



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Instituto
Ingeniería
Energética



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

**TRABAJO FIN DE MASTER TECNOLOGÍA ENERGÉTICA PARA EL
DESARROLLO SOSTENIBLE**

ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO DE EYECTORES EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

AUTOR: GUTIÉRREZ CRUZ, MARIO ALBERTO

TUTOR: NAVARRO PERIS, EMILIO

COTUTOR: OSSORIO SANTIAGO, RUBEN JOSEP

Curso Académico: 2020-21

AGRADECIMIENTOS

Aprovecho la oportunidad para agradecer a quienes me impulsaron y apoyaron a realizar este trabajo, a José Miguel y José González por la oportunidad, a Emilio por las cátedras, a todo el equipo del laboratorio por la total disposición especialmente a Rubén, por la paciencia y las horas dedicadas a guiarme en este camino.

A Yair, hermano, gracias por todo el apoyo, a Morita, porque a su manera siempre me ayudó, y a Carmen, aún con los momentos robados siempre me apoyaste y animaste a seguir. Sin embargo, este trabajo es más que un TFM, es un logro, pero también un gran privilegio alcanzado a través de una vida de lucha, entrega y dedicación de mi papás, Mario, Luz, gracias por todo.

**Ixnexpan tlen nochi tlaltipaktli ni nochi tisansemej, sanke amo nochi tijpiaj sanse tlapaleuilli,
tlazohcamati.**

(Ante los ojos del mundo todos somos iguales; pero no todos tenemos las mismas oportunidades, gracias)

RESUMEN

El modelo de desarrollo implementado en el mundo durante los últimos 200 años ha generado uno de los mayores problemas para el ser humano y el resto de seres vivos en el planeta, el calentamiento global. En la búsqueda de resarcir el daño causado, diversos gobiernos y organizaciones han planteado ambiciosos objetivos con el fin de reducir los niveles de emisiones de CO₂, como el Pacto Verde Europeo o el Plan Nacional Integrado de Energía y Clima 2021-2030 español.

Bajo este contexto, se desarrolla el presente trabajo, el cual se encuentra enmarcado en el proyecto eJercer, perteneciente al programa FEDER-Interconecta del CDTI, mediante el cual se busca implementar eyectores a los sistemas de refrigeración para incrementar su eficiencia energética respecto a los sistemas tradicionales al mismo tiempo que se promueve el uso de refrigerantes naturales, reduciendo así las emisiones de CO₂ y su consecuente impacto ambiental.

En este trabajo, se desarrolla en primera instancia un modelo teórico para evaluar el potencial de mejora que tienen los ciclos frigoríficos de compresión de vapor simple y auto cascada para su uso en aplicaciones de baja y ultra baja temperatura, esto mediante la implementación de un eyector en sus circuitos. Estos modelos permiten trabajar con diferentes parámetros de funcionamiento, siendo de especial importancia la eficiencia del eyector y la mezcla de refrigerante evaluada.

Con los resultados obtenidos se realiza el diseño y construcción de los prototipos de los equipos con eyector incorporado. Posteriormente se realizan una serie de campañas experimentales, siguiendo las normativas vigentes, para caracterizar los equipos frigoríficos con y sin eyector, y así evaluar las mejoras reales que supone la implementación de dichos dispositivos.

Este trabajo concluye primeramente que existe un potencial de mejora para los circuitos de refrigeración mediante el uso de eyectores, principalmente para aquellos de ultra baja temperatura. Sin embargo, el proceso de diseño, construcción e implementación del eyector en los prototipos construidos es de suma importancia para conseguir las mejoras obtenidas en los modelos teóricos. Por otro lado, el uso de refrigerantes naturales es viable para los ciclos propuestos, sin embargo, otras mezclas o refrigerantes alternativos pueden ser estudiados para mejorar el desempeño de los ciclos.

Palabras clave: Eyector, eficiencia, ultra baja temperatura, auto cascada, refrigerantes naturales.

RESUM

El model de desenvolupament implementat en el món durant els últims 200 anys, ha generat un dels majors problemes per a l'ésser humà i la resta d'éssers vius en el planeta, el calfament global. En la cerca de rescabalar el mal causat, diversos governs i organitzacions han plantejat ambiciosos objectius amb la finalitat de reduir els nivells d'emissions de CO₂ com el Pacte Verd Europeu o el Pla Nacional Integrat d'Energia i Clima 2021-2030 espanyol.

Sota aquest context, es desenvolupa el present treball, el qual es troba emmarcat en el projecte eJercer, pertanyent al programa FEDER-Interconnecta del CDTI, mitjançant el qual es busca implementar ejectors als sistemes de refrigeració per a incrementar la seua eficiència energètica respecte als sistemes tradicionals, al mateix temps que redueixen l'impacte ambiental usant refrigerants naturals i així ajudar a la reducció de emissions de CO₂ al medi ambient.

Es desenvolupa en primera instància un model teòric per a avaluar el potencial de millora que tenen els cicles frigorífics de compressió de vapor simple i autocascada, per al seu ús en aplicacions de baixa i ultra baixa temperatura, mitjançant la implementació d'un ejector. Aquests models permeten treballar amb diferents paràmetres de funcionament, sent d'especial importància l'eficiència de l'ejector i les mescles de refrigerant avaluades.

Amb els resultats obtinguts es realitza el disseny i construcció dels prototips dels equips amb ejector incorporat. Posteriorment es realitzen una sèrie de campanyes experimentals seguint les normatives vigents per a caracteritzar els equips frigorífics amb i sense ejector amb la finalitat d'avaluar les millores reals que suposa la implementació d'aquests dispositius.

Aquest treball conclou primerament que existeix un potencial de millora per als circuits de refrigeració mitjançant l'ús d'ejectors, principalment per a aquells d'ultra baixa temperatura. No obstant això, el procés de disseny, construcció i implementació de l'ejector resulta de summa importància per a obtindre les millores obtingudes en els prototips construïts. D'altra banda, l'ús de refrigerants naturals és viable per als cicles proposats, no obstant això, es poden estudiar altres mescles o refrigerants alternatius per millorar el rendiment dels cicles de refrigeració.

Paraules clau: Ejector, eficiència energètica, ultra baixa temperatura, auto cascada, refrigerants naturals.

ABSTRACT

The development model implemented in the world during the last 200 years has generated one of the biggest problems for humans and other living beings on the planet, the global warming. In the search to compensate for the damage caused, various governments and organizations have set ambitious goals in order to reduce the levels of CO₂ emissions, such as the European Green Deal or the Spain's National Energy & Climate Plan 2021-2030.

The present Master Thesis is developed under this context, which is framed in the eJercer project, belonging to the "FEDER-Innterconecta" program of the CDTI. This looks for the implementations of ejectors in refrigeration systems to increase their energy efficiency in comparison with traditional systems, at the same time environmental impact is reduced by the use of natural refrigerants.

Firstly, a theoretical model is developed to evaluate the improvement potential of simple vapor compression and auto cascade refrigeration cycles used in low and ultra-low temperature applications, through the implementation of an ejector.

These models allow working with different operating parameters, being of special importance the ejector's efficiency and the refrigerant mixture.

With the results obtained, the design and construction of the prototypes with a built-in ejector is carried out. Subsequently, a series of experimental campaigns are carried out following the actual regulations in order to characterize the refrigeration equipment with and without an ejector with the purpose of evaluating the real improvements that the implementation of said devices implies.

This work concludes foremost that there is a potential for improvement for cooling circuits through the use of ejectors, mainly for those with ultra-low temperature, however, the process of design, construction and implementation of the ejector has a great importance in order to obtain the improvements predicted by the theoretical models. On the other hand, it is concluded that the use of natural refrigerants is viable for the cycles developed, however, other mixtures or alternative refrigerants can be studied to improve the performance of refrigeration cycles.

Keywords: Ejector, efficiency, ultra low temperature, auto cascade, natural refrigerants.

DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFM

- Memoria
- Presupuesto
- Reporte de laboratorio



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Instituto
Ingeniería
Energética



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

MEMORIA

ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO DE EYECTORES EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

AUTOR: GUTIÉRREZ CRUZ, MARIO ALBERTO

Curso Académico: 2020-21

ÍNDICE

ÍNDICE.....	2
LISTA DE FIGURAS.....	4
LISTA DE TABLAS.....	7
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....	9
1.1 Antecedentes y contexto histórico	9
1.2 Alcances y objetivos	12
1.3 Estructura del documento.....	13
CAPÍTULO 2. CONTEXTO TECNOLÓGICO.....	14
2.1 Teoría del ciclo de refrigeración.....	14
2.2 Eyectores en ciclos de refrigeración	16
2.3 Sistemas de Auto Cascada para ultra baja temperatura.....	21
CAPÍTULO 3. ESTRATEGIAS EUROPEAS Y REGLAMENTOS.....	24
CAPÍTULO 4. MODELADO DE CICLOS FRIGORÍFICOS.....	29
4.1 Armario de Baja temperatura (BT).....	30
4.2 Biobanco simple	34
4.3 Biobanco con eyector.....	37
CAPÍTULO 5. ANÁLISIS PARAMÉTRICO	41
5.1 Armario BT.....	41
5.2 Biobanco.....	46
5.3 Comparación de resultados teóricos Armario BT y Biobanco.....	51
CAPÍTULO 6. PROTOTIPOS Y CAMPAÑAS EXPERIMENTALES	52
6.1 Instalaciones y Equipos de medición	52
6.1.1 Instalaciones de Laboratorio	52
6.1.2 Cámara climática	53
6.1.3 Sensores	57
6.2 Equipos de refrigeración	61
6.2.1 Armario BT.....	61
6.2.2 Ultra congelador-Biobanco	65
6.2.3 Abatidor de temperatura	68
CAPÍTULO 7. METODOLOGÍA	69
7.1 Armario BT simple y Armario BT eyector	70
7.2 Biobanco simple y Biobanco eyector	76

CAPÍTULO 8. RESULTADOS DE LAS CAMPAÑAS EXPERIMENTALES.....	79
8.1 Armario BT.....	79
8.1.1 Circuito simple.....	79
8.1.2 Circuito con eyector	81
8.2 Biobanco.....	86
8.2.1 Circuito simple.....	86
8.2.2 Circuito con eyector	89
8.2.3 Circuito con eyector (1 circuito).....	90
8.3 Comparación de resultados ensayos Armario BT y Biobanco.....	91
CAPÍTULO 9. CONCLUSIONES	92
PUBLICACIONES.....	93
REFERENCIAS.....	94

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Procesos en un ciclo de Carnot.	14
Figura 2. Diagrama PH y ciclo de refrigeración(Pilatte, 2005).	15
Figura 3 .Partes de un Eyector(Zhang et al., 2020)	17
Figura 4. Circuito frigorífico (izq) y diagrama PH (der) estandar de un ciclo de compresión de vapor con eyector (Elbel & Lawrence, 2016)	18
Figura 5 . Número de publicaciones anuales en la Revista Internacional de Refrigeración (IRJ) con la plabra eyector cómo término de búsqueda (<i>Sciencedirect</i> , 2021).	19
Figura 6 . Cicuito de cascada baja temperatura(Mota-Babiloni et al., 2020).	21
Figura 7. Circuito de auto cascada estandar	22
Figura 8. Ciclo frigorífico Armario de Baja Temperatura	30
Figura 9 . Ciclo frigorífico armario de baja temperatura con eyector.....	31
Figura 10 . Cálculo de <i>entrainment ratio con título (izq) y con eficiencia del eyector (der) Armario BT</i>	32
Figura 11 . Cálculo de Q_{evap} mediante flujo másico (izq) y mediante balance de energía (der)..	32
Figura 12. Diagrama de flujo modelo Armario BT.....	33
Figura 13 .Circuito frigorífico biobanco simple	34
Figura 14. Diagrama de flujo modelo Biobanco simple	35
Figura 15 . Ciclos con eyector propuestos para biobnaco	37
Figura 16 . Circuito frigorífico biobanco eyector.....	38
Figura 17 . Cálculo de <i>entrainment ratio con título (izq) y con eficiencia del eyector (der Biobanco eyector</i>	39
Figura 18 . Diagrama de flujo modelo Biobanco eyector.....	40
Figura 19 . Circuitos frigoríficos Armario BT.....	41
Figura 20 . Diagrama PH circuito frigorífico Armario BT simple.....	42
Figura 21 . Diagrama PH circuito frigorífico Armario BT eyector	43
Figura 22. Mejora COP vs Eficiencia del eyector Armario BT.....	43
Figura 23 . Mejora Q_{evap} ves Eficiencia del eyector Armario BT	44
Figura 24. Mejora COP vs temperatura de evaporación Armario BT.....	44
Figura 25 . Mejora Q_{evap} vs temperatura de evaporación Armario BT	45
Figura 26.Circuitos frigoríficos Biobanco simple (izq) y con eyector (der).....	46
Figura 27. Diagrama PH circuito frigorífico biobanco simple.....	47
Figura 28.Diagrama PH circuito frigorífico biobanco eyector	48

Figura 29. Eficiencia del eyector vs mejora en COP & Qevap del sistema (biobanco).....	48
Figura 30 . Tevap vs mejora en COP & Qevap del sistema (biobanco)	49
Figura 31. COP-T descarga vs % de isobutano	49
Figura 32. Sensor Crowcon Xgard Type3.....	53
Figura 33. Exterior cámara climática.....	54
Figura 34. Interior cámara climática.	54
Figura 35. Generador de vapor.	54
Figura 36. DTI cámara climática.	55
Figura 37. Pantalla de control cámara climática.....	55
Figura 38. Datalogger.	56
Figura 39. Interfaz BenchLink Data Logger 3.....	56
Figura 40. Termopar tipo T.....	57
Figura 41. Termorresistencia PT100.....	57
Figura 42. Sensor de humedad y temperatura Vaisala.	58
Figura 43. Display analizador de redes A2000.	58
Figura 44. Sensores de presión Rosemount (izq.) y Yokogawa (der.).....	59
Figura 45. Báscula Kern.	59
Figura 46. Cuadro eléctrico cámara climática.	60
Figura 47. Estabilizador de tensión.	60
Figura 48. Armario de baja temperatura.	61
Figura 49. Ciclo frigorífico Armario de baja temperatura.	62
Figura 50. Ciclo frigorífico armario de baja temperatura con eyector.....	63
Figura 51. Ultra congelador.....	65
Figura 52 . Circuitos frigoríficos biobanco simple	66
Figura 53 Circuitos frigoríficos biobanco eyector.	67
Figura 54. Información a declarar norma UNE-EN ISO 2204.....	70
Figura 55. Distribución de carga armario de baja temperatura.....	71
Figura 56. Periodos de ensayo Armario de baja temperatura.	72
Figura 57. Brazo robótico para ensayos Armario de baja temperatura.....	72
Figura 58. Procedimiento de ensayo Armario de baja temperatura.	73
Figura 59 .Campañas de ensayos Armario de baja temperatura simple y eyector.	75
Figura 60. Campañas de ensayos Biobanco simple y eyector.....	78
Figura 61 . Temperatura paquetes M vs tiempo Armario BT simple 30°C /55% RH	79

Figura 62 . Temperatura paquetes M vs tiempo Armario BT simple 20°C /55%RH	80
Figura 63 . Temperatura interior de Armario BT con 150g de refrigerante.....	82
Figura 64 . Temperatura interior de Armario BT con 170g de refrigerante.....	82
Figura 65 . Temperatura interior de Armario BT con 190g de refrigerante.....	82
Figura 66 . Temperatura paquetes M vs tiempo, Armario BT eyector 30°C /55% RH.....	83
Figura 67 . Temperatura paquetes M vs tiempo, Armario BT eyector 20°C /55% RH.....	84
Figura 68 . Temperatura interior vs tiempo biobanco simple 25°C /60% RH.....	86
Figura 69 . Temperatura vs tiempo, ensayo de tiempo biobanco simple 25°C /65% RH	87
Figura 70 . Temperatura interior vs tiempo, biobanco simple 20°C /60% RH.....	87
Figura 71 . Temperatura interior vs tiempo, biobanco simple 35°C /60% RH.....	88
Figura 72 . Temperatura interior vs tiempo, biobanco eyector 20°C /60% RH	89
Figura 73. Tiempo de congelación biobancos, equipos con 1 circuito frigorífico	90
Figura 74 . Comparación de consumo de biobancos, equipos con 1 circuito frigorífico	91

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 . Propiedades físicas de los refrigerantes alternativos.....	27
Tabla 2. Propiedades de seguridad y medioambientales de los refrigerantes alternativos.....	27
Tabla 3. Propiedades químicas de los refrigerantes alternativos	28
Tabla 4. Resultados Armario BT ciclo simple.....	41
Tabla 5. Resultados Armario BT ciclo con eyector	42
Tabla 6. Comparación de desempeño Armario BT.....	42
Tabla 7. Resultados Biobanco simple	46
Tabla 8 . Resultados Biobanco eyector	47
Tabla 9. Comparación de desempeño Biobanco.....	47
Tabla 10 . Comparación de resultados teóricos Armario BT y Biobanco	51
Tabla 11. Especificaciones Armario de baja temperatura simple.....	62
Tabla 12.Especificaciones Armario de baja temperatura con eyector.	63
Tabla 13. Especificaciones biobanco simple.	65
Tabla 14.Especificaciones biobanco con eyector.	67
Tabla 15 . Normas a utilizadas para las campañas experimentales	69
Tabla 16 Clases climáticas para ensayos.....	70
Tabla 17. Instrumentación Armario de baja temperatura.	74
Tabla 18 . Instrumentación Biobanco	77
Tabla 19 . Temperatura paquetes M Armario BT simple 30°C /55% RH	79
Tabla 20. Consumo eléctrico Armario BT simple 30°C /55% RH.....	79
Tabla 21 . Temperatura paquetes M Armario BT simple 20°C /55%RH	80
Tabla 22 . Consumo eléctrico Armario BT simple 20°C /55%RH.....	80
Tabla 23 . Temperatura paquetes M Armario BT eyector 20°C /55% RH inicial.....	81
Tabla 24 . Consumo eléctrico Armario BT eyector 20°C /55% RH inicial.....	81
Tabla 25 . Pruebas con diferentes cargas de refrigerante Armario BT eyector	81
Tabla 26 . Temperatura paquetes M Armario BT eyector 30°C /55% RH.....	83
Tabla 27 . Consumo eléctrico Armario BT eyector 30°C /55% RH.....	83
Tabla 28 . Temperatura paquetes M Armario BT eyector 20°C /55% RH.....	83
Tabla 29 . Consumo eléctrico Armario BT eyector 20°C /55% RH	84
Tabla 30 . Comparación de resultados campañas experimentales Armario BT.....	84
Tabla 31 . Consumo eléctrico biobanco simple 25°C /60% RH	86

Tabla 32 . Resultados Ensayo de tiempo biobanco simple 25°C /60% RH.....	86
Tabla 33 . Consumo eléctrico biobanco simple 20°C /60% RH	87
Tabla 34 . Consumo eléctrico biobanco simple 35°C /60% RH	88
Tabla 35 . Consumo eléctrico biobanco eyector 20°C /60% RH	89
Tabla 36 . Comparación de resultados campañas experimentales Biobanco.....	89
Tabla 37 . Comparación de resultados ensayos Armario BT y Biobanco	91

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes y contexto histórico

A lo largo de su desarrollo como especie, el ser humano ha vivido grandes cambios que le han permitido llegar al nivel de desarrollo que tiene hoy en día. Se puede afirmar que “la evolución de las sociedades humanas hacia sistemas más complejos se ha producido mediante puntos de bifurcación que han conducido a cambios profundos, teniendo estos una clara variación en el uso de los recursos energéticos” (Fernández, 2018). Bajo esta concepción, se pueden diferenciar dos modelos civilizatorios, el primero, cuyo final se puede encontrar hace unos 6000 años, en el cual la mayoría de las sociedades mantenían una relación pacífica y armónica con la naturaleza; el segundo es el periodo en el cual nos encontramos hasta nuestros días. Este periodo tiene su máxima expresión en el modelo capitalista global. Se caracteriza por la presencia de 4 factores: jerarquías micro, jerarquías macro, guerra y explotación ambiental; esto se ha llevado a cabo con el fin de mantener un estado de dominación, el cual ha consistido en acumular el flujo de energía y recursos naturales a través del trabajo humano y la explotación de la biosfera en un reducido grupo social (Fernández, 2018), siendo los países del llamado Norte global los más beneficiados.

La especie humana se encuentra en un momento de suma importancia, ya que debido a su falta de capacidad de reconocerse como una especie más dentro del sistema complejo que representa la Tierra y, por otro lado, que las acciones realizadas a través de los años la han afectado de manera prácticamente irreversible, se está conduciendo a la sociedad a un inminente colapso.

Herrero establece tres palancas que han permitido la expansión de la civilización actual, el capitalismo, la revolución industrial y la disponibilidad de energía fósil, siendo estos a su vez las causas principales de uno de los mayores problemas que enfrenta la sociedad hoy en día, el calentamiento global (Fernández, 2018)

De acuerdo con el reporte del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC)(2019a) en 1850, solo 30 años después del inicio de la revolución industrial, las emisiones globales de CO₂ tenían un valor de 2 GT, el cual había alcanzado las 40 GT para el 2010, por otro lado, la Agencia Internacional de la Energía (IEA) , estima que este valor fue de 30.4 t para ese mismo año aumentando a 33.3Gtt para 2019, y que gran parte de estas emisiones se encuentra asociada a la quema de combustible fósiles (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2021).

De acuerdo con el Informe Especial sobre el calentamiento global del IPCC (2019b), se estima que las actividades humanas han causado un calentamiento global de 1°C y de continuar el ritmo de aumento actual, este valor alcanzará 1.5°C en las próximas décadas. Esto supondrá un riesgo para las zonas habitadas, sin embargo, un calentamiento de 2°C implicaría cambios catastróficos para la vida humana.

Bajo este entendimiento en 2015 se adoptó el Acuerdo de París, el cual ha sido ratificado por 181 partes, 96 de ellas con la intención de establecer programas y emprender acciones con el fin de evitar que el incremento de la temperatura media global supere los 2°C respecto a los niveles preindustriales, haciendo todo lo posible porque dicho calentamiento no supere los 1.5°C(ACUERDO DE PARÍS, 2015).

En vista de que los grandes avances industriales y la gran quema de combustibles fósiles como el carbón y el petróleo, se dieron en primera instancia en los países más desarrollados económicamente hoy en día, resulta de gran importancia el papel que desempeñen estas naciones, por su parte, la Unión Europea se ha posicionado como líder en la búsqueda de alcanzar esta meta, por lo que ha presentado El Pacto Verde Europeo (2019), el cual prevé una estrategia de crecimiento destinada a no emitir gases de efecto invernadero para 2050. Alineado con esto, se desarrolló el comunicado Un planeta limpio para todos del 2018 (Un Planeta Limpio Para Todos La Visión Estratégica Europea a Largo Plazo de Una Economía Próspera, Moderna, Competitiva y Climáticamente Neutra, 2018) en el cual se indican las rutas para alcanzar el objetivo de neutralidad de emisiones en el 2050 y emisiones netas negativas con posterioridad a esta fecha.

Como miembro de la Unión Europea, España ha planteado la ruta que ha de seguir en su Plan Nacional Integrado de Energía y Clima 2021-2030 (2020) con el que busca cumplir los objetivos fijados para el 2030, es decir: 40% de reducción de los GEI (respecto a 1990), 32% de energías renovables sobre el consumo total de energía, 32.5% de mejora en eficiencia energética y 15% de interconexión eléctrica con tres Estados miembros.

Por otro lado, después del cumplimiento de los objetivos del protocolo de Kioto, el cual marcó la pauta para la rápida sustitución en el uso de gases CFC (clorofluorocarbonos), los cuales, como es bien sabido, tienen un gran impacto en la capa de ozono debido a la alta reacción del cloro con el ozono, el reglamento UE 517 (REGLAMENTO (UE) No 517/2014 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO, 2014) establece la ruta para a reducción de entre 72-73% en 2030 y 70-78% (respecto a los niveles de 1990) en las emisiones distintas de CO₂ en las que se incluyen los gases florados de efecto invernadero, los cuales poseen un Potencial de Calentamiento Atmosférico (PCA) elevado. Asimismo, plantea las fechas de prohibición para la comercialización de equipos que utilicen dichos gases entre los años 2019 y 2022.

En este sentido, los sistemas de climatización frío-calor tienen gran potencial de ahorro. A nivel europeo el consumo residencial representa el 26.3% del total, del cual la calefacción y generación de agua caliente representan un 79.8%. Esto resulta importante si se toma en cuenta que el 84% de la demanda de calefacción y refrigeración se cubre con combustibles fósiles (European Commission, n.d.).

De igual manera, las máquinas de refrigeración cumplen rol esencial en la conservación de alimentos. En este aspecto se puede destacar que, en el 2019, el sector de la hostelería y restauración en España representó un 6% del consumo energético del sector servicios (el cual representa el 69.3% del PIB nacional) lo que equivale a 0.612 Mtep (Departamento de Planificación y Estudios IDAE, 2021).

Por otro lado, la crisis generada por la pandemia COVID 19 reforzó la importancia que tiene el sector de sanidad en la sociedad, este sector representó el 8.1% del consumo energético del sector servicios, equivalente a 0.84 Mtep. Es importante puntualizar que del consumo total de este sector solo el 25.1% fue cubierto por energías renovables. (Departamento de Planificación y Estudios IDAE, 2021)

La motivación de este trabajo se encuentra enmarcada en el contexto actual, siendo contribuir de manera activa al cuidado del planeta, evitando un calentamiento mayor a 1.5°C mediante la reducción de emisiones de CO₂. Alineado con las legislaciones implementadas y los datos de

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

consumo, se puede observar que los equipos de refrigeración tienen un potencial de mejora en diversas áreas del estilo de vida actual, por lo cual se ha decidido trabajar con equipos de refrigeración con áreas de aplicación en hostelería y sanidad con la intención de mejorar su desempeño y reforzar el uso de refrigerantes naturales, de esta manera se reduciría su consumo energético y las emisiones de CO₂ asociadas, ayudando de esta manera a la consecución de los objetivos planteados en los diversos planes estratégicos mencionados.

1.2 Alcances y objetivos

Este TFM se encuentra motivado en la necesidad de coadyuvar al cumplimiento de los diferentes objetivos en pro de la lucha contra el cambio climático y un desarrollo tecnológico, social y sostenible.

Así mismo, este trabajo se encuentra enmarcado en el programa FEDER-Innterconecta, mediante el cual, el Centro de Desarrollo Tecnológico Industrial del Ministerio de Ciencia, Innovación y Universidades promueve la investigación y el desarrollo tecnológico empresarial I+D, bajo este contexto nace el proyecto eJercer, en el cual un consorcio de empresas líderes en el sector de la refrigeración y climatización así como universidades alto perfil unen esfuerzos con el objetivo de implementar eyectores en sistemas de refrigeración y climatización como solución de última tecnología, lo cual incrementaría su eficiencia energética respecto a los sistemas tradicionales, al tiempo que reducen el impacto ambiental usando refrigerantes naturales.

Bajo este esquema, la empresa Infrico contrató los servicios del Instituto de Ingeniería Energética de la UPV con el fin de realizar el análisis de las mejoras potenciales en los ciclos frigoríficos incorporados en sus equipos, así como el diseño de los prototipos y las pruebas de laboratorio necesarias para dichos equipos.

Aunado a lo anterior, se ha observado que el uso de eyectores en sistemas con CO₂ como refrigerante ha permitido mejorar significativamente la eficiencia de estos ciclos, es por ello que en primer lugar se planteó la evaluación del potencial de mejora los equipos de refrigeración solicitados por la empresa mediante la implementación de eyectores en su ciclo. Esto se logrará a través de un modelo teórico, el cual permitirá evaluar el comportamiento de los equipos seleccionados bajo diferentes condiciones ambientales y con diferentes parámetros de entrada, para así encontrar los parámetros que entreguen los mejores resultados en comparación con los circuitos de referencia.

Dichos equipos han de incorporar refrigerantes naturales dentro de sus ciclos, con el fin de reducir el impacto ambiental asociado a los refrigerantes usados actualmente y así cumplir con los lineamientos establecidos por la Unión Europea.

Después de evaluar la mejora en el desempeño de los equipos debida a la integración del eyector, se planteará la construcción e implementación de los ciclos en los equipos de refrigeración. Una vez implementados y teniendo los prototipos listos, se realizarán una serie de campañas experimentales para su caracterización con el fin de evaluar la mejora real. Estos ensayos se realizarán siguiendo las normativas aplicables a cada equipo de refrigeración, así como los lineamientos inherentes al proyecto eJercer.

El objetivo principal del trabajo es reducir las emisiones asociadas al uso de los equipos de refrigeración seleccionado, las cuales, acuerdo con la Agencia Europea del Medio Ambiente (European Environment Agency, 2021), representan en España 210 gCO₂e/kWh. Por otro lado, un objetivo secundario será generar un modelo teórico que sirva de base para la evaluación de futuras mejoras.

1.3 Estructura del documento

Este trabajo se encuentra estructurado de tal manera que en primer lugar se presenta el contexto en el uso de sistemas frigorífico, el uso de refrigerantes naturales, las legislaciones vigentes, así como el estado del arte de la incorporación de eyectores en ciclos frigoríficos, así como la descripción de los ciclos de auto cascada.

A continuación, se exponen los modelos realizados, las consideraciones que se tomaron y los alcances que pueden tener, para posteriormente realizar un análisis paramétrico del desempeño que tendrían estos ciclos frigoríficos bajo diferentes condiciones.

Posteriormente se detallan las instalaciones donde se llevaron a cabo los ensayos, así como los equipos y sensores que se utilizaron para llevar a cabo las campañas experimentales. El capítulo de metodología muestra las normas requeridas por la UE para este tipo de ensayos y también se comentan las adaptaciones realizadas, alineadas a los objetivos del proyecto eJercer, así como la búsqueda de oportunidades de mejora. También se muestran los resultados obtenidos en dichas campañas, así como una comparación entre los prototipos con eyector con los equipos de referencia.

Ulteriormente, se comparan los resultados obtenidos en el modelo teórico con los resultados de las campañas experimentales para analizarlos y obtener conclusiones.

Finalmente, en el apartado de Conclusión se da una visión global del proyecto y se exponen las conclusiones obtenidas en su ejecución.

CAPÍTULO 2. CONTEXTO TECNOLÓGICO

2.1 Teoría del ciclo de refrigeración

El ciclo frigorífico estándar tiene sus bases en el ciclo propuesto por Carnot en 1824. Este ciclo permite tomar calor de un foco frío a una temperatura T_f y gracias al aporte de un trabajo externo, ceder dicho calor a un foco caliente a temperatura T_c .

Los cuatro procesos que componen este ciclo son:

Proceso 1-2: Compresión isentrópica (adiabática y reversible).

Proceso 2-3: Transformación isoterma, una expulsión de calor a temperatura constante.

Proceso 3-4: Expansión isentrópica.

Proceso 4-1: Transformación isoterma, absorción de calor.

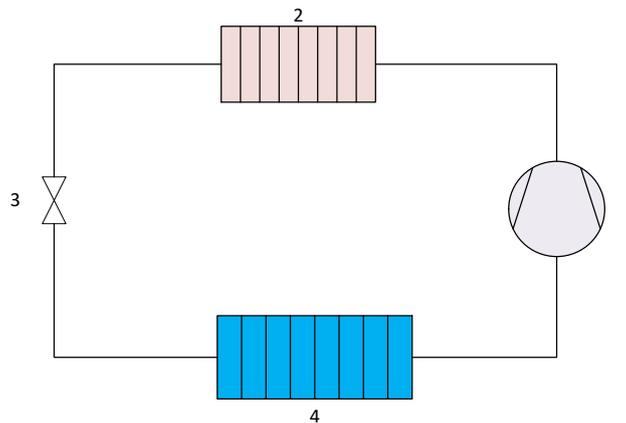


Figura 1. Procesos en un ciclo de Carnot.

Para medir la eficiencia del ciclo se define el COP (Coefficient of performance), el cual divide el efecto útil de enfriamiento Q_f medido en vatios entre el trabajo externo requerido W_c , medido en vatios.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_c}$$

Al ser un ciclo reversible también se puede definir esta eficiencia en términos de la diferencia de temperatura entre los focos frío y caliente, resultando una mayor eficiencia cuando la temperatura del foco frío incrementa.

$$COP = \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

Sin embargo, en condiciones reales, no se cumplen las condiciones de irreversibilidad planteadas en el ciclo de Carnot, por lo que el ciclo se lleva a cabo como se expone en la siguiente figura.

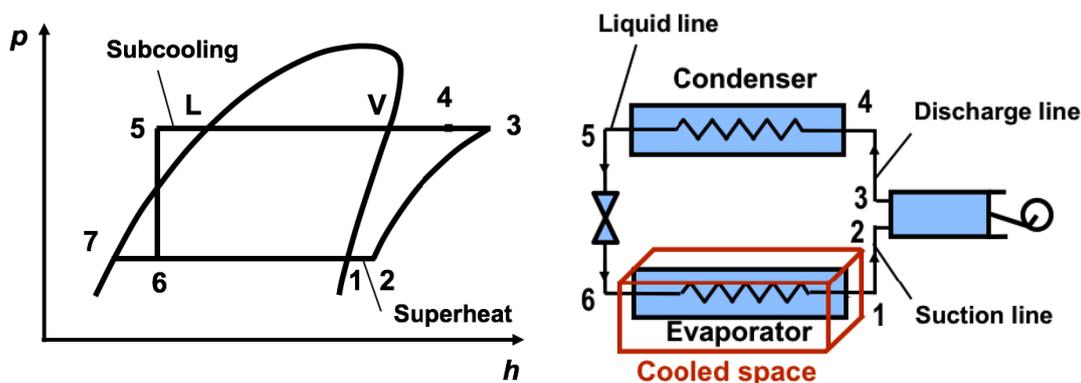


Figura 2. Diagrama PH y ciclo de refrigeración (Pilatte, 2005).

Descripción y proceso del ciclo

El gas de aspiración a baja presión o presión de evaporación P_{evap} (2) se comprime y descarga a alta presión o presión de condensación P_{cond} (3) en la línea de descarga, donde, debido a las pérdidas de calor al ambiente, puede haber una disminución de temperatura antes de la entrada en el condensador (4) en el que el refrigerante se enfría de T_4 a T_V (temperatura de vapor saturado), luego se condensa y se subenfía a T_5 .

La diferencia entre T_L (temperatura de líquido saturado a la P_{cond}) y T_5 se expresa en K, y se define el grado de subenfriamiento o subcooling SC.

El líquido refrigerante subenfriado (5) en la salida del condensador alimenta la entrada de la válvula de expansión.

