

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

INSTITUTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA



Estudio experimental del efecto de las condiciones de funcionamiento de un compresor de pistón hermético en su rendimiento, trabajando con Propano y R407C. Análisis teórico de los resultados mediante un modelo matemático avanzado

Programa de doctorado en Ingeniería y Producción Industrial

TESIS DOCTORAL:

Presentada por:

José Alonso Bungal

Dirigida por:

Dr. José González Maciá

Valencia, 20 de febrero de 2012

Tesis Doctoral

Estudio experimental del efecto de las condiciones de funcionamiento de un compresor de pistón hermético en su rendimiento, trabajando con Propano y R407C. Análisis teórico de los resultados mediante un modelo matemático avanzado

Realizada por: José Alonso Burgal

Dirigida por: Dr. José González Maciá

Tribunal Calificador

Presidente: Dr. José Miguel Corberán Salvador

Secretario: Dr. Emilio Navarro Peris

Vocales: Dr. Joaquim Rigola Serrano
Dr. Ramón Cabello López
Dr. José Ramón García Cascales

Vocales suplentes: Dr. Manel Vallés Rasquera
Dr. Rodrigo Llopis Doménech

Valencia, 20 de febrero de 2012

A mis padres

“No elegimos nacer, pero por algo estamos aquí”
Bernardo Alonso

Agradecimientos

Quisiera expresar mis más sinceros agradecimientos:

A mi director de tesis, José González, por su labor de guía durante estos cinco años de exhaustivo trabajo. Su capacidad para abordar las cuestiones con extremo rigor y desde una visión profundamente racional ha sido clave para construir paso a paso, de forma lógica y fundamentada este documento.

A José Miguel Corberán por haberme ofrecido la oportunidad de realizar mi tesis doctoral en el Instituto de Ingeniería Energética. Ha sido un honor para mí haber tenido un líder a quién admirar tanto por su formación científica como por sus cualidades humanas.

A Rafael Blasco, por su ayuda en los problemas informáticos y por el carácter integrador y sentido del humor que nos contagia.

A todas las personas que han compartido conmigo las innumerables horas invertidas en el laboratorio, en especial a Israel O. Martínez, por su apoyo incondicional en todo momento para afrontar los problemas diarios de un trabajo tan duro como poco reconocido donde los haya. Reconozco sentirme profundamente orgulloso de haber descubierto junto a ellos la parte experimental de nuestra profesión, algo al alcance de muy pocos y que sin duda ha contribuido a mi formación como Ingeniero Industrial.

A todos los compañeros y amigos que han coincidido conmigo en el IIE, por los buenos momentos que hemos compartido juntos más allá de nuestras obligaciones como investigadores (café, almuerzos, partidos, viajes, etc.) y por haberme inspirado y aconsejado en los momentos difíciles.

A mi mujer, Dunia, por animarme en cada momento, desde el principio, a realizar este doctorado, a pesar de que es a ella a quién más horas le ha robado el trabajo de estos últimos años.

A mi familia, por haberme llenado de ciencia a lo largo de mi vida.

A todos ellos, **GRACIAS.**

Resumen

La presente tesis pretende seguir la línea de investigación sobre caracterización experimental y modelado de sistemas de refrigeración, usando hidrocarburos (HCs) como refrigerantes, iniciada en 1994 por el grupo IMST (Investigación y Modelado de Sistemas Térmicos) en el Instituto de Ingeniería Energética de la Universidad Politécnica de Valencia. Esta línea responde a la necesidad que existe de encontrar soluciones alternativas a la utilización de los refrigerantes CFCs y HCFCs por su efecto degradante de la capa de ozono y HFCs por su potencial al calentamiento global.

El principal objetivo de esta tesis ha sido analizar, a partir de medidas experimentales y con la ayuda de un modelo matemático validado con dichas medidas, la interrelación entre las condiciones de funcionamiento y las diferentes pérdidas energéticas que existen en el interior del compresor al trabajar con R407C (HFC) y su posible sustituto, el Propano (HC) como refrigerante natural inocuo para el medio ambiente.

El modelo matemático utilizado, puramente teórico, permite obtener las variables internas de un compresor de desplazamiento positivo a partir de las condiciones de funcionamiento. Para ello aborda los dos principales problemas físicos existentes, el de dinámica del fluido (problema hidráulico) y el de transmisión de calor entre elementos internos (problema térmico), calculando cada uno de ellos por separado y resolviendo el problema conjunto iterativamente. Su uso ha permitido explicar los comportamientos experimentales observados en las diferentes condiciones de operación, esclareciendo en cada una de ellas el efecto de las pérdidas energéticas en el interior del compresor.

La caracterización experimental del compresor se ha llevado en un banco de ensayos calorimétrico, en el que se controlan automáticamente tanto las presiones de aspiración y descarga, como el recalentamiento y el subenfriamiento del ciclo. En él se han reproducido 124 puntos de ensayo para ambos refrigerantes, cubriendo así el rango de aplicación de compresores de medias y altas temperaturas de evaporación. Asimismo, a efectos de poder analizar la influencia de la temperatura de entrada al compresor, los ensayos se realizaron para dos recalentamientos distintos, lo que ha permitido ampliar la información existente sobre el recalentamiento óptimo en compresores que trabajan con Propano.

El estudio experimental realizado confirma que el uso de Propano en compresores de pistón herméticos diseñados para trabajar con R407C supone un incremento en su eficiencia, en este caso en todos los puntos de funcionamiento. Dicho incremento crece al aumentar las temperaturas de evaporación y condensación, llegando a alcanzar el 13% en las máximas temperaturas de evaporación y condensación ensayadas.

Las conclusiones del presente trabajo pretenden impulsar el desarrollo de nuevos compresores de alta eficiencia, que empleen Propano como fluido refrigerante así como la posibilidad de reutilizar modelos ya existentes, preparados para funcionar con otros refrigerantes, y cuyo diseño puede adaptarse para su uso con Propano.

Summary

This Thesis wants to follow the research line of refrigeration systems experimental characterization and modeling, using hydrocarbons (HCs) as refrigerants, started in 1994 by IMST group in the Institute for Energy Engineering of the Polytechnic University of Valencia. This line responds to the necessity of finding alternative solutions of the use of CFCs and HCFCs, since their ODP (Ozone Depletion Potential), and HCFCs, due to their GWP (Global Warming Potential).

Main objective of this Thesis was to analyze, using experimental measurements and with the help of a mathematic model validated with these measurements, the relation between working conditions and different energetic losses that exist inside the compressor when it works with R407C (HFC) and his potential replacement, Propane (HC) as a natural refrigerant environmentally friendly.

The mathematic model used, purely theoretic, allows obtaining internal variables of a reciprocating compressor given operating conditions. In order to this, model faces the two main physical problems that are present, the fluid flow dynamic (hydraulic problem) and the internal heat exchange (thermal problem), calculating each of them separately and solving the global problem repetitively. His use has permitted to explain experimental behaviors observed in different operating conditions, explaining in each of them the effect of internal energetic losses.

Compressor experimental characterization was done in a calorimetric test bench capable of automatically control of suction and discharge pressures, superheat and subcooling of the cycle. In this facility 124 experimental points have been obtained for both refrigerants, so covering the application range of medium and high evaporating temperature compressors. Furthermore, in order to be able to analyze the influence of compressor entry temperature, tests were made with two different superheats, allowing enlarging current information about optimal superheat in compressors that work with Propane.

Experiments confirm that the use of Propane in hermetic piston compressors designed to work with R407C increases the efficiency, in this case for all operating conditions. This rise improves when evaporation and condensation temperature are higher, reaching 13% for the maximal evaporation and condensation temperatures tested.

Conclusions of this work want to encourage new high efficiency compressors development, which use Propane as a refrigerant fluid, and also the possibility of reuse existing models, prepared to work with other refrigerants and whose design can be adapted for his use with Propane

Resum

Aquesta tesi pretén seguir la línia d'investigació sobre caracterització experimental i modelat de sistemes de refrigeració, utilitzant hidrocarburs (HCs) com refrigerants, iniciada en 1994 pel grup IMST (Investigació i Modelat de Sistemes Tèrmics) en l' Institut d'Enginyeria Energètica de la Universitat Politècnica de València. Aquesta línia respon a la necessitat que existeix d'encontrar solucions alternatives a l' utilització dels refrigerants CFCs y HCFCs pel seu efecte degradant de la capa d'ozó i HFCs pel seu potencial al calfament global.

El principal objectiu d'aquesta tesi ha sigut analitzar, a partir de mides experimentals i amb l'ajuda d'un model matemàtic validat amb les citades mides, la relació entre les condicions de funcionament i les diferents pèrdues energètiques que existeixen en l'interior del compressor al treballar amb R407C (HFC) i el seu possible substitut, el Propà (HC) com a refrigerant natural innocu per al medi ambient.

El model matemàtic utilitzat, purament teòric, permet obtindre les variables internes d'un compressor de desplaçament positiu a partir de les condicions de funcionament. Amb tal fi aborda els dos principals problemes físics existents, la dinàmica del fluid (problema hidràulic) y la transmissió de calor entre elements interns (problema tèrmic), calculant cadascú d'ells per separat i resolvent el problema conjunt iterativament. El seu ús ha permet explicar els comportaments experimentals observats en les diferents condicions d'operació, aclarint en cadascuna d'elles l'efecte de les pèrdues energètiques a l'interior del compressor.

La caracterització experimental del compressor s'ha realitzat en un banc d'assaigs calorimètrics, en el que es controlen automàticament tant les pressions d'aspiració i descarrega, com el rescalfament i subrefredament del cicle. En ell s'han reproduït 124 punts d'assaig per als dos refrigerants, cobrint així el rang d'aplicació de compressors de mitges i altes temperatures d'evaporació. Així mateix, a efectes de poder analitzar l'influència de la temperatura d'entrada al compressor, els assaigs s'han realitzat per a dos rescalfaments distints, el que ha permet ampliar l' informació existent sobre rescalfament òptim en compressors que treballen en Propà.

L'estudi experimental realitzat confirma que l'ús del Propà en compressors de pistó hermètics dissenyats per a treballar amb R407C suposa un increment en la seua eficiència, en aquest cas en tots els punts de funcionament. Eixe increment creix al augmentar les temperatures d'evaporació i condensació, aplegant al 13% en les màximes temperatures d'evaporació i condensació assajades.

Les conclusions d'aquest treball permeten impulsar el desenvolupament de nous compressors d'alta eficiència, que gasten Propà com a fluid refrigerant així com la possibilitat de reutilitzar models ja existents, preparats per a funcionar amb altres refrigerants, redissenyant-los i adaptant-los a l'ús amb Propà.

Índice general

ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XXV
NOMENCLATURA	XXIX
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 MOTIVACIÓN.....	2
1.2 ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE	3
1.2.1 <i>Refrigerantes</i>	3
1.2.2 <i>Modelos de compresor</i>	6
1.2.3 <i>Condiciones de funcionamiento</i>	7
1.2.3.1 Influencia del recalentamiento del gas en la succión	7
1.2.3.2 Influencia de las presiones de succión y descarga	11
1.3 OBJETIVOS	13
CAPÍTULO 2 INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.....	15
2.1 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN	16
2.2 DESCRIPCIÓN DEL COMPRESOR ANALIZADO	23
CAPÍTULO 3 SIMULACIÓN DEL COMPRESOR.....	29
3.1 DESCRIPCIÓN DEL MODELO	30
3.2 EL ALGORITMO DE CÁLCULO.....	34
3.3 ENTRADA DE DATOS	38
3.4 SALIDA DE RESULTADOS	40
CAPÍTULO 4 ANÁLISIS TEÓRICO.....	47
4.1 LA COMPRESIÓN IDEAL.....	48
4.2 ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL COMPRESOR REAL	53
4.2.1 <i>El rendimiento indicado</i>	53
4.2.2 <i>El rendimiento mecánico</i>	60
4.2.3 <i>El rendimiento eléctrico</i>	61
4.2.4 <i>La eficiencia del compresor</i>	63
4.3 EL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO.....	64
4.3.1 <i>El rendimiento volumétrico teórico</i>	64
4.3.2 <i>El rendimiento volumétrico real</i>	67
4.4 LAS PÉRDIDAS ENERGÉTICAS Y LAS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO 70	
Caso Base	71
4.4.1 <i>Efecto de RFR y FPC</i>	72
Caso 1: Sin RFR	73
Caso 1.1: Sin RFR en la succión	79
Caso 1.2: Sin RFR en la descarga	81

Caso 2: Sin <i>FPC</i>	83
Caso 3: Sin <i>RFR</i> y sin <i>FPC</i>	87
4.4.2 <i>Efecto de las pérdidas de presión</i>	89
Caso 4: Sin <i>RFR</i> y sin pérdidas de presión dinámicas en las válvulas....	91
Caso 5: Sin <i>RFR</i> y sin pérdidas de presión ni dinámicas ni estáticas en las válvulas	94
4.4.3 <i>Efecto de las pérdidas eléctricas y mecánicas</i>	97
Caso 6: Sin pérdidas eléctricas	97
Caso 7: Sin pérdidas mecánicas	100
Caso 8: Sin pérdidas eléctricas ni mecánicas	103
4.4.4 <i>Efecto de las pérdidas al ambiente</i>	105
Caso 9: Favorecer las pérdidas al ambiente	105
4.4.5 <i>Efecto de la transmisión de calor al cilindro</i>	105
Caso 10: Sin transmisión de calor al cilindro	105
4.4.6 <i>Efecto del volumen muerto</i>	107
Caso 12: Variación del volumen muerto sin fugas	111
Caso 13: Comparativa de V_m y RFR_{des}	115
4.4.7 <i>Efecto de las condiciones de funcionamiento</i>	117
Caso 14: Variación del recalentamiento externo	117
Caso 14.1: Se incrementa Rec.....	117
Caso 14.2: Se reduce Rec.....	119
Caso 15: Variación de P_{evap}	121
Caso 15.1: Se incrementa P_{evap}	121
Caso 15.2: Se reduce P_{evap}	126
Caso 16: Variación de P_{cond}	132
Caso 16.1: Se incrementa P_{cond}	132
Caso 16.2: Se reduce P_{cond}	134
4.4.8 <i>Efecto de las pérdidas en las condiciones de funcionamiento.</i> ...	139
Caso 17: Efecto de las condiciones de funcionamiento en <i>FPC</i>	139
Caso 18: Efecto de las condiciones de funcionamiento en <i>RFR</i>	140
Caso 19: Efecto de las condiciones de funcionamiento en las pérdidas de presión.	141
4.4.9 <i>Resumen de las pérdidas energéticas</i>	142
CAPÍTULO 5 RESULTADOS EXPERIMENTALES	145
5.1 MEDIDAS REALIZADAS	146
5.2 VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL MODELO	147
5.3 ESTUDIO EXPERIMENTAL COMPARATIVO DE R407C Y PROPANO	151
5.3.1 <i>Efecto de la temperatura de evaporación</i>	158
5.3.1.1. Influencia de T_{evap} en la eficiencia.....	158
5.3.1.2. Influencia de T_{evap} en el rendimiento volumétrico.....	165
5.3.2 <i>Efecto de la temperatura de condensación</i>	171
5.3.2.1. Influencia de la T_{cond} en la eficiencia.....	171
5.3.2.2. Influencia de T_{cond} en el rendimiento volumétrico.....	173
5.3.3 <i>Efecto del recalentamiento externo</i>	177
5.3.3.1. Influencia del Rec en la eficiencia.....	177
5.3.3.2. Influencia del Rec en el rendimiento volumétrico.....	185

CAPÍTULO 6	CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS...	189
6.1	CONCLUSIONES.....	190
6.2	DESARROLLOS FUTUROS.....	195
ANEXO I	COMPARACIÓN TERMODINÁMICA ENTRE EL	
PROPANO Y EL R407	197
ANEXO II	RESUMEN DE RESULTADOS DEL ANÁLISIS	
TEÓRICO	205
	BIBLIOGRAFÍA.....	219

Índice de figuras

Figura 2.1.	Compresor MTZ32/4 instalado en el banco de ensayos.....	16
Figura 2.2.	Esquema del circuito de refrigeración del banco de ensayos.....	17
Figura 2.3.	Esquema del circuito hidráulico del banco de ensayos	18
Figura 2.1.	Calorímetro calorifugado con refrigerante secundario R134a.	21
Figura 2.2.	Compresor MTZ32/4 analizado en el banco de ensayos (cortesía de Danfoss Commercial Compressors).....	23
Figura 2.3.	Especificaciones del compresor ensayado según catálogo de Danfoss Commercial Compressors.	24
Figura 2.4.	Temperaturas de funcionamiento del MTZ32 con R407C (estado de vapor saturado) según catálogo de Danfoss Commercial Compressors.	25
Figura 3.1.	Representación de las paredes y volúmenes del compresor Danfoss MTZ32/4 utilizados en RECORD.....	31
Figura 3.2.	Esquema del modelo hidráulico del compresor	32
Figura 3.3.	Esquema del modelo térmico del compresor	33
Figura 3.4.	Curva característica del motor eléctrico.....	36
Figura 3.5.	Esquema del algoritmo global utilizado.....	37
Figura 4.1.	Diagrama Ph del ciclo de refrigeración con compresión isoentrópica ($I-2s-3-4$) frente al real ($I-2-3-4$).	48
Figura 4.2.	Diagrama PV del ciclo de compresión isoentrópico (A-Bs-C-D).	49
Figura 4.3.	Diagrama Pv comparativo del ciclo de compresión ideal y real. ..	55
Figura 4.4.	Evolución Ph del refrigerante en el compresor	59
Figura 4.5.	Rendimiento mecánico del compresor	61
Figura 4.6.	Rendimiento del motor eléctrico.....	62
Figura 4.7.	Diagrama PV del ciclo de compresión ideal con volumen muerto	65
Figura 4.8.	Régimen de giro del motor eléctrico del compresor ensayado (régimen nominal 2900rpm).	69
Figura 4.9.	Diagrama PV sin RFR en Propano.....	75
Figura 4.10.	Diagrama Pv sin RFR en Propano.....	76
Figura 4.11.	Detalle succión en el diagrama Pv sin RFR en Propano.	76
Figura 4.12.	Detalle inicio descarga en el diagrama Pv sin RFR en Propano....	77
Figura 4.13.	Detalle final descarga en el diagrama Pv sin RFR en Propano.	77
Figura 4.14.	Transmisión de calor en la succión	78
Figura 4.15.	Diagrama PV sin RFR_{suc} en Propano.	80
Figura 4.16.	Detalle succión en diagrama PV sin RFR_{suc} en Propano.	80
Figura 4.17.	Diagrama PV sin RFR_{des} en Propano.....	82
Figura 4.18.	Detalle descarga en diagrama PV sin RFR_{des} en Propano.....	82
Figura 4.19.	Diagrama PV sin FPC en Propano.....	85
Figura 4.20.	Detalle descarga en diagrama PV sin FPC en Propano.....	86
Figura 4.21.	Detalle succión en diagrama PV sin FPC en Propano.	86
Figura 4.22.	Diagrama PV sin RFR ni FPC en Propano.	88
Figura 4.23.	Diagrama Pv sin RFR ni FPC en Propano.	89
Figura 4.24.	Pérdidas de presión en la válvula de descarga	90
Figura 4.25.	Pérdidas de presión en la válvula de succión	90

Figura 4.26.	Diagrama PV sin pérdidas dinámicas de presión en válvulas en Propano.	91
Figura 4.27.	Diagrama Pv sin pérdidas dinámicas de presión en válvulas en Propano.	93
Figura 4.28.	Diagrama PV sin pérdidas dinámicas y estáticas de presión en válvulas en Propano.	94
Figura 4.29.	Diagrama Pv sin pérdidas dinámicas y estáticas de presión en válvulas	96
Figura 4.30.	Diagrama PV sin pérdidas eléctricas en Propano.	99
Figura 4.31.	Diagrama Pv sin pérdidas eléctricas en Propano.	99
Figura 4.32.	Diagrama PV sin pérdidas mecánicas en Propano.	102
Figura 4.33.	Diagrama Pv sin pérdidas mecánicas en Propano.	102
Figura 4.34.	Diagrama PV variando V_m en Propano.	110
Figura 4.35.	Diagrama Pv variando V_m en Propano.	110
Figura 4.36.	Diagrama PV sin fugas y variando V_m en Propano.	114
Figura 4.37.	Diagrama PV sin fugas y variando V_m en Propano.	114
Figura 4.38.	Diagrama PV comparativo de los efectos V_m y RFR_{des} .	116
Figura 4.39.	Eficiencia y rendimiento volumétrico del compresor vs. presión de evaporación para el Propano y el R407C con $T_{cond}=52,3^{\circ}\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^{\circ}\text{C}$.	123
Figura 4.40.	Eficiencia y rendimiento volumétrico del compresor vs. Relación de presiones para el Propano y el R407C con $T_{cond}=52,3^{\circ}\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^{\circ}\text{C}$.	124
Figura 4.41.	Eficiencia y rendimiento volumétrico del compresor vs. temperatura de evaporación para el Propano y el R407C con $T_{cond}=52,3^{\circ}\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^{\circ}\text{C}$.	125
Figura 4.42.	Relación entre las pérdidas del compresor y sus rendimientos con Propano y R407C para $T_{cond}=52,3^{\circ}\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^{\circ}\text{C}$.	128
Figura 4.43.	Impacto de pérdidas del compresor en su rendimiento indicado con Propano y R407C para $T_{cond}=52,3^{\circ}\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^{\circ}\text{C}$.	130
Figura 4.44.	Relación entre las pérdidas del compresor y sus rendimientos con Propano y R407C para $T_{cond}=52,3^{\circ}\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^{\circ}\text{C}$.	131
Figura 4.45.	Relación entre las pérdidas del compresor y sus rendimientos con Propano y R407C para $T_{evap}=7,92^{\circ}\text{C}$ y T_{cond} entre $34,8^{\circ}\text{C}$ y $66,2^{\circ}\text{C}$.	135
Figura 4.46.	Impacto de pérdidas del compresor en su rendimiento indicado con Propano y R407C para $T_{evap}=7,92^{\circ}\text{C}$ y T_{cond} entre $34,8^{\circ}\text{C}$ y $66,2^{\circ}\text{C}$.	137
Figura 4.47.	Impacto de pérdidas del compresor en su rendimiento volumétrico con Propano y R407C para $T_{evap}=7,92^{\circ}\text{C}$ y T_{cond} entre $34,8^{\circ}\text{C}$ y $66,2^{\circ}\text{C}$.	138
Figura 4.48.	Efecto de FPC en una serie de puntos con T_{cond} constante ($52,29^{\circ}\text{C}$) y T_{evap} variable (entre $-14,18^{\circ}\text{C}$ y $14,42^{\circ}\text{C}$).	139
Figura 4.49.	Efecto de RFR en una serie de puntos con T_{cond} constante ($52,29^{\circ}\text{C}$) y T_{evap} variable (entre $-14,18^{\circ}\text{C}$ y $14,42^{\circ}\text{C}$).	140
Figura 4.50.	Efecto de las pérdidas de presión en las válvulas en una serie de puntos con T_{cond} constante ($52,29^{\circ}\text{C}$) y T_{evap} variable (entre $-14,18^{\circ}\text{C}$ y $14,42^{\circ}\text{C}$).	141
Figura 5.1.	Límites de aceptación del modelo ($\pm 10\%$) para la eficiencia del compresor con Propano. (M): Modelo, (E): Experimental.	149
Figura 5.2.	Límites de aceptación del modelo ($\pm 10\%$) para el rendimiento volumétrico del compresor con Propano. (M): Modelo, (E): Experimental.	149
Figura 5.3.	Límites de aceptación del modelo ($\pm 10\%$) para la eficiencia del compresor con R407C. (M): Modelo, (E): Experimental.	150

Figura 5.4. Límites de aceptación del modelo ($\pm 10\%$) para el rendimiento volumétrico del compresor con R407C. (M): Modelo, (E): Experimental.....	150
Figura 5.5. Medidas experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C en función de T_{evap} para distintas T_{cond} y $Rec = 11,1K$	152
Figura 5.6. Resultados experimentales de las temperaturas de descarga del compresor comparados con los obtenidos con el modelo para el caso de $T_{cond}=52.3^{\circ}C$ y $Rec=11.1 K$	153
Figura 5.7. Ratio de pérdidas en el tramo de succión respecto a la potencia eléctrica absorbida para $T_{cond} = 35^{\circ}C, 50^{\circ}C$ y $65^{\circ}C$	154
Figura 5.8. Ratio de pérdidas por fricción del refrigerante en la válvula de succión respecto a la potencia eléctrica absorbida para $T_{cond} = 35^{\circ}C, 50^{\circ}C$ y $65^{\circ}C$. (Resultados obtenidos con el modelo).	154
Figura 5.9. Ratio de pérdidas por fricción del refrigerante en la válvula de descarga respecto a la potencia eléctrica absorbida para $T_{cond} = 35^{\circ}C, 50^{\circ}C$ y $65^{\circ}C$. (Resultados obtenidos con el modelo).	155
Figura 5.10. Ratio de pérdidas en el tramo de descarga respecto a la potencia eléctrica absorbida para $T_{cond} = 35^{\circ}C, 50^{\circ}C$ y $65^{\circ}C$	155
Figura 5.11. Evolución de las densidades del gas refrigerante en el interior del compresor para distintas temperaturas de evaporación y $T_{cond} = 35^{\circ}C, 50^{\circ}C$ y $65^{\circ}C$. (Resultados obtenidos con el modelo).	156
Figura 5.12. Rendimiento del motor eléctrico del compresor para $T_{cond} = 35^{\circ}C, 50^{\circ}C$ y $65^{\circ}C$. (Resultados obtenidos con el modelo).....	157
Figura 5.13. Par en el eje del motor eléctrico para distintas temperaturas de evaporación y $T_{cond} = 35^{\circ}C, 50^{\circ}C$ y $65^{\circ}C$. (Resultados obtenidos con el modelo).	157
Figura 5.14. Rendimiento electro-mecánico del compresor vs. par en el eje del motor eléctrico (obtenido a partir de las curvas del fabricante).	158
Figura 5.15. Influencia de la temperatura de evaporación en el par en el eje y en la eficiencia del compresor con Propano para distintas T_{cond} y $Rec = 11,1K$	159
Figura 5.16. Medidas experimentales de flujo másico en función de T_{evap} para distintas T_{cond} con $Rec 11,1K$ para Propano y R407C.	160
Figura 5.17. Ratio de fugas de refrigerante pistón-cilindro respecto al flujo másico trasegado para $T_{cond} = 35,50$ y $65^{\circ}C$ (Resultados obtenidos con el modelo).	161
Figura 5.18. Ratio de fugas de refrigerante en la válvula de aspiración respecto al flujo másico trasegado para $T_{cond} = 35,50$ y $65^{\circ}C$	161
Figura 5.19. Valores de par experimental en el eje en distintas medidas experimentales de eficiencia del compresor con R407C vs. T_{evap} para distintas T_{cond} y $Rec = 11,1K$	162
Figura 5.20. Medidas experimentales de la eficiencia del compresor con Propano y R407C en función de T_{evap} y Rp para distintas T_{cond} y $Rec = 11,1K$	164
Figura 5.21. Medidas experimentales del rendimiento volumétrico en función de T_{evap} para distintas T_{cond} con $Rec 11,1K$ para Propano y R407C.....	166
Figura 5.22. Pérdidas de calor en el motor eléctrico para $T_{cond} 35, 50$ y $65^{\circ}C$. (Resultados obtenidos con el modelo).	167
Figura 5.23. Ratio de pérdidas de calor en el motor eléctrico respecto a la potencia absorbida $T_{cond} 35, 50$ y $65^{\circ}C$. (Resultados obtenidos con el modelo).....	167
Figura 5.24. Régimen de giro del motor eléctrico para $T_{cond} 35, 50$ y $65^{\circ}C$. (Resultados obtenidos con el modelo).	168

Figura 5.25. Variación del incremento de densidad interno con T_{evap} para T_{cond} 35, 50 y 65°C para Propano y R407C. (Resultados obtenidos con el modelo).	169
Figura 5.26. Medidas experimentales del rendimiento volumétrico en función de R_p para distintas T_{cond} con Rec 11,1K para Propano y R407C	170
Figura 5.27. Medidas experimentales de eficiencia y rendimiento isoentrópico del compresor con Propano en función de T_{cond} para $T_{evap}=7,9^\circ\text{C}$ y $Rec=11,1\text{K}$	171
Figura 5.28. Medidas experimentales de la variación de las pérdidas al ambiente con las condiciones de funcionamiento T_{evap} y T_{cond} para $Rec=11,1\text{K}$ con Propano y R407C.	172
Figura 5.29. Incremento del recalentamiento interno y de la caída de densidad desde la entrada al compresor hasta la succión en el cilindro para distintas T_{cond} ($T_{evap}=7,9^\circ\text{C}$, $Rec=11,1^\circ\text{C}$). (Resultados obtenidos con el modelo).....	173
Figura 5.30. Medidas experimentales de flujo másico con Propano y R407C en función de T_{cond} para T_{evap} entre -14°C y 16°C y $Rec=11,1\text{K}$	174
Figura 5.31. Medidas experimentales de rendimiento volumétrico con Propano y R407C en función de T_{cond} para T_{evap} entre -14°C y 16°C y $Rec=11,1\text{K}$	176
Figura 5.32. Medidas experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=34,8^\circ\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K.....	178
Figura 5.33. Datos experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=44^\circ\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K.....	178
Figura 5.34. Datos experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=51^\circ\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K.....	179
Figura 5.35. Datos experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=52,3^\circ\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K.....	179
Figura 5.36. Datos experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=57,3^\circ\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K.....	180
Figura 5.37. Datos experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=59,6^\circ\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K.....	180
Figura 5.38. Datos experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=63^\circ\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K.....	181
Figura 5.39. Datos experimentales de eficiencia del “Punto Base” ($T_{evap}=7,9^\circ\text{C}$, $T_{cond}=52,3^\circ\text{C}$) para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11,1, 20, 30, 40K).	182
Figura 5.40. Datos experimentales del incremento isentrópico de entalpía con el Rec	182
Figura 5.41. Consumo eléctrico compresor en el “Punto Base” ($T_{evap}=7,9^\circ\text{C}$, $T_{cond}=52,3^\circ\text{C}$) para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11,1, 20, 30, 40K).	183
Figura 5.42. Medidas experimentales de las pérdidas de calor al ambiente para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11,1, 20, 30, 40K).....	183
Figura 5.43. Medidas experimentales del flujo másico del “Punto Base” ($T_{evap}=7,9^\circ\text{C}$, $T_{cond}=52,3^\circ\text{C}$) para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11,1, 20, 30, 40K). .	184
Figura 5.44. Densidad a la entrada del compresor en el “Punto Base” ($T_{evap}=7,9^\circ\text{C}$, $T_{cond}=52,3^\circ\text{C}$) para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11,1, 20, 30, 40K). .	184
Figura 5.45. Medidas experimentales del rendimiento volumétrico del “Punto Base” ($T_{evap}=7,9^\circ\text{C}$, $T_{cond}=52,3^\circ\text{C}$) para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11,1, 20, 30, 40K).	185
Figura 5.46. Dependencia del incremento de densidad en la succión con el Rec para Propano y R407C. (Resultados obtenidos con el Modelo).....	186

