en cambio con el uso de eyectores en el ciclo de CO_2 puede aumentarse la eficiencia y paliar dicha desventaja. Este refrigerante está implantándose para el sector de refrigeración comercial con evaporadores remotos (*comercial rack and condensing units*); es por ello que las piezas disponibles son para sistemas grandes y no tanto para sistemas pequeños; uno de los retos es conseguir realizar equipos de refrigeración comercial ligero con un coste asumible. Finalmente, la última opción es la de apostar por los inflamables, HFO o HC. Dentro de este grupo sería posible la apuesta por los HFO, R1234ze o R1234yf, o bien por el propano (R290) o el propeno (R1270) aunque este último presenta problemas de estabilidad. Dentro de esta elección, el propano resulta la mejor opción dado que siendo todas las opciones altamente inflamables, el

propano presenta un menor impacto sobre el medioambiente, con un menor valor de PCA, además la tecnología de propano se desarrolla en Europa siendo esto un aspecto socio-económico importante para las empresas. Ocurre que no hay una gran disponibilidad de HFOs, las cantidades son limitadas y el refrigerante resulta caro, el conocimiento y la experiencia acerca de este tipo de refrigerantes es limitado y los compresores no están disponibles. En cambio, el propano presenta un problema actualmente que es el límite de carga por seguridad a 150 gr, pero dicho límite se espera que aumente este mismo año a 500 gr, lo cual resulta ideal para las máquinas del sector de refrigeración comercial ligera.

Algunas empresas dentro del sector de aire acondicionado comercial siguen la tendencia principal de cambio a R32. En cambio, el refrigerante R32 presenta el problema de que resulta a largo plazo una solución intermedia dado su elevado valor de PCA y la elevada temperatura de descarga que presenta, lo que hace que no resulte apropiado para climas cálidos o producción de agua caliente sanitaria. Además, resulta un problema desde el punto de vista socioeconómico, puesto que la tecnología para R32 se produce fuera de Europa, en Asia y la experiencia con este tipo de refrigerante es reducida y hay dudas sobre fuentes de ignición y las piezas para este refrigerante no están ampliamente disponibles si no que se empezaron a incorporar en 2015.

2 REVISIÓN ESTADO DEL ARTE

*Lo escuché y lo olvidé,
Lo vi y lo entendí,
Lo hice y lo aprendí.
- Confucio -*

EN este capítulo nos centraremos en hacer un revisión bibliográfica de los tipos de eyectores. En un primer momento los clasificaremos según el tipo de boquilla o nozzle, el estado de las corrientes primaria y secundaria que entran en el eyector, la posición del nozzle o boquilla, funcionamiento crítico o subcrítico del eyector que tendrá conexión con el tipo de nozzle y si tenemos un nozzle fijo o variable. En una segunda parte nos centraremos en ver cómo afectan los parámetros geométricos y las condiciones de funcionamiento al rendimiento del eyector. Para concluir con este capítulo haremos una revisión de las medidas geométricas que debería tener un eyector según su fluido de trabajo el cual determinará sus condiciones operacionales.

2.1 Clasificación de eyectores

Los eyectores se pueden clasificar siguiendo varios parámetros, los elegidos en este trabajo han sido los siguientes: tipos de nozzles, es decir si son convergentes o convergentes-divergentes, según la posición del nozzle, si tienen funcionamiento crítico o subcrítico, según las fases de los fluidos y si el eyector es de nozzle fijo o variable. Antes de empezar con la clasificación pondremos una figura esquemática de las diferentes partes de un eyector. Consta principalmente de cuatro partes, la boquilla primaria o de absorción, la boquilla secundaria o cámara de succión, la zona o cámara de mezcla y el difusor.

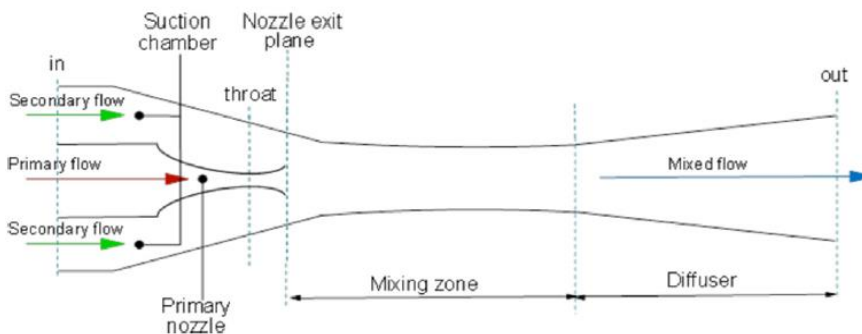


Figura 9 Eyector con sus diferentes partes (22)

2.1.1 Tipos de boquilla

El artículo de Giorgio Besagni 2015 (4) nos describe las diferentes boquillas que nos podemos encontrar en un nozzle, así como sus características. Además en los artículos J.Sakar 2012 (23) y Aphornratana 2003 (22) toman esta clasificación para estudiar los diferentes eyectores.

2.1.1.1 Boquilla convergente (4)

Podemos tener una boquilla que sea convergente, esto supondrá que el fluido está en condiciones subsónicas, es decir el fluido tiene menor velocidad que la velocidad del sonido, por lo que la información se propaga aguas arriba. Este tipo de boquilla no comprime demasiado pero tiene pequeñas pérdidas, se suele utilizar en refrigeración de eyectores de CO₂ transcrito.

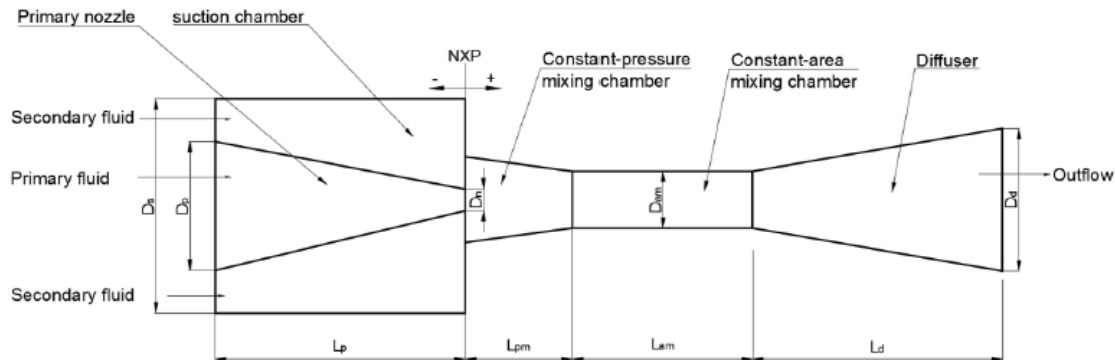


Figura 10 Eyector con boquilla convergente (24)

2.1.1.2 Boquilla convergente - divergente (4)

Si el eyector presenta una boquilla con parte convergente seguida de una divergente, tendremos el fluido en régimen supersónico, siendo la velocidad del fluido mayor que la del sonido en ese ambiente. La unión de la zona convergente con la divergente formará la garganta que será la que nos hará pasar de régimen subsónico a supersónico al producirse una onda de choque. Este tipo de boquilla nos proporciona mayor compresión, es decir mayor diferencia de presiones entre el flujo primario y el secundario. Un ejemplo de eyectores con boquillas convergente-divergente sería la figura 9.

2.1.2 Tipos de cámaras de mezclas

En las referencias (22) (4) (23) se propone una clasificación según el tipo de cámaras de mezcla, distinguiendo entre cámaras de área constante (CMA) y cámaras de mezcla de presión constante (CPM). Aunque Eames (25) realiza un estudio sobre un eyector cuya cámara de mezcla es de velocidad constante y de momento variable (CMRC), buscando combinar los mejores aspectos del CPM y del CMA.

2.1.2.1 Cámara de mezcla de área constante.

En los artículos (4) (23) nos indican que la salida de la boquilla primaria se encuentra en una sección de área constante ocurriendo ahí el proceso de mezcla, Besagni (4) incluye más información, aportando que CMA tiene una mayor capacidad de arrastre de masa, es decir que obtendremos un ratio de masa mayor, pero tendremos un menor rendimiento.

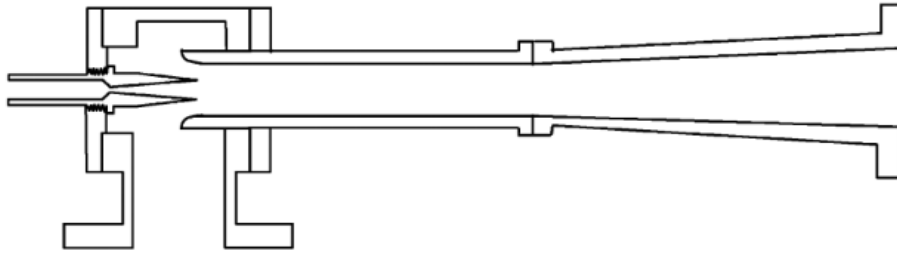


Figura 11 Cámara de mezcla de área constante. (22)

2.1.2.2 Cámara de mezcla de presión constante.

En los artículos (4) (23), nos indican que la salida de la boquilla primaria se encuentra enfrente de la cámara de succión, ocurriendo el proceso de mezcla en la cámara de succión, además Besagni (4) indica que CPM es más flexible para un rango amplio de presiones a la salida del eyector.

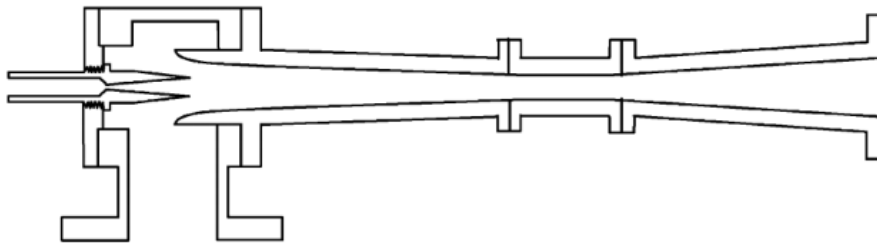


Figura 12 Cámara de presión constante. (22)

2.1.2.3 Cámara a velocidad constante y momento variable.

Eames (25) formula un método que asume el momento de velocidad constante en el difusor. Los resultados teóricos indican una mejora en el ratio de masa y en el ratio de presiones.

El método de CRMC nos da una geometría del difusor que elimina el proceso de bloqueo en el difusor en un punto de diseño de las condiciones de operación. Esto permite que el momento del flujo cambie a velocidad constante mientras pasa por el difusor, lo que permite que la presión estática aumente gradualmente desde la entrada a la salida evitando las pérdidas de presión total asociadas al proceso de onda de choque de los difusores convencionales.

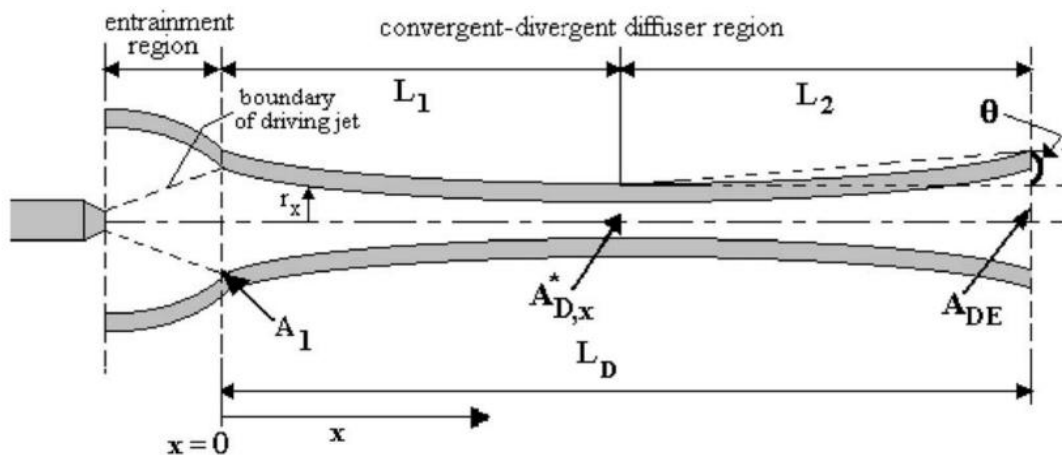


Figura 13 Eyector de velocidad constante a momento cambiante (25)

2.1.3 Modo de funcionamiento del eyector.

(4) El modo de funcionamiento del eyector dependerá de la presión de salida y de las condiciones del flujo primario y secundario.

2.1.3.1 Eyector subsónico.

Para un eyector subsónico existen tres regiones:

1. Funcionamiento crítico, existe una onda de choque en el flujo primario, el ratio de masas queda constante
2. Funcionamiento subcrítico, no tenemos onda de choque en el primer flujo y el ratio de masas tiene una gran dependencia de la presión de salida
3. Mal funcionamiento o flujo inverso, la presión de salida al condensador es tan alta que le flujo secundario se invierte a causa de este mal funcionamiento.

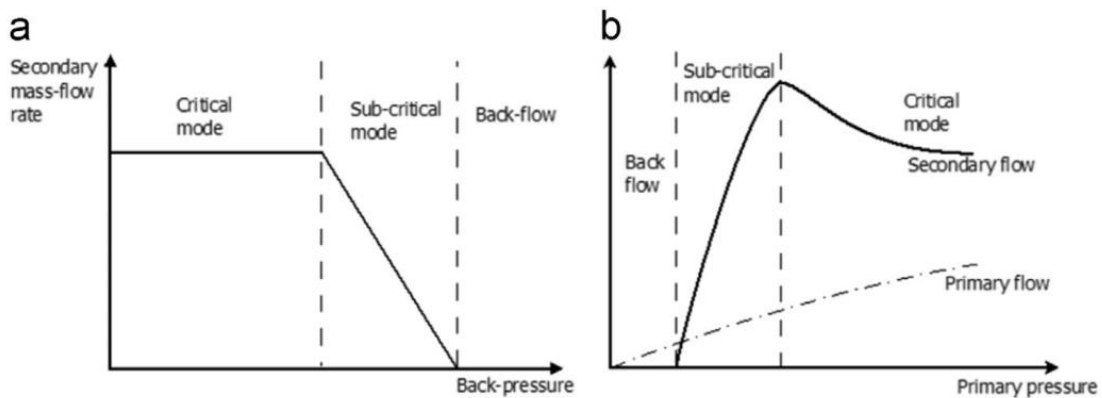


Figura 14 Regiones de funcionamiento de un eyector subsónico. A) Fijamos la presión primaria B) fijamos la presión de salida (4)

2.1.3.2 Eyector supersónico

Para un eyector supersónico también tendremos tres zonas de funcionamiento dependiendo de la presión de salida.

1. Funcionamiento crítico, tanto el flujo primario como el secundario sufren onda de choque y el ratio de masa no dependerá de la presión de salida
2. Funcionamiento subcrítico, el flujo primario sufre una onda de choque pero el secundario no, el ratio de masa dependerá de la presión de salida
3. Mal funcionamiento o flujo inverso la presión de salida es tan alta que el fluido secundario se invierte, no cumpliendo su función el eyector.

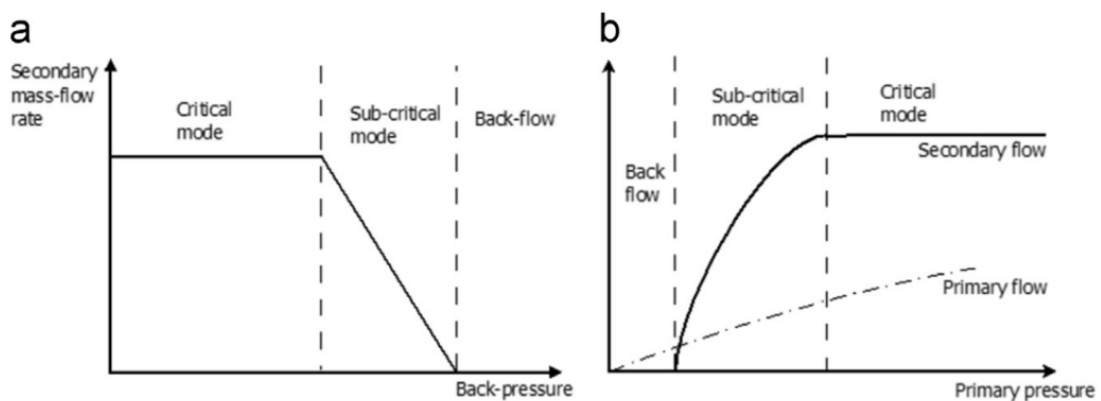


Figura 15 Regiones de funcionamiento de un eyector supersónico. A) Fijamos la presión del flujo primario. B) Fijamos la presión de salida.

2.1.4 Según la fase de los fluidos

Los flujos de eyector se pueden encontrar en fase gaseosa o líquida, dependiendo de estas fases se podrán clasificar según la siguiente tabla. El eyector más común es aquel que el flujo primario es en fase líquida y el secundario en fase gaseosa.

Nº de fases	Flujo primario	Flujo secundario	Flujo de salida	Nombre del eyector	Características
1	Vapor	Vapor	vapor	Vapor jet	Posible flujo bifásico. Posible ondas de choque
1	Líquido	Líquido	Líquido	Líquido jet	No tiene ondas de choque. No existe flujo bifásico
2	Vapor	Líquido	Líquido	Jet de condensación	Flujo bifásico con condensación del primario. Onda de choque
2	Líquido	Vapor	2 fases	Jet 2 fases Jet pump	Flujo bifásico Posible onda de choque

Tabla 6 Clasificación de eyectores según las fases de sus flujos. (4)

2.1.5 Eyectores fijos y variables

Dependiendo de las condiciones de operación tendremos una geometría del eyector u otra, (se verá con más detalle en el siguiente punto), esto nos llevara a que cuando cambien las condiciones de operación tengamos que cambiar la geometría del eyector. Hay algunos eyectores que nos permiten cambiar su geometría. La geometría puede cambiar haciendo que el diámetro de la garganta sea mayor o menor dependiendo de la posición de una aguja que se introduce en la boquilla primaria.

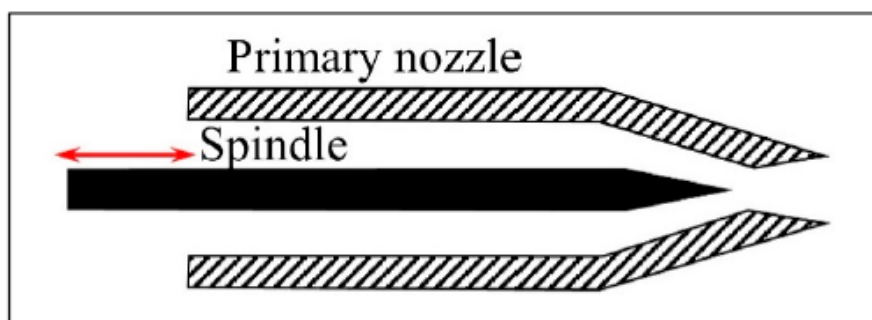


Figura 16 Geometría de la boquilla primaria de un eyector variable. (26)

Otra forma de cambiar la geometría del eyector es con una boquilla primaria móvil que nos permitirá adaptar el NXP a las condiciones de trabajo.

Diversos estudios recomiendan un eyector variable ya que nos proporcionara un rendimiento mayor que un eyector fijo porque es capaz de adaptarse a las diferentes condiciones de trabajo. Según Paulo R. Pereira (27) para un condensador de 3 bar aumenta un 80% el rendimiento al usar un eyector variable.

2.2 Influencia de los parámetros del eyector en su rendimiento.

Las condiciones de operación y la geometría del eyector influyen en el rendimiento. En esta sección veremos un primer apartado del rendimiento de cada parte del eyector, es decir, el rendimiento del nozzle, de la cámara de succión, de la cámara de mezcla y del difusor, después veremos la influencia de los parámetros geométricos y operacionales en el rendimiento total del eyector, por último haremos una tabla de las medidas geométricas de los eyectores según sus condiciones y fluidos de trabajo.

2.2.1 Rendimiento de las diferentes partes del eyector

Xiao Wang (28) estudia la eficiencia de los componentes de un pequeño eyector de dos fases. Los componentes del eyector estudiado son la boquilla primaria o boquilla motriz, la cámara de mezcla y el difusor, sus rendimientos cambiarán al variar los parámetros geométricos del eyector así como las condiciones de operación. El eyector de estudio es subsónico, es decir la boquilla primaria es convergente.

Los parámetros estudiados para ver su influencia en la eficiencia de las partes del eyector son los siguientes:

1. Ratio de presión tomado como el cociente de la presión de entrada del flujo primario con la presión de entrada del flujo secundario.
2. Ratio de diámetro descrito como el cociente del diámetro de salida del flujo primario con el diámetro de la cámara de mezcla.
3. NXP, la distancia que existe desde la salida de la boquilla primaria hasta la entrada de la cámara de mezcla.

Los resultados obtenidos para la eficiencia de la boquilla primaria evaluando esos parámetros son:

1. La eficiencia incrementa con el aumento del ratio del diámetro
2. La eficiencia disminuye con el aumento del ratio de presiones. Es el parámetro mayor sensibilidad en la eficiencia de la boquilla primaria.
3. NXP no influye demasiado en esta eficiencia.

Otro parámetro a tener en cuenta en la evaluación de la eficiencia de la boquilla primaria es el hecho de la calidad o título de vapor del fluido primario (X_{p1}), ya que el flujo primario será un flujo bifásico en este caso. El ratio de presiones aumentará a mayor título de vapor pero el ratio de masas (flujo secundario/flujo primario) disminuirá. La eficiencia de la boquilla incrementará con el título de vapor.

A las conclusiones llegadas tras el estudio de la eficiencia de la cámara de mezcla son:

1. Cuando el ratio de presiones está por debajo de 3 la eficiencia aumenta con el ratio de presiones. Si este ratio es mayor la eficiencia no varía. A ratios pequeños tiene gran dependencia.
2. Sufre una disminución cuando aumentamos el ratio de diámetros.
3. NXP tiene poca influencia

La influencia de estos parámetros en la eficiencia del difusor comparada con las otras eficiencias tiene relativamente poca importancia. Las conclusiones obtenidas son:

1. Sufre una disminución casi lineal con el aumento del ratio de presiones. La eficiencia será mayor cuanto menor sea el ratio de presiones
2. Con el aumento de ratio de diámetros muestra un suave incremento.
3. Al aumentar NXP la eficiencia muestra una disminución casi lineal.