El fluido en estado líquido es expandido de forma adiabática en una válvula de expansión produciendo una caída de presión.

La entalpía del punto 6 es la del punto 5. El estado 6 es una mezcla de líquido 7 y gas 1.

En el evaporador, ubicado en el espacio a enfriar, la evaporación del líquido 7 procede a presión constante, desde 7 a 1, produciendo el efecto de enfriamiento, luego el vapor saturado 1 se sobrecalienta de T_1 a T_2 .

La diferencia entre T_2 y T_1 , expresado en K, es el valor del recalentamiento o superheat (SH).

En estas consideraciones se ignoran las caídas de presión.

La capacidad de refrigeración se puede definir de la siguiente manera:

$$Q_{evap} = m * (h_2 - h_6)$$

Donde m representa el flujo másico de refrigerante y h_2 y h_6 representan la entalpía específica en la salida y entrada del evaporador respectivamente.

Si se supone que el compresor es adiabático, la potencia mecánica necesaria para el compresor es igual W_c .

$$W_c = mc (h_3 - h_2).$$

Donde mc representa el flujo trasegado por el compresor y h_3 y h_2 representan las entalpías específicas en dichos puntos.

La relación entre la presión de condensación y de evaporación resulta importante, ya que a mayor relación, menor será la eficiencia del compresor lo cual incrementaría la energía requerida por el mismo.

$$RP = \frac{P_{cond}}{P_{evap}}$$

La eficiencia del ciclo se define igual que el en el ciclo de Carnot:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_c}$$

Este ciclo ha sido ampliamente utilizado hasta nuestros días, sin embargo, debido a las políticas impulsadas en diferentes países, los sistemas de refrigeración enfrentan dos grandes retos, el primero de ellos, incrementar su eficiencia energética y el segundo, el uso de fluidos refrigerantes con un impacto ambiental menor a los utilizados hasta ahora.

2.2 Eyectores en ciclos de refrigeración

Para el primero de los retos, se han planteado diversas estrategias para obtener mejores resultados en el desempeño de estos sistemas. Un método simple es el uso de intercambiadores de calor para producir mayor grado de subcooling a la entrada de la válvula de expansión y así reducir la fracción de vapor a la salida de la misma. Sin embargo, los métodos que implican la recuperación de trabajo durante la expansión indican tener mayores beneficios en términos de eficiencia y capacidad frigorífica del ciclo (Elbel & Lawrence, 2016). Un método común es utilizar dispositivos que reutilicen la energía producida durante la expansión del fluido para incrementar la presión de succión del compresor reduciendo así el trabajo de compresión necesario reduciendo a su vez la potencia del compresor. Esto se realiza al mismo tiempo que se agrega un proceso de expansión isentrópica en lugar de un estrangulamiento isoentálpico, con dicho proceso la entalpía específica a la entrada del evaporador se reduce, incrementando la diferencia entre la entalpía de entrada y salida del evaporador aumentando en consecuencia la potencia frigorífica.

Se han propuesto diferentes sistemas de expansión del tipo desplazamiento positivo como como el tipo "scroll", aspas rotativas, pistones ondulantes (rolling piston), diseño de pistones libres

(free piston) y, aunque su uso en sistemas de refrigeración ha sido limitado, también se han diseñado sistemas con turbinas. Sin embargo, a pesar de los beneficios que estos elementos puedan tener en el desempeño sistema, su alta integración y dependencia pueden generar grandes problemas en el mismo. Por otro lado, al analizar el costo de estos sistemas, se pueden equiparar con los de un compresor más, por lo que pueden resultar poco atractivos para la producción en masa de sistemas HVAC o refrigeración, especialmente para aquellos de poca capacidad (Gao et al., 2020).

Por ello se han explorado otros sistemas menos complejos que puedan alcanzar resultados equivalentes. En este sentido los eyectores se han presentado como una alternativa que ha despertado gran interés en los últimos años.

La base del funcionamiento de un eyector radica en el efecto Venturi, el cual determina la conservación de la energía de un fluido dentro de un conducto, al disminuir la sección que recorre se produce una reducción de presión y un aumento de velocidad, de esta manera el eyector utiliza la expansión de un fluido a alta presión para aspirar y comprimir un fluido secundario a baja presión por medio de la transferencia de momento entre ambos fluidos.

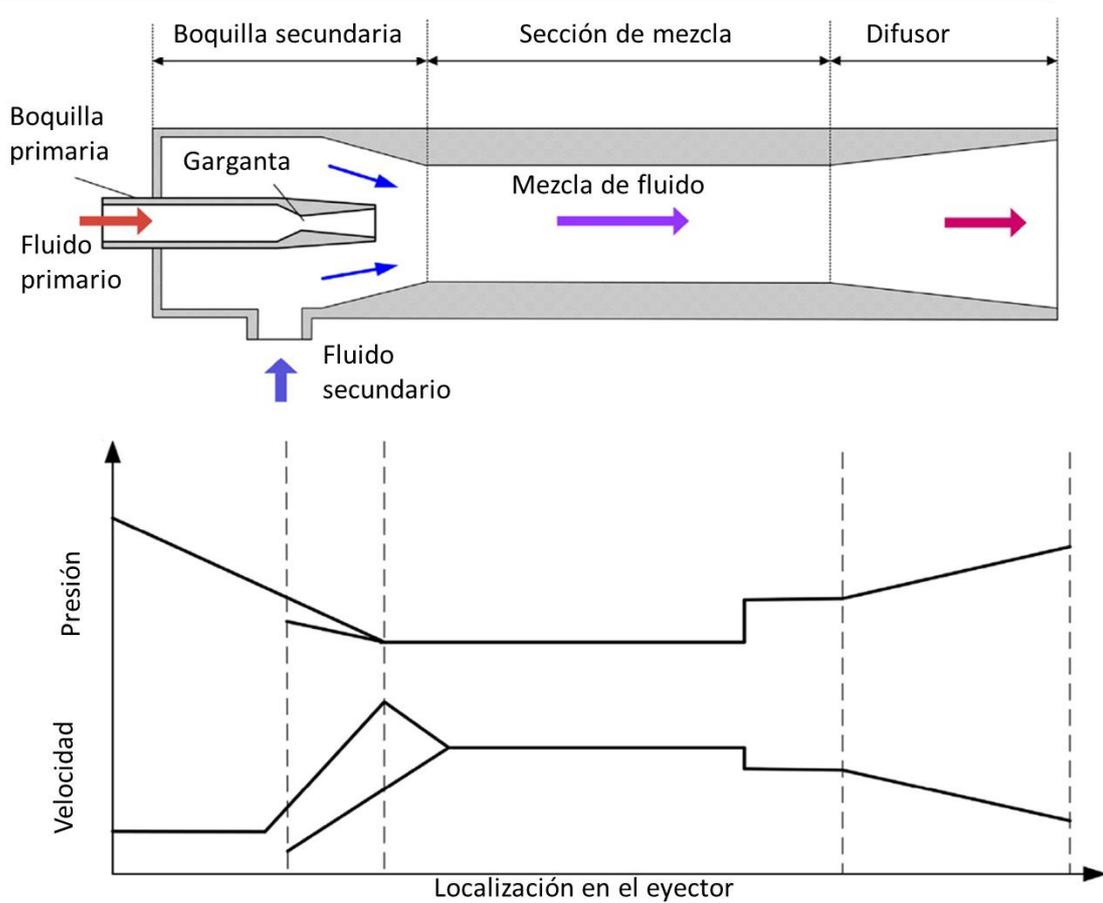


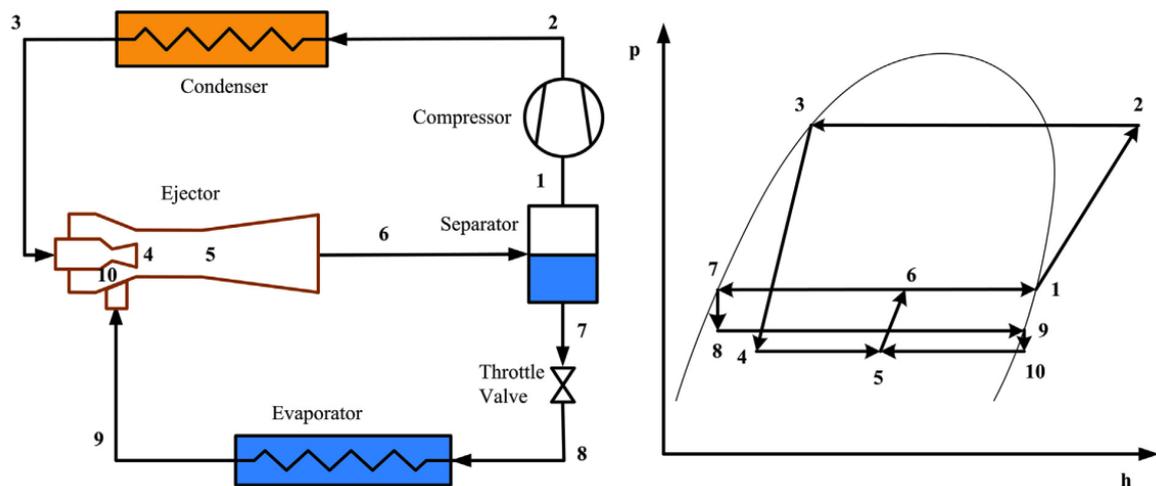
Figura 3 .Partes de un Eyector(Zhang et al., 2020)

De acuerdo con la Figura 3, el fluido primario se expande a través de una boquilla convergente divergente adquiriendo gran velocidad y una baja presión. Estos valores de presión y velocidad son utilizados para introducir un fluido secundario a través de la boquilla secundaria, estos

fluidos se mezclan entonces en la sección de mezcla; la mezcla de fluidos a alta velocidad es expandida en el difusor reduciendo así su velocidad e incrementando su presión. El resultado es un incremento de presión en el fluido secundario, el cual puede ser aprovechada dentro del ciclo frigorífico.

El primer eyector del que se tiene registro fue desarrollado en 1858 por Henri Giffard, quien patentó un dispositivo para inyectar agua dentro de una caldera de vapor (Kranakis, 1982) . Para 1860 los eyectores habían sido utilizados en locomotoras y barcos en Francia. En 1901 Parson utilizó con éxito un sistema de eyector para evacuar gases incondensables de los condensadores en una planta de generación de vapor, mientras que en 1910 Maurice Leblanc utilizó por primera vez un eyector en un sistema de refrigeración, sistema que fue utilizado en fábricas y grandes edificios durante la década de 1930 (Afonso, 2006). Gay (1931) patentó en 1931 el primer sistema de compresión de vapor con eyector EVCS (Ejector expansion Vapor Compressed Cycle) Los sistemas con eyector han sido utilizados en diferentes campos como la generación eléctrica, la industria química, o en aplicaciones aeroespaciales (Heiser, 2010).

En la siguiente figura se presenta el ciclo estándar de un ciclo de compresión de vapor con eyector, así como su correspondiente diagrama p-h.



Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

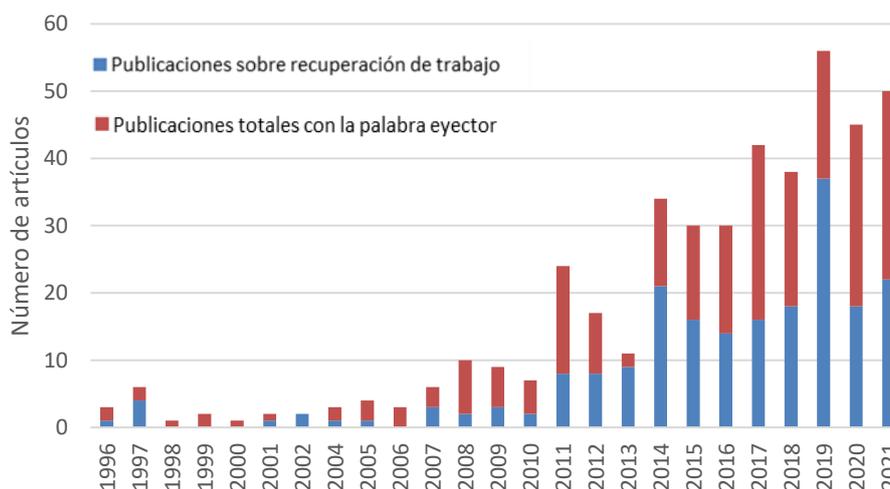


Figura 5 . Número de publicaciones anuales en la Revista Internacional de Refrigeración (IRJ) con la palabra eyector como término de búsqueda (Sciencedirect, 2021).

Una revisión del uso de eyectores en ciclos de compresión de vapor fue realizado por Zhang (2020). Sin embargo, en cuanto a sistemas de generación de frío, en primera instancia se pueden encontrar trabajos con eyectores monofásico, los cuales trabajan en la zona de vapor sobrecalentado. Zhu y Jian (2012) simularon un sistema de ciclo híbrido, combinando un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor con un ciclo de enfriamiento de eyector, en este sistema la capacidad frigorífica resultaba de la suma de ambos sistemas. Sokolov y Hershgal (1990a, 1990b) propusieron tres ciclos, el primero con un eyector asistido por un compresor de apoyo, un sistema híbrido en cascada, en el cual el correspondiente a la zona de alta presión en un ciclo de eyector estándar y por último la combinación de los dos anteriores. Lui et al (2018) propusieron un ciclo mejorado de refrigeración del eyector mediante la introducción de un economizador de tanque y un eyector auxiliar. Los resultados arrojaron una mejora del ciclo planteado en comparación con el ciclo estándar.

Yu et al (2006) realizaron una propuesta con un sistema de dos etapas el cual permite la reducción de la contrapresión en la primera etapa del eyector con lo que obtuvieron una mejor relación de arrastre y un incremento del COP, siendo este de 57.1% cuando el refrigerante fue R152a y 45.9% para el R134a. Kairouani et al (2009) estudiaron un sistema de evaporadores múltiples con eyector a la salida de cada uno para pre comprimir el refrigerante antes de la etapa de compresión, el sistema obtiene mejoras en el COP, sobre todo para R134b. Yut el al (2008) desarrollaron un modelo termodinámico de un sistema de auto cascada que aumenta la presión de compresión utilizando un eyector con una mezcla de R23 y R134 logrando mejoras de hasta 19.1% en el COP. Por su parte Megdouli et al (2017) investigaron un sistema en cascada con un ciclo orgánico de Rankine obteniendo mejoras del 9%. En el caso de refrigerantes naturales se han realizado un menor número de investigaciones, Sarkar (2010) realizó un estudio de un ciclo de compresión estándar utilizando R717, R290 y R600a obteniendo mejoras de 11.9%, 17.9% y 21.6% respectivamente. Por su parte Lin et al (2019) realizaron una investigación para optimizar el separador de líquido-vapor dentro del ciclo con eyector, utilizando R290 obtuvieron mejoras de hasta un 16.7%.

Si bien la mayor aplicación de un eyector dentro de los sistemas frigoríficos se da para comprimir el flujo secundario, los eyectores también se pueden utilizar como dispositivos de expansión, con el fin de mejorar la eficiencia del ciclo, esto debido a que, a diferencia de una válvula, donde de manera general la expansión se da de forma isoentálpica, el proceso en un eyector se aproxima más a uno isentrópico. Por otro lado, como lo afirman Banasiak y Hafner Re (2011), gracias al eyector el trabajo de compresión es recuperado como un incremento de presión reduciendo entonces el trabajo del compresor. Sumeru et al (2012) realizaron una revisión detallada del uso de eyectores como sistemas de expansión. En este sentido se puede destacar el trabajo de Zhu y Jiang (2012) quienes realizaron un modelo teórico combinando un ciclo estándar con uno de eyector monofásico, donde este aprovecha el calor cedido en el condensador del primero. Si bien los resultados para su uso con R22 y R152a son prometedores en términos de COP, la temperatura del evaporador se definió en -5°C , lo que limita sus posibles aplicaciones.

El uso del eyector también se puede dar en sistemas transcritos, condiciones en las que, de acuerdo con Deng et al (2007), tienen mayor potencial debido a una mejor adaptación a la temperatura del deslizamiento del refrigerante. Estos ciclos pueden incorporar los eyectores de las dos formas mencionadas, como dispositivos de expansión o compresión. Wang et al (2016) realizaron estudios teóricos con CO_2 presentando mejoras de 22%. Por otro lado se han realizado trabajos implementando mejoras al ciclo con eyector como Nemati et al (2018) y Manjili & Yavari (2012) quienes analizaron sistemas con eyector más intercambiador de calor intermedio y sub enfriador, reportando mejoras de 9.37% y 19.6% respectivamente, por su parte Lui et al (2019) añadieron un sub enfriador termoeléctrico al ciclo con eyector obteniendo una mejora de 38.4%. El uso de eyectores bifásicos en ciclos transcritos representa el mayor potencial de ahorro de energía, sobre todo en ambientes cálidos, en donde el eyector permite reducir la fracción de vapor en el tanque de presión intermedia, así como el trabajo de expansión recuperado como lo reportan Deng et al (2007).

Para describir el rendimiento de un eyector se han realizado varios modelos matemáticos, los cuales describen el comportamiento del flujo a través del mismo. De acuerdo con He et al (2009), sendos modelos pueden clasificarse en dos grupos, modelos de estado estacionario y modelos de dinámica de fluidos computacionales CFD. Ambos presentan ventajas y desventajas desde el punto de vista del análisis, los primeros no han logrado reproducir con precisión los fenómenos de flujo local y la interacción entre las capas límite y las ondas de choque, por otro lado, el costo de un análisis CFD es considerable, sobre todo en trabajos de estudio de varias geometrías.

El cálculo de la eficiencia de un eyector ha sido estudiado y planteado por diferentes autores, Piotr (1995) usa el modelo de eyector definido por Kornhauser (1990) en su trabajo, en el que menciona la eficiencia del eyector, calculado fijando las eficiencias de los tres componentes planteados, boquilla primaria, secundaria y difusor. Khöler et al (2007) realizan un estudio detallado del cálculo de la eficiencia del eyector dentro de su estudio de un ciclo con CO_2 . Una recopilación de los valores de eficiencia y la metodología para su cálculo es realizada por Liu (2014). Por su parte Lawrence & Elbel (2015) compara diferentes ecuaciones para obtener la eficiencia del eyector, concluyendo que la mejor opción es la propuesta por Elbel & Hrnjak (2008) ya que no requiere el conocimiento de datos del eyector difíciles de obtener como en el caso de los modelos planteados por Nakawaga et al (1998), Butrimowicz y Ozaki (2005). Experimentalmente se han reportado eficiencias de entre 0.09 y 0.21 (Lucas et al., 2013)

Este trabajo tomará como referencia la propuesta de Elbel y Hrnjak (2008) para la incorporación del eyector en los circuitos frigoríficos. Dicho procedimiento será detallado en el capítulo del modelado del sistema.

2.3 Sistemas de Auto Cascada para ultra baja temperatura

La ASHRAE define la ultra baja temperatura como aquellas temperaturas por debajo de -50°C . Estos valores son requeridos en un número importante de procesos, entre ellos los involucrados con los servicios médicos. Su importancia se ha podido corroborar durante la crisis generada a raíz de la pandemia COVID 19, puesto que las vacunas aplicadas en la Unión Europea y gran parte del hemisferio norte, requieren mantenerse en temperaturas de entre -60°C y -80°C para su preservación.

Sin embargo, a diferencia de los ciclos implementados a nivel doméstico y comercial donde las temperaturas y presiones de condensación y evaporación no difieran excesivamente, estos ciclos presentan altas relaciones de presión, lo cual equivale a RP con valores críticos. Cuando la relación de presión es alta, aparecen inconvenientes tales como el aumento en la temperatura de descarga del compresor, lo cual comprometería la integridad del aceite lubricante. De igual manera, esta alta relación produce una reducción en el rendimiento del compresor lo cual aumentaría la potencia requerida para obtener la potencia frigorífica requerida, incrementando así las dimensiones y los costos del sistema de refrigeración.

Por lo anterior se han diseñado alternativas para contrarrestar esos inconvenientes, como los sistemas en cascada. En estos arreglos, el circuito de etapa alta es un sistema de refrigeración estándar, sin embargo, el evaporador de este ciclo actúa como condensador para el circuito de etapa baja, el cual también es un circuito de refrigeración estándar, en donde su condensador actúa como evaporador de la etapa alta. Estos circuitos tienen aplicación en refrigeración de alimentos a nivel comercial o bombas de calor de alta temperatura.

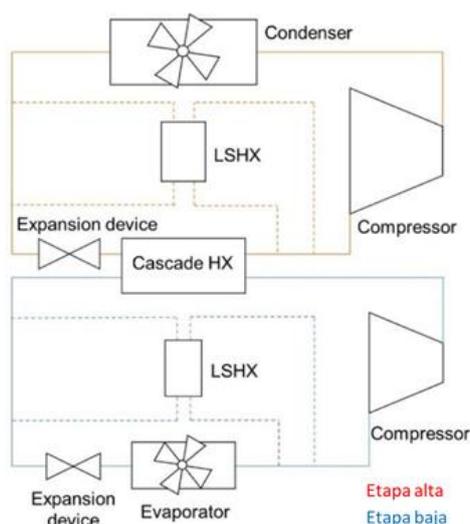


Figura 6 . Circuito de cascada baja temperatura (Mota-Babiloni et al., 2020).

Sin embargo, al incorporar más componentes dentro del ciclo surgen inconvenientes como el incremento en el tamaño del circuito así como un incremento en los costos de producción, por lo que, para aplicaciones donde es necesario contar con unidades compactas de baja temperatura, se ha explorado una nueva configuración en los últimos años, el sistema de auto

cascada, en esta configuración se utiliza una mezcla compuesta por dos refrigerantes con puntos de ebullición muy diferentes, esto con el fin de aprovechar dicha diferencia dentro del circuito, permitiendo que dentro del mismo circulen flujos con diferente composición para beneficiar el desempeño del sistema.

Por lo anterior, en este sistema se encuentra un separador de fases líquido vapor a la salida del condensador, el cual genera dos corrientes de refrigerante con una composición diferente, siendo sus características también diferentes. La mezcla rica en el componente menos volátil (fase líquida) se expande para absorber calor en un intercambiador interno, también llamado intercambiador de auto cascada, en donde la parte rica en componente menos volátil (fase gaseosa) se enfría permitiéndole así su expansión a ultra baja temperatura.

En esta configuración el intercambiador interno cumple la función del intercambiador intermedio de los sistemas en cascada. Por otro lado, esta configuración permite prescindir del compresor extra requerido en dichos sistemas.

Con estas configuraciones Oh et al (2016) reportaron temperaturas de -95°C , por su parte Hugh et al (2013) utilizaron una mezcla de R23/R134a obteniendo -87°C a la entrada del evaporador.

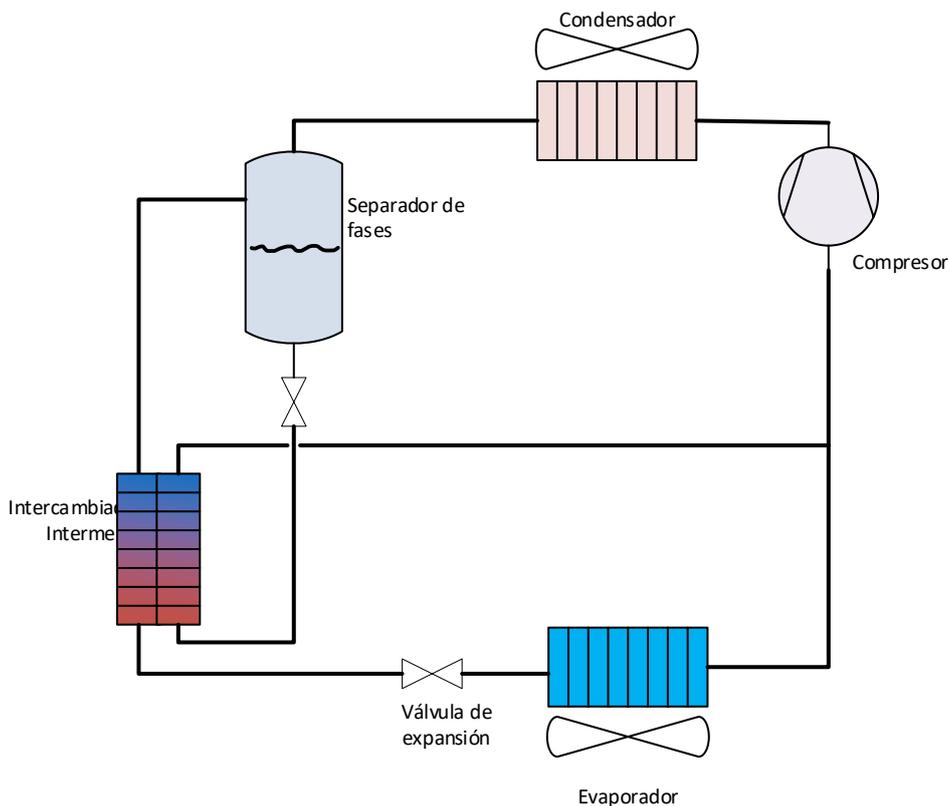


Figura 7. Circuito de auto cascada estándar

Si bien los sistemas en auto cascada funcionan y existen aplicaciones comerciales, recientemente se ha buscado incrementar la eficiencia de estos ciclos por lo que se han realizado investigaciones con ciclos de auto cascada con la incorporación de eyectores, como el trabajo de Liu y Yu (2018) quienes propusieron un sistema de auto cascada modificado con una mezcla de propano R290 y etano R170 como fluido refrigerante, quienes con una temperatura de evaporación de -50°C obtuvieron una mejora en el COP del 23.46% pasando de 0.35 a 0.46,

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

mientras que Liu et al (2018) con la misma mezcla de refrigerante y a temperaturas de evaporación de -60°C documentan una mejora de hasta 21.5% en el COP.

CAPÍTULO 3. ESTRATEGIAS EUROPEAS Y REGLAMENTOS

Dado el elevado consumo energético mundial y las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) asociadas a su producción, los países más desarrollados económicamente han trazado directrices que contrarresten los efectos del modelo de desarrollo impulsado desde la revolución industrial. En este sentido, la Unión Europea presentó desde 2007 su plan sobre el cambio climático, aprobado en 2009, el cual contemplaba objetivos para el año 2020. Dicho plan se cimentó en la reducción de emisiones de GEI, una mayor aportación al mix energético de las energías renovables y la eficiencia energética, esto con el fin de lograr una economía descarbonizada (COMISIÓN EUROPEA, 2019).

Sin embargo, en el año 2014 se replantearon los objetivos fijados, y tomando como base el horizonte 20/20/20, se definieron los objetivos a cumplir para 2030, siendo estos, la reducción en un 40% de las emisiones de GEI con respecto a los niveles de 1990, una introducción mínima del 27% de energía de fuentes renovables en el consumo final y un mínimo de mejora en eficiencia energética del 27%. Finalmente, en el año 2018, las iniciativas de la UE dieron un paso más allá y mediante la estrategia a largo plazo para el 2050, se busca una total descarbonización de la economía. Los ambiciosos objetivos planteados en dicha estrategia, consisten en la reducción de las emisiones de GEI en un 80-95 % en comparación con los niveles de 1990 por parte de todos los sectores, con una reducción previa del 60% para el 2040, este objetivo debe de cumplirse sin solicitar créditos de CO₂ en el mercado internacional. La UE afirma que el sector de producción y distribución de electricidad puede eliminar todas sus emisiones de CO₂ para el 2050. El sector transporte alcanzaría una reducción del 60%, el sector residencial 90% y el industrial podría reducir cerca del 80% (COMISIÓN EUROPEA, 2019).

Respecto al sector de generación de frío, en el 2017 el Instituto Internacional de Refrigeración (IIR) elaboró una nota sobre el impacto de dicho sector en el cambio climático (International Institute of Refrigeration, 2017). De acuerdo con esta información, el sector es responsable del 7.8% de las emisiones de GEI, lo cual incluye a equipos de aire acondicionado, bombas de calor y criogenia. Estas emisiones pueden provenir, por un lado, de las fugas en los equipos por las cuales se liberan gases contaminantes, conocidas como emisiones directas, o bien, de las emisiones producidas por la generación de la energía consumida por los equipos, llamadas emisiones indirectas. Si se consideran el total de emisiones del sector, el 63% se deben a las emisiones indirectas, mientras que el 37% restantes son debido a los refrigerantes. De acuerdo con el IIR, se espera que el sector tenga un crecimiento en los próximos años, sobre todo en los países con economías más desarrolladas, por lo que resulta de gran importancia limitar el impacto del sector en el medio ambiente y apoyar a un desarrollo sostenible. El Instituto recomienda continuar con las políticas que guíen a la reducción y/o eliminación de los refrigerantes basados en clorofluorocarbonos (CFCs) y los hidroclorofluorocarbonos (HCFCs) así como la implementación de políticas que controlen las emisiones de refrigerantes con un alto nivel de PCA (potencial de calentamiento atmosférico), apostando en su lugar por refrigerantes con bajo PCA que ayuden a reducir las emisiones directas del sector. Para reducir las emisiones indirectas el Instituto recomienda continuar con la investigación para incrementar la eficiencia energética, limitar las pérdidas energéticas y hacer un uso racional de los equipos. En este apartado cobran gran importancia los sistemas de control inteligente (International Institute of Refrigeration, 2017).

El primer acuerdo para la protección de la capa de ozono fue el protocolo de Montreal en 1987, en el que se fijaron los lineamientos para reducir y eliminar el uso de CFCs. Con los HCFCs se procedió de la misma manera, por lo que en 2007 en Montreal se fijó el año 2020 como la fecha de eliminación progresiva en los países con mayores economías, siendo estos los que tienen mayor consumo en términos reales. Finalmente, en 2016 se fijó una tasa de reducción en la producción de HCFCs del 85% para el 2036. Por su parte la UE publicó en 2015 la regulación F-gas, la cual reemplazó a la legislación previa publicada en el 2006 (European Commission, 2015)

En relación con los equipos de refrigeración, bombas de calor y criogenia, se rescatan las 3 acciones de mayor relevancia para ayudar en la lucha contra el cambio climático: la regulación sobre el etiquetado energético, sobre el diseño ecológico de los equipos y sobre los gases fluorados de efecto invernadero.

La regulación sobre el etiquetado energético tiene el objetivo de informar al usuario el consumo del producto y así poder comparar diversas opciones. Todos los productos vendidos en la UE y para los que exista el requisito, entre ellos los equipos de refrigeración para uso profesional y aire acondicionado, deben presentar una etiqueta energética colocada de tal manera que sea de fácil lectura para el usuario (COMISIÓN EUROPEA, 2019). Debido a la saturación del mercado con productos con etiquetas que reflejaban alta eficiencia, el Ministerio Para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico ha impulsado un nuevo etiquetado energético para electrodomésticos, el cual replantea los métodos de ensayo, volviéndolos más exigentes con el fin de obtener productos más eficientes por parte de los fabricantes, mejores opciones para los consumidores, y desde luego, una reducción de consumo energético (MINISTERIO, 2021).

La regulación sobre el diseño ecológico tiene el objetivo de incrementar la eficiencia energética de los aparatos consumidores de energía, para ello se imponen unos requisitos mínimos llamados requisitos de diseño ecológico. Dichos requisitos pueden ser específicos cuando se miden los valores exactos y se mide un límite, como el caso del rendimiento estacional para los equipos con bomba de calor; por otro lado, existen requisitos genéricos que no establecen valores límites, pero pueden exigir que los equipos sean reciclables, eficientes, que se exprese claramente la información sobre su uso y mantenimiento, entre otros.

Por último, la regulación F-gas tiene los objetivos de limitar la cantidad de gases fluorados y con alto PCA reduciéndolos a un 20% con respecto al año 2014, para el año 2030 (European Commission, 2015).

Esta regulación se enfoca en las siguientes limitaciones:

- 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 multicompresor compactas para uso comercial con capacidad igual o superior a 40 kW con PCA igual o superior a 150 para

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

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.

En vista de las limitaciones expresadas en las legislaciones presentadas, se han estudiado alternativas de refrigerantes no fluorados y, por ende, sin fecha de caducidad. Existen opciones con bajo PCA que cumplen con la normativa F-gas, los cuales se denominan refrigerantes alternativos, estos se dividen en dos tipos: las olefinas (HFOs) y los denominados refrigerantes naturales. Entre estos últimos se encuentran: dióxido de carbono (R744), amoníaco (R717), R32, R1234ze, R1234yf, propeno (R1270) isobutano (R600a) y propano (R290).

A continuación, se describen las características de los refrigerantes más experimentados con aplicaciones de sistemas de eyector:

- 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.
- 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 (REAL Alternatives 4 LIFE, 2018).

La siguiente tabla muestra las propiedades termodinámicas, químicas y medioambientales de los refrigerantes naturales.

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

Refrigerante		Capacidad calorífica del gas (kJ/kgK)		Viscosidad ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)		Conductividad térmica (mW/mK)	
Código	Nombre	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor
R717	Amoniaco	4784	3135	131680	9835	485510	26159
R32	HFC	1937	1605	113660	12817	125890	15022
R1234ze	HFO	1386	0976	199380	12236	74204	13590
R1234yf	HFO	1392	1053	154260	11102	63535	13868
R1270	Propeno	2669	1973	95928	8906	112830	18751
R744	CO2	6467	8212	57048	20157	80789	45509
R600a	Isobutano	2430	1796	151130	7497	89262	16823
R290	Propano	2719	2015	97132	8270	93718	18960

Tabla 1 . Propiedades físicas de los refrigerantes alternativos

Refrigerante		Propiedades seguridad			Propiedades medioambientales	
		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 2. Propiedades de seguridad y medioambientales de los refrigerantes alternativos

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

Refrigerante		Propiedades químicas	
		Estabilidad	Grado de corrosividad
R744	CO2	Estable	Incompatibilidades: Agentes oxidantes, hierro, zinc, cobre, plata / óxidos de plata, óxidos de cadmio / cadmio, alcoholes, ácidos, halógenos, aldehídos.
R717	Amoniaco	Estable	
R32	HFC	Tiene casi la misma tendencia que la de R410A	
R1234ze	HFO	Silicona, fluoro carbono, 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, fluoro carbono, 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	Isobutano	Estable	
R290	Propano	Estable	Incompatible con agentes oxidantes fuertes
R1270	Propeno	Puede volverse inestable a temperaturas y presiones elevadas	

Tabla 3. Propiedades químicas de los refrigerantes alternativos

En el desarrollo de este proyecto, los refrigerantes a utilizar son propano, isobutano y etileno, los cuales resultan la mejor opción alineado con los objetivos del proyecto. Por un lado, la empresa involucrada tiene incorporado dichos refrigerantes en sus equipos y por otro, el Instituto de Ingeniería Energética de la UPV tiene gran experiencia con el manejo y experimentación de propano R290 en equipos de refrigeración.