Figura 5.47. Influencia del recalentamiento en el rendimiento volumétrico para temperaturas de condensación bajas, medias y altas y distintas temperaturas de evaporación.	187
Figura Anexo I.1: Presiones de saturación del R290 y el R407C.	198
Figura Anexo I.2: Presiones de saturación del R290 y el R407C.	199
Figura Anexo I.3: Temperaturas de descarga del R290 y el R407C.	199
Figura Anexo I.4: Capacidad volumétrica del refrigerante en función de T_{evap} para tres temperaturas de condensación con R407C y R290	200
Figura Anexo I.5: Trabajo de compresión volumétrico en función de T_{evap} para tres temperaturas de condensación con R407C y R290	201
Figura Anexo I.6: COP Isoentrópico del refrigerante en función de T_{evap} para tres temperaturas de condensación con R407C y R290	202
Figura Anexo I.7: Densidad del gas refrigerante en el evaporador para distintas T_{evap}	203

Índice de tablas

Tabla 1.1	Distintos tipos de compresor recomendados por Danfoss para cada refrigerante [44].	4
Tabla 2.1.	Desviaciones admisibles y desviaciones en ensayos.	18
Tabla 2.2.	Incertidumbres de medida.	19
Tabla 2.3.	Informe tipo de un punto de ensayo del compresor.	22
Tabla 2.4.	Datos de funcionamiento del compresor en condiciones EN 12900 según catálogo Danfoss Commercial Compressors.	26
Tabla 2.5.	Datos de funcionamiento del compresor en condiciones ARI según catálogo según catálogo de Danfoss Commercial Compressors.	27
Tabla 3.1.	Ejemplo de archivo de resultados obtenido con el modelo para un determinado punto de ensayo.	46
Tabla 4.1.	Caso Base para Propano y R407C.	71
Tabla 4.2.	Pérdidas que afectan al η_i y η_v . Los porcentajes de <i>FPC</i> y <i>RFR</i> se refieren al flujo másico trasegado y los porcentajes de ΔP se refieren a la potencia eléctrica absorbida.	72
Tabla 4.3.	Rendimientos volumétricos parciales según Ec.80.	72
Tabla 4.4.	Efecto de las fugas debidas al reflujo en las válvulas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	73
Tabla 4.5.	Transmisión de calor en la succión sin <i>RFR</i> .	78
Tabla 4.6.	Efecto de las fugas debidas al reflujo en la válvula de succión con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	79
Tabla 4.7.	Efecto de las fugas debidas al reflujo en la válvula de succión con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	81
Tabla 4.8.	Efecto de las fugas pistón-cilindro con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	84
Tabla 4.9.	Efecto de eliminar fugas y reflujo con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	87
Tabla 4.10.	Efecto de eliminar las pérdidas de presión dinámicas en las válvulas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso 1 (<i>Sin RFR</i>)...	92
Tabla 4.11.	Efecto de eliminar las pérdidas de presión dinámicas y reducir las pérdidas de presión estáticas en las válvulas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso 1 (<i>Sin RFR</i>).	95
Tabla 4.12.	Incremento de temperatura en la succión sin pérdidas de presión en Propano.	96
Tabla 4.13.	Efecto de eliminar las pérdidas de calor eléctricas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	98
Tabla 4.14.	Efecto de eliminar las pérdidas de calor mecánicas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	101
Tabla 4.15.	Efecto de eliminar las pérdidas de calor eléctricas y mecánicas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	104
Tabla 4.16.	Efecto de eliminar la transmisión de calor al cilindro en Propano. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	106

Tabla 4.17. Efecto de duplicar V_m en el compresor con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	108
Tabla 4.18. Efecto de reducir a la mitad V_m en el compresor con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	109
Tabla 4.19. Efecto de duplicar V_m en el compresor habiendo eliminado previamente FPC y RFR con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al <i>Caso 3 (Sin FPC ni RFR)</i>	112
Tabla 4.20. Efecto de reducir V_m en el compresor habiendo eliminado previamente FPC y RFR con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al <i>Caso 3 (Sin FPC ni RFR)</i>	113
Tabla 4.21. Condiciones en el momento de cierre de la válvula de descarga en Propano.	115
Tabla 4.22. Comparación de los efectos V_m y RFR_{des} en Propano.	115
Tabla 4.23. Efecto de incrementar el Rec 10K para el Propano y el R407C.	118
Tabla 4.24. Efecto de reducir el Rec 10K para el Propano y el R407C.	120
Tabla 4.25. Efecto de incrementar la presión de evaporación en Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	121
Tabla 4.26. Efecto de reducir la presión de evaporación en el Propano y en el R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	127
Tabla 4.27. Efecto de incrementar la presión de condensación en Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	133
Tabla 4.28. Efecto de reducir la presión de condensación en Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	134
Tabla 5.1 Mapa de puntos ensayados experimentalmente con ambos refrigerantes (entre paréntesis Rp con R407C). Recalentamiento 11,1K y 30K.	146
Tabla 5.2 Condiciones de funcionamiento óptimas para ambos refrigerantes con $Rec=11.1K$	151
Tabla Anexo II.1. Efecto de RFR y FPC con Propano. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	206
Tabla Anexo II.2. Efecto de RFR y FPC con R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	207
Tabla Anexo II.3. Comparativa de RFR_{suc} y RFR_{des} con Propano. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	208
Tabla Anexo II.4. Efecto de la caída de presión en las válvulas con Propano. Diferencias porcentuales respecto al caso sin RFR.	209
Tabla Anexo II.5. Efecto de la caída de presión en las válvulas con R407C. Diferencias porcentuales respecto al caso Sin RFR.	210
Tabla Anexo II.6. Efecto de pérdidas de calor con Propano. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	211
Tabla Anexo II.7. Efecto de pérdidas de calor con R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	212
Tabla Anexo II.8. Efecto del volumen muerto con Propano. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	213
Tabla Anexo II.9. Efecto del volumen muerto con R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	214
Tabla Anexo II.10. Efecto del volumen muerto con Propano. Diferencias porcentuales respecto al caso sin fugas.	215

Tabla Anexo II.11. Efecto del volumen muerto con R407C. Diferencias porcentuales respecto al caso sin fugas.	216
Tabla Anexo II.12. Efecto de las condiciones de funcionamiento con Propano. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	217
Tabla Anexo II.13. Efecto de las condiciones de funcionamiento con R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.	218

Nomenclatura

A_p	Área del pistón	m^2
c	Relación de volumen muerto o "clearance" (Ec.4.65)	
C_f	Coefficiente de flujo experimental	
CF	Condiciones de funcionamiento	
COP	Coefficiente de operación	
COP_{is}	Coefficiente de operación isoentrópico	
dif_m	Diferencia entre flujo másico medido y calculado	%
\dot{E}	Potencia eléctrica absorbida por el compresor	W
f	Frecuencia de giro del motor eléctrico	s^{-1}
f_n	Frecuencia de giro nominal	s^{-1}
FPC	Ratio de fugas pistón-cilindro	%
h	Entalpía específica	$J\ kg^{-1}$
i_c	Índice de compresión	
i_e	Índice de expansión	
k	Índice de compresión/expansión isoentrópica	
M	Par mecánico realizado por el eje del motor eléctrico	Nm
m	Masa trasegada en un ciclo de compresión	kg
\dot{m}	Flujo másico trasegado	$kg\ s^{-1}$
n	Régimen de giro	rpm
P	Presión absoluta	bar
Ph	Diagrama presión-entalpía específica	
PMI	Punto Muerto Inferior	
PMS	Punto Muerto Superior	
PPD	Pérdidas de presión dinámicas	
PPE	Pérdidas de presión estáticas	
PV	Diagrama indicador presión-volumen	
Pv	Diagrama indicador presión-volumen específico	
\dot{Q}	Pérdidas de calor	W
\dot{Q}_{ev}	Potencia frigorífica	W
R	Media carrera del pistón	m
Rec	Recalentamiento externo al compresor	K
R_p	Relación de presiones	
RFR_{suc}	Relación de flujo de retorno en la succión	
RFR_{des}	Relación de flujo de retorno en la descarga	
Sub	Subenfriamiento del líquido saturado	K
T	Temperatura	$^{\circ}C$
U	Energía interna del sistema termodinámico	J
u	Energía interna específica	$J\ kg^{-1}$
V	Volumen	m^3
\dot{V}	Caudal volumétrico	$m^3\ s^{-1}$
v	Volumen específico	$m^3\ kg^{-1}$
V_{cil}	Volumen instantáneo en el cilindro	m^3

V_{desp}	Volumen desplazado entre PMS y PMI	m^3
V_m	Volumen muerto	m^3
V_s	Volumen succionado isoentrópico con volumen muerto	m^3
$\dot{V}_s^{c=0}$	Caudal volumétrico isoentrópico sin volumen muerto	m^3/s
V_{suc}	Volumen succionado en el proceso real de compresión	m^3
W	Trabajo	J
w	Trabajo específico	$J\ kg^{-1}$
\dot{W}_{eje}	Potencia mecánica en el eje	W
w_i	Trabajo específico indicado (Ec.4.28)	$J\ kg^{-1}$
\dot{W}_i	Potencia indicada	W
w_{is}	Trabajo específico isoentrópico (Ec.4.26)	$J\ kg^{-1}$
w_v	Trabajo de compresión volumétrico	$J\ m^{-3}$
α	Angulo del cigüeñal (origen en PMS)	rad
η	Eficiencia del compresor (Ec.4.60)	
η_e	Rendimiento eléctrico del compresor (Ec.4.58)	
η_i	Rendimiento indicado del compresor (Ec.4.32)	
η_{is}	Rendimiento isoentrópico del compresor (Ec.4.63)	
η_m	Rendimiento mecánico del compresor, (Ec.4.53)	
η_v	Rendimiento volumétrico del compresor (Ec.4.76)	
λ	Relación de longitud manivela-biela	
v_1	Volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor	$m^3\ kg^{-1}$
ψ_v	Capacidad volumétrica (Ec. Anexo I.1)	$J\ m^{-3}$
ω	Velocidad angular del cigüeñal	$rad\ s^{-1}$

Subíndices

1 – 12	Estados termodinámicos del refrigerante (Figura 4.4)
A – D	Estados termodinámicos del refrigerante (Figura 4.3)
amb	Ambiente
c	Compresión
cond	Condensación
des	Condiciones en la descarga del cilindro
e	Eléctrico
ent_cal	Condiciones a la entrada del calorímetro
evap	Evaporación
i	Indicado
id	Ideal
is	Isoentrópico
m	Mecánico
s	Condiciones isoentrópicas
sal_cal	Condiciones a la salida del calorímetro
suc	Condiciones en la succión del cilindro
sat134a	Condiciones de saturación del R134a del calorímetro
v_des	Válvula de descarga
v_suc	Válvula de succión

Capítulo 1

Introducción

1.1 Motivación

La importancia de la refrigeración en nuestros días ya no se debe sólo a la conservación de alimentos para subsistir. El actual estado de bienestar alcanzado por el ser humano lleva asociado la climatización de todos aquellos espacios en los que reside, lo que ha provocado que el 15% de la electricidad consumida mundialmente sea en equipos de refrigeración basados en sistemas de compresión de vapor [1]. El CO₂ emitido indirectamente para el suministro eléctrico de estas máquinas, unido a la emisión directa de los refrigerantes utilizados, supone una de las principales causas del calentamiento global del planeta (GWP).

El Instituto de Ingeniería Energética (IIE) de la Universidad Politécnica de Valencia ha trabajado desde 1994 para contribuir en la reducción del impacto de la refrigeración en el planeta. Una de las líneas de investigación de este grupo es la caracterización experimental y modelado de sistemas de refrigeración por compresión de vapor, usando hidrocarburos (HCs) como refrigerantes. Esta línea responde a la necesidad que existe de encontrar soluciones alternativas a la utilización de los refrigerantes CFCs y HCFCs por su efecto degradante de la capa de ozono (ODP) y HFCs por su contribución al calentamiento global (GWP).

Las actividades del grupo en esta línea de investigación se han centrado en:

- El desarrollo de modelos matemáticos computacionales de componentes de equipos de refrigeración.
- Estudio experimental del comportamiento de los nuevos refrigerantes tanto en equipos comerciales como en los nuevos prototipos.
- Comprensión de los fenómenos de transferencia de calor y masa que ocurren en este tipo de instalaciones.

Actualmente la mayoría de los componentes de los equipos de refrigeración están optimizados para trabajar con refrigerantes sintéticos con alto GWP. El endurecimiento de la normativa presente ha contribuido a que las líneas de investigación actuales persigan el diseño de sistemas de máxima eficiencia energética con refrigerantes de GWP nulo. Estudios previos realizados por este grupo de investigación [2], [3], revelan que el uso del Propano como refrigerante natural en lugar de R407C supone, además de eliminar su GWP asociado y reducir la carga de la instalación, una ligera mejora en el COP del sistema.

La evolución hacia el uso de refrigerantes naturales como el Propano pasa por investigar en profundidad el comportamiento de los compresores actuales con estos refrigerantes y así adaptar los diseños a sus características para maximizar su eficiencia. De esta evolución depende gran parte del éxito del compromiso adoptado en 2007 por los países miembros de la UE de reducir las emisiones de CO₂ un 20% respecto a los niveles de 1990 en el año 2020 [4].

1.2 Antecedentes y estado del arte

1.2.1 Refrigerantes

La evolución de la refrigeración por compresión de vapor ha venido siendo a lo largo de la historia un continuo perfeccionamiento en el diseño de la máquina unido a una interminable búsqueda del refrigerante óptimo. Resultado de ello es la actual situación en la que existe un tipo de compresor distinto para cada aplicación y/o uso y multitud de refrigerantes que a pesar de llenar la inmensa mayoría de aparatos de refrigeración en el mundo, se consideran refrigerantes de transición. Las cifras varían notablemente si se estudia el uso de los refrigerantes en la UE o en todo el mundo. Aunque en Europa ya no está permitido el uso de los CFCs ni de los HCFCs, hay que decir que a nivel mundial en el año 2006 todavía suponían el 30% y el 55% del stock total respectivamente [5]. A continuación se muestra una tabla con los refrigerantes que incluye en sus equipos uno de los principales fabricantes europeos, donde se aprecia la ausencia de CFCs o HCFCs, excepto el R22 que se usa todavía en países como India, Brasil y China (Tabla 1).

La creciente demanda de equipos de refrigeración y aire acondicionado a nivel mundial [5], [6], [7], choca directamente con el esfuerzo internacional de reducir el calentamiento global del planeta. Es por ello que en la situación actual, el diseño de un sistema de refrigeración no se limita a un buen funcionamiento, sino que el principal esfuerzo de los fabricantes se centra en no perjudicar al medio ambiente (ODP=0 y GWP=0) y aumentar al máximo la eficiencia energética del sistema.

En definitiva, se busca una alternativa totalmente limpia y eficiente, los llamados “refrigerantes naturales”, los cuales no contienen ni cloro, ni flúor, ni afectan al calentamiento del planeta [8]. Éstos son los HCs, el CO₂ (R744), el amoníaco (R717), el agua (R718) y el aire (R729), los cuales no sólo son respetuosos con el medio ambiente, sino también poseen otras ventajas como su bajo coste, sus buenas propiedades termodinámicas (principalmente los HCs y el amoníaco) y su abundancia en el planeta, que además de evitar monopolios de mercado permitiría ahorrarse el proceso de reciclado. Desgraciadamente, no todo son ventajas y cada uno de ellos posee algún inconveniente; la inflamabilidad de los HCs; la toxicidad y moderada inflamabilidad del amoníaco; las elevadas presiones de trabajo del CO₂, su baja temperatura crítica y su bajo COP en el sistema; la bajísima presión de evaporación del agua; y el elevado coste instrumental que supone utilizar aire como refrigerante unido a su bajo COP. Esta situación hace inevitable la necesidad de un acuerdo entre las diferentes partes interesadas, políticos, fabricantes, instaladores, científicos y expertos en seguridad para dictaminar una nueva normativa que regule el uso de los refrigerantes naturales para permitir su implantación progresiva y segura en equipos de refrigeración [9]. Esto supondrá una vuelta a los orígenes de la refrigeración, tras una etapa de 70 años usando refrigerantes que han causado daños irreversibles en el medio ambiente, bien por desconocimiento o bien por intereses económicos.

Fluido	Composición	ODP	GWP (100 años)	Aplicación								
				Baja temperatura Potencia del compresor, kW			Media temperatura Potencia del compresor, kW			Aire acondicionado Potencia del compresor, kW		
				< 1	≤ 10	> 10	< 2	≤ 20	> 20	< 3	≤ 30	> 30
HFC_R22	Clorodifluorometano	0,06	1810	pistón	pistón	tornillo	pist,rot..	pistón	tornillo	rotat.	scroll	tornillo
HFC_R134a	Tetrafluoroetano	0	1430	pistón	pistón	tornillo	pistón	scroll	tornillo	rotat.	scroll	tornillo
HC_R290	Propano	0	3.3	pistón	pistón	tornillo	pistón	scroll	tornillo	rotat.	scroll	tornillo
HFC_R404A	44%_R-125, 52%_R-143a 4%_R-134a	0	3922	pistón	pistón	tornillo	pistón	pistón	tornillo	pistón	scroll	tornillo
HFC_R507	45%_R-125, 55%_R-143	0	3300									
HFC_R407C	23%_R-32, 25%_R-125 52%_R-134a	0	1800	pistón	pistón	tornillo	pist,rot..	pistón	tornillo	rotat.	scroll	tornillo
HFC_R410A	50%_R32, 50%_R125	0	2100	pistón	pistón	tornillo	pistón	pistón	tornillo	pistón	scroll	tornillo
HC_R600a	Isobutano	0	3	rotat.	rotat.	tornillo	rotat.	rotat.	tornillo	rotat.	scroll	tornillo
R717	Amoníaco	0	0									
R744	Dióxido de carbono	0	1	pistón	pistón	pistón	pistón	pistón	pistón	pistón	pistón	pistón

Tabla 1.1 Distintos tipos de compresor recomendados por Danfoss para cada refrigerante [44].

Cabe citar aquí la incansable indagación, por parte de la industria química, de sintetizar el refrigerante ideal que sea eficiente y respetuoso con el medio ambiente. La última familia de refrigerantes que ha salido al mercado son las hidrofluorolefinas HFOs. En ella se ubica el R1234yf, que es una evolución del HFC-R134a con propiedades semejantes y con un menor GWP. Este refrigerante es una de las alternativas para el sector automovilístico frente a la limitación de la UE a un máximo GWP de 150 en los vehículos nuevos. No obstante no parece ser tampoco la solución definitiva debido a varias razones; su síntesis se realiza a partir de HCFCs, con un elevado GWP, es tóxico en contacto con la atmósfera al producir ácido trifluoroacético (TFA) [10], tiene un elevado coste de fabricación que lo hace poco competitivo y su eficiencia es inferior a la del R134a. Además no sólo es también inflamable (clase A2 de acuerdo con ISO 817 y ASHRAE Standard 34), con lo que también requerirá de medidas adicionales de seguridad para su uso, sino también se debe tener en cuenta que su combustión produce ácido fluorhídrico, letal en espacios sin ventilar [11].

La bibliografía muestra diversas comparativas posibles entre todos los refrigerantes existentes. Estos estudios revelan detalladamente las ventajas y desventajas de cada uno de ellos en base a su uso y/o aplicación [12], [13], [14]. Las similares presiones de vapor de los hidrocarburos y de los refrigerantes sintéticos convencionales, les concede una de las mayores ventajas frente a los demás refrigerantes naturales. Esto es la posibilidad de sustitución directa o “drop-in”, sin que se disminuya, en muchos casos, el COP del sistema.

Los HCs han demostrado ser aplicables en un amplio rango de temperaturas y presiones para la mayoría de aplicaciones existentes [15], [16], [17], [18], [19]. La simplicidad de los HCs desde el punto de vista químico, sus elevadas temperaturas críticas, su compatibilidad con aceites y materiales así como sus buenas propiedades como fluidos de trabajo en instalaciones de refrigeración, comparables a las de otros fluidos comerciales ampliamente utilizados, los convertiría en una perfecta alternativa comercial si no fuese por su peligro de inflamabilidad [20], [21]. Su uso en refrigeración comercial se ha extendido mayoritariamente en los países del norte de Europa, principalmente en Dinamarca, Alemania, Suecia y Reino Unido. En cuanto a su uso en aire acondicionado, se espera un crecimiento sustancial a nivel mundial desde que el principal fabricante chino, Gree Electric Appliances Inc., haya decidido incorporarlo en sus equipos en sustitución de HCFCs. Por último, referente a los equipos de refrigeración domésticos, la UNEP predice que el 75% de los nuevos equipos usarán hidrocarburos en los próximos diez años [5], [22].

1.2.2 Modelos de compresor

Existe gran variedad de modelos matemáticos de compresor en la literatura. El objetivo de todos ellos es poder simular su comportamiento con la máxima semejanza a los ensayos experimentales.

Los más sencillos se conocen como modelos empíricos y consisten en simples correlaciones estadísticas obtenidas a partir de datos experimentales [23], los cuales permiten obtener las principales variables de funcionamiento de un compresor (COP, potencia frigorífica, etc.) que afectan al funcionamiento global del sistema de refrigeración a partir de las temperaturas de evaporación y condensación para un recalentamiento y refrigerante dado. Estas correlaciones son útiles para incluirlas en modelos completos de sistemas, en los que el compresor es considerado como “caja negra” y no interesa lo que ocurre en su interior, ya que no conllevan apenas tiempo de cálculo y pueden obtenerse a partir de datos de catálogo.

Un segundo tipo de modelo de compresor, ampliamente utilizado en la industria, son los llamados modelos semi-empíricos, los cuales se caracterizan por el uso de una serie de parámetros con significado físico pero que requieren de ensayos experimentales para su ajuste. Su principal ventaja es su sencillez y permiten entender el funcionamiento básico del compresor y analizarlo. Ejemplo de este tipo de modelo es el desarrollado por Popovic y Saphiro [24], el cual requiere de ocho parámetros de entrada para determinar el flujo másico y la potencia eléctrica requerida por el compresor. En la bibliografía se encuentran diversos modelos semi-empíricos que se diferencian entre ellos en el grado de simplicidad adoptado para resolver el problema interno de las fugas, de las pérdidas de presión y del intercambio de calor en el compresor. [24], [25], [26], [27], [28], [29]. Su uso como herramienta de diseño está limitado por la imposibilidad de hacer modificaciones en la geometría del compresor.

Por último, existe un tercer grupo de modelos de compresor, conocidos como teóricos, que haciendo uso de las leyes físicas disponibles y sin información empírica del problema, describen detalladamente el comportamiento interno del compresor, ya sean velocidades, presiones, densidades, temperaturas, etc. La complejidad de estos modelos y su nivel de detalle requiere para su uso de un conocimiento profundo de la geometría interna del compresor, información que no aparece en los catálogos y que es difícil de obtener si no es con la colaboración del propio fabricante. Este tipo de modelos es necesario para optimizar los diseños de los compresores, ya que permiten estudiar el funcionamiento de sus partes, así como modificar su geometría [30], [31], [32], [33].

1.2.3 Condiciones de funcionamiento

La exigencia de diseñar máquinas más perfectas y eficientes requiere de un profundo conocimiento tanto de ella misma, como de la interacción de los efectos que influyen en su comportamiento. Los resultados experimentales obtenidos a lo largo de la historia con diferentes compresores y diferentes refrigerantes muestran que las tendencias de los distintos rendimientos del compresor no sólo dependen de la relación de presiones, y deberían ser estudiadas en profundidad, teniendo en cuenta la influencia independiente de las condiciones y propiedades del refrigerante en la succión y descarga del compresor.

En la presente tesis se pretende esclarecer el efecto independiente de cada una de estas condiciones de funcionamiento; temperatura de entrada del refrigerante en el compresor y presión de aspiración y descarga, en los rendimientos de un compresor de pistón hermético trabajando con R407C y Propano.

1.2.3.1 Influencia del recalentamiento del gas en la succión

El recalentamiento en la succión del compresor juega un papel más allá del de evitar los golpes de líquido en el compresor. “El rendimiento volumétrico del compresor cae bruscamente si el vapor en la succión está ‘húmedo’, este efecto fue demostrado experimentalmente por Shipley (1910), Wirth (1933) y Smith (1935). Achacaron el origen de esta caída a una mayor transferencia de calor en el interior del compresor, la cual provocaba un incremento del recalentamiento interno que hacía que se incrementase la diferencia de densidad entre la entrada del compresor y la succión del cilindro.”(W.B.Gosney [34]).

En 1940, Giffen y Newley presentaron un estudio con amoníaco en un compresor monocilíndrico de 88,9mm de diámetro y 101,6mm de carrera, a 200 rpm, donde mostraron que el rendimiento volumétrico presentaba un crecimiento continuo hasta llegar a recalentamientos de 20K. Ese mismo año, E.R. Wolfert [35], observó que el incremento del recalentamiento provocaba un incremento en el COP y en la potencia frigorífica mayor de lo esperada según los cálculos termodinámicos, llegando a incrementarse el COP un 16% al aumentar el recalentamiento de 5 a 43 K en compresores de hasta 14,7 kW.

En 1953, Gosney estudió el efecto del recalentamiento con R12 en un compresor monocilíndrico de 36,5 mm de diámetro y 36,5 mm de carrera, a 431 rpm. Observó un crecimiento continuo del rendimiento volumétrico conforme aumentaba el recalentamiento, llegando a ensayar con recalentamiento superior a 40 K. Gosney explica que este fenómeno se debe a tres motivos: el primero de ellos es el ya observado por Shipley (1910), Wirth (1933) y Smith (1935), la reducción del intercambio de calor en la succión al introducir vapor recalentado, el segundo observado también por Wirth (1933), Cheglikov (1963) y por Brown y Kennedy (1971) que al separarnos más de la curva de saturación se evitan condensaciones en el interior del cilindro, ya que las gotas de líquido condensado no salen por la descarga, sino que se quedan en el interior del cilindro, evaporándose inmediatamente después en el proceso de succión. Esa evaporación interior provocará una disminución del refrigerante absorbido, con lo que bajará el rendimiento volumétrico.

Además, el efecto de evaporación provocará un enfriamiento de la zona en contacto con esa gota con lo que se favorecerá la condensación cíclica en la compresión. Este efecto es conocido por otros autores como compresión húmeda [36]. El tercer efecto es que el recalentamiento evapora totalmente el refrigerante disuelto en el aceite, el cual entra al cilindro limpio y sin posibilidad de que alguna gota de refrigerante disuelta se evapore al entrar en el cilindro caliente. El mismo Gosney aconseja el uso del recalentamiento incluso en refrigerantes para los cuales la capacidad volumétrica (Ec. Anexo I.1) decrece ligeramente con el recalentamiento, ya que el efecto positivo sobre el rendimiento volumétrico lo compensa (Ec. Anexo I.2).

En 1958, un grupo de investigadores europeos H.L.Von Cube, K.Benke Y J.A.A.Van Sanbeek [37] diseñaron una instalación experimental capaz de controlar la concentración de aceite en el refrigerante, pudiendo estudiar así su influencia en el comportamiento del compresor al variar el recalentamiento. En sus resultados, el recalentamiento aumentaba la potencia frigorífica y disminuía la potencia eléctrica absorbida por el compresor, tanto para concentraciones de aceite fijas (6.6 y 10%) como para experimentos con separador de aceite en los que la concentración era despreciable.

En 1965 V.B.Yakobsen [38] observó que "la potencia absorbida por el compresor no variaba con el recalentamiento o disminuía ligeramente y que la capacidad frigorífica aumentaba en la misma medida que lo hacía el rendimiento volumétrico".

En 1974, W.D. Cooper [39] presentó en la convención anual de ASHRAE en California un estudio experimental del efecto del recalentamiento sobre la capacidad frigorífica de un compresor y su rendimiento volumétrico. Empleó un compresor abierto de 750 cm³ a 800 rpm con R12. En sus ensayos calorimétricos, mantuvo fijas las temperaturas de evaporación (-15°C) y de condensación (55°C) y varió el recalentamiento de 1 a 40 K. En sus resultados coincide con Wolfert en que al aumentar el recalentamiento, el COP y la capacidad frigorífica del compresor aumentan en mayor medida que lo estimado termodinámicamente, es decir considerando únicamente la variación de la capacidad volumétrica. Atribuye este efecto a que existe un incremento del rendimiento volumétrico con el recalentamiento. Ello se debe a que conforme aumenta la temperatura de entrada al compresor, disminuye el recalentamiento interno y por lo tanto el incremento del volumen específico interno, lo que hace que la relación entre el volumen específico en la succión y a la entrada del cilindro disminuya. Trató de demostrar experimentalmente que el rendimiento volumétrico calculado considerando condiciones de entrada al cilindro era constante con el recalentamiento, pero inexplicablemente para él sus resultados mostraron que para bajos niveles de recalentamiento, este rendimiento volumétrico decrecía de 76,1% a 73,7%. También estudió el efecto del recalentamiento en la potencia absorbida por el compresor, coincidiendo con V.B.Yakobsen [38] en que apenas observó diferencias para sus condiciones de ensayo. En sus ensayos experimentales observó una diferencia clara entre el flujo másico evaporado en el evaporador y el condensado en el condensador. Esta diferencia se anulaba para valores de recalentamiento superiores a 30 K. Atribuyó este efecto a que cuando el recalentamiento es bajo, en el evaporador no llega a evaporarse todo el refrigerante debido a su solubilidad con el aceite. Por último amplió su estudio de capacidad frigorífica al variar el recalentamiento para compresores herméticos y semiherméticos trabajando tanto con R22 como con R502. Sus resultados asentaron su

conclusión de que el recalentamiento aumenta el rendimiento volumétrico, favoreciendo a la potencia frigorífica.