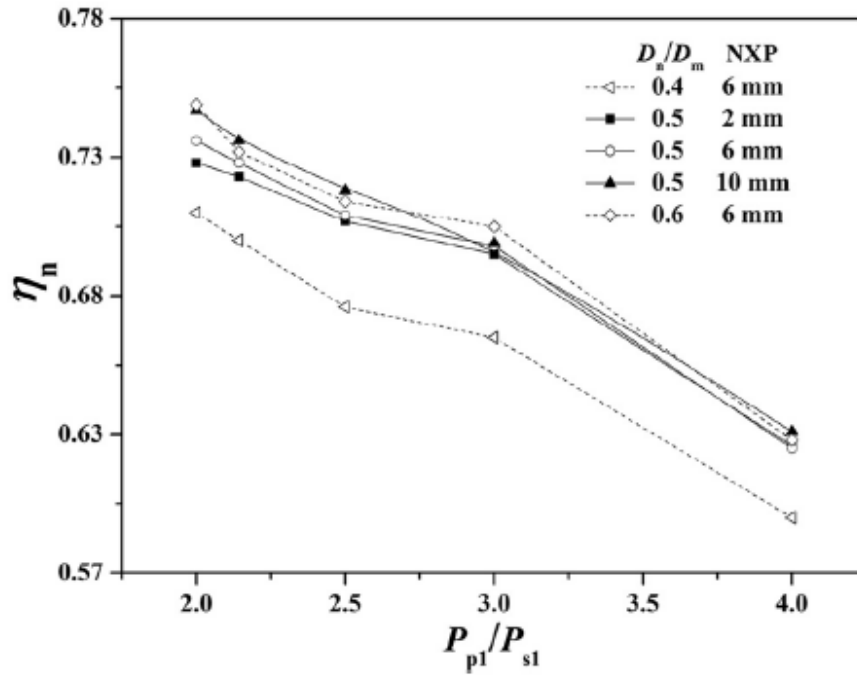


Figura 17: Eficiencia de la boquilla primaria con la variación del ratio de presiones para ratios de diámetros y NXP diferentes (28)

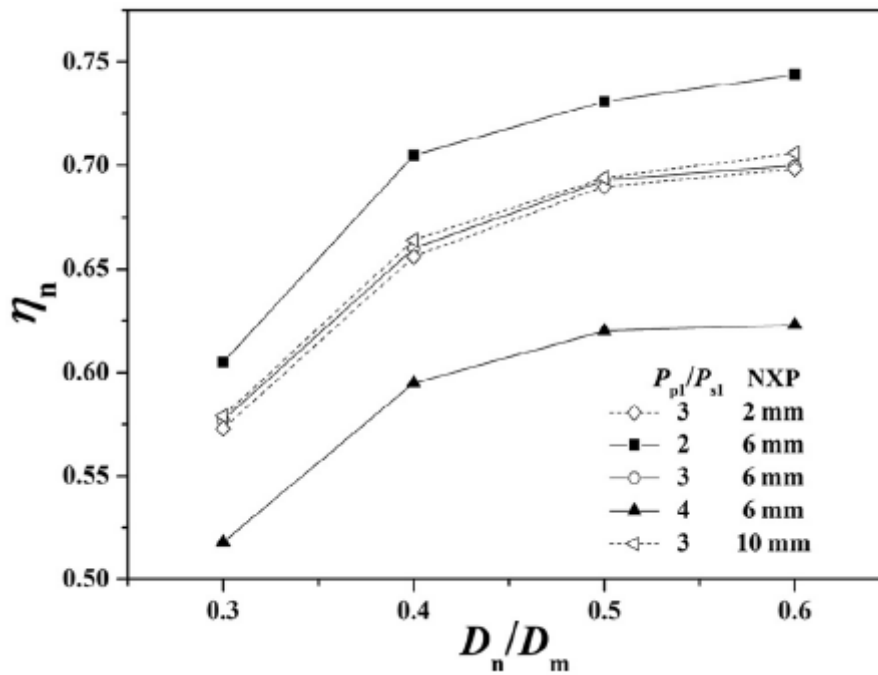


Figura 18: Eficiencia de la boquilla primaria con la variación del ratio de diámetros para ratios de presión y NXP diferentes (28)

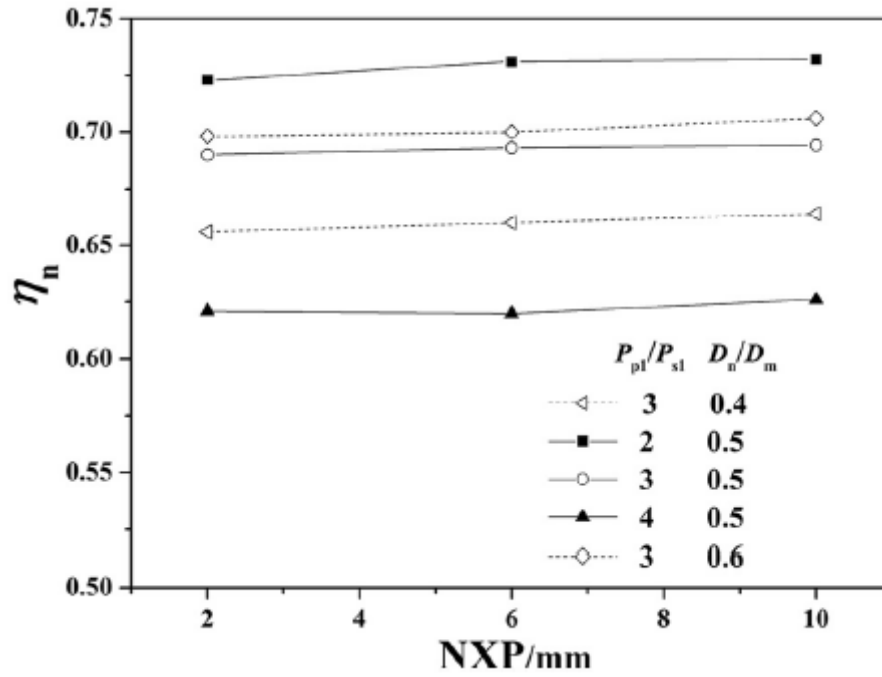


Figura 19: Eficiencia de la boquilla primaria con la variación de NXP para ratios de presión y diámetros diferentes (28)

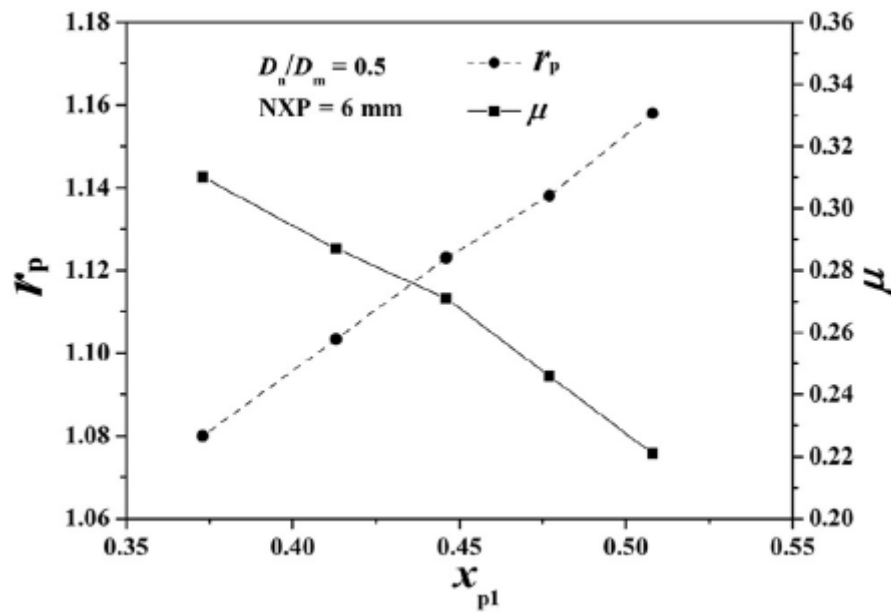


Figura 20: Efectos del título de vapor en el rendimiento de un eyector. (28)

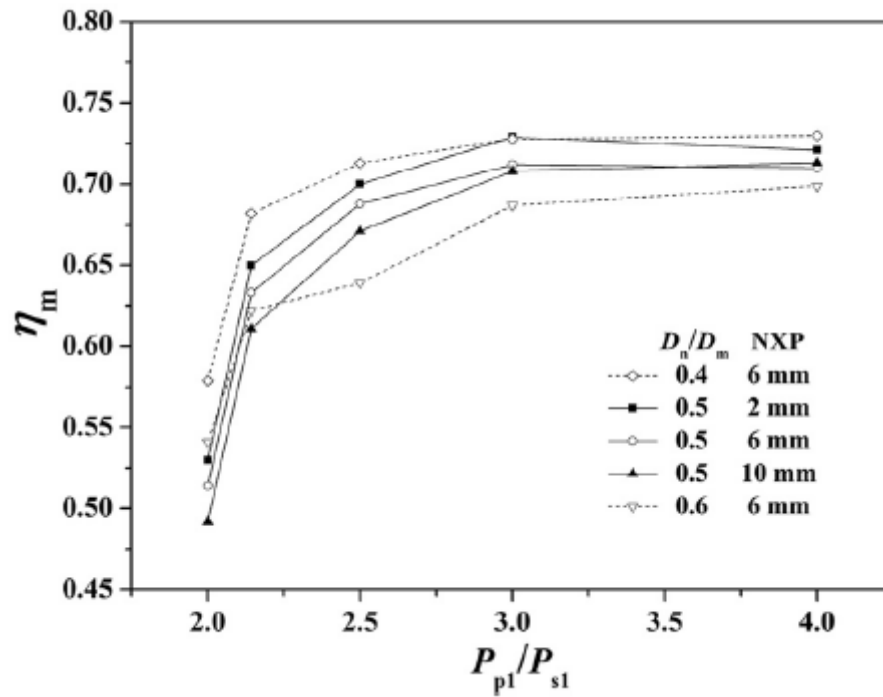


Figura 21: Eficiencia de la cámara del mezcla con la variación del ratio de presiones para diferentes ratios de diámetros y NXP (28)

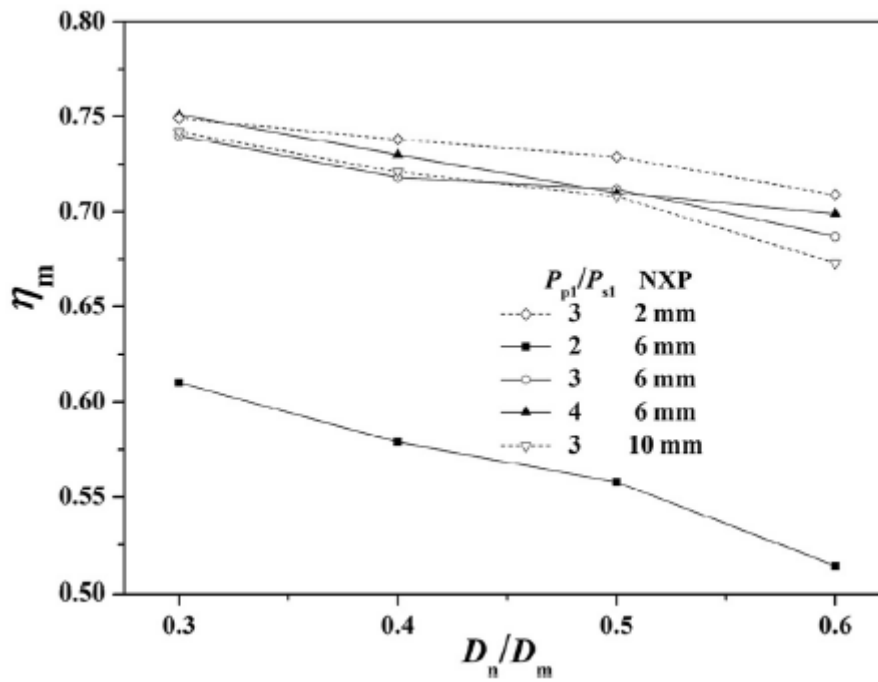


Figura 22: Eficiencia de la cámara de mezcla con la variación del ratio de diámetros para diferentes ratio de presiones y NXP (28)

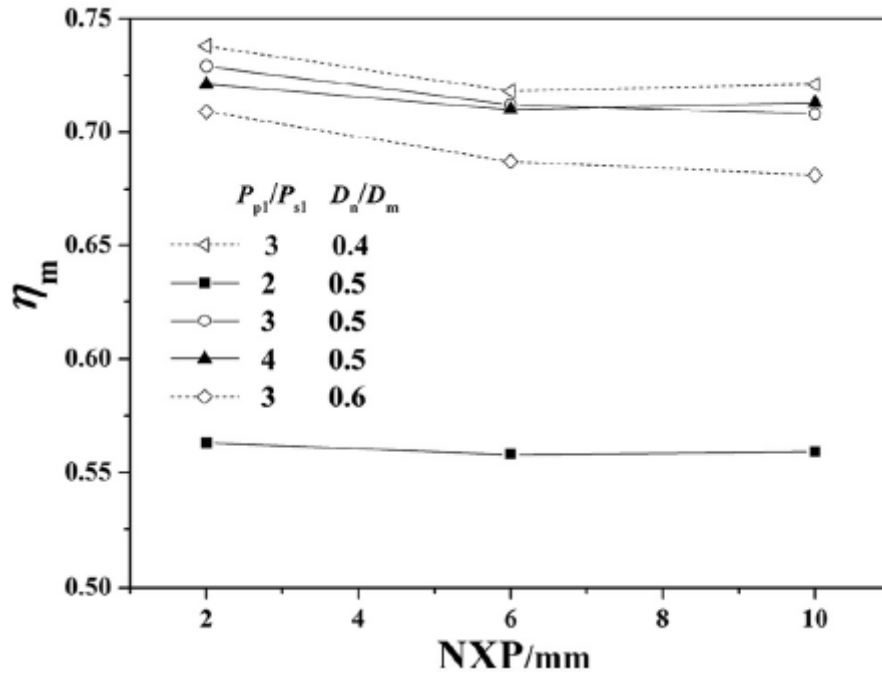


Figura 23: Eficiencia de la cámara de mezcla con la variación de NXP para diferentes ratios de presiones y diámetro (28)

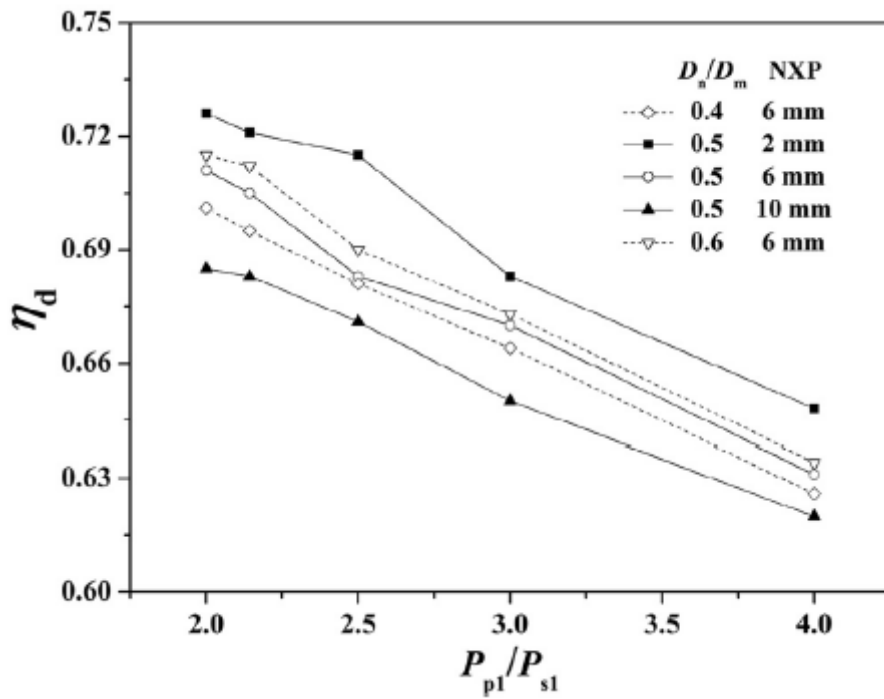


Figura 24: Eficiencia del difusor con la variación del ratio de presiones para diferentes ratio de diámetros y NXP. (28)

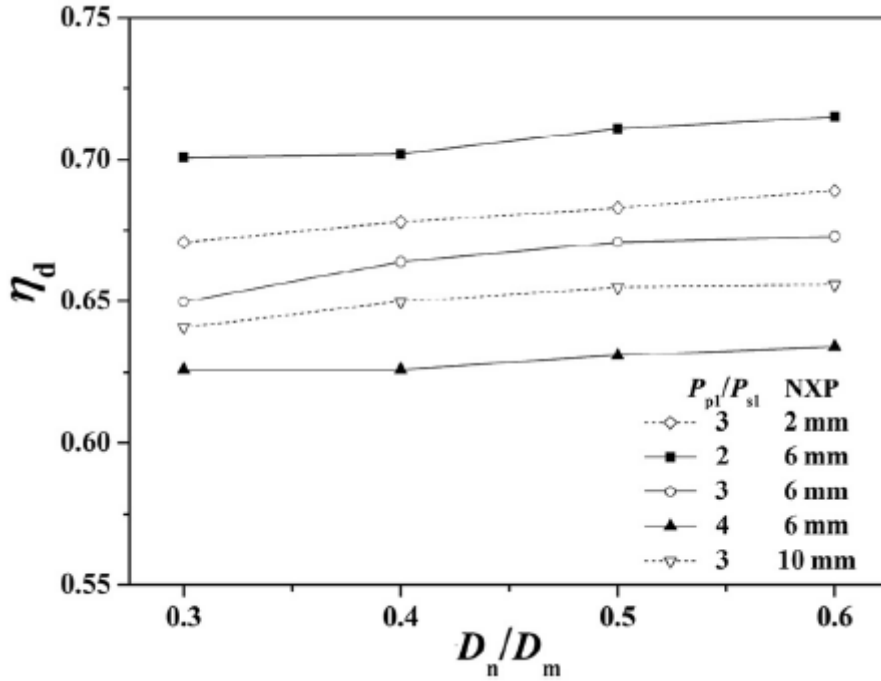


Figura 25: Eficiencia del difusor con la variación del ratio de diámetros para diferentes ratio de presiones y NXP (28)

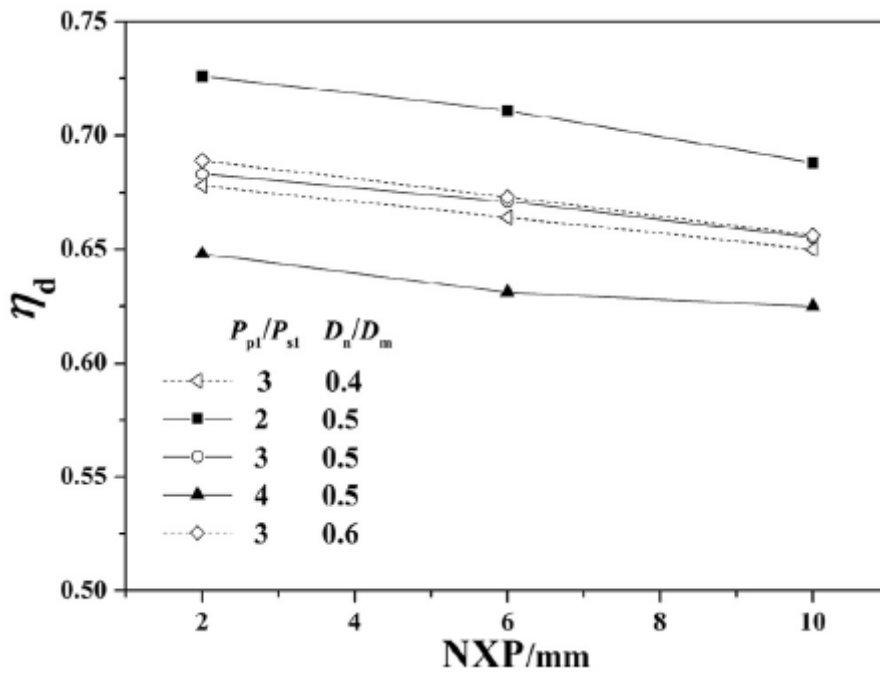


Figura 26: Eficiencia del difusor con la variación del NXP para diferentes ratios de diámetros y presión (28).

Tras realizar el estudio el autor combinó los datos experimentales con el modelo del eyector propuesto y obtuvo las correlaciones empíricas de las eficiencias de la boquilla primaria, la cámara de mezcla y el difusor, por lo tanto los rendimientos de los componentes de un eyector de R600a (isobutano) son:

$$100 \text{ kPa} \leq P_{p1} \leq 200 \text{ kPa}, \quad 50 \text{ kPa} \leq P_{s1} \leq 70 \text{ kPa},$$

$$2 \text{ mm} \leq \text{NXP} \leq 10 \text{ mm},$$

$$0.313 \leq x_{p1} \leq 0.531, \quad 0.6 \text{ mm} \leq D_n \leq 1.2 \text{ mm},$$

$$D_m = 2 \text{ mm}$$

$$\eta_n = -0.01615 \left(\frac{P_{p1}}{P_{s1}} \right)^2 + 0.06925 \frac{P_{p1}}{P_{s1}} - 1.32811 \left(\frac{D_n}{D_m} \right)^2$$

$$+ 1.40543 \frac{D_n}{D_m} - 1.25177 x_{p1}^2 + 1.54065 x_{p1} - 0.16937$$

$$\eta_m = -0.50685 \left(\frac{P_{p1}}{P_{s1}} \right)^4 + 5.91466 \left(\frac{P_{p1}}{P_{s1}} \right)^3 - 25.43486 \left(\frac{P_{p1}}{P_{s1}} \right)^2$$

$$+ 47.90428 \frac{P_{p1}}{P_{s1}} + 12.50076 \left(\frac{D_n}{D_m} \right)^4 - 17.06804 \left(\frac{D_n}{D_m} \right)^3$$

$$+ 7.52924 \left(\frac{D_n}{D_m} \right)^2 - 1.29759 \frac{D_n}{D_m}$$

$$- 0.00016 \text{NXP}^2 - 0.0018 \text{NXP} - 32.60023$$

$$\eta_d = 0.00482 \left(\frac{P_{p1}}{P_{s1}} \right)^2 - 0.06947 \frac{P_{p1}}{P_{s1}} + 0.08833 \left(\frac{D_n}{D_m} \right)^2$$

$$- 0.04263 \frac{D_n}{D_m} + 0.00013 \text{NXP}^2 - 0.00744 \text{NXP} + 0.87024$$

Otros de los artículos encontrados donde se estudia la eficiencia de los componentes del eyector es el realizado por Lixing Zheng (29), este artículo incluye también la eficiencia de la cámara de succión. El eyector de estudio tiene la boquilla primaria convergente al igual que en el caso anterior. Las eficiencias son estudiadas bajo diferentes parámetros geométricos y condiciones operacionales. Para evaluar la eficiencia se han variado NXP y el área de la boquilla primaria, al cambiar este área cambia el cociente entre el área de la boquilla primaria y la cámara de mezcla, los valores geométricos que han permanecido fijos son el diámetro de la cámara de mezcla (D_m) y el de salida de la boquilla primaria (D_n). Las diferentes geometrías estudiadas se muestran en la siguiente tabla.

No.	NXP	A_t/A_m	Sym.	No.	NXP	A_t/A_m	Sym.	No.	NXP	A_t/A_m	Sym.
1	8.4	0.101	□	9	8.9	0.101	□	18	9.4	0.101	□
2	8.4	0.0919	○	10	8.9	0.0919	○	19	9.4	0.0919	○
3	8.4	0.0836	△	11	8.9	0.0836	△	20	9.4	0.0836	△
4	8.4	0.0756	▽	12	8.9	0.0756	▽	21	9.4	0.0756	▽
5	8.4	0.0681	◇	13	8.9	0.0681	◇	22	9.4	0.0681	◇
6	8.4	0.0609	☆	14	8.9	0.0609	☆	23	9.4	0.0609	☆
7	8.4	0.0541	+	15	8.9	0.0541	+	24	9.4	0.0541	+
8	8.4	0.0478	×	16	8.9	0.0478	×	25	9.4	0.0478	×
				17	8.9	0.0418	⊙				

Tabla 7: Geometrías variables del eyector y sus símbolos correspondientes (29)

Para la eficiencia de la boquilla primaria:

1. Con un NXP constante tenemos que para un incremento en el ratio de área (cociente del área de la primera boquilla entre el área de la cámara de mezcla, A_t/A_m), lo que significa un aumento en el área de la boquilla primaria, hace que la eficiencia baje hasta un mínimo y luego aumente. Lo mismo ocurre para el ratio de presiones (cociente entre la presión del primario y del secundario) y para el ratio de masas (cociente de la masa secundaria entre la primaria).
2. Con un área constante de la boquilla primaria tenemos que cuando NXP incrementa la eficiencia del nozzle disminuye, pero si estamos con un ratio alto de presiones y un ratio de masas pequeño los efectos de la eficiencia con NXP son pequeños. Ratio de presiones mayor a 2,4 y el ratio de masas menor a 0.4.