CAPÍTULO 4. MODELADO DE CICLOS FRIGORÍFICOS

Los equipos de refrigeración con los que se planteó el desarrollo del trabajo son un Armario de baja temperatura para conservación de alimentos y un biobanco o armario de ultra congelación con aplicaciones médicas, ambos descritos a detalle en los capítulos siguientes.

La primera parte de este trabajo consistió en el desarrollo de un modelo teórico para cada ciclo frigorífico analizado, esto con el fin de obtener una herramienta capaz de predecir el comportamiento de los ciclos en diferentes condiciones y con diferentes variables de diseño, así como la evaluación de la mejora que supondría la implementación de un eyector dentro de dichos ciclos.

Aun cuando los dos equipos analizados son diferentes, de manera general los modelos se desarrollaron con base en las ecuaciones de conservación de energía y se realizaron una serie de asunciones.

1. Se asumen todos los procesos son de flujo y estado estable
2. El proceso de compresión en el compresor se asume como un proceso isentrópico.
3. El flujo a través del eyector es un estado unidimensional, estable y adiabático.
4. Las velocidades del flujo de refrigerante son insignificantes a la entrada y salida del eyector.
5. El proceso en la válvula de expansión es isoentálpico
6. No se considera la caída de presión de refrigerante ni la pérdida de calor en el ciclo.
7. En estado estable, el fluido secundario será igual al título y el fluido primario igual a la unidad menos el título.
8. Se considera un flujo másico unitario para los cálculos del ciclo.
9. Se consideran intercambiadores de calor con eficiencia unitaria.

En ambos modelos, para el análisis del uso del eyector, se siguió el modelo presentado por Köhler et al (J. Köhler, C. Richter, W. Tegethoff, 2007) y Elbel y Hrnjak (Elbel & Hrnjak, 2008) en los que se define la eficiencia del eyector como:

$$\eta = \frac{W_{rec}}{W_{rec,max}} = \phi_m \frac{h(P_{diff,out}S_{s,in}) - h_{s,in}}{h_{m,in} - h(P_{diff,out}S_{m,in})}$$

En dónde:

W_{rec} = trabajo recuperado

$W_{rec,max}$ = trabajo máximo recuperable.

ϕ_m = “entrainment ratio” que se define como la relación entre el fluido secundario (suction) y fluido primario (motive) que circulan por el eyector.

$$\phi_m = \frac{m_{sn}}{m_{mn}}$$

$P_{diff,out,ss,in}$ =Presión de salida del eyector (diffuser).

$S_{s,in}$ = Entropía a la entrada del fluido secundario.

$S_{m,in}$ = Entropía a la entrada del fluido primario.

La eficiencia se puede entender como la ratio entre la energía aprovechada y la energía disponible. En el caso del eyector se define como el trabajo real recuperado debido a la acción del fluido primario, con relación al trabajo máximo que el eyector sería capaz de recuperar.

Debido a la aplicación final de cada equipo, el ciclo frigorífico incorporado es diferente, a continuación, se expondrán los modelos teóricos desarrollados.

4.1 Armario de Baja temperatura (BT)

Las características físicas y de operación de este equipo se describen en capítulos posteriores. Este equipo funciona con propano R290 como fluido refrigerante e incorpora un ciclo de compresión de vapor estándar, el cual se puede observar en la siguiente figura.

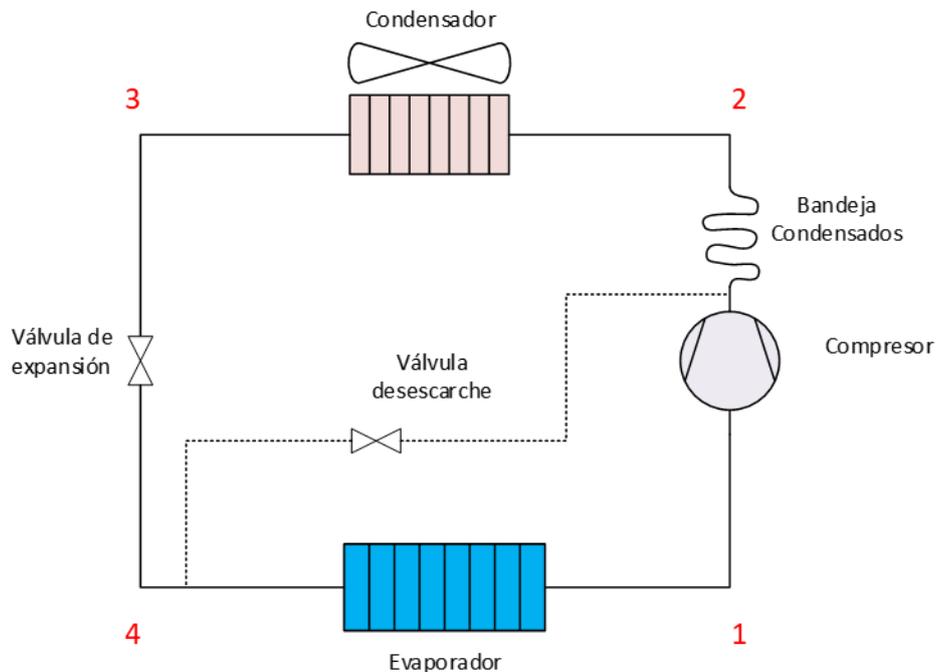


Figura 8. Ciclo frigorífico Armario de Baja Temperatura

Por otro lado, en el contexto del proyecto eJercer, se definió el circuito frigorífico con eyector implementado, este se puede observar en la siguiente figura.

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

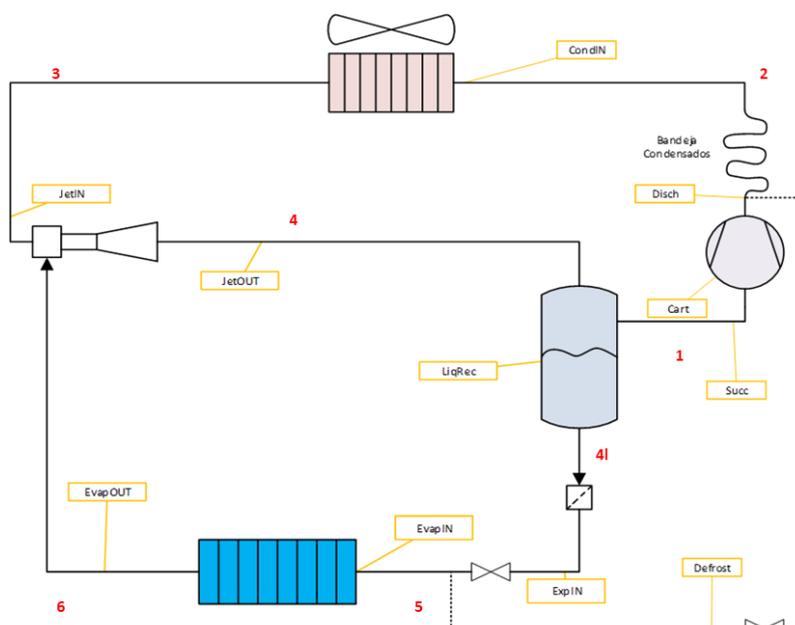


Figura 9 . Ciclo frigorífico armario de baja temperatura con eyector.

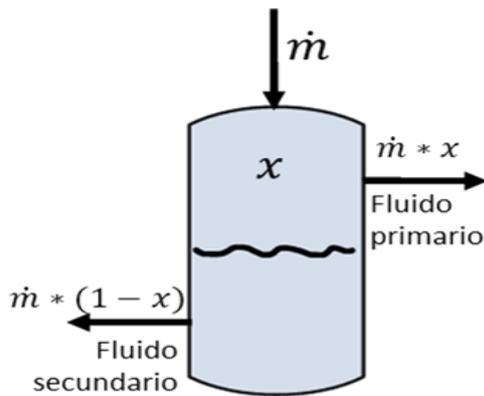
El ciclo se programó de manera independiente en el programa EES y en Microsoft Excel; se programó, en primera instancia, un ciclo simple como referencia el cual se corresponde con la Figura 8. El modelo se programa para una solución del tipo minimización del error. Los valores de entrada dentro del ciclo se pueden suponer en un estudio completamente teórico, o bien se pueden introducir los valores obtenidos durante las campañas experimentales, en ambos casos las variables de entrada son las siguientes:

- T_{cond}
- T_{evap}
- SH_{eye}
- SH_{evap}
- SC
- η_{eye}
- X entrada de depósito

Se puede elegir qué valor fijar, la presión de descarga del eyector o bien la eficiencia del eyector, con estos valores se busca que el programa converja en el único posible resultado que cumpla con los valores de entrada planteados.

La primera minimización consiste en reducir la diferencia entre el *entrainment ratio* calculado con la fórmula de la eficiencia del eyector y el calculado a partir del título en el depósito de líquido-vapor.

Al considerar el flujo másico total como unitario, los valores para los flujos primario y secundario se encuentran definidos por el título de vapor (x_4) a la entrada del depósito líquido vapor, en consecuencia, el *entrainment ratio* también se encuentra definido por este valor. Por otro lado, el *entrainment ratio* también puede ser calculado con la fórmula del eyector planteada anteriormente. Puesto que los análisis a realizar parten de una eficiencia de eyector dada, la variable a optimizar será la presión de descarga del eyector ($P_{diff,out}=P_{med}$). Con este valor se calculan las propiedades termodinámicas de todos los puntos.



$$\phi_m = \frac{\eta_{eye}}{\frac{h(P_{diff,out} S_{s,in}) - h_{s,in}}{h_{m,in} - h(P_{diff,out} S_{m,in})}}$$

$$\phi_m = \frac{(1 - x)}{x}$$

**Figura 10 . Cálculo de *entrainment ratio* con título (*izq*) y con eficiencia del eyector (*der*)
Armarío BT**

A continuación, se procede a minimizar el segundo error, el cual se define como la diferencia entre la capacidad frigorífica calculada mediante el balance total del sistema y la calculada mediante el flujo por la diferencia de entalpías, esto se logra variando el valor del flujo másico en el punto 4 (x_4).

$$Q_{evap} = \dot{m}_{secundario} * (h_6 - h_5)$$

$$Q_{evap} = Q_{cond} - W_{com}$$

Figura 11 . Cálculo de Q_{evap} mediante flujo másico (*izq*) y mediante balance de energía (*der*)

Se procede a recalcular los puntos del ciclo hasta que ambos errores sean mínimos y finalmente se calcula el Q_{evap} , Q_{cond} , W_c y con ellos el COP.

Con el fin de realizar un modelo más versátil, este también se realizó en Excel, haciendo uso del AddIn de REFPROP para el cálculo de las propiedades termodinámicas. Tras realizar diferentes versiones se encontró un modelo fiable con el que se pudo realizar un estudio paramétrico, el cual se presenta más adelante.

La Figura 12 resume el funcionamiento de este modelo.

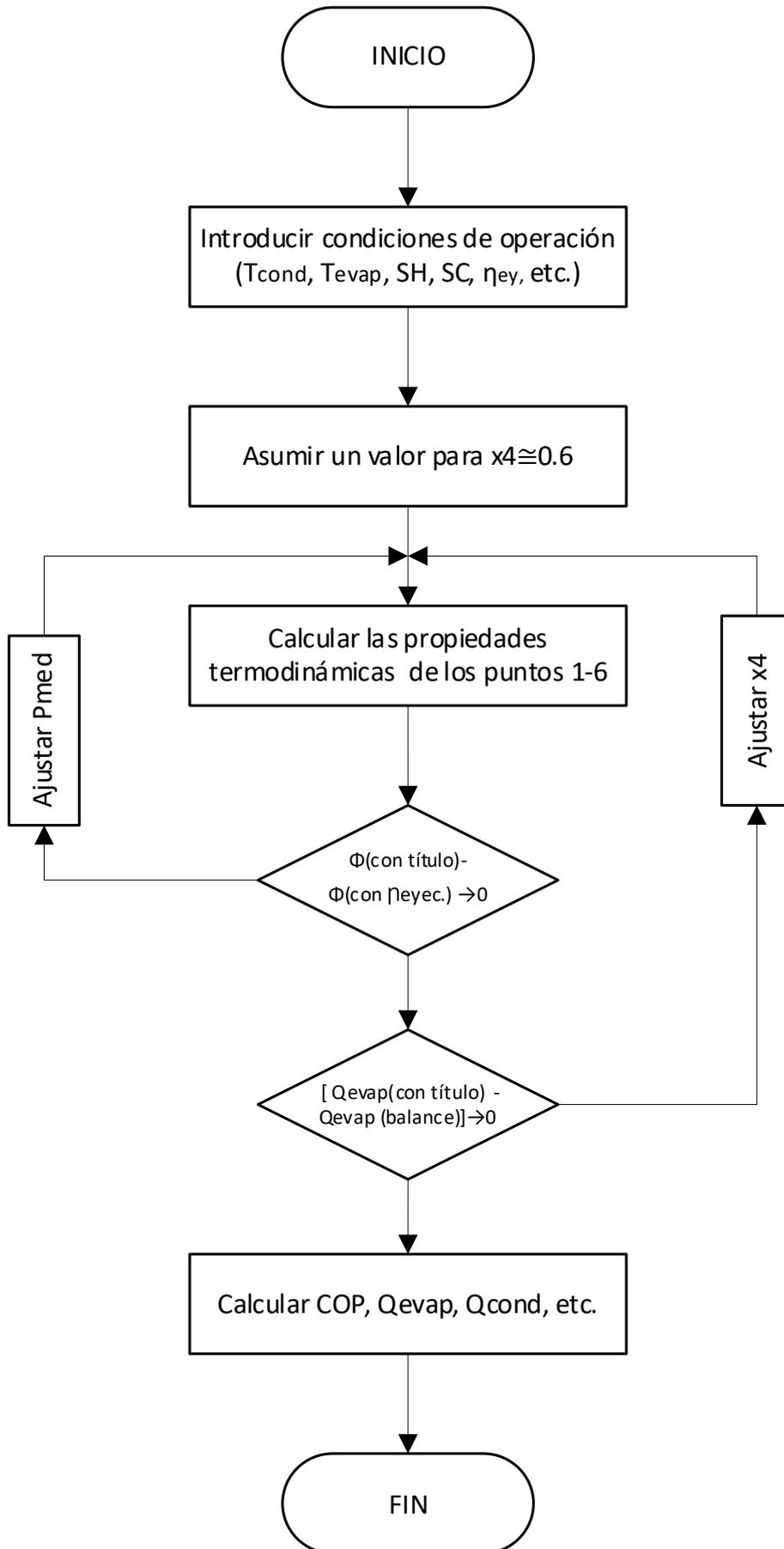


Figura 12. Diagrama de flujo modelo Armario BT

4.2 Biobanco simple

Este equipo incorpora un ciclo frigorífico de auto cascada, el cual se puede observar en la Figura 13. Como se mencionó previamente, este tipo de circuitos utilizan una mezcla de refrigerante con el fin de aprovechar sus diferentes temperaturas y presiones de condensación y evaporación. Este circuito incorpora una mezcla de refrigerantes naturales, isobutano R600 con etileno R1150 con una composición de 75% isobutano y 25% etileno, de un total de 200g. Dicha proporción se encuentra incorporada en los equipos presentes en el mercado.

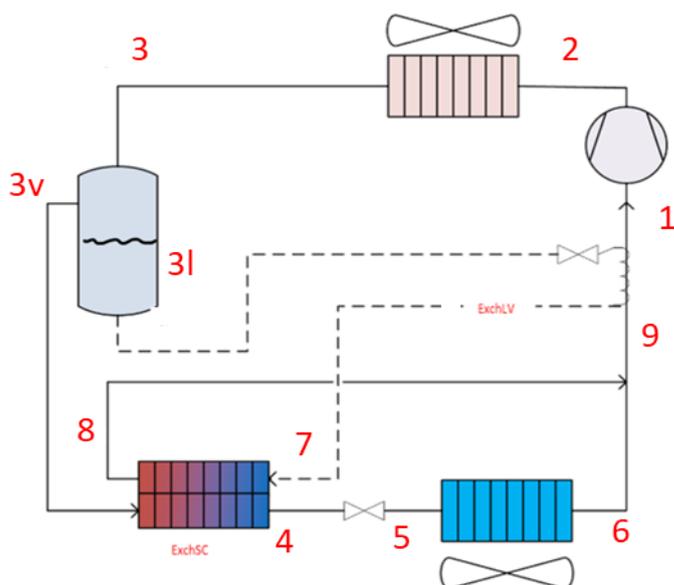


Figura 13 .Circuito frigorífico biobanco simple

Debido a que este tipo de sistemas no se encuentra ampliamente desarrollado, se presentó una dificultad para realizar el modelado de la misma manera que el Armario BT. Si bien el programa EES cuenta con una galería de propiedades termodinámicas, incluyendo mezclas predeterminadas, este no se encuentra preparado para trabajar con mezclas personalizadas. Se encontró una solución utilizando la base de datos del programa CoolProp mediante el uso de un wrapper, sin embargo, el resultado conseguido realizaba los procesos iterativos lentamente y presentaba problemas de convergencia, lo cual generaba que el programa se cerraba durante su ejecución.

Es por ello que se decidió implementar el modelo directamente en Excel, utilizando la base de datos de REFPROP, mediante la cual se puede definir la proporción de mezcla requerida, tanto molar como másica, para así programar el resto de ecuaciones que resuelvan el ciclo.

El funcionamiento se modela tomando en cuenta los siguientes parámetros de diseño:

- Composición de mezcla ($Z_{1,2,3}$)
- P_{evap}
- x_3
- $T_{depósito}$
- T_{evap}

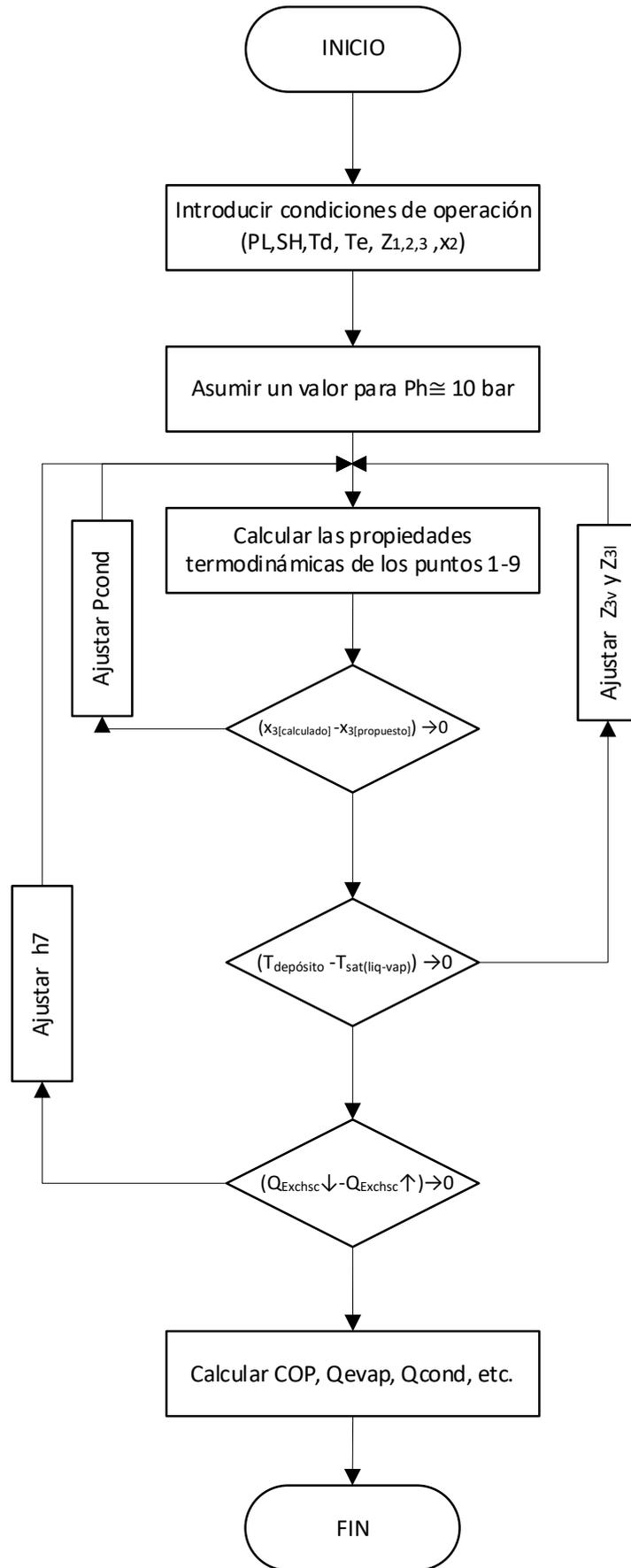


Figura 14. Diagrama de flujo modelo Biobanco simple

Con los valores introducidos se realiza la primera iteración, y se procede a realizar la simplificación del error, la cual se lleva a cabo en 3 puntos.

El primero de ellos es la presión de condensación. Se recalcula este valor para que satisfaga el valor de título de vapor deseado a la salida del condensador comparado con el valor obtenido mediante el modelo.

La segunda condición se centra en obtener las concentraciones de cada fase en el depósito de separación de fases. Se conoce la presión en este punto (P_{cond}), la temperatura del depósito y el título, con ello se busca la composición en ambas fases presentes en el depósito. Dado que no existe una fórmula que proporcione su valor directamente con los inputs disponibles, se ha propuesto la realización de un procedimiento iterativo en el cual se prueban diferentes concentraciones hasta que se obtiene una temperatura de saturación de la mezcla igual a la temperatura del depósito.

El último error a minimizar es aquel que se produce calculando el valor en la parte de arriba y de abajo del intercambiador ExchSC mostrado en la Figura 13, si los valores no son iguales se procede a cambiar el valor de la entalpía en el punto 7 hasta que se satisfaga dicha condición.

De la misma manera en el modelo realiza una serie de verificaciones en los puntos correspondientes al intercambiador líquido vapor ExchLV y el separador líquido vapor, comprobando que se cumpla con la conservación de energía.

Finalmente, el modelo verifica que no exista una incongruencia en los valores de temperatura calculados en los puntos correspondientes a las entradas y salidas del intercambiador de auto cascada ExchSC, en donde se asume una eficiencia igual a la unidad.

Tras realizar diferentes versiones se encontró un modelo fiable con el que se pudo realizar un estudio paramétrico para su comparación con el modelo con eyector implementado.

4.3 Biobanco con eyector

En el desarrollo del proyecto ejercer se exploraron diferentes configuraciones para la implementación del eyector en el circuito del biobanco, estas propuestas se pueden observar en la siguiente figura.

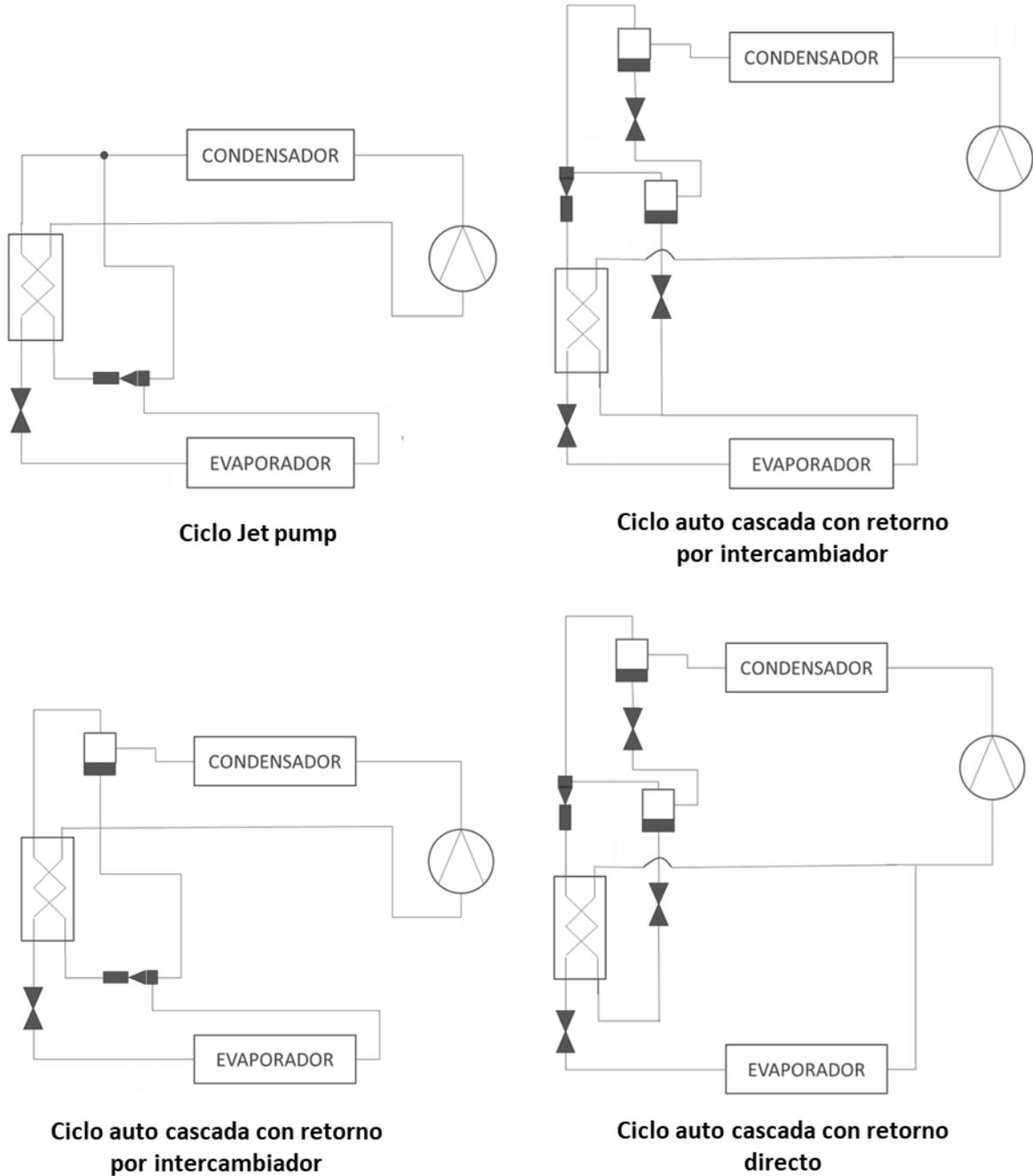


Figura 15 . Ciclos con eyector propuestos para biobanco

Sin embargo, tras realizar un análisis de su comportamiento se definió el circuito mostrado en la Figura 16 como la propuesta definitiva para realizar los estudios de mejora.

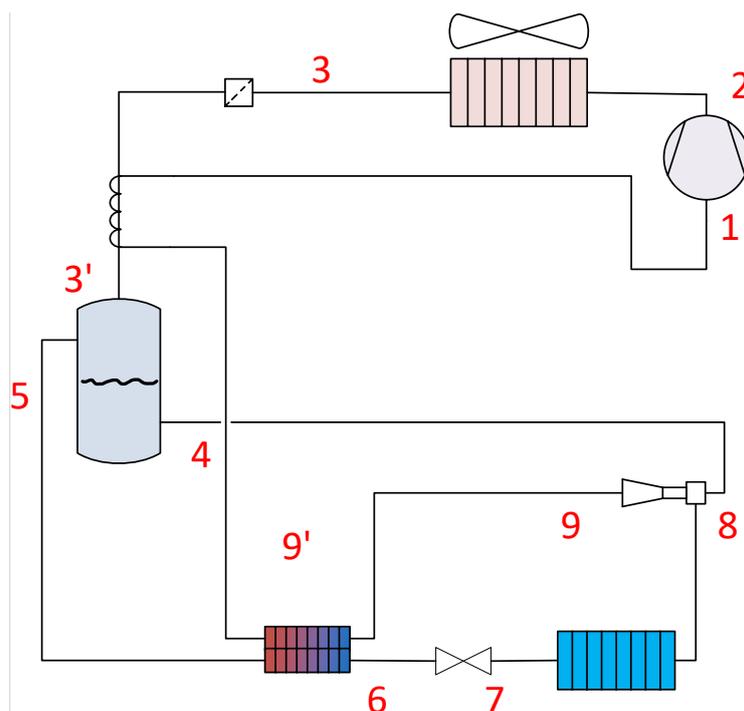


Figura 16 . Circuito frigorífico biobanco eyector

El refrigerante utilizado es la misma mezcla de los refrigerantes utilizados en el circuito de referencia, sin embargo, debido a un estudio previo realizado por la empresa fabricante, se aumentó la carga a un valor de 215g.

Este modelo se programó de manera independiente al circuito simple. Al utilizar una mezcla como refrigerante, presentó los mismos problemas para su programación en EES, por lo que se procedió a programarlo directamente en Excel con el mismo procedimiento del ciclo de referencia. De la misma manera que los casos anteriores, el programa busca la minimización del error en diferentes puntos, en la Figura 18 se presenta el diagrama de flujo para la resolución del ciclo.

Los parámetros de diseño definidos son los siguientes:

- P_{evap}
- $P_{disc} = P_{baja}$
- T_{cond}
- T_{evap}
- $T_{deposito}$
- $x_{3'}$
- $Z_{1,2,3}$
- η_{ey}

Con los valores introducidos se realiza la primera iteración, con esto se procede a realizar la simplificación del error, la cual se lleva a cabo en 3 puntos. La primera y segunda simplificación de error son igual al modelo simple.

Al igual que en el Armario BT con eyector, se considera un flujo de masa unitario, por lo que en estado estable los valores para los flujos primario y secundario son definidos por el título de vapor a la entrada de depósito líquido vapor (x_3). En este caso el fluido primario se corresponde con la fase líquida y el secundario con la fase gaseosa. En consecuencia, el *entrainment ratio* también es definido por el título. Con este valor y el calculado a través de la fórmula de eficiencia del eyector se procede a minimizar el error entre ambos mediante la variación de la presión de descarga del eyector (P_{med}).

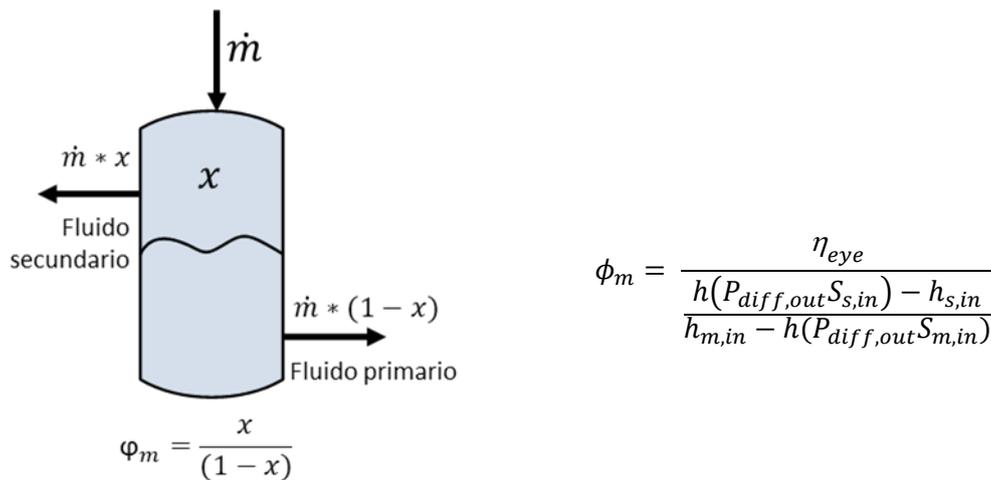


Figura 17 . Cálculo de entrainment ratio con título (izq) y con eficiencia del eyector (der Biobanco eyector

Finalmente, el modelo verifica que no exista una diferencia en el cálculo del calor intercambiado en los intercambiadores de auto cascada ExchSC y líquido-vapor ExchLV.

Tras realizar diferentes versiones se encontró un modelo fiable con el que se pudo realizar un estudio paramétrico para su comparación con el modelo simple.

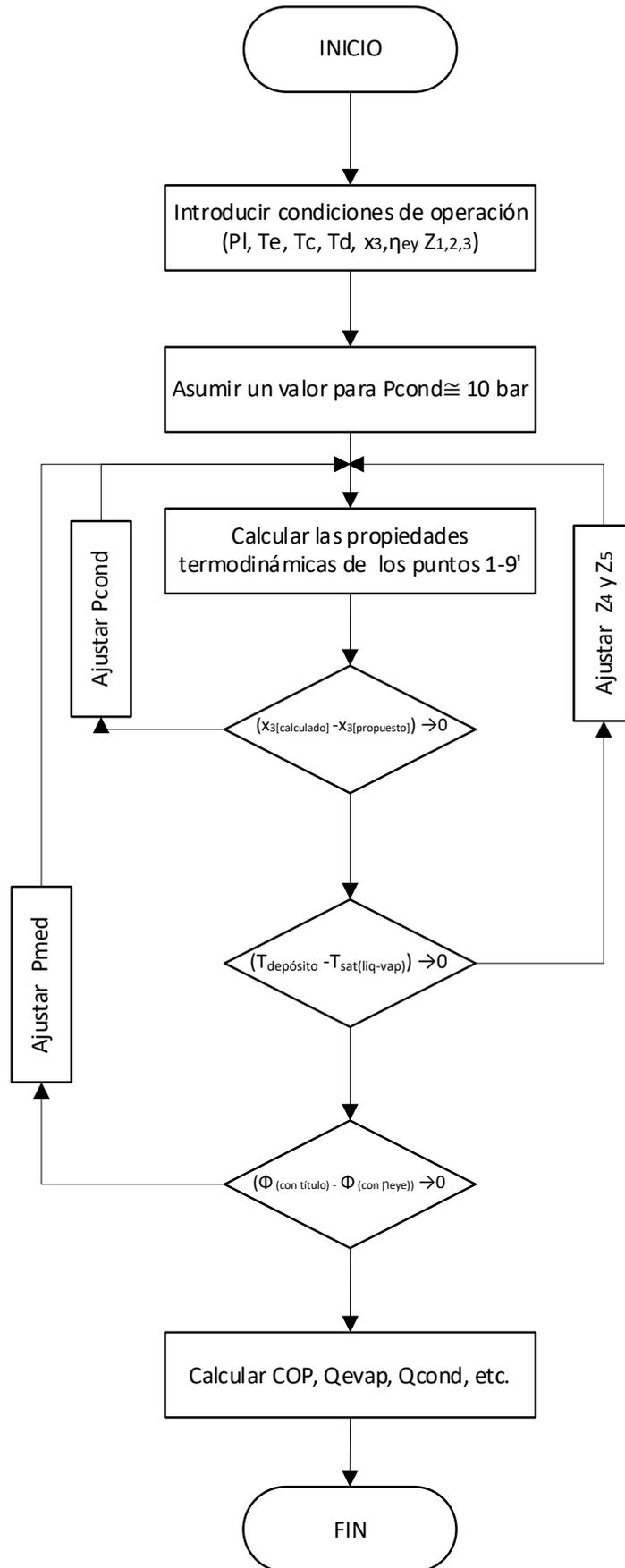


Figura 18 . Diagrama de flujo modelo Biobanco eyector

CAPÍTULO 5. ANÁLISIS PARAMÉTRICO

Con los modelos planteados en el capítulo anterior se procedió a realizar un análisis paramétrico para comparar el desempeño de ambos circuitos y así determinar la mejora que supondría la implementación de un eyector dentro de los ciclos frigoríficos.