En 1980 P.F. Chamings, B.Hocking, A.M.Vaughan y M.A.Cann [40] estudiaron el efecto del recalentamiento sobre la potencia frigorífica, el rendimiento volumétrico calculado considerando condiciones de entrada al cilindro, la eficiencia, el COP, la temperatura del motor, la temperatura de descarga y la temperatura del aceite. Los ensayos se realizaron con compresores de pistón semi-herméticos de tres, cuatro y seis cilindros de 7.5, 11 y 19 kW respectivamente. El refrigerante y las condiciones de ensayo fueron distintos para cada compresor, usando R12 (CFC) con $T_{\text{evap}}=-7^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{cond}}=46^{\circ}\text{C}$ y variación de recalentamiento de 8 a 42 K, R22 (HCFC) con $T_{\text{evap}}=7^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{cond}}=46^{\circ}\text{C}$ variación de recalentamiento de 8 a 32 K y R502 (HCFC) con $T_{\text{evap}}=-35^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{cond}}=40^{\circ}\text{C}$ y variación de recalentamiento de 8 a 55 K. Subrayan un incremento del rendimiento volumétrico con el aumento de recalentamiento para el R12 de 77 a 82% y de 86 a 89% para el R22. Sus resultados para R502 no siguieron la misma tendencia, manteniéndose prácticamente constante su rendimiento volumétrico en 68% (hay que remarcar que las temperaturas de evaporación y condensación eran distintas para cada refrigerante). Para tratar de explicar este fenómeno utilizaron la definición de rendimiento volumétrico que hizo Macintire y Hutchinson [41], en la que se divide éste en tres componentes: a) rendimiento volumétrico debido a las fricciones internas y a las fugas pistón-cilindro, cuyo efecto lo relacionaron con la relación de presión y con el régimen de giro, pero no con el recalentamiento; b) rendimiento volumétrico debido a los procesos de transmisión de calor en el interior del compresor, componente que al igual que Macintire y Hutchinson [41] consideraron la más importante de las tres, ya que el calor absorbido por el refrigerante en la succión está ligado directamente con el incremento de volumen específico del vapor. Indagando en este efecto observaron que el aumento de volumen específico de los refrigerantes R12 y R22 era decreciente con el incremento del recalentamiento; y c) rendimiento volumétrico debido al efecto del volumen muerto, componente que, al igual que otros autores [42], consideraron únicamente dependiente de la relación de presión y no del recalentamiento. También encontraron variaciones de la eficiencia del compresor, referida a la potencia en el eje, al aumentar el recalentamiento, incrementándose de 53 a 62% con R502 y de 58 a 59% con R12. Al igual que para el rendimiento volumétrico, la tendencia no fue homogénea para los tres refrigerantes, encontrando en este caso una disminución del rendimiento isoentrópico para el R22 de 65 a 64%. Esta diferencia de resultados no llegó a ser explicada por los autores. En su estudio de la temperatura de descarga, en el que aislaron el efecto de la temperatura de evaporación y el del recalentamiento, remarcan la importancia de este parámetro en el rendimiento isoentrópico del compresor, e indican su relación con el instante de la compresión en que el cilindro pasa de ganar a perder calor. En sus ensayos coincide con W.D. Cooper [39] y con V.B.Yakobsen [38] en que la potencia eléctrica absorbida apenas sufre variación con el recalentamiento, no obstante sus conclusiones acerca de la capacidad frigorífica no se corresponden, ya que midió una reducción de ésta al aumentar el recalentamiento. En lo que respecta a sus medidas de temperatura en el aceite, el rango observado fue de 41°C a 81°C en el R12, de 34°C a 56°C en el R22 y de 69°C a 93°C en el R502. La variación de la temperatura del aceite la imputa fundamentalmente a tres factores: a) la reducción de la temperatura de evaporación, que provoca el aumento de la temperatura de descarga, b) el aumento del recalentamiento, que provoca el aumento de temperatura de todo el

compresor, y c) la influencia del área de intercambio de calor entre el aceite y el cárter del compresor.

En 1981, A.E. Dabiri y C.K. Rice [29] propusieron un modelo semi-empírico que es capaz de predecir las variaciones del flujo másico y la potencia absorbida por el compresor al variar el recalentamiento. Para ello se apoyan en los valores experimentales de catálogo del fabricante, sobre los cuales aplican factores de corrección obtenidos experimentalmente. Estas correcciones les permiten predecir el flujo másico al variar el recalentamiento tan sólo para los compresores ensayados y el refrigerante utilizado (R22). Tampoco ellos explicaron físicamente el por qué de estas correcciones tan específicas.

Eric Granryd [42] realiza una comparación entre compresor hermético refrigerado por el refrigerante y uno abierto para estudiar el efecto del calentamiento en la succión. El principal efecto que consideró fue que el incremento del trabajo de compresión por unidad de masa de vapor es directamente proporcional al incremento de volumen específico debido al recalentamiento. En su caso, también considera que el recalentamiento aumenta el rendimiento volumétrico y la eficiencia del compresor, atribuyéndolo a dos de los factores citados por Gosney [34]: las condensaciones en el cilindro y la mezcla de refrigerante en el aceite.

Recientemente X.Wang et al. [36] investigaron la repercusión de eliminar el recalentamiento interno al compresor en el COP del sistema. Realizaron un análisis teórico de un sistema de refrigeración en condiciones ARI para aire acondicionado y refrigeración trabajando con R22, R134a, R410A y R744. Sus resultados mostraron una mejora en el COP y en la capacidad frigorífica entre el 2 y el 3% para condiciones de aire acondicionado. Esta mejora llegaba a incrementarse hasta el 4.5% para el R22 en modo refrigeración.

Escasos son los estudios de recalentamiento realizados con R290, un refrigerante que al presentar bajas temperaturas de descarga, permite alcanzar valores elevados de recalentamiento sin que peligre la integridad del aceite. Recientemente, en 2003, Urchueguía et al. [43] presentaron un estudio de la influencia de la carga de refrigerante en el comportamiento de una bomba de calor, en el que indican que un recalentamiento de 5-6K ofrece la capacidad frigorífica y el COP óptimos en el sistema estudiado. Danfoss presentó una simulación en la que analizan el efecto del recalentamiento interno y de las pérdidas de carga internas en la reducción de flujo másico trasegado. Este estudio lo realizaron para diferentes refrigerantes, entre los que se encontraban los hidrocarburos R600a y R290 [44]. Centran la importancia de sus resultados en esta reducción de flujo másico, lo cual les lleva a desaconsejar el recalentamiento en los compresores herméticos que por su propio diseño conllevan un inevitable recalentamiento interno. Cabe resaltar que en sus resultados observaron que el recalentamiento en el Propano no penaliza tanto al flujo másico trasegado como lo hace en otros refrigerantes como el R404A, R507 ó R410A (HFCs).

Se ha abordado este punto desde la perspectiva de la eficiencia del compresor, pero se debe tener en cuenta que existen otros factores como la refrigeración del motor eléctrico o la integridad del aceite que obligan a los fabricantes a recomendar recalentamiento bajos [45]. Este tipo de recomendaciones deberían revisarse para el caso

del Propano, ya que las temperaturas de descarga son muy inferiores a las del resto de refrigerantes habituales.

1.2.3.2 Influencia de las presiones de succión y descarga

V. Villadsen y F.V. Boldvig [46] presentan en 1981 un estudio en el que añaden la influencia de la relación de presiones, régimen de giro y carrera del pistón en el comportamiento de compresores abiertos, considerando éste definido por el rendimiento volumétrico, la eficiencia referida a la potencia en el eje y el COP. En sus ensayos, en los que utilizaron compresores abiertos de 4 y 8 cilindros de 78 cm³ a 1200 rpm, encontraron máximos en la eficiencia del compresor para relaciones de presión entre 3 y 4 para R22 y entre 2 y 3 para R717, señalando además un incremento de ésta, al aumentar la temperatura de condensación de 25°C a 45°C, del 73% al 80% para R22 y del 79% al 84% para R717. Concluyeron pues que la eficiencia del compresor no sólo estaba determinada por la relación de presiones, sino también por los cambios de presión en la succión y en la descarga. En el caso del rendimiento volumétrico, el principal factor en su variación fue la relación de presiones, no obstante, apuntaron una ligera influencia de los niveles de presión que se acentuaba para altas relaciones de presión. Al ensayar compresores abiertos, define la eficiencia del compresor como el producto del rendimiento indicado y el rendimiento mecánico. Resalta la importancia del diseño de las válvulas sobre el rendimiento indicado y estudia el efecto de la fuerza con que se tara el muelle de la válvula de descarga. Concluyendo que cuanto menor es la presión de evaporación, mayor influencia tiene esta fuerza sobre el rendimiento indicado del compresor, y recomienda en este caso valores reducidos para esta fuerza. Este resultado lo obtiene a partir de una simulación que realiza comparando una fuerza de 60 N con otra de 30 N en un compresor abierto a 1200 rpm a -10/35°C y trabajando con R717.

M.-H. KIM y C.W. Bullard [47] mostraron en 1997 un estudio experimental en compresores herméticos de pistón, trabajando con R134a, en el que relacionan el volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor y a la entrada del cilindro con la inversa de la presión en la succión, obteniendo evoluciones crecientes y paralelas de ambas. En sus resultados no tuvo en cuenta el efecto del recalentamiento.

G.A. Longo y A. Gasparella [48] observaron en un estudio realizado con su modelo de compresor validado para R134a, que el aumento de la temperatura de evaporación de -35°C a -10°C, para una temperatura de condensación constante de 55°C y una temperatura de succión constante de 32°C en un compresor hermético de 6 cm³, incrementaba linealmente el rendimiento isoentrópico del 66.8% al 72.6%, la eficiencia del 33.6% al 44.3% y el rendimiento volumétrico del 44.9% al 68.8%.

Recientemente, en el año 2005, C.D. Pérez-Segarra et. al [49] utilizaron un modelo matemático teórico para realizar un estudio termodinámico de las pérdidas energéticas relacionadas con el rendimiento volumétrico, indicado, mecánico y eléctrico de un compresor de pistón hermético de 7,5 cm³ a 50 Hz y usando R134a, al variar la relación de presiones entre 2 y 32 mediante cambios en la temperatura de evaporación. En estos

ensayos se mantuvieron fijas las temperaturas de entrada al compresor, condensación y ambiente en 32°C, 55°C y 32°C respectivamente. Aunque el parámetro principal en su estudio para identificar las pérdidas fue la relación de presiones, plantean también una interesante comparativa al considerar diferentes variaciones en el compresor (volumen muerto, fugas pistón cilindro, geometría de las válvulas de succión y descarga, temperatura de succión y temperatura ambiente). Un año antes, Cabello et al. [50] presentaron un estudio experimental de los principales parámetros que afectan a la Potencia frigorífica, Potencia eléctrica absorbida, Flujo másico y COP, usando R134a, R22 y R407C. Resaltaron la importancia de la presión de evaporación en el flujo másico trasegado frente a la presión de descarga, el régimen del motor o el recalentamiento. Cabe destacar que la expresión utilizada para definir el rendimiento volumétrico no dependía del recalentamiento, además de que el rango de variación de recalentamiento que utilizaron fue de 4 a 14 K, un intervalo muy reducido si se compara con el utilizado por W.D.Cooper de 1 a 42 K, de P.F. Chamings de 7 a 55 K o de Wolfert de 5 a 43 K. En sus resultados apenas encontraron variación de la eficiencia del compresor para las distintas relaciones de presión ensayadas, algo que contrasta con los resultados de otros autores que utilizando los mismos refrigerantes observaron que existen máximos para determinados rangos de relaciones de presión [46], [49], [51], [52]. Además consideraron una dependencia lineal del rendimiento volumétrico con la relación de presiones, lo cual es habitual en la bibliografía aunque algunos autores como M.-H. KIM y C.W. Bullard [47] introducen un factor de curvatura distinto a la unidad.

Las medidas experimentales de compresores que han sido realizadas en el IIE en los últimos años suponen una referencia para abordar nuevos estudios relacionados. J.González [30] realizó medidas experimentales de un compresor alternativo hermético de cuatro cilindros con R22 y Propano, obteniendo resultados de rendimiento volumétrico, rendimiento isoentrópico y eficiencia para distintas relaciones de presión y manteniendo fijo el recalentamiento en 6 K. E.Navarro et al. realizaron un estudio experimental en el que compararon los rendimientos volumétricos, eficiencias, COPs, potencias frigoríficas y oil circulating rate (OCR) de cinco compresores alternativos con distintas cilindradas, número de cilindros y relación carrera-diámetro trabajando con R407C y Propano [52]. También estudiaron mediante un modelo matemático semi-empírico el peso de las diferentes pérdidas energéticas que existen en el interior del compresor, comparando sus resultados de eficiencia y rendimiento volumétrico para Propano y R407C en función de la relación de presiones para un recalentamiento fijo de 11.1 K [51]. Las variaciones de relación de presión las obtuvieron mediante cambios en la temperatura de evaporación y de condensación, no obstante no se estudió el efecto aislado de cada una de ellas y el recalentamiento se consideró fijo.

Cabría citar en este punto los estudios realizados acerca de la influencia de la pérdida de carga en la succión en el comportamiento del compresor. Danfoss presentó una simulación teórica, para distintos refrigerantes, de la influencia de este parámetro en la eficiencia isoentrópica del compresor y en la reducción de flujo másico trasegado. En este estudio además se estimó el efecto del tipo de refrigerante y de las presiones de evaporación y descarga en las fugas del proceso de compresión, aconsejando el uso de compresores alternativos para minimizarlas [44].

1.3 Objetivos

Los objetivos marcados en el transcurso de los últimos cuatro años describen la evolución del trabajo realizado:

1. Obtener resultados experimentales de un compresor de pistón hermético en un amplio rango de condiciones de trabajo con el refrigerante para el cual ha sido diseñado (R407C) y con un refrigerante natural alternativo (Propano).
2. Validar experimentalmente un modelo matemático para el compresor de pistón hermético ensayado.
3. Analizar la interrelación entre las condiciones de funcionamiento (presión y temperatura en la succión y presión en la descarga) y las diferentes pérdidas energéticas que existen en el interior del compresor mediante el uso del modelo.
4. Relacionar las diferencias de comportamiento observadas entre ambos refrigerantes con el análisis energético realizado con el modelo.
5. Proponer modificaciones en el diseño del compresor ensayado para mejorar su eficiencia al hacerlo trabajar con Propano.

Capítulo 2

Instalación experimental

2.1 Descripción de la instalación

El banco de pruebas de compresores del Instituto de Ingeniería Energética nace de un proyecto europeo para el desarrollo de bombas de calor con Propano. Ha sido sometido a múltiples traslados y modificaciones, llevándose a cabo la última de ellas para su adaptación a la Norma Europea EN 13771-1:2003 *Compresores y unidades de condensación para refrigeración. Ensayos de prestaciones y métodos de ensayo* [53] durante el transcurso de la presente tesis (Figura 2.1).



Figura 2.1. Compresor MTZ32/4 instalado en el banco de ensayos.

El método seguido para ensayar el compresor está estandarizado en la Norma citada anteriormente (*Método A: Calorímetro con fluido secundario en la aspiración*). La instalación consiste en un banco de ensayos calorimétrico con refrigerante secundario R134a, válvulas de expansión presostáticas y condensador refrigerado por agua. Dicho montaje permite fijar un amplio rango de puntos de trabajo del compresor, pudiendo controlar tanto las presiones de aspiración y descarga, como el recalentamiento y el subenfriamiento del ciclo.

La Figura 2.2 y Figura 2.3 muestran respectivamente los esquemas del circuito de refrigeración de la instalación y del circuito de agua que controla la presión del condensador. Para controlar la presión de condensación, se utiliza como mecanismo de control el flujo de agua de un circuito exterior. Este circuito dispone de dos válvulas de tres vías (Landis & Staefa SKD62) que regulan el agua que circula por un intercambiador de placas. Una de las dos válvulas es controlada manualmente, a través de un reóstato, para realizar un primer ajuste de la presión de condensación. El control fino viene dado por la segunda válvula que es controlada por uno de los PID (Watlow Series 96). Éste recibe la señal del sensor de presión a la salida del compresor, y de acuerdo a los parámetros preajustados regula la abertura de la válvula con una señal de 0-10V.

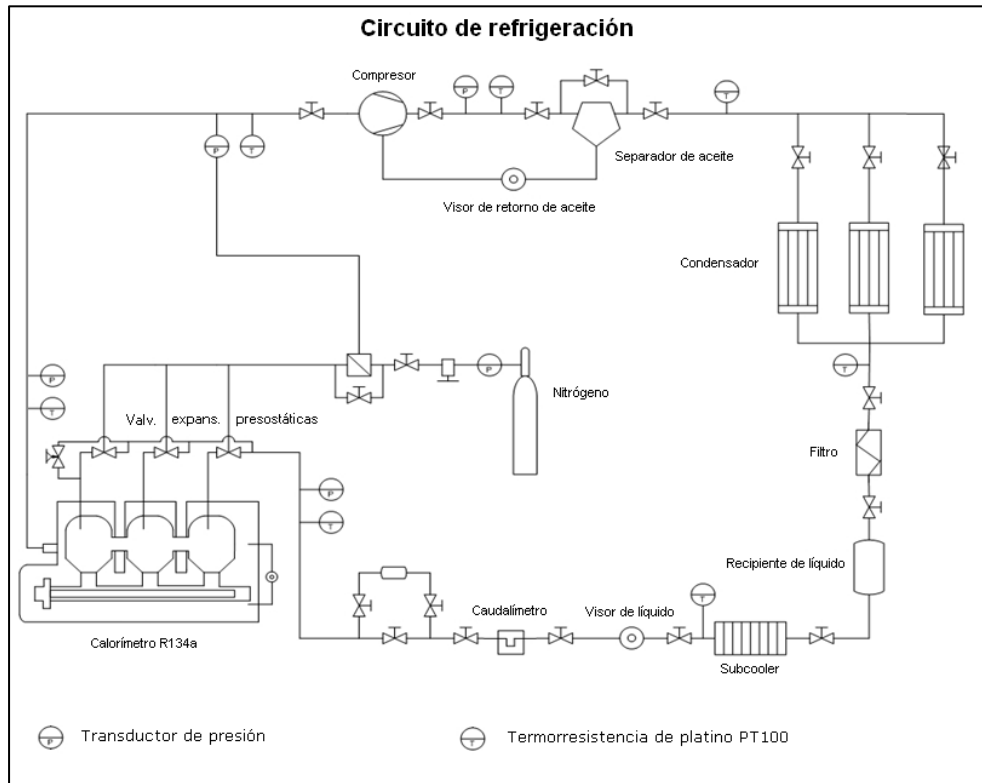


Figura 2.2. Esquema del circuito de refrigeración del banco de ensayos.

La presión de evaporación, es controlada por las válvulas de expansión presostáticas, se trata de válvulas neumáticas, accionadas mediante nitrógeno seco a presión. Con el fin de proteger el dispositivo de control de las válvulas de expansión, la botella de nitrógeno ha sido provista de un manorreductor que limita la presión en el rango de 0 bar a 9 bar. La presión de nitrógeno sobre las válvulas viene controlada por un regulador electrónico de presión (SMC ITV-2050). Este dispositivo está en comunicación directa con el PID, y es el encargado de realizar el control de la presión en el evaporador regulando la abertura de las válvulas neumáticas.

Para conseguir controlar el recalentamiento de forma estacionaria es necesario controlar la presión del refrigerante secundario en el calorímetro, el cual ha sido equipado con tres grupos de resistencias conectadas en triángulo de una potencia total de 36,25 kW dispuestas en su base. La potencia eléctrica que se suministra a estas resistencias está controlada por el PID, que tiene como parámetro de entrada la presión del fluido de refrigerante secundario. Con el fin de facilitar el control, la potencia suministrada se ha dividido en dos etapas fijas de 8.75 kW., modo on/off, y una etapa variable de 18.75 kW., controlada por el PID mediante una señal analógica que envía a un controlador de base temporal variable (Watlow DIN-a-mite style C). De esta forma se consigue controlar la presión del refrigerante secundario en el calorímetro y con ello el recalentamiento.

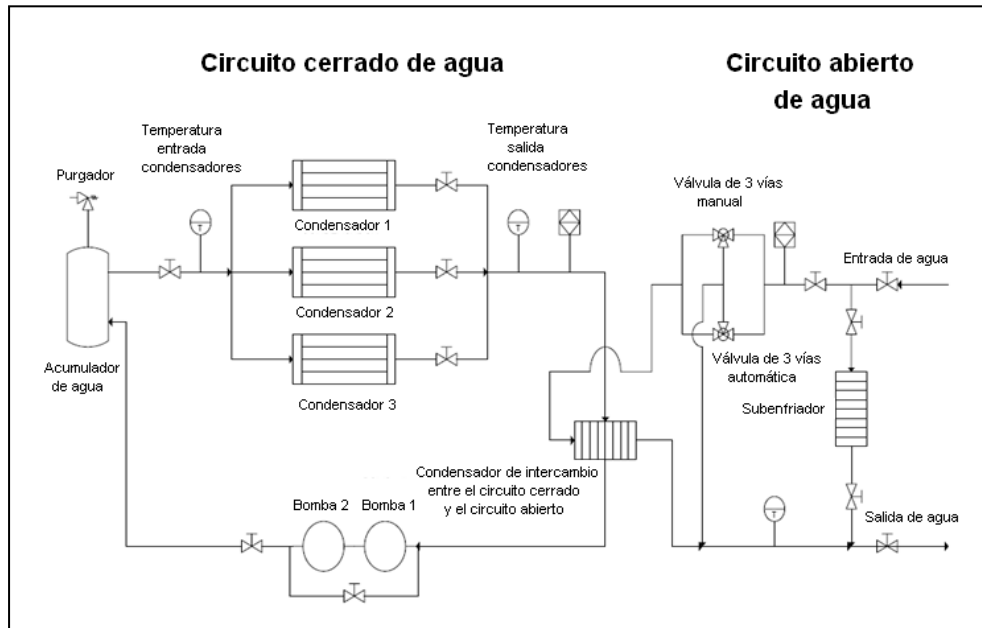


Figura 2.3. Esquema del circuito hidráulico del banco de ensayos

La Tabla 2.1 incluye las condiciones básicas en las que se tiene que realizar el ensayo según la Norma Europea EN 13771-1:2003 [53], así como las desviaciones obtenidas en nuestros ensayos utilizando reguladores tipo PID.

<i>Mediciones básicas de ensayo UNE-EN 13771-1</i>	<i>Desviación admisible durante todo el ensayo</i>	<i>Desviación obtenida</i>
Presión absoluta a la entrada del compresor	$\pm 1\%$	$< \pm 1\%$
Presión absoluta a la salida del compresor	$\pm 1\%$	$< \pm 1\%$
Temperatura a la entrada del compresor	$\pm 3\text{ K}$	$< \pm 1\text{ K}$
Velocidad nominal del compresor	$\pm 1\%$	N.C.
Tensión eléctrica nominal	$\pm 1.5\%$	$< \pm 1.5\%$
Frecuencia eléctrica nominal	$\pm 1\%$	$< \pm 1\%$
Temperatura ambiente	$\pm 3\text{ K}$	$< \pm 1\text{ K}$

Tabla 2.1. Desviaciones admisibles y desviaciones en ensayos.

Los instrumentos de medida utilizados en la instalación se calibran periódicamente para garantizar la trazabilidad de las medidas y que sus incertidumbres estén dentro de los límites dados en los capítulos A.2 y A.7 de la Norma Europea EN 13771-1:2003 [53]. La Tabla 2.2 muestra las incertidumbres admisibles según normativa y las incertidumbres expandidas de las medidas realizadas en la instalación. Se define la incertidumbre expandida como la magnitud que define un intervalo en torno al resultado de una medición que puede esperarse que incluya una fracción grande de la distribución de los valores que pueden atribuirse razonablemente al mensurando. Dichas incertidumbres expandidas se han obtenido multiplicando la incertidumbre típica de medición por el factor de cobertura $k=2$ que, para una distribución normal, corresponde a una probabilidad de cobertura de aproximadamente el 95%. La incertidumbre típica de medida se ha determinado conforme al documento CEA-ENAC-LC/02 [54], es decir, en este caso teniendo en cuenta como fuentes de error en la medida: el propio error del sensor, el del data logger al cual está conectado y el del patrón con el que se ha calibrado.

<i>Variable</i>	<i>Instrumento de medida</i>	<i>Incertidumbre permitida EN 13771-1:2003</i>	<i>Incertidumbre de la medida (expandida)</i>
Temperatura	RTD-PT100, B, 4 hilos Rango: -200 a 600°C	$\pm 0,3$ K (<i>Cumple</i>)	$\pm (0,081$ K + 0,05%)
Presión de succión	Transductor de presión piezoresistivo (Rosemount 3051) Rango: 0-10 bar	± 1 % (<i>Cumple</i>)	$\pm 0,024$ bar
Presión de descarga	Transductor de presión piezoresistivo (Rosemount 2088) Rango: 0-30 bar	± 1 % (<i>Cumple</i>)	$\pm 0,099$ bar
Presión de condensación	Transductor de presión piezoresistivo (Rosemount 3051) Rango: 0-25 bar	± 1 % (<i>Cumple</i>)	$\pm 0,081$ bar
Presión de R134a	Transductor de presión piezoresistivo (Rosemount 3051) Rango: 0-10 bar	± 1 % (<i>Cumple</i>)	$\pm 0,024$ bar
Flujo másico	Coriolis CFM-250 de Micro Motion. Rango: 0-250 g/s	± 1 % (<i>Cumple</i>)	$\pm (0,025$ g/s + 0,18%)
Pot. eléctrica compresor	Watímetro (Sineax DME-442). Rango: 0-30000W	$\pm 0,5$ % (<i>Cumple</i>)	$\pm 83,6$ W
Pot. eléctrica calorímetro	Watímetro (Sineax Cam) Rango: 0-45000 W	$\pm 0,5$ % (<i>Cumple</i>)	$\pm 135,2$ W

Tabla 2.2. Incertidumbres de medida.

Las medidas de temperatura se realizan mediante termorresistencias de platino (RTD-PT100, clase B) de 4 hilos conectadas directamente al data logger, que cuantifica los

valores de resistencia y los traduce a temperaturas. Asimismo las medidas de presión han sido tomadas mediante sensores de presión Fisher-Rosemount de tipo 2088 y 3051, que convierten la lectura de dicha magnitud en una señal de intensidad analógica y la transmiten al data logger, el cual la traduce a presión según su curva programada de calibración. Tal y como se ha dicho anteriormente, los valores de incertidumbre mostrados en la Tabla 2.2 incluyen como fuentes de error el propio error del sensor, el del data logger al cual está conectada y el del patrón con el que ha sido calibrado.

El flujo másico se ha medido directamente mediante un dispositivo de tipo coriolis (Fisher-Rosemount Micro-Motion CMF025F). No obstante, debido al importante papel que juega para determinar el comportamiento del compresor, en cada ensayo se realiza una segunda medida de comprobación de acuerdo con la Norma Europea EN-13771-1:2003 [53]. El método consiste en calcular el flujo másico conociendo el calor aportado por las resistencias eléctricas al calorímetro. Este calor aportado se conoce midiendo la potencia eléctrica suministrada a las resistencias internas del calorímetro, y se transmite mayoritariamente al refrigerante excepto las pequeñas pérdidas de calor al ambiente. Dado que se miden también las condiciones de temperatura y presión a la entrada y salida del calorímetro, el flujo másico se puede calcular usando la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{calculado} = \frac{\dot{E}_{cal} - \dot{Q}_{amb}}{h_{sal_cal} - h_{ent_cal}} \quad \text{Ec.2. 1}$$

Donde:

- \dot{E}_{cal} : Potencia eléctrica media consumida por las resistencias del calorímetro durante los 30 minutos de ensayo.
- h_{sal_cal} : Entalpía del refrigerante en las condiciones de salida del calorímetro, P_{sal_cal} y T_{sal_cal} .
- h_{ent_cal} : Entalpía del refrigerante en las condiciones de entrada al calorímetro, P_{ent_cal} y T_{ent_cal} .

El calorífugado del calorímetro (Figura 2.4) cumple con las exigencias de la Norma Europea EN 13771-1:2003 [53], esto es unas pérdidas inferiores al 5% de la potencia frigorífica del compresor. La calibración del calorímetro se ha realizado cumpliendo los requisitos indicados en el apartado 4.7 de dicha norma. Las pérdidas de calor del calorímetro al ambiente se cuantifican de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{amb} = F (T_{sat134a} - T_{amb}) \quad \text{Ec.2. 2}$$

Donde:

- F : Factor de calibración del calorímetro, determinado experimentalmente según las especificaciones de la norma UNE-EN 13771-1:2003 [53], que

describe el intercambio térmico entre el calorímetro y el aire durante el ensayo. El valor experimental obtenido es $F=6.66$, lo cual es indicativo de que las pérdidas al ambiente son mínimas.

- $T_{sat134a}$: Temperatura media del refrigerante secundario del interior del calorímetro.
- T_{amb} : Temperatura media del ambiente media durante el ensayo.



Figura 2.4. Calorímetro calorifugado con refrigerante secundario R134a.

La adquisición de datos se ha realizado utilizando un sistema modular de adquisición de datos y computación del tipo HP34970A y el software de Agilent technologies, BenchLink Data Logger 3. Los resultados obtenidos en un punto de ensayo se resumen en la Tabla 2.3. El registro de datos de cada ensayo se ha realizado periódicamente cada 3 segundos durante 30 minutos en condiciones de funcionamiento estable, superando los 15 minutos con periodicidad de 60 segundos que exige como mínimo la Norma Europea EN 13771-1:2003 [53]. El archivo de datos generado contiene las medidas de temperatura, presión y flujo másico en cada instante. En el informe del ensayo se incluyen tanto las medias de las magnitudes medidas como los resultados obtenidos a partir de ellas. Además, cada informe incluye una comprobación automática de desviación típica de las medidas realizadas durante el ensayo para asegurar así el cumplimiento de la Norma Europea EN 13771-1:2003 [53]. En la Tabla 2.3 se puede observar, a modo de ejemplo, el informe tipo que se obtiene tras la realización de cada uno de los puntos de ensayo del compresor.

Finalmente, después de cada ensayo, se comprueba la diferencia entre el flujo másico medido y el calculado con el fin de garantizar la veracidad de los resultados:

$$dif_m = \frac{(\dot{m}_{calculado} - \dot{m}_{medido})}{\dot{m}_{medido}} \cdot 100 \quad \text{Ec.2. 3}$$

Dicha diferencia dif_m debe ser inferior al 4% de error relativo para que cumpla con la Norma Europea EN-13771-1:2003 [53]. En los ensayos realizados para la presente tesis dif_m no superó el 1%, lo cual garantiza la calidad de las medidas obtenidas. Cabe añadir que ante la preocupación de que la medida de flujo másico del coriolis estuviese falseada por la circulación de aceite en la instalación, todas las medidas han sido realizadas con separador de aceite. Asimismo se realizó aleatoriamente una prueba de OCR (oil circulating ratio) para confirmar que la cantidad de aceite circulante en la instalación era insignificante.

Técnico del ensayo José Alonso Bursal		Lugar Banco de ensayos de compresores del Instituto de Ingeniería Energética (UPV)		Fecha y hora 28/04/2010, 11:41:19	
Normativa de ensayo: UNE- EN-13771-1:2003					
Compresor Danfoss MTZ32		Refrigerante Propano		Aceite POE 160PZ con separador	
Condiciones de funcionamiento de referencia					
T_{evap} , °C	7.90	T_{cond} , °C	52.30	Rec, K	20.00
Condiciones de funcionamiento en ensayo					
T_{evap} , °C	7.82	T_{cond} , °C	52.32	Rec, K	19.83
Mediciones					
$P_{ent\ comp}$, bar	5.98	$T_{sal\ cond}$, °C	50.64	T_{amb} , °C	23.14
$T_{ent\ comp}$, °C	27.65	$P_{ent\ válv}$, bar	17.92	T_{aceite} , °C	46.33
$P_{sal\ comp}$, bar	18.01	$T_{ent\ cal}$, °C	18.26	T_{sat34a} , °C	28.24
$T_{sal\ comp}$, °C	87.40	$T_{sal\ cal}$, °C	27.86	$T_{agua\ ent\ cond}$, °C	34.07
$T_{ent\ cond}$, °C	81.99	$P_{sal\ cal}$, bar	5.99	$T_{agua\ sal\ cond}$, °C	35.47
E_{cal} , W	8564	$P_{sat134a}$, bar	7.32	$T_{agua\ ent\ ext}$, °C	13.51
E , W	2034	m_{medido} , g/s	22.55	$T_{agua\ sal\ ext}$, °C	14.66
Resultados					
Q_{ev} (Sub=0)	6205	$m_{calculado}$, g/s	22.95	dif_m , %	-0.986
R_p	3.011	COP	2.953	Sub, K	34.05
η	0.6255	η_v	0.7363	Q_{amb} , W	54.81
Desviaciones típicas					
$P_{ent\ comp}$, bar	0.004	$T_{sal\ cond}$, °C	0.07	$P_{sat134a}$, bar	0.012
$T_{ent\ comp}$, °C	0.04	$P_{ent\ válv}$, bar	0.012	T_{amb} , °C	0.19
$P_{sal\ comp}$, bar	0.011	$T_{ent\ cal}$, °C	0.08	$T_{agua\ ent\ cond}$, °C	0.08
$T_{sal\ comp}$, °C	0.10	$T_{sal\ cal}$, °C	0.05	$T_{agua\ sal\ cond}$, °C	0.08
$T_{ent\ cond}$, °C	0.10	$P_{sal\ cal}$, bar	0.005	$T_{agua\ sal\ ext}$, °C	0.20

Tabla 2.3. Informe tipo de un punto de ensayo del compresor.