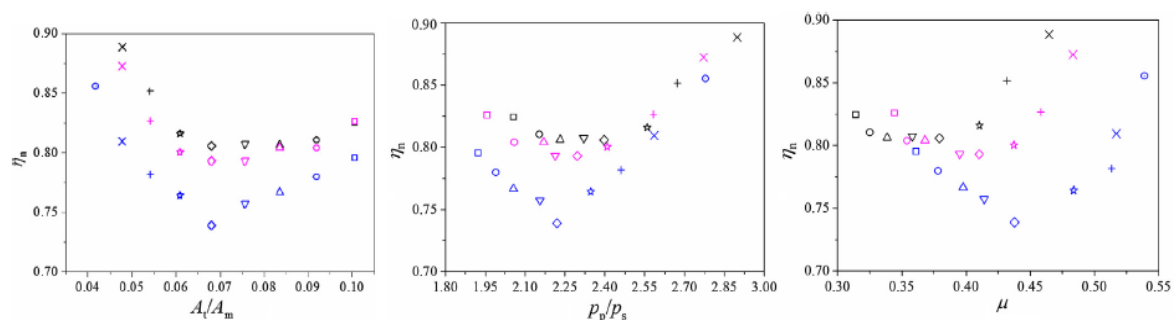


Figura 27: Eficiencia isentrópica de la boquilla primaria para un ratio de áreas, presiones y masa. (29)

Para la eficiencia de la cámara de succión con un NXP fijo:

1. Un ratio de áreas pequeño, por debajo de 0.075, la eficiencia es relativamente alta y no cambia pero para valores mayores al aumentar el ratio de área la eficiencia sufre una brusca caída.
2. Para el ratio de presiones y masa ocurre lo contrario para un valor alto del ratio de presiones, por encima de 2.3, y un ratio de masas por encima de 0.4 la eficiencia es alta y casi no cambia, pero a valores menores la eficiencia cae rápidamente.

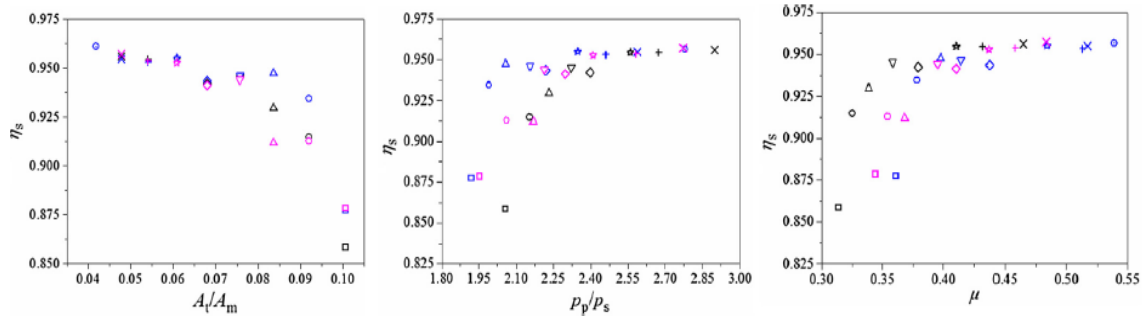


Figura 28: Eficiencia isentrópica de la cámara de succión para un ratio de áreas, presiones y masas. (29)

La eficiencia en la cámara de mezcla:

1. Para un NXP constante un aumento del ratio de área me proporciona un aumento en la eficiencia. Con el ratio de presiones y masa ocurre lo contrario un aumento en estos parámetros supondrá una disminución de la eficiencia.
2. Cuando NXP es variable y aumenta la eficiencia aumenta para un cierto ratio de área o ratio de masa, sin embargo casi da igual para el ratio de presiones. Esto es porque para una disminución del ratio de área el área del fluido primario disminuye aumentando su velocidad y la diferencia de velocidad entre los fluidos hace que incremente las pérdidas por fricción y transferencia haciendo que la eficiencia disminuya.

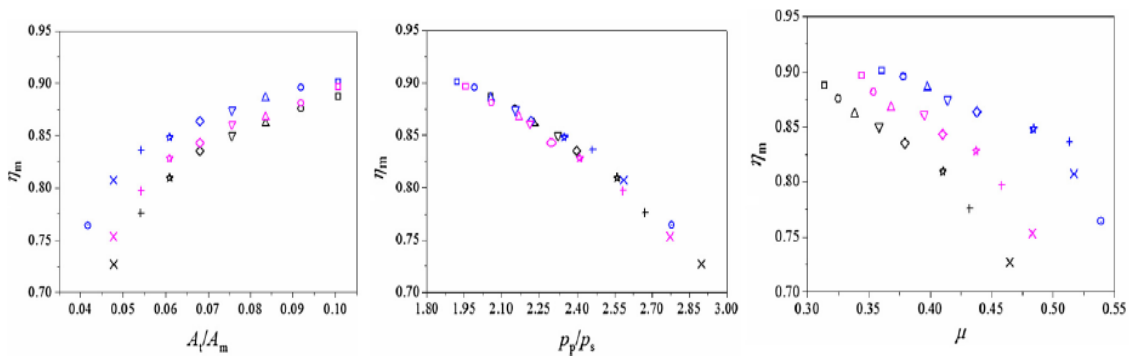


Figura 29: Eficiencia de la cámara de mezcla para ratios de áreas, presiones y masas. (29)

La eficiencia en el difusor sigue la misma tendencia que la cámara de mezcla.

1. Con un incremento en el ratio de áreas los efectos del NXP son mínimos.
2. Bajo un ratio de masas alto, un aumento de NXP hace que la eficiencia del difusor aumente.

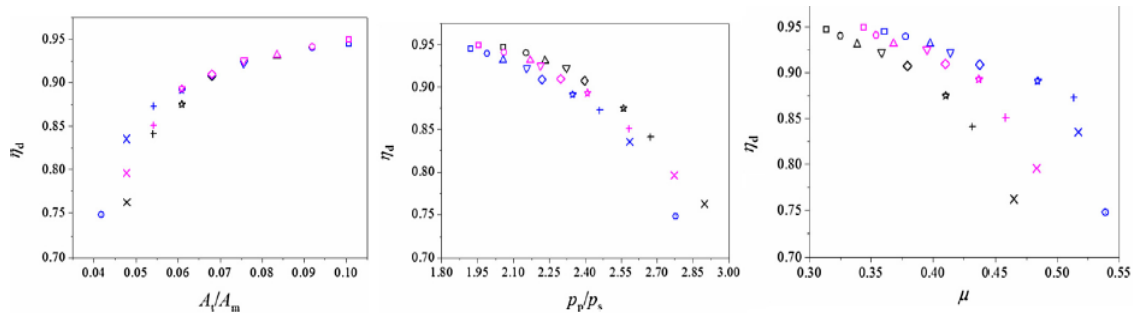


Figura 30: Eficiencia del difusor para ratios de áreas, presiones y masas (29)

Tras llevar a cabo estos experimentos obtuvieron unas correlaciones empíricas para evaluar la eficiencia de los componentes del eyector para diferentes condiciones de trabajo y geometrías del eyector.

$1.92 < p_p/p_s < 2.90$, $7.9 \text{ MPa} < p_p < 9.6 \text{ MPa}$, $3.0 \text{ MPa} < p_s < 4.1 \text{ MPa}$,
 $0.048 < A_t/A_m < 0.10$, $D_m = 2.50 \text{ mm}$,
 $0.31 < \mu < 0.54$, $16.2 \text{ g s}^{-1} < m_p < 31.7 \text{ g s}^{-1}$,
 $7.5 \text{ g s}^{-1} < m_s < 11.8 \text{ g s}^{-1}$.

$$\begin{aligned}
 \eta_n = & -0.343 \left(\frac{p_p}{p_s} \right)^2 + 18.405 \left(\frac{A_t}{A_m} \right)^2 - 2.780 \mu^2 \\
 & - 3.230 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) \left(\frac{A_t}{A_m} \right) + 2.313 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) \mu + 17.932 \left(\frac{A_t}{A_m} \right) \mu \\
 & + 1.192 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) + 1.586 \left(\frac{A_t}{A_m} \right) - 4.213 \mu - 0.317
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \eta_s = & -0.748 \left(\frac{p_p}{p_s} \right)^2 - 624.353 \left(\frac{A_t}{A_m} \right)^2 - 5.175 \mu^2 \\
 & - 49.020 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) \left(\frac{A_t}{A_m} \right) - 5.935 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) \mu - 131.585 \left(\frac{A_t}{A_m} \right) \mu \\
 & + 9.249 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) + 252.970 \left(\frac{A_t}{A_m} \right) + 27.048 \mu - 23.978
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \eta_m = & -0.106 \left(\frac{p_p}{p_s} \right)^2 - 29.033 \left(\frac{A_t}{A_m} \right)^2 + 2.650 \mu^2 \\
 & - 3.801 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) \left(\frac{A_t}{A_m} \right) - 0.974 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) \mu - 0.853 \left(\frac{A_t}{A_m} \right) \mu \\
 & + 0.998 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) + 13.412 \left(\frac{A_t}{A_m} \right) + 0.179 \mu - 0.648
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \eta_d = & -0.288 \left(\frac{p_p}{p_s} \right)^2 - 7.677 \left(\frac{A_t}{A_m} \right)^2 - 0.707 \mu^2 \\
 & - 3.045 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) \left(\frac{A_t}{A_m} \right) - 1.413 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) \mu - 5.923 \left(\frac{A_t}{A_m} \right) \mu \\
 & + 2.113 \left(\frac{p_p}{p_s} \right) + 12.820 \left(\frac{A_t}{A_m} \right) + 4.369 \mu - 2.965
 \end{aligned}$$

2.2.2 Influencia de los parámetros geométricos en el rendimiento del eyector.

Los factores geométricos óptimos para un eyector dependerán de sus condiciones de operación y de su fluido de trabajo. Veremos a lo largo del capítulo como los factores geométricos influyen a las condiciones de operación y viceversa. El rendimiento del eyector es una medida del ratio de masa (μ), es decir a mayor ratio de masas mayor rendimiento, el motivo de esta afirmación es que a mayor ratio de masa menor flujo primario necesitaremos, el flujo secundario casi siempre es el mismo porque tenemos que mantener la capacidad frigorífica constante, por lo que el COP del ciclo de refrigeración aumentará.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} = \mu * \frac{\Delta h_e}{\Delta h_p}$$

Q_e: Calor absorbido en el evaporador

Δh_e: Salto de entalpía en el evaporador

Q_g: Calor del flujo primario

Δh_s: Salto de entalpía del flujo primario

El artículo de S. Vargas (3) nos muestra cómo influyen en el rendimiento del eyector tres factores geométricos que son: área efectiva (área de la garganta entre área de la cámara de mezcla), NXP y longitud de la cámara de mezcla. El valor de NXP tiene influencia en el ratio de masa y en la presión de salida, la longitud de la cámara de mezcla solo influye en la presión de salida del eyector.

El ratio de masas se ve afectado por las condiciones de operación y la geometría del eyector.

El ratio de áreas está influenciado por el ratio de masas y la presión crítica.

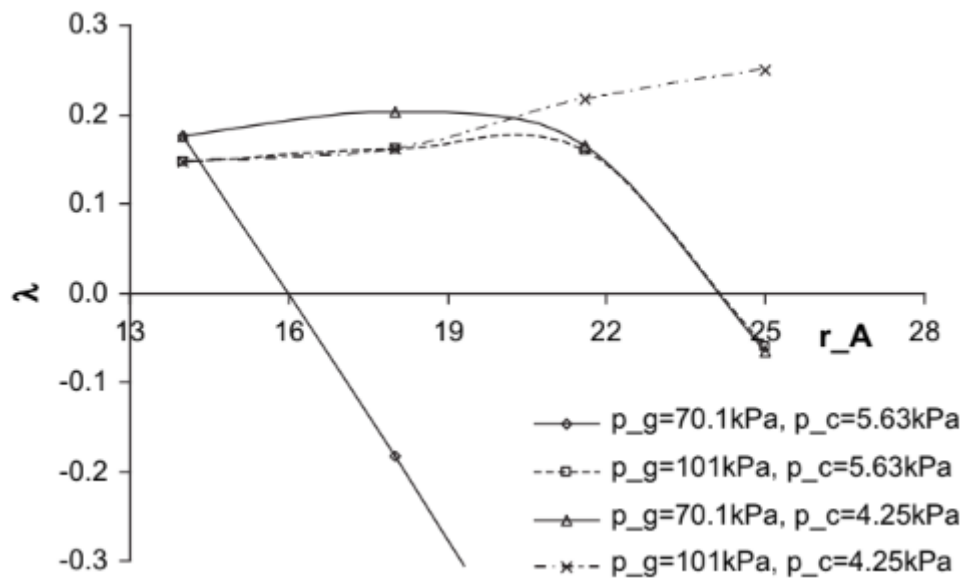


Figura 31 Influencia del ratio de masa en el ratio de área del eyector cuando las presiones del primario y de salida cambian. (3)

La presión crítica es la presión de salida por debajo de la cual el ratio de masas permanece constante (funcionamiento crítico). La presión crítica de salida está influenciada por el ratio de áreas, a mayor ratio de áreas menor presión crítica pero mayor ratio de masa, si el ratio de áreas disminuye la presión crítica aumentará pero el ratio de masa disminuirá, como se ve en la figura 32.

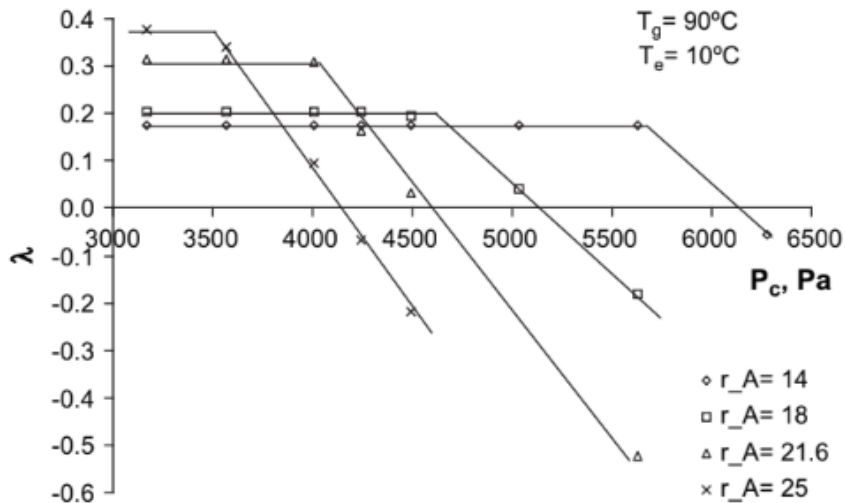


Figura 32 Influencia de la presión crítica con el ratio de área.

Otro parámetro que afecta a la presión crítica es el NXP, además este parámetro también afecta al ratio de masa, un valor óptimo de NXP nos proporcionara una mayor presión crítica y un mayor ratio de masa.

La longitud de la cámara de mezcla no influye en el ratio de masa, además tiene una pequeña influencia en la presión crítica de salida. El único requisito que tiene que cumplir este parámetro es que tiene que tener una longitud suficiente para que se forme en la cámara de mezcla la onda de choque, así obtendremos la máxima presión crítica y el máximo ratio de masas.

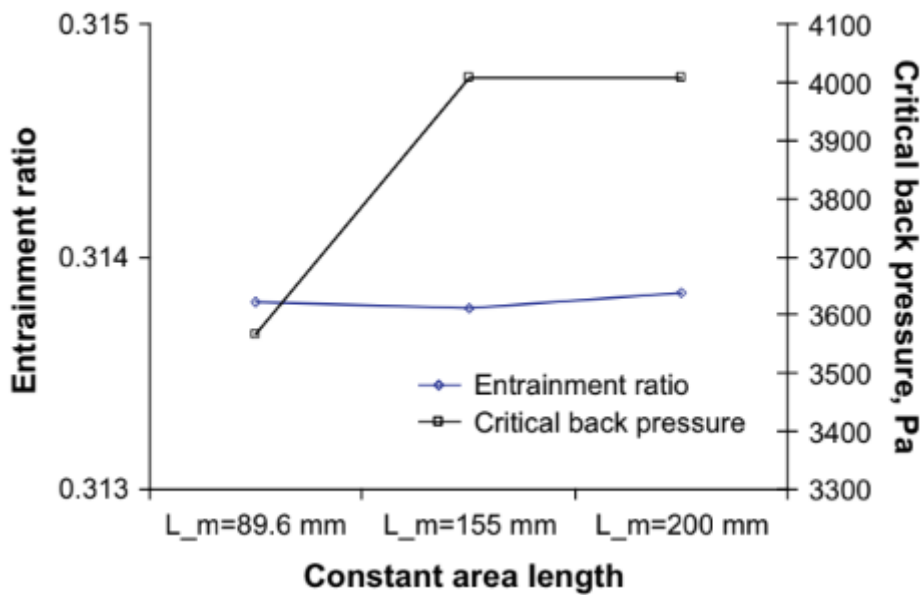


Figura 33 Influencia de la longitud de la cámara de mezcla con el ratio de masa y la presión crítica.

El artículo de Yin Hai Zhu (30), estudia el valor óptimo de dos parámetros geométricos importantes en el rendimiento del eyector, estos parámetros son: la posición de salida de la primera boquilla (NXP) y el ángulo convergente de la cámara de mezcla (α). Realizó 95 geometrías de eyectores diferentes y estudio 210 veces el comportamiento del eyector combinando la geometría con diferentes condiciones de trabajo. Los resultados obtenidos fueron:

1. NXP: debería ser seleccionado para que el flujo secundario se acelerara adecuadamente con el primario en la cámara de mezcla teniendo bajas pérdidas por fricción y energía cinética

durante el proceso de mezcla. Generalmente el rendimiento mejora cuando la boquilla primaria se aleja de la cámara de mezcla. La posición óptima del NXP se encontró entre 1,7 y 3,4 de la longitud del diámetro de la cámara de mezcla aguas arriba de donde empieza la sección de mezcla cuando la presión del flujo primario esta entre 6 y 4.5 bar. El óptimo de NXP es proporcional al diámetro de la cámara de mezcla e incrementa cuando la presión del flujo primario aumenta.

2. El ángulo convergente de la sección de mezcla es muy sensible en el rendimiento del eyector especialmente cerca del valor óptimo y una pequeña variación en él tiene gran influencia en el rendimiento. Cuando NXP está dentro de su rango optimo, el ángulo convergente está entre 1,45° y 4,2° con la presión del primario entre 4,5 a 6 bar. El ángulo debería aumentar cuando la presión del primario aumenta para maximizar el rendimiento

El autor Jia Yan (31) estudia la influencia de 6 parámetros geométricos en el rendimiento para unas condiciones de operación, fija la temperatura de salida (compresor) y la del flujo primario (generador), la temperatura del flujo secundario (evaporador) es variable. Los parámetros estudiados son el ratio de área, NXP, el ángulo divergente de la boquilla primaria, el ángulo convergente de la sección de mezcla, la longitud de la cámara de mezcla y la longitud del difusor.

1. Ratio de área: el ratio de masa primero aumenta y luego disminuye para un aumento de ratio de área. Los resultados indican que el rendimiento del eyector es muy sensible al ratio de área por lo que el ratio de área debería ser diseñado cuidadosamente conociendo las condiciones de operación.

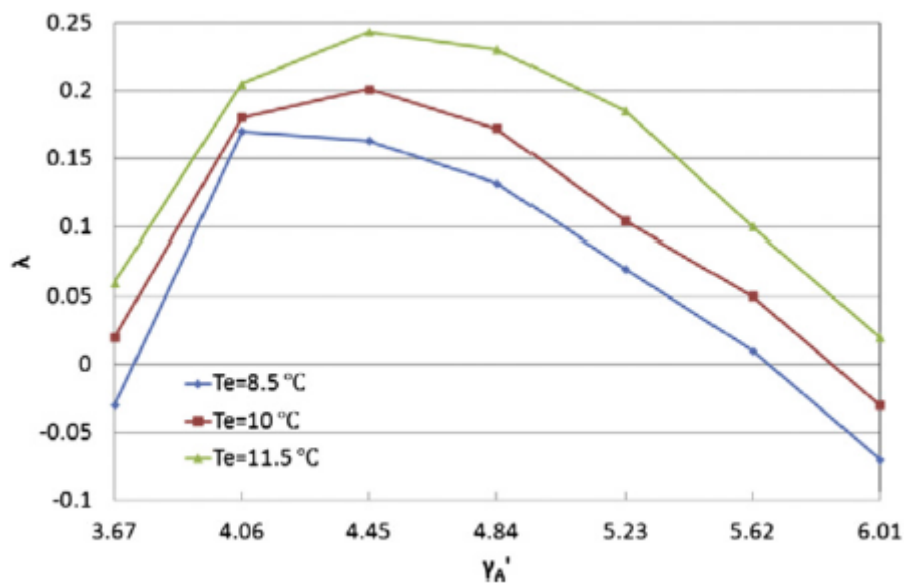


Figura 34: Efectos del ratio de área en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario. (31)

2. NXP, el ratio de masa primero aumenta y después disminuye. Igual que el ratio de áreas si no está en su rango óptimo no puede tener un buen rendimiento el eyector, es un parámetro de gran sensibilidad en el rendimiento del eyector.

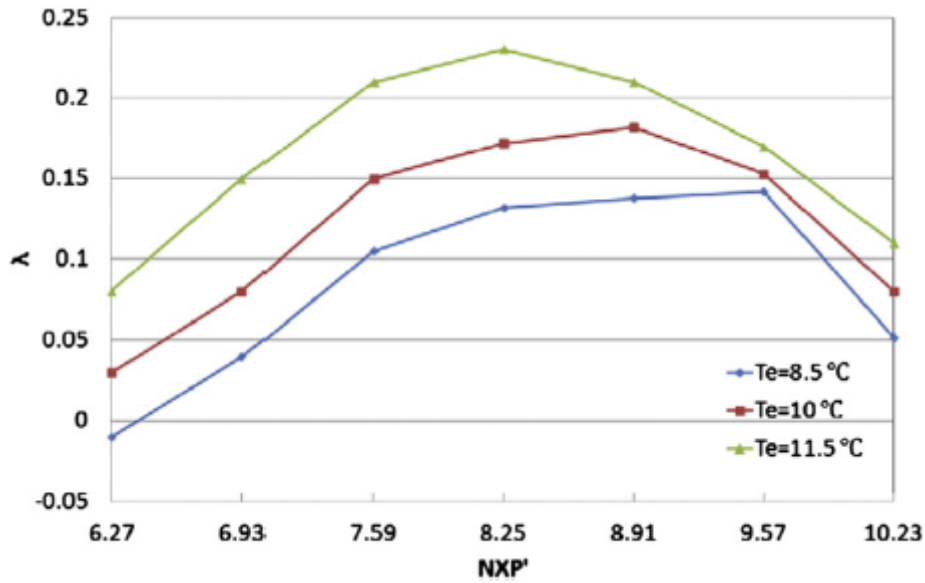


Figura 35: Efectos del NXP en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario (31)

3. Ángulo divergente de la boquilla primaria, la curva del rendimiento es bastante plana por lo que su influencia en el rendimiento es menor que la de los parámetros anteriores.

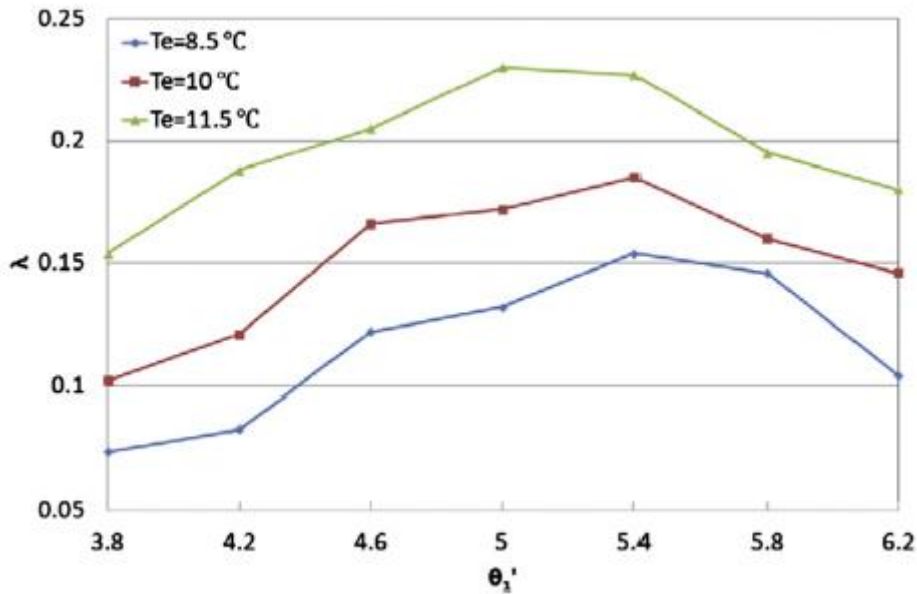


Figura 36: Efectos del ángulo divergente de la boquilla en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario (31)

4. Ángulo convergente de la cámara de mezcla no tiene mucho peso en el rendimiento.