5.1 Armario BT

El Armario de BT tiene la función de mantener los alimentos a temperaturas de -18°C . Con base en esta característica se definieron los valores de los parámetros de entrada en el ciclo, siendo estos:

- $T_{\text{cond}} = 40^{\circ}\text{C}$
- $T_{\text{evap}} = -20^{\circ}\text{C}$
- $SH_{\text{eye}} = 0^{\circ}\text{C}$
- $SH_{\text{evap}} = 20^{\circ}\text{C}$
- $SC = 5^{\circ}\text{C}$
- $\eta_{\text{ey}} = 0.15$
- $X_4 = 0.48$

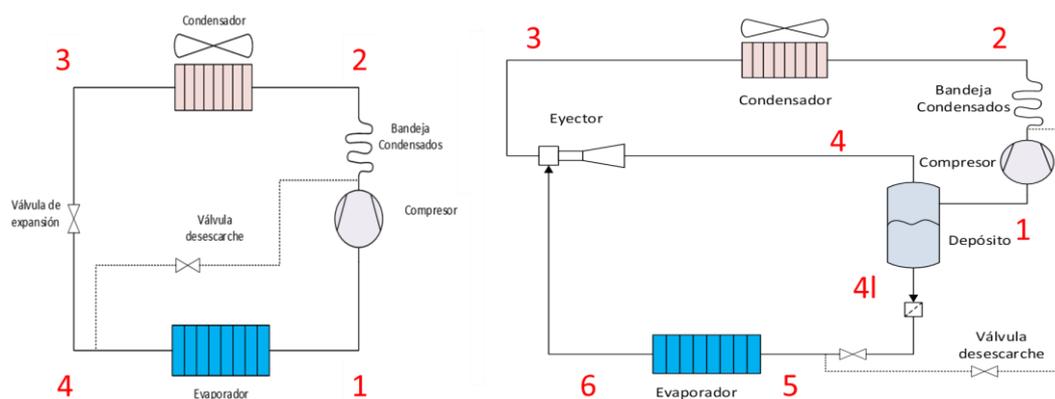


Figura 19 . Circuitos frigoríficos Armario BT

Con los valores antes mencionados se obtuvieron los siguientes resultados:

Estudio del ciclo Simple						
Puntos	T [°C]	P[bar]	h [KJ/kg]	s (KJ/KgK)	Fase	Título
1	0.00	2.45	584.24	2.52	Superheated gas	Single phase
2	67.24	13.69	673.63	2.52	Superheated gas	Single phase
3	35.00	13.69	292.79	1.31	Subcooled liquid	Single phase
4	-20.00	2.45	292.79	2.40	Two-phase	0.353

Tabla 4. Resultados Armario BT ciclo simple

Estudio del ciclo con eyector						
Puntos	T [°C]	P[bar]	h [KJ/kg]	s (KJ/KgK)	Fase	Título
1	-17.92	2.63	554.55	2.40	Superheated	single phase,
2	48.06	13.69	632.15	2.40	Superheated	single phase,
3	35.00	13.69	292.79	1.31	Subcooled liquid	single phase,
4	-17.93	2.63	403.39	0.84	Two-phase	0.620
4l	-17.93	2.63	156.28	0.84	Saturated liquid	0.00
5	-20.00	2.45	156.28	2.40	Two-phase	0.01
6	0.00	2.45	584.24	2.52	Superheated	single phase

Tabla 5. Resultados Armario BT ciclo con eyector

	Simple	Eyector	Variación
Wcomp (kW)	89.39	48.15	-46.13%
Qcond (kW)	380.85	210.57	-44.71%
Qevap (kW)	291.45	162.42	-44.27%
COP=	3.26	3.37	3.37%

Tabla 6. Comparación de desempeño Armario BT

Se puede observar que trabajando en las mismas condiciones y con una eficiencia del eyector de 0.15, el circuito que lo incorpora presenta una mejora en el COP de 3.37%. Si bien la capacidad de refrigeración se ve reducida en comparación con el circuito simple, también se puede observar una reducción importante en el trabajo realizado por el compresor.

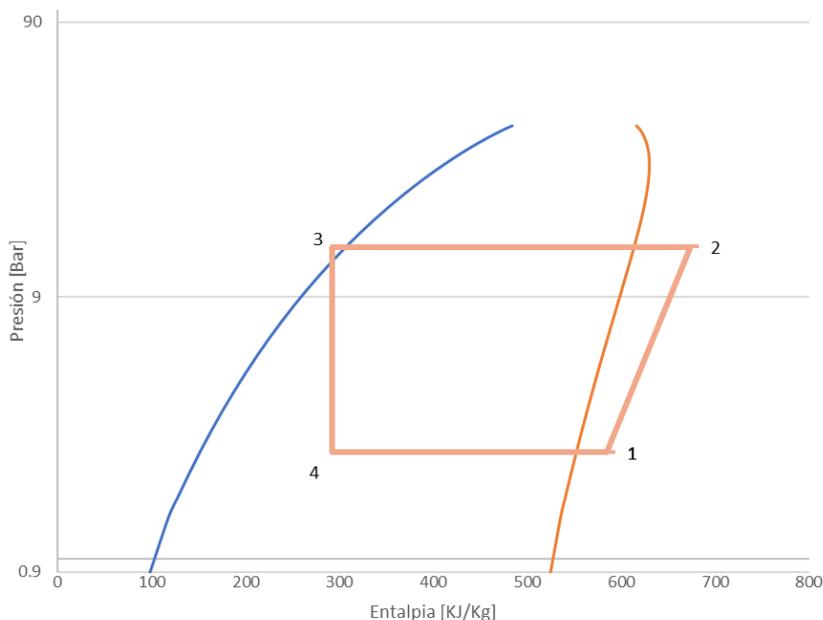


Figura 20 . Diagrama PH circuito frigorífico Armario BT simple

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

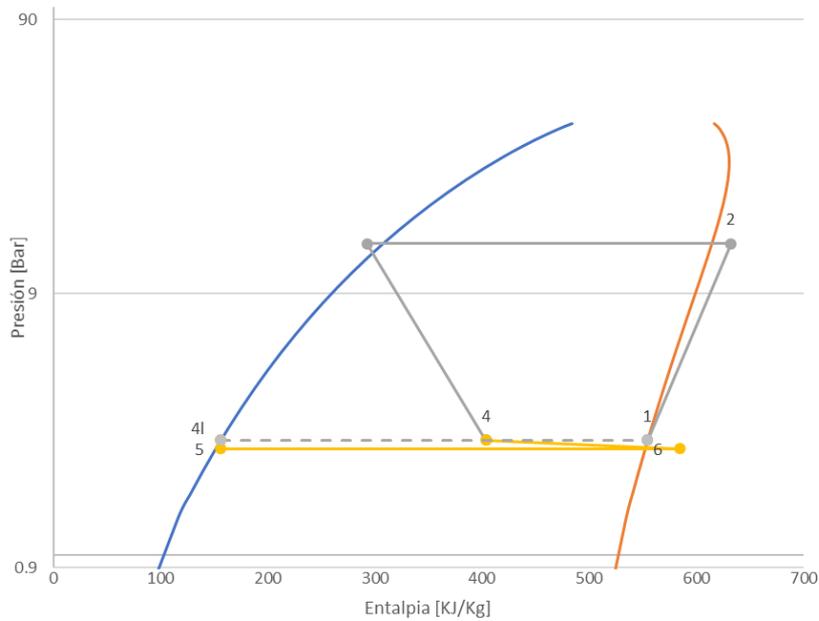


Figura 21 . Diagrama PH circuito frigorífico Armario BT eyector

De la misma manera se realizaron una serie de análisis paramétricos, mediante los cuales se puede observar el desempeño con diferentes condiciones de funcionamiento.

Considerando las mismas variables de entrada, se realizó el primero de ellos en el que se observa el impacto que tiene el incremento en la eficiencia del eyector en el COP del sistema propuesto, así como la potencia en el evaporador.

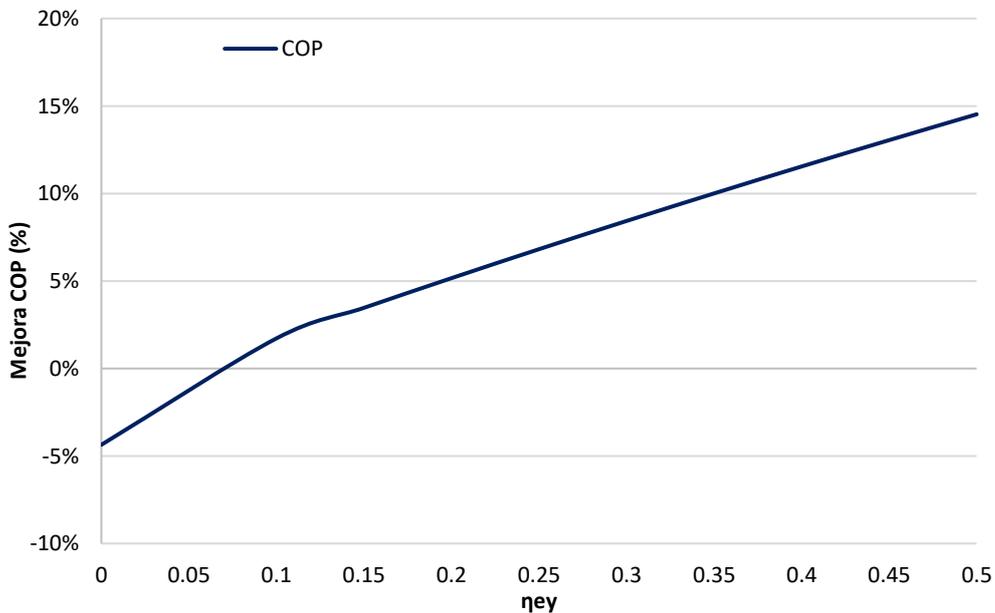


Figura 22. Mejora COP vs Eficiencia del eyector Armario BT

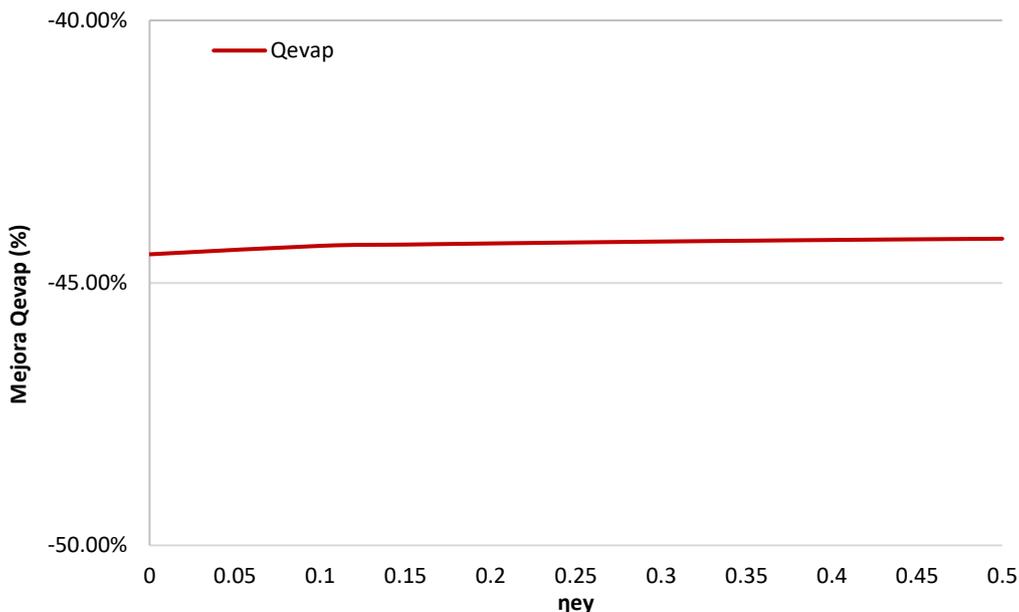


Figura 23 . Mejora Qevap ves Eficiencia del eyector Armario BT

Se observa que, incorporando un eyector con eficiencia de 0.1 el sistema empieza a presentar mejoras, esta tendencia se mantiene mientras la eficiencia del eyector aumenta, alcanzando valores de hasta un 14.53% más en el COP si se incorporase un eyector con una eficiencia igual a 0.5. Por otro lado, la potencia de refrigeración prácticamente se mantiene en los mismos valores, sin presentar una mejoría en comparación con el circuito simple.

Un estudio más consistió en variar la temperatura de evaporación, manteniendo el resto de parámetros constantes, con una temperatura de condensación de 40°C y una eficiencia del eyector de 0.15. En la Figura 24 se puede observar el comportamiento del COP y la potencia en el evaporador.

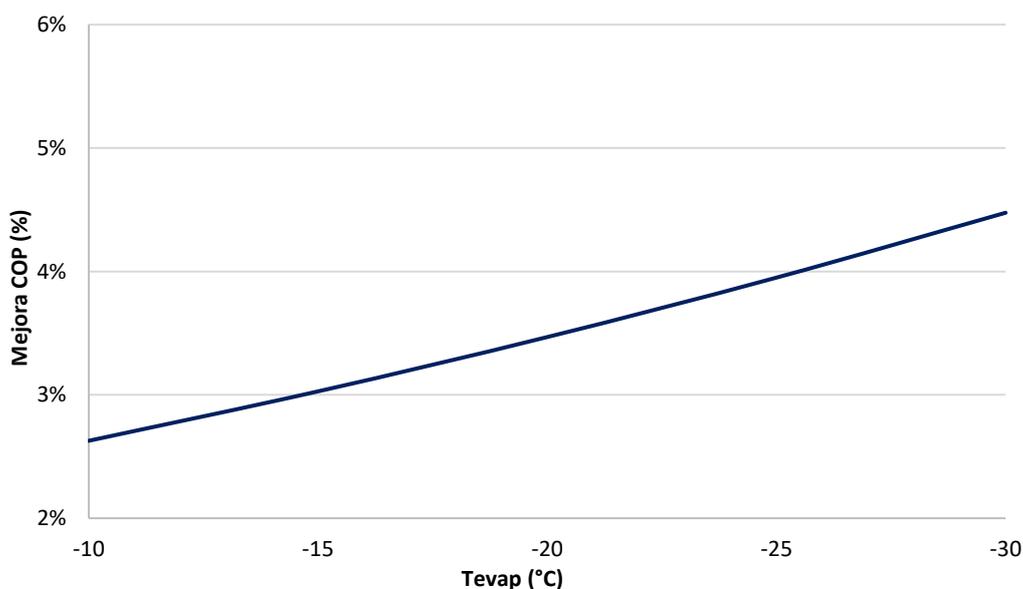


Figura 24. Mejora COP vs temperatura de evaporación Armario BT

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

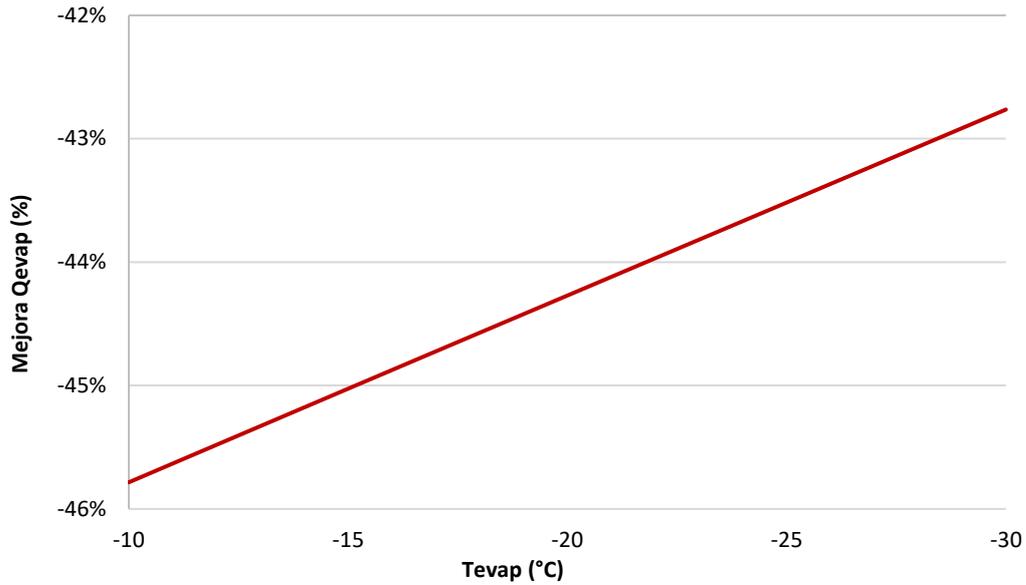


Figura 25 . Mejora Qevap vs temperatura de evaporación Armario BT

Se puede observar que el decremento en la temperatura de evaporación aumenta el porcentaje de mejora del circuito con eyector, pasando de 2.63% a 4.48% cuando la temperatura de evaporación disminuye de -10 a -30°C. Por otro lado, se puede observar que la curva que muestra la mejora en la potencia frigorífica muestra una mayor pendiente, pasando de -45.78% a -42.76% en el mismo intervalo de temperaturas de evaporación, lo que indica que la integración del eyector en este ciclo tiene mayor porcentaje de mejora a menores temperaturas de evaporación

5.2 Biobanco

De la misma manera se realizó el análisis paramétrico del biobanco, en este caso las variables de entrada fueron las siguientes:

- $P_{\text{evap}} = 0.29$
- $P_{\text{cond}} = P_{\text{evap}}$
- $T_{\text{cond}} = 30^{\circ}\text{C}$
- $T_{\text{evap}} = -86^{\circ}\text{C}$
- $T_{\text{depósito}} = 25^{\circ}\text{C}$
- $x_3 = 0.48$
- Composición de refrigerante, $Z_{1,2,3} = 75\%$ isobutano 25% etileno (ciclo simple)
76/24% (ciclo eyector)
- $\eta_{\text{ey}} = 0.15$

La proporción de la mezcla corresponde a los valores que utiliza el fabricante en sus equipos, así como la propuesta de carga definida en el proyecto eJercer.

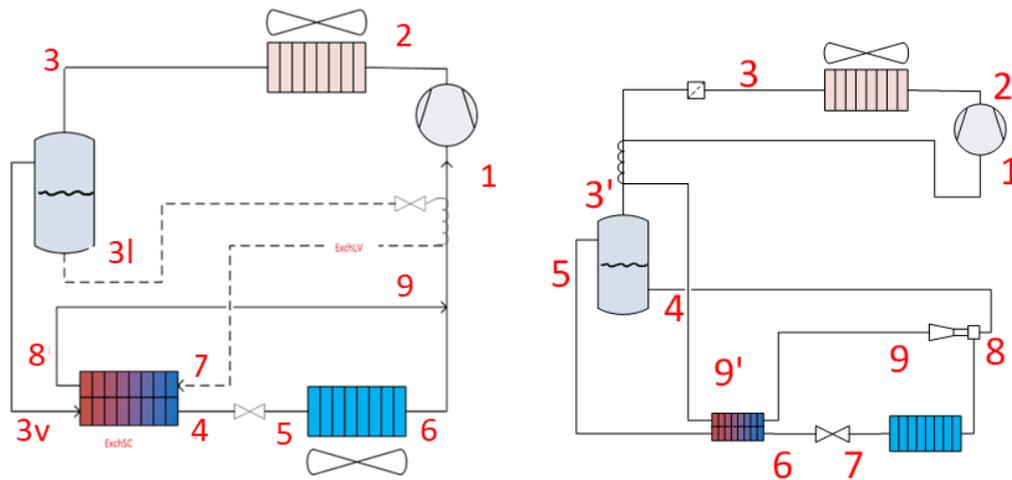


Figura 26. Circuitos frigoríficos Biobanco simple (izq) y con eyector (der)

Estudio del ciclo Simple							
Punto	Isobutano	Etileno	T [°C]	P [bar]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg]	Título
9	0.59	0.41	-51.55	0.29	430.30	2.38	0.82
1	0.59	0.41	-47.94	0.29	507.40	2.73	Single phase
2	0.59	0.41	76.63	10.54	685.16	2.73	Single phase
3	0.59	0.41	30.00	10.54	437.10	1.95	0.48
3v	0.38	0.62	30.00	10.54	610.77	2.62	1.00
4	0.38	0.62	-59.59	10.54	85.12	0.64	Single phase
5	0.38	0.62	-109.92	0.29	85.12	0.75	0.22
6	0.38	0.62	-86.00	0.29	231.57	1.59	0.44
3l	0.85	0.15	30.00	10.54	276.80	1.33	Single phase
7	0.85	0.15	-59.59	0.29	128.54	0.91	0.13
8	0.85	0.15	30.00	0.29	613.75	2.89	Single phase

Tabla 7. Resultados Biobanco simple

Estudio del ciclo con eyector							
Punto	Isobutano	Etileno	T [°C]	P [bar]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg]	Título
9	0.58	0.42	-57.75	0.38	267.15	1.61	0.44
9'	0.58	0.42	-45.94	0.38	470.33	2.52	0.90
1	0.58	0.42	-44.93	0.38	507.53	2.69	1.0
2	0.58	0.42	69.55	10.78	670.90	2.69	Single phase
3	0.58	0.42	30.00	10.78	437.28	1.95	0.48
3'	0.58	0.42	25.00	10.78	400.07	1.82	0.39
4	0.82	0.18	25.00	10.78	265.40	1.30	Single phase
5	0.32	0.68	25.00	10.78	606.73	2.63	Single phase
6	0.32	0.68	-57.75	10.78	91.77	0.66	Single phase
7	0.32	0.68	-112.63	0.29	91.77	0.79	0.24
8	0.32	0.68	-86.00	0.29	269.83	1.83	0.52

Tabla 8 . Resultados Biobanco eyector

	Simple	Eyector	Variación
Qcond (W)	248.06	233.31	-6.32%
Wcom (W)	177.76	163.10	-8.99%
Qevap (W)	70.30	70.20	-0.14%
COP	0.40	0.43	7.61%

Tabla 9. Comparación de desempeño Biobanco

Aunque la incorporación de un eyector con una eficiencia de 0.15 en el circuito frigorífico implica una reducción de la capacidad frigorífica, también se espera un incremento del COP del 7.61%.

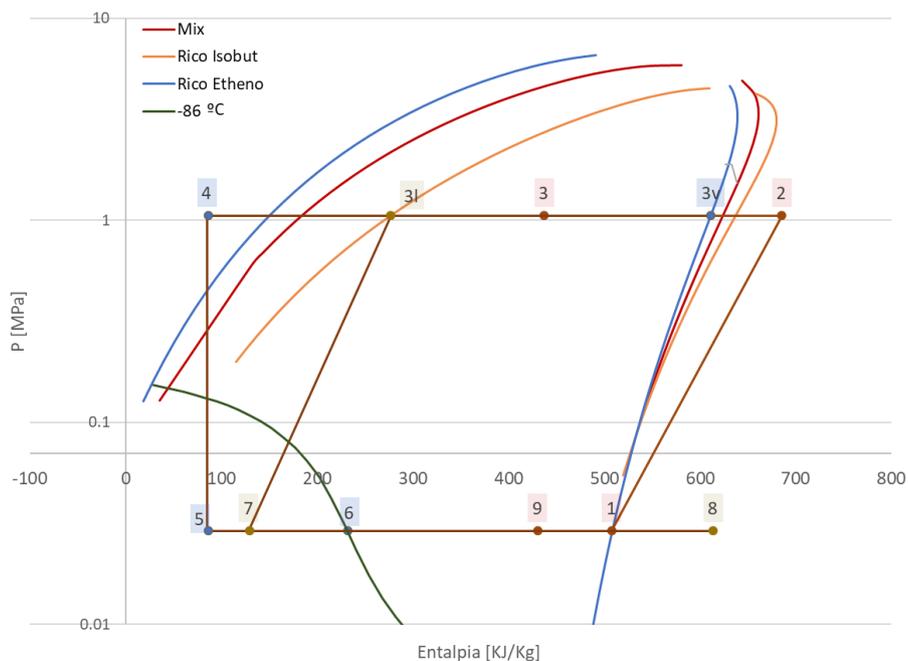


Figura 27. Diagrama PH circuito frigorífico biobanco simple

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

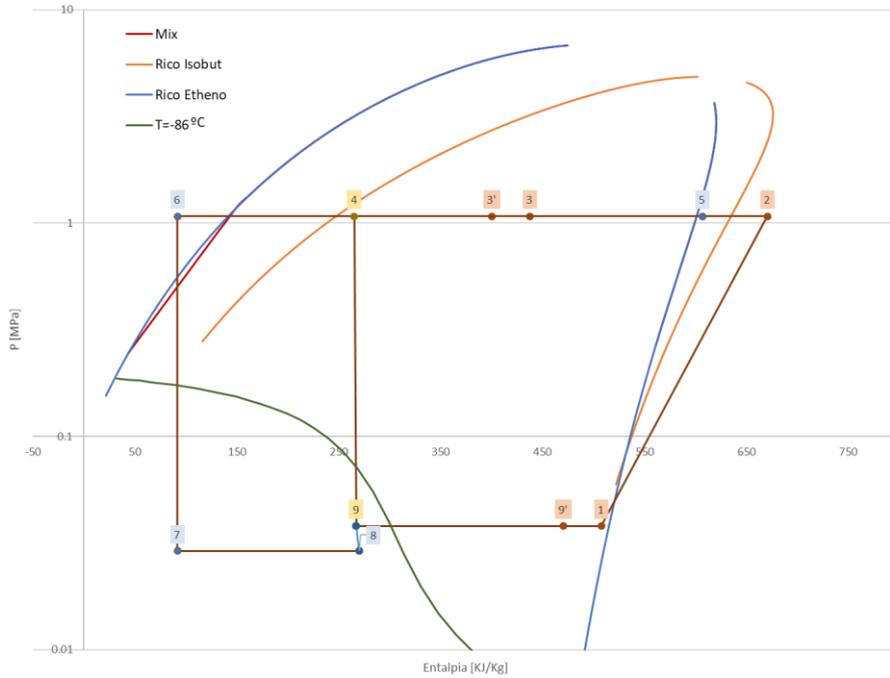


Figura 28. Diagrama PH circuito frigorífico biobanco eyector

De igual manera se realizaron una serie de análisis paramétricos, mediante los cuales se puede ver el desempeño con diferentes condiciones de funcionamiento. En el primero de ellos se observa la mejora en el COP y la potencia del evaporador al variar la eficiencia del eyector como se puede ver en la siguiente figura.

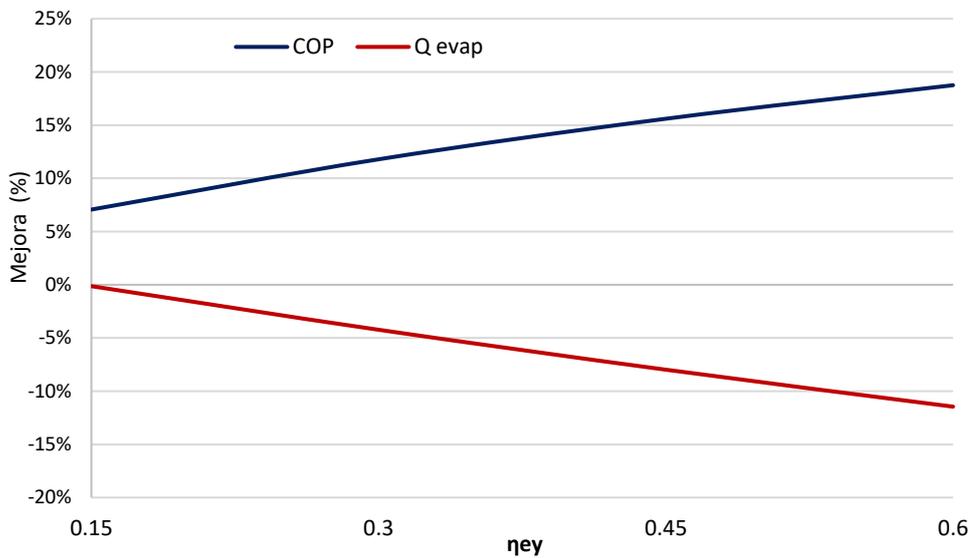


Figura 29. Eficiencia del eyector vs mejora en COP & Q_{evap} del sistema (biobanco)

Se observa que a medida que incrementa la eficiencia del eyector también lo hace la mejora en el COP del sistema alcanzando valores de hasta 19% si se consiguiese incorporar un eyector con eficiencia de 0.6. Sin embargo, la potencia del evaporador se ve reducida a medida que se

incrementa la eficiencia del eyector, aunque con una menor pendiente, reduciéndose hasta 11% con eyector mencionado.

También se realizó un estudio cambiando el valor de la temperatura de evaporación para conocer la variación en la mejora del COP y la potencia frigorífica.

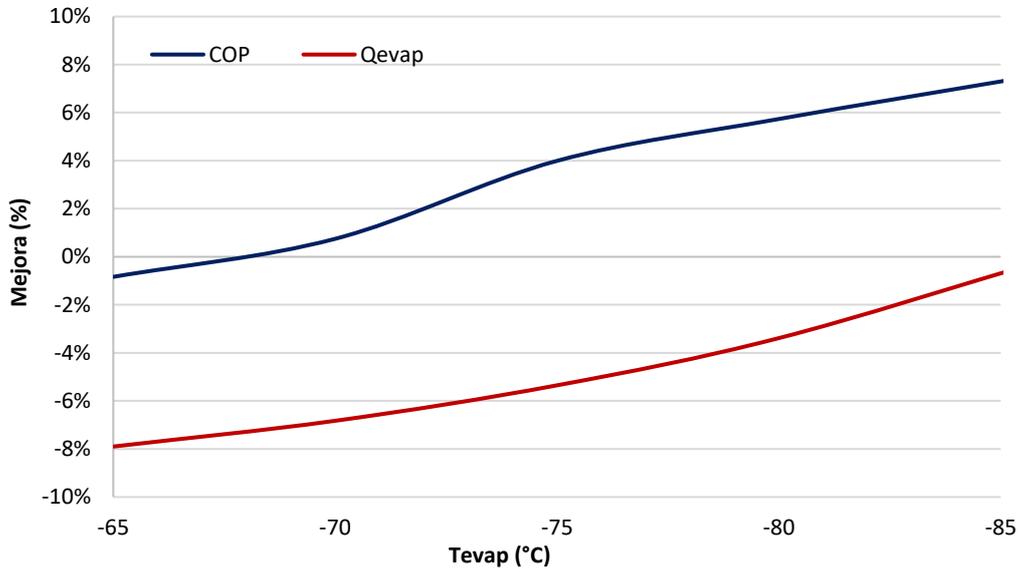


Figura 30 . Tevap vs mejora en COP & Qevap del sistema (biobanco)

Se puede observar que a partir de -70°C existe un potencial de mejora en el COP con la integración del eyector, manteniendo esta tendencia a medida que la temperatura disminuye. También se observa que la potencia en el evaporador tiene un comportamiento similar, aumentando su mejora conforme decrece la temperatura.

Finalmente, debido a que el fluido refrigerante es una mezcla de dos refrigerantes naturales, se realizó un análisis variando la composición de cada refrigerante y manteniendo el resto de parámetros constantes, considerando una eficiencia del eyector de 0.15, la siguiente figura se muestra por un lado la variación del COP del sistema y por otro la temperatura de descarga del compresor con diferentes valores de porcentaje de isobutano en la mezcla del refrigerante.

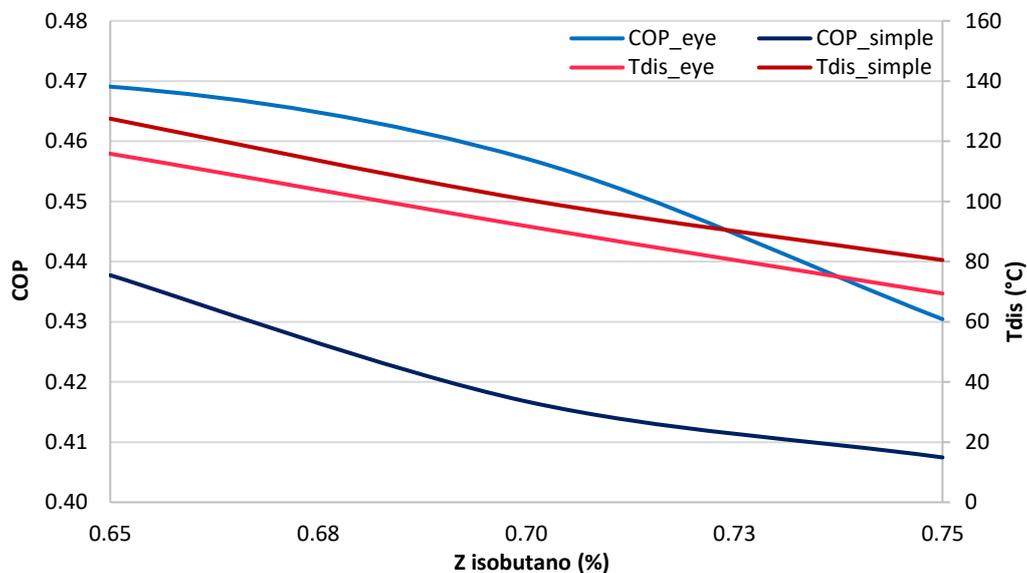


Figura 31. COP-T descarga vs % de isobutano

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

Este estudio muestra que entre menor fracción de isobutano presente en la mezcla, el desempeño de ambos circuitos sería mejor, sin embargo, las temperaturas de descarga del compresor en ambos circuitos podrían alcanzar valores superiores a los 100°C, lo cual comprometería la integridad del aceite, mientras que con una fracción de 0.75% de isobutano en la mezcla estos valores se mantienen en 69°C para el circuito con eyector y 80°C para el circuito simple, valores aceptables tomando en cuenta que la eficiencia real del compresor incrementará dicha temperatura.