2.2 Descripción del compresor analizado

El principal protagonista del trabajo realizado en la presente tesis es sin duda el compresor, el cual ha sido sometido a un riguroso estudio tanto teórico como experimental. De entre los distintos tipos de compresores de refrigeración posibles, se ha escogido un compresor volumétrico alternativo de pistón por su alta representación en los sistemas frigoríficos actuales. La elección del tamaño ha sido condicionada por la posibilidad de obtener puntos de funcionamiento extremos sin exceder los límites del propio banco de ensayos. La Figura 2.5 muestra el interior del compresor hermético analizado.

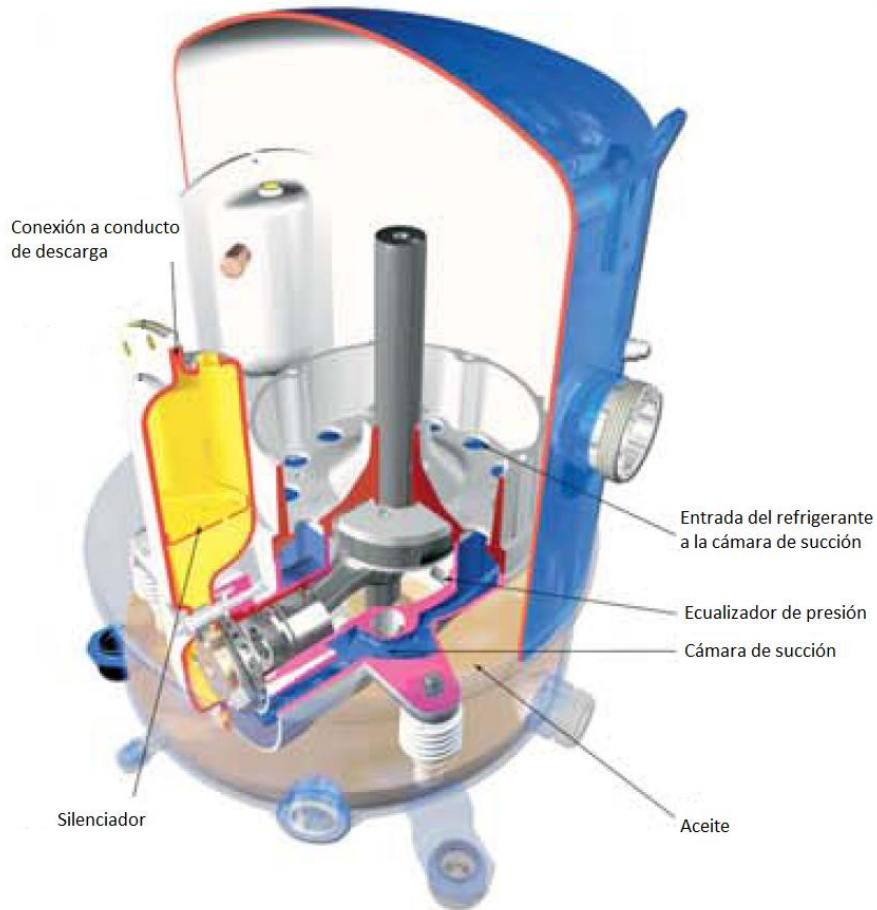


Figura 2.5. Compresor MTZ32/4 analizado en el banco de ensayos (cortesía de Danfoss Commercial Compressors).

Se ha elegido un compresor de pistón hermético comercial (DANFOSS MTZ32-4) monocilíndrico con un desplazamiento de $53.86\text{cm}^3\cdot\text{rev}^{-1}$ y 2900 rpm de velocidad nominal, diseñado para trabajar en medias y altas temperaturas de evaporación. La baja temperatura del gas succionado se aprovecha para refrigerar su motor eléctrico y la elevada temperatura de la descarga para calentar el aceite del cárter. Su diseño ha sido optimizado para trasegar HFCs (R407C, R134a, R404 y R507A), usando como lubricante un polioléster de densidad 32 cSt (160PZ). Se ha empleado este aceite para garantizar una buena lubricación del compresor con los dos refrigerantes ensayados (R407C y Propano), habiendo sido probado su uso en investigaciones anteriores [55]. Las especificaciones de catálogo del compresor se resumen en la Figura 2.6.


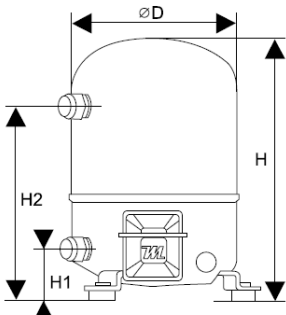
	
Datasheet, technical data	Maneurop reciprocating compressor, MTZ032-4
General Characteristics	
Model number (on compressor nameplate)	MTZ32JF4BVE
Cylinders	1
Swept volume	53.86 cm ³ /rev
Displacement @ Nominal speed	9.4 m ³ /h @ 2900 rpm - 11.3 m ³ /h @ 3500 rpm
Net weight	24 kg
Oil charge	0.95 litre, POE - 160PZ
Maximum system test pressure Low Side / High side	25 bar(g) / 30 bar(g)
Maximum differential test pressure	30 bar
Maximum number of starts per hour	12
Refrigerant charge limit	2.5 kg
Approved refrigerants	R404A - R507A - R134a - R407C
Dimensions	
	
D=224 mm H=356 mm H1=263 mm H2=68 mm	

Figura 2.6. Especificaciones del compresor ensayado según catálogo de Danfoss Commercial Compressors.

Las condiciones de funcionamiento para las cuales ha sido diseñado el compresor se resumen en la Figura 2.7. El recalentamiento óptimo ofrecido por el fabricante es de 8K [45], y en ningún caso recomienda superar los 30K. El límite de temperatura de descarga recomendado es de 130°C.

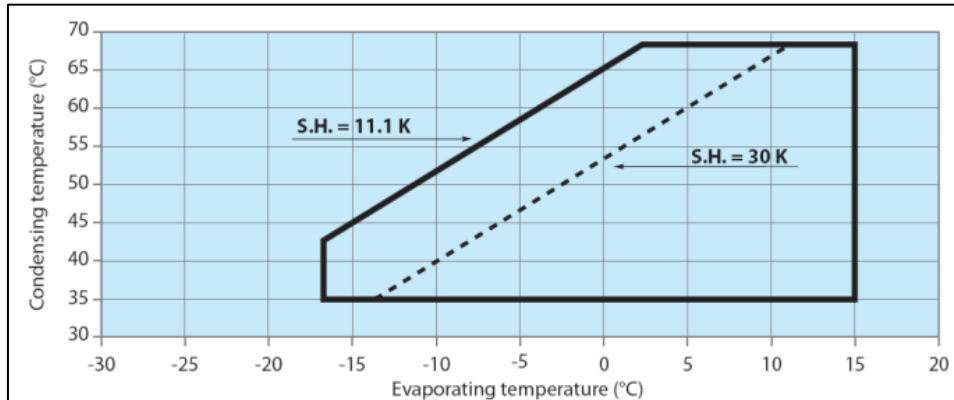



Figura 2.7. Temperaturas de funcionamiento del MTZ32 con R407C (estado de vapor saturado) según catálogo de Danfoss Commercial Compressors.

Los datos de funcionamiento que ofrece el fabricante para R407C se muestran en la Tabla 2.4 (condiciones ARI) y 0 (condiciones EN 12900), en las que se acepta una desviación de +/- 5%.



Datasheet, performance data **Maneurop reciprocating compressor. MTZ032-4**

Performance data at 50 Hz, EN 12900 rating conditions **R407C**

Cond. temp. in °C (tc)	Evaporating temperature in °C (to)							
	-15	-10	-5	0	5	10	15	

Cooling capacity in W

35	3 135	4 200	5 458	6 931	8 644	10 620	12 881	-	-
40	2 809	3 815	4 997	6 377	7 979	9 827	11 943	-	-
45	2 479	3 428	4 534	5 821	7 312	9 032	11 002	-	-
50	-	3 040	4 070	5 264	6 645	8 237	10 062	-	-
55	-	-	3 608	4 709	5 980	7 444	9 124	-	-
60	-	-	-	4 158	5 319	6 655	8 190	-	-
65	-	-	-	3 612	4 663	5 872	7 262	-	-

Power input in W

35	1 449	1 615	1 749	1 857	1 942	2 011	2 068	-	-
40	1 487	1 689	1 856	1 991	2 101	2 190	2 262	-	-
45	1 503	1 748	1 953	2 124	2 265	2 381	2 476	-	-
50	-	1 786	2 038	2 250	2 429	2 578	2 703	-	-
55	-	-	2 103	2 365	2 588	2 778	2 940	-	-
60	-	-	-	2 462	2 738	2 976	3 181	-	-
65	-	-	-	2 538	2 872	3 165	3 421	-	-

Current consumption in A


35	3.28	3.47	3.63	3.78	3.90	4.00	4.09	-	-
40	3.34	3.57	3.77	3.95	4.10	4.23	4.34	-	-
45	3.37	3.65	3.90	4.13	4.32	4.49	4.64	-	-
50	-	3.71	4.03	4.31	4.56	4.77	4.97	-	-
55	-	-	4.13	4.48	4.79	5.07	5.32	-	-
60	-	-	-	4.64	5.03	5.38	5.69	-	-
65	-	-	-	4.78	5.25	5.68	6.08	-	-

Mass flow in kg/h

35	68	90	115	143	176	213	255	-	-
40	64	85	110	138	170	207	248	-	-
45	60	81	105	133	164	200	240	-	-
50	-	76	100	127	158	192	231	-	-
55	-	-	94	121	151	185	222	-	-
60	-	-	-	114	144	176	213	-	-
65	-	-	-	107	136	168	203	-	-

Coefficient of performance (C.O.P.)

35	2.16	2.60	3.12	3.73	4.45	5.28	6.23	-	-
40	1.89	2.26	2.69	3.20	3.80	4.49	5.28	-	-
45	1.65	1.96	2.32	2.74	3.23	3.79	4.44	-	-
50	-	1.70	2.00	2.34	2.74	3.19	3.72	-	-
55	-	-	1.72	1.99	2.31	2.68	3.10	-	-
60	-	-	-	1.69	1.94	2.24	2.57	-	-
65	-	-	-	1.42	1.62	1.86	2.12	-	-

<p>Nominal performance at to = 5 °C, tc = 50 °C</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Cooling capacity</td><td>6 645</td><td>W</td></tr> <tr><td>Power input</td><td>2 429</td><td>W</td></tr> <tr><td>Current consumption</td><td>4.56</td><td>A</td></tr> <tr><td>Mass flow</td><td>158</td><td>kg/h</td></tr> <tr><td>C.O.P.</td><td>2.74</td><td></td></tr> </table>	Cooling capacity	6 645	W	Power input	2 429	W	Current consumption	4.56	A	Mass flow	158	kg/h	C.O.P.	2.74			<p>Pressure switch settings</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Maximum HP switch setting</td><td>29.4</td><td>bar(g)</td></tr> <tr><td>Minimum LP switch setting</td><td>0.2</td><td>bar(g)</td></tr> <tr><td>LP pump down setting</td><td>1.3</td><td>bar(g)</td></tr> </table> <p>Sound power data</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Sound power level</td><td>0</td><td>dB(A)</td></tr> <tr><td>With acoustic hood</td><td>0</td><td>dB(A)</td></tr> </table>	Maximum HP switch setting	29.4	bar(g)	Minimum LP switch setting	0.2	bar(g)	LP pump down setting	1.3	bar(g)	Sound power level	0	dB(A)	With acoustic hood	0	dB(A)
Cooling capacity	6 645	W																														
Power input	2 429	W																														
Current consumption	4.56	A																														
Mass flow	158	kg/h																														
C.O.P.	2.74																															
Maximum HP switch setting	29.4	bar(g)																														
Minimum LP switch setting	0.2	bar(g)																														
LP pump down setting	1.3	bar(g)																														
Sound power level	0	dB(A)																														
With acoustic hood	0	dB(A)																														

to: Evaporating temperature at dew point
 tc: Condensing temperature at dew point
 Rating conditions: Superheat = 10 K, Subcooling = 0 K

All performance data +/- 5%

Tabla 2.4. Datos de funcionamiento del compresor en condiciones EN 12900 según catálogo Danfoss Commercial Compressors.



Datasheet, performance data

Maneurop reciprocating compressor. MTZ032-4

Performance data at 50 Hz, ARI rating conditions

R407C

Cond. temp. in °C (tc)	Evaporating temperature in °C (to)							
	-15	-10	-5	0	5	10	15	

Cooling capacity in W

35	3 375	4 515	5 860	7 434	9 261	11 366	13 773	-	-
40	3 040	4 123	5 393	6 874	8 591	10 568	12 829	-	-
45	2 700	3 727	4 923	6 311	7 918	9 767	11 884	-	-
50	-	3 330	4 451	5 748	7 245	8 966	10 938	-	-
55	-	-	3 980	5 185	6 572	8 167	9 995	-	-
60	-	-	-	4 625	5 904	7 373	9 057	-	-
65	-	-	-	4 071	5 242	6 586	8 127	-	-

Power input in W

35	1 449	1 615	1 749	1 857	1 942	2 011	2 068	-	-
40	1 487	1 689	1 856	1 991	2 101	2 190	2 262	-	-
45	1 503	1 748	1 953	2 124	2 265	2 381	2 476	-	-
50	-	1 786	2 038	2 250	2 429	2 578	2 703	-	-
55	-	-	2 103	2 365	2 588	2 778	2 940	-	-
60	-	-	-	2 462	2 738	2 976	3 181	-	-
65	-	-	-	2 538	2 872	3 165	3 421	-	-

Current consumption in A

35	3.28	3.47	3.63	3.78	3.90	4.00	4.09	-	-
40	3.34	3.57	3.77	3.95	4.10	4.23	4.34	-	-
45	3.37	3.65	3.90	4.13	4.32	4.49	4.64	-	-
50	-	3.71	4.03	4.31	4.56	4.77	4.97	-	-
55	-	-	4.13	4.48	4.79	5.07	5.32	-	-
60	-	-	-	4.64	5.03	5.38	5.69	-	-
65	-	-	-	4.78	5.25	5.68	6.08	-	-

Mass flow in kg/h

35	68	89	114	142	175	212	254	-	-
40	64	85	109	137	169	205	246	-	-
45	59	81	105	132	163	199	238	-	-
50	-	76	99	126	157	191	230	-	-
55	-	-	94	120	150	183	221	-	-
60	-	-	-	114	143	175	212	-	-
65	-	-	-	107	135	167	202	-	-

Coefficient of performance (C.O.P.)

35	2.33	2.80	3.35	4.00	4.77	5.65	6.66	-	-
40	2.04	2.44	2.91	3.45	4.09	4.83	5.67	-	-
45	1.80	2.13	2.52	2.97	3.50	4.10	4.80	-	-
50	-	1.86	2.18	2.55	2.98	3.48	4.05	-	-
55	-	-	1.89	2.19	2.54	2.94	3.40	-	-
60	-	-	-	1.88	2.16	2.48	2.85	-	-
65	-	-	-	1.60	1.82	2.08	2.38	-	-

Nominal performance at to = 7.2 °C, tc = 54.4 °C

Cooling capacity	7 334	W
Power input	2 655	W
Current consumption	4.89	A
Mass flow	165	kg/h
C.O.P.	2.76	

Pressure switch settings

Maximum HP switch setting	29.4	bar(g)
Minimum LP switch setting	0.2	bar(g)
LP pump down setting	1.3	bar(g)

Sound power data

Sound power level	0	dB(A)
With acoustic hood	0	dB(A)

to: Evaporating temperature at dew point

tc: Condensing temperature at dew point

Rating conditions : Superheat = 11.1 K, Subcooling = 8.3 K

All performance data +/- 5%

Tabla 2.5. Datos de funcionamiento del compresor en condiciones ARI según catálogo según catálogo de Danfoss Commercial Compressors.

Capítulo 3

Simulación del compresor

3.1 Descripción del modelo

La elección del modelo para simular el compresor ensayado ha venido condicionada por la necesidad de extraer información física detallada de su comportamiento interno. Tal información no es posible de obtener mediante modelos empíricos o semiempíricos, habiendo sido necesario recurrir a un modelo puramente teórico, RECORD (REfrigerant COMPRESSORS Research and Development). El desarrollo de dicho modelo fue llevado a cabo por J. González, director de la presente tesis, y responde a la necesidad de crear una herramienta global para diseñar y optimizar cualquier compresor de tipo alternativo [30].

El algoritmo de simulación toma como datos de entrada la geometría interna del compresor, el tipo de refrigerante, la presión y la temperatura a la entrada y la presión a la salida. Los resultados que ofrece son las presiones y temperaturas internas del compresor para cada instante de funcionamiento, la posición de las válvulas, los flujos másicos circulantes, la transmisión de calor entre elementos y todas las variables derivadas de las anteriores como el rendimiento volumétrico, rendimiento isoentrópico, potencia absorbida, etc.

El modelo plantea la solución del problema abordándolo desde dos perspectivas, por un lado el problema hidráulico que tiene por objeto obtener el flujo másico que atraviesa los volúmenes interiores del compresor, y por otro lado el problema térmico, cuyo objetivo es obtener las temperaturas tanto de las paredes como del fluido que las baña, así como el calor intercambiado por conducción, convección y radiación. El uso del modelo requiere de una definición clara de las conexiones hidráulicas y térmicas en el interior del compresor. Para establecer estas conexiones se subdivide el interior del compresor en volúmenes y orificios por los que pasa el fluido (problema hidráulico) y en una serie de superficies que intercambian calor entre ellas y con el propio fluido (problema térmico).

La Figura 3.1 muestra un croquis interno del compresor modelado (Danfoss MTZ32/4). En ella se representan los volúmenes (V) y las paredes (W) en las que se ha dividido el compresor a efectos de cálculo. La geometría de dichas paredes y volúmenes ha sido introducida en el modelo con detalle, habiendo sido necesaria la colaboración del propio fabricante, consiguiendo así una descripción precisa del compresor.

El modelo hidráulico consiste en trece volúmenes, de los cuales dos poseen condiciones termodinámicas constantes, el evaporador $V1$ y el condensador $V2$. Los otros once volúmenes simulan respectivamente el volumen de la carcasa superior del compresor $V3$, carcasa inferior $V4$, entrehierro del motor eléctrico $V5$, el conducto de admisión $V6$, el cilindro $V7$ (variable), el cárter $V8$, la cámara de descarga $V9$, el silenciador $V10$ y el conducto de descarga sin sumergir $V11$ y el sumergido en el aceite $V12$. Estos volúmenes están conectados por orificios y válvulas a través de los cuales circula el flujo másico.

El problema térmico se ha modelado añadiendo una atmósfera que simula el ambiente exterior $V13$ y usando elementos pared que simulan respectivamente a la carcasa superior $W1$, carcasa inferior $W2$, motor eléctrico $W3$, bloque cilindro $W4$, descarga y

silenciador $W5$, tramo del conducto de descarga sin sumergir $W6$, tramo del conducto de descarga sumergido en aceite $W7$ y el aceite $W8$. Las conexiones térmicas establecidas entre ellos se representan en la Figura 3.3. Cabe destacar que el aceite junto con la superficie a la que baña ha sido considerado a efectos de cálculo como una pared ($W8$), que intercambia calor tanto con el ambiente ($V13$) como con el volumen y pared que representan la carcasa inferior ($V4$ y $W2$ respectivamente).

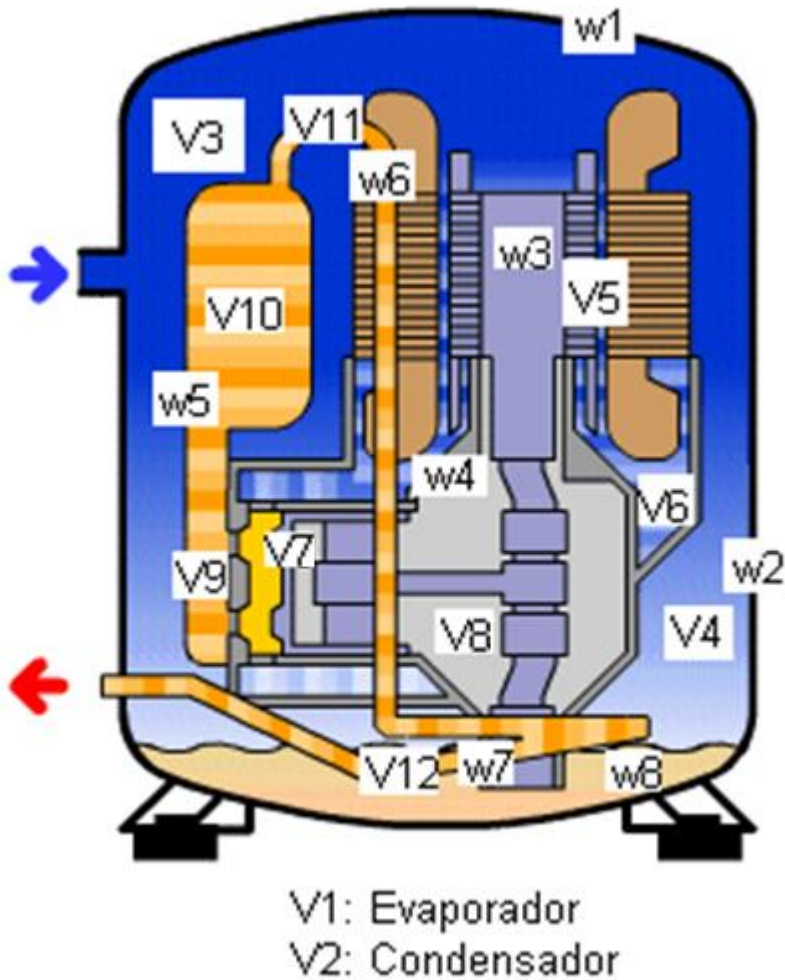


Figura 3.1. Representación de las paredes y volúmenes del compresor Danfoss MTZ32/4 utilizados en RECORD.

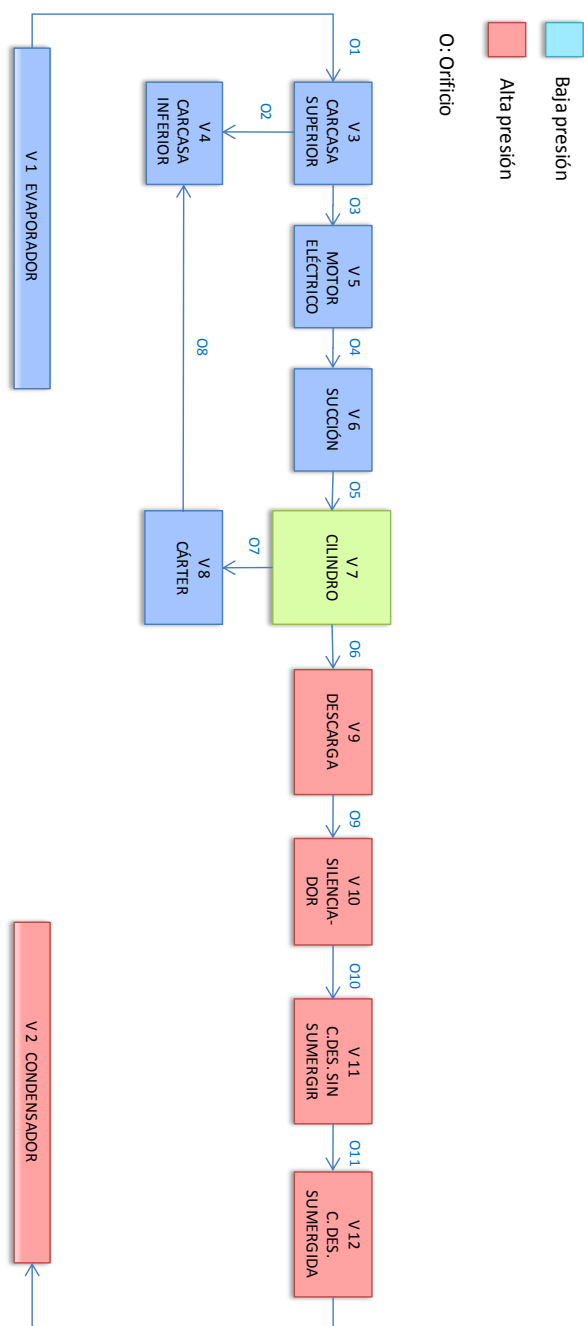


Figura 3.2. Esquema del modelo hidráulico del compresor

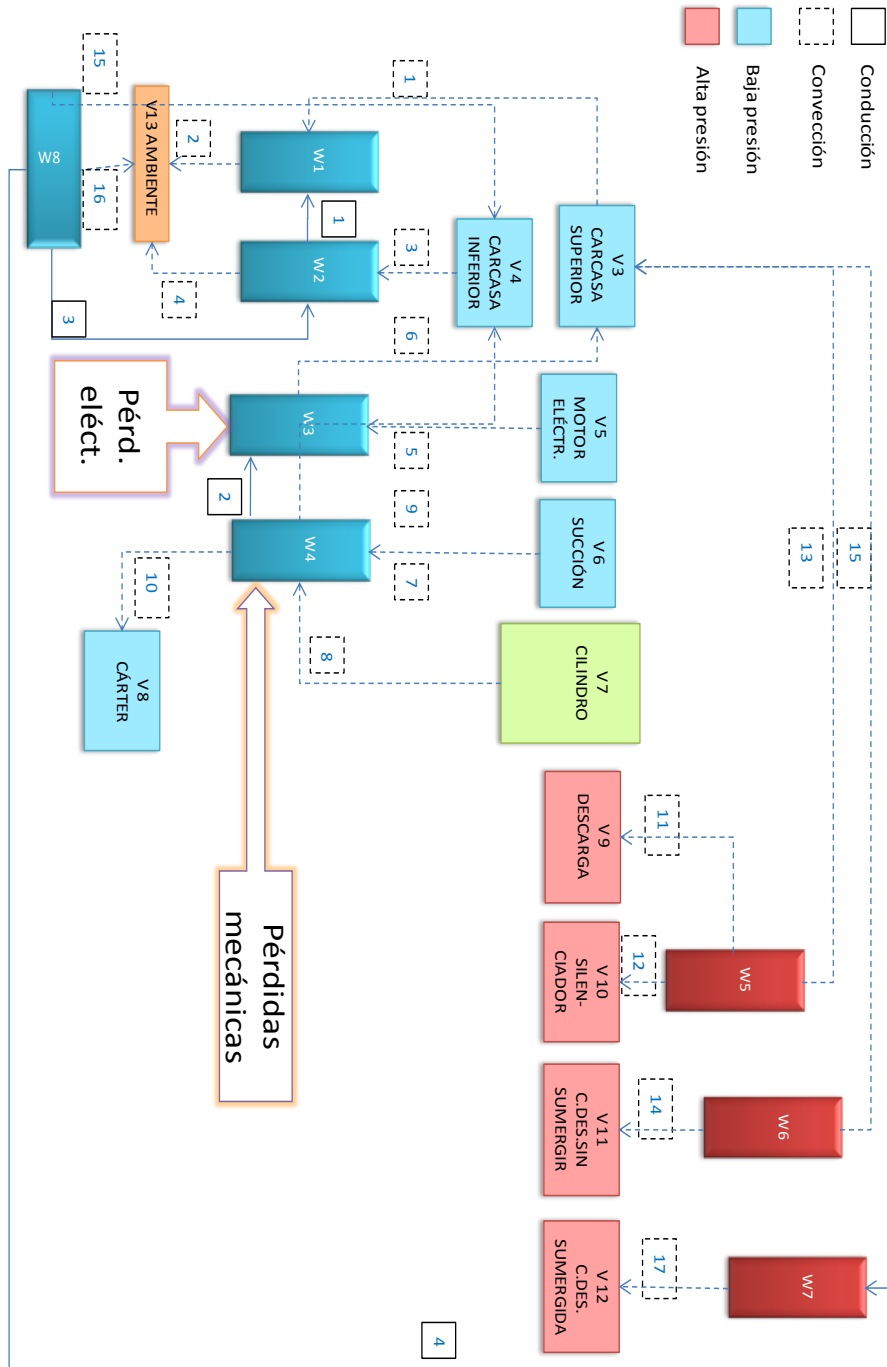


Figura 3.3. Esquema del modelo térmico del compresor

3.2 El algoritmo de cálculo

En este punto se describe el planteamiento ecuacional del problema a resolver y el algoritmo utilizado. Como ya se ha dicho, el movimiento y calentamiento del gas a través del compresor se calcula modelando sus elementos internos como volúmenes interconectados (carcasa, motor eléctrico, cámara de succión, cilindro, cámara de descarga,...). Dentro de estos volúmenes, las variables de cálculo del gas real (presión, temperatura,...) son homogéneas pero dependen del tiempo. En cada uno de estos elementos se plantean las ecuaciones de conservación de masa y energía en forma cerodimensional.