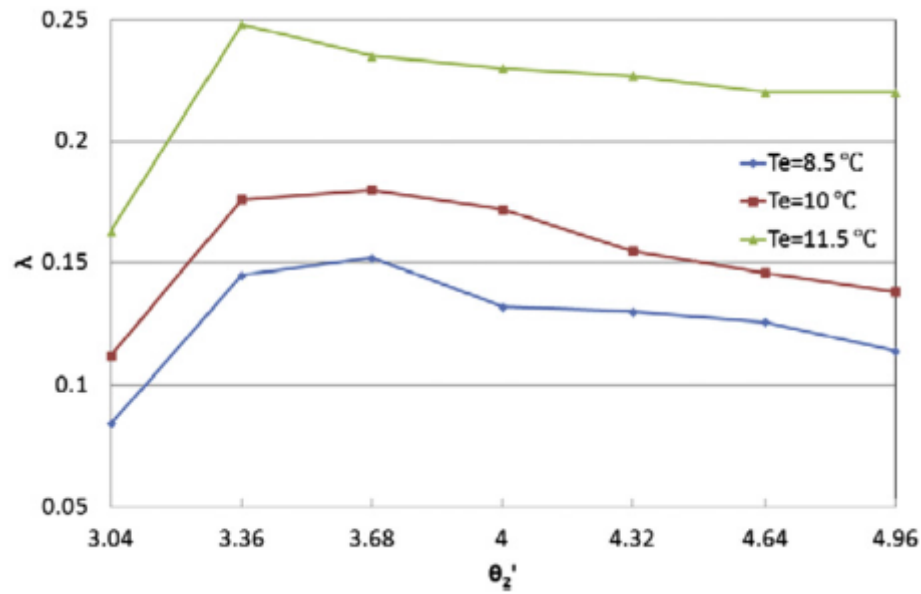


Figura 37: Efectos del ángulo convergente de la sección de mezcla en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario (31)

- Longitud de la cámara de mezcla, tiene menos importancia en el rendimiento del eyector que los otros parámetros

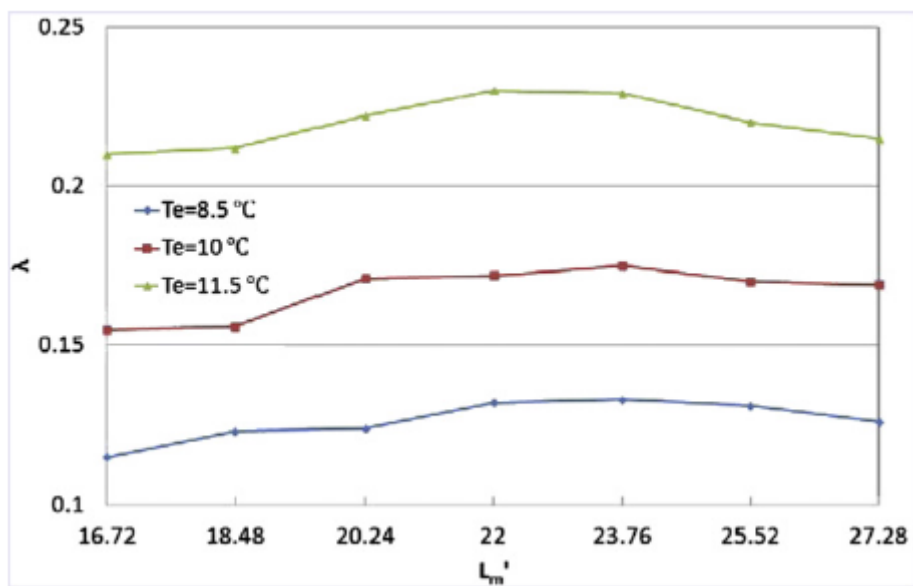


Figura 38: Efectos de la longitud de la sección de área constante en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario (31)

- Longitud del difusor no tiene peso en el rendimiento del eyector

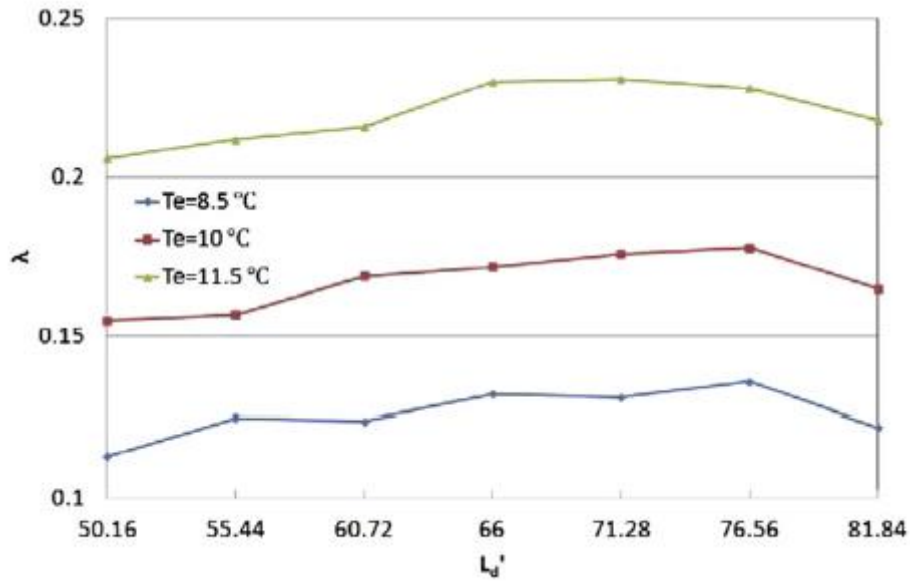


Figura 39: Efectos de la longitud del difusor en el rendimiento del eyector para diferentes temperaturas del flujo secundario (31)

(29) La eficiencia del eyector aumenta con un aumento del ratio de masas y cuanto mayor sea NXP menor será el rendimiento.

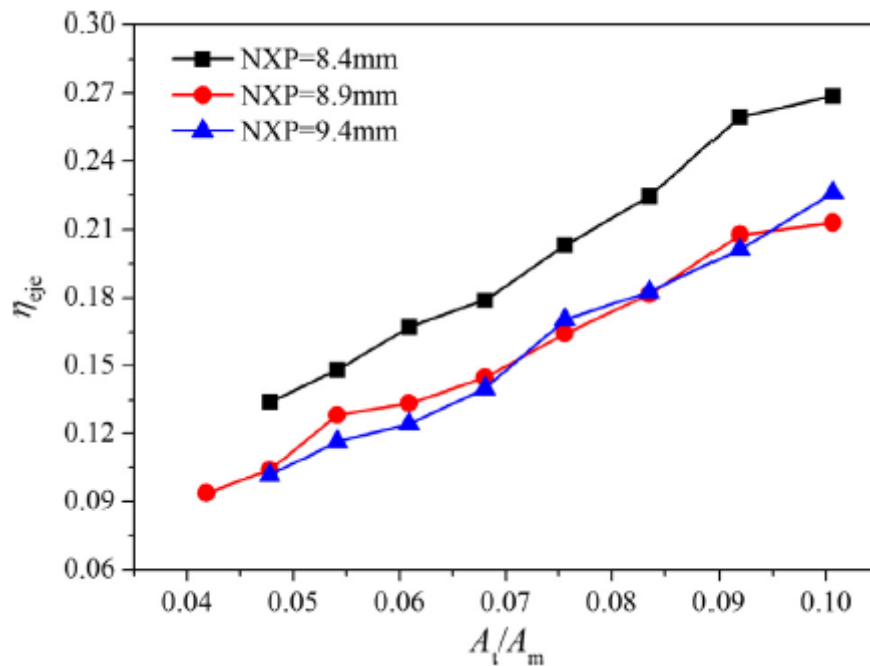


Figura 40: Eficiencia del eyector para ratios de área y diferentes NXP (29)

La revisión bibliográfica de Bourhan (32) nos resume que NXP es uno de los factores geométricos que alteran más el rendimiento del eyector porque afecta la ratio de masas y a la presión crítica de salida. NXP tiende a estar más cerca de la cámara de mezcla cuando la presión primaria disminuye y la presión de salida aumenta, además varía según otros factores geométricos.

El ratio de áreas también tiene una gran influencia en el rendimiento, un aumento en el ratio de área genera un aumento en el ratio de masa, mejorando la succión del flujo secundario, pero el ratio de compresión se vería afectado negativamente y la presión crítica bajaría. En general un aumento del ratio de masa incrementa de forma lineal con un aumento del ratio de área. Un incremento en el ratio

de áreas podría cambiar la onda de choque fuera de la sección constante guiando a una mejora en el ratio de masa.

Un ángulo convergente recomendable de la sección de mezcla varía desde 0.5° a 28°, esto puede ser debido a la variedad de eyectores, fluidos refrigerantes y condiciones de operación

La longitud de la cámara de mezcla juega un papel fundamental en controlar la intensidad de la onda de choque dentro de la cámara de mezcla. La longitud óptima se sintoniza cerca del flujo sónico para un flujo mezclado maximizando la salida de la presión. La presión crítica aumenta con el ratio L_m/D_m .

En la siguiente tabla veremos los valores óptimos recogidos en la revisión de Bourhan (32)

Effect of NXP and area ratio.			
Ref.	Model	NXP	Area Ratio
[8]	Experimental study using steam as the working fluid	Optimum (NXP/Diffuser throat diameter) were found to vary in the range of (-0.5 to 0.5) for a primary pressure ratio of 107 to 75 respectively	For $A_r = 121$ the secondary pressure ratio of 5.5 was achieved when the primary pressure ratio of 54 was applied
[137]	CFD and experimental study using methanol as working fluid	The optimal area ratio increases linearly along with the primary pressure. The optimum NXP decreases as the primary flow pressure increases	Auto-tuning AR ejector is more effective, than auto-tuning NXP ejector in ejector refrigeration system driven by low-grade heat
[9]	CFD analysis using R141b as working fluid	No significant effect	-
[138]	CFD and experimental study using R245fa as working fluid	For $T_g = 120C$ and $T_c = 12C$ It was shown that the optimum value of NXP = 5 mm upstream the entrance (negative direction), corresponding to $\omega = 0.567$	-
[139]	An experimental study using steam as the working fluid	Optimum NXP = 5 mm upstream the entrance (negative direction) At boiler temperature (85–110 °C)	-
[9]	A CFD study using steam as the working fluid	Optimum NXP = 6 cm downstream the entrance	For $P_c = 3.2$ kPa, the optimum spindle position is 6 cm forward For $P_c = 5.6$ kPa the optimum spindle position is 2 cm forward. The throat is fully open when the spindle position is 0 cm
[20]	A CFD study using R141a as the working fluid	Optimum (NXP/Diffuser throat diameter) is in the range of (1.7–3.4) upstream the entrance (negative direction)	-
[5]	A CFD study using R134a as the working fluid	Optimum NXP = 8.91 mm Diffuser throat diameter upstream of the entrance (negative direction)	Optimum area ratio lies in the range of (5.23–4.06); otherwise, entrainment ratio is severely affected
[4]	An experimental study using R123 as working fluid	Among the tested ejectors it was found that optimum NXP values are always within -10 to 5 mm at which minimum suction pressure occurs in the suction chamber	The optimum area ratio increases linearly with generator temperature
[3]	An experimental study using steam as the working fluid	The expansion waves of the jet core stream face stronger compression effect as NXP is moved upstream. Thus, a smaller expansion angle and a larger effective area would be produced	-
[7]	A CFD study using R141b as the working fluid	-	Increasing the area ratio shifts the shock waves away from the constant area section. On the other hand, it leads to a decrease in critical backpressure. To ensure optimum performance area ratio must satisfy double choking
[14]	CFD study	Optimum NXP = 13 mm	Increasing the mixing section area, thus (area ratio), a larger effective area will be available for secondary flow, but with lower speed, optimal mixing section radius was found to be equals to 8.7 mm with a corresponding $\omega = 45.16$
[10]	An experimental and 1-D analysis using R134a as working fluid	-	Optimum area ratio 3.69, 4.16 and 4.76 at generator pressures of 20.5 bar, 23.5 bar and 25 bar, respectively. Accordingly, it was found that optimum area ratio increases almost linearly with generator pressure
[15]		Optimum NXP = 5 mm upstream corresponding to an improvement in performance of 37% relative to the original geometry before optimization	-
[140]	CFD study of variable area ratio ejector using R152a as a working fluid	-	A maximum enhancement of 177% was reached by achieving optimum area ratio using a movable spindle relative to the original geometry before optimization
[19]	A CFD study using R134a as the working fluid	-	It was observed that the ratio ($P_b \cdot P_e / P_g$) increased from 0.264 to 0.28 as NXP varied from 5 mm to 2.5 mm upstream then decreased to 0.257 for further variation in NXP
[24]	CFD analysis using natural gas as the working fluid	To attain a maximum entrainment ratio NXP was varied in the range of 3.6–7.2 mm, moreover, to attain the optimum pressure ratio, NXP was shown to be in the range of 1.2–7.2 mm	-
[141]	An experimental analysis using R141b as working fluid	-	Different nozzles of the same area ratio were tested, it was concluded that it was much desirable to use larger nozzles with lower generator temperature
[142]	An experimental study using R410a as working fluid	-	For the considered ejector-expansion air conditioning unit it was observed that both entrainment ratio and COP tend to decrease with increasing nozzle throat diameter
[143]	An experimental study using R600a as working fluid for the two-phase ejector	Maximum pressure lifting ratio was observed at NXP = 3 mm	-
[144]	A numerical study using Hydrogen gas as a working fluid	The hydrogen entrainment ratio decreases dramatically in the whole operating range when NXP is above the optimal value range	An optimal value for diameter ratio was found to be in the range of 3–3.54.
[145]	experimental and numerical investigations	there exists an optimal (NXP) corresponding to maximum entrainment ratio, but the critical value of discharged pressure is almost independent of NXP	-

Tabla 8 valores de NXP y ratio de área (32)

Author	Model	Effect	
Ouzzane and Aidoun [9] Chong et al. [21]	1-D model using R142b as working fluid A numerical and experimental study using natural gas as a working fluid	Mixing chamber length affects the shock wave intensity. As well as backpressure $P_{critical}$ increases as (L_{mixing}/D) increases within the range of (0–4) then $P_{critical}$ was no longer affected. Optimum (L_{mixing}/D) was shown to be 4	Mixing section length
Wu et al. [23]	CFD simulation using steam as the working fluid	There is an optimum value for L_{mixing} , beyond this value entrainment ratio tends to deteriorate. The optimum ratio of $(L_{mixing}/D_{nozzle\ throat})$ was found to be 15	
WeiXiong Chen et al. [24]	CFD simulation using natural gas as the working fluid	An inverse relationship between primary pressure and mixing section length	
Hakkaki-Fard et al. [14]	CFD study	At 740 k Pa backpressure, double choking does not occur at shorter mixing section, a further increase in L_{mixing} will increase the entrainment ratio where double choking starts to take place. In addition, at 760 k Pa backpressure longer mixing section no longer provides double choked flow	
Krzysztof Banasiak et al. [146]	An experimental and numerical using R744 as working fluid	The optimum value of L_{mixing} depends on primary pressure. For the studied condition, the optimum value was between 20 mm and 25 mm	
Lin et al. [19]	CFD simulation using R134a as working fluid	The optimum value of L_{mixing} depends on the primary pressure for the studied condition. Its value was between 20 mm and 25 mm	
Moon Soo Lee [27]	CFD simulation using R600a as working fluid	Minor effect on backpressure	Constant area section length
Pianthong et al. [2]		Constant area section length affects the critical backpressure. The optimum length was found to be 130 mm. No significant effect reported on entrainment ratio at critical mode	
Varga et al. [9]	A CFD study using steam as the working fluid	Constant area section length affects critical backpressure Up to 155 mm. Further increase no longer affects backpressure. No significant effect reported on entrainment ratio at critical mode	
Krzysztof Banasiak et al. [16] [142]	A CFD study using R744 as the working fluid An experimental study using R410a as working fluid	Reducing the value of the mixing section diameter leads to a small reduction in the irreversibility of the ejector For the test conditions, an optimum mixing section diameter was determined to be 9 mm. However, it was found that the optimum mixing section diameter was found to increase with increasing annual average outdoor temperature of the ejector-expansion air conditioning unit	D_{mixing}
Krzysztof Banasiak et al. [146]	An experimental and numerical investigation using R744 as working fluid	For smaller diameter, it was found that secondary stream became throttled in and struggled to be entrained. For larger diameters, proper momentum exchange was reported to result in intensified recirculation.	
[147]	A numerical simulation using R141b as working fluid	In addition, it was shown that optimum diameters increase as pressure increases The mixing section diameter was optimized by minimizing the compressibility effects with weak shock waves	
Krzysztof Banasiak et al. [146]	An experimental and numerical investigation using R744 as working fluid	Optimum ejector efficiency was obtained at $(\theta_{diffuser} = 3)$, below this value efficiency decreased by the augmented effect of skin friction, were above this value momentum exchange would not be completed due to shortening diffuser section	$\theta_{diffuser}$
Stefan Elbel and Pega Hrnjak [148]	An experimental study using R744 as working fluid	Optimum ejector efficiency was achieved at a diffuser angle of 5°	

Tabla 9 valores de otros parámetros geométricos del eyector (32)

2.2.3 Influencia de las temperaturas del primario, secundario y de salida del eyector en su rendimiento.

Los artículos de Giorgio Besagni (2) y Roman (9) estudian la influencia de las temperaturas en el rendimiento del eyector. Si el rendimiento del eyector crece, significa que el ratio de masa y el COP aumentan. Para estudiar la influencia de las temperaturas tendremos la misma potencia en todos los casos, esto quiere decir que el flujo del secundario permanece constante.

1. Influencia de la temperatura del flujo primario para unas temperaturas del secundario y de salida fijas. Si aumentamos la temperatura, el ratio de masa y el COP aumentan, porque al aumentar la temperatura, la presión y la entalpia también aumentarían, por lo tanto se necesitaría menos flujo primario, lo que significa que el ratio de masa aumenta ya que el flujo secundario queda igual. El ratio de área también incrementa porque el flujo primario disminuye por lo tanto el diámetro de la garganta se hace más pequeño.
2. Influencia de la temperatura del secundario para una temperatura del primario y de salida fijas. El ratio de masa aumenta porque el flujo secundario permanece casi invariable y el flujo primario disminuye en mayor medida, porque ahora el secundario tendrá más presión y no será necesario re-comprimirlo tanto, el ratio de área aumenta porque la menor reducción del secundario hace que el diámetro de la cámara de mezcla aumente más que el diámetro de la garganta.
3. Influencia de la temperatura de salida, para un eyector fijo el ratio de masa es independiente a la temperatura de salida cuando la presión de salida es menor que la crítica, un aumento de la temperatura que me lleve a una presión mayor que la crítica hará que el ratio de masas decaiga rápidamente. Para un eyector variable un aumento de la temperatura de salida nos lleva a una disminución del ratio de masa, lo que supone menos flujo secundario.

El COP sigue la misma tendencia que el ratio de masa ya que están relacionados.

Un aumento en la temperatura del primario y una disminución en la temperatura de la salida son beneficiosos para el rendimiento del eyector. La temperatura del flujo secundario no tiene tanta importancia, aunque es conveniente que aumente.

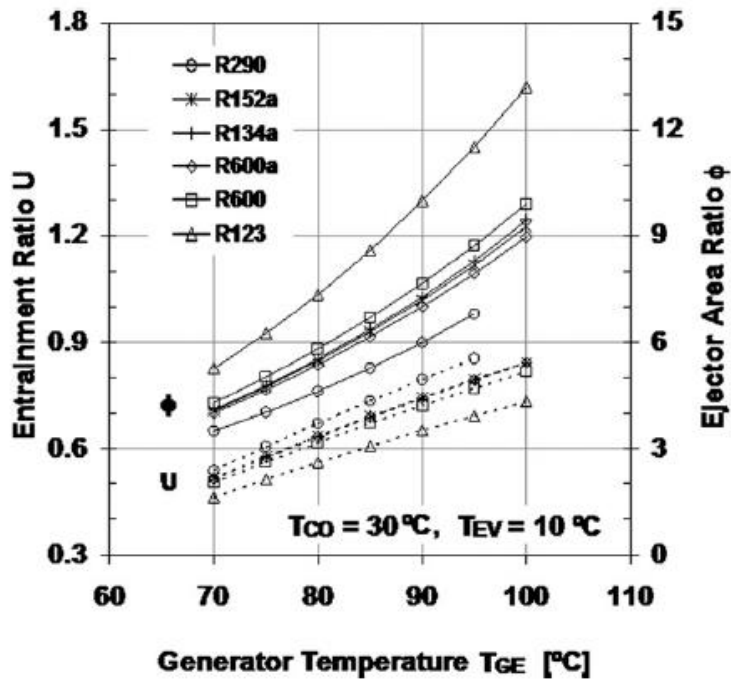


Figura 41: Influencia de la temperatura del primario (T_{GE}) con el ratio de masa (U) y el ratio de áreas (Φ) para una temperatura del secundario (T_{EV}) y de salida (T_{CO}) fijas y para diferentes fluidos de trabajo. (9)

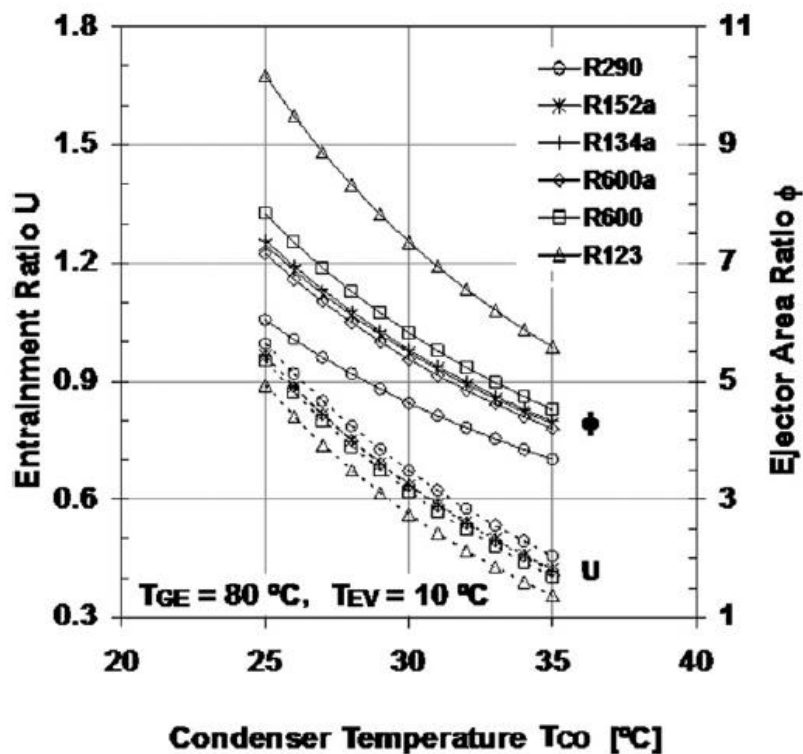


Figura 42: Influencia de la temperatura de salida (T_{CO}) con el ratio de masa (U) y el ratio de áreas (Φ) para una temperatura del primario (T_{GE}) y del secundario (T_{EV}) fijas y para diferentes fluidos de trabajo. (9)

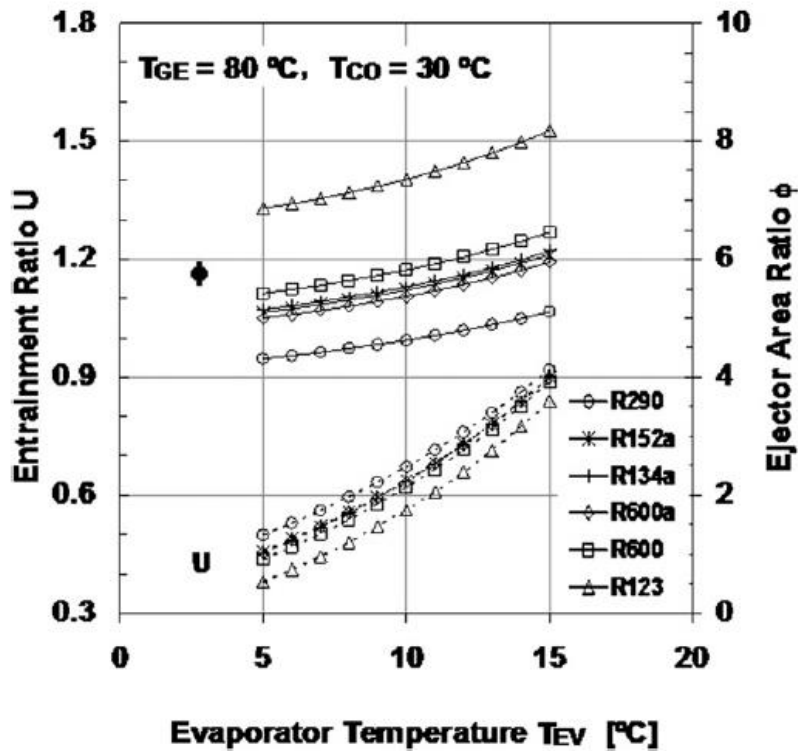


Figura 43: Influencia de la temperatura de secundario (T_{EV}) con el ratio de masa (U) y el ratio de áreas (Φ) para una temperatura del primario (T_{GE}) y de salida (T_{CO}) fijas y para diferentes fluidos de trabajo. (9)

En el artículo de R. Yapici (33) toma como el parámetro más importante para evaluar el rendimiento del eyector el coeficiente de rendimiento del ciclo de refrigeración (COP):

1. este parámetro incrementa casi linealmente con la temperatura del flujo secundario,
2. el óptimo del ratio de áreas incrementa casi linealmente con la temperatura del flujo primario.