5.3 Comparación de resultados teóricos Armario BT y Biobanco

Circuito	Armario BT			Biobanco		
	Simple	Eyector	Mejora	Simple	Eyector	Mejora
Wcom (W)	89.39	48.15	-46.13%	248.06	233.31	-5.95%
Qcond (W)	380.85	210.57	-44.71%	177.76	163.1	-8.25%
Qevap (W)	291.45	162.42	-44.27%	70.3	70.2	-0.14%
COP=	3.26	3.37	3.37%	0.4	0.43	7.61%

Tabla 10 . Comparación de resultados teóricos Armario BT y Biobanco

En esta tabla se presenta un resumen de la mejora que tiene la implementación de un eyector en los dos equipos analizados. Por un lado, se puede ver que el COP tiene mayor potencial de mejora en el caso del biobanco. Además, la reducción en la capacidad frigorífica también es menor para el biobanco, por lo que este equipo tiene más margen de mejora que el Armario BT.

CAPÍTULO 6. PROTOTIPOS Y CAMPAÑAS EXPERIMENTALES

Con base en los resultados obtenidos en los modelos teóricos y viendo el potencial de mejora que existe en los circuitos frigoríficos tras la incorporación de un eyector, se planteó la construcción de prototipos para poner corroborar estos resultados y de obtener las mejoras plateadas, incorporar el eyector a nivel comercial.

Esta tarea fue realizada por la empresa fabricante dentro del marco del proyecto eJercer, puesto que los equipos con ciclo simple son equipos que se encuentran en el catálogo de venta.

Si bien la construcción fue llevada a cabo por la empresa encargada, el diseño y manufactura del eyector fue llevado a cabo por terceros, el primero corrió a cargo de la Universidad de Sevilla, mientras que la manufactura fue realizada por un proveedor local.

Resulta importante mencionar que en el contexto en el que se llevó a cabo este proyecto, la manufactura del eyector representó un gran reto, en primera instancia se buscaron opciones con empresas con experiencia en este tipo de artefactos, sin embargo, las dimensiones y las características del eyector requerido impidieron que dichas empresas manufacturasen el eyector. Se procedió a buscar una empresa en Estados Unidos, la cual accedió a realizar el eyector solicitado, sin embargo, en el contexto de la pandemia COVID-19 esta opción fue descartada con lo que se decantó por la manufactura con un proveedor local.

De esta manera la segunda parte del trabajo consistió en la realización de las campañas experimentales con las cuales se debía valorar la mejora en el desempeño de los equipos de refrigeración con la incorporación de un eyector en su circuito frigorífico.

6.1 Instalaciones y Equipos de medición

6.1.1 Instalaciones de Laboratorio

Las instalaciones donde se llevaron a cabo las campañas experimentales para la caracterización de los equipos de refrigeración se encuentran localizadas en el laboratorio del área térmica del Instituto Universitario de Investigación en Ingeniería Energética UPV, este laboratorio se localiza en el semisótano del edificio 8E dentro de la Ciudad Politécnica de la Innovación.

Como se explicó previamente los fluidos utilizados por estos ciclos frigoríficos son refrigerantes naturales inflamables no tóxicos, clasificados como A3 por lo que es imprescindible realizar una monitorización continua de la ausencia de este gas en el aire reduciendo el riesgo de algún accidente. Por ello el laboratorio cuenta con un sistema de seguridad basado en el sensor Crowcon Xgard Type3 mostrado en la Figura 32. Este es un sensor de infrarrojos capaz de detectar la frecuencia de onda de la unión carbono-hidrógeno.



Figura 32. Sensor Crowcon Xgard Type3

El sistema de seguridad tiene un control programado para evitar situaciones que pongan en riesgo la integridad del personal que labora dentro de las instalaciones. Si el sensor detecta una fuga se dispara una alarma teniendo que desalojarse el laboratorio, si la concentración de gases alcanza un nivel peligroso el suministro eléctrico en las instalaciones será interrumpido para evitar la ignición del gas.

6.1.2 Cámara climática

Dentro de las instalaciones del laboratorio se localiza la cámara climática utilizada para las campañas experimentales. Esta cámara tiene unas dimensiones de 3m x 4.5m x 3m con un volumen total de 40.5 m³, cuenta con un sistema de aislamiento que le permite reducir las pérdidas al medio ambiente y mantener estable la temperatura interna. Dentro de la cámara se encuentra instalado un equipo Aeroenfriador compuesto por dos ventiladores y un intercambiador de calor, el cual se encuentra conectado a un circuito hidráulico que le permite compensar el calor generado por los equipos de refrigeración manteniendo la temperatura interna en los valores requeridos en la norma del ensayo realizado. Así mismo, la cámara cuenta con un equipo humidificador de tipo caldera eléctrica, el cual inyecta vapor para mantener los valores de humedad requeridos.



Figura 33. Exterior cámara climática.



Figura 34. Interior cámara climática.



Figura 35. Generador de vapor.

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

El sistema hidráulico se compone de dos circuitos, uno de ellos sirve para alimentar una carga de agua para ensayos de bombas de calor, por lo que se inhabilitó para estas campañas. El segundo circuito alimenta al Aeroenfriador, este circuito se encuentra conectado a un tanque de inercia térmica de 50 l, el cual posee tres resistencias utilizadas en caso de requerir agua caliente. El sistema cuenta con dos intercambiadores de calor tipo placas, uno de ellos se encuentra conectado a un chiller en caso de necesitar temperaturas muy bajas dentro de la cámara; el segundo placas se encuentra conectado a su vez a dos circuitos de alimentación de agua, los cuales proveen agua a 14°C y 23°C respectivamente.

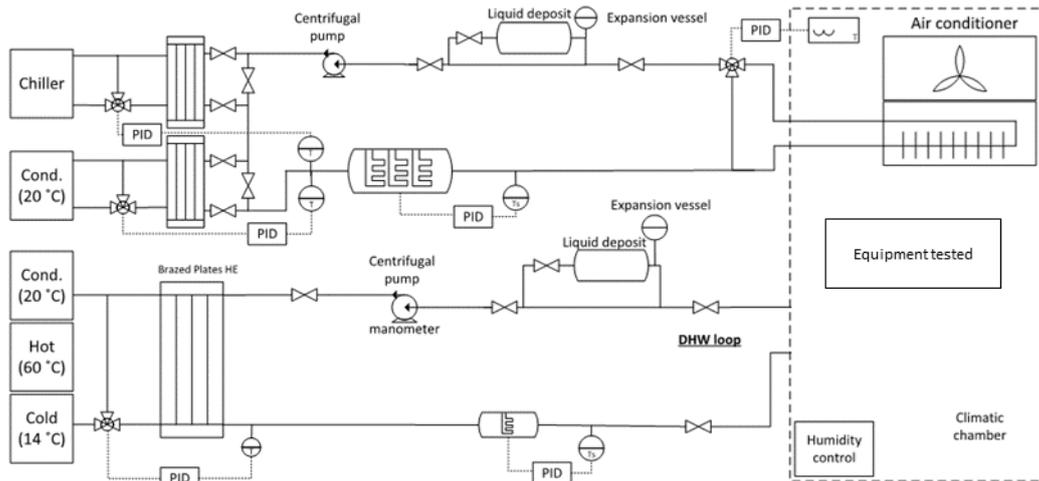


Figura 36. DTI cámara climática.

El accionamiento de los diferentes componentes implicados en el control de los parámetros de ensayo se realiza con un PLC a través de su interfaz SCADA. En el circuito hidráulico utilizado, es posible fijar los valores de velocidad de la bomba centrífuga, la velocidad de los ventiladores del Aeroenfriador y la temperatura del agua en el tanque de inercia. Por otro lado, es posible variar los valores del control PID que controlan la apertura de a válvulas que permiten el flujo de agua desde los intercambiadores de placas y el aerogenerador; así mismo es posible modificar el PID que controla la inyección de vapor por el humidificador.

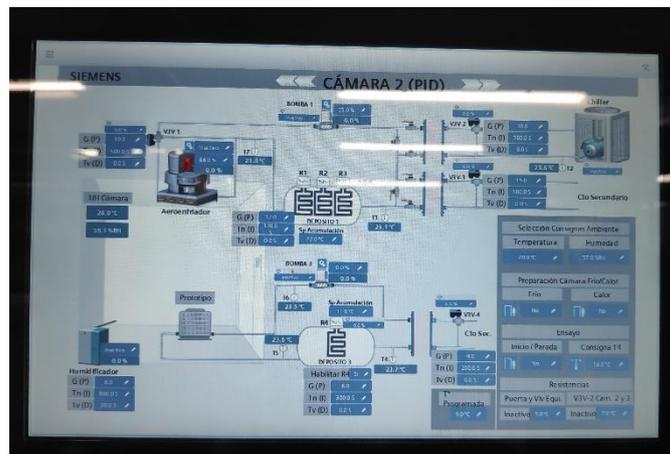


Figura 37. Pantalla de control cámara climática.

Sistema de adquisición de datos

El registro de datos se realizó a través de un sistema de adquisición o data logger, modelo 34972A marca Agilent Helew Packard. Este data logger admite 3 tarjetas de datos, cada una con 20 canales de voltaje y 2 de corriente. Cuenta con un sistema multiplexor para realizar mediciones en intervalos de hasta 5s. A través de su sistema DAC el data logger es capaz de transformar las señales analógicas registradas por los diferentes sensores en señales digitales que serán procesada posteriormente.



Figura 38. Datalogger.

El programa utilizado para procesar y visualizar las mediciones realizadas es BenchLink Data Logger 3, el cual es desarrollado por Agilent Technologies.

Los datos recabados por este programada son almacenados en formato de fichero CSV para posteriormente ser procesados en una hoja de datos Excel.

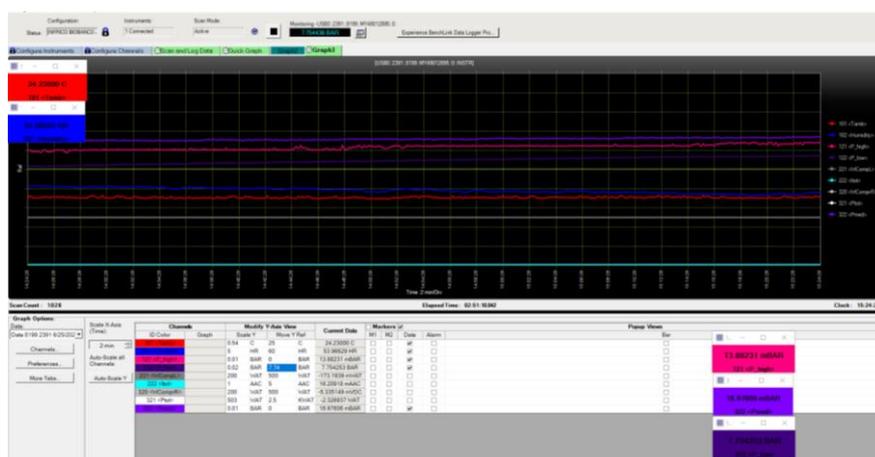


Figura 39. Interfaz BenchLink Data Logger 3

6.1.3 Sensores

Para la obtención de los datos requeridos con las tolerancias requeridas por la norma correspondiente, se han utilizado diferentes sensores, los cuales se describen a continuación.

Temperatura

Se utilizaron dos tipos de sensores para medir temperaturas, termopares y termo resistencias.

Termopares: Estos sensores trabajan bajo el principio del efecto Seebeck, debido al cual una diferencia de temperatura produce una diferencia de voltaje cuando dos metales diferentes se encuentran conectados en uno de sus extremos. Para las campañas realizadas se utilizaron termopares tipo T (cobre Constantán) clase 1 y 2 con una tolerancia en su medición de 0,5°C y 1°C respectivamente.



Figura 40. Termopar tipo T.

Termorresistencias: Para la medición de la temperatura ambiente se utilizaron este tipo de sensores, específicamente PT100. Esto debido a las tolerancias marcadas por las diferentes normativas. La PT100, como su nombre lo indica, está fabricada con platino y posee una resistencia de 100Ohms a 0°C; este valor de resistencia varía de manera lineal cuando existe un cambio de temperatura por lo que otorga mediciones con un error de $\pm 0,03K$ en un rango de trabajo de -50°C a 250 °C.



Figura 41. Termorresistencia PT100.

Humedad

El sensor utilizado para registrar los valores de humedad dentro de la cámara climática fue un Vaisala HUMICAP 180R el cual es capaz de medir la humedad relativa en un rango entre 0% y 100% con una incertidumbre de $\pm 2\%$ en el rango entre 0% y 90% de humedad relativa.



Figura 42. Sensor de humedad y temperatura Vaisala.

Parámetros eléctricos

La medición de los parámetros eléctricos, es decir, voltaje, intensidad, potencia y factor de potencia se realizó por medio de un analizador de redes modelo A2000 de la marca Gossen Metrawatt. Este analizador permite realizar mediciones de los parámetros mencionados con una precisión de 0.25% para I y V, 0.5% para W



Figura 43. Display analizador de redes A2000.

Sensor de presión

La normativa no especifica la necesidad de realizar mediciones de las presiones de trabajo del sistema frigorífico, sin embargo, con el objetivo de analizar y entender mejor el desempeño de los equipos con eyector incorporado, se instalaron sensores de presión para monitorizar dichas presiones de trabajo. Los sensores utilizados fueron:

- Yokogawa EJA510E-JBS4N-012EL, con una precisión de 0.055% en un rango de 0-15 bar
- Rosemount 2088A3S22A2B4Q4, el cual permite medir en un rango de presión absoluta de 0-50 bar, con una precisión de 0.075%

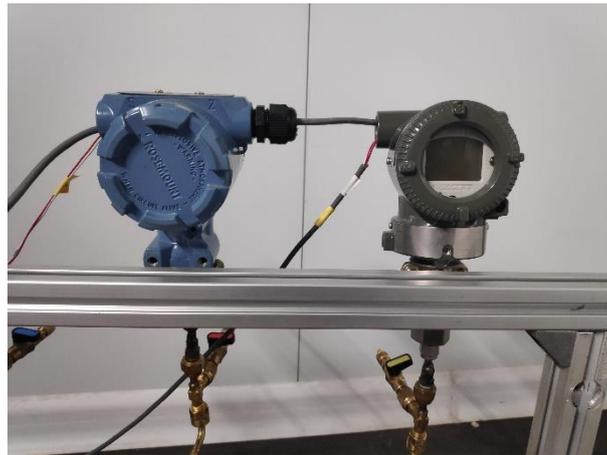


Figura 44. Sensores de presión Rosemount (izq.) y Yokogawa (der.)

Báscula

Este instrumento se utilizó en 2 ensayos para controlar el peso de la carga introducida, el modelo es Kern CDS con una resolución de 0.1g.



Figura 45. Báscula Kern.

Cuadro eléctrico y autotransformador

El PLC, así como los contactores se localizaron dentro de un cuadro eléctrico diseñado para este fin. En este cuadro se encontraron también las protecciones eléctricas y el analizador de redes.

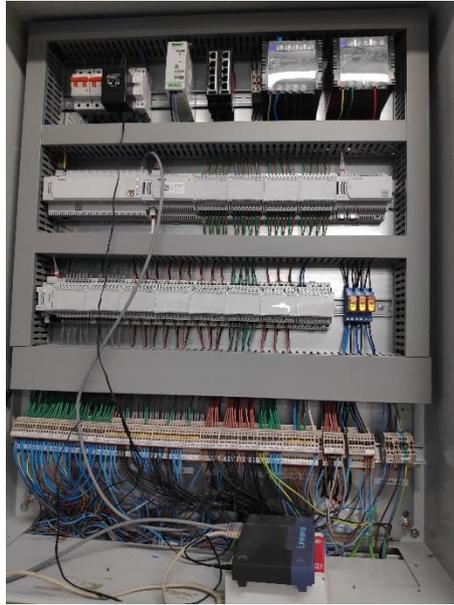


Figura 46. Cuadro eléctrico cámara climática.

Para garantizar un suministro eléctrico que cumpliera con los valores especificados por cada norma, se utilizó un estabilizador de tensión a servomotor, modelo EMI3M el cual permite suministrar un voltaje y frecuencia dentro de los límites fijados por el usuario.



Figura 47. Estabilizador de tensión.

6.2 Equipos de refrigeración

Los equipos ensayados se determinaron con base en las necesidades del proyecto eJercer y las necesidades de la empresa Infrico

En primera instancia se definieron tres equipos para realizar su caracterización, cada uno de ellos tiene un equipo de referencia, el cual se encuentran actualmente en el mercado, y un prototipo que incorpora un eyector dentro de su sistema frigorífico.

Dos de estos equipos se utilizan en el sector de la hostelería y restauración, mientras que el tercero tiene una aplicación médica. A continuación, se describen estos equipos, así como los ciclos que incorpora cada uno.

6.2.1 Armario BT

El primer equipo a caracterizar fue un armario de baja temperatura, con aplicaciones en el sector de la hostelería cuyo propósito es mantener los alimentos a una temperatura de -18°C



Figura 48. Armario de baja temperatura.

6.2.1.1 Equipo de referencia

El equipo de referencia es un modelo que se comercializa actualmente en el mercado. En la siguiente tabla se muestran las características de este equipo:

Especificaciones generales	
Equipo	Armario de refrigeración y congelación
Modelo	AGB701BT
N.º de serie	30000000127
Rango de Temperatura [°C]	-18
Volumen [L]	560
N.º Puertas / Parrillas	1 / 6
Medidas parrillas [mm]	560 x 650
Espesor de aislamiento [mm]	55
Material de la unidad	AISI 304
Especificaciones técnicas	
Compresor	SECOP SC21CNX.2
Sistema de Frío	Ventilado
Refrigerante	R290
Potencia Eléctrica [W]	528

Tabla 11. Especificaciones Armario de baja temperatura simple.

Este equipo cuenta con un ciclo frigorífico simple, el diagrama de este se muestra en la siguiente figura.

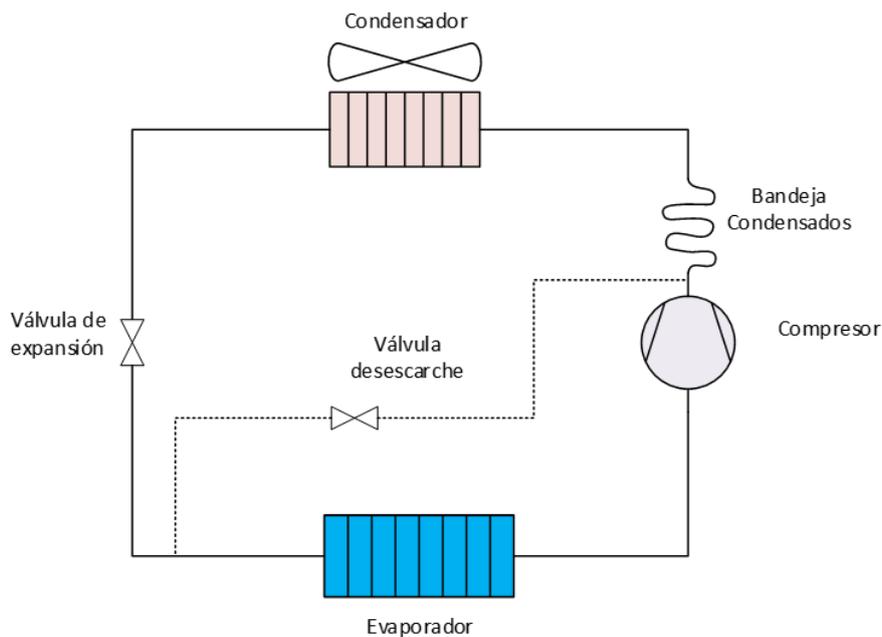


Figura 49. Ciclo frigorífico Armario de baja temperatura.

6.2.1.2 Prototipo con eyector

En la siguiente tabla se muestran las características del prototipo con eyector incorporado. Como se puede observar las características físicas son esencialmente las mismas al equipo de referencia.

Especificaciones generales	
Equipo	Armario de refrigeración y congelación
Modelo	AGB701BT
N.º de serie	30000000127
Rango de Temperatura [°C]	-18
Volumen [L]	560
N.º Puertas / Parrillas	1 / 6
Medidas parrillas [mm]	560 x 650
Espesor de aislamiento [mm]	55
Material de la unidad	AISI 304
Especificaciones técnicas	
Compresor	EMBRACO NT2170U
Sistema de Frío	Ventilado
Refrigerante	R290
Potencia Eléctrica [W]	664

Tabla 12. Especificaciones Armario de baja temperatura con eyector.

El primer cambio que se puede advertir es la potencia eléctrica declarada por el fabricante, esto se debe a que para este prototipo se utilizó un compresor diferente al de referencia.

Los cambios sustanciales radican en el sistema frigorífico implementado, tal como se puede observar en la Figura 50.

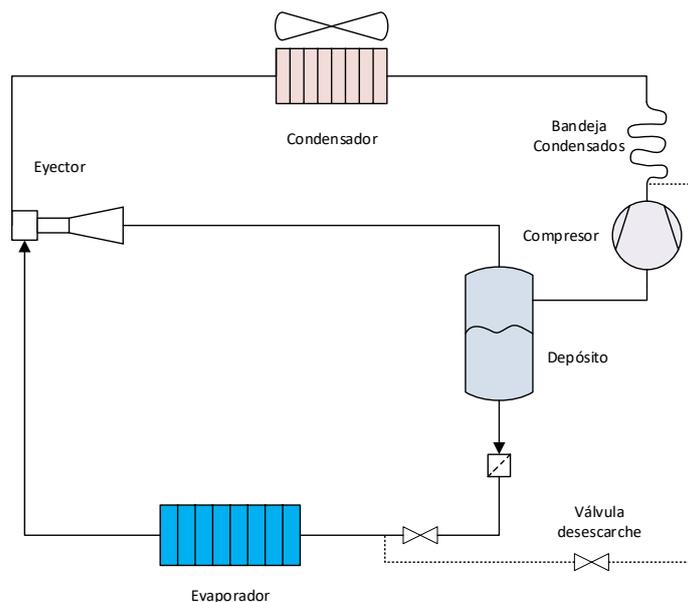


Figura 50. Ciclo frigorífico armario de baja temperatura con eyector.

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

Como se puede observar, además del eyector, se incorpora un depósito de líquido-vapor, el cual asegura que al compresor le llegue fluido en estado gaseoso y a la válvula de expansión líquido para garantizar su correcto funcionamiento.

La localización de los sensores utilizados en la campaña se detallará en el capítulo de metodología.

6.2.2 Ultra congelador-Biobanco

El segundo equipo a caracterizar fue un armario de ultra baja temperatura. Su aplicación se encuentra en el área médica, en donde se requiere mantener muestras biológicas a temperaturas ultra bajas, con valores de hasta -86°C .



Figura 51. Ultra congelador.

6.2.2.1 Equipo de referencia

Las características de este equipo se muestran en la siguiente tabla:

Especificaciones generales	
Equipo	Armario de ultra baja temperatura
Modelo	ULF50086
N.º de serie	3000249687
Rango de Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]	0.465116279
Volumen [L]	500
Medidas Exteriores	996 x 975 x 1997
Medidas Interiores	640 x 619 x 1300
Espesor de aislamiento [mm]	120 + paneles VIP
Terminación exterior/ interior	Acero Galvanizado plastificado blanco / Acero Inoxidable
Especificaciones técnicas	
Compresor	2 unidades: EMBRACO NT221OU
Sistema de Frío	Frío estático – Sistema de doble circuito frigorífico
Refrigerante	R600a / R1150
Potencia Eléctrica [W]	1172 (Indicado en equipo)
Tensión[V] / Frecuencia [Hz]	230 / 50
Dispositivo Expansión	Capilar
Controlador	EVCO Digital Plus

Tabla 13. Especificaciones biobanco simple.

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

Este equipo cuenta con dos circuitos de refrigeración dispuestos en paralelo. Los sistemas se corresponden con un ciclo de auto cascada simple. Estos dos sistemas trabajan con una mezcla de refrigerantes naturales, 150g de isobutano R600a y 50g de etileno R1150.

La diferencia entre ambos circuitos radica en la conexión con la puerta que tiene uno de ellos, esto con el fin de evitar la congelación de la misma.

La disposición de los componentes dentro del ciclo frigorífico se puede observar en el siguiente diagrama:

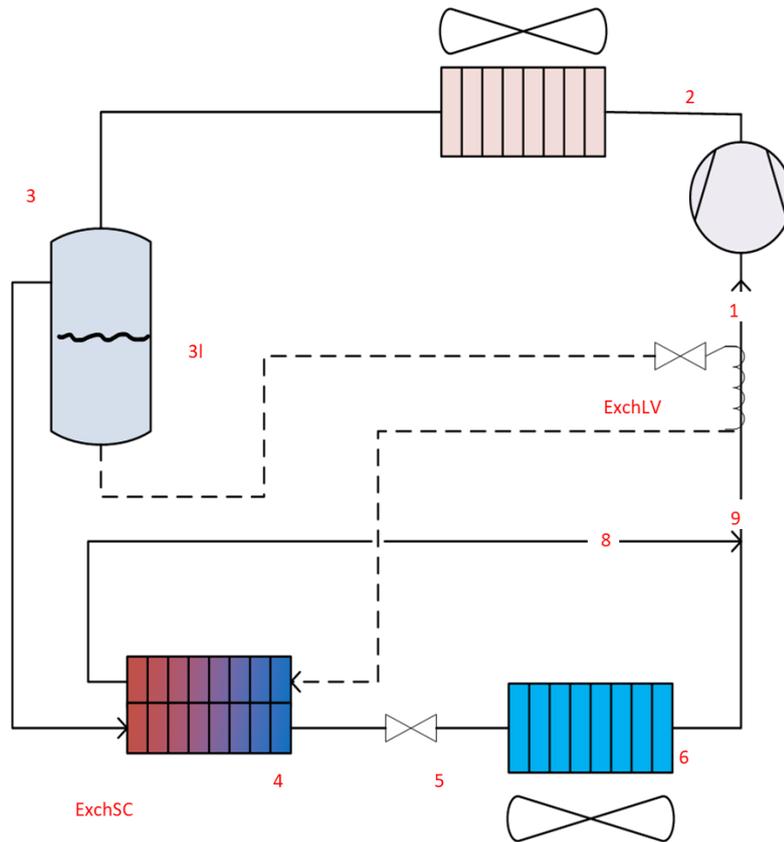


Figura 52 . Circuitos frigoríficos biobanco simple

6.2.2.2 Prototipo con eyector

En la siguiente tabla se muestran las características del prototipo con eyector incorporado. Como se puede observar las características físicas son prácticamente las mismas.

Especificaciones generales	
Equipo	Armario de ultra baja temperatura
Modelo	ULF50086
N.º de serie	3000420914
Rango de Temperatura [°C]	0.465116279
Volumen [L]	500
Medidas Exteriores	996 x 975 x 1997
Medidas Interiores	640 x 619 x 1300
Espesor de aislamiento [mm]	120 + paneles VIP
Terminación exterior/ interior	Acero Galvanizado plastificado blanco / Acero Inoxidable
Especificaciones técnicas	
Compresor	2 unidades: EMBRACO NT221OU
Sistema de Frío	Frío estático – Sistema de doble circuito frigorífico
Refrigerante	R600a / R1150
Potencia Eléctrica [W]	1222 (Indicado en equipo)
Tensión[V] / Frecuencia [Hz]	230 / 50
Dispositivo Expansión	Capilar
Controlador	EVCO Digital Plus

Tabla 14. Especificaciones biobanco con eyector.

De la misma forma que el equipo de referencia, este prototipo cuenta con 2 circuitos frigoríficos en paralelo. Cada circuito presenta la propuesta de mejora con la incorporación del eyector, resultando en una modificación al circuito de auto cascada presente en equipo de referencia,

Para este prototipo el fabricante incrementó la carga de refrigerante en 15gr, teniendo un total de 215g con una distribución igual al circuito de referencia.

La siguiente Figura 53 muestra los circuitos frigoríficos presentes en los prototipos.

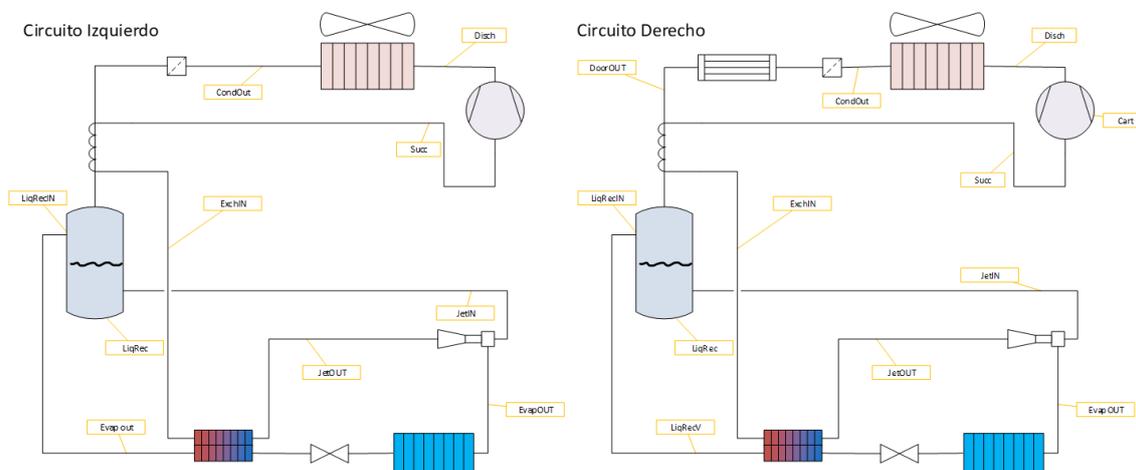


Figura 53 Circuitos frigoríficos biobanco eyector.

6.2.3 Abatidor de temperatura

El proyecto eJercer planteó una campaña experimental con un equipo para el abatimiento de temperatura, cuyo uso reside en el sector de la hostelería, sin embargo, debido a las condiciones y el contexto de desarrollo del proyecto solo fue posible realizar las pruebas al equipo de referencia puesto que el equipo con eyector no llegó a ser implementado.

Por otro lado, este equipo no utiliza refrigerantes naturales, por lo que su estudio queda fuera de los objetivos de este trabajo.

CAPÍTULO 7. METODOLOGÍA

El propósito de estos ensayos fue obtener resultados válidos para comparar el desempeño de los prototipos con eyector incorporado con los equipos de referencia y cuantificar la mejora que implica su implementación. Por otro lado, estos datos permitirán contrastar los resultados del modelo teórico generado.

Los dos equipos fueron ensayados con base en las normas europeas mostradas en la Tabla 15. En este capítulo se describirá el procedimiento planteado para realizar las diferentes campañas experimentales.

Si bien se buscó seguir las normas de manera estricta, debido a la naturaleza del proyecto y a las necesidades de la empresa, se realizaron algunas adaptaciones y variaciones, las cuales serán descritas a lo largo de este capítulo.

Finalmente, este capítulo se estructura describiendo la normativa y procedimientos aplicado a cada uno de los equipos de referencia y sus prototipos correspondientes.

Equipo	Norma	Resultados esperados
Armario Baja temperatura simple/eyector	UNE-EN 16825	Consumo eléctrico en 24h
Abatidor de temperatura simple/eyector	UNE-EN 17032	Tiempo de congelación Consumo eléctrico
Armario de ultra congelación simple/eyector	UNE-EN 16825 EN 60068	Tiempo de recuperación Consumo eléctrico

Tabla 15 . Normas a utilizadas para las campañas experimentales.

7.1 Armario BT simple y Armario BT eyector

La norma utilizada para las campañas experimentales de este equipo es la UNE-EN ISO 2204, Muebles y mostradores de almacenamiento refrigerado para uso profesional, la cual tiene como objetivo presentar los datos de consumo eléctrico y el desempeño de los equipos con referencia a la temperatura lograda.

La siguiente figura muestra la información que debe ser declarada tras la ejecución de los ensayos:

Modelo(s): [información de identificación del modelo o modelos a los que se refiere la información]			
Temperatura(s) de funcionamiento	Refrigerado/congelado/multiusos		
Categoría	Vertical/mostrador		
(cuando proceda) Uso intensivo/uso ligero			
Fluido(s) refrigerante(s): [información para identificar el fluido o fluidos refrigerantes, incluyendo PCA]			
Características	Símbolo	Valor	Unidad
Tensión de suministro, número de fases y frecuencia	$V; \sim$ y Hz		voltios y hercios
Consumo de energía	E_{24h}	x.xx	kWh
Volumen neto	V_N	x.x	litro
Volumen refrigerado (cuando proceda)	V_{NRef}	x.x	litro
Volumen congelado (cuando proceda)	V_{NFrz}	x.x	litro
Carga de refrigerante		x.xx	kg
Datos de contacto	Nombre y dirección del fabricante o de su representante autorizado.		

Figura 54. Información a declarar norma UNE-EN ISO 2204

A continuación, se expondrán los aspectos más relevantes para la ejecución de las campañas, así como las adaptaciones realizadas.

En la norma se definen las clases climáticas como se muestra en la siguiente tabla. Los ensayos realizados, en primera instancia, se corresponden con la clase climática 4.

Clase climática de la sala de ensayo	Temperatura de bulbo seco °C	Humedad relativa %	Punto de rocío °C	Masa de vapor de agua en aire seco g/kg
3	25	60	16,7	12,0
4	30	55	20,0	14,8
5	40	40	23,9	18,8

Tabla 16 Clases climáticas para ensayos

Durante la ejecución de los ensayos, la cámara climática debe mantener los valores de temperatura especificados con una tolerancia de ± 1 °C y los valores de humedad con una tolerancia de ± 5 unidades porcentuales.

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

Los valores de suministro eléctrico deben tener una tolerancia de $\pm 2\%$ para la tensión y $\pm 1\%$ para la frecuencia con relación a los valores nominales especificados en la placa de características del equipo a ensayar.

El gradiente de temperatura no debe exceder de $2\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$, y las mediciones realizadas entre los puntos situados a 150 mm por encima del suelo y 150 mm por debajo del techo no deben diferir más de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Este ensayo debe realizarse con una carga en su interior que simule las condiciones de trabajo reales, en la norma se especifican la composición, características y distribución de los paquetes M que han de componer dicha carga; sin embargo, se realizó una adaptación y dichos paquetes fueron sustituidos por recipientes cilíndricos con capacidad de 1 litro, y recipientes rectangulares de 500ml con los que se realizó un arreglo para obtener una carga de total de 156 litros, distribuidos de acuerdo con la norma. Esta distribución y los paquetes M, de los cuales se monitorizaron 12, se pueden observar en las siguientes figuras.



Figura 55. Distribución de carga armario de baja temperatura.