- Conservación de masa:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \quad \text{Ec. 3. 1}$$

- Conservación de la energía:

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{i=1}^n (\dot{m} h)_i + \dot{Q} + \dot{W} \quad \text{Ec. 3. 2}$$

La resolución del sistema de ecuaciones diferenciales requiere del cálculo del flujo másico a través de válvulas y orificios, calor transmitido a las paredes y la variación del volumen en los cilindros. Estas funciones se calculan con los submodelos descritos a continuación:

- Cálculo de la variación del volumen en el cilindro: para calcular el trabajo por unidad de tiempo realizado sobre el fluido, potencia indicada ($\dot{W} = \dot{W}_i$). Es necesario conocer la variación de volumen en el cilindro, ya que:

$$\dot{W} = -n/60 \cdot P \cdot dV \quad \text{Ec. 3. 3}$$

Siendo n el régimen de giro del motor eléctrico, rpm . Para determinar la variación del volumen respecto del tiempo es necesario resolver el problema geométrico que determina el volumen encerrado mediante mecanismo biela-manivela:

$$V = V_m + A_p R \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha)^2} \right) \right] \quad \text{Ec. 3. 4}$$

Siendo A_p el área del pistón, m^2 , R la mitad de la carrera, m , α el ángulo de giro del cigüeñal (con origen en PMS), rad , y λ la relación de longitudes entre la manivela y la biela. La ecuación que determina la variación del volumen se obtiene derivando respecto del tiempo la Ec.3.4:

$$\frac{dV}{dt} = A_p R \left(\frac{2\pi n}{60} \right) \left(\sin \alpha + \lambda \sin \alpha \cos \alpha \frac{1}{\sqrt{1-\lambda^2(\sin \alpha)^2}} \right) \quad \text{Ec. 3. 5}$$

- Cálculo del flujo másico en los orificios: el flujo másico a través de los orificios se calcula con la hipótesis de condiciones cuasiestacionarias en los volúmenes usando la ecuación de gas ideal compresible isoentrópico con la correspondiente área efectiva de paso.
- Cálculo del flujo másico en las válvulas: el flujo másico que atraviesa las válvulas de succión y descarga viene determinado por su movimiento. Conociendo la evolución de las presiones instantáneas en ambas caras de las válvulas puede conocerse su dinámica mediante un modelo de vibración de un grado de libertad en el caso de válvulas de muelle y mediante un análisis modal en el caso de válvulas de lámina [56]. La sección efectiva para distintos alzamientos de la válvula se determina experimentalmente. Estos valores se han medido con flujo de aire en un banco de flujo estacionario para ambas direcciones de flujo: directo e inverso (reflujo).
- Cálculo del calor transmitido: las temperaturas de las paredes se suponen homogéneas pero varían con el tiempo. Las paredes intercambian calor con el fluido por convección y entre ellas por conducción y radiación. En cada pared se aplica la ley de conservación de la energía para determinar su temperatura de equilibrio media en un ciclo, teniendo en cuenta el efecto de dos fuentes de calor; el motor eléctrico y la fricción mecánica. La correlación que se ha decidido utilizar para calcular el calor transmitido por convección en el cilindro es la correlación de Woschni [57], ya que permite distinguir entre los procesos de “expansión y compresión”, donde el movimiento del fluido es inducido únicamente por el pistón y los procesos de “admisión y descarga”, es decir cuando alguna de las válvulas está abierta y el fluido circula a velocidades relativamente elevadas a través de ellas. Se debe resaltar que esta correlación cuenta con un extenso respaldo experimental y es usada ampliamente en el campo de los motores de combustión interna alternativos.
- Las pérdidas mecánicas se han considerado constantes en el modelo para las distintas condiciones de funcionamiento y para ambos refrigerantes, habiéndose despreciado las ligeras variaciones provocadas por los pequeños cambios en el régimen de giro y en la lubricidad del aceite.
- El motor eléctrico: influye en el modelo del compresor por dos motivos. En primer lugar afecta a la temperatura del refrigerante debido a las pérdidas eléctricas. En segundo lugar impone un régimen de giro determinado por el equilibrio entre el par motor y el par resistente del compresor.

$$M_r(\omega) = M_m(\omega) \quad \text{Ec. 3. 6}$$

Siendo M_r el par resistente y M_m el par motor.

Dada la importancia del motor eléctrico se ha recurrido a datos del propio fabricante para determinar su eficiencia (Figura 3.4).

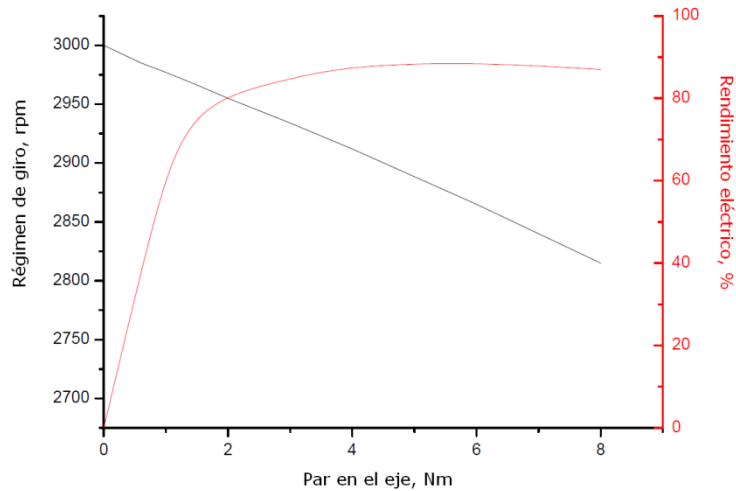


Figura 3.4. Curva característica del motor eléctrico

El uso de la curva característica del motor eléctrico permite obtener las pérdidas eléctricas en un determinado régimen de giro:

$$\dot{Q}_e = \frac{(1-\eta_e)}{\eta_e \eta_m} \dot{W}_i \quad \text{Ec. 3. 7}$$

Donde \dot{W}_i viene dado por las presiones calculadas en el interior del cilindro (Ec.3.3).

El planteamiento de las ecuaciones Ec. 3.1 y Ec. 3.2 junto con las ecuaciones que describen los submodelos descritos permite la resolución iterativa del problema. El algoritmo utilizado se muestra en la Figura 3.5. El primer paso es la lectura de las condiciones de contorno (presión y temperatura a la entrada del compresor y presión a la salida, tipo de refrigerante, geometrías...). Se adopta un valor inicial de temperatura de las paredes y de régimen de giro para poder integrar numéricamente las ecuaciones Ec. 3.1 y Ec. 3.2. La integración de estas ecuaciones se realiza para cada variación de ángulo del cigüeñal y requiere del apoyo de las ecuaciones que describen los submodelos citados previamente. Cuando el cigüeñal ha completado una revolución entera, se obtiene el régimen de giro a partir de la potencia indicada calculada en ese ciclo y los valores medios de temperatura de las paredes. Este proceso se repite hasta llegar a la convergencia de todas las ecuaciones.

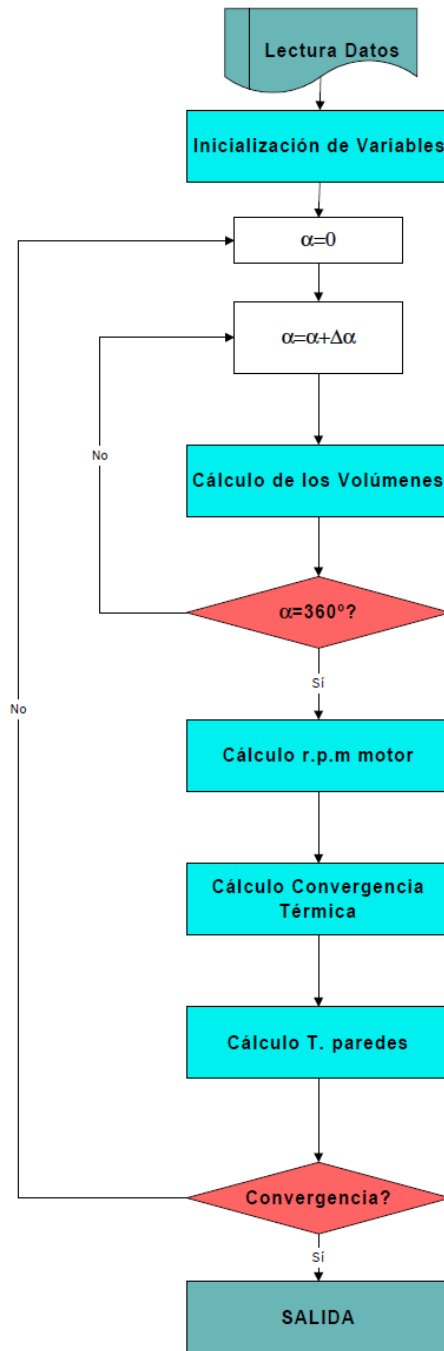


Figura 3.5. Esquema del algoritmo global utilizado

3.3 Entrada de datos

La entrada de datos al programa se divide en 8 apartados que se detallan a continuación:

1. **Criterio de cálculo** del programa:
 - a. Condiciones de cálculo deseadas: criterio de convergencia, precisión del ángulo de convergencia adaptativa, incrementos angulares de cálculo, máximo número de ciclos calculados o iteraciones.
 - b. Velocidad angular estimada para iniciar la iteración (la velocidad angular real se obtiene de la curva del motor eléctrico).
 - c. Condiciones de trabajo del compresor: temperatura de evaporación, recalentamiento, temperatura de condensación, subenfriamiento, temperatura ambiente y presión atmosférica.
2. Lectura de **volúmenes, orificios y válvulas**:
 - a. Definición de volúmenes: constantes o variables (cilindros).
 - b. Introducción de las características mecánicas de las válvulas:
 - i. De tipo lámina.
 - ii. De tipo muelle.
 - iii. De tipo “on-off”.
 - c. Conexiones hidráulicas entre volúmenes mediante orificios y válvulas.
3. Definición del **esquema hidráulico** del compresor.
4. Definición del **esquema térmico** del compresor.
 - a. Definición de las superficies internas.
 - b. Transmisión de calor entre superficies y volúmenes por convección.
 - i. Área de intercambio por convección.
 - ii. Tipo de convección:
 1. Convección natural vertical en pared.
 2. Convección interna forzada.
 3. Woschni (cilindro).
 4. Convección externa forzada.
 5. Convección natural vertical en cilindro.
 6. Longitud característica.
 - c. Transmisión de calor en superficies por conducción:
 - i. Área de conducción.
 - ii. Distancia entre nodos de ambas superficies.
 - iii. Conductividad térmica de las superficies.
 - d. Transmisión de calor entre superficies por radiación.

5. Definición del **motor eléctrico**:
 - Curvas de par, régimen de giro y rendimiento.
6. Definición de las **pérdidas mecánicas**.
7. Selección del **refrigerante**.
8. Selección del formato del archivo de **resultados**.

3.4 Salida de resultados

La salida de resultados del modelo se divide en 15 apartados que se detallan a continuación:

- 1 **Datos iniciales:** Número de cilindros del compresor, volumen desplazado y refrigerante.
- 2 Características del **motor:** Frecuencia de giro calculada y rendimiento eléctrico.
- 3 **Condiciones de trabajo** del compresor
- 4 **Criterio de convergencia** utilizado en el cálculo
- 5 **Características mecánicas:** Par en el eje, rendimiento mecánico y pérdidas mecánicas.
- 6 **Comportamiento** del compresor:
 - a. Potencia frigorífica.
 - b. Potencia eléctrica absorbida.
 - c. Potencia en el eje.
 - d. COP.
 - e. EER.
 - f. Régimen de giro nominal.
 - g. Régimen de giro calculado.
 - h. Flujo másico.
 - i. Ratio de fugas pistón-cilindro respecto al flujo másico trasegado.
 - j. Ratio de reflujo en la válvula de succión respecto al flujo másico trasegado.
 - k. Ratio de reflujo en la válvula de descarga respecto al flujo másico trasegado.
 - l. Temperatura de descarga.
 - m. Rendimiento volumétrico.
 - n. Rendimiento isoentrópico.
 - o. Eficiencia del compresor.
- 7 **Pérdidas** en el compresor:
 - a. Eléctricas.
 - b. Mecánicas (fricción).
 - c. Calor transmitido al ambiente.
 - d. Pérdidas de presión en el tramo de succión.
 - e. Pérdidas de presión en la válvula de succión.

- f. Pérdidas de presión en la válvula de descarga.
 - g. Pérdidas de presión en el tramo de descarga.
 - h. Calentamiento en la succión.
- 8 **Pérdidas porcentuales** en el compresor respecto a la potencia eléctrica absorbida.
- 9 Valores finales en cada **volumen**:
- a. Presión.
 - b. Temperatura.
 - c. Entalpía.
 - d. Entropía.
 - e. Densidad.
 - f. Calor intercambiado.
 - g. Potencia realizada sobre él (cilindro).
- 10 Temperaturas finales en cada **superficie**
- 11 **Flujos máxicos** que atraviesan los orificios y válvulas.
- 12 Comportamiento de las **válvulas**:
- a. Pérdidas por fricción debido al paso del fluido.
 - b. Velocidad del gas a su paso (máxima y media).
 - c. Ratio de reflujo en la succión y en la descarga.
 - d. Ángulo de apertura.
 - e. Ángulo de cierre.
 - f. Velocidades de las válvulas.
 - g. Número de impactos por revolución contra el asiento de la válvula y su tope.
- 13 Valores de calor transmitido por **convección** entre volúmenes y superficies, donde se especifican los coeficientes de convección elegidos.
- 14 Valores de calor transmitido por **conducción** entre superficies.
- 15 Valores de calor transmitido por **radiación** entre superficies.

Se incluye a continuación un ejemplo de archivo de resultados obtenido con el modelo para un determinado punto de ensayo:

```
Tue Feb 16 20:02:43 2010
Input File: C:\RECORD\RECORDV1_11\TESIS\p.6_18-11.1\MTZ32JF4_p

Number of Cylinder(s):      1
Swept Volume:              53.683 cm^3/rev
Name of the fluid:         propane

MOTOR*****
```

Computed frequency:	47.494 Hz
Motor Efficiency:	0.837
Motor-File: YES	
Mt32-4-50Hz.txt	
CONDITIONS*****	
Evaporator Dew Temperature:	281.07 K
Condenser Dew Temperature:	325.43 K
Superheat:	11.10 K
Subcooling:	8.30 K
Ambient Temperature:	298.15 K
Evaporator Pressure:	6.000 bar
Condenser Pressure:	17.997 bar
Pressure Ratio:	3.000
CONVERGENCE CRITERIA*****	
Integration Step:	0.063°
Solver Criteria:	1.000E-02
Adaptative Criteria:	5.000E-03
MECHANICAL*****	
Torque on the Crankshaft:	-5.939 N*m
Mechanical Efficiency:	0.915
Mechanical Losses:	150.000E+00 W
COMPRESSOR PERFORMANCE*****	
Cooling Power:	6.825E+03 W
Cooling Power:	23.287E+03 BTU/h
Total Absorbed Power:	2.117E+03 W
Crankshaft Power:	1.772E+03 W
COP:	3.224
EER:	11.002 (BTU/h)/W
Nominal Speed:	2900.00 rpm
Rotation Speed:	2849.62 rpm
Mass Flow Rate:	86.467 kg/h
Leakage Ratio:	3.736 %
Suc. BackFlow Ratio:	8.210 %
Dis. BackFlow Ratio:	1.387 %
Discharge Temperature:	79.47 °C
Volumetric Efficiency:	0.754
Isentropic Efficiency:	0.646
Compressor Efficiency:	0.618
COMPRESSOR LOSSES*****	
Electric:	344.30E+00 W
Friction:	150.00E+00 W

Heat to Ambient:	53.28E+00 W							
Suc. Valves Throttling:	51.74E+00 W							
Other Suc. Throttling:	13.23E+00 W							
Dis. Valves Throttling:	42.34E+00 W							
Other Dis. Throttling:	49.31E+00 W							
Suction Heating	94.17E+00 W							
LOSSES RATIO to POWER INPUT*****								
Electric:	16.266 %							
Friction:	7.087 %							
Heat to Ambient:	2.517 %							
Suc. Valves Throttling:	2.444 %							
Dis. Valves Throttling:	0.625 %							
Other Suc. Throttling:	2.000 %							
Other Dis. Throttling:	2.330 %							
Suction Heating	4.449 %							
VOLUMES MEAN OUTPUTS*****								
Num.	Label	Pres. bar	Temp. K	Enthal. kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Dens . kg/m3	Heat W	Power W
1	Evaporator	6	292.17	603.73	2.43	12.28	0	0
2	Condenser	17.997	353.03	689.66	2.53	33.67	0	0
3	Upp Shell	5.993	304.36	626.35	2.51	11.57	407	0
4	Low Shell	5.993	322.61	660.72	2.62	10.7	105	0
5	Mot Cooling	5.984	305.49	628.49	2.52	11.49	51.8	0
6	Suction	5.979	305.83	629.13	2.52	11.46	9.8	0
7	Cylinder	9.472	321.14	649.63	2.5	18.06	15.8	-1622.3
8	Carter	6.005	332.45	679.58	2.68	10.32	0.2	0
9	Discharge	18.246	354.72	692.87	2.53	33.95	-8.2	0
10	Muffler	18.184	354.79	693.21	2.53	33.79	-9.9	0
11	Pipe 1	18.121	354.52	692.77	2.53	33.69	-14.8	0
12	Pipe 2	18.059	352.6	688.51	2.52	33.9	-109.1	0
WALLS MEAN OUTPUTS*****								
Num	Label	Temp. K						
1	Upper Shell	327.9						
2	Lower Shell	331.16						
3	Electric Motor	332.09						
4	Cylinder Block	334.43						
5	Muffler Wall	343.47						
6	Discharge Pipe 1	354.06						
7	Discharge Pipe 2	346.83						
8	OIL	336.04						

HYDRAULIC CONNECTIONS MEAN OUTPUTS*****		
Num	Label	Mass Flow kg/h
1	Inlet	86.467
2	Shell	-3.247
3	Motor Gap	89.745
4	Motor-Suction	89.752
5	Suction	89.758
6	Discharge	86.528
7	Leakage	3.23
8	Carter Orif	3.231
9	Disc-Muff	86.541
10	Inlet Pipe 1	86.56
11	Inlet Pipe2	86.562
12	Outlet	86.559
VALVES MEAN OUTPUTS*****		
Valve Number: 1		
VALVE IDENTIFICATION*****		
Flow Type:	SUCTION	
Model Type:	REED	
Cylinder Number:	7	
VALVE FLOW DATA*****		
Valve Throttling Losses:	51.74E+00 W	
Maximum Gas Velocity:	97.50E+00 m/s	
Average Gas Velocity:	39.18E+00 m/s	
Mean Sound Speed:	235.26E+00 m/s	
Mean Mach Number:	166.54E-03	
Mean Effective Area:	92.12E-06 m^2	
Backflow Ratio:	8.210 %	
Backflow Angle:	48.375 °	
VALVE RELIABILITY*****		
Opening Angle:	26.687 °	
Closing Angle	227.938 °	
Opening Period:	201.250 °	
Valve Max. Velocity(Seat Direction):	9.74E+00 m/s	
Valve Max. Velocity(Stop Direction):	-11.04E+00 m/s	
Valve Impact Velocity(Seat Direction):	9.70E+00 m/s	
Valve Impact Velocity(Stop Direction):	0.00E+00 m/s	
Number of Impacts per Revolution(Seat):	9	
Number of Impacts per Revolution(Stop):	0	
Valve Number: 2		

```

VALVE IDENTIFICATION*****
Flow Type: DISCHARGE
Model Type: SPRING
Cylinder Number: 7
VALVE FLOW DATA*****
Valve Throttling Losses: 42.34E+00 W
Maximum Gas Velocity: 83.93E+00 m/s
Average Gas Velocity: 35.57E+00 m/s
Mean Sound Speed: 232.78E+00 m/s
Mean Mach Number: 152.81E-03
Mean Effective Area: 84.91E-06 m^2
Backflow Ratio: 1.387 %
Backflow Angle: 6.563 °
VALVE RELIABILITY*****
Opening Angle: 299.813 °
Closing Angle 7.688 °
Opening Period: 67.875 °
Valve Max. Velocity(Seat Direction): 9.21E+00 m/s
Valve Max. Velocity(Stop Direction): -1.94E+00 m/s
Valve Impact Velocity(Seat Direction): 1.91E+00 m/s
Valve Impact Velocity(Stop Direction): 9.20E+00 m/s
Number of Impacts per Revolution(Seat): 2
Number of Impacts per Revolution(Stop): 1

```

CONVECTION CONNECTIONS MEAN OUTPUTS*****

Num	Label	Heat W	HTC W/m2	Wall T K	Vol T K
1	Upp.Shell W-Upper Sh	37.8	21.71	327.9	304.36
2	Upp. Shell W.-Ambien	14.1	5.28	327.9	298.15
3	Low. Shell W.-Lower	9.7	15.28	331.16	322.61
4	Low. Shell W.-Ambien	16.1	5.42	331.16	298.15
5	Motor-Motor Cooling	51.8	37.27	332.09	305.49
6	Motor-Upp Shell	336.3	172.07	332.09	304.36
7	Cyl Block-Suction	9.8	31.38	334.43	305.83
8	Cyl Block-Cylinder	15.8	261.85	334.43	321.14
9	Cyl Block-Low Shell	88.2	158.4	334.43	322.61
10	Cyl Block-Carter	0.2	10.31	334.43	332.45
11	Muffler-Discharge	-8.2	102.06	343.47	354.72
12	Muffler W.-Muffler V	-9.9	118.94	343.47	354.79
13	Muffler W.-Upp Shell	18.1	25.68	343.47	304.36
14	Pipe Wall-Pipe 1	-14.8	1816.69	354.06	354.52
15	Pipe Wall-Upp Shell	14.7	28.5	354.06	304.36
16	OIL-Ambient	23	8.21	336.04	298.15
17	Pipe Wall 2-Pipe 2	-109.1	1813.17	346.83	352.6
18	OIL-Lower Shell	7.1	17.72	336.04	322.61

CONDUCTION CONNECTIONS MEAN OUTPUTS*****				
Num	Label	Heat W	Twall1 K	Twall2 K
1	Upper Shell	-52	327.9	331.16
2	motor-Cylinder	-36.4	332.09	334.43
3	Lower Shell	-77.8	331.16	336.04
4	Disc Pipe-Oil	107.9	346.83	336.04

RADIATION CONNECTIONS MEAN OUTPUTS*****				
Num	Label	Heat W	Twall1 K	Twall2 K
1	Motor-Shell	0.0	327.90	332.09

Tabla 3.1. Ejemplo de archivo de resultados obtenido con el modelo para un determinado punto de ensayo.

Capítulo 4

Análisis teórico

4.1 La compresión ideal

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor se compone principalmente de un compresor, un evaporador, un condensador y un mecanismo de expansión. El sistema se diseña para extraer una cierta cantidad de refrigerante del evaporador e introducirla en el condensador. Dado que la presión del condensador es mayor que la del evaporador, es necesario un aporte energético externo mediante un compresor. La Figura 4.1 representa los estados termodinámicos del refrigerante a lo largo del ciclo de refrigeración. El punto 1 representa la entrada del gas al compresor tras un recalentamiento externo. El punto 2 representa la salida del refrigerante del compresor, tras una serie de procesos termodinámicos en el interior del compresor, entre los cuales se incluye la compresión dentro del cilindro. Básicamente, la diferencia entre los puntos 1 y 2 es un incremento de presión acompañado de un incremento de entropía. En el caso ideal en que se pudiese pasar de la presión en 1 a la presión en 2 adiabática y reversiblemente, es decir sin incremento de entropía, se llegaría al estado ficticio 2s. El objeto de mantener esta diferencia de presiones no es otro que obtener las condiciones favorables para la condensación y evaporación sucesiva del refrigerante a unas temperaturas dadas. La evaporación del refrigerante lleva asociada una absorción de energía específica definida por (h_1-h_4) . En el condensador, el refrigerante cede tanto la energía captada en el evaporador como la recibida por el compresor (h_3-h_2) . Por último es necesario un mecanismo que comunique condensador y evaporador manteniendo la diferencia de presiones entre ambos, lo que suele ser un capilar o una válvula que produce una expansión isoentálpica 3-4.

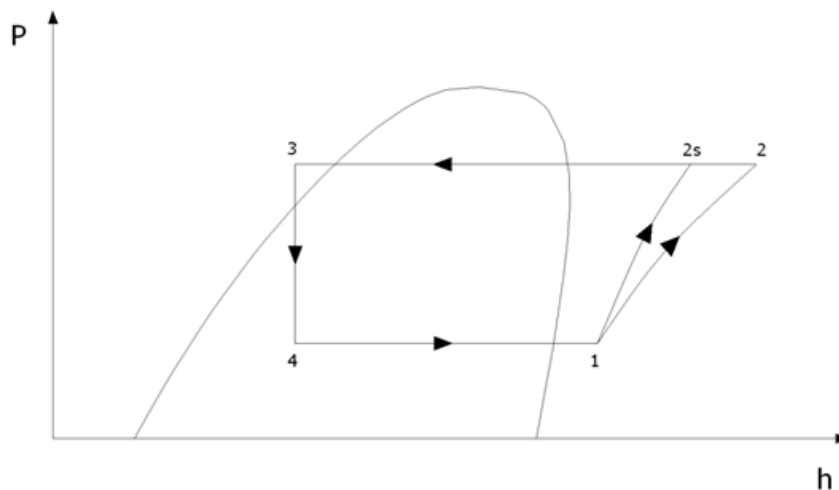


Figura 4.1. Diagrama Ph del ciclo de refrigeración con compresión isoentrópica (1-2s-3-4) frente al real (1-2-3-4).

La función del compresor en un sistema de refrigeración es pues trasegar un cierto caudal de refrigerante gaseoso entre dos presiones diferentes. La mínima energía necesaria para realizar la compresión de una cierta cantidad de refrigerante sería únicamente la necesaria para pasar del estado termodinámico en la entrada del compresor (1) al estado termodinámico en su salida ($2s$), suponiendo que el proceso de compresión es ideal (Figura 4.1). Esta energía mínima requerida para la compresión es conocida como trabajo isoentrópico.

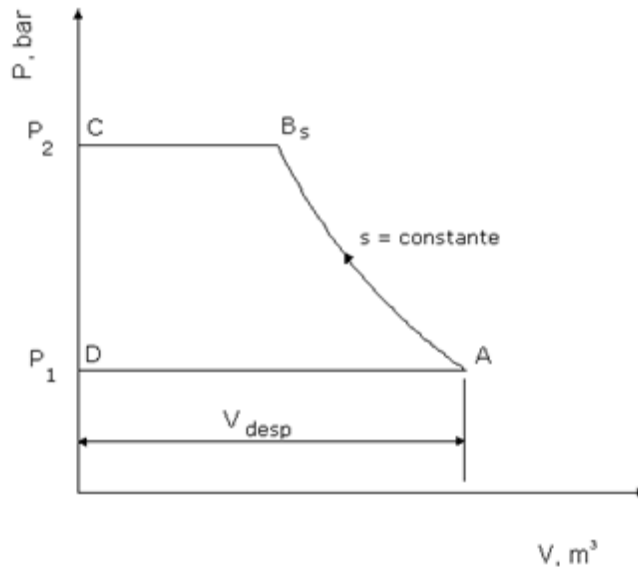


Figura 4.2. Diagrama PV del ciclo de compresión isoentrópico (A-Bs-C-D)

La Figura 4.2 describe para este caso el diagrama presión-volumen del refrigerante en el interior del cilindro, cuyas hipótesis de compresión ideal son las siguientes:

- Compresión adiabática y reversible (isoentrópica) entre los puntos A y Bs.
- No existen fugas pistón-cilindro.
- Conducto de descarga y válvula de descarga ideales: Se descarga adiabáticamente a la presión de condensación de forma isobara Bs-C.
- Expansión a volumen constante entre C y D (sin volumen muerto).
- Conducto de succión y válvula de succión ideales: Succión adiabática a la presión de evaporación de manera isobara D-A.

En este caso ideal, y sólo en este caso, los estados del refrigerante en los puntos 1 y $2s$ de la Figura 4.1 coinciden respectivamente con D y C de la Figura 4.2, ya que no existen pérdidas energéticas entre la entrada al compresor y la succión del cilindro ni tampoco entre la descarga del cilindro y la salida del compresor. Además, el estado termodinámico del refrigerante en D coincide con el de A, y el de Bs con el de C, ya que la

presión y la temperatura tanto en la succión $D-A$ como en la descarga $Bs-C$ permanecen constantes.

El volumen desplazado por el pistón, V_{desp} se define como el volumen incluido entre el punto muerto superior (PMS), punto C , y el punto muerto inferior del pistón (PMI), punto A . En este caso ideal, el volumen desplazado coincide con el succionado y las condiciones a la entrada del compresor coinciden con las de succión del cilindro, con lo que la masa de refrigerante que succiona el compresor ideal es:

$$m_A = V_{desp} \cdot \rho_1 \quad \text{Ec.4. 1}$$

Esta masa coincide con la masa expulsada del compresor, ya que $V_C=0$. Con lo que el flujo másico trasegado es:

$$\dot{m} = \dot{V}_{desp} \cdot \rho_1 \quad \text{Ec.4. 2}$$

El trabajo realizado por el pistón en este ciclo ideal es la suma del trabajo en cada uno de los procesos que intervienen:

$$W_{id} = W_{suc} + W_{comp} + W_{des} + W_{exp} \quad \text{Ec.4. 3}$$

El trabajo específico realizado por el pistón se define como el trabajo de un ciclo dividido entre la masa trasegada m :

$$w_{id} = \frac{W_{id}}{m} = w_{suc} + w_{comp} + w_{des} + w_{exp} \quad \text{Ec.4. 4}$$

La potencia para realizar este ciclo de compresión ideal es:

$$\dot{W}_{id} = W_{id} f = \dot{m} w_{id} \quad \text{Ec.4. 5}$$

Siendo f la frecuencia de giro real (no nominal) del eje del motor eléctrico, s^{-1} .

Se plantea la ecuación de conservación de la energía para cada uno de los procesos implicados en el ciclo de compresión. Se considera con signo positivo tanto el calor entrante al sistema como el trabajo realizado sobre el sistema.

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{i=1}^n (\dot{m} h)_e - \sum_{i=1}^m (\dot{m} h)_s + \dot{Q} + \dot{W} \quad \text{Ec.4. 6}$$

- En el proceso de succión ideal se tiene un sistema abierto en el que no existe transmisión de calor con el exterior y el refrigerante entra al cilindro en las condiciones del estado 1 .

La ecuación de conservación de la energía quedaría como:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m} h_1 + \dot{W}_{suc} \quad \text{Ec.4. 7}$$

Integrando la Ec. 4.7 respecto del tiempo:

$$U_f - U_i = mh_1 + W_{suc} \quad \text{Ec.4. 8}$$

Donde:

$$U_f = mu_1 \quad \text{Ec.4. 9}$$

$$U_i = U_{ref} \quad \text{Ec.4. 10}$$

Siendo U_{ref} la energía interna de referencia.

Sustituyendo en la Ec.4.8 se obtiene el trabajo que realiza el pistón sobre el fluido en el proceso de succión:

$$W_{suc} = -m(h_1 - u_1) - U_{ref} \quad \text{Ec.4. 11}$$

De donde se obtiene directamente el trabajo específico de dicho proceso:

$$w_{suc} = u_1 - h_1 - u_{ref} \quad \text{Ec.4. 12}$$

- En el proceso de compresión ideal no existe intercambio de calor ni de masa con el exterior.

La ecuación de conservación de la energía quedaría como:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{W}_{comp} \quad \text{Ec.4. 13}$$

Discretizando la Ec. 4.13:

$$U_f - U_i = W_{comp} \quad \text{Ec.4. 14}$$

Donde:

$$U_i = mu_1 \quad \text{Ec.4. 15}$$

$$U_f = mu_{2s} \quad \text{Ec.4. 16}$$

Sustituyendo en la Ec.4.14 se obtiene el trabajo que realiza el pistón sobre el fluido en el proceso de compresión:

$$W_{comp} = m(u_{2s} - u_1) \quad \text{Ec.4. 17}$$

De donde se obtiene directamente el trabajo específico de dicho proceso:

$$w_{comp} = u_{2s} - u_1 \quad \text{Ec.4. 18}$$

- En el proceso de descarga ideal, al igual que en la succión, tenemos un sistema abierto en el que no existe transmisión de calor con el exterior y el refrigerante sale del cilindro en unas condiciones h_2 .

La ecuación de conservación de la energía quedaría como:

$$\frac{dU}{dt} = -\dot{m}h_{2s} + \dot{W}_{des} \quad \text{Ec.4. 19}$$

Discretizando la Ec. 4.19:

$$U_f - U_i = -mh_{2s} + W_{des} \quad \text{Ec.4. 20}$$

Donde:

$$U_i = mu_{2s} \quad \text{Ec.4. 21}$$

$$U_f = U_{ref} \quad \text{Ec.4. 22}$$

Siendo U_{ref} la energía interna de referencia.