La temperatura óptima del flujo primario se determina experimental y teóricamente para unas condiciones de trabajo del flujo primario y secundario. Para un ratio de área dado existe un óptimo de la temperatura del flujo primario con un máximo COP. El COP sufre una caída bastante importante cuando la temperatura del flujo primario está por debajo de la temperatura óptima de su ratio de área.

2.3 Dimensiones de los eyectores.

En esta sección recopilaremos las medidas geométricas, las condiciones de trabajo y los fluidos de trabajo de diferentes eyectores, realizando una tabla con los datos normalizados para todos ellos.

Autores	S. Vargas (3)	S. Taslimi (34)	K. Banasiak (35)	Lixing Zheng (29)	Yinhai Zhu (30)	Jian Ya (31)	Shengyu (24)	Li	R.Yapici (33)	Yunxiang (36)	Li	Paulo R. (27)
Fluido	V. de agua	CO ₂ transcrito	CO ₂ transcrito	CO ₂ transcrito	R141	R134	R134		R123	R290		R600a
Dth	8.3	0.992	0.96	1.8	2.8	2.5	2.8	2.8	2.85	1		2.8
Dp2	21.2	1.23	1.09	1.8	4.8	-	2.8	2.8	5.65	1.46		3.5
Ds	55.4	4.04	12	-	-	15	10.6	10.6	-	9.6		34.6
Dmix	39	2.12	3	2.5	8	5.2	5.6	8	9	3		4.9
Dd	76.2	6.215	6	6	14	15	20	20	21.60	9.6		11
Lp2	89.6	2.76	3.72	-	-	-	32	44	16	2		15
Ls	254	14.93	15.62	-	-	14	32	44	18	10		15
Lm	155	15.54	24	25	30	23.76	15	15	67.5	15		17
Ld	222.8	46.93	34.36	30.5	60	71.28	56	60	72	40		75
NXP	6	2.6	2.5	8.4	18	8.25	16	26	5	8		10
α_{p1}	-	15°	15°	27.5°	10°	-	9°	5°	-	6.5°		10°
α_{p2}	4°	2.4°	1°	N.E	3°	5°	N.E	N.E	5°	6.5°		2.3°
α_s	4°	38°	21°	10°	2°	3.°	0°	0°	-	27.5°		3.5°
α_d	5°	2.5°	2.5°	7°	10°	2°	1.2°	5°	5°	4.7°		1.5°

Tabla 10 Parámetros geométricos del eyector

(3) Toma el eyector de la figura 12 para estudiar la influencia de la longitud de la cámara de mezcla, NXP y el ratio de área en el rendimiento de un eyector de vapor de agua, y así obtener los valores óptimos para las condiciones de operación. Las condiciones de operación fueron tomadas en el rango de funcionamiento de un aire acondicionado que usa un tubo solar de vacío para la generación de vapor.

Capacidad	P ₁ /T ₁	P ₂ /T ₂	P ₃ /T ₃	Ratio de masa
5 Kw	70,1KPa/90°C	-/10°C	4,5KPa/30°C	0.33

Algunas dimensiones geométricas han sido obtenidas directamente de la figura 12.

Los valores óptimos elegidos para estas condiciones de trabajo son ratio de área =22, NXP=6cm y Lm=155.

Otras dimensiones geométricas han sido obtenidas a partir de los siguientes cálculos.

Teniendo el ratio de área obtenemos D_{th} pues sabemos que D_m permanece constante.

$$Ra = \left(\frac{D_m}{D_{th}}\right)^2$$

Los ángulos son obtenidos a partir las siguientes relaciones trigonométricas.

$$\tan(\alpha_{p1}) = \left(\frac{D_{p1} - D_t}{2 * L_{p1}}\right)$$

$$\tan(\alpha_{p2}) = \left(\frac{D_{p2} - D_t}{2 * L_{p2}}\right)$$

$$\tan(\alpha_s) = \left(\frac{D_s - D_{mix}}{2 * L_2}\right)$$

$$\tan(\alpha_d) = \left(\frac{D_d - D_{mix}}{2 * L_d}\right)$$

No existe información suficiente para obtener α_{p1} de forma indirecta, no obstante es un ángulo con una pequeña influencia en el diseño geométrico del eyector, por tanto, este ángulo se puede tomar como el que obtenemos de adaptar el tubo del fluido primario a la dimensión del diámetro de la garganta.

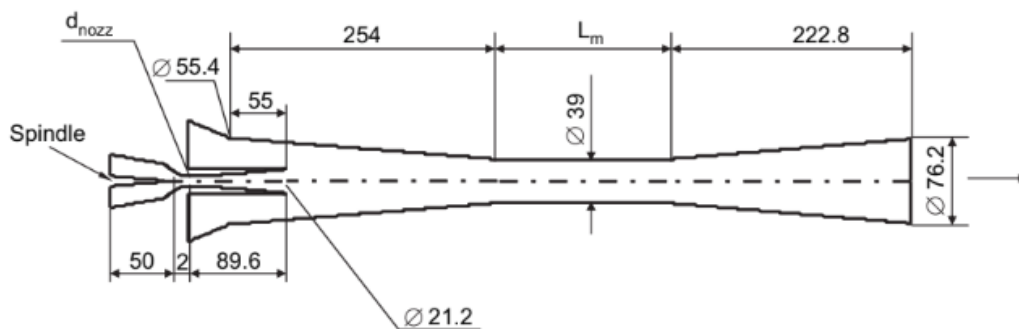


Figura 44 Geometría del eyector (3)

(34) Desarrolla un modelo para un eyector de CO₂ transcrito que trabaje en zona crítica o subcrítica para diseñar el eyector y predecir su rendimiento. El modelo puede calcular las dimensiones del eyector para unas condiciones dadas, los resultados son comparados y validados con datos experimentales de otras publicaciones. Las condiciones de operación son:

Capacidad	P_1/T_1	P_2/T_2	P_3/T_3	Ratio de masa
1 Kw	10112KPa/39.3°C	3952KPa/5.5°C	4601KPa/10.8°C	0.568

Los datos geométricos han sido tomados directamente del artículo teniendo que realizar los cálculos de las relaciones trigonométricas para obtener los ángulos del eyector.

(35) Este artículo sirvió de inspiración del anterior, S. Taslimi tomo el artículo de Banasiak, entre otros, como referencia para contrastar sus resultados. La forma de validar el modelo de Banasiak fue realizar experimentos con diferentes geometrías del eyector para obtener datos experimentales del eyector y compararlos con los obtenidos en el modelo. El eyector usado para realizar las medidas experimentales fue el multifuncional diseñado y construido por Sintel Energi en Trondheim. Tomaron 44 medidas con diferentes geometrías y condiciones de trabajo. La geometría del eyector constaba de un solo tipo de boquilla conectada a 5 geometrías diferentes de la cámara de succión, cámara de mezcla y difusor. Los datos geométricos han sido obtenidos directamente del artículo sin tener que realizar ningún cálculo.

Las condiciones de operación son las siguientes:

Presión primario	Presión secundario	Presión salida	Ratio de masa
10112 KPa	3952 KPa	4742KPa	0.42

Lixing Zhen (29) combina las medidas experimentales con las obtenidas en un modelo para averiguar cómo influyen los parámetros en el rendimiento de los componentes del eyector así como para obtener el rendimiento total del eyector. En este caso la boquilla del primario es de tipo convergente, por lo que no existirá α_{p2} . Todas las medidas geométricas han sido tomadas directamente del artículo sin tener que realizar ningún cálculo. Las presiones y el ratio de masas son:

Presión primario	Presión secundario	Presión salida	Ratio de masa
8000KPa	4100Kpa	8200Kpa	0.73

Otro artículo estudiado ha sido el de Yin Hai Zhu (30), trata de estudiar los efectos del NXP y del ángulo convergente de la sección de mezcla en el rendimiento, para ello toma un eyector con medidas fijas y va cambiando los parámetros que quiere estudiar. Todos los parámetros geométricos, excepto los que son de estudio, nos lo da el autor (figura 45). Los parámetros de estudio los tomaremos de las gráficas realizadas por el autor para obtener su óptimo en las condiciones dadas (graficas 1 y 2). Las condiciones de trabajo son:

Capacidad	P_1/T_1	P_2/T_2	P_3/T_3	Ratio de masa
6 Kw	500KPa/-	-/10°C	43,5KPa/-	0,52

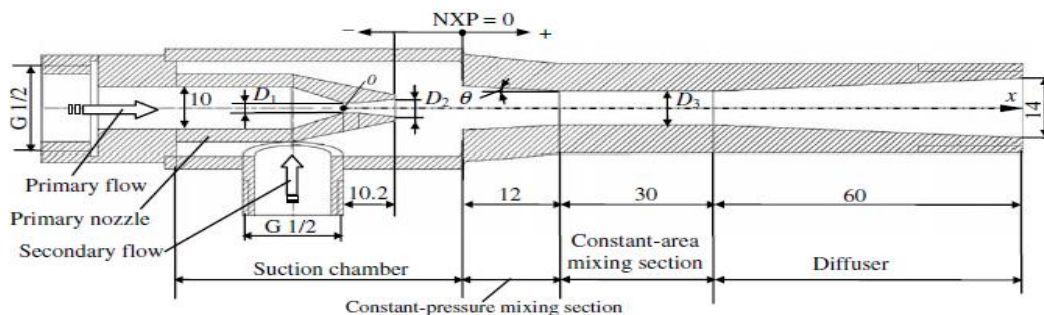


Figura 45 Parámetros geométricos del eyector. (30)

Donde el NXP óptimo toma un valor de 18mm.

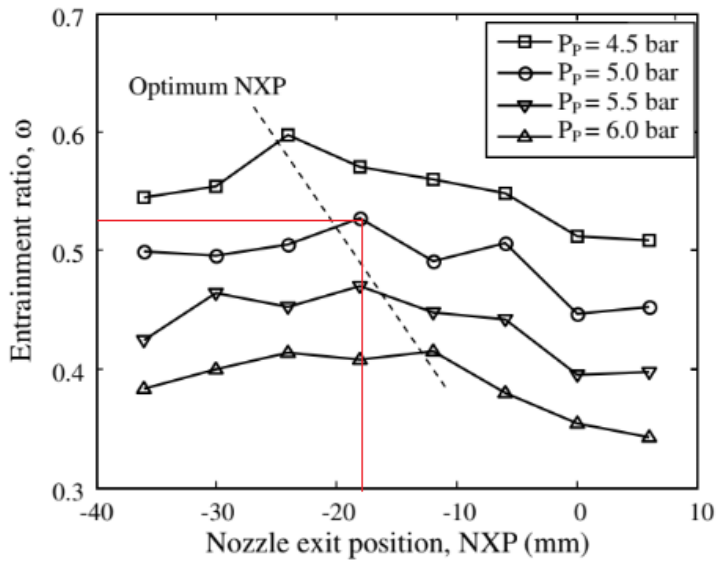


Figura 46 Posición óptima del NXP (30)

El óptimo del ángulo es 2 grados

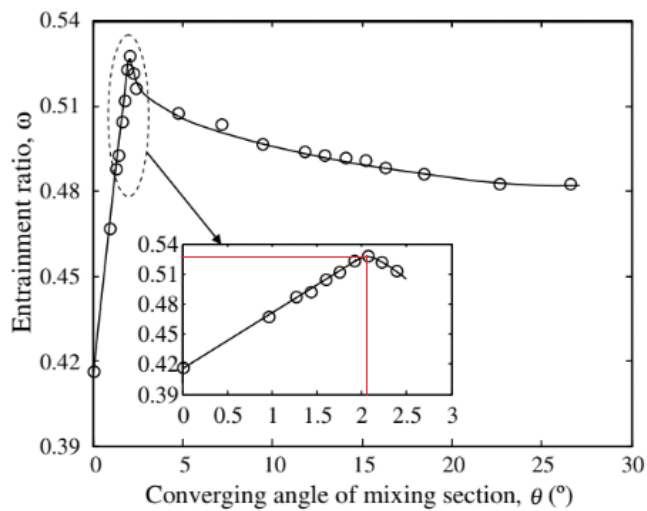


Figura 47 Óptimo del ángulo convergente de la sección de mezcla (30)

Hemos tenido que calcular los ángulos mediante las relaciones trigonométricas vistas anteriormente.

El artículo de Jia yan (31) estudia la influencia de 6 parámetros geométricos en el rendimiento del eyector. El eyector es diseñado para unas condiciones de trabajo de aire acondicionado condensado por aire.

Capacidad	T primario	T secundario	T salida
2Kw	70°C	11.5°C	32°C

Los parámetros geométricos se han obtenido directamente del artículo, la figura 45 nos muestra la geometría del eyector

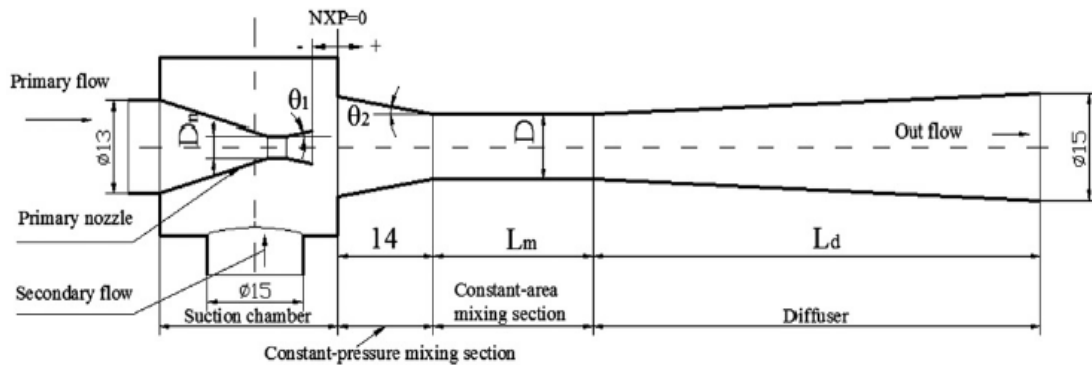


Figura 48 Geometría del eyector (31).

Los parámetros que no tienen medida son los que estudia para ver la influencia en el rendimiento y encontrar su óptimo para las condiciones de trabajo dadas. Estos valores han sido obtenidos del texto.

El artículo de Shengyu Li (24) muestra los resultados de ensayo de un eyector híbrido en un sistema de refrigeración con multi-evaporador, se propone para refrigerar camiones en regiones tropicales. Calcula dos eyectores de boquilla convergente con diferentes condiciones de trabajo, ya que uno se usa para refrigerar la carga del camión y el otro para la climatización. En la figura 46 podemos ver un esquema simplificado de los componentes del sistema.

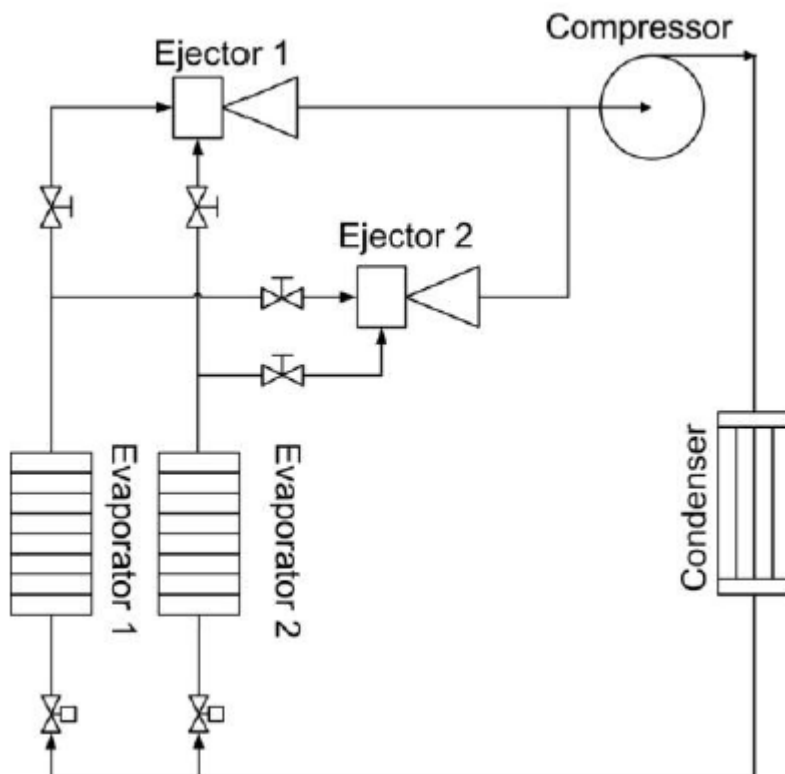


Figura 49 Esquema simplificado de los elementos del sistema de refrigeración con el eyector. (24)

La geometría del eyector la encontramos en la figura 47.

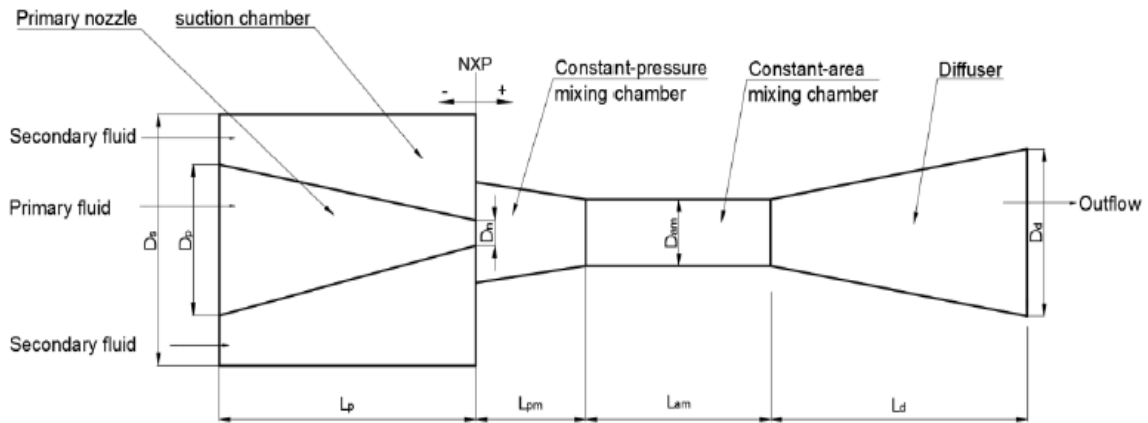


Figura 50 Geometría de los eyectores (24).

Las condiciones de trabajo para el eyector de climatización son:

Capacidad	P_1/T_1	P_2/T_2	P_3/T_3	Ratio de masa
1.4 Kw	374.6KPa/17°C	243.4KPa/5°C	267.6KPa/7°C	0.878

Las condiciones de trabajo para el segundo eyector, que es el encargado de refrigerar el camión son:

Capacidad	P_1/T_1	P_2/T_2	P_3/T_3	Ratio de masa
0.7 Kw	374.6KPa/17°C	84.4KPa/-20°C	92.8KPa/-18°C	0.886

Las medidas geométricas se obtienen del texto que serán los valores óptimos para esas condiciones de trabajo. Los ángulos serán obtenidos mediante las relaciones trigonométricas.

R. Yapici (33) estudia el rendimiento del eyector. La presión de salida se toma para que el flujo del secundario ocurra con el ratio de área más pequeño. Estudia la configuración de 6 eyectores, los valores geométricos escritos en tabla 10 son los que mejor se adaptan a las condiciones de trabajo que tenemos en el eyector. La geometría del eyector la tenemos en la figura 48. Las condiciones de trabajo son:

Presión primario	Presión salida	Temperatura secundario
752.4 KPa	125 KPa	10°C

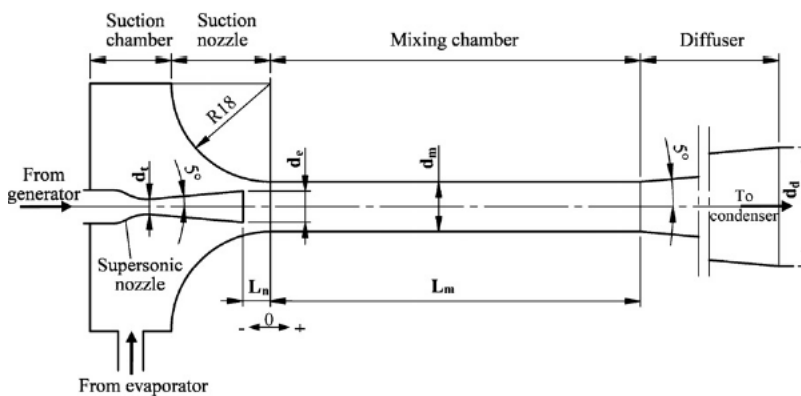


Figura 51 Geometría del eyector (33)

En el artículo de Yunxiang Li (36) se estudia como varía la temperatura del flujo secundario (t_e), al variar parámetros como D_t (diámetro de la garganta del primer nozzle), L_c (longitud del tubo del evaporador) y CA (masa de refrigerante en el sistema).

Un primer análisis se hace con $L_c=20\text{mm}$, una $P=400\text{W}$ y un $CA=200\text{g}$. D_t disminuye desde 1-0.7mm, por lo tanto disminuye la presión de condensación y de evaporización siendo sus valores, $P_e=P_7=193.9\text{-}147.5\text{Kpa}$ y $P_c=P_4=219\text{-}161.6\text{Kpa}$.

Un segundo estudio se hace con $P=400\text{W}$, $D_t=1\text{mm}$ y $CA=170\text{g}$. Si aumento $L_c=20\text{-}60\text{mm}$ la $P_e=P_7=184.7\text{-}178.8\text{KPa}$, la presión de condensación (la de salida) no cambia al variar L_c .