El ensayo a realizar está compuesto por 3 secciones:

- **Periodo de estabilización:** Tras instalar el equipo dentro de la cámara climática de acuerdo con las especificaciones del fabricante y las distancias establecidas en la norma, se procede a encender el equipo permitiendo enfriar los paquetes M hasta la temperatura de referencia. Para avanzar a la siguiente sección deben pasar 24h sin que la temperatura de los paquetes M varíe más de $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- **Periodo 1 (24h):** Iniciado entre dos ciclos de desescarche. Se mide temperatura y energía cada minuto, pero no se incluyen en el cálculo de energía del mueble.
- **Periodo 2 (24h):** Se mide temperatura y energía la cual se incluye en el cálculo del consumo de energía del mueble.

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

Tanto en el periodo 1 como en el periodo 2 se sigue el siguiente esquema de apertura de puertas:

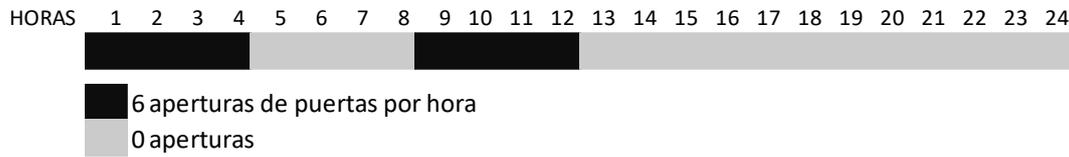


Figura 56. Periodos de ensayo Armario de baja temperatura.

La apertura de puertas debe tener una duración de 7 s (1.5 s para la apertura, 4 s en posición abierta, 1.5 s para el cierre), con este fin se implementó un brazo mecánico para realizar esta tarea de manera automática, sin embargo, debido a sus limitaciones el tiempo de apertura fue adaptado a 9s.



Figura 57. Brazo robótico para ensayos Armario de baja temperatura.

En la siguiente figura se resume el procedimiento para el desarrollo de esta campaña.

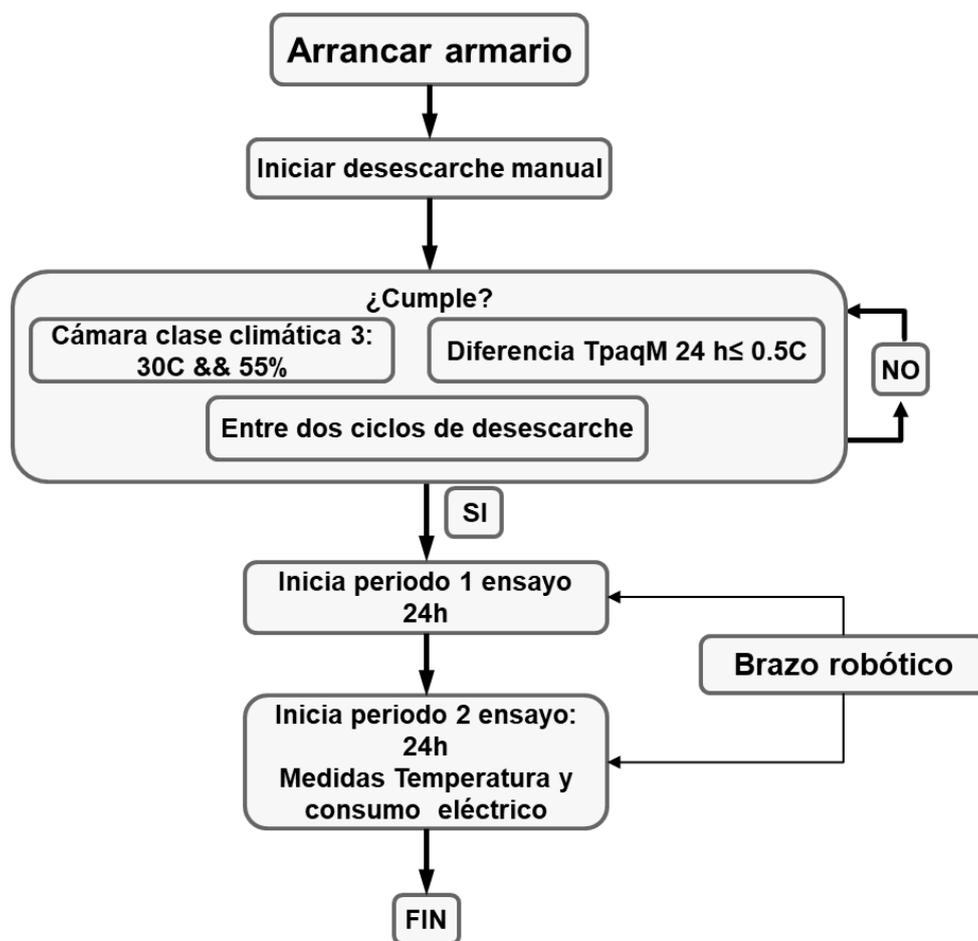


Figura 58. Procedimiento de ensayo Armario de baja temperatura.

Instrumentación

La norma aplicada establece las tolerancias que han de tener los sensores utilizados durante los ensayos, a continuación, se describen las que conciernen a estas campañas.

- Las mediciones de temperatura deben realizarse con una precisión de $\pm 0,8$ °C.
- La humedad relativa debe medirse con una precisión de ± 3 unidades.
- El consumo de energía eléctrica debe medirse con una precisión del 2%
- El intervalo de tiempo debe medirse con una precisión de al menos el 1%

En la siguiente tabla se resumen los instrumentos utilizados, así como su fiabilidad, la cual cumple con los requisitos antes mencionados.

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

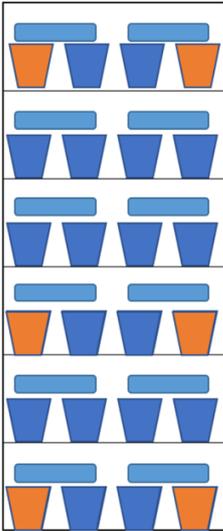
Instrumentación de Temperatura	
Sondas	Termopares tipo T
Precisión	Clase 1 - $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$
Norma	UNE-EN 16825
Paquetes M	 <p>Se corresponden con los paquetes de la carga total que deben ser monitorizados</p> <p>- Instrumentados en su centro geométrico</p> <p>- 4 paquetes M por estante</p> <p>En los estantes 1, 3 y 6</p>
Medición climática	Realizada a 500mm del equipo y a la mitad de su altura
Gradiente térmico exterior	A 500mm del equipo y a tres alturas diferentes
Gradiente térmico interior	En el eje central del equipo a 3 alturas diferentes
Instrumentación Humedad	
Sonda	VAISALA HMP140
Precisión	2% RH
Instrumentación Eléctrica	
Analizador	A2000 (GOSSEN METRAWATT)
Precisión	0.25% para I y V, 0.5% para W
Registro de mediciones	
Equipo	Agilent 34970A
Multiplexor	34901A (20 canales)

Tabla 17. Instrumentación Armario de baja temperatura.

Otras condiciones no indicadas por la norma

Debido a los requisitos del proyecto, se plantearon más ensayos con la finalidad de tener más datos para poder realizar una comparación en diversas condiciones de operación, estos se resumen en la siguiente figura.

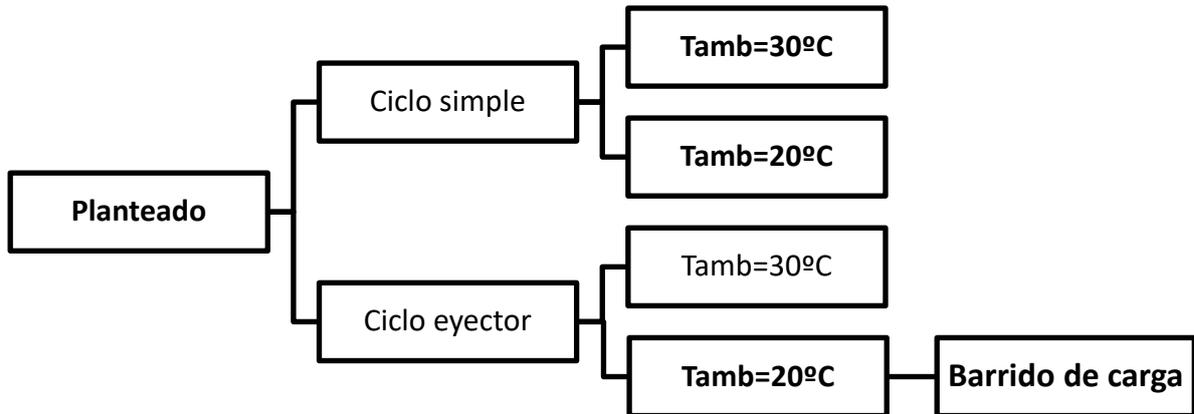


Figura 59 .Campañas de ensayos Armario de baja temperatura simple y eyector.

Como se explicará más adelante, en este equipo se realizó un barrido de carga con diferentes valores de refrigerante.

Para realizar este barrido, fue necesario en primera instancia retirar la carga previa y realizar vacío dentro del sistema frigorífico, para tener certeza de la cantidad de refrigerante introducida, este control se llevó a cabo pesando la botella que lo contenía y registrando el peso perdido hasta alcanzar el valor deseado.

7.2 Biobanco simple y Biobanco eyector

Para los ensayos realizados con este equipo, se utilizaron dos normas como referencia. La primera de ellas fue la UNE-EN IEC 60068-3-5:2018, la cual se utilizó para realizar la instrumentación dentro del equipo, la segunda fue la UNE-EN ISO 2204, Muebles y mostradores de almacenamiento refrigerado para uso profesional, la cual tiene como objetivo presentar los datos de consumo eléctrico y el desempeño de los equipos con referencia a la temperatura lograda. Además, se realizaron otras adaptaciones que se describirán en este apartado.

Los resultados a presentar en esta campaña de ensayos fueron definidos acorde con las necesidades del proyecto y la empresa Infrico.

Se distinguen dos tipos de ensayo:

1. Consumo eléctrico:

La cámara climática debe mantener una temperatura de 20°C y una humedad de 60%. A partir de que el equipo alcance el setpoint fijado en -86°C, se monitoriza y registra el consumo eléctrico durante 24 horas.

2. Tiempo: Este ensayo se compone a su vez de 2 pruebas distintas.

- a. Estabilización desde temperatura ambiente, en el cual con la cámara climática a 25°C con 65% de HR, se enciende el equipo y se registra el tiempo que tarda en alcanzar el setpoint fijado en -86°C.
- b. Recuperación tras apertura de puertas, el cual se realiza después del ensayo anterior, en las mismas condiciones ambientales y estando el equipo en su setpoint fijado, se procede a abrir todas las puertas durante un minuto, tras cerrarlas se registra el tiempo que tarda en alcanzar su setpoint nuevamente.

Durante la ejecución de los ensayos, la cámara climática debe mantener los valores de temperatura especificados con una tolerancia de ± 1 °C y los valores de humedad con una tolerancia de ± 5 unidades porcentuales.

Los valores de suministro eléctrico deben tener una tolerancia de $\pm 2\%$ para la tensión y $\pm 1\%$ para la frecuencia con relación a los valores nominales especificados en la placa de características del equipo a ensayar.

Este equipo se ensaya vacío, por lo que el registro de las temperaturas internas se realiza mediante un grupo de 9 termopares distribuidos de acuerdo a la norma mencionada al inicio de este apartado.

Instrumentación

La norma aplicada establece las tolerancias que han de tener los sensores utilizados durante los ensayos, a continuación, se describen las que conciernen a estas campañas.

- Las mediciones de temperatura deben realizarse con una precisión de $\pm 0,8$ °C.
- La humedad relativa debe medirse con una precisión de ± 3 unidades.
- El consumo de energía eléctrica debe medirse con una precisión del 2%
- El intervalo de tiempo debe medirse con una precisión de al menos el 1%

En la siguiente tabla se resumen los instrumentos utilizados, así como su fiabilidad, la cual cumple con los requisitos antes mencionados.

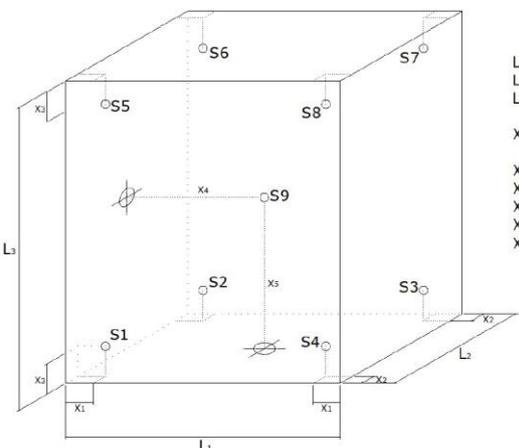
Instrumentación de Temperatura	
Sondas	9 termopares tipo T
Precisión	Clase 1 - $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$
Disposición	EN 60068
Esquema	 <p> $L_1 = 640$ mm $L_2 = 650$ mm $L_3 = 1.300$ mm $X = L/10$; $X_1 = 640/10 = 64$ mm $X_2 = 650/10 = 65$ mm $X_3 = 1.300/10 = 130$ mm $X_4 = L_1/2 = 320$ mm $X_5 = L_2/2 = 650$ mm </p>
Instrumentación Humedad	
Sonda	VAISALA HMP140
Precisión	2% RH
Instrumentación Eléctrica	
Analizador	A2000 (GOSSEN METRAWATT)
Precisión	0.25% para I y V 0.5% para W
Registro de mediciones	
Equipo	Agilent 34970A
Multiplexor	34901A (20 canales)

Tabla 18 . Instrumentación Biobanco

Otras condiciones no indicadas por la norma

Debido a la naturaleza del proyecto y a las necesidades de la empresa Infrico, se realizaron los ensayos de consumo y tiempo en más condiciones de las planteadas inicialmente. En el siguiente diagrama se muestran los ensayos realizados en esta campaña experimental.

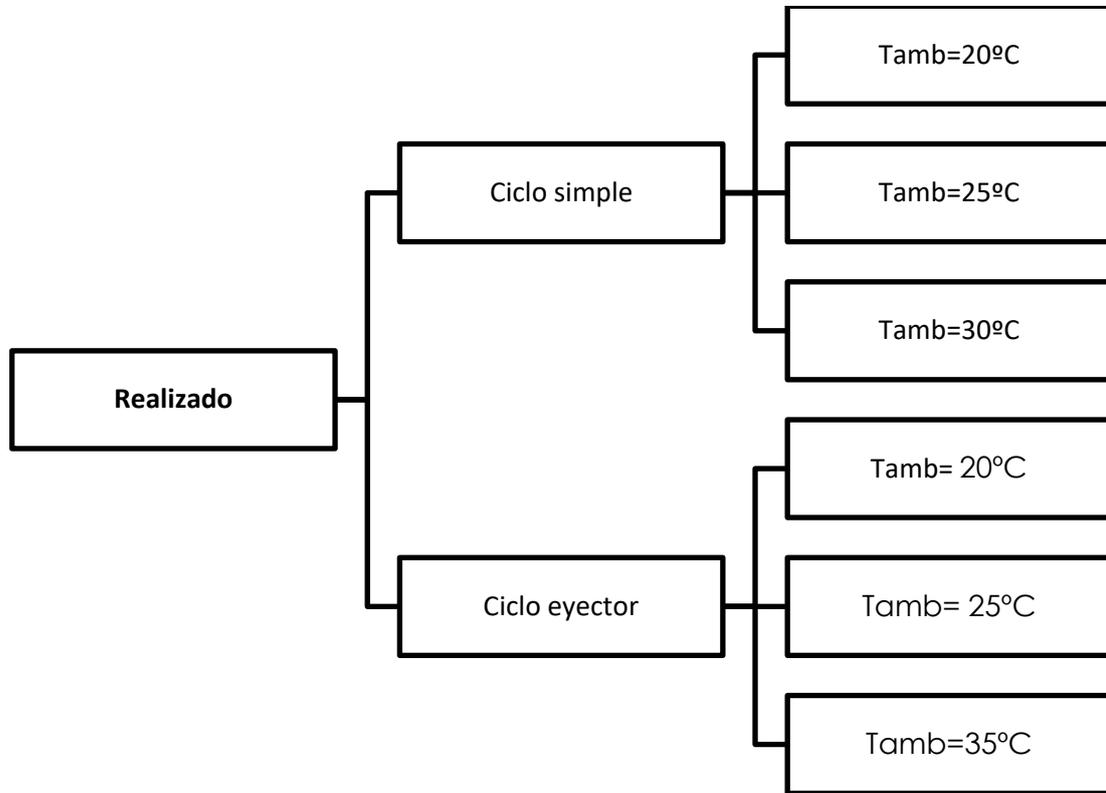


Figura 60. Campañas de ensayos Biobanco simple y eyector.

CAPÍTULO 8. RESULTADOS DE LAS CAMPAÑAS EXPERIMENTALES

8.1 Armario BT

Después de realizar la campaña de ensayos se realizó el análisis de las mediciones obtenidas. A continuación, se presentan los resultados obtenidos en las diferentes campañas.

8.1.1 Circuito simple

Condiciones climáticas: 30°C /55%RH

	PM más caliente	PM más frío
T máx [°C]	-12.88	-20.68
T mín [°C]	-13.96	-22.66
T media [°C]	-13.47	-21.85
T media todos PM [°C]	-17.66	

Tabla 19 . Temperatura paquetes M Armario BT simple 30°C /55% RH

Consumo	KWh/24h	9.58
Tiempo de funcionamiento	%	0.51
Voltaje	V	230.70
Intensidad Máxima	A	5.94
Intensidad Media	A	4.77
Potencia Activa Máxima	kW	1.89
Potencia Activa Media	kW	0.78

Tabla 20. Consumo eléctrico Armario BT simple 30°C /55% RH

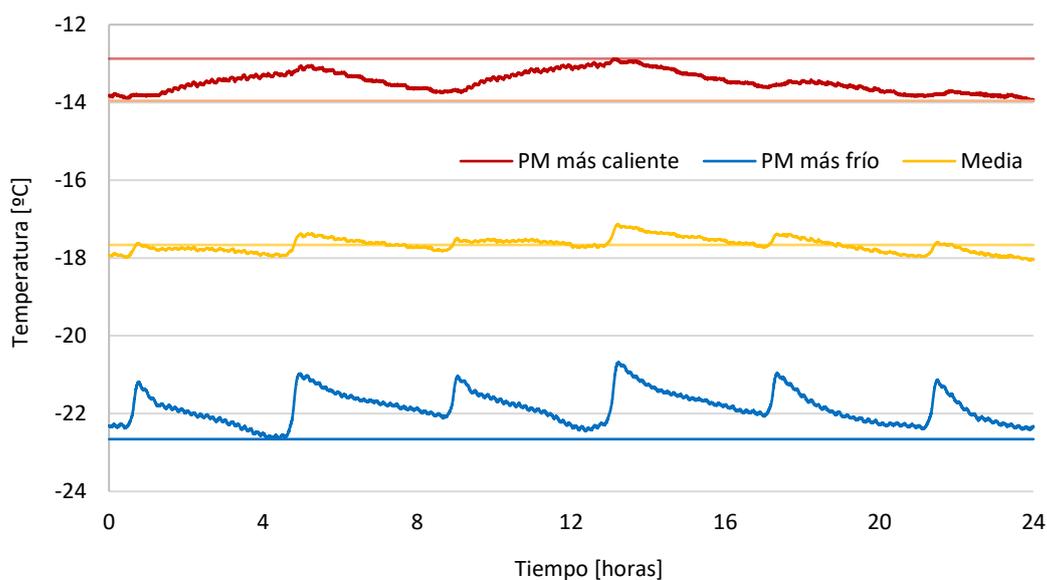


Figura 61 . Temperatura paquetes M vs tiempo Armario BT simple 30°C /55% RH

Condiciones climáticas: 20°C /55%RH

	PM más caliente	PM más frío
T máx [°C]	-14.89	-21.09
T mín [°C]	-15.44	-22.66
T media [°C]	-15.18	-21.93
T media todos PM [°C]	-18.58	

Tabla 21 . Temperatura paquetes M Armario BT simple 20°C /55%RH

Consumo	KWh/24h	6.24
Tiempo de funcionamiento	%	0.34
Voltaje	V	230.10
Intensidad Máxima	A	5.94
Intensidad Media	A	4.69
Potencia Activa Máxima	kW	1.88
Potencia Activa Media	kW	0.75

Tabla 22 . Consumo eléctrico Armario BT simple 20°C /55%RH

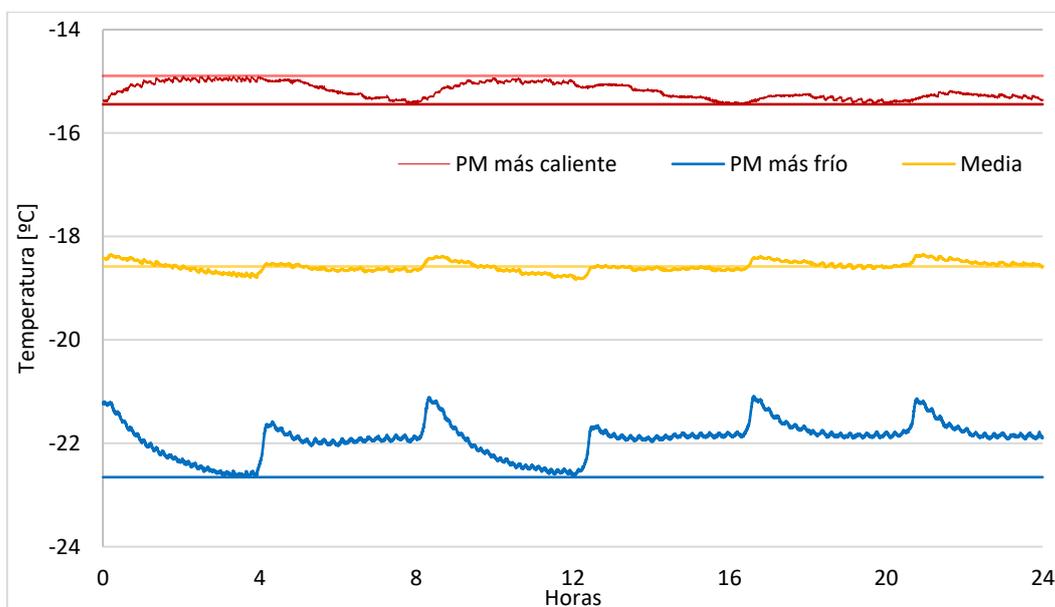


Figura 62 . Temperatura paquetes M vs tiempo Armario BT simple 20°C /55%RH

Se puede ver que al aumentar la temperatura ambiente se produce un ligero aumento de las temperaturas en el interior del equipo.

8.1.2 Circuito con eyector

El equipo con eyector se ensayó en primera instancia tal cual fue recibido en las instalaciones, después de realizar la instrumentalización se ensayó en las condiciones ambiente de 20°C /55%RH. Esto entrego los siguientes resultados:

	PM más caliente	PM más frío
T máx [°C]	-3.63	-10.07
T mín [°C]	-6.44	-14.02
T media [°C]	-5.22	-12.72
T media todos PM [°C]	-9.1	

Tabla 23 . Temperatura paquetes M Armario BT eyector 20°C /55% RH inicial

Consumo	KWh/24h	18.43
Tiempo de funcionamiento	%	0.98
Potencia Activa Máxima	kW	0.94
Potencia Activa Media	kW	0.77

Tabla 24 . Consumo eléctrico Armario BT eyector 20°C /55% RH inicial

La temperatura al interior del armario se encontró fuera de los valores esperados, por lo que, tras analizarlo tanto de manera interna como con la empresa, se procedió a realizar un barrido de carga de refrigerante, puesto que, como se ha mencionado, el IIE tiene experiencia con el manejo, carga y descarga de propano R290.

Se realizaron diferentes cargas de refrigerante, iniciando con el valor de diseño de 150g, aumentando dicha carga en valores de 20g y observando el comportamiento del equipo.

Los resultados se muestran a continuación.

Carga	150 g		170 g		190 g	
	PM más caliente	PM más frío	PM más caliente	PM más frío	PM más caliente	PM más frío
T máx [°C]	-4.05	-10.82	-5.34	-12.2	-6.80	-13.85
T mín [°C]	-6.53	-14.38	-8.19	-15.96	-9.09	-16.82
T media [°C]	-5.34	-13.05	-6.93	-14.61	-7.91	-15.69
T media PM [°C]	-9.3		-10.97		-12.04	

Tabla 25 . Pruebas con direntes cargas de refrigerante Armario BT eyector

La última carga realizada fue de 210g, sin embargo, en este punto el circuito empezó a presentarme un mal funcionamiento debido a la entrada de fluido bifásico al compresor.

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

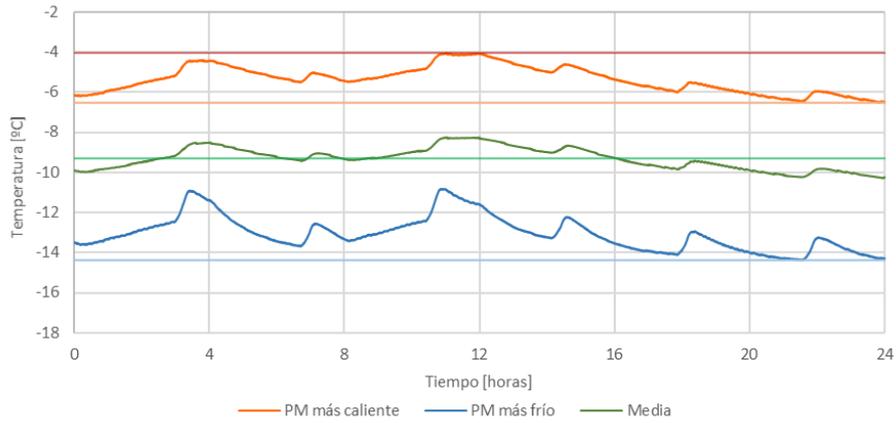


Figura 63 . Temperatura interior de Armario BT con 150g de refrigerante

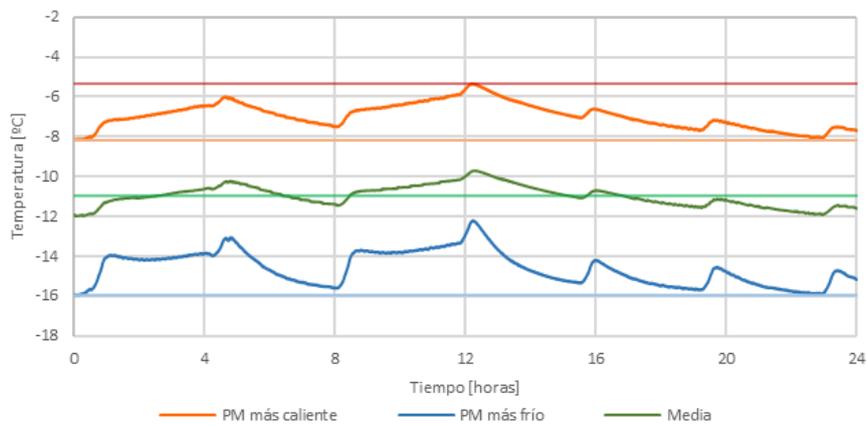


Figura 64 . Temperatura interior de Armario BT con 170g de refrigerante

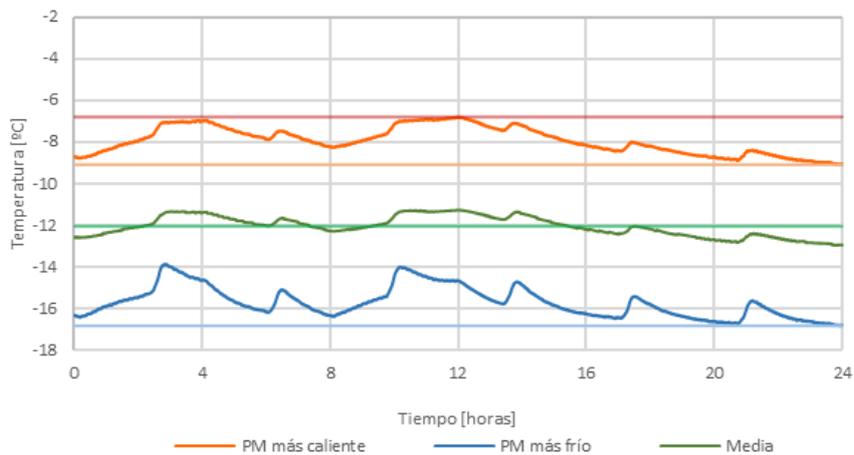


Figura 65 . Temperatura interior de Armario BT con 190g de refrigerante

Debido a la naturaleza del proyecto y en la búsqueda de obtener un resultado comparable, se decidió realizar los ensayos normativos con la mayor carga estable probada, siendo esta 190g.

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

Condiciones climáticas: 30°C /55%RH

	PM más caliente	PM más frío
T máx [°C]	-12.65	-19.28
T mín [°C]	-14.76	-22.02
T media [°C]	-13.95	-21.14
T media todos PM [°C]	-17.8	

Tabla 26 . Temperatura paquetes M Armario BT eyector 30°C /55% RH

Consumo	KWh/24h	13.60
Tiempo de funcionamiento	%	0.90
Voltaje	V	229.32
Intensidad Máxima	A	4.12
Intensidad Media	A	3.01
Potencia Activa Máxima	kW	1.44
Potencia Activa Media	kW	0.61

Tabla 27 . CONsumo eléctrico Armario BT eyector 30°C /55% RH

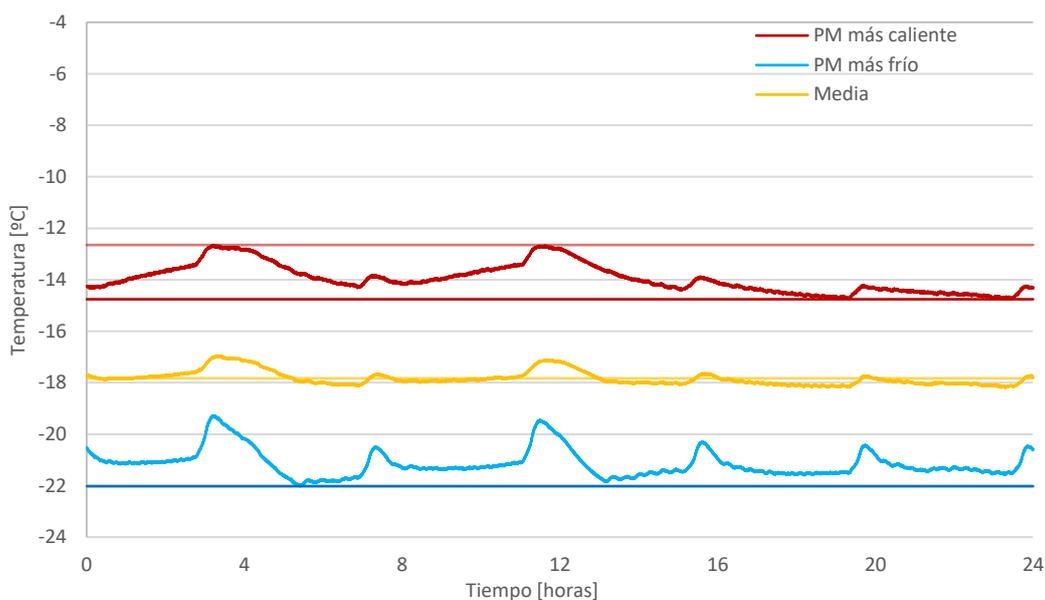


Figura 66 . Temperatura paquetes M vs tiempo, Armario BT eyector 30°C /55% RH

Condiciones climáticas: 20°C /55%RH

	PM más caliente	PM más frío
T máx [°C]	-6.80	-13.85
T mín [°C]	-9.09	-16.82
T media [°C]	-7.91	-15.69
T media todos PM [°C]	-12.04	

Tabla 28 . Temperatura paquetes M Armario BT eyector 20°C /55% RH

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

Consumo	KWh/24h	18.22
Tiempo de funcionamiento	%	1.0
Voltaje	V	229.94
Intensidad Máxima	A	5.94
Intensidad Media	A	3.69
Potencia Activa Máxima	kW	1.06
Potencia Activa Media	kW	0.77

Tabla 29 . Consumo eléctrico Armario BT eyector 20°C /55% RH

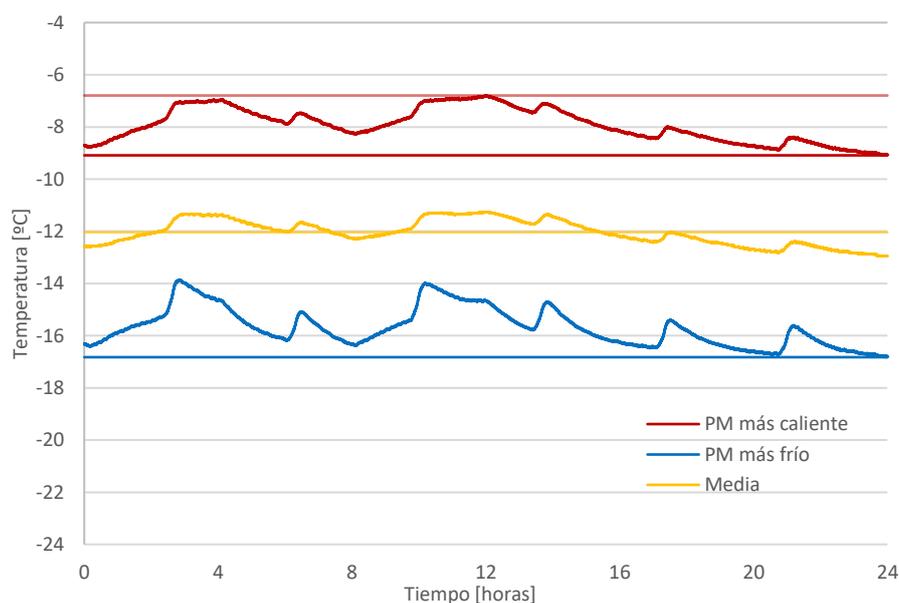


Figura 67 . Temperatura paquetes M vs tiempo, Armario BT eyector 20°C /55% RH

Con estos resultados se comprueba que el funcionamiento no se ha mejorado con la incorporación del eyector dado que el equipo consumió más energía con una menor capacidad (el equipo funciona durante más tiempo y no consigue enfriar igual que el equipo de referencia). Una posible explicación del empeoramiento es un funcionamiento del eyector por debajo de lo esperado.

La siguiente tabla muestra la comparación entre los equipos con y sin eyector a mismas condiciones ambientales.

		20°C /55%RH		
		Simple	Eyector	Variación
Consumo	KWh/24h	6.24	13.6	118%
Tiempo de funcionamiento	%	0.34	0.9	165%
Potencia Activa Media	kW	0.75	0.61	-19%
T media todos PM [°C]	°C	-18.58	-12.04	-35%

Tabla 30 . Comparación de resultados campañas experimentales Armario BT

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

Se puede observar que tanto el tiempo de funcionamiento como el consumo es mayor en el caso del prototipo con eyector. Por otro lado, la temperatura media de los paquetes M es mayor en el prototipo con eyector un 35%, mientras que la potencia activa media se ve reducida en un 19%.