Sustituyendo en la Ec.4.20 se obtiene el trabajo que realiza el pistón sobre el fluido en el proceso de descarga:

$$W_{des} = m(h_{2s} - u_{2s}) + U_{ref} \quad \text{Ec.4. 23}$$

De donde se obtiene directamente el trabajo específico de dicho proceso:

$$w_{des} = h_{2s} - u_{2s} + u_{ref} \quad \text{Ec.4. 24}$$

- En el proceso de expansión ideal no se intercambia masa, ni calor ni trabajo, con lo que:

$$w_{exp} = 0 \quad \text{Ec.4. 25}$$

De aquí se obtiene para este caso ideal, aplicando la Ec.4.4:

$$w_{id} = u_1 - h_1 + u_{2s} - u_1 + h_{2s} - u_{2s} + u_{ref} - u_{ref} = h_{2s} - h_1 \quad \text{Ec.4. 26}$$

De esta manera queda definida la mínima energía requerida para incrementar la presión de una cierta masa de refrigerante desde P_1 hasta P_2 . De aquí en adelante se le llamará trabajo específico isoentrópico, w_{is} .

$$w_{is} \equiv w_{id} \quad \text{Ec.4. 27}$$

Es importante darse cuenta de que el trabajo específico calculado para el ciclo ideal de la Figura 4.2 (sin volumen muerto) coincidiría con el del ciclo ideal de la Figura 4.7 (con volumen muerto). Esto se debe a que en ambos ciclos todos los procesos son reversibles y a que se ha supuesto que el índice de compresión isoentrópica coincide con el índice de expansión isoentrópica, k . Es decir, el trabajo realizado en comprimir el gas contenido en el volumen muerto se recuperaría totalmente en su expansión.

4.2 Análisis energético del compresor real

4.2.1 El rendimiento indicado

El trabajo específico necesario para comprimir el refrigerante entre P_1 y P_2 (w_i) queda determinado por el área encerrada en el diagrama Pv de la Figura 4.3:

$$w_i = -\oint P \cdot dv \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \text{Ec.4. 28}$$

El diagrama indicador se ha representado tomando como eje de abscisas el volumen específico (v):

$$v = \frac{V}{m_{BC}} \quad \text{Ec.4. 29}$$

Siendo V el volumen de la cámara de compresión y m_{BC} la masa de refrigerante trasegada durante el ciclo de compresión ($m=m_{BC}$), la cual a diferencia del caso ideal va a depender del rendimiento volumétrico (η_v):

$$m_{BC} = V_{desp} \cdot \rho_1 \cdot \eta_v \quad \text{Ec.4. 30}$$

Donde el subíndice 1 indica condiciones de entrada al compresor.

Cabe remarcar en este punto que el objetivo de representar en la Figura 4.3 el trabajo indicado específico (diagrama Pv) en lugar del trabajo indicado (diagrama PV) no es más que poder comparar gráficamente las diferencias de área con respecto al caso ideal. En esta comparación se tiene en cuenta tanto la diferencia de trabajo como de masa, ya que:

$$w_i = \frac{W_i}{m_{BC}} \quad \text{Ec.4. 31}$$

El rendimiento indicado se define como la relación entre el trabajo isoentrópico específico (w_{is}) y el trabajo real específico que el pistón realiza sobre el fluido (trabajo indicado específico, w_i).

$$\eta_i = \frac{w_{is}}{w_i} = \frac{\dot{m} w_{is}}{\dot{m} w_i} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}_i} = \frac{\dot{m} \Delta h_{is}}{w_i f} \quad \text{Ec.4. 32}$$

El rendimiento indicado determina la eficiencia de los cuatro procesos que tienen lugar en el interior del cilindro (succión, compresión, descarga y expansión). Dado que w_{is} es constante, el único factor que influye en el η_i es w_i , cuyo valor es mayor que w_{is} debido a factores que modifican el trabajo realizado y/o la masa trasegada:

- Pérdida de presión en la succión y en la descarga:
 - ΔP_{suc} : Pérdidas de presión entre la entrada del compresor y la válvula de succión.
 - $\Delta P_{v,suc}$: Pérdida de presión en la válvula de succión.
 - $\Delta P_{v,des}$: Pérdida de presión en la válvula de descarga. Tanto la válvula de descarga como la de succión provocan una caída de presión del refrigerante cuando están totalmente abiertas. También existe un retraso en la apertura por su inercia, lo cual provoca caídas de presión mayores que las nominales (válvulas totalmente abiertas). Además existen rebotes de la válvula contra su asiento u oscilaciones debido a las fuerzas elásticas que hay que vencer para abrir la propia válvula, que también afectan a la caída de presión.
 - ΔP_{des} : Pérdida de presión entre la válvula de descarga y la salida del compresor.
- Calentamiento en la succión:
 - ΔT_{suc} : Incremento de temperatura del refrigerante entre la entrada al compresor y la entrada al cilindro. El calentamiento del fluido hace que aumente la diferencia de densidad $|\Delta \rho_{suc}|$ y por tanto que se trasiegue menos flujo másico.
- Fugas:
 - *FPC (Fugas Pistón-cilindro)*: Los segmentos del pistón tienen tolerancias de ajuste que impiden su sellado hermético y se producen las fugas durante los procesos de compresión, descarga y expansión. El refrigerante escapa a elevada temperatura por el aliviadero del cárter e incrementa la temperatura del refrigerante succionado, con lo que se desencadena un proceso cíclico que incrementa la temperatura de descarga.
 - *RFR_{suc} (Ratio de Fugas de Retorno en la succión)*.
 - *RFR_{des} (Ratio de Fuga de Retorno en la descarga)*: Tanto la válvula de descarga como la de succión se cierran con retraso por su inercia, lo que comporta breves instantes en los que las diferencias de presiones entre el cilindro y el volumen de descarga provoca retornos de flujo en las válvulas.
- Volumen muerto:
 - V_m : Es necesario un pequeño espacio entre la cabeza del pistón y el final del cilindro para impedir el impacto entre ambos, lo que

conlleva a no poder evitar un volumen perjudicial que se expande y se contrae sucesivamente y es conocido como volumen muerto.

- Compresión no isoentrópica:
 - o $i_c \neq k$: Proceso no reversible y con intercambio de calor por convección entre el refrigerante y las paredes del cilindro, válvulas y pistón
- Expansión no isoentrópica:
 - o $i_e \neq k$: Proceso no reversible y con intercambio de calor por convección entre el refrigerante y las paredes del cilindro, válvulas y pistón

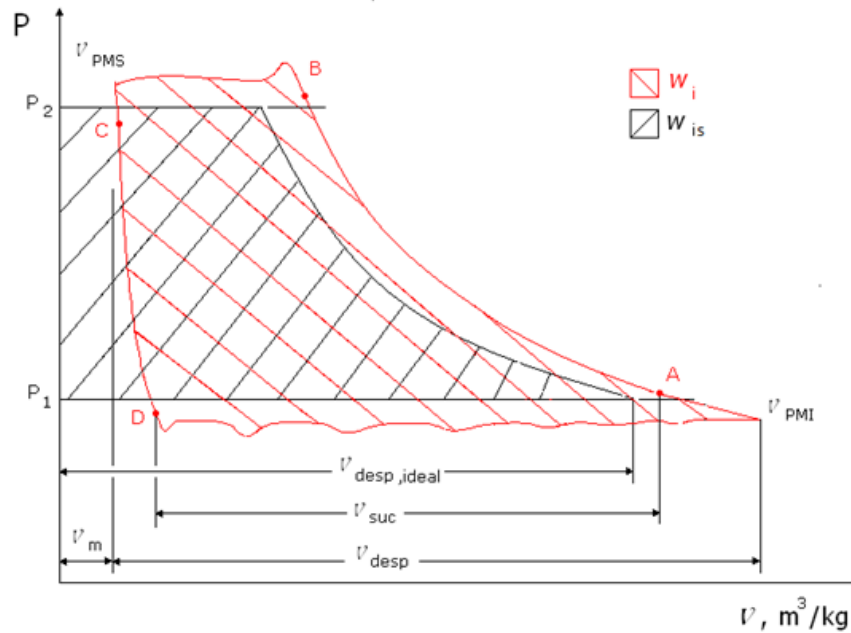


Figura 4.3. Diagrama Pv comparativo del ciclo de compresión ideal y real.

Las diferencias entre w_{is} y w_i observadas en la Figura 4.3 se pueden estudiar separando cada uno de los procesos implicados:

La succión: Los puntos D y A representan la apertura y cierre de la válvula de succión respectivamente, los cuales van a delimitar el proceso de succión. El trabajo específico en la succión se puede dividir en dos tramos:

$$w_{suc} = w_{suc,D-PMI} + w_{suc,PMI-A} \quad \text{Ec.4. 33}$$

1. El trabajo específico realizado por el propio fluido entre el punto D y PMI :

$$w_{suc,D-PMI} = - \int_D^{PMI} P dv \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \text{Ec.4. 34}$$

Donde:

$$dv > 0 \quad \text{Ec.4. 35}$$

Por lo que:

$$w_{suc,D-PMI} < 0 \quad \text{Ec.4. 36}$$

2. El trabajo específico realizado sobre el fluido entre PMI y A debido al retraso en el cierre de la válvula de succión es:

$$w_{suc,PMI-A} = - \int_{PMI}^A P dv \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \text{Ec.4. 37}$$

Donde:

$$dv < 0 \quad \text{Ec.4. 38}$$

Por lo que:

$$w_{suc,PMI-A} > 0 \quad \text{Ec.4. 39}$$

Interesa por tanto maximizar $|w_{suc,D-PMI}|$ y minimizar $w_{suc,PMI-A}$, siendo para ello necesario reducir al mínimo las pérdidas de presión en la válvula de succión y conseguir tanto una apertura como un cierre lo más instantáneos posibles.

La compresión: El proceso de compresión se considera entre los puntos A y B , los cuales delimitan el intervalo de tiempo en que las válvulas están cerradas y el pistón lleva carrera ascendente, con lo que se reduce el volumen y se incrementa la presión en el cilindro. El trabajo específico asociado a este proceso se define como w_{comp} . Es un trabajo que se realiza sobre el fluido:

$$w_{comp} = - \int_A^B P dv \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \text{Ec.4. 40}$$

Donde:

$$dv < 0 \quad \text{Ec.4. 41}$$

Por lo que:

$$w_{comp} > 0 \quad \text{Ec.4. 42}$$

Dado que el proceso de compresión real no es adiabático ni reversible, el índice de compresión real i_c es variable y difiere del índice de compresión isoentrópico k . Este efecto

provoca ligeras variaciones en la pendiente de la línea $A-B$, incrementándola en los instantes iniciales cuando el fluido a baja temperatura recibe calor de las paredes del cilindro ($i_c > k$) y reduciéndola en los instantes finales cuando es el fluido a elevada temperatura el que cede calor a las paredes del cilindro ($i_c < k$). El trabajo realizado por el pistón sobre el fluido para comprimirlo del estado A al B será menor cuanto menor sea i_c , es decir, cuanto más calor ceda el fluido (la compresión isoterma es un ejemplo de este caso). No obstante, ello no significa que el trabajo realizado por el eje disminuya, ya que la energía que no le llega al fluido es porque se está disipando en forma de calor.

La descarga: Los puntos B y C de la Figura 4.3 representan la apertura y cierre de la válvula de descarga respectivamente, los cuales van a delimitar el proceso de descarga. El trabajo específico en la descarga se puede dividir en dos tramos:

$$w_{des} = w_{des,B-PMS} + w_{des,PMS-C} \quad \text{Ec.4. 43}$$

1. El trabajo específico realizado sobre el fluido entre el punto B y PMS :

$$w_{des,B-PMS} = - \int_B^{PMS} P dv \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \text{Ec.4. 44}$$

Donde:

$$dv < 0 \quad \text{Ec.4. 45}$$

Por lo que:

$$w_{des,B-PMS} > 0 \quad \text{Ec.4. 46}$$

2. El trabajo específico realizado por el propio fluido entre PMS y C :

$$w_{des,PMS-C} = - \int_{PMS}^C P dv \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \text{Ec.4. 47}$$

Donde:

$$dv > 0 \quad \text{Ec.4. 48}$$

Por lo que:

$$w_{des,PMS-C} < 0 \quad \text{Ec.4. 49}$$

Interesa por tanto minimizar $w_{des,B-PMS}$ y maximizar $|w_{des,PMS-C}|$, siendo para ello necesario reducir al mínimo las pérdidas de presión en la válvula de descarga y conseguir una apertura lo más instantánea posible y sin rebotes.

La expansión: Se considera que el proceso de expansión comienza cuando cierra la válvula de descarga (punto C) y termina cuando abre la válvula de succión (punto D). El trabajo específico asociado a este proceso se define como w_{exp} :

$$w_{exp} = - \int_C^D P dv \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \text{Ec.4. 50}$$

Donde:

$$dv > 0 \quad \text{Ec.4. 51}$$

Por lo que:

$$w_{exp} < 0 \quad \text{Ec.4. 52}$$

Este proceso supone la reexpansión de los gases residuales de la cámara de compresión tras el proceso de descarga. Esta reexpansión es realizada por el propio fluido previamente comprimido. Su efecto sobre w_i se estudia en profundidad en el punto 4.4.6. Para un determinado volumen muerto y una determinada masa trasegada, la ineficiencia en la expansión se debe a que el proceso no es adiabático ni reversible (no isoentrópico). Este efecto provoca ligeras variaciones en la pendiente de la línea $C-D$, incrementándola en los instantes iniciales cuando el fluido cede calor a las paredes ($i_e > k$) y reduciéndola en los instantes finales cuando es el fluido el que recibe ese calor de las paredes del cilindro ($i_e < k$). Paralelamente existen también en este proceso fugas pistón-cilindro, que incrementan el valor de i_e .

El trabajo realizado por el propio fluido sobre el pistón al expandirse del estado C al D será mayor cuanto menor sea i_e , es decir, cuanto menos calor pierda el fluido, y cuantas menos FPC existan. Por otra parte, las fugas por retorno en la válvula de descarga RFR_{des} actúan de la misma forma que la presencia de volumen muerto, esto es disminuyendo i_e y por tanto incrementando el trabajo realizado por el fluido. Es importante darse cuenta de que las fugas RFR reducen también la masa trasegada, por lo que “a priori” se desconoce su efecto sobre el trabajo específico. Su estudio se profundiza en el punto 4.4.1.

Las fugas FPC actúan en la compresión, la descarga y la expansión, disminuyendo la masa trasegada y por tanto incrementando el trabajo específico del proceso.

Si el recalentamiento no es suficiente existe el riesgo de que se formen condensaciones cíclicas en el interior del cilindro, cuya posterior evaporación provoca la reducción del índice de expansión i_e y por tanto del volumen succionado. La evaporación del condensado puede incluso prolongarse al proceso de succión, con lo que agrava más todavía la reducción de vapor succionado [34].

Estos cuatro procesos del ciclo de compresión representan, tan sólo, los cambios que sufre el refrigerante desde que entra hasta que sale del cilindro. De su estudio se deduce una diferencia fundamental con respecto al caso ideal. El estado termodinámico del fluido en el punto D difiere del punto A y el del punto B difiere del punto C . Pero hay una diferencia aún mayor si cabe, que es que el estado termodinámico del punto D difiere del punto 1 (Figura 4.1) y el del punto C del punto 2 . Ello se debe a que el refrigerante sufre cambios de temperatura y de presión a su paso por los conductos y orificios internos al compresor. Para indagar en los procesos que ocurren en el interior del compresor se define

un replanteamiento de la Figura 4.1, que permite visualizar los cambios termodinámicos del refrigerante en el interior del compresor, es decir entre los puntos 1 y 2 (Figura 4.4).

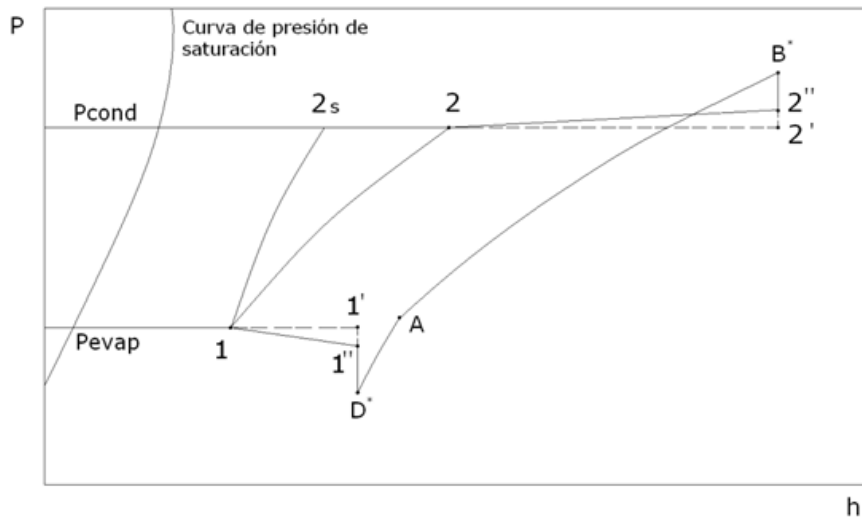


Figura 4.4. Evolución Ph del refrigerante en el compresor (presiones en escala logarítmica).

En concreto, estos cambios son los indicados a continuación:

- 1-1': El refrigerante sufre un incremento de temperatura desde que entra al compresor hasta que entra al cilindro, debido tanto al calentamiento producido por las pérdidas mecánicas y eléctricas, como al calor transferido desde el propio conducto de descarga (ΔT_{suc}).
- 1'-1'': Caída de presión debida a la circulación del refrigerante en el trayecto entrada-succión (ΔP_{suc}).
- 1''-D*: Caída de presión que sufre al atravesar la válvula de succión ($\Delta P_{v_{suc}}$).
- D*: Representa el estado termodinámico del refrigerante que entra en el cilindro desde D hasta PMI .
- A: Estado termodinámico del fluido que realmente se va a comprimir en cuanto cierra la válvula de succión.
- A-B*: Compresión no isoentrópica.
- B*: Representa el estado termodinámico del refrigerante tras la compresión. Aunque el fenómeno descrito como compresión finaliza en cuanto abre la válvula de descarga (punto B), el pistón sigue su carrera ascendente y la presión y temperatura del refrigerante en el cilindro varía ligeramente hasta llegar al PMS .
- B*-2'': Caída de presión que sufre al atravesar la válvula de descarga ($\Delta P_{v_{des}}$).
- 2''-2': Caída de presión debida a la circulación del refrigerante en el trayecto descarga-salida (ΔP_{des}).

- 2'-2: Enfriamiento del refrigerante debido a la transmisión de calor entre descarga y succión (ΔT_{des}). En la Figura 4.2 el punto 2 en un compresor real puede solaparse con el 2s o incluso situarse a su izquierda. Esto no significa que el proceso de compresión sea isoentrópico, sino que tras una compresión no reversible y no adiabática ha habido una disminución de entropía mediante transmisión de calor, lo cual lleva a que la energía consumida en el proceso sea mayor que la del proceso ideal (adiabático y reversible).

Cabe aclarar en este punto que la Figura 4.4 representa los estados termodinámicos del flujo “trasegado”, es por ello que no aparece el estado termodinámico del punto C.

4.2.2 El rendimiento mecánico

El movimiento alternativo del pistón es provocado por un mecanismo de biela-manivela conectado al eje del motor eléctrico. La fricción entre las partes móviles de este mecanismo (biela, manivela, cojinetes,...) provoca unas pérdidas mecánicas \dot{Q}_m que van a depender principalmente del propio mecanismo, del régimen de giro del eje y de la viscosidad del aceite lubricante utilizado. La relación entre la potencia que le llega al fluido en el cilindro (\dot{W}_i) y la potencia media ejercida por el eje (\dot{W}_{eje}) se define como el rendimiento mecánico:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_{eje}} \quad \text{Ec.4. 53}$$

Donde:

$$\dot{W}_{eje} = \dot{W}_i + \dot{Q}_m \quad \text{Ec.4. 54}$$

De ambas ecuaciones se obtiene que:

$$\eta_m = 1 - \frac{\dot{Q}_m}{\dot{W}_{eje}} \quad \text{Ec.4. 55}$$

La Ec.4.55 resultará muy útil para razonar el comportamiento del rendimiento mecánico, ya que al considerar el modelo las pérdidas mecánicas constantes (según se apuntó en el capítulo 3), la única variable de la cual depende es la potencia en el eje, es decir, se obtendrá mayor rendimiento mecánico cuanto mayor sea la potencia en el eje del motor eléctrico (Figura 4.5). Dicha potencia en el eje depende únicamente del par en el eje y del régimen de giro (Ec.4.56):

$$\dot{W}_{eje} = W_{eje} \cdot f = 2\pi M_{eje} \cdot f \quad \text{Ec.4. 56}$$

Luego el rendimiento mecánico dependerá únicamente del par en el eje y del régimen de giro (se recuerda que las pérdidas mecánicas se han considerado constantes):

$$\eta_m = 1 - \frac{\dot{Q}_m}{2\pi M_{eje} f} \quad \text{Ec.4. 57}$$

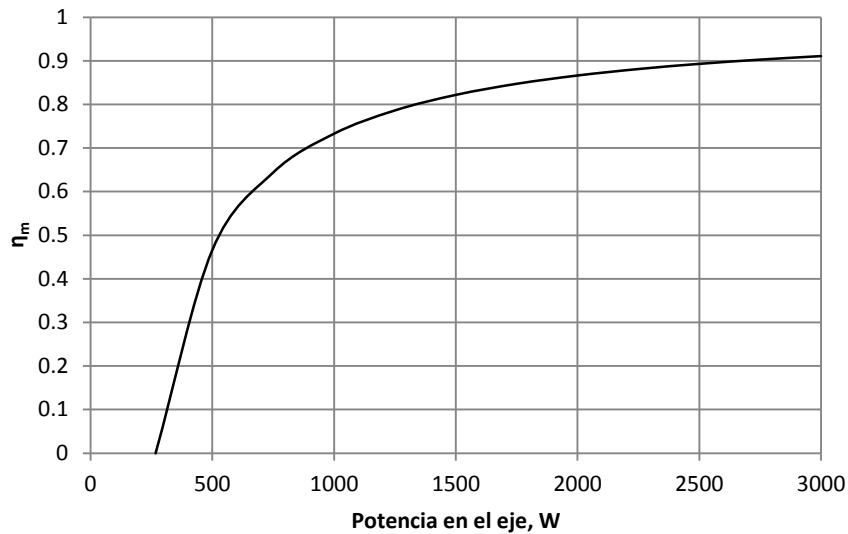


Figura 4.5. Rendimiento mecánico del compresor

4.2.3 El rendimiento eléctrico

Tal como se verá en detalle a lo largo de este capítulo, tanto las pérdidas mecánicas como las eléctricas suponen un efecto perjudicial para la eficiencia y el rendimiento volumétrico del compresor, ya que:

1. Parte de la energía eléctrica consumida no se está invirtiendo en comprimir el fluido, sino en calentarlo.
2. El calentamiento interno del fluido en la succión va a provocar un gasto extra de energía para su compresión (aumenta la diferencia de entalpías).
3. El calentamiento interno del fluido en la succión va a provocar que disminuya el flujo másico trasegado (disminuye la densidad).

El rendimiento eléctrico de un compresor hermético se define como la relación existente entre la potencia mecánica entregada en el eje y la potencia eléctrica consumida:

$$\eta_e = \frac{W_e}{\dot{E}} \quad \text{Ec.4. 58}$$

Dicho rendimiento es necesariamente menor que la unidad debido al calentamiento del propio motor eléctrico al realizar esta conversión:

$$\dot{E} = \dot{W}_e + \dot{Q}_e \quad \text{Ec.4. 59}$$

Para obtener la relación existente entre el régimen de giro, el par en el eje y el rendimiento eléctrico, es necesario conocer las curvas características del motor. Dichas curvas han sido suministradas por el fabricante y se representan en la Figura 4.6.

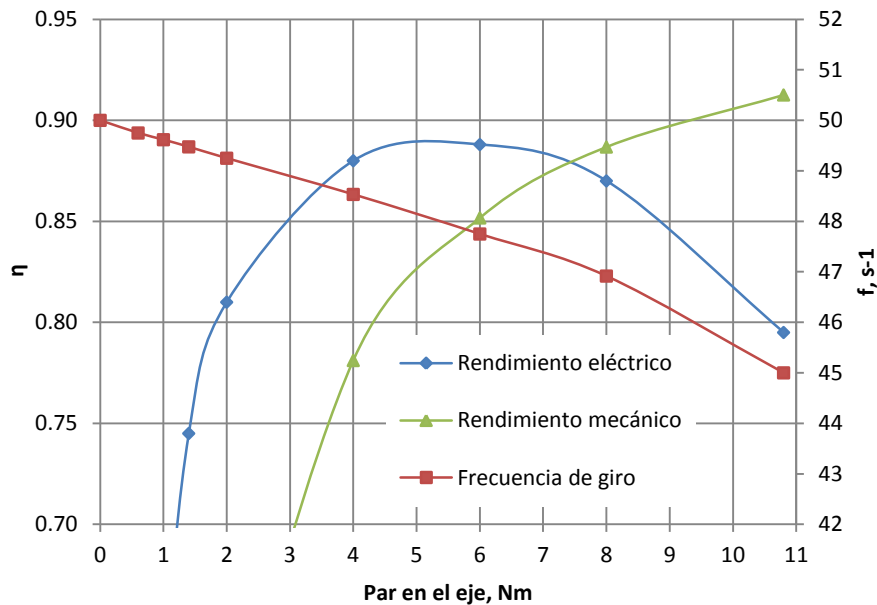


Figura 4.6. Rendimiento del motor eléctrico

El régimen de giro del motor eléctrico es inversamente proporcional al par entregado, siendo su valor nominal 48.33 s^{-1} (2900 rpm). Aunque su variación sea pequeña, se ha tenido en cuenta para calcular la curva del rendimiento mecánico (Ec.4.57), también representada en la Figura 4.6.

El hecho de que los puntos de funcionamiento con R407C requieran de un mayor par en el eje, les va a beneficiar en rendimiento mecánico, pero no siempre en rendimiento eléctrico, ya que éste presenta un máximo entorno a 5 Nm. Es más, la mayoría de puntos de funcionamiento en R407C requieren de un par superior a 5 Nm, con lo que el uso del Propano (menor par) supondrá una mejora del rendimiento eléctrico.

Es importante remarcar que en la Figura 4.6 se ha sintetizado la relación existente entre el par en el eje y los dos principales rendimientos del compresor, es decir, si se

conoce el par se obtiene directamente tanto el rendimiento eléctrico como el rendimiento mecánico. Analizando la Figura 4.6 se observa que el rendimiento mecánico de este compresor puede llegar a ser superior al eléctrico para valores de par en el eje superiores a 7.4 Nm, algo que no es habitual en Propano pero sí que lo es en R407C. Esto explicará que las principales pérdidas del compresor al trabajar con R407C sean eléctricas en la mayoría de los puntos analizados.

4.2.4 La eficiencia del compresor

Se han especificado hasta ahora las diferentes pérdidas de potencia desde que se absorbe de la potencia eléctrica de la red (\dot{E}) hasta que se le entrega al fluido en el cilindro (\dot{W}_i), pudiendo definir ahora un rendimiento global o eficiencia del compresor como la relación entre la mínima potencia necesaria para comprimir el fluido (\dot{W}_{is}) y la potencia eléctrica absorbida (\dot{E}).

$$\eta = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{E}} = \eta_i \eta_m \eta_e \quad \text{Ec.4. 60}$$

La potencia disipada en forma de calor debido a las pérdidas del motor eléctrico y al rozamiento, \dot{Q}_{el} y \dot{Q}_m respectivamente, se transmite en parte al fluido circulante y en parte al ambiente por convección y radiación (\dot{Q}_{amb}).

$$\dot{E} = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{Q}_{amb} \quad \text{Ec.4. 61}$$

La potencia final que recibe el fluido desde que entra al compresor hasta que sale de él se define como \dot{W}_c :

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \text{Ec.4. 62}$$

Es importante darse cuenta de que \dot{W}_c difiere de \dot{W}_i , ya que esta última representa la potencia entregada al fluido en el cilindro, y no en todo el compresor. Por ello el rendimiento indicado difiere del rendimiento isoentrópico:

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad \text{Ec.4. 63}$$

Conviene apuntar que siempre va a ser recomendable favorecer las pérdidas de calor al ambiente para así no transmitir las al fluido, con lo que se reduce \dot{W}_c y se acaba aumentando el rendimiento isoentrópico.

También conviene remarcar que \dot{W}_c podrá ser menor o mayor que \dot{E} , dependiendo del sentido de las pérdidas de calor al ambiente, el cual va a depender de la diferencia de temperaturas entre el compresor y el ambiente.

4.3 El rendimiento volumétrico

4.3.1 El rendimiento volumétrico teórico

El compresor ideal que trabajase según las condiciones de la Figura 4.1, sería capaz de trasegar el máximo caudal volumétrico entre P_1 y P_2 , a una frecuencia nominal f_n :

$$\dot{V}_s^{c=0} = \dot{V}_{desp} = V_{desp} f_n \quad \text{Ec.4. 64}$$

El subíndice s indica compresión isoentrópica. En un compresor real resulta imposible hacer que el pistón barra la totalidad del volumen delimitado por el cilindro. En el *PMS* siempre queda un pequeño volumen de vapor entre la cabeza del pistón y el final del cilindro. Este pequeño volumen se conoce como volumen muerto, y se denota como V_m . Normalmente se expresa como una fracción del volumen desplazado, c (“clearance”):

$$c = \frac{V_m}{V_{desp}}. \quad \text{Ec.4. 65}$$

El efecto del volumen muerto en el diagrama del compresor ideal se muestra en la Figura 4.7:

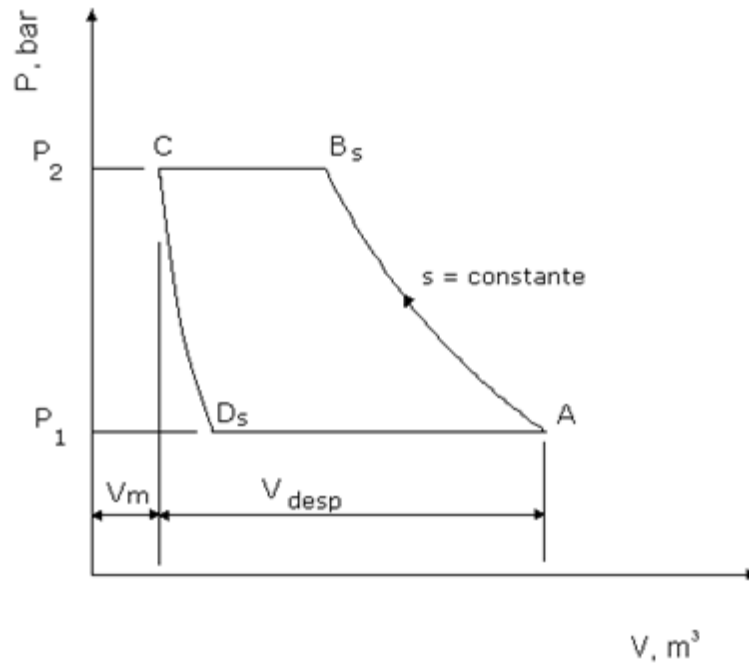


Figura 4.7. Diagrama PV del ciclo de compresión ideal con volumen muerto

El volumen de vapor en el punto C , V_m , no expande directamente hasta P_1 , sino que lo hace siguiendo la curva $C-D_s$ (expansión ideal isentrópica). Esto provoca que se reduzca el volumen de refrigerante succionado:

$$V_s = V_{suc} = V_A - V_{D_s} \quad \text{Ec.4. 66}$$

Partiendo de este resultado se define el rendimiento volumétrico teórico del compresor como:

$$\eta_{v,c} = \frac{V_s}{V_{desp}} \quad \text{Ec.4. 67}$$

El rendimiento volumétrico teórico tiene en cuenta el efecto de la reexpansión del volumen muerto en el caso de que fuera ideal isentrópica. Compara directamente el volumen succionado tras la expansión isentrópica con el volumen desplazado.