Hemos tomado $D_t=1$ y las condiciones operacionales siguientes:

Capacidad	P_1/T_1	P_2	P_3	Ratio de masa
0.4 Kw	-	193.9Kpa	219Kpa	0.97

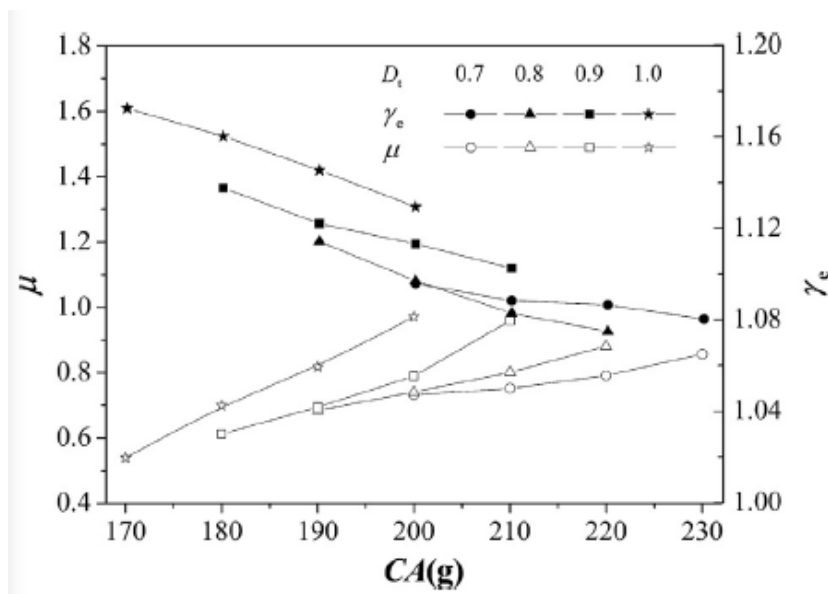


Figura 52 Influencia de la carga de refrigeración con el ratio de masa y presiones.

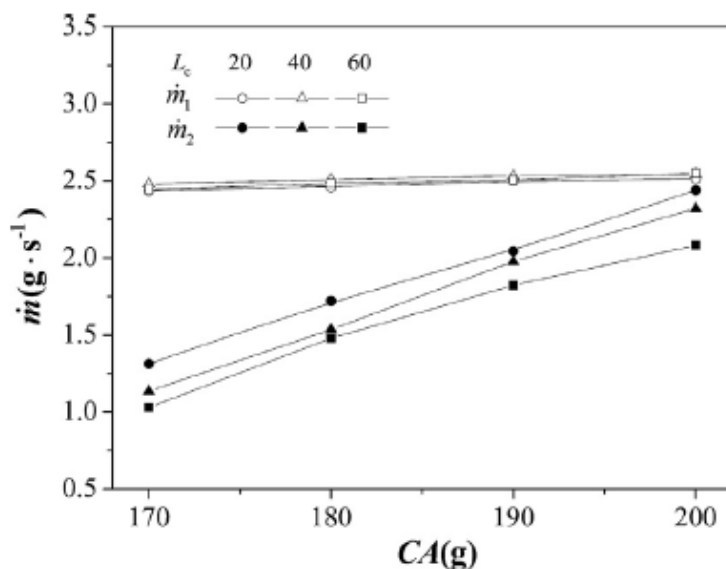


Figura 53 Variación de la masa primaria y secundaria con la carga de refrigerante a diferentes L_c .

Los parámetros geométricos nos vienen dados en la figura 51.

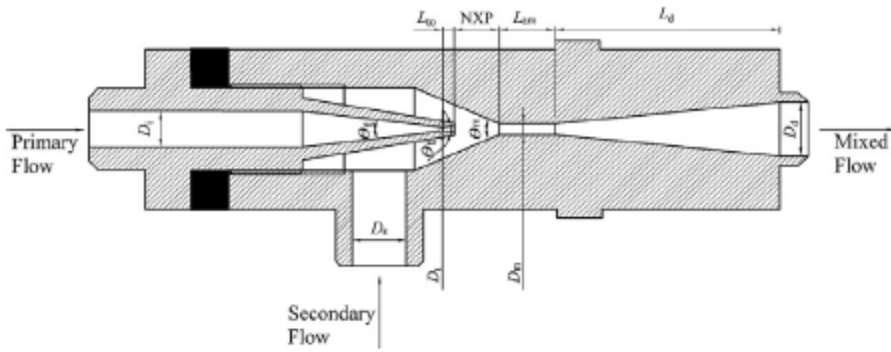


Fig. 3. The geometry schematic diagram of the ejector.

Table 1
Geometry parameters of the ejector.

Geometry parameters	Value
The diameter of the nozzle inlet, D_1	6.4 mm
The diameter of nozzle throat, D_t	0.7/0.8/0.9/1.0 mm
The inlet diameter of the secondary flow, D_s	9.6 mm
The diameter of the constant-area mixing chamber, D_m	3.0 mm
The diameter of the diffuser exit, D_d	9.6 mm
The motive nozzle converging angle, θ_t	13°
The constant-pressure mixing chamber converging angle, θ_m	45°
The nozzle throat to nozzle outlet, L_{to}	2.0 mm
The length of the constant-area mixing chamber, L_{am}	15.0 mm
The length of the diffuser, L_d	40.0 mm
Motive nozzle exit position, NXP	8.0 mm

Figura 54 Parámetros geométricos (36)

En el texto de Paulo R. Pereira (27) estudia el rendimiento de un eyector de geometría variable (VGE), el ratio del área va cambiando según la posición de la aguja que se inserta en el nozzle primario. Los parámetros estudiados en el rendimiento de este eyector son la posición de la aguja (SP) y la presión a la salida del eyector. Las condiciones de operación son temperatura del primario y del secundario, $T_g=83^\circ\text{C}$ y $T_e=9^\circ\text{C}$.

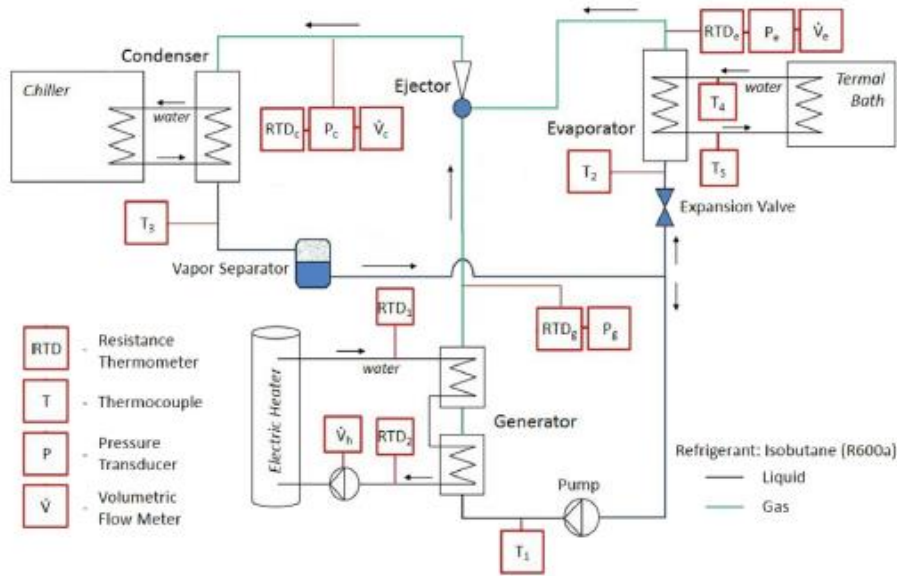


Figura 55 Esquema del sistema (27)

En la figura 52 podemos ver el esquema del sistema el cual tiene el eyector. Este sistema consta de tres subciclos.

El generador forma un ciclo, donde el calentador eléctrico, proporcionando una potencia de 6kW.

El condensador forma otra ciclo, el chiller da una potencia de 1.4 kW.

Por último el evaporador será el ciclo que nos falta, el baño térmico tiene una potencia de 2kW.

El objetivo principal es demostrar los beneficios en el rendimiento al incorporar un eyector de geometría variable. Las condiciones de operación son las siguientes:

Capacidad	P_1/T_1	P_2/T_2	P_3/T_3	Ratio de masa
1.4 Kw	10bar/83°C	2bar/9°C	3.48KPa/24.7°C	0.72

El eyector con su geometría lo vemos en la siguiente imagen:

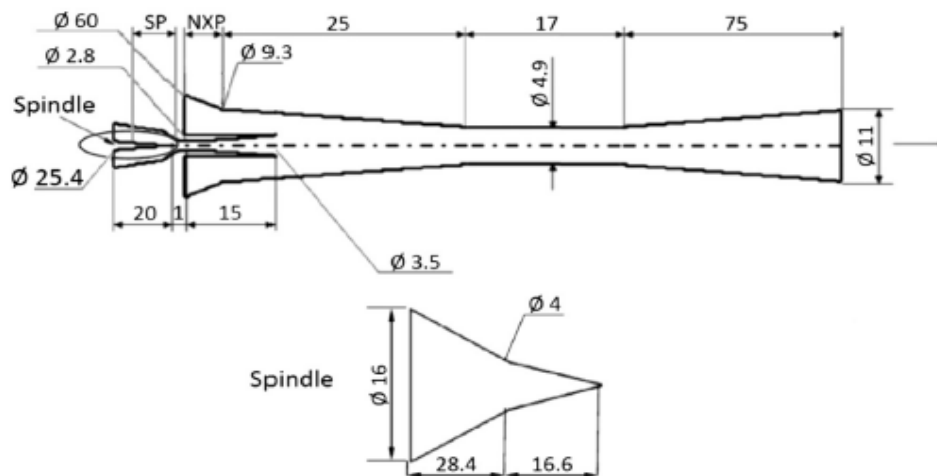


Figura 56 Geometría del eyector (27)

Los ángulos han sido calculados mediante las relaciones trigonométricas.

2.3.1 Tabla normalizada de los parámetros de mayor influencia en el eyector.

Una vez recogidos todos los valores geométricos de la bibliografía nos dispondremos a normalizarlos, obteniendo los parámetros de mayor influencia en el rendimiento del eyector, estos son el ratio de áreas y el NXP.

Parámetros	S. Varga (3)	S. Taslimi (34)	K. Banasiak (35)	Lixing Zheng* (29)	Yinhai Zhu (30)	Jia Yan (31)	Shengyu Li* (24)		R.Yapici (33)	Yunxiang Li (36)	Paulo R. Pereira (27)
Fluido	Vapor de agua	CO ₂	CO ₂	CO ₂	R141	R134	R134		R123	R290	R600a
Ratio de presiones	-	1.16	1.2	2	-	-	1.1	1.1	-	1.13	1.74
Ratio de masa	0.33	0.568	0.42	0.73	0.52	-	0.878	0.886	-	0.97	0.72
Ratio de área	22	4.8	9.8	1.9	8.16	4.32	4	8.16	9.9	9	3
NXP	6	2.6	2.5	8.4	18	8.25	16	26	5	8	10
α_{p1}	-	15°	15°	25°	10°	-	9°	5°	-	6.5°	10°
α_{p2}	4°	2.5°	1°	N.E	3°	5°	N.E	N.E	5°	6.5°	2.3°
α_s	4°	38°	21°	10°	2°	3.4°	0°	0°	-	22.5°	3.5°
α_d	5°	2.5°	2.5°	7°	10°	2°	1.12°	5°	5°	4.7°	1.5°

*son eyectores subsónicos, es decir su boquilla es convergente.

Tabla 11 Tabla normalizada con los parámetros con mas influencia en el eyector

3 ESTUDIO DE UN CASO, ARMARIO FRIGORÍFICO DE BAJA TEMPERATURA

Tened paciencia y tendréis ciencia.

- Baltasar Gracián -

EN este capítulo nos centraremos en el estudio de un ciclo de refrigeración de un armario de baja temperatura para el mantenimiento de congelados. El refrigerante que vamos a emplear es R290 que actualmente tiene una limitación de carga de 150 gr, aunque esta limitación está prevista que cambie el año próximo a 500 gr. Primero veremos las condiciones de trabajo del ciclo, después determinaremos los tres diámetros principales del eyector, seguidamente calcularemos el resto de la geometría tomando datos de las referencia bibliográficas además de realizar los cálculos necesarios. Por último compararemos los resultados geométricos de nuestro eyector con la geometría de la bibliografía.

3.1 Ciclo y condiciones operacionales

La aplicación de demostración va a ser un armario de catering de baja temperatura con 600 litros útiles de capacidad y una potencia frigorífica estimada de 650 W. La condensación y la evaporación van a ser ventiladas con baterías de tipo tubo y aleta. Las temperaturas ambientes de funcionamiento del equipo irán desde los 25°C a los 40 °C. El diagrama del ciclo p-h lo vemos en la figura 54, y en las siguientes tablas veremos las condiciones de trabajo del ciclo sin eyector.

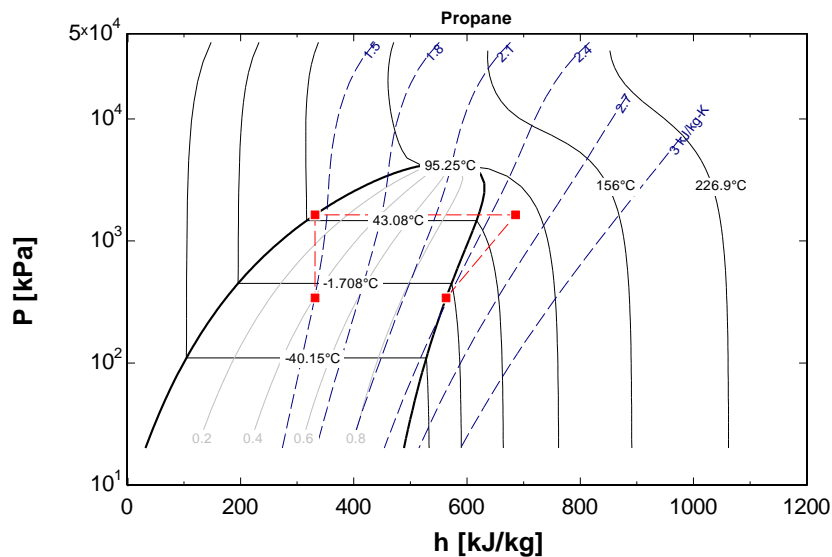


Figura 57: Diagrama p-h del ciclo de compresión mecánica del armario de baja temperatura

Las condiciones de operación del ciclo sin eyector, es decir con expansión directa son las siguientes:

Presión de condensación [kPa]	1534
Temperatura de condensación [°C]	45
Presión de evaporación [kPa]	167.0
Temperatura de evaporación [°C]	-30
Rendimiento del compresor [%]	70
Subcooling [K]	0
Superheat [K]	0
Refrigerante	R290

Los resultados que se obtienen de este ciclo son:

Capacidad frigorífica del evaporador [W]	650.9
Potencia del compresor [W]	446.6
Caudal de refrigerante [kg/s]	0.00299
EER [-]	1.458

3.1.1 Influencia del rendimiento del compresor en el ciclo de compresión mecánica.

Un elemento del ciclo que tiene gran importancia en el rendimiento del ciclo es el compresor, pues necesita energía externa para funcionar, dependiendo de su rendimiento interno el ciclo tendrá un rendimiento u otro, por lo que estimaremos el rendimiento del compresor para después hacer un análisis de sensibilidad y ver la influencia del rendimiento del compresor en el ciclo.

Si sensibilizamos la potencia el ciclo frente al rendimiento isentrópico del compresor se obtiene la siguiente tabla,

Rendimiento compresor [-]	Potencia del compresor [kW]	EER [-]
0,7	0,4466	1,458
0,75	0,4168	1,562
0,8	0,3908	1,666
0,85	0,3678	1,77
0,9	0,3473	1,874
0,95	0,3291	1,978

Tabla 12. Resultados del ciclo de referencia para el armario de baja temperatura cuando se modifica el rendimiento del compresor. Fuente: Elaboración propia.

3.1.2 Optimización del ciclo de compresión mecánica

Cuando se implementa el eyector en el ciclo se pretende aumentar la presión de aspiración del compresor para mejorar el rendimiento del mismo, al tener que proporcionar menor trabajo. Por el contrario, perderemos parte del efecto frigorífico del gas que pasa por el eyector, será el flujo primario del eyector, la salida del eyector la emplearemos en aumentar el subenfriamiento para recuperar la potencia frigorífica, es decir en bajarle la temperatura al resto del gas que pasará por el evaporador. En la Figura 55 se muestra el esquema de componentes del ciclo frigorífico, así como el mismo representado en un diagrama p-h.

El ciclo con el eyector será del tipo Jep pump, es decir el flujo primario es líquido y el secundario gas. A continuación, se presenta un esquema de componentes del ciclo, y una representación esquemática de los estados del mismo en un diagrama p-h.

Al implementar un eyector en el ciclo pretendemos optimizar ese ciclo y obtener un mayor rendimiento del ciclo.

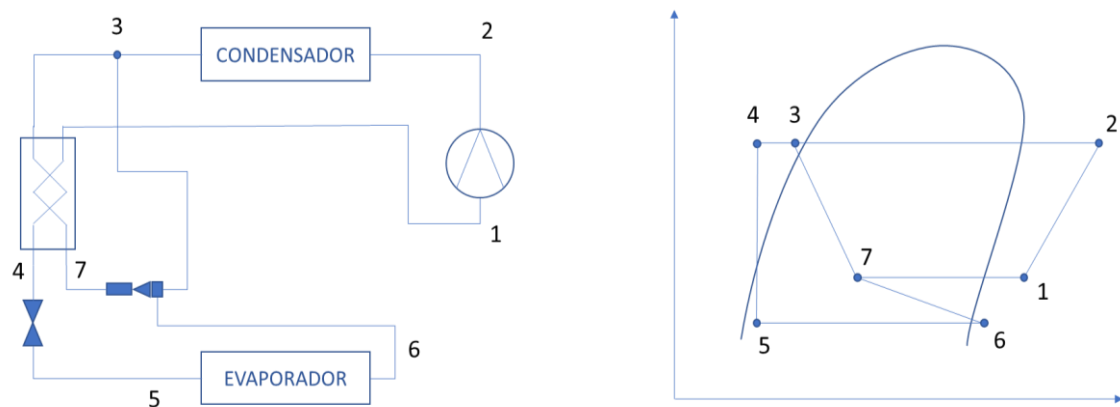


Figura 58: Ciclo para un armario de baja temperatura para mantenimiento de congelados

Se ha considerado como principal variable de optimización del ciclo la presión a la salida del eyector, la misma determina el parámetro ω (ratio de masa) y se debe verificar la viabilidad del ciclo ya que el título de vapor del punto 1 (entrada al compresor) debe ser 100%.

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para una eficiencia del Elbel del eyector de 0.30 que es un valor cercano al máximo posible para dicha variable para un eyector de geometría óptima que maximice simultáneamente la relación de caudales y la presión a la salida, ya que la salida del eyector tiene que ser vapor. Dicho valor se ha contrastado en la literatura pudiendo alcanzar valores máximos de 0.45 y mínimos de 0.15.

Por otro lado, la efectividad del intercambiador se ha considerado igual a 0.8 y rendimiento del compresor igual a 0.7.

Una vez analizada la variable principal de optimización se sensibilizarán los resultados para otras eficiencias del eyector y del intercambiador.

P7 [kPa]	x1 [-]	EER [-]	ω [-]
168,0	100	1,639	138,4
170,5	100	1,646	11,94
173,0	100	1,654	6,223
175,5	100	1,646	4,2
178,0	100	1,624	3,166
180,5	100	1,606	2,538
183,0	100	1,591	2,115
185,5	100	1,579	1,812
188,0	100	1,57	1,584
190,5	0,9821	1,561	1,406

Tabla 13 Análisis del EER, viabilidad el rendimiento del ciclo al modificar la presión de salida del eyector incluyendo la relación de caudales necesaria en cada caso. Fuente: Elaboración propia.

De la tabla anterior podemos deducir que la presión de salida óptima del eyector está comprendida entre 185.5 kPa y 188 kPa. No debiendo superar en ningún caso los 190 kPa ya que entraría el punto 1 en zona bifásica. Podemos ver que cuanto menor es la presión de salida mayor es el EER, no obstante, sería necesario una relación de caudales cada vez mayor. El rango óptimo para la presión de salida del eyector se ha determinado por compromiso entre el aumento del rendimiento y la viabilidad de la relación de caudales.

Si comparamos el rendimiento del ciclo tenemos un valor de 1.58 frente a un valor del ciclo de comparación operando con las mismas condiciones de temperatura y rendimiento del compresor, frente a 1.46 del ciclo de comparación. Esto representa un incremento del 8.2% a lo que debemos añadir que si se mantiene el caudal de refrigerante la potencia entregada por el evaporador sube hasta los 650W. Por supuesto es posible para el caso óptimo ajustar el caudal de refrigerante para mantener la potencia. En este caso el resultado sería el siguiente:

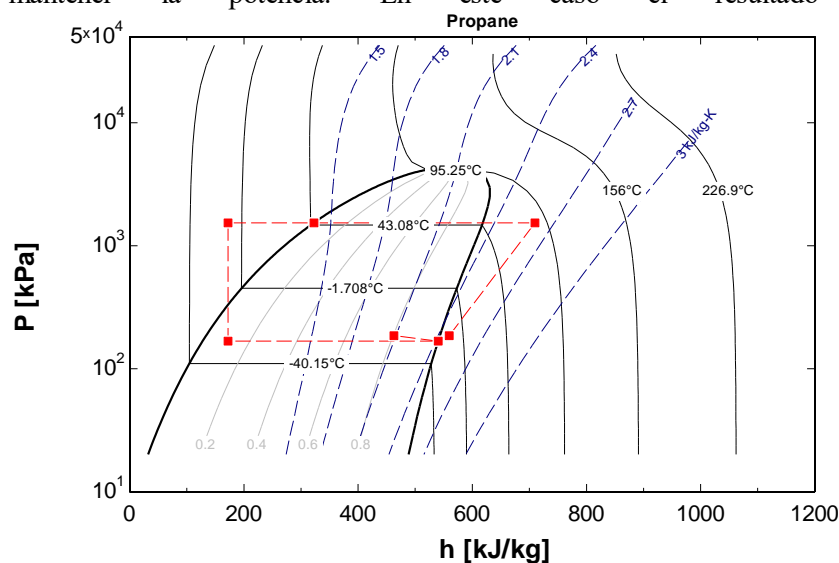


Figura 59 Diagrama p-h del ciclo Jet pump optimizado para la aplicación armario de baja temperatura.

Con un caudal de refrigerante de 0.00274 kg/s, del cual tras la extracción 0.00168 circulan a través

del intercambiador y 0.00106 van a la entrada del primario del eyector. Por lo que la relación de caudales es de 1.584. La potencia es de 616.8W en este caso. Las condiciones de todos los puntos del ciclo son las siguientes

	h [kJ/kg]	P [kPa]	M [kg/s]	T [°C]
1	547.6	188.0	0.00274	-24.53
2	691.1	1534.36	0.00274	77.14
3	322.5	1534.36	0.00274	45
4	173	1534.36	0.00168	-11.26
5	173	167.76	0.00168	-30
6	540.2	167.76	0.00168	-30
7	456	188.0	0.00274	-27.07

Tabla 14: Condiciones del ciclo

3.1.2.1 Análisis de sensibilidad con la eficiencia de Elbel del eyector

En la siguiente figura puede verse el efecto de aumentar y disminuir la eficiencia de Elbel del eyector. Para el mismo se ha elegido un valor cercano al mínimo y al máximo, de tal forma que se han añadido a los casos iniciales, calculados con una eficiencia de 0.3, casos análogos calculados con eficiencias de 0.2 y 0.4.