8.2 Biobanco

8.2.1 Circuito simple

Condiciones climáticas: 25°C /60%RH

Consumo	KWh/24h	23.49
Tiempo de funcionamiento	%	91
Periodo de ciclado	min	100
Intensidad Máxima	A	7.74
Intensidad Media	A	6.45
Potencia Activa Máxima	kW	1.36
Potencia Activa Media	kW	0.98

Tabla 31 . Consumo eléctrico biobanco simple 25°C /60% RH

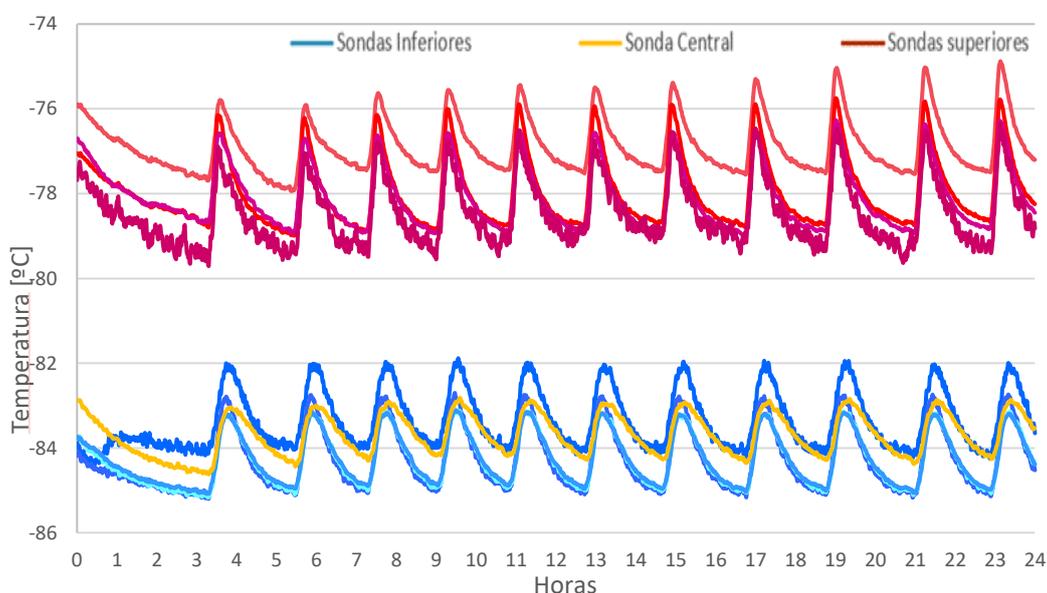


Figura 68 . Temperatura interior vs tiempo biobanco simple 25°C /60% RH

Las oscilaciones son producidas por el ciclado del compresor al llegar la temperatura interior a la de consigna.

Ensayo de tiempo

Ciclo de medición	Tiempo (min)
25 °C a -86°C	500

Tabla 32 . Resultados Ensayo de tiempo biobanco simple 25°C /60% RH

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

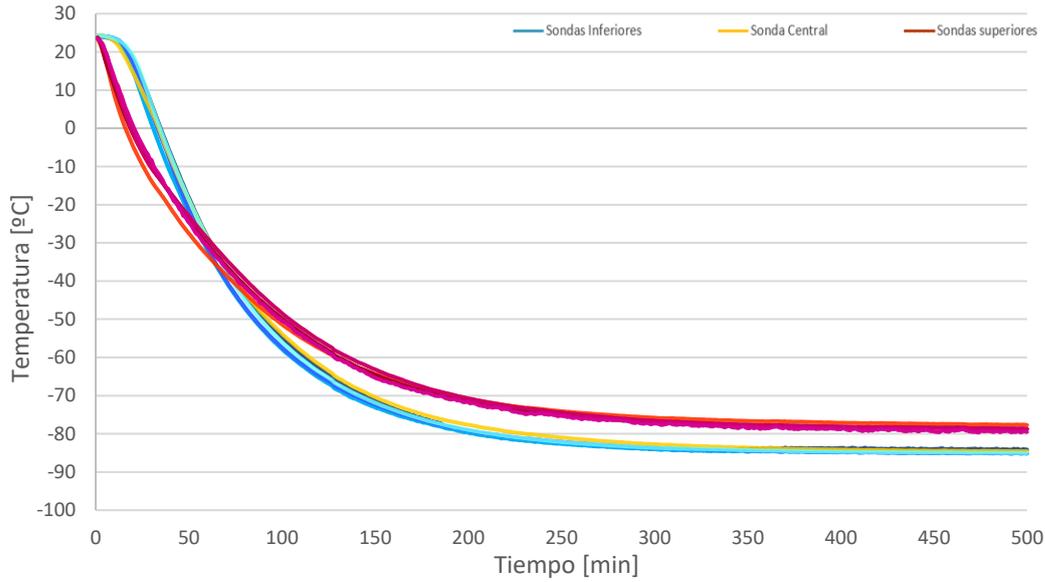


Figura 69 . Temperatura vs tiempo, ensayo de tiempo biobanco simple 25°C /65% RH

Condiciones climáticas: 20°C /60%RH

Consumo	KWh/24h	16.15
Tiempo de funcionamiento	%	63
Periodo de ciclado	min	28
Intensidad Máxima	A	7.9
Intensidad Media	A	4.4
Potencia Activa Máxima	kW	1.33
Potencia Activa Media	kW	0.673

Tabla 33 . Consumo eléctrico biobanco simple 20°C /60% RH

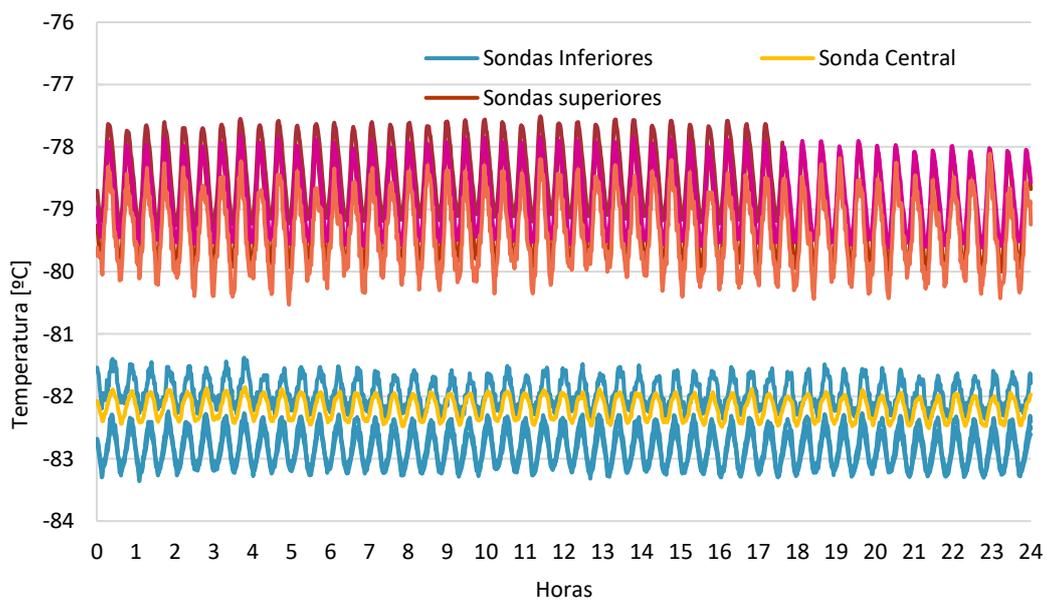


Figura 70 . Temperatura interior vs tiempo, biobanco simple 20°C /60% RH

Condiciones climáticas: 35°C /60%RH

Consumo	KWh/24h	29.09
Tiempo de funcionamiento	%	100
Periodo de ciclado	min	7.78
Intensidad Máxima	A	7.55
Intensidad Media	A	1.234
Potencia Activa Máxima	kW	1.211
Potencia Activa Media	kW	29.09

Tabla 34 . Consumo eléctrico biobanco simple 35°C /60% RH

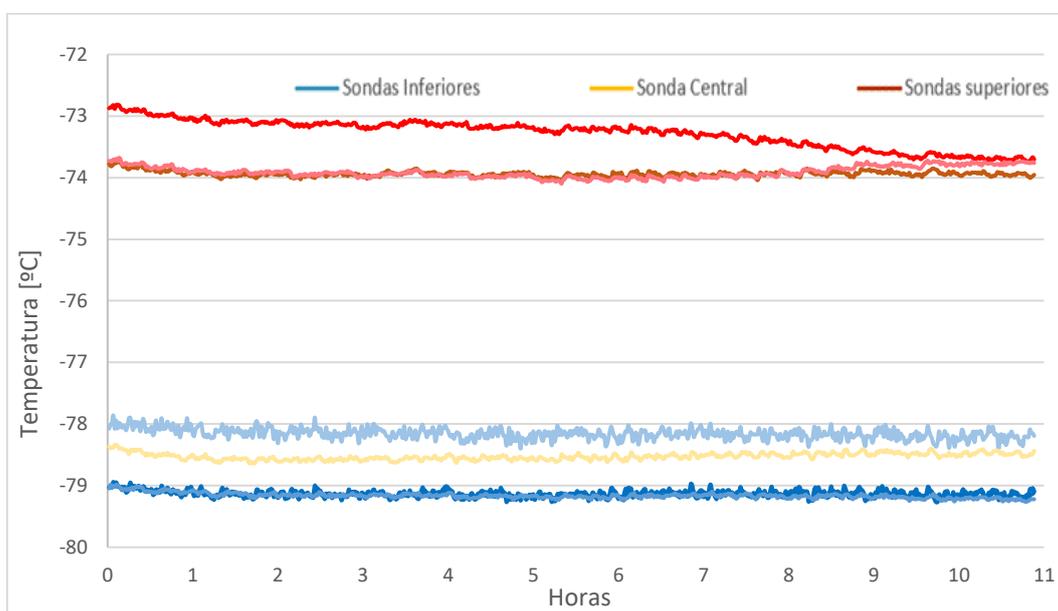


Figura 71 . Temperatura interior vs tiempo, biobanco simple 35°C /60% RH

En esta condición se puede apreciar que el compresor funciona sin ciclar, esto se debe a que, al ser la temperatura ambiente tan elevada, la capacidad del compresor es insuficiente para compensar las pérdidas al ambiente del equipo. Aún con un funcionamiento continuo el equipo no es capaz de alcanzar la temperatura de consigna.

8.2.2 Circuito con eyector

Al recibir el prototipo con eyector e iniciar su puesta en marcha para realizar los ensayos, se encontró un comportamiento anómalo, sin embargo, se decidió llevar a cabo la campaña experimental.

Condiciones climáticas: 20°C /60%RH

Temperatura de consigna -86°C		20°C /60%RH -24h-
Consumo	KWh/24h	28.64
Tiempo de funcionamiento	%	76.84
Periodo de ciclado	min	28
Intensidad Máxima	A	11.89
Intensidad Media	A	6.36
Potencia Activa Máxima	kW	1.76
Potencia Activa Media	kW	1.19

Tabla 35 . Consumo eléctrico biobanco eyector 20°C /60% RH

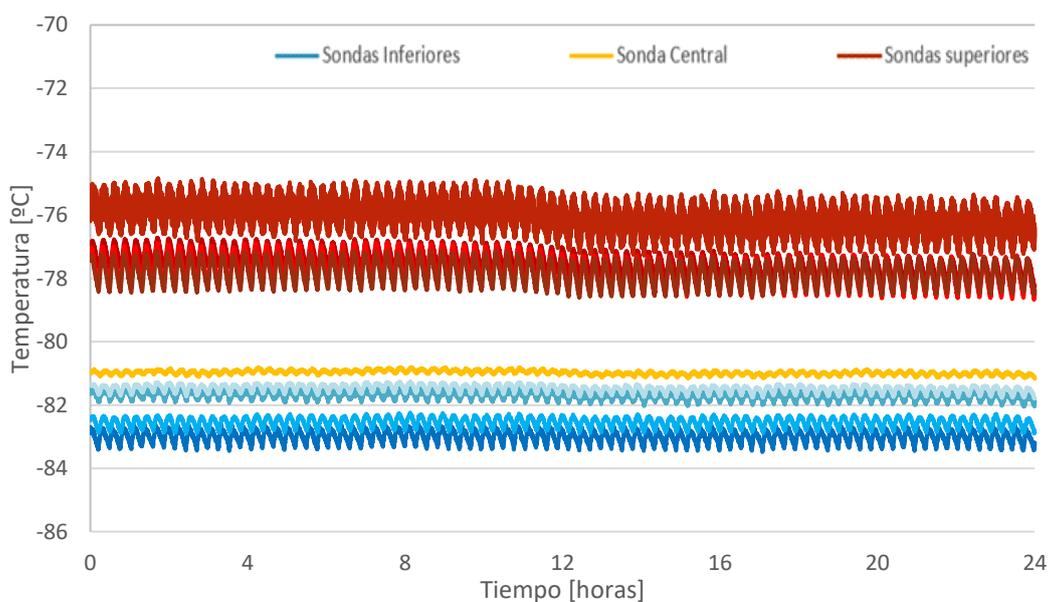


Figura 72 . Temperatura interior vs tiempo, biobanco eyector 20°C /60% RH

En la siguiente tabla se puede observar la comparación entre en equipo con y sin eyector.

		20°C /60%RH		
		Simple	Eyector	Variación
Consumo	KWh/24h	16.15	28.64	77.34%
Tiempo de funcionamiento	%	63	76.84	21.97%
Periodo de ciclado	min	28	28	0.00%
Potencia Activa Media	kW	0.673	1.19	76.82%

Tabla 36 . Comparación de resultados campañas experimentales Biobanco

Al comprar ambos circuitos, se puede observar que el consumo con eyector es de casi el doble y la capacidad inferior, indicando que el equipo no está funcionando como se esperaba. Esto resulta normal tomando en cuenta que uno de los dos circuitos presentaba un comportamiento anómalo y no producía capacidad frigorífica de acuerdo con lo observado en el ensayo.

8.2.3 Circuito con eyector (1 circuito)

Con el objetivo de poder realizar una comparación fehaciente entre los equipos con y sin eyector se decidió ensayar de forma paralela ambos equipos, pero solo permitiendo trabajar el circuito izquierdo en cada uno de ellos.

Estabilización desde Temperatura ambiente

En la siguiente gráfica se presenta la evolución de la temperatura desde temperatura ambiente hasta la temperatura de estabilización de los equipos con eyector y simple.

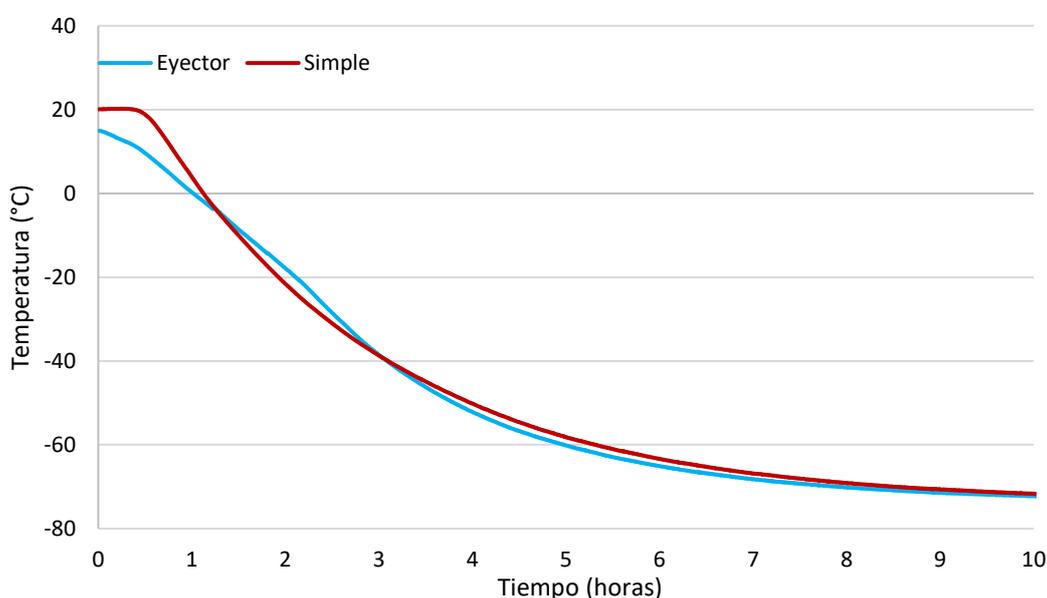


Figura 73. Tiempo de congelación biobancos, equipos con 1 circuito frigorífico

La comparación indica un tiempo de enfriamiento similar. Por otro lado, se puede observar que el ciclo con eyector exhibe dos etapas de funcionamiento. Hasta las dos primeras horas presenta una bajada de temperaturas uniforme y después de las 2 horas la pendiente parece aumentar. Este comportamiento puede ser explicado por la presencia del eyector el cual se diseñó para trabajar adecuadamente en una condición dada por lo que fuera de ella su eficiencia disminuye.

Consumo

Como era de esperarse, los equipos con un único ciclo frigorífico no son capaces de congelar a la temperatura de referencia de -86°C . Es por ello que para el estudio del consumo se programó un setpoint de temperatura interna de -80°C . A esta temperatura ambos equipos ciclan y se puede comparar su funcionamiento como si estuvieran trabajando en régimen permanente.

En la siguiente gráfica se puede ver la potencia absorbida y el tiempo de funcionamiento del compresor de ambos equipos.

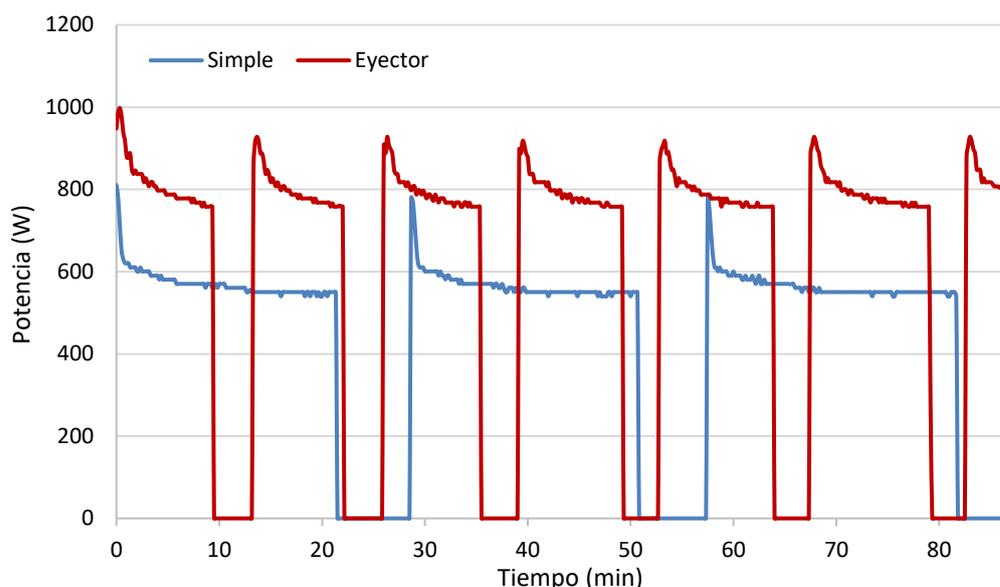


Figura 74 . Comparación de consumo de biobancos, equipos con 1 circuito frigorífico

El compresor del equipo con eyector absorbe una potencia significativamente mayor (un 30% superior aproximadamente). Por otro lado, cicla con mayor frecuencia, lo que podría indicar que llega más rápido a la temperatura de referencia (mayor potencia frigorífica). Sin embargo, el tiempo de desconexión también es más reducido, esto no tendría sentido puesto que debería depender únicamente del aislante del equipo. Por esto se puede concluir que las diferencias en el ciclado son motivadas por un controlador On/Off con diferentes parámetros y no por una mayor capacidad.

8.3 Comparación de resultados ensayos Armario BT y Biobanco

		Armario BT			Biobanco		
		Simple	Eyector	Variación	Simple	Eyector	Variación
Consumo	KWh/24h	6.24	13.6	118%	16.15	28.64	77.34%
Tiempo de funcionamiento	%	0.34	0.9	165%	63	76.84	21.97%
Potencia Activa Media	kW	0.75	0.61	-19%	0.673	1.19	76.82%

Tabla 37 . Comparación de resultados ensayos Armario BT y Biobanco

En esta tabla se puede notar que a excepción de la potencia media activa en el Armario BT, la implementación del eyector en los circuitos frigoríficos ha generado un aumento de consumo, de tiempo de funcionamiento y de acuerdo con lo observado en los ensayos, también una reducción en la potencia frigorífica.

CAPÍTULO 9. CONCLUSIONES

Este trabajo planteó la reducción de emisiones de CO₂ de los equipos seleccionados durante el desarrollo del proyecto eJercer, un Armario de Baja Temperatura y un Biobanco para ultracongelación. Para dicho fin se planteó, por un lado, el uso de refrigerantes naturales y por otro se buscó una mejora en la eficiencia de dichos equipos. En este aspecto se analizó la implementación de un eyector en los ciclos frigoríficos ya que, por un lado existen antecedentes de mejora en ciclos que utilizan CO₂ como refrigerante y, por otro, el modelo desarrollado entregó resultados que representaron mejoras en el desempeño de ambos equipos al introducir un eyector con eficiencia de 0.15, aumentando el COP 3.37% para el Armario BT y 7.61% para el Biobanco, asimismo se pudo observar que dicha mejora incrementa si la eficiencia del eyector incorporado también lo hace.

Con esta base se diseñaron y construyeron los prototipos con eyector incorporado para su caracterización mediante pruebas de laboratorio, sin embargo, los ensayos comparativos entre los equipos con eyector y sin él han mostraron un rendimiento muy inferior por parte del equipo con eyector.

Con estos resultados se puede observar la importancia que tiene el diseño y la manufactura del eyector, así como la integración que debe tener dentro del circuito. Con el desarrollo de este trabajo se abordó la primera etapa para la implementación de eyectores en equipos de refrigeración, en la que los resultados experimentales no se correspondieron con los resultados teóricos, sin embargo, se debe proceder con una segunda iteración para un rediseño del circuito, ya que tras instalar sensores de presión en los circuitos se corroboró que la presión de descarga del eyector se encontró en un valor inferior a la del flujo secundario, por lo que, lejos de aprovechar la energía de la expansión, el eyector estaría introduciendo pérdidas en el sistema.

En el marco del proyecto eJercer, esto es una posibilidad ya que las partes involucradas se encuentran en la búsqueda de una extensión del proyecto para aprovechar los resultados y experiencia adquirida con el fin de obtener mejores resultados.

También, en una segunda etapa, es importante prestar mayor atención en el proceso de manufactura del dispositivo, puesto que su óptimo desempeño se encuentra condicionado por su fabricación. No obstante, de acuerdo con la experiencia en la ejecución de este proyecto, resulta difícil encontrar un proveedor con experiencia en estos dispositivos, debido en gran parte a la dificultad que suponen los diseños solicitados, a diferencia de los eyectores comerciales que se utilizan en sistemas de mayor tamaño.

Asimismo, el trabajo desarrollado permite el estudio de nuevas composiciones en los refrigerantes utilizados, o bien, explorar otras opciones como las hidro-fluoro-olefinas (HFO), las cuales también se encuentran dentro de los refrigerantes alternativos.

Finalmente, con este trabajo se puede observar el potencial de mejora que existe en sistemas de refrigeración de baja y ultra baja temperatura mediante la implementación de eyectores al mismo tiempo que se hace uso de refrigerantes naturales con el fin de ayudar al cumplimiento de los planes para la reducción de emisiones de CO₂ y la preservación del medio ambiente.

PUBLICACIONES

Los modelos teóricos realizados permitieron evaluar nuevas configuraciones y mezclas de refrigerantes naturales, por lo que los resultados obtenidos se han puesto a consideración para su evaluación y presentación en el 15° Congreso Gustav Lorentzen sobre Fluidos de trabajo del Instituto Internacional de Refrigeración.

Asimismo, con esta base se continuará con el desarrollo de la investigación para el desarrollo y publicación de artículos de investigación.

REFERENCIAS

- Afonso, C. F. A. (2006). Recent advances in building air conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 26(16), 1961–1971. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2006.01.016>
- Banasiak, K., & Hafner, A. (2011). 1D Computational model of a two-phase R744 ejector for expansion work recovery. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(11), 2235–2247. <https://doi.org/10.1016/J.IJTHEMALSCI.2011.06.007>
- Butrymowicz, D., Karwacki, J., & Trela, M. (2005). *Investigation of two-phase ejector in application in compression refrigeration systems* [Book].
- Un planeta limpio para todos La visión estratégica europea a largo plazo de una economía próspera, moderna, competitiva y climáticamente neutra, Pub. L. No. COM(2018) 773 final, 29 (2018). <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:52018DC0773>
- El Pacto Verde Europeo, Pub. L. No. COM(2019) 640 final, 28 (2019). <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/?qid=1576150542719&uri=COM%3A2019%3A640%3AFIN>
- COMISIÓN EUROPEA. (2019). *Estrategias y objetivos climáticos, Comisión Europea, Energía Cambio Climático y Medio ambiente*. https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies_es
- Deng, J. qiang, Jiang, P. xue, Lu, T., & Lu, W. (2007). Particular characteristics of transcritical CO2 refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering*, 27(2–3), 381–388. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2006.07.016>
- Departamento de Planificación y Estudios IDAE. (2021). *INFORME SINTÉTICO DE INDICADORES DE EFICIENCIA ENERGÉTICA EN ESPAÑA. AÑO 2019*. https://www.idae.es/sites/default/files/estudios_informes_y_estadisticas/Ficha_sintesis_EE_2019_280721.pdf
- Domansk, P. A. (1995). *Theoretical Evaluation of the Vapor Compression Cycle With a Liquid-Line/ Suction-Line Heat Exchanger, Economizer, and Ejector*. https://tsapps.nist.gov/publication/get_pdf.cfm?pub_id=910533
- Elbel, S., & Hrnjak, P. (2008). Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration*, 31(3), 411–422. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2007.07.013>
- Elbel, S., & Lawrence, N. (2016). Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration*, 62, 1–18. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2015.10.031>
- European Commission. (n.d.). *Heating and cooling*. Retrieved July 30, 2021, from https://ec.europa.eu/energy/topics/energy-efficiency/heating-and-cooling_en?redir=1
- European Commission. (2015). *EU legislation to control F-gases*. European Commission. https://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation_en
- European Environment Agency. (2021). *Greenhouse gas emission intensity of electricity generation*. https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/daviz/co2-emission-intensity-8#tab-googlechartid_googlechartid_googlechartid_googlechartid_chart_11111
- Gao, Y., He, G., Cai, D., & Fan, M. (2020). Performance evaluation of a modified R290 dual-evaporator refrigeration cycle using two-phase ejector as expansion device. *Energy*, 212, 118614. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118614>
- He, S., Li, Y., & Wang, R. Z. (2009). Progress of mathematical modeling on ejectors. *Renewable*

- and Sustainable Energy Reviews*, 13(8), 1760–1780.
<https://doi.org/10.1016/J.RSER.2008.09.032>
- Heiser, W. (2010). Ejector thrust augmentation. *Journal of Propulsion and Power* 26, no. 6, 1325–1330. <https://arc.aiaa.org/doi/10.2514/1.50144>
- INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. (2021). *Global Energy Global Energy*.
<https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2021>
- International Institute of Refrigeration. (n.d.). *The impact of the refrigeration sector on climate change*, International Institute of Refrigeration (p. 17). 35th Informatory Note on Refrigeration Technologies.
http://www.iifir.org/userfiles/file/publications/notes/NoteTech_35_EN_uz7bwths.pdf
- IPCC. (2019a). *Mitigation Pathways Compatible with 1.5°C in the Context of Sustainable Development*.
https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/sites/2/2019/05/SR15_Chapter2_Low_Res.pdf
- IPCC. (2019b). *Informe especial del IPCC sobre los impactos del calentamiento global de 1,5 °C con respecto a los niveles preindustriales y las trayectorias correspondientes que deberían seguir las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero, en el contexto del re*.
<https://doi.org/978-92-9169-351-1>
- J. Köhler, C. Richter, W. Tegethoff, C. T. (2007). *Experimental and theoretical study of a CO2 ejector refrigeration cycle*. 15.
- Kairouani, L., Elakhdar, M., Nehdi, E., & Bouaziz, N. (2009). Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1173–1185. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2009.03.009>
- Kornhauser, A. A. (1990). *The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander*. 19.
<https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?referer=&httpsredir=1&article=1081&context=iracc>
- Kranakis, E. F. (1982). The French Connection: Giffard's Injector and the Nature of Heat. *Technology and Culture*, Vol. 23(1), 3–38.
<https://doi.org/https://doi.org/10.2307/3104441>
- Lawrence, N., & Elbel, S. (2015). Science and Technology for the Built Environment Analysis of two-phase ejector performance metrics and comparison of R134a and CO 2 ejector performance Analysis of two-phase ejector performance metrics and comparison of R134a and CO 2 ejector performance. *Science and Technology for the Built Environment*, 21, 515–525. <https://doi.org/10.1080/23744731.2015.1030327>
- Lin, C., Xu, C., Yue, B., Jiang, C., Omori, H., & Deng, J. (2019). Experimental study on the separator in ejector-expansion refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 100, 307–314. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2019.02.015>
- LIU, F. (2014). Review on Ejector Efficiencies in Various Ejector System. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 11.
<https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2532&context=iracc>
- Liu, X., Fu, R., Wang, Z., Lin, L., Sun, Z., & Li, X. (2019). Thermodynamic analysis of transcritical CO2 refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and ejector. *Energy Conversion and Management*, 188, 354–365.
<https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2019.02.088>
- Liu, Y., Fu, H., & Yu, J. (2018). Performance study of an enhanced ejector refrigeration cycle with flash tank economizer for low-grade heat utilization. *Applied Thermal Engineering*, 140,

- 43–50. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2018.05.038>
- Liu, Y., & Yu, J. (2018). Performance analysis of an advanced ejector-expansion autocascade refrigeration cycle. *Energy*, *165*, 859–867. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2018.10.016>
- Liu, Y., Yu, J., & Yan, G. (2018). Theoretical analysis of a double ejector-expansion autocascade refrigeration cycle using hydrocarbon mixture R290/R170. *International Journal of Refrigeration*, *94*, 33–39. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2018.07.025>
- Lucas, C., Koehler, J., Schroeder, A., & Tischendorf, C. (2013). Experimentally validated CO₂ ejector operation characteristic used in a numerical investigation of ejector cycle. *International Journal of Refrigeration*, *36*(3), 881–891. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2012.10.035>
- Manjili, F. E., & Yavari, M. A. (2012). Performance of a new two-stage multi-intercooling transcritical CO₂ ejector refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, *40*, 202–209. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2012.02.014>
- Megdouli, K., Tashtoush, B. M., Nahdi, E., Elakhdar, M., Mhimid, A., & Kairouani, L. (2017). Performance analysis of a combined vapor compression cycle and ejector cycle for refrigeration cogeneration. *International Journal of Refrigeration*, *74*, 517–527. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2016.12.003>
- MINISTERIO, ECOLÓGICA, P. L. T., & DEMOGRÁFICO, Y. E. R. (2021). *El nuevo etiquetado energético de electrodomésticos entra en vigor el 1 de marzo* (p. 3). MINISTERIO PARA LA TRANSICIÓN ECOLÓGICA Y EL RETO DEMOGRÁFICO. https://www.miteco.gob.es/es/prensa/210226nuevoetiquetadoenergetico_tcm30-523439.pdf
- PLAN NACIONAL INTEGRADO DE ENERGÍA Y CLIMA 2021-2030, (2020). <https://www.miteco.gob.es/es/prensa/pniec.aspx>
- Mota-Babiloni, A., Mastani Joybari, M., Navarro-Esbrí, J., Mateu-Royo, C., Barragán-Cervera, Á., Amat-Albuixech, M., & Molés, F. (2020). Ultralow-temperature refrigeration systems: Configurations and refrigerants to reduce the environmental impact. *International Journal of Refrigeration*, *111*, 147–158. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2019.11.016>
- N., G. (1931). *Refrigerating system*. (Patent No. Patent 1,836,318).
- NAKAGAWA, M., TAKEUCHI, H., & NAKAJIMA, M. (1998). Performance of Two Phase Ejector in Refrigeration Cycle. *TRANSACTIONS OF THE JAPAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS Series B*, *64*(625), 3060–3067. <https://doi.org/10.1299/kikaib.64.3060>
- Nemati, A., Mohseni, R., & Yari, M. (2018). A comprehensive comparison between CO₂ and Ethane as a refrigerant in a two-stage ejector-expansion transcritical refrigeration cycle integrated with an organic Rankine cycle (ORC). *The Journal of Supercritical Fluids*, *133*, 494–502. <https://doi.org/10.1016/J.SUPFLU.2017.11.024>
- Nicholas Hugh, Margaret Mathison, A. B. (2013). Modeling and Testing of an R-23/R-134a Mixed Refrigerant System for Low Temperature Refrigeration. *ASHRAE Annual Conference*, *9*. https://epublications.marquette.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1037&context=mechengin_fac
- Oh, J. S., Binns, M., Park, S., & Kim, J. K. (2016). Improving the energy efficiency of industrial refrigeration systems. *Energy*, *112*, 826–835. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2016.06.119>
- ACUERDO DE PARÍS, 27 (2015).
- REGLAMENTO (UE) No 517/2014 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO, Pub. L. No.