Dicha expresión puede ponerse en función de c , V_C y V_{D_s} :

$$\eta_{v,c} = \frac{V_A - V_{D_s}}{V_{desp}} = \frac{V_{desp}(1+c) - V_{desp} \frac{V_{D_s}}{V_C} c}{V_{desp}} = 1 + c - c \frac{V_{D_s}}{V_C} \quad \text{Ec.4. 68}$$

En la definición de este rendimiento volumétrico teórico no se tienen en cuenta las posibles fugas pistón-cilindro en la expansión, con lo que la masa que contenga el cilindro en el punto C será la misma que la que contenga en el punto D_s . Por lo tanto la relación entre volúmenes coincide con la relación entre volúmenes específicos:

$$\eta_{v,c} = 1 + c - c \frac{v_{D_s}}{v_C} \quad \text{Ec.4. 69}$$

En la definición de este rendimiento volumétrico teórico se supone que el índice de expansión coincide con el índice de expansión isoentrópica k y se considera constante en todo el proceso de expansión:

$$(Pv)^k = cte \quad \text{Ec.4. 70}$$

Luego:

$$(P_1 v_C)^k = (P_2 v_{D_s})^k \quad \text{Ec.4. 71}$$

De ahí se deduce que:

$$\frac{v_{D_s}}{v_C} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{Ec.4. 72}$$

Sustituyendo la Ec.4.72 en la Ec.4.69 se obtiene que:

$$\eta_{v,c} = 1 + c - c \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{Ec.4. 73}$$

Esta componente del η_v está condicionada principalmente por la fracción de volumen muerto, c . Además, claramente su valor decrece con la relación de presión y con el aumento de la constante k del gas.

De la Ec.4.73 se deduce que:

$$\dot{V}_s = V_{desp} f_n \left[1 - c \left(R p^{\frac{1}{k}} - 1 \right) \right] \quad \text{Ec.4. 74}$$

Al comparar la Ec.4.74 con la Ec.4.64 se observa que siempre se cumplirá:

$$\dot{V}_s < \dot{V}_s^{c=0} \quad \text{Ec.4. 75}$$

El subíndice s indica compresión y expansión isoentrópicas, siendo k el índice de compresión y expansión isoentrópica.

Llegado a este punto cabe decir que el volumen muerto no es el único factor perjudicial, y existen otras causas además del $\eta_{v,c}$ que reducen el volumen de refrigerante

succionado. Por esta razón, tal y como se va a ver en el punto siguiente, el caudal volumétrico en el compresor real es todavía inferior a \dot{V}_s .

4.3.2 El rendimiento volumétrico real

El rendimiento volumétrico del compresor real se define como la relación entre el caudal volumétrico en las condiciones de entrada al compresor y el máximo caudal volumétrico que podría trasegar un compresor sin volumen muerto e ideal.

$$\eta_v = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{\rho_1}\right)}{\dot{V}_{desp}} \quad \text{Ec.4. 76}$$

Siendo \dot{m} el flujo másico trasegado:

$$\dot{m} = m_{BC}f \quad \text{Ec.4. 77}$$

Consideremos un punto arbitrario en la posición del pistón, por ejemplo el punto *D* en la Figura 4.3. La masa de refrigerante que contiene en ese instante el cilindro se denomina m_D y coincide con la masa del volumen muerto más el refrigerante que ha entrado debido al retraso del cierre de la válvula de descarga, menos las *FPC* en la expansión. La válvula de succión comienza a abrir y se inicia el proceso de succión. El pistón recorre el cilindro dejando entrar refrigerante nuevo, hasta llegar al PMI, pero la válvula de succión todavía no ha cerrado. Comienza la carrera ascendente del pistón y se llega a la presión de la cámara de succión P_1 . A partir de ese instante la presión en el cilindro pasa a ser mayor que en la succión, por lo que se inicia un retorno de refrigerante desde el cilindro hacia la succión. Este fenómeno es conocido como relación de flujo de retorno en la succión RFR_{suc} . La masa total que queda en el cilindro en el punto *A* se define como m_A , y la masa succionada entre el punto *D* y el punto *A* se define como m_{DA} . El fenómeno de compresión tiene lugar desde ese momento hasta que la válvula de descarga empieza a abrir (punto *B*). Desde ese preciso instante hasta que el pistón llega al *PMS*, una masa de refrigerante m_{BC} abandona el cilindro. En ese momento dentro del cilindro reside la masa de refrigerante definida por el volumen muerto y las condiciones de presión y temperatura en la cabeza del pistón. Cuando el pistón empieza la carrera descendente, la válvula de descarga todavía está abierta. En cuanto se rebasa P_2 , la presión en la cabeza del pistón pasa a ser menor que en la cámara de descarga. El efecto de la inercia del muelle de la válvula de descarga impide su cierre instantáneo, por lo que entre P_2 y P_C existe un trasiego de refrigerante desde la cámara de descarga hacia el cilindro. Este fenómeno es conocido como relación de flujo de retorno en la descarga RFR_{des} . La masa total que ha conseguido salir del cilindro cuando llegamos al punto *C* se define como $m = m_{BC}$. Esta masa es la que finalmente saldrá del compresor y realizará el ciclo de refrigeración. Una vez que la válvula de descarga cierra (punto *C*), el gas residual que existe dentro del

cilindro se expande hasta el punto D finalizando así el ciclo de compresión. La Ec.4.78 describe la conservación de la masa para este proceso. En ella se tiene en cuenta que durante el proceso de compresión, descarga y expansión existen fugas de refrigerante entre el pistón y el cilindro (m_{FPC}).

$$-m_{DA} + m_{BC} + m_{FPC} = 0 \quad \text{Ec.4. 78}$$

La Ec.4.76 puede descomponerse de la siguiente forma:

$$\eta_v = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{\rho_1}\right)}{\dot{v}_{desp}} = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{\rho_1}\right)}{v_{desp}} \cdot \frac{f}{f_n} \quad \text{Ec.4. 79}$$

O lo que es lo mismo:

$$\eta_v = \frac{v_s}{v_{desp}} \cdot \frac{\left(\frac{\dot{m}}{\rho_1}\right)}{v_s} \cdot \frac{f}{f_n} = \eta_{v,c} \eta_{v,v} \eta_{v,f} \quad \text{Ec.4. 80}$$

El primer factor responsable del rendimiento volumétrico en la Ec.4.80 se corresponde con el rendimiento volumétrico teórico definido en la Ec.4.67. Además se detectan dos nuevos factores. Uno es el rendimiento volumétrico asociado al volumen trasegado real (en condiciones de entrada al compresor), respecto al volumen ideal con volumen muerto $\eta_{v,v}$ (Ec.4.81), el cual origina la desviación de los índices de compresión y expansión respecto al isoentrópico, lo cual no se tiene en cuenta en $\eta_{v,c}$.

$$\eta_{v,v} = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{\rho_1}\right)}{v_s} \quad \text{Ec.4. 81}$$

Éste siempre va a ser menor que la unidad debido a:

- Variación de la densidad entre la entrada del compresor ρ_1 y la entrada del cilindro ρ_{suc} por dos motivos:
 - o La transferencia de calor:
El refrigerante sufre un recalentamiento en el interior del compresor debido al calor generado por:
 - Pérdidas eléctricas
 - Pérdidas mecánicas
 - Contacto con la descarga.
 - Contacto con las paredes del cilindro.
 - o Las pérdidas de presión en la succión:
 - ΔP_{suc}
 - $\Delta P_{v,suc}$
- Las fugas:
 - o RFR_{suc} : La relación de flujo de retorno en la succión reduce m_{DA} y en consecuencia m_{BC} .
 - o RFR_{des} : La relación de flujo de retorno en la descarga reduce directamente m_{BC} .

- *FPC*: Las fugas pistón-cilindro m_{FPC} en la compresión, descarga y expansión que reducen m_{BC} .

El otro es el rendimiento volumétrico asociado a la frecuencia de giro $\eta_{v,f}$ (Ec.4.82).

$$\eta_{v,f} = \frac{f}{f_n} \quad \text{Ec.4. 82}$$

Dicho rendimiento tiene en cuenta el efecto de la variación del régimen de giro respecto al régimen nominal. Puede tomar valores tanto inferiores como superiores a la unidad dependiendo de la curva del motor eléctrico y del par entregado. A continuación se muestra el régimen de giro del motor ensayado, cuyo régimen nominal son 2900 rpm.

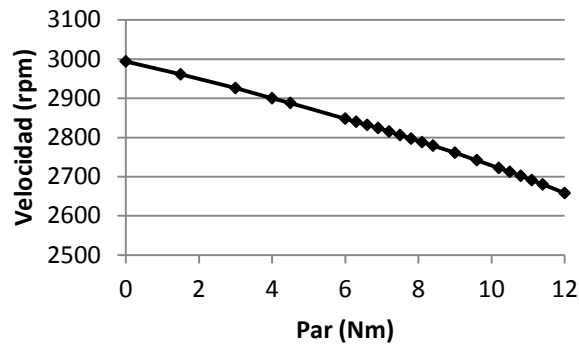


Figura 4.8. Régimen de giro del motor eléctrico del compresor ensayado (régimen nominal 2900rpm).

4.4 Las pérdidas energéticas y las condiciones de funcionamiento

Existe una relación compleja entre los rendimientos del compresor (η y η_v) y sus condiciones de funcionamiento (P_1 , P_2 y T_1). La comprensión de dicha relación pasa por analizar el papel que juegan las diferentes pérdidas energéticas (\dot{Q}_e , \dot{Q}_m , \dot{Q}_{cil} , ΔP , FPC y RFR) en cada uno de los rendimientos del compresor. Para ello se ha realizado el siguiente estudio teórico, donde se plantean diferentes casos en los que se modifica tanto el diseño del compresor como sus condiciones de funcionamiento. A continuación se incluye el guión de los casos estudiados en este punto:

1- Efecto de las fugas

- Caso 1: Sin RFR
- Caso 2: Sin FPC
- Caso 3: Sin RFR y sin FPC

2- Efecto de las pérdidas de presión

- Caso 4: Sin RFR y sin pérdidas dinámicas de presión en las válvulas
- Caso 5: Sin RFR y sin pérdidas ni dinámicas ni estáticas de presión en las válvulas

3- Efecto de las pérdidas eléctricas y mecánicas

- Caso 6: Sin pérdidas eléctricas
- Caso 7: Sin pérdidas mecánicas
- Caso 8: Sin pérdidas eléctricas ni mecánicas

4- Efecto de las pérdidas al ambiente

- Caso 9: Favorecer las pérdidas al ambiente

5- Efecto de la transmisión de calor al cilindro

- Caso 10: Sin transmisión de calor al cilindro

6- Efecto del volumen muerto

- Caso 11: Variación del volumen muerto
- Caso 12: Variación del volumen muerto sin fugas
- Caso 13: Comparativa de V_m y RFR_{des}

7- Efecto de las condiciones de funcionamiento

- Caso 14: Variación del recalentamiento externo (Rec)
- Caso 15: Variación de P_{evap}
- Caso 16: Variación de P_{cond}

8- Efecto de las condiciones de funcionamiento en las fugas y pérdidas de presión

- Caso 17: Efecto de las condiciones de funcionamiento en FPC
- Caso 18: Efecto de las condiciones de funcionamiento en RFR
- Caso 19: Efecto de las condiciones de funcionamiento en las pérdidas de presión

Caso Base

Se parte de considerar un punto base de funcionamiento ($T_{evap} = 8.1^\circ\text{C}$, $T_{cond} = 52.2^\circ\text{C}$, $\text{Rec} = 11.1\text{K}$) y simularlo con el modelo matemático descrito en el capítulo 3. Se ha elegido este punto por ser unas condiciones habituales de trabajo del compresor ensayado. En estas condiciones se determinan los rendimientos reflejados en la Tabla 4.1.

	P_1	P_2	T_1	η	η_i	η_m	η_e	η_v
R290	6bar (8.1°C)	18bar (52.5°C)	19.17°C	0.605	0.795	0.859	0.886	0.746
R407C	6bar (8.1°C)	21bar (52.5°C)	19.17°C	0.600	0.780	0.879	0.877	0.747

Tabla 4.1. Caso Base para Propano y R407C.

El punto de funcionamiento elegido muestra una eficiencia y un rendimiento volumétrico muy similar para ambos refrigerantes. Este resultado es previsible si se tiene en cuenta el análisis termodinámico realizado en el Anexo I. En este apartado se tratará de explicar con detalle la influencia de las pérdidas en el valor de dichos rendimientos para ambos refrigerantes.

Las pérdidas más significativas en el compresor son las eléctricas y las mecánicas, cuyo estudio se detalla en los Casos 6, 7 y 8. Las pérdidas eléctricas dependen directamente del par que tiene que vencer el eje del motor eléctrico. En el caso del Propano el par es de 6.33 Nm y en el caso del R407C es de 7.416 Nm. Según la Figura 4.6, la curva de rendimiento del motor eléctrico es decreciente entre ambos valores, lo que justifica un mayor rendimiento eléctrico en el caso del Propano.

Las pérdidas mecánicas dependen fundamentalmente de la velocidad de giro del motor y del tipo de aceite que se use. En el modelo se ha supuesto un valor constante de pérdidas mecánicas para ambos refrigerantes ya que el régimen de giro es aproximadamente el mismo en cualquier punto de funcionamiento y no se ha tenido en cuenta efecto del aceite al mezclarse con el refrigerante. Con esta suposición, basándonos en la Ec.4.83, podemos afirmar que el refrigerante con el que se obtendrá mayor rendimiento mecánico será aquel que exija una mayor potencia mecánica \dot{W}_{eje} en un determinado punto de funcionamiento. Dado que la frecuencia de giro, f , en ambos refrigerantes es muy semejante, y que el R407C exige mayor par en el eje, se entiende que el R407C exigirá mayores potencias en el eje (Ec.4.84) y tendrá por tanto mayores rendimientos mecánicos.

$$\eta_m = 1 - \frac{\dot{Q}_m}{\dot{W}_{eje}} \quad \text{Ec.4. 83}$$

$$\dot{W}_{eje} = M \cdot f \quad \text{Ec.4. 84}$$

En cuanto al rendimiento indicado, se ve afectado indirectamente por las pérdidas eléctricas y mecánicas debido a que afectan al calentamiento en la succión (ΔT_{suc}). La razón

por la cual el rendimiento indicado en el Propano es superior al del R407C es, además de un menor ΔT_{suc} (14.2 K frente a 16.0 K), unas menores pérdidas de presión (7.31% para el Propano frente al 8.56% del R407C). Dichos efectos se imponen a otros como las *FPC*, la transmisión de calor en el cilindro o los *RFR*, que en este caso son más perjudiciales para el Propano (Tabla 4.2).

	ΔT_{suc}	<i>FPC</i>	\dot{Q}_{cil}	<i>RFR</i> _{suc}	<i>RFR</i> _{des}	ΔP_{suc}	$\Delta P_{v,suc}$	$\Delta P_{v,des}$	ΔP_{des}
R290	14.2K	4.97%	1.1%	8.3%	1.3%	0.62%	2.43%	1.97%	2.29%
R407C	16.0K	3.82%	1.0%	6.2%	0.19%	0.84%	2.94%	2.53%	2.25%

Tabla 4.2. Pérdidas que afectan al η_i y η_v . Los porcentajes de *FPC* y *RFR* se refieren al flujo másico trasegado y los porcentajes de ΔP se refieren a la potencia eléctrica absorbida.

Finalmente, si se analiza el rendimiento volumétrico desde la perspectiva de la Ec.80, se observa que el factor con más peso es $\eta_{v,v}$ (0.7898 en Propano y 0.8086 en R407C), seguido de lejos del $\eta_{v,c}$ (0.9585 en Propano y 0.9492 en R407C) y por último el relacionado con el régimen de giro $\eta_{v,f}$ (0.9852 en Propano y 0.9759 en R407C). Esto indica que la masa trasegada se reduce principalmente no por la reducción del volumen succionado, sino por otros factores como las fugas pistón cilindro, los reflujos en las válvulas y el calentamiento y pérdida de presión en la succión.

	$\eta_{v,c}$	$\eta_{v,v}$	$\eta_{v,f}$
R290	0.9585	0.7898	0.9852
R407C	0.9492	0.8066	0.9759

Tabla 4.3. Rendimientos volumétricos parciales según Ec.80.

4.4.1 Efecto de *RFR* y *FPC*

En este punto se estudian los dos principales efectos en la reducción del flujo másico trasegado, estos son las fugas pistón-cilindro (*FPC*) y las fugas debidas al reflujo en las válvulas (*RFR*). Los resultados muestran que ambas fugas son más perjudiciales para el Propano que para el R407C (Tabla 4.2). Este dato se explica al tener en cuenta que el compresor ha sido diseñado para trabajar con R407C y no con Propano, y ello hace que los parámetros de diseño de las válvulas como rigidez del muelle, inercia, etc. no sean los correctos.

A continuación se plantean casos hipotéticos para ver su repercusión en los rendimientos del compresor. La totalidad de los resultados numéricos se muestran en las tablas del Anexo II para ambos refrigerantes, no obstante, la representación de los diagramas indicadores se ha decidido realizarla sólo para el Propano para no duplicar la información, ya que lo que se busca en dichos diagramas es la comparación gráfica entre casos, la cual coincide para ambos refrigerantes.

Caso 1: Sin RFR

Utilizando el modelo se impide el retroceso del refrigerante en las válvulas de aspiración y descarga. La Tabla 4.4 muestra los cálculos que comparan el Caso Base con el caso en que se han eliminado dichos reflujos con ambos refrigerantes.

	Propano				R407C		
	0.CB	1.1.Sin RFR			0.CB	1.1.Sin RFR	
P _{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P _{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P _{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P _{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T _{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T _{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T _{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T _{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R _p	3.000	0.00%	3.000	R _p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	1.49%	0.614	η	0.600	0.50%	0.603
η _v	0.746	9.03%	0.813	η _v	0.747	5.82%	0.791
η _i	0.795	0.77%	0.801	η _i	0.778	0.39%	0.781
η _m	0.859	1.05%	0.868	η _m	0.879	0.57%	0.884
η _e	0.886	-0.34%	0.883	η _e	0.877	-0.46%	0.873
m, Kg/h	85.55	9.04%	93.28	m, Kg/h	168.35	5.82%	178.15
W _i , J	34.16	8.67%	37.12	W _i , J	40.95	5.88%	43.36
w _i , J/kg	68472	-0.77%	18.87	w _i , J/kg	41310	-0.30%	41186
FPC, %	4.97	-4.02%	4.77	FPC, %	3.82	-0.52%	3.80
RFR _{suc} , %	8.3	-100.00%	0.00	RFR _{suc} , %	6.22	-100.00%	0.00
RFR _{des} , %	1.31	-100.00%	0.00	RFR _{des} , %	0.19	-100.00%	0.00
W _{abs} , W	2138	7.44%	2297	W _{abs} , W	2506	5.39%	2641
Q _{el} , W	243.91	10.57%	269.69	Q _{el} , W	307.80	9.22%	336.18
Q _m , W	267	0.00%	267	Q _m , W	267	0.00%	267
Q _{amb} , W	55.11	0.07%	55.15	Q _{amb} , W	73.33	0.38%	73.61
ΔP _{v_{suc}} , W	52.04	0.52%	52.31	ΔP _{v_{suc}} , W	73.78	-0.53%	73.39
ΔP _{suc} , W	13.27	-0.23%	13.24	ΔP _{suc} , W	21.04	-0.71%	20.89
ΔP _{v_{des}} , W	42.09	7.51%	45.25	ΔP _{v_{des}} , W	63.47	6.68%	67.71
ΔP _{des} , W	48.88	14.95%	56.19	ΔP _{des} , W	56.28	11.18%	62.57
Q _{suc} , W	96.62	4.38%	100.85	Q _{suc} , W	132.27	3.24%	136.56
Q _{el} , %	11.41	2.90%	11.74	Q _{el} , %	12.28	3.64%	12.73
Q _m , %	12.49	-6.93%	11.62	Q _m , %	10.66	-5.11%	10.11
Q _{amb} , %	2.58	-6.94%	2.40	Q _{amb} , %	2.93	-4.75%	2.79
ΔP _{v_{suc}} , %	2.43	-6.26%	2.28	ΔP _{v_{suc}} , %	2.94	-5.60%	2.78
ΔP _{suc} , %	0.62	-6.94%	0.58	ΔP _{suc} , %	0.84	-5.83%	0.79
ΔP _{v_{des}} , %	1.97	0.00%	1.97	ΔP _{v_{des}} , %	2.53	1.22%	2.56
ΔP _{des} , %	2.29	6.81%	2.45	ΔP _{des} , %	2.25	5.52%	2.37
Q _{suc} , %	4.52	-2.85%	4.39	Q _{suc} , %	5.28	-2.05%	5.17
ΔT _{suc} , K	14.15	-4.10%	13.57	ΔT _{suc} , K	16.00	-2.63%	15.58
M _{eje} , Nm	6.33	7.47%	6.80	M _{eje} , Nm	7.42	5.12%	7.80
f, s ⁻¹	47.619	-0.41%	47.426	f, s ⁻¹	47.17	-0.35%	47.003

Tabla 4.4. Efecto de las fugas debidas al reflujo en las válvulas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

Los resultados indican que el principal beneficiado al eliminar los *RFR* es el rendimiento volumétrico (+9.03% en Propano y +5.82% en R407C), cuyo incremento coincide obviamente con el del flujo másico trasegado y se debe tanto a la eliminación de los *RFR* como al incremento del volumen succionado (Figura 4.9).

En cuanto al rendimiento indicado, éste depende tanto de la masa trasegada como del trabajo indicado (W_i). Eliminar el reflujo en la succión implica por una parte más masa trasegada y más masa que comprimir, y por otra parte implica avanzar el inicio del proceso de compresión. Esto justifica las mayores presiones en la compresión del caso Sin *RFR* que en el Caso Base. Asimismo, eliminar el reflujo en la descarga implica por una parte mayor masa trasegada y menor masa que expandir, y por otra parte implica avanzar el inicio de la expansión. Esto conlleva a menores presiones durante la expansión del caso Sin *RFR* que en el Caso Base. Es por ello que el área encerrada en el diagrama *PV* (W_i) sea superior en el caso Sin *RFR* que en el Caso Base (Figura 4.9). Dicho aumento es más significativo en el Propano (+8.67%) que en el R407C (+5.88%). Este aumento no es tan significativo como el del flujo másico, por ello el trabajo indicado específico disminuye y se explica que el rendimiento indicado se vea ligeramente incrementado (+0.77% en el Propano y +0.39% en el R407C).

El importante aumento del trabajo indicado arrastra consigo a la potencia en el eje, ya que la frecuencia de giro apenas varía y las pérdidas mecánicas son constantes ($\dot{W}_{eje} = f \cdot W_i + \dot{Q}_m$). Dicho aumento de la potencia en el eje incrementa el rendimiento mecánico (Ec.4.83). Asimismo, el aumento del trabajo indicado y la leve reducción de la frecuencia de giro incrementan el par en el eje (Ec.4.85) un 7.47% en Propano y 5.12% en R407C.

$$M_{eje} = \frac{W_i}{2\pi} + \frac{\dot{Q}_m}{2\pi f} \quad \text{Ec.4. 85}$$

Aunque el aumento del par en el eje es mayor en el Propano (de 6.33 Nm a 6.80 Nm) que en el R407C (de 7.42 Nm a 7.80 Nm), la caída del rendimiento eléctrico no lo es debido a que su curva (Figura 4.6) tiene mayor pendiente en los valores de par del R407C.

Con todo ello se podría concluir en este caso que las *RFR* son más perjudiciales para el Propano y que su eliminación supondría un incremento de la eficiencia del 1.5% (frente al 0.5% en R407C).

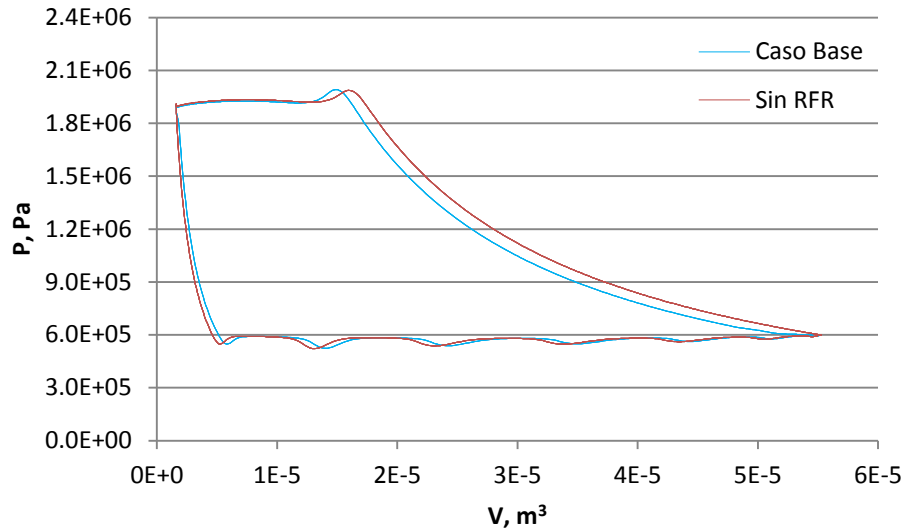


Figura 4.9. Diagrama PV sin RFR en Propano.

El análisis del rendimiento indicado puede plantearse directamente desde el estudio del trabajo indicado específico. Según se ha comentado, eliminar RFR aumenta tanto W_i como \dot{m} , con lo que apenas se modifica el trabajo indicado específico ($w_i = W_i/\dot{m}$). Se ha considerado interesante representar también el diagrama indicador Pv (Figura 4.10) para observar el efecto de RFR en los trabajos específicos de cada uno de los procesos del ciclo de compresión.

La principal diferencia que se observa entre el diagrama Pv (Figura 4.10) y el PV (Figura 4.9) es un desplazamiento hacia la izquierda del caso sin RFR debido lógicamente al aumento de masa trasegada. Además de este desplazamiento se observa una mayor similitud de las áreas encerradas (w_i), lo que concuerda con los trabajos específicos calculados en la Tabla 4.4. A continuación se intentará analizar el efecto de RFR en cada uno de los procesos del ciclo de compresión Pv .

En el proceso de succión, el trabajo específico realizado para succionar el fluido disminuye al eliminar las fugas RFR debido a la reducción de $|w_{suc,D-PM}|$.

En el proceso de compresión el trabajo específico realizado sobre el fluido para comprimirlo del estado A al B disminuye debido a que el flujo másico trasegado aumenta en mayor medida de lo que lo hace el trabajo de compresión.

En el proceso de expansión se reduce w_{exp} debido a que se reduce tanto W_{exp} como m . Esta reducción no favorece a w_i , ya que es un trabajo realizado por el propio fluido.

En el proceso de descarga apenas se modifica el trabajo específico realizado para descargar el refrigerante ya que disminuye tanto $w_{des,B-PMs}$ como $|w_{des,PMs-C}|$.

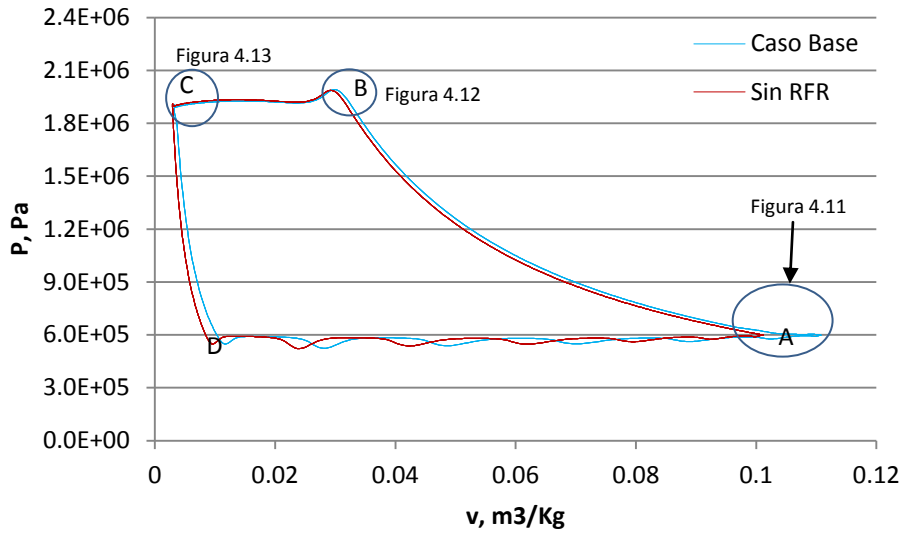


Figura 4.10. Diagrama Pv sin RFR en Propano.

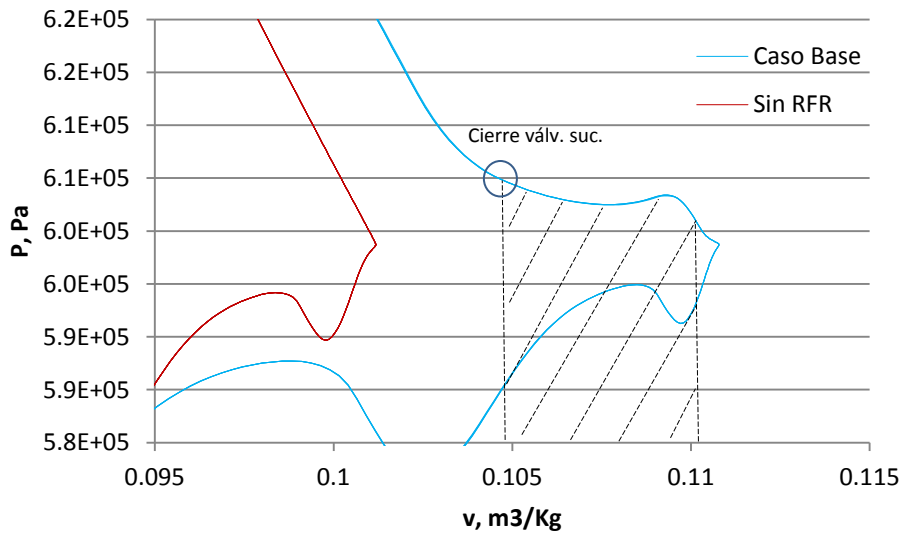


Figura 4.11. Detalle succión en el diagrama Pv sin RFR en Propano.

En la Figura 4.11 se observa que las fugas RFR_{suc} provocan el retraso del proceso de compresión. Además, existe un cierto trabajo del pistón para expulsar dichas fugas del cilindro (área punteada), lo cual explica que el trabajo específico indicado en el proceso de compresión se incremente con las fugas.