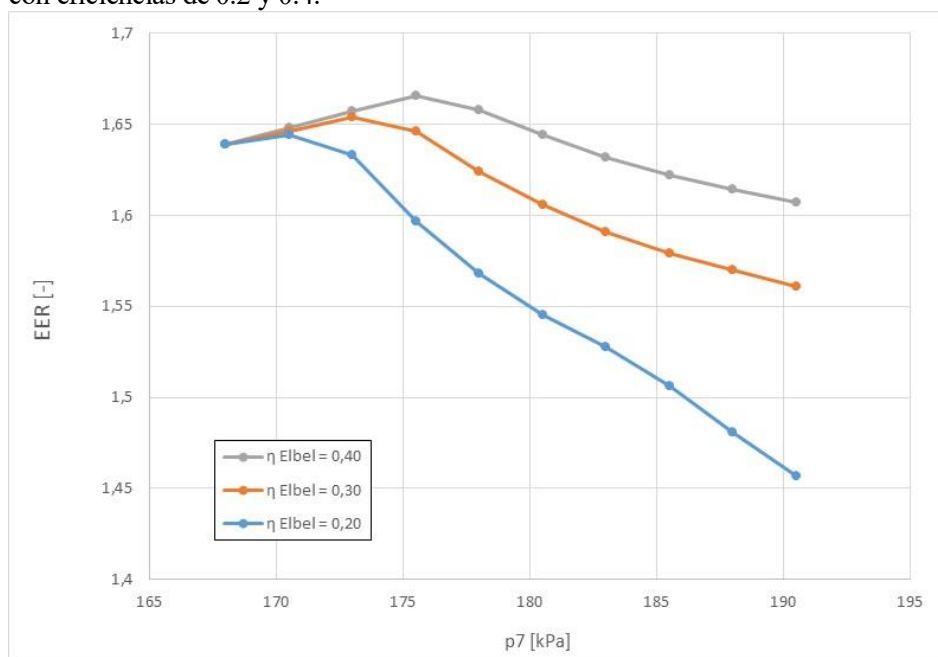


Figura 60 Variación del rendimiento con la presión de salida del eyector para distintas eficiencias de eyectores.

Como puede verse al aumentar la eficiencia del eyector la presión de salida del mismo debería aumentarse para mantener, o evitar reducciones significativas, del EER.

De tal forma que si para una eficiencia de Elbel de 0.3 se recomendaban presiones a la salida de 185 kPa, para una eficiencia de 0.2 la presión a la salida debería ser de 180 kPa, y para una eficiencia de 0.4 la presión debería estar en el entorno de los 190 kPa. En los tres casos anteriores la potencia en el evaporador está en el entorno de los 700W y la relación de caudales del eyector se mantiene en el rango de 1.7 y 1.87.

La siguiente tabla resume todos los resultados de los casos representados en la figura anterior. En la

misma se han resaltado los casos que consideramos más convenientes para cada eficiencia de Elbel.

η Elbel	p7	EER	ω	Qevap	x1
0,2	168	1,639	92,26	0,945	100
0,2	170,5	1,644	7,96	0,9317	100
0,2	173	1,633	4,148	0,8944	100
0,2	175,5	1,597	2,8	0,8164	100
0,2	178	1,568	2,111	0,7504	100
0,2	180,5	1,545	1,692	0,6938	100
0,2	183	1,528	1,41	0,6448	0,9886
0,2	185,5	1,506	1,208	0,6018	0,9525
0,2	188	1,481	1,056	0,564	0,9205
0,2	190,5	1,457	0,9372	0,5303	0,8919
0,3	168	1,639	138,4	0,9455	100
0,3	170,5	1,646	11,94	0,9362	100
0,3	173	1,654	6,223	0,9281	100
0,3	175,5	1,646	4,2	0,8949	100
0,3	178	1,624	3,166	0,8404	100
0,3	180,5	1,606	2,538	0,7919	100
0,3	183	1,591	2,115	0,7482	100
0,3	185,5	1,579	1,812	0,7088	100
0,3	188	1,57	1,584	0,6731	100
0,3	190,5	1,561	1,406	0,6405	0,9821
0,4	168	1,639	184,5	0,9457	100
0,4	170,5	1,648	15,92	0,9385	100
0,4	173	1,657	8,297	0,9321	100
0,4	175,5	1,666	5,601	0,9262	100
0,4	178	1,658	4,221	0,8941	100
0,4	180,5	1,644	3,383	0,8521	100
0,4	183	1,632	2,82	0,8135	100
0,4	185,5	1,622	2,416	0,778	100
0,4	188	1,614	2,112	0,7452	100
0,4	190,5	1,607	1,874	0,7148	100

Tabla 15. Análisis del EER, viabilidad el rendimiento y presión de salida al modificar la eficiencia de Elbel del eyector. Fuente: Elaboración propia.

3.1.2.2 Análisis de sensibilidad con la efectividad del intercambiador

Todo lo anterior es válido para una efectividad del intercambiador de 0.80, por lo tanto es interesante conocer lo que sucede cuando la efectividad del intercambiador es diferente, para ello se han calculado los casos en los que la efectividad fuese 0.85 y 0.90. Una vez realizado el diseño del ciclo se ajustarán los valores en la medida de lo técnicamente posible.

En la siguiente figura se resumen los resultados obtenidos.

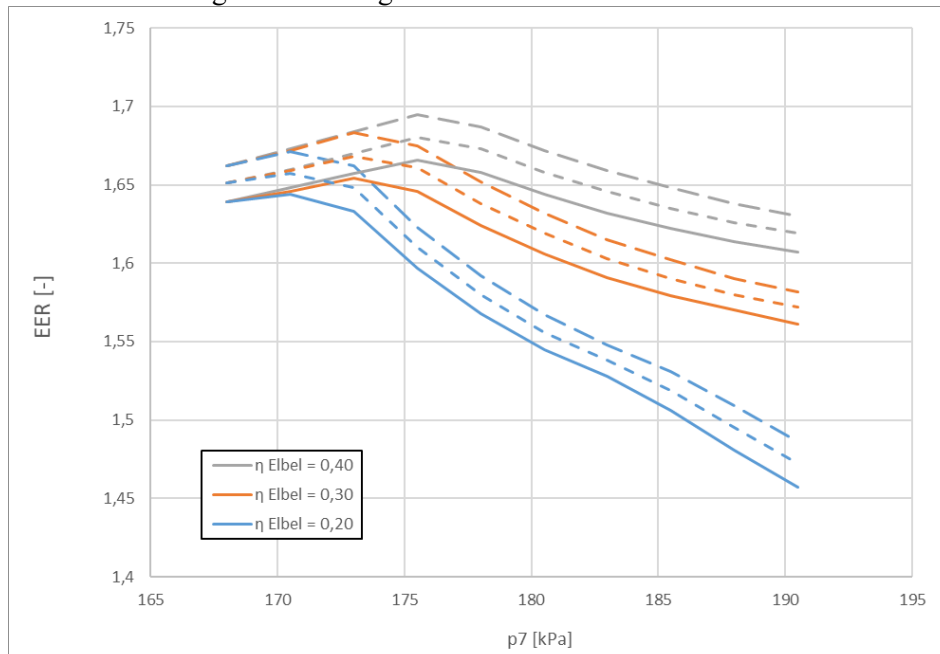


Figura 61 Variación del rendimiento con la presión de salida del eyector para distintas eficiencias de eyectores y efectividades del intercambiador. Las líneas continuas se corresponden con una efectividad de 0.8, las discontinuas de trazo corto 0.85 y las discontinuas de trazo largo 0.90.

En la misma puede observarse que en términos del EER cuanto mejor sea la efectividad del intercambiador mejor será el rendimiento global del ciclo. También puede verse que la tendencia mostrada anteriormente se mantiene para las eficiencias superiores. Por lo tanto las presiones de trabajo para cada eficiencia de Elbel se mantendrían y tan solo habría que ajustar los caudales del refrigerante para ajustar la potencia frigorífica.

A continuación se recogen las tablas obtenidas con los resultados para los dos casos adicionales.

Efectividad del intercambiador 0.85

η Elbel	p7	EER	Ω	Qevap	x1
0,2	168	1,651	92,26	0,9638	100
0,2	170,5	1,657	7,96	0,9538	100
0,2	173	1,648	4,148	0,9175	100
0,2	175,5	1,61	2,8	0,8374	100
0,2	178	1,58	2,111	0,7697	100
0,2	180,5	1,556	1,692	0,7116	100
0,2	183	1,538	1,41	0,6613	100
0,2	185,5	1,519	1,208	0,6172	0,9651
0,2	188	1,495	1,056	0,5783	0,9323

0,2	190,5	1,472	0,9372	0,5438	0,9029
0,3	168	1,651	138,4	0,9642	100
0,3	170,5	1,659	11,94	0,9571	100
0,3	173	1,668	6,223	0,951	100
0,3	175,5	1,661	4,2	0,9179	100
0,3	178	1,638	3,166	0,8621	100
0,3	180,5	1,619	2,538	0,8122	100
0,3	183	1,603	2,115	0,7674	100
0,3	185,5	1,59	1,812	0,7269	100
0,3	188	1,58	1,584	0,6902	100
0,3	190,5	1,572	1,406	0,6568	0,9954
0,4	168	1,651	184,5	0,9643	100
0,4	170,5	1,66	15,92	0,9589	100
0,4	173	1,67	8,297	0,954	100
0,4	175,5	1,68	5,601	0,9496	100
0,4	178	1,673	4,221	0,9171	100
0,4	180,5	1,658	3,383	0,8739	100
0,4	183	1,646	2,82	0,8343	100
0,4	185,5	1,635	2,416	0,7979	100
0,4	188	1,626	2,112	0,7642	100
0,4	190,5	1,619	1,874	0,733	100

Tabla 16. Análisis del EER, viabilidad el rendimiento y presión de salida al modificar la eficiencia de Elbel del eyector para una efectividad del intercambiador de 0.85. Fuente: Elaboración propia.

Efectividad del intercambiador 0.90

η Elbel	p7	EER	Ω	Qevap	x1
0,2	168	1,662	92,26	0,9826	100
0,2	170,5	1,671	7,96	0,9759	100
0,2	173	1,662	4,148	0,9406	100
0,2	175,5	1,623	2,8	0,8585	100
0,2	178	1,592	2,111	0,789	100
0,2	180,5	1,567	1,692	0,7294	100
0,2	183	1,548	1,41	0,6777	100
0,2	185,5	1,531	1,208	0,6326	0,9776
0,2	188	1,509	1,056	0,5927	0,944
0,2	190,5	1,486	0,9372	0,5572	0,9139

0,3	168	1,662	138,4	0,9829	100
0,3	170,5	1,672	11,94	0,9781	100
0,3	173	1,683	6,223	0,974	100
0,3	175,5	1,675	4,2	0,941	100
0,3	178	1,652	3,166	0,8837	100
0,3	180,5	1,632	2,538	0,8325	100
0,3	183	1,615	2,115	0,7865	100
0,3	185,5	1,602	1,812	0,745	100
0,3	188	1,59	1,584	0,7074	100
0,3	190,5	1,582	1,406	0,6731	100
0,4	168	1,662	184,5	0,983	100
0,4	170,5	1,673	15,92	0,9793	100
0,4	173	1,684	8,297	0,976	100
0,4	175,5	1,695	5,601	0,973	100
0,4	178	1,687	4,221	0,9401	100
0,4	180,5	1,672	3,383	0,8958	100
0,4	183	1,659	2,82	0,8551	100
0,4	185,5	1,648	2,416	0,8177	100
0,4	188	1,638	2,112	0,7831	100
0,4	190,5	1,63	1,874	0,7511	100

Tabla 17. Análisis del EER, viabilidad el rendimiento y presión de salida al modificar la eficiencia de Elbel del eyector para una efectividad del intercambiador de 0.90. Fuente: Elaboración propia.

Vemos que a mayor rendimiento del intercambiador mayor será EER del ciclo para un rendimiento de Elbel de 0.3 pasamos de 1.59 a 1.609 cuando el rendimiento del intercambiador aumenta de 0.85 a 0.9.

3.1.2.3 Análisis de sensibilidad con el rendimiento del compresor

Dado que los resultados anteriores han sido obtenidos con un rendimiento isentrópico del compresor del 70%, es interesante conocer cómo un cambio en el rendimiento del compresor afecta al rendimiento del ciclo. Por ello, se han recalculado las situaciones anteriores para un rendimiento del compresor del 80%.

Los resultados se resumen en la siguiente figura donde puede verse que al aumentar el rendimiento del compresor aumenta significativamente el EER. Todas las conclusiones anteriores siguen siendo válidas por lo que las presiones de trabajo óptimas y viables dependientes de la eficiencia de Elbel del eyector se mantienen. Únicamente habría que ajustar el caudal del refrigerante para fijar la potencia frigorífica deseada.

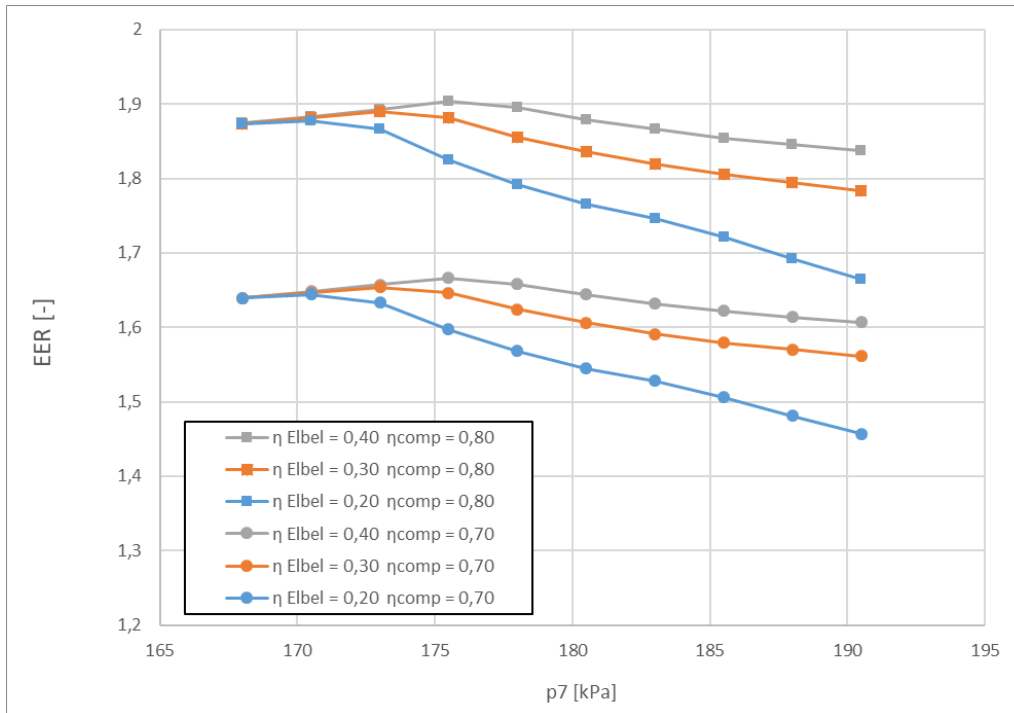


Figura 62 Variación del rendimiento con la presión de salida del eyector para distintas eficiencias de eyectores y rendimientos del compresor. La efectividad del intercambiador se ha mantenido constante e igual a 0.80 en todos los casos.

La siguiente tabla recoge los valores obtenidos para un rendimiento de 0.8 para el compresor.

η Elbel	p7	EER	ω	Qevap	x1
0,2	168	1,873	92,26	0,945	100
0,2	170,5	1,878	7,96	0,9317	100
0,2	173	1,866	4,148	0,8944	100
0,2	175,5	1,825	2,8	0,8164	100
0,2	178	1,792	2,111	0,7504	100
0,2	180,5	1,766	1,692	0,6938	100
0,2	183	1,746	1,41	0,6448	0,9886
0,2	185,5	1,721	1,208	0,6018	0,9525
0,2	188	1,692	1,056	0,564	0,9205
0,2	190,5	1,665	0,9372	0,5303	0,8919
0,3	168	1,873	138,4	0,9455	100
0,3	170,5	1,882	11,94	0,9362	100
0,3	173	1,89	6,223	0,9281	100
0,3	175,5	1,881	4,2	0,8949	100
0,3	178	1,856	3,166	0,8404	100
0,3	180,5	1,836	2,538	0,7919	100
0,3	183	1,819	2,115	0,7482	100
0,3	185,5	1,805	1,812	0,7088	100

0,3	188	1,794	1,584	0,6731	100
0,3	190,5	1,784	1,406	0,6405	0,9821
0,4	168	1,874	184,5	0,9457	100
0,4	170,5	1,883	15,92	0,9385	100
0,4	173	1,893	8,297	0,9321	100
0,4	175,5	1,904	5,601	0,9262	100
0,4	178	1,895	4,221	0,8941	100
0,4	180,5	1,879	3,383	0,8521	100
0,4	183	1,866	2,82	0,8135	100
0,4	185,5	1,854	2,416	0,778	100
0,4	188	1,845	2,112	0,7452	100
0,4	190,5	1,837	1,874	0,7148	100

Tabla 18. Análisis del EER, viabilidad del rendimiento y presión de salida al modificar la eficiencia de Elbel del eyector para una efectividad del intercambiador de 0.80 y un rendimiento del compresor de 0.80. Fuente: Elaboración propia.

El ciclo de referencia tenía un rendimiento de 1.67 cuando el rendimiento del compresor era del 80%, por tanto, en este caso el aumento del EER es de un 8.3% al pasar de 1.67 a 1.805. Este incremento relativo es casi idéntico al que se obtiene con compresores de rendimiento 70%, lo cual indica la conveniencia de utilizar el ciclo jet-pump frente al de referencia para ambos valores del rendimiento del compresor.

En toda esta tarea se ha trabajado con el EER en las condiciones de ensayo. Cabe destacar como conclusión al trabajo realizado que el rendimiento medio estacional de este equipo coincide con el nominal ya que el condensador del mismo está en el interior de la sala de trabajo y la misma mantiene en todo momento las condiciones de temperatura. Por lo tanto, la optimización realizada para un punto de trabajo en este caso es coincidente con todo el rango de operación. Esto implica que sólo un eyector es necesario para optimizar el ciclo en esta aplicación.

3.2 Determinación de los tres diámetros principales

Utilizando el modelo matemático de J.A. Expósito Carrillo (37) e implementándolo en el programa informático EES obtenemos los diámetros de la garganta, de la salida de la primera boquilla y el diámetro de la sección de mezcla. Las condiciones de funcionamiento del eyector son las siguientes:

EYECTOR	P [bar]	T[°C]	ρ [kg/m ³]	m[kg/s]
Primario [3]	15.34	45	34.17	0.001084
Secundario [6]	1.6776	-30	3.868	0.001716
Salida [7]	1.89	-27.07	4.302	0.0028

El rendimiento del compresor es 0.7 y el del intercambiador 0.8.

Los datos obtenidos del programa con un rendimiento de Elbel de 0.3276 son :

Diámetro garganta (mm)	0.386
Diámetro salida primera boquilla (mm)	0.9492
Diámetro sección de mezcla (mm)	2.308

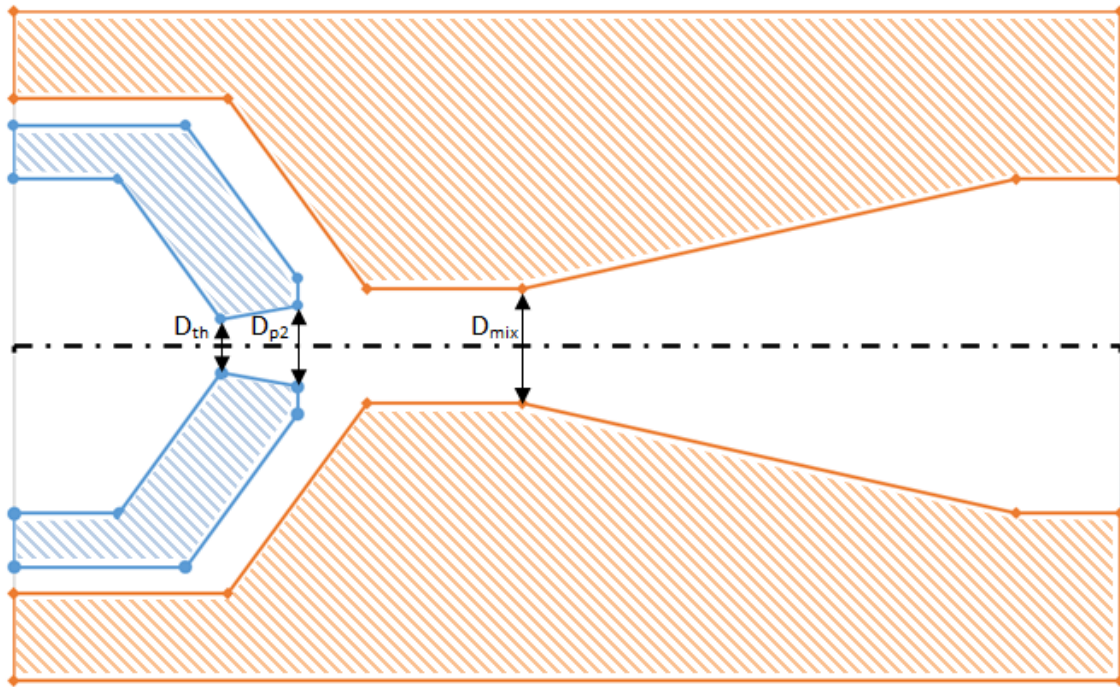


Figura 63: Esquema del eyector con sus diámetros principales

3.3 Determinación de la geometría complementaria

Las relaciones matemáticas y los datos obtenidos de las referencias bibliográficas fueron implementados en una hoja excel para calcular las dimensiones geométricas que nos faltaban del eyector. Los resultados obtenidos son los siguientes:

Longitudes		Dimensiones (mm) $D_{th}=0.4\text{mm}$	Dimensiones (mm) $D_{th}=0.8\text{mm}$
L_{p1}	longitud de la sección convergente de la tobera primaria	25.5	23.7
L_{p2}	longitud de la sección divergente de la tobera primaria	2.6	0.8
L_{s1}	longitud exterior de la tobera primaria en la sección de entrada de la tobera secundaria	7.5	7.5
L_{s2}	longitud de la sección convergente de la	8.3	8.3

	tobera secundaria		
L_{NXP}	distancia entre salida de la tobera primaria e inicio de la sección constante de la cámara de mezcla	4.2	4.2
L_{mix}	longitud de sección constante de la cámara de mezcla	16.1	16.1
L_d	longitud del difusor	23.8	23.8

Tabla 19: Longitudes complementarias del eyector para el armario de baja de temperatura

	Diámetros	Dimensiones (mm)	Dimensiones (mm)
D_{p1}	diámetro de entrada de la tobera primaria	6.2	6.2
D_{th}	diámetro en la garganta de la tobera primaria	0.4*	0.8
D_{p2}	diámetro de salida de la tobera primaria	0.98	0.98
D_s	diámetro de entrada de la tobera secundaria	9.2	9.2
D_{s1}	diámetro exterior de la tobera primaria en la sección de entrada de la tobera secundaria	8.2	8.2
D_{s2}	diámetro exterior de la tobera primaria en la sección de salida de la misma	1.98	1.98
D_{mix}	diámetro de la sección constante de la cámara de mezcla	2.3	2.3
D_d	diámetro de salida del difusor	6.2	6.2

Tabla 20: Diámetros del eyector para el armario del baja temperatura

	Ángulos	(grados)
α_{p1}	ángulo de la sección convergente de la tobera primaria	6.5
α_{p2}	ángulo de la sección divergente de la tobera primaria	6.5
α_s	ángulo de la sección convergente de la tobera secundaria	22.5
α_d	ángulo del difusor	4.7

Tabla 21: Ángulos del eyector del armario de baja temperatura

En las tabla 18 y 19 tenemos dos dimensiones diferentes, la primera columna de dimensiones tiene las medidas que obtendríamos de tener un diámetro de la garganta igual a 0.4mm, el inconveniente que encontramos con un diámetro tan pequeño es la ausencia de fabricantes que lo construyan, el diámetro más pequeño por el cual empiezan a construir es 0.8mm.