- 517/2014, 36 (2014). <https://www.boe.es/doue/2014/150/L00195-00230.pdf>
- Pilatte, A. (2005). *Refrigeration Fundamentals*. International Institute of Refrigeration.
- Ramón Fernández Durán, L. G. R. (2018). *En la espiral de la energía*. (Libros en Acción (Ed.); Segunda ed). Ecologistas en Acción. https://www.ecologistasenaccion.org/wp-content/uploads/adjuntos-spip/pdf/en-la-espiral-de-la-energia_vol-1.pdf
- REAL Alternatives 4 LIFE. (2018). *Introducción a los Refrigerantes Alternativos* (p. 34). real alternatives europe. <https://www.realalternatives.eu/app/images/2018-Spanish-Modulo-1-introduction1.pdf>
- Sarkar, J. (2010). Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants. *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH Int. J. Energy Res*, 34, 84–94. <https://doi.org/10.1002/er.1558>
- Sciencedirect. (2021). [https://www.sciencedirect.com/search?q=ejector work recovery&pub=International Journal of Refrigeration&cid=271448](https://www.sciencedirect.com/search?q=ejector+work+recovery&pub=International+Journal+of+Refrigeration&cid=271448)
- Sokolov, M., & Hershgal, D. (1990a). Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 2. Design procedures. *International Journal of Refrigeration*, 13(6), 357–363.
- Sokolov, M., & Hershgal, D. (1990b). Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization. *International Journal of Refrigeration*, 13(6), 351–356. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(90\)90023-P](https://doi.org/10.1016/0140-7007(90)90023-P)
- Sumeru, K., Nasution, H., & Ani, F. N. (2012). A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(7), 4927–4937. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2012.04.058>
- Wang, H., Cai, W., Wang, Y., Yan, J., & Wang, L. (2016). Experimental study of the behavior of a hybrid ejector-based air-conditioning system with R134a. *Energy Conversion and Management*, 112, 31–40. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2016.01.010>
- Yu, J., Chen, H., Ren, Y., & Li, Y. (2006). A new ejector refrigeration system with an additional jet pump. *Applied Thermal Engineering*, 26(2–3), 312–319. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2005.04.018>
- Yu, J., Zhao, H., & Li, Y. (2008). Application of an ejector in autocascade refrigeration cycle for the performance improvement. *International Journal of Refrigeration*, 31(2), 279–286. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2007.05.008>
- Zhang, Z., Feng, X., Tian, D., Yang, J., & Chang, L. (2020). Progress in ejector-expansion vapor compression refrigeration and heat pump systems. In *Energy Conversion and Management* (Vol. 207, p. 112529). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112529>
- Zhu, Y., & Jiang, P. (2012). Hybrid vapor compression refrigeration system with an integrated ejector cooling cycle. *International Journal of Refrigeration*, 35(1), 68–78. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2011.09.003>



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

PRESUPUESTO

ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO DE EYECTORES EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

GUTIÉRREZ CRUZ, MARIO ALBERTO

Curso Académico: 2020-21

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

PRE-1 INTRODUCCIÓN.....	2
PRE-2 COSTO DE PERSONAL.....	3
2.1 Personal directo	3
2.2 Personal indirecto	3
2.3 Costo total del personal	4
PRE-2 COSTO DE PROGRAMAS COMPUTACIONALES.....	4
PRE-3 PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN	5
PRE-4 PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA.....	5
PRE-5 PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN	5

LISTA DE TABLAS DEL PRESUPUESTO

Tabla 1. Costos personal directo.....	3
Tabla 2 . Costos personal indirecto	4
Tabla 3. Costos de programas computacionales.....	4
Tabla 4 . Presupuesto de ejecución.....	5
Tabla 5 . Presupuesto de ejecución por contrata	5
Tabla 6 . Presupuesto base de licitación	5

PRE-1 INTRODUCCIÓN

El siguiente documento detalla los costos que ha implicado la realización de este trabajo. Estos costos reflejan el costo del personal, el equipo utilizado y los programas computacionales asociados al desarrollo del mismo.

PRE-2 COSTO DE PERSONAL

2.1 Personal directo

EL personal directo implicado en la ejecución de este proyecto está compuesto de un ingeniero, encargado de realizar este trabajo. La siguiente tabla muestra el cálculo de los costos desglosados asociados de manera directa a este trabajo.

Item	Ud	Descripción	Cantidad (h)	Precio (€/h)	Importe (€)
1	h	Diseño y programación de modelo teórico	200	19.08	3,816.00
2	h	Pruebas y ensayos teóricos	200	19.08	3,816.00
3	h	Ejecución de ensayos experimentales	300	19.08	5,724.00
4	h	Análisis de resultados	150	19.08	2,862.00
5	h	Reportes y presentaciones	50	19.08	954.00
Total (€)					17,172

Tabla 1. Costos personal directo

Realizar este TFM requirió de un total de 900 horas de trabajo, por lo que el costo de ejecución por personal directo asciende a **17,172.00 €**.

2.2 Personal indirecto

El personal que ha intervenido en la ejecución de este proyecto de manera indirecta está compuesto por 3 profesionistas. Un profesor experto en el tema, quien tuvo la responsabilidad de supervisar y dar seguimiento al trabajo tanto a nivel administrativo como práctico y teórico; de la misma manera colaboraron 2 técnicos quienes han asistido al trabajador durante el desarrollo del proyecto. El primer técnico asistió con el modelado, así como con la preparación y ejecución de los ensayos en el laboratorio. El segundo técnico apoyó y asistió con los requerimientos del laboratorio cuya ejecución requirió habilidades y conocimientos específicos.

Se asume que los técnicos perciben una retribución 15% mayor lo cual equivale a 21.94€/h, mientras que el profesor titular de la universidad representó un costo de 37.70€/h.

La siguiente tabla muestra los costos desglosados.

Item	Ud	Descripción	Cantidad (h)	Precio (€/h)	Importe (€)
1	h	Asistencia para el desarrollo el modelo	45	21.94	987.30
2	h	Preparación y supervisión de ensayos	45	21.94	987.30
3	h	Análisis de resultados	20	21.94	438.80
4	h	Seguimiento al trabajo	15	37.70	565.50
5	h	Ejecución de trabajos específicos del laboratorio	50	21.94	1,097.00
Total (€)					5,519.00

Tabla 2 . Costos personal indirecto

2.3 Costo total del personal

Este costo se obtiene sumando los costos directos e indirectos.

$$17,172.00 + 5,519.00 = 22691€$$

PRE-2 COSTO DE PROGRAMAS COMPUTACIONALES

Los programas utilizados, así como su costo asociado se describen en la siguiente tabla.

Programa	Precio de licencia anual
Microsoft Office Hogar y Empresas	407.00
EES- Professional Version	1,200.00
Inst Refprop	325.00
Total (€)	1,932.00

Tabla 3. Costos de programas computacionales

PRE-3 PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN

El presupuesto por la ejecución del trabajo asciende a **veinticuatro mil seiscientos veintitrés euros**.

Costo de personal	22,691.00
Costo de programas	1,932.00
Total (€)	24,623.00

Tabla 4 . Presupuesto de ejecución

PRE-4 PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA

El presupuesto de ejecución por contrata consiste en el presupuesto de ejecución presentado anteriormente más el valor de los costos indirectos y otros costos asociados. De manera general los indirectos se asumen como el 25% del total de los costos directos del proyecto.

La siguiente tabla muestra el desglose de dichos costos.

Costo de ejecución	24,623.00
Material fungible	3,500.00
Material inventariable	4,000.00
Viajes y dietas	1,000.00
Total, de costos directos	8,500.00
Costos indirectos (25%)	2,125.00
Total (€)	43,748.00

Tabla 5 . Presupuesto de ejecución por contrata

PRE-5 PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN

Para este costo es necesario agregar el impuesto al valor añadido equivalente al 21%, lo cual entrega un presupuesto igual a **cincuenta y cuatro mil seiscientos ochenta y cinco euros**.

Presupuesto de ejecución por contrata	43,748.00
I.V.A.	10,937.00
Total	54,685.00

Tabla 6 . Presupuesto base de licitación



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

Reporte de ensayos

ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO DE EYECTORES EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

GUTIÉRREZ CRUZ, MARIO ALBERTO

Curso Académico: 2020-21

Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración

A continuación se presenta un ejemplo de los reportes generados en el laboratorio durante las campañas de ensayos.

INFORME DE ENSAYO

EQUIPO ENSAYADO

Equipo	Armario de ultra baja temperatura
Modelo	ULF50086
Nº de serie	3000249687
Fecha	2 de marzo de 2021
Lugar	IIE (UPV)
Técnico	Mario Gutiérrez



CONTENIDO

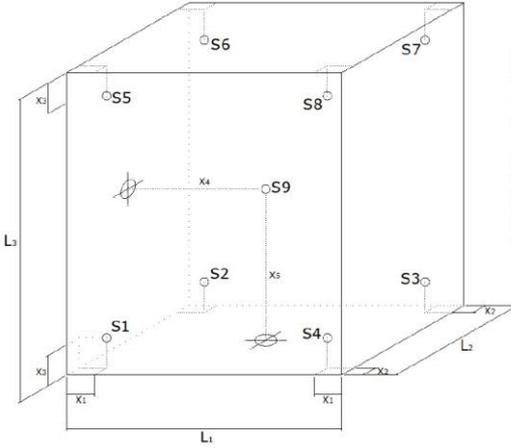
Equipo Ensayado	1
1 Características del Equipo a Ensayar.....	2
2 Instrumentación.....	3
3 Ensayos.....	4
3.1 Ensayos de Consumo	4
3.1.1. Ensayo 20°C y 60% de humedad.....	4
3.1.1. Ensayo 25°C y 60% de humedad.....	6
3.1.2. Ensayo 35°C y 60% de humedad.....	7
3.2 Ensayos de Tiempo	8
3.2.1. Estabilización desde T ambiente.....	8
3.2.2. Recuperación tras apertura de puertas	8
3.2.3. Gradiente de temperatura	7
3.2.4. Tiempo de subida y bajada de temperatura	9
4 Resumen.....	10

1 CARACTERÍSTICAS DEL EQUIPO A ENSAYAR

Especificaciones generales	
Equipo	Armario de ultra baja temperatura
Modelo	ULF50086
Nº de serie	3000249687
Rango de Temperatura [°C]	-40 / -86
Volumen [L]	500
Medidas Exteriores	996 x 975 x 1997
Medidas Interiores	640 x 619 x 1300
Espesor de aislamiento [mm]	120 + paneles VIP
Terminación exterior/ interior	Acero Galvanizado plastificado blanco / Acero Inoxidable
Especificaciones técnicas	
Compresor	2 Unidades: EMBRACO NT2210U
Sistema de Frío	Frío estático – Sistema de doble circuito frigorífico
Refrigerante	R600a / R1150
Potencia Eléctrica [W]	1172 (Indicado en equipo)
Tensión[V] / Frecuencia [Hz]	230 / 50
Dispositivo Expansión	Capilar
Controlador	EVCO Digital Plus

								MADE IN SPAIN	
		3000249687				MFG DATE 25/11/2019		FECHA FAB.	
CTRA. DE AGUILAR A A -318 POR MORILES KM 15.5 – A-3		ULF50086							
ALIMENTACIÓN POWER SUPPLY	230 V	1	50 Hz	INTENSIDAD TOTAL AMPS		6.9 A			
POTENCIA POWER		1172 W		REFRIGERANTE REFRIGERANT	R600a/R1150	R600a/R1150			
RES. ANTIVAHO ANTI-SWEAT HEATER		W		CARGA REFRIG. REFRIG. MASS	150/50 gr	150/50 gr			
BANDEJA EVAPOR EVAPORATION TRAY		W		ESPUMANTE BLOWING AGENT		HFO			
OTRAS RESIST. OTHER HEATERS		W		PODER CONGELACIÓN		KG/24H			
ILUMINACIÓN LIGHTING		W		VOLUMEN ÚTIL NET CAPACITY		500 L			
CONSUMO ENERG ENERGY CONSUM		16,12 KWH/24H		CLASE CLIMATICA CLIMATIC CLASS		4			

2 INSTRUMENTACIÓN

Instrumentación de Temperatura	
Sondas	9 Termopares tipo T
Precisión	Clase 1 - $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$
Disposición	EN 60068
Esquema	 <p> $L_1 = 640 \text{ mm}$ $L_2 = 650 \text{ mm}$ $L_3 = 1.300 \text{ mm}$ $X = L/10;$ $X_1 = 640/10 = 64 \text{ mm}$ $X_2 = 650/10 = 65 \text{ mm}$ $X_3 = 1.300/10 = 130 \text{ mm}$ $X_4 = L_1/2 = 320 \text{ mm}$ $X_5 = L_2/2 = 650 \text{ mm}$ </p>
Instrumentación Humedad	
Sonda	VAISALA HMP140
Precisión	2% RH
Instrumentación Eléctrica	
Analizador	A2000 (GOSSEN METRAWATT)
Precisión	0.25% para I y V 0.5% para W
Registro de mediciones	
Equipo	Agilent 34970A
Multiplexor	34901A (20 canales)

3 ENSAYOS

Los siguientes ensayos se han realizado en una cámara climática de 13.5m² capaz de controlar temperatura y humedad.

El equipo se ha ensayado vacío con la instrumentación declarada en el apartado 2.

3.1 ENSAYOS DE CONSUMO

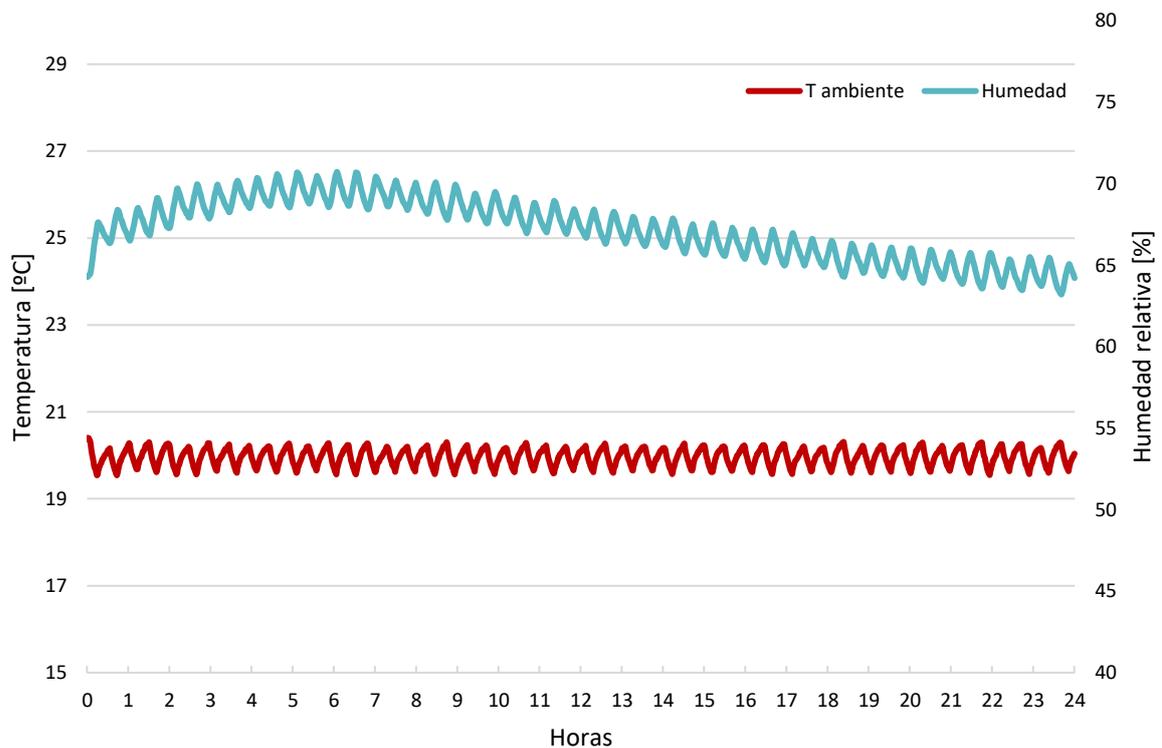
En estos ensayos se analiza el consumo del equipo en régimen permanente

3.1.1. Ensayo 20°C y 60% de humedad.

Se han analizado 24 horas con el equipo a -86°C y la cámara climática a 20°C y 60% de humedad.

- Condiciones Cámara Climática

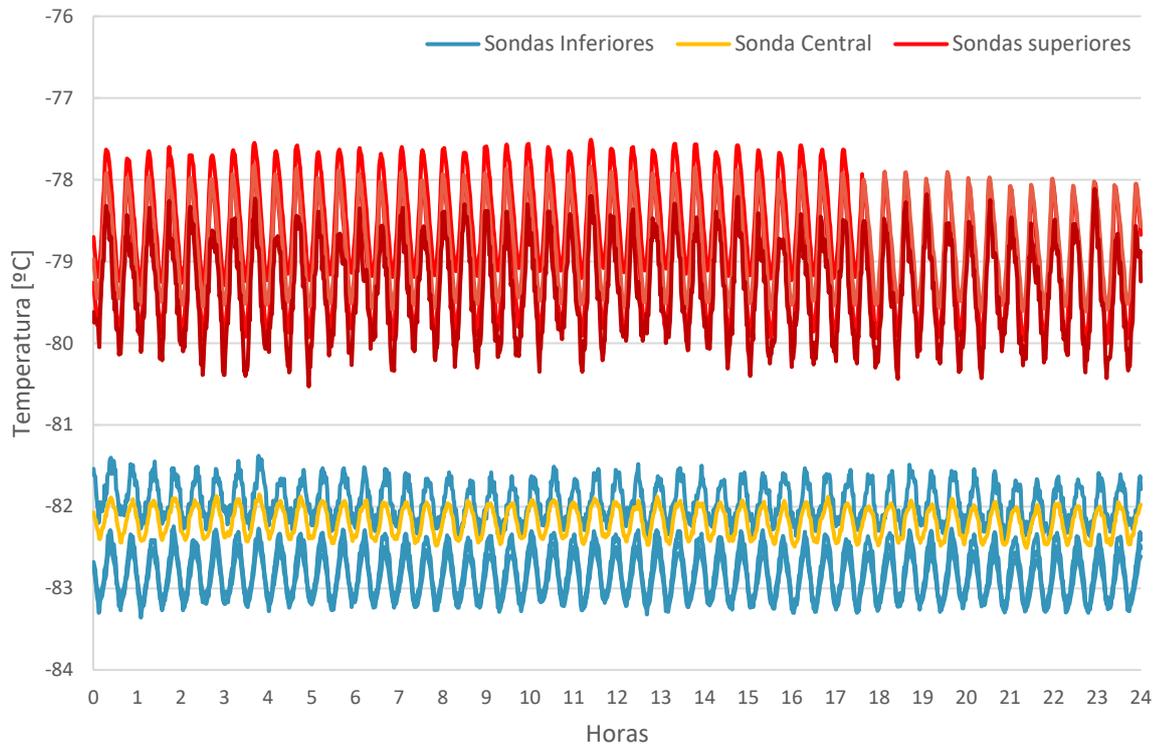
	T max [°C]	T min [°C]	RH max [%]	RH min [%]
Valor	20.4	19.5	70.7	63.2
Promedio 24h	20.0		67.2	



- Temperatura interna [°C]

Temperatura de consigna programada en: -86°C

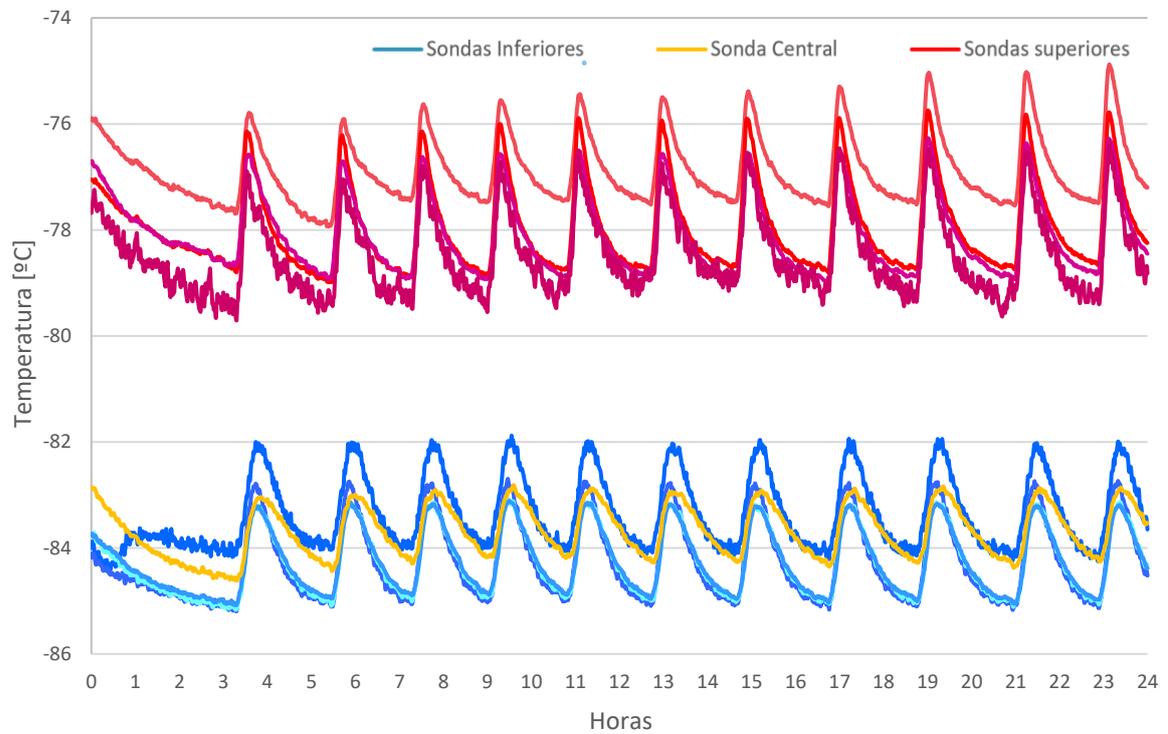
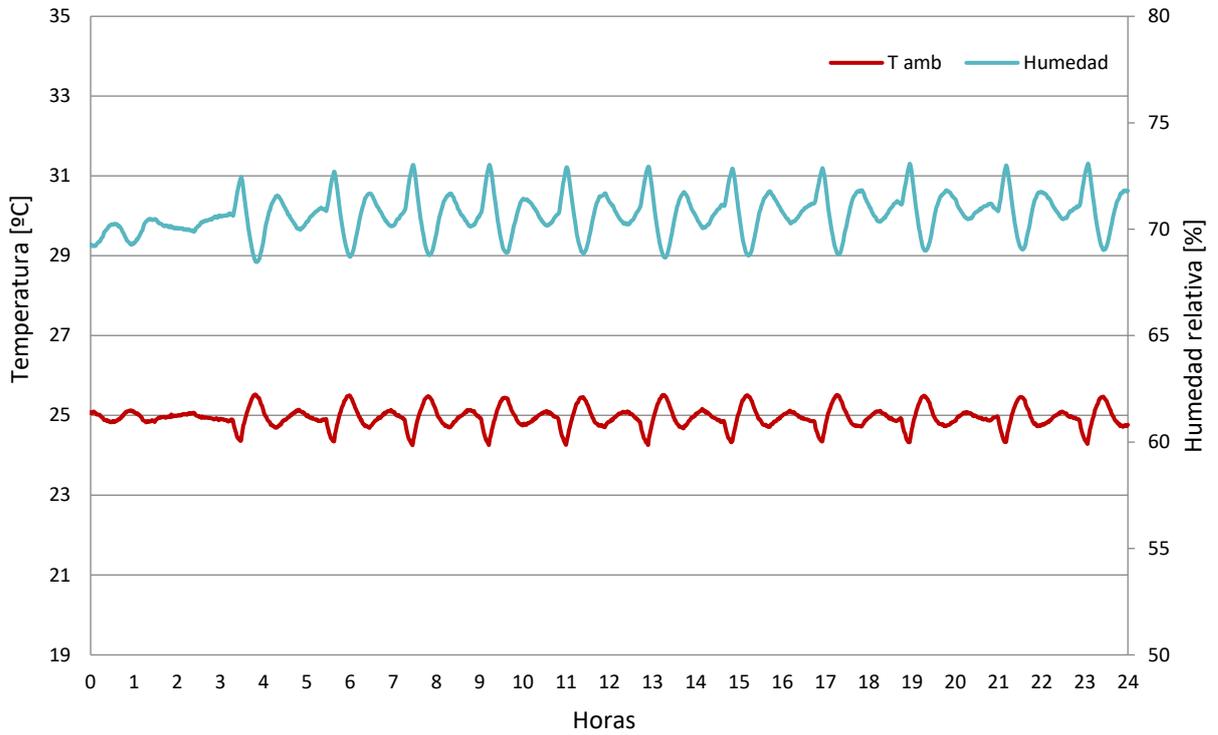
Nº Sonda	1 inf	2 inf	3 inf	4 inf	5 med	6 sup	7 sup	8 sup	9 sup	Media
Max	-81.4	-82.2	-82.4	-82.4	-81.9	-77.5	-77.8	-77.8	-78.1	-80.2
Min	-82.4	-83.4	-83.2	-83.3	-82.5	-79.3	-80.0	-79.6	-80.5	-81.6
Media	-81.9	-82.8	-82.8	-82.9	-82.2	-78.4	-79.0	-78.8	-79.4	-80.9



- Consumo eléctrico

		20°C /60%RH -24h-
Consumo	KWh/24h	16.15
Tiempo de funcionamiento	%	63
Periodo de ciclado	min	28
Intensidad Máxima	A	7.9
Intensidad Media	A	4.4
Potencia Activa Máxima	kW	1.33
Potencia Activa Media	kW	0.673

3.1.1. Ensayo 25°C y 60% de humedad.



		25°C /60%RH -24h-
Consumo	KWh/24h	23.49
Tiempo de funcionamiento	%	91
Periodo de ciclado	min	100
Intensidad Máxima	A	7.74
Intensidad Media	A	6.45
Potencia Activa Máxima	kW	1.36
Potencia Activa Media	kW	0.978

3.1.2. Ensayo 35°C y 60% de humedad

		35°C /60%RH -24h-
Consumo	KWh/24h	29.09
Tiempo de funcionamiento	%	100
Intensidad Máxima	A	7.78
Intensidad Media	A	7.55
Potencia Activa Máxima	kW	1.234
Potencia Activa Media	kW	1.211

3.1.3. Gradiente de temperatura

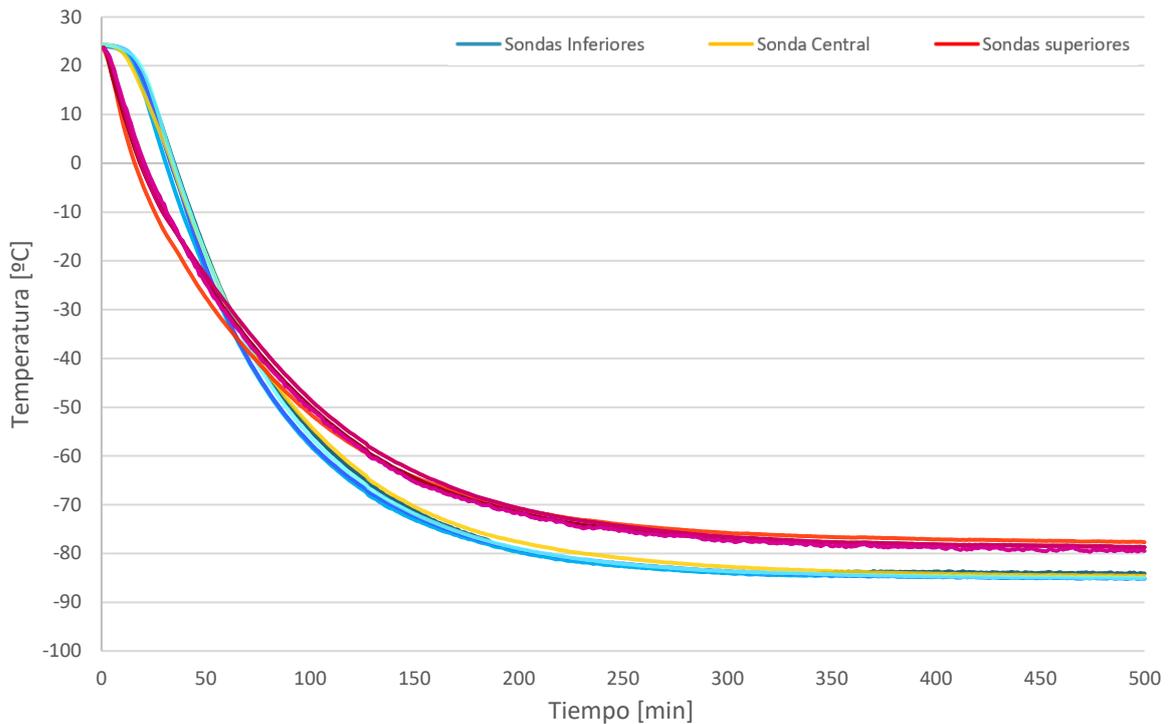
En estas condiciones se seleccionó la temperatura media de las temperaturas superiores e inferiores de las 9 sondas en condiciones estables para obtener el gradiente de temperatura.

Media superior [°C]	Media inferior [°C]	Gradiente [°C]
-79.75	-82.83	3.08

3.2 ENSAYOS DE TIEMPO

3.2.1. Estabilización desde T ambiente

Tras estabilizar el equipo con las puertas abiertas a condiciones ambientales de 25°C se establece la temperatura de referencia del equipo en -86°C y se comprueba cuánto tiempo tarda en alcanzar dicha temperatura.

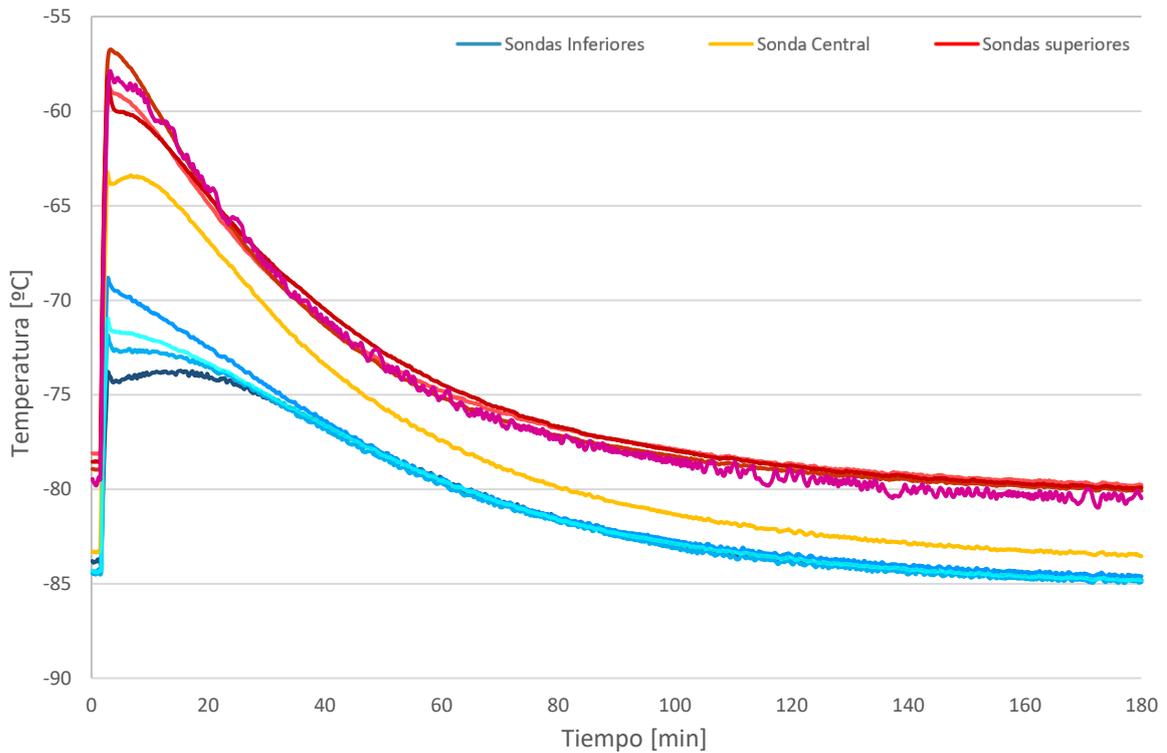


Sondas superiores, media e inferiores están representadas con líneas rojas, amarilla y azules respectivamente. Se considera que ha llegado a la temperatura de referencia cuando el termostato apaga el compresor.

Ciclo de medición	Tiempo (min)
25 °C a -86°C	500

3.2.2. Recuperación tras apertura de puertas

Estando la cámara climática a 25°C y una vez logrado la temperatura de consigna se procede a abrir las puertas durante 1 minuto. A continuación, se comprueba cuánto tiempo es necesario para que el equipo vuelva a la temperatura de referencia. Se considera que ha llegado a la temperatura de referencia cuando el termostato apaga el compresor.

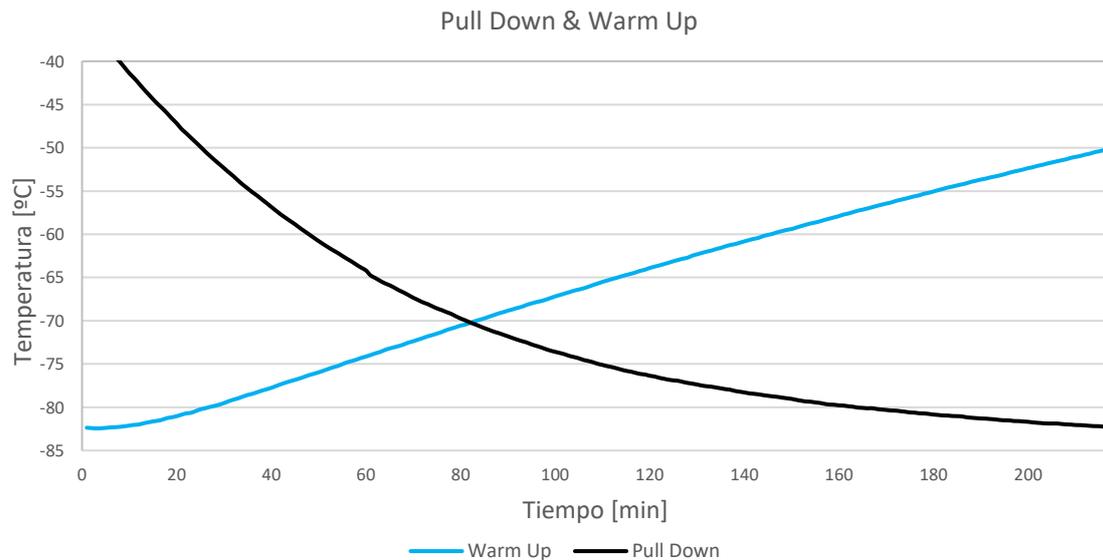


Las sondas superiores, media e inferiores están representadas con líneas rojas, amarilla y azules respectivamente.

Tiempo de recuperación

177 minutos

3.2.3. Tiempo de subida y bajada de temperatura



Tiempo de Subida de temperatura (de -80 °C a -50 °C)

186 minutos

Tiempo de Bajada de temperatura (de -50 °C a -80 °C)

139 minutos

4 RESUMEN

Modelo	ULF50086		
Temperatura: -86	Ultra congelación		
Categoría	Vertical		
Aplicación	Régimen duro		
Fluido refrigerante	R600a / R1150		
Artículos	Símbolo	Valor	Unidad
Energía consumida a 20°C	E24h	16.15	kWh
Volumen neto	Vn	500	litro
Carga de refrigerante		0.4	kg