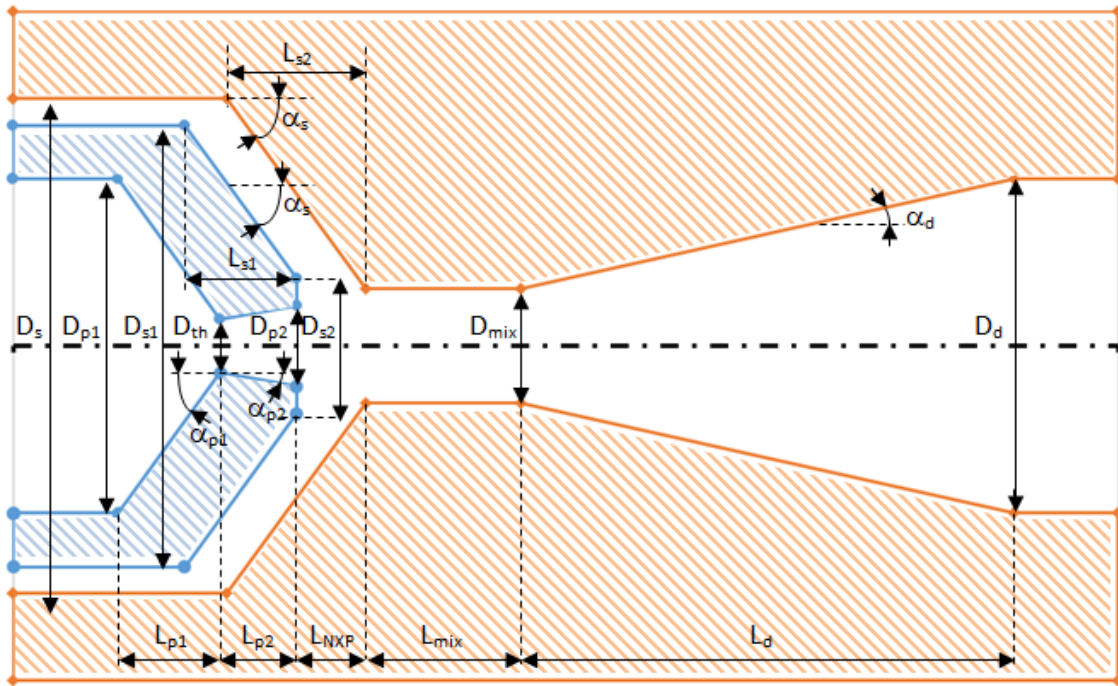


Figura 64: Esquema del eyector con sus medidas.

3.4 Comparación con la bibliografía

En esta sección nos disponemos a comparar las medidas geométricas de nuestro eyector con otro de la bibliografía que tiene unas condiciones operacionales similares a las nuestras.

Parámetros	Yunxiang Li (36)	Eyector Armario BT
Fluido	R290	R290
Ratio de presiones	1.13	1.14
Potencia	400W	650W
Ratio de masa	0.97	1.584
Ratio de área	9	35.77
NXP	8	5.4
α_{p1}	6.5°	6.5
α_{p2}	6.5°	6.5
α_s	22.5°	22.5
α_d	4.7°	4.7

4 CONCLUSIONES

El funcionamiento del eyector se basa en utilizar la energía de una corriente de alta presión para elevar la presión de otra corriente con menor presión, obteniéndose una presión intermedia. Para el caso de refrigeración con un ciclo de compresión mecánica, la corriente de alta presión proviene de la salida del condensador o de una corriente residual a mayor presión que la salida del evaporador, la corriente de baja presión vendrá de la salida del evaporador y la presión intermedia que será la salida del eyector irá a la entrada del compresor.

El objetivo de incorporar el eyector en un ciclo de refrigeración es aumentar su rendimiento para obtener un ciclo más sostenible con el medioambiente. Otro factor que juega un papel importante en la sostenibilidad del ciclo es el referido al refrigerante que usa el ciclo. Los fluidos se pueden clasificar según la pendiente de su línea de saturación en secos si tienen una pendiente positiva y en húmedos si la pendiente es negativa, los fluidos secos serán mejores pues cuando sufren una expansión no entran en zona bifásica. También pueden ser clasificados según su composición química en halocarbonatos, compuestos creados por el hombre, en hidrocarburos, compuestos naturales creados a partir de carbonos e hidrógenos, en compuestos refrigerantes y en otros refrigerantes naturales como pueden ser el agua, amoníaco, etc. La elección de un refrigerante se hace en base a unos criterios que son: las propiedades termofísicas, el impacto medioambiental medido por el GWP y el ODP, la seguridad del fluido y el criterio económico. Siguiendo estos criterios se ha visto que el refrigerante que mejor se adapta a todos ellos es el propano.

El sector de refrigeración es el responsable del 7.8% de las emisiones de GEI por lo que entra dentro de las normativas europeas de reducción de GEI. Los equipos de climatización deben cumplir con la regulación del etiquetado energético, del diseño ecológico y con la normativa de los gases fluorados de efecto invernadero que limitan los refrigerantes según su PCA, por lo que estamos en un proceso de cambio, necesitamos cambiar los refrigerantes de un alto PCA por otros de bajo PCA. Los refrigerantes alternativos serán aquellos que tengan un PCA bajo estos pueden ser los hidrocarburos, el agua, el dióxido de carbono, el amónico, etc, en el caso del amoníaco el PCA es casi nulo. Este es otro motivo por el que la elección del propano como refrigerante ha sido elegido ya que tiene un PCA bajo.

Los eyectores constan de cuatro partes: boquilla primaria o de absorción, boquilla secundaria o cámara de succión, cámara de mezcla y difusor.

Los eyectores se pueden clasificar según:

1. Su tipo de boquilla, en boquillas convergentes donde el fluido estará en condiciones subsónicas y en boquillas convergentes-divergentes donde el fluido estará en condiciones supersónicas tras pasar por la garganta.
2. Su tipo de cámaras de mezcla, en cámaras de área constante a la salida de la boquilla primaria en área constante (CMA), en cámaras de presión constante a la salida de la boquilla de succión (CPM) y en cámaras de velocidad constante y momento variable (CMRC)
3. Su funcionamiento, en crítico, si está por debajo de la presión crítica de salida, en subcrítico, si esta entre la presión de salida crítica y la presión de mal funcionamiento, y en mal funcionamiento, si está por encima de la presión de mal funcionamiento donde el flujo será invertido.
4. Sus fases en los fluidos de trabajo, en vapor jet si tenemos los dos flujos en estado gaseoso, en líquido jet si tenemos los dos flujos en estado líquido, en jet condensador si tenemos el primario en estado gaseoso y el secundario en estado líquido, y en jet pump si tenemos el primario en estado líquido y el secundario en estado gaseoso.

5. Si es fijo o variable, si podemos modificar sus parámetros geométricos para adaptarse a nuevas condiciones de operación.

Cada parte que forma el eyector tendrá su propio rendimiento dependiendo de diferentes parámetros.

1. Para el rendimiento de la boquilla primaria aumenta con el ratio de diámetros y disminuye con el ratio de presiones. Para un NXP constante el ratio de área, presiones, y masa disminuyen la eficiencia hasta un mínimo y después aumenta. Para un área constante a mayor NXP menor será la eficiencia de la boquilla.
2. La eficiencia de la cámara de succión para un NXP fijo es alta para pequeños ratios masa y altos ratios de presiones y masas.
3. La eficiencia de la cámara de mezcla aumenta con el ratio de presiones hasta un máximo y disminuye con el ratio de diámetros. Para un NXP constante la eficiencia aumenta con el ratio de áreas y disminuye con el ratio de presiones y masa. Para un NXP variable aumenta para un cierto ratio de área o masa.
4. La eficiencia en el difusor disminuye con el ratio de presiones y en menor medida con el aumento de NXP.

El rendimiento del eyector en su totalidad se ve afectados por diferentes parámetros geométricos, para evaluar el rendimiento del eyector lo haremos a través de su ratio de masa a mayor ratio de masa mayor rendimiento. El ratio de áreas se ve influenciado por el ratio de masa, además tiene gran sensibilidad con este parámetro, al aumentar el ratio de áreas el ratio de masa primero aumenta y luego disminuye, el ratio de área también influye en la presión crítica, pues influye en el ratio de masa que tienen influencia en la presión crítica. El NXP influencia al ratio de masa, este tiene una tendencia a aumentar y luego a disminuir con el incremento del NXP, también influye en la presión de salida. Tanto el ratio de área como el NXP tienen gran influencia en el rendimiento del eyector. La longitud de la cámara de mezcla influye en la presión de salida del eyector, tiene que tener una longitud suficiente para que se genere la onda de choque. El óptimo de NXP es proporcional al diámetro de la cámara de mezcla y es mayor cuando la presión del flujo primario aumenta. El ángulo convergente de la sección de mezcla debería aumentar cuando la presión del primario aumenta. Otros parámetros geométricos como pueden ser el ángulo divergente de la boquilla primaria, el ángulo convergente de la sección de mezcla, la longitud de la cámara de mezcla y la longitud del difusor no tiene una importancia significativa en el rendimiento del eyector.

Las temperaturas de funcionamiento del eyector influyen en el rendimiento de este también. Para un aumento de la temperatura del flujo primario el ratio de masa y área aumenta, para un aumento de la temperatura del flujo secundario el ratio de masa y área aumenta, por último para un aumento de la temperatura de salida del eyector el ratio de masa dependerá de la presión crítica de salida. En resumen un aumento de la temperatura del flujo primario y una disminución de la temperatura de salida del eyector serán beneficiosos para el rendimiento del eyector, la temperatura del flujo secundario no tiene tanta importancia pero es aconsejable que aumente.

Tras realizar una recopilación de diferentes fluidos de trabajo y de condiciones operacionales de ciclos donde se han implementado eyectores vemos que los eyectores que utilizan agua como refrigerante son los más voluminosos además tienen el menor ratio de masas. El ratio de presiones varía desde 1.1 para el R134 hasta 2 para el CO₂ en un eyector subsónico. El ratio de masa no supera la unidad en ningún caso estudiado, el fluido de mayor ratio de masa es el propano con un 0.97. El ratio de área mayor es para el agua con un valor de 22, para los demás fluidos varía desde 9.8 a 3 siendo el ratio de área menor para el R600a. El NXP depende en gran medida de las condiciones de operación, su rango de valores es muy variado, va desde los 26mm para un eyector subsónico de R134 hasta los 2.5mm para un eyector supersónico de CO₂. Podemos observar que los eyectores subsónicos tienen un mayor NXP. El ángulo de entrada primario no tiene gran influencia en el diseño de un eyector, lo podemos tomar como el que necesito para adaptar el conducto del refrigerante a la entrada del eyector, para el ángulo del difusor tomaremos la misma idea, el ángulo será el que adapte la salida del eyector a la entrada del conducto, aunque en ningún caso estudiado el ángulo del difusor ha sido mayor a 10°. Para el ángulo de salida del primario, ángulo divergente el cual solo lo tendrán los eyectores supersónicos, varía desde 1° para un eyector de CO₂ hasta 6.5° para

un eyector de propano. El ángulo convergente de la cámara de succión tiene un rango de valores amplio desde 0°, es decir no tiene inclinación, hasta 38°.

El ejemplo que hemos tomado para el diseño de un eyector es un ciclo de refrigeración de un armario de baja temperatura. Como ya sabemos el rendimiento del compresor en un ciclo de compresión mecánica tiene gran importancia, al aumentar su rendimiento el rendimiento del ciclo también aumenta. Cuando incorporamos el eyector en el ciclo, el ciclo pasa a ser Jet pump, debemos asegurarnos que la salida del eyector sea vapor ya que irá al compresor. Mientras mayor sea el rendimiento de Elbel mayor rendimiento del ciclo tendremos para una presión de salida del eyector dada, si unimos esto a un aumento en la eficiencia del intercambiador, que se encuentra a la salida del condensador, el rendimiento del ciclo será aún mayor. Además si aumentamos el rendimiento del compresor para un mismo Elbel el rendimiento del ciclo aumenta, un aumento en el rendimiento del compresor mejora en mayor medida el rendimiento del ciclo, es decir el rendimiento del compresor tiene mayor importancia en el ciclo que el del intercambiador. En resumen, mientras mejores rendimientos tengan los equipos del ciclo mayor rendimiento tendrá el ciclo con el eyector.

Una vez que tenemos los datos de operación del ciclo procedemos a calcular los tres diámetros principales del eyector mediante el modelo implementado en el EES, obtenidas las tres dimensiones principales las implementamos en una hoja Excel para obtener las dimensiones restantes del eyector. Las dimensiones obtenidas son similares a las encontradas en el artículo de Yunxiang Li (36), el cual trabaja con unas condiciones operacionales cercanas a las nuestras, lo que nos da a deducir que si el eyector del artículo funciona el nuestro tendrá muchas posibilidades de funcionar.

Teóricamente si comparemos el rendimiento del ciclo con eyector tenemos un valor de 1.58 frente a un valor del ciclo sin eyector de 1.46 operando con las mismas condiciones de temperatura y rendimiento del compresor. Esto representa un incremento del 8.2%.

El ciclo de referencia tenía un rendimiento de 1.67 cuando el rendimiento del compresor era del 80%, por tanto, en este caso el aumento del EER es de un 8.3% al pasar de 1.67 a 1.805. Este incremento relativo es casi idéntico al que se obtiene con compresores de rendimiento 70%, lo cual indica la conveniencia de utilizar el ciclo jet-pump frente al de referencia para ambos valores del rendimiento del compresor.

Cuando comparamos las magnitudes características del eyector de la bibliografía y el de estudio, obtenemos que todos los valores son similares, excepto los ratios de áreas que tienen valores muy dispares, el de Yunxiang Li tiene un valor de 9 mientras que el armario de baja temperatura tiene un valor de 33, a pesar de esta gran diferencia el diámetro de la garganta de Yunxiang li es de 1 mm y el de estudio es de 0.4mm, diámetro de la cámara de mezcla es de 3 en Yunxiang Li y el de estudio de 2.3, por lo que ambos son valores similares, lo que ocurre que al elevarlo al cuadrado para obtener el ratio el error se dispara haciendo que los valores sean tan diferentes. Otra observación es que el ratio de masa en ningún caso supera la unidad y en nuestro caso es mayor que la unidad. Por estas pequeñas observaciones es aconsejable fabricar el eyector e implementarlo de manera práctica en el ciclo, será la única manera de comprobar que el ciclo con eyector tiene mayor rendimiento que sin eyector, pues un estudio teórico no nos garantiza su buen funcionamiento, solo puede predecir el comportamiento que tendrá. Esperamos que su construcción sea llevada a cabo lo antes posible y tenga un buen funcionamiento en el ciclo, obteniendo los resultados esperados.

En este anexo veremos las ecuaciones que hemos implementado en el EES para obtener los diámetros principales, además de la definición del rendimiento de Elbel.

El rendimiento de Elbel se rige por la siguiente fórmula:

$$\eta_{\text{Elbel}} = \omega \cdot \frac{h(P_c, S_s) - h_s}{h_p - h(P_c, S_p)}$$

Se trata de multiplicar el ratio de masa por una fracción cuyo término de arriba es la entalpía a la presión de salida del eyector a la misma entropía del flujo secundario menos la entalpía del flujo secundario, el término de abajo es la entalpía del flujo primario menos la entalpía a la presión de salida del eyector y a la entropía del flujo primario.

Las ecuaciones por las que se rige el modelo matemático del eyector son las siguientes (37):

1. Para la boquilla primaria:

$$s_t = s_p = s_{p1} = s(P_p, T_p)$$

$$\dot{m}_p = \rho_t A_t V_t = \rho_{p1} A_{p1} V_{p1}$$

$$h_{0p} = h_t + \frac{1}{2} \frac{V_t^2}{\eta_p} = h_{p1} + \frac{1}{2} V_{p1}^2$$

$$M_t = \frac{V_t}{a_t} = 1$$

$$a_t = \sqrt{\left. \frac{\partial P}{\partial \rho} \right|_{s=\text{const}}} = \sqrt{\left. \frac{\Delta P}{\Delta \rho} \right|_{s=\text{const}}}$$

2. Para el flujo primario de expansión:

$$s_{py} = s_p$$

$$P_{py} = P_{sy}$$

$$\dot{m}_p = \rho_{py} \phi_p A_{py} V_{py}$$

$$h_{0p} = h_{py} + \frac{1}{2} V_{py}^2$$

3. Para el flujo secundario

$$s_{sy} = s_s = s(P_s, T_s)$$

$$\dot{m}_s = \rho_{sy} A_{sy} V_{sy}$$

$$h_{0s} = h_{sy} + \frac{1}{2} \frac{V_{sy}^2}{\eta_s}$$

$$M_{sy} = \frac{V_{sy}}{a_{sy}} = 1$$

4. Para la cámara del mezcla

$$A_m = A_{sy} + A_{py}$$

$$\dot{m}_m = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \rho_m V_m A_m$$

$$P_m = P_{py} = P_{sy}$$

$$\phi_m (\dot{m}_p V_{py} + \dot{m}_s V_{sy}) = \dot{m}_m V_m$$

$$\dot{m}_p \left(h_{py} + \frac{1}{2} V_{py}^2 \right) + \dot{m}_s \left(h_{sy} + \frac{1}{2} V_{sy}^2 \right) = \dot{m}_m \left(h_m + \frac{1}{2} V_m^2 \right)$$

Φ : Eficiencia debida a las pérdidas por fricción

5. Para la onda de choque

$$\rho_{as} V_{as} = \rho_m V_m$$

$$P_{as} + \rho_{as} V_{as}^2 = P_m + \rho_m V_m^2$$

$$h_{as} + \frac{1}{2} V_{as}^2 = h_m + \frac{1}{2} V_m^2$$

$$S_{as} > S_m$$

$$M_{as} = \frac{V_{as}}{a_{as}} < 1$$

6. Para el difusor

$$h_c = h_{as} + \frac{1}{2} V_{as}^2$$

$$S_c = S_{as}$$

Anexo II

Relaciones implementadas en la hoja Excel sacadas de la bibliografía.

$$\text{Tan}(\alpha_{p1}) = \left(\frac{Dp1 - Dt}{2 * Lp1} \right)$$

$$\text{Tan}(\alpha_{p2}) = \left(\frac{Dp2 - Dt}{2 * Lp2} \right)$$

$$\text{Tan}(\alpha_s) = \left(\frac{Ds - Dmix}{2 * L2} \right)$$

$$\text{Tan}(\alpha_d) = \left(\frac{Dd - Dmix}{2 * Ld} \right)$$

$$L_{NXP} = \frac{L_{s2}}{2}$$

$$\frac{L_{mix}}{D_{mix}} = 7$$

$$D_{s1} = D_{p1} + 2$$

$$D_{s2} = D_{s1} + 1$$

$$D_s = D_{s1} + 1$$

REFERENCIAS

1. *Xiangjie Chen, Mark Worall, Siddig Omer, Yuehong Su, Saffa Riffat. cycles, Theoretical studies of a hybrid ejector CO2 compression cooling system for vehicles and preliminary experimental investigations of an ejector.*
2. *A study of working fluids for heat driven ejector refrigeration using lumped parameter models. Giorgio Besagni, Ricardo Mereu, Giuseppe Di Leo, Fabio Inzoli.*
3. *Influence of geometrical factors on steam eyector performance. Szabolcs Vargas, Armando C. Oliveira, Bogdan Diaconu.*
4. *Ejector refrigeration: A comprehensive review. Giorgio Besagni, Riccardo Mereu, Fabio Inzoli. ELSEVIER.*
5. *An experimental investigation of eyector performance based upon different refrigerants. S.L Chen, J.Y Yen, M.C Huang.*
6. [En línea] <https://www.ecologiahoy.com/halocarbonos>.
7. [En línea] <https://cambioclimaticoglobal.com/halocarb>.
8. [En línea] <https://conceptodefinicion.de/hidrocarburos/>.
9. *Performance of ejector cooling systems using low ecological impact refrigerants. Raul Roman, Jorge I. Hernandez.*
10. *Unión Europea, Directiva europea 2009.*
11. *Unión Europea, Cita de la comision del 2016/2281.*
12. *The impact of the refrigeration sector on climate change, International Institute of Refrigeration, 35th Informatory Note on Refrigeration Technologies,.*
13. *Comisión europea: “Estrategias y objetivos climáticos, Comisión Europea, Energía Cambio Climático y Medio ambiente”, Comisión europea, https://ec.europa.eu/clima/policias/strategies_es [Acceso: Enero 2019].*
14. *Comisión europea: “EU legislation to control F-gases”, Comisión Europea, https://ec.europa.eu/clima/policias/f-gas/legislation_en, [Acceso: Enero 2019].*
15. *AFEC. Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización: “Normativa Europea”, AFEC. Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización, <http://www.afec.es/es>, [Acceso: Enero 2019].*
16. *Real alternatives: “REAL alternatives blended learnign for alternative refrigerants”, Real alternatives, <https://www.realalternatives.eu/espanol>, [Acceso: Enero 2019].*
17. *National institute of Standarsd and Technology (NIST), Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 10.*
18. *PubChem, <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/>, [Acceso: Enero 2019].*
19. *Schultz, Steve Kujak & Ken. Insights into the next generation HVAC&R refrigerant future, Science and Technology for the Built Environment, DOI: 10.1080/23744731.2016.1203239.*
20. *Performance of heat pumps charged with R170/R290 mixture. Ki-Jung Park, Dongsoo Jung,.*
21. *Maul. http://www.hydrocarbons21.com/files/1491_297_A_4_MAUL_AIT.pdf. [En línea]*

22. *Ejectors: applications in refrigeration.* **Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratana.** ELSEVIER.
23. *Ejector enhanced vapor compression refrigeration.* **Sakar, J.** 2012, ELSEVIER.
24. *Optimization on crucial ejector geometries under different working modes.* **Shengyu Li, Jia Yan, Zhan Liu, Yong Yao, Xianbi Li, Na Wen, Guorong Zou.**
25. *A new prescription for the design of supersonic jet-pumps:the constant rate of momentum change method.* **Eames, Ian W.**
26. *Current Advances in Ejector Modeling.* **Zine Aidoun, Khaled Ameer *, Mehdi Falsafioon and Messaoud Badache.**
27. *Experimental results with a variable geometry ejector using 600a as workin fluid.* **Paulo R. Pereira, Szabolcs Varga*, Jo~ao Soares, Armando C. Oliveira,.**
28. *An investigation on the componenet efficiencies of a small two phase ejector.* **Yu, Xiao Wang Jianlin.**
29. *Research on CO2 ejector component efficiencies by experiment measurement and distributed parameter modeling.* **Lixing Zheng, Jianquiang Deng.**
30. *Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors.* **Yinhai Zhu, Wenjian Cai, Changyun Wen, Yanzhong Li.**
31. *Geometry parameters effect for air-cooler ejector cooling system with R134a refrigerant.* **Jia Yan, Wenjian Cai, Yanzhong Li.**
32. *A comprehensive review of ejector design, performance, and applications.* **Bourhan M. Tashtoush, Moh'd A. Al-Nimr, Mohammad A. Khasawneh.**
33. *Experimental determination of the optimum performance or ejector refrigerant system depending on ejector area ratio.* **R. Yapici, H.K Ersoy, A. Aktoprakoglu, H.S Halkaci, O, Yigit.**
34. *Modeling of two phase transcritical CO2 ejectors for on desig and off design conditions.* **S. Taslimi, M. Sorin, S. Poncet.**
35. *ID Computational model of a two phase R744 ejector for expansion work recovery.* **Krzysztof Banasiak, Armin Hafner.**
36. *The effects of ejector geometry parameter and refrigerant charge amount on an ejector-expansion refrigeration system.* **Yunxiang Li, Jianlin Yu.**
37. **J.A. Expósito Carrillo, F.J. Sánchez de La Flor, J.M. Salmerón Lissén.** *Thermodynamic comparison of ejector cooling cycles.Ejector characterisation by means of entrainment ratio and compression efficiency.*

GLOSARIO

ODP: Potencial de destrucción de la capa de ozono
GWP: Potencial de calentamiento global
CFC: Clorofluorocarbonos
HCFC: Hidroclorofluorocarbonos
HFC: Hidrofluorocarbonos
GEI: Gases de efecto invernadero
UE: Unión Europea
IIR: Instituto internacional de la refrigeración
PCA: Poder de calentamiento atmosférico
F-gas: Normativa de regulación de los gases flurados
HFO: Oleofinas
COP: Coeficiente de rendimiento
HC: Hidrocarburos
CMA: Cámara de área constante
CPM: Cámara de presión constante
CMRC: Cámara de velocidad constante y momento variable