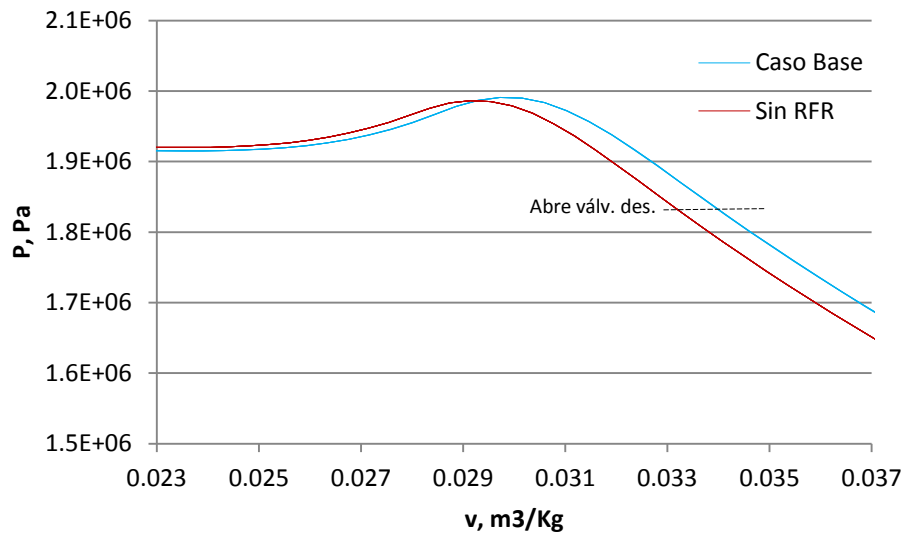


Figura 4.12. Detalle inicio descarga en el diagrama Pv sin RFR en Propano

Las curvas durante el proceso de compresión transcurren paralelas, lo cual indica que la variación del trabajo específico indicado desde que cierra la válvula de succión hasta que abre la de descarga es semejante.

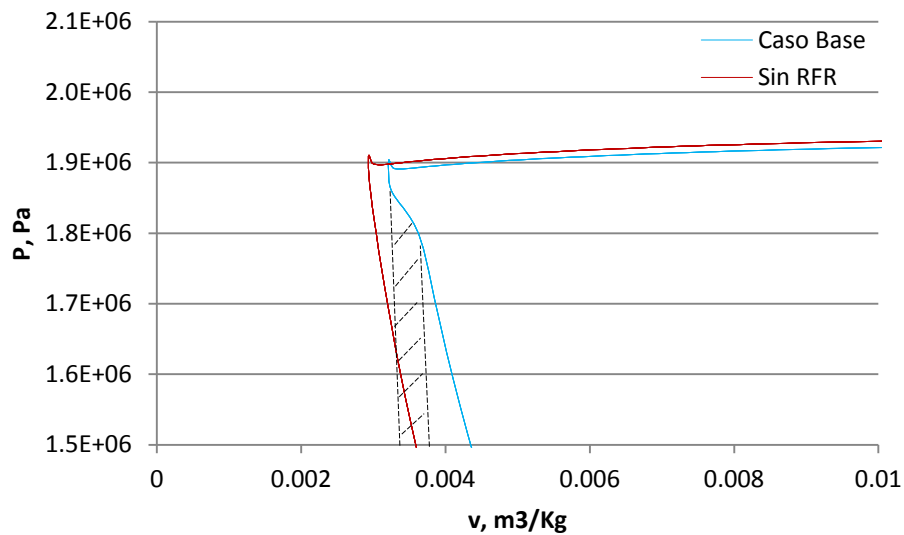


Figura 4.13. Detalle final descarga en el diagrama Pv sin RFR en Propano.

En la Figura 4.13 se observa que las fugas RFR_{des} provocan el retraso del proceso de expansión y el incremento del trabajo específico indicado de dicho proceso, ya que

existe un trabajo extra realizado por el propio fluido de la cámara de descarga para superar las pérdidas de presión de la válvula e introducirse de nuevo en el cilindro (área punteada).

El hecho de eliminar el RFR supone un leve incremento del calor absorbido en la succión, principalmente en los volúmenes Upp-Shell y Motor_cooling. Este aumento se debe al incremento de flujo másico trasegado que se traduce en un incremento de la refrigeración de esos volúmenes. No obstante, el que haya más intercambio de calor no significa que haya más ΔT_{suc} , ya que depende del flujo másico trasegado y de la C_p del refrigerante (Figura 4.14). De hecho, la Tabla 4.5 refleja una leve disminución de ΔT_{suc} tanto para Propano como para R407C. Esta reducción de ΔT_{suc} conlleva una reducción de $\Delta\rho_{suc}$ que ayuda a incrementar el rendimiento volumétrico del compresor.

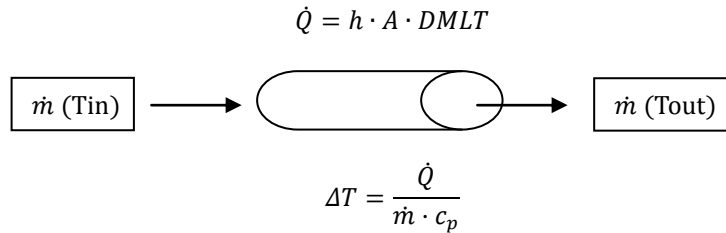


Figura 4.14. Transmisión de calor en la succión

	R290		R407C	
	Caso_Base	Sin RFR	Caso_Base	Sin RFR
Flujo másico, kg/h	85,55	93,28	168,35	178,15
V Upp Shell Heat, W	395,1	416,2	438,3	465,4
V Low Shell Heat, W	117,1	116,7	141,4	156,2
V Motor Cooling Heat, W	49,5	54,9	50,8	53,7
V Suction Heat, W	11,8	12,0	11,6	11,9
ΔQ_{suc} , W	573,5	599,8	642,1	687,2
ΔT_{suc} , W	14,2	13,6	16,0	15,6

Tabla 4.5. Transmisión de calor en la succión sin RFR con Propano y R407C.

Dado que el valor de RFR_{suc} y RFR_{des} es significativamente diferente, a continuación se ha estudiado el efecto que produce cada uno de ellos por separado.

Caso 1.1: Sin RFR en la succión

Mediante el modelo se toma el Caso Base y se impide el retroceso tan sólo en la válvula de succión. Su eliminación supone una mejora notable en el η_v (7,64% en Propano y 5,77% en R407C). Esta mejora se debe a que el reflujo se estaba produciendo principalmente en la succión (8,3% en Propano y 6,22% en R407C).

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	1.1.1.Sin RFRsuc			0.Caso Base	1.1.1.Sin RFRsuc	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	0.99%	0.611	η	0.600	0.50%	0.603
η_v	0.746	7.64%	0.803	η_v	0.747	5.77%	0.790
η_i	0.795	0.38%	0.798	η_i	0.778	0.39%	0.781
η_m	0.859	0.93%	0.867	η_m	0.879	0.57%	0.884
η_e	0.886	-0.34%	0.883	η_e	0.877	-0.46%	0.873
m , Kg/h	85.55	7.64%	92.09	m , Kg/h	168.35	5.77%	178.07
W_i , J	34.16	7.49%	36.72	W_i , J	40.95	5.71%	43.29
w_i , J/kg	68472	-0.58%	68076	w_i , J/kg	41310	-0.41%	41142
FPC, %	4.97	-0.40%	4.95	FPC, %	3.82	-0.26%	3.81
RFR _{suc} , %	8.3	-100.00%	0	RFR _{suc} , %	6.22	-100.00%	0
RFR _{des} , %	1.31	-0.76%	1.3	RFR _{des} , %	0.19	-9.38%	0.174
W_{abs} , W	2138	6.41%	2275	W_{abs} , W	2506	5.23%	2637
Q_{el} , W	243.91	9.09%	266.08	Q_{el} , W	307.80	8.98%	335.43
Q_m , W	267	0.00%	267	Q_m , W	267	0.00%	267
Q_{amb} , W	55.11	0.38%	55.32	Q_{amb} , W	73.33	0.37%	73.6
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	-0.63%	51.71	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	-0.27%	73.58
ΔP_{suc} , W	13.27	-0.90%	13.15	ΔP_{suc} , W	21.04	-0.81%	20.87
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	7.63%	45.3	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	6.70%	67.72
ΔP_{des} , W	48.88	14.44%	55.94	ΔP_{des} , W	56.28	11.02%	62.48
Q_{suc} , W	96.62	4.02%	100.5	Q_{suc} , W	132.27	3.12%	136.4
Q_{el} , %	11.41	2.45%	11.69	Q_{el} , %	12.28	3.54%	12.719
Q_m , %	12.49	-6.08%	11.73	Q_m , %	10.66	-4.98%	10.124
Q_{amb} , %	2.58	-5.81%	2.43	Q_{amb} , %	2.93	-4.65%	2.791
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	-6.58%	2.27	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	-5.23%	2.79
ΔP_{suc} , %	0.62	-6.45%	0.58	ΔP_{suc} , %	0.84	-5.83%	0.791
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	1.02%	1.99	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	1.38%	2.568
ΔP_{des} , %	2.29	7.42%	2.46	ΔP_{des} , %	2.25	5.48%	2.369
Q_{suc} , %	4.52	-2.21%	4.42	Q_{suc} , %	5.28	-2.03%	5.172
ΔT_{suc} , K	14.15	-3.18%	13.7	ΔT_{suc} , K	16.00	-2.56%	15.59
M_{eje} , Nm	6.33	6.46%	6.739	M_{eje} , Nm	7.42	5.04%	7.794

Tabla 4.6. Efecto de las fugas debidas al reflujo en la válvula de succión con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

En este caso, al eliminarse únicamente el reflujo en la válvula de succión, tan sólo la parte derecha del diagrama indicador PV se ve afectada, solapándose la expansión con la del Caso Base (Figura 4.15). El efecto del reflujo en el diagrama indicador es semejante a reducir la carrera del pistón, ya que existe un retardo en el inicio de la compresión (Figura 4.16).

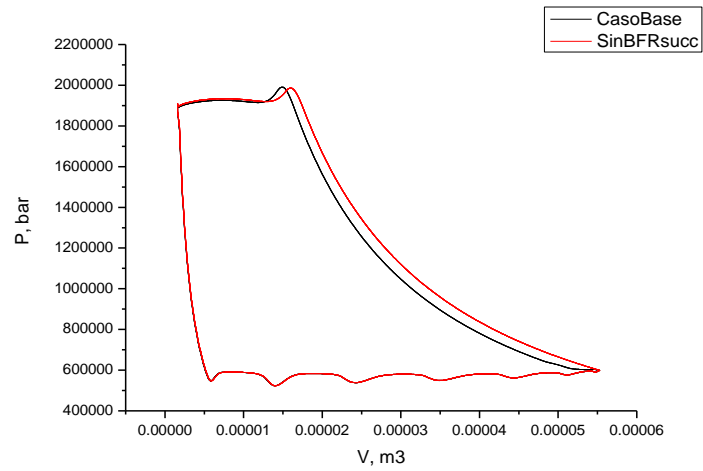


Figura 4.15. Diagrama PV sin RFR_{suc} en Propano.

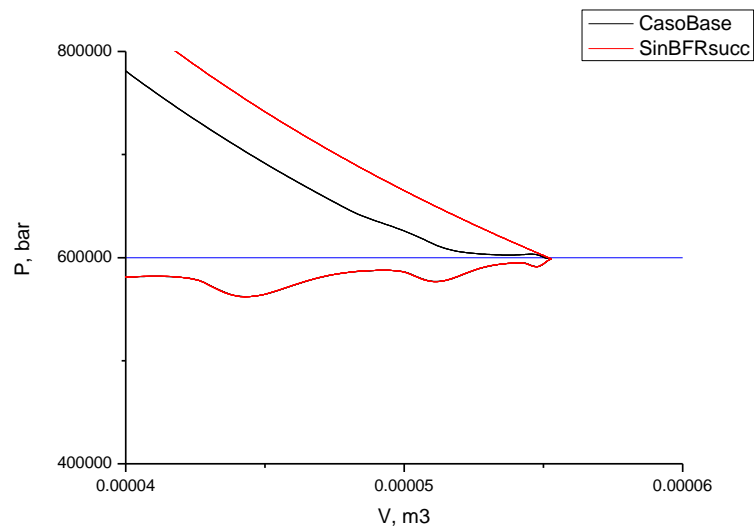


Figura 4.16. Detalle succión en diagrama PV sin RFR_{suc} en Propano.

Caso 1.2: Sin RFR en la descarga

Mediante el modelo se toma el Caso Base y se impide el retroceso tan sólo en la válvula de descarga. Dado que el RFR_{des} del Caso Base es poco significativo (1.31% en Propano y 0.19% en R407C), su eliminación también lo es.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	1.1.2.Sin RFRdes			0.Caso Base	1.1.2.Sin RFRdes	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	0.33%	0.607	η	0.600	0.00%	0.6
η_v	0.746	1.07%	0.754	η_v	0.747	0.07%	0.748
η_i	0.795	0.25%	0.797	η_i	0.778	0.00%	0.778
η_m	0.859	0.12%	0.86	η_m	0.879	0.00%	0.879
η_e	0.886	0.00%	0.886	η_e	0.877	0.00%	0.877
m , Kg/h	85.55	1.09%	86.48	m , Kg/h	168.35	0.08%	168.48
W_i , J	34.16	0.88%	34.46	W_i , J	40.95	0.17%	41.02
w_i , J/kg	68472	-0.21%	68328	w_i , J/kg	41310	0.08%	41344
FPC, %	4.97	-3.42%	4.8	FPC, %	3.82	-0.52%	3.8
RFR_{suc} , %	8.3	1.93%	8.46	RFR_{suc} , %	6.22	-0.37%	6.201
RFR_{des} , %	1.31	-100.00%	0	RFR_{des} , %	0.19	-100.00%	0
W_{abs} , W	2138	0.75%	2154	W_{abs} , W	2506	0.16%	2510
Q_{el} , W	243.91	1.02%	246.39	Q_{el} , W	307.80	0.26%	308.59
Q_m , W	267	0.00%	267	Q_m , W	267	0.00%	267
Q_{amb} , W	55.11	-0.64%	54.76	Q_{amb} , W	73.33	-0.15%	73.22
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	0.85%	52.48	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	0.09%	73.85
ΔP_{suc} , W	13.27	0.68%	13.36	ΔP_{suc} , W	21.04	0.10%	21.06
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	-0.36%	41.94	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	0.00%	63.47
ΔP_{des} , W	48.88	-0.04%	48.86	ΔP_{des} , W	56.28	0.18%	56.38
Q_{suc} , W	96.62	-0.02%	96.6	Q_{suc} , W	132.27	-0.21%	131.99
Q_{el} , %	11.41	0.26%	11.44	Q_{el} , %	12.28	0.10%	12.296
Q_m , %	12.49	-0.72%	12.4	Q_m , %	10.66	-0.16%	10.638
Q_{amb} , %	2.58	-1.55%	2.54	Q_{amb} , %	2.93	-0.34%	2.917
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	0.41%	2.44	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	-0.07%	2.942
ΔP_{suc} , %	0.62	0.00%	0.62	ΔP_{suc} , %	0.84	-0.12%	0.839
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	-1.02%	1.95	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	-0.16%	2.529
ΔP_{des} , %	2.29	-0.87%	2.27	ΔP_{des} , %	2.25	0.00%	2.246
Q_{suc} , %	4.52	-0.66%	4.49	Q_{suc} , %	5.28	-0.38%	5.259
ΔT_{suc} , K	14.15	-1.06%	14	ΔT_{suc} , K	16.00	-0.50%	15.92
M_{eje} , Nm	6.33	0.11%	6.337	M_{eje} , Nm	7.42	0.13%	7.43

Tabla 4.7. Efecto de las fugas debidas al reflujó en la válvula de succión con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base

En este caso, al eliminarse únicamente el reflujo en la válvula de descarga, tan sólo la parte izquierda del diagrama indicador PV se ve afectada, solapándose la compresión con la del Caso Base (Figura 4.17). El efecto del reflujo en el diagrama indicador es semejante al de aumentar el volumen muerto (Figura 4.18), aunque existen pequeños matices que los diferencian (Caso 14).

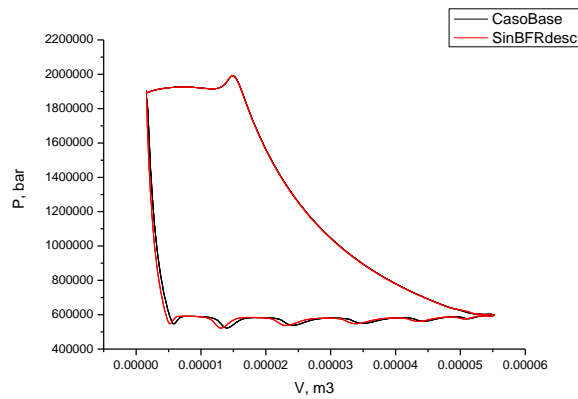


Figura 4.17. Diagrama PV sin RFR_{des} en Propano.

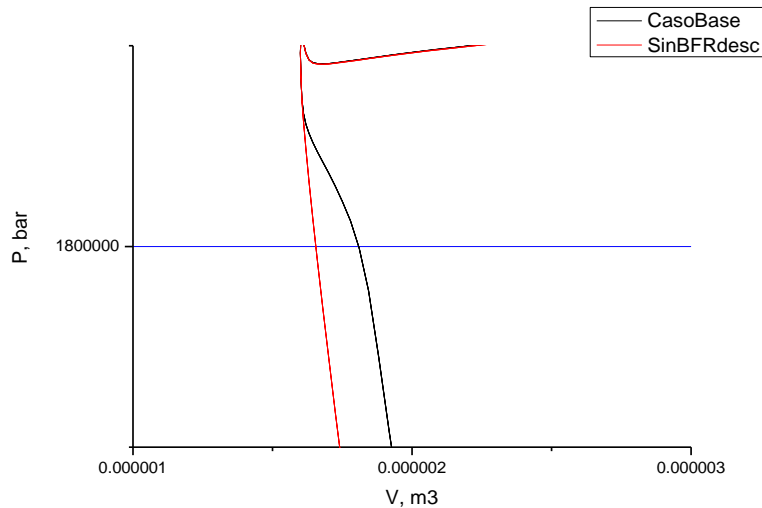


Figura 4.18. Detalle descarga en diagrama PV sin RFR_{des} en Propano.

El reflujo en la válvula de descarga depende en gran medida de la rigidez del muelle de dicha válvula. Mediante el modelo se ha comprobado que dicha rigidez no está optimizada para el Propano, pudiéndose incrementar el rendimiento volumétrico un 1% duplicando dicha rigidez de 10 a 20E3 N/m.

Caso 2: Sin *FPC*

Las fugas de refrigerante entre el pistón y el cilindro suponen una pérdida en el flujo másico de 4.25 kg/h en Propano y 6.43 kg/h en R407C. Es lógico que el R407C supere al Propano en cantidad absoluta de fugas pistón-cilindro, ya que la diferencia de presiones que debe vencer el pistón también lo es (de 6 a 18 bares en Propano y de 6 a 21 bares en R407C) y la densidad del R407C duplica la del Propano (Figura Anexo I.7). Dicha diferencia de densidad provoca que el flujo másico con R407C duplique al del Propano, por lo que no es de extrañar que el valor relativo de *FPC* sea menor (4.97% en Propano y 3.82% en R407C).

Es importante darse cuenta de que el porcentaje en que se incrementa el flujo másico en este caso (5.89% en Propano y 4.42% en R407C) es superior al valor de *FPC* del Caso Base. La explicación de este fenómeno reside en que los efectos en el interior del compresor no son independientes y son difícilmente aislables. En este caso, eliminar las fugas pistón-cilindro beneficia indirectamente al flujo másico trasegado reduciendo el reflujo en las válvulas y reduciendo a su vez el calentamiento en la succión (Tabla 4.8).

Obviamente, el rendimiento volumétrico se incrementa en la misma proporción en que lo hace el flujo másico, es decir, si se eliminasen las fugas pistón-cilindro de este compresor, se conseguiría un aumento del rendimiento volumétrico en este punto de funcionamiento de casi un 6% en el Propano y de más de un 4% en el R407C. En la realidad, la única forma de eliminar dichas fugas sería incluir más segmentos entre el pistón y la pared del cilindro, lo cual por otro lado aumentaría las pérdidas mecánicas, efecto que no está contemplado en este estudio.

A continuación se muestra la tabla con los resultados de este caso para ambos refrigerantes.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	1.2.Sin FPC			0.Caso Base	1.2.Sin FPC	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	5.29%	0.637	η	0.600	4.17%	0.625
η_v	0.746	5.90%	0.79	η_v	0.747	4.41%	0.780
η_i	0.795	5.16%	0.836	η_i	0.778	4.17%	0.811
η_m	0.859	0.12%	0.86	η_m	0.879	0.00%	0.879
η_e	0.886	0.00%	0.886	η_e	0.877	0.00%	0.877
m , Kg/h	85.55	5.89%	90.59	m , Kg/h	168.35	4.42%	175.79
W_i , J	34.16	0.61%	34.37	W_i , J	40.95	0.26%	41.06
w_i , J/kg	68472	-4.94%	65088	w_i , J/kg	41310	-4.00%	39656
FPC, %	4.97	-100.00%	0	FPC, %	3.82	-100.00%	0
RFR_{suc} , %	8.3	-4.46%	7.93	RFR_{suc} , %	6.22	-0.51%	6.192
RFR_{des} , %	1.31	-18.32%	1.07	RFR_{des} , %	0.19	1.56%	0.195
W_{abs} , W	2138	0.51%	2149	W_{abs} , W	2506	0.24%	2512
Q_{el} , W	243.91	0.69%	245.59	Q_{el} , W	307.80	0.38%	308.98
Q_m , W	267	0.00%	267	Q_m , W	267	0.00%	267
Q_{amb} , W	55.11	-5.79%	51.92	Q_{amb} , W	73.33	-4.60%	69.96
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	0.83%	52.47	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	0.58%	74.21
ΔP_{suc} , W	13.27	1.81%	13.51	ΔP_{suc} , W	21.04	1.33%	21.32
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	5.20%	44.28	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	4.70%	66.45
ΔP_{des} , W	48.88	5.77%	51.7	ΔP_{des} , W	56.28	4.16%	58.62
Q_{suc} , W	96.62	-6.22%	90.61	Q_{suc} , W	132.27	-5.17%	125.43
Q_{el} , %	11.41	0.18%	11.43	Q_{el} , %	12.28	0.14%	12.301
Q_m , %	12.49	-0.48%	12.43	Q_m , %	10.66	-0.23%	10.63
Q_{amb} , %	2.58	-6.20%	2.42	Q_{amb} , %	2.93	-4.85%	2.785
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	0.41%	2.44	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	0.34%	2.954
ΔP_{suc} , %	0.62	1.61%	0.63	ΔP_{suc} , %	0.84	1.07%	0.849
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	4.57%	2.06	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	4.46%	2.646
ΔP_{des} , %	2.29	5.24%	2.41	ΔP_{des} , %	2.25	3.92%	2.334
Q_{suc} , %	4.52	-6.64%	4.22	Q_{suc} , %	5.28	-5.40%	4.994
ΔT_{suc} , K	14.15	-10.95%	12.6	ΔT_{suc} , K	16.00	-9.38%	14.5
M_{eje} , Nm	6.33	0.51%	6.362	M_{eje} , Nm	7.42	0.13%	7.43
f , s^{-1}	47.619	-0.03%	47.606	f , s^{-1}	47.17	-0.02%	47.162

Tabla 4.8. Efecto de las fugas pistón-cilindro con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base

A diferencia de lo que ocurría al eliminar RFR , en este caso el incremento del flujo másico trasegado no se ve acompañado por un incremento del trabajo indicado (+0.61% en Propano y +0.26% en R407C), ya que la compresión del fluido con fugas

consume una menor energía debido al fluido que se fuga a presiones intermedias y no hay que comprimir hasta el final de la carrera. Sin embargo, se ha gastado una energía para llevarlo a esa presión intermedia que se pierde (ineficiencia del proceso). En la Figura 4.19 se aprecia que efectivamente las presiones en el proceso de compresión son algo inferiores cuando existen FPC, pero también lo son en el proceso de expansión, con lo que al final el trabajo indicado apenas cambia, es decir, la energía extra que necesito en el proceso de compresión para comprimir el extra de masa es similar a la energía extra que recibo de las FPC en la expansión. Este aspecto es clave para entender la reducción del trabajo indicado específico (-4.94% en Propano y -4% en R407C) y con ello el aumento del rendimiento indicado (+5.16% en Propano y +4.17% en R407C).

Otro aspecto importante a tener en cuenta es que el hecho de que apenas varíe el trabajo indicado ni la frecuencia de giro implica que apenas varía el par en el eje ni la potencia en el eje y por ello tanto el rendimiento mecánico como el eléctrico permanecen prácticamente constantes. Esto explica que el aumento en la eficiencia del compresor se deba únicamente al aumento del rendimiento indicado.

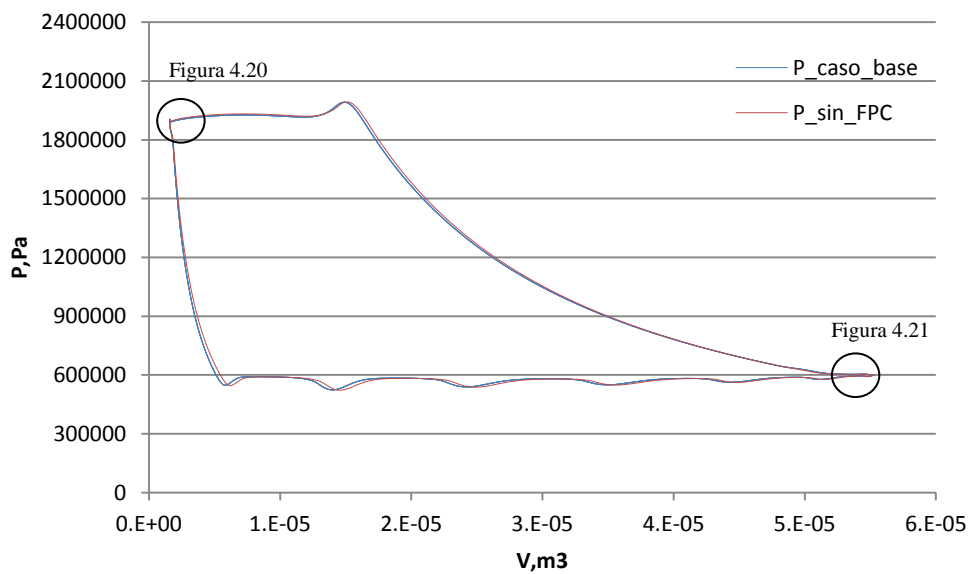
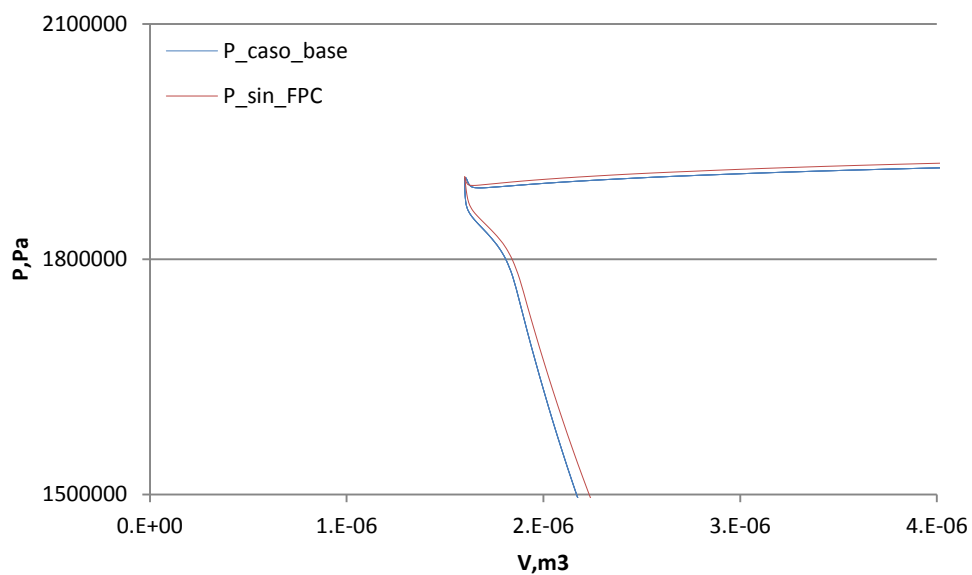
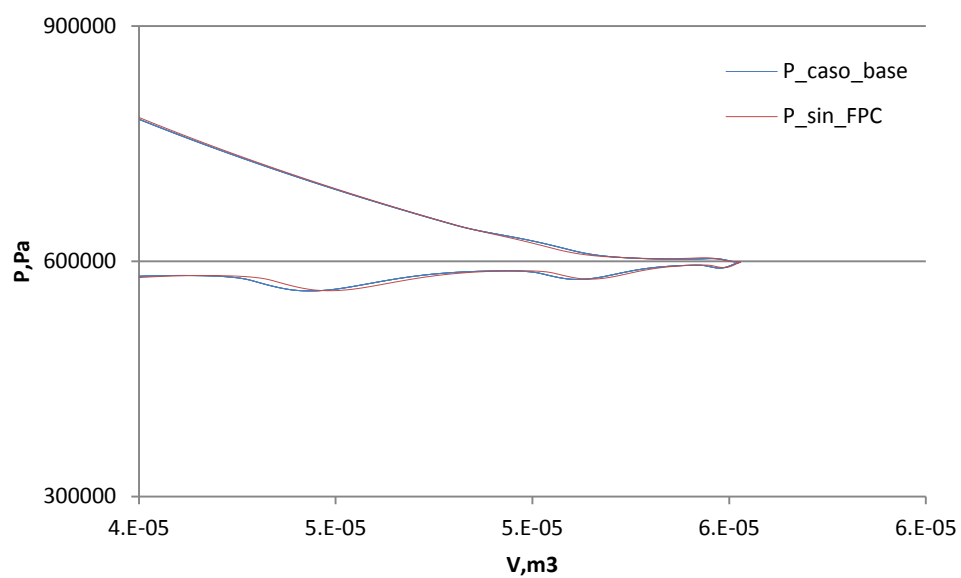


Figura 4.19. Diagrama PV sin FPC en Propano.

Figura 4.20. Detalle descarga en diagrama PV sin FPC en Propano.Figura 4.21. Detalle succión en diagrama PV sin FPC en Propano.

Caso 3: Sin RFR y sin FPC

El objeto de este caso es mostrar cual sería el aumento de la eficiencia y del rendimiento volumétrico en el Caso Base si se consiguiera rediseñar el compresor sin ningún tipo de fugas, esto es sin fugas pistón-cilindro y sin reflujos en las válvulas.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	1.3.Sin RFR ni FPC			0.Caso Base	1.3.Sin RFR ni FPC	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	6.45%	0.644	η	0.600	4.50%	0.627
η_v	0.746	15.15%	0.859	η_v	0.747	10.81%	0.828
η_i	0.795	5.66%	0.84	η_i	0.778	4.39%	0.812
η_m	0.859	1.16%	0.869	η_m	0.879	0.68%	0.885
η_e	0.886	-0.45%	0.882	η_e	0.877	-0.57%	0.872
m , Kg/h	85.55	15.17%	98.53	m , Kg/h	168.35	10.82%	186.56
W_i , J	34.16	9.37%	37.36	W_i , J	40.95	6.28%	43.52
w_i , J/kg	68472	-5.52%	64692	w_i , J/kg	41310	-4.47%	39463
FPC, %	4.97	-100.00%	0	FPC, %	3.82	-100.00%	0
RFR _{suc} , %	8.3	-100.00%	0	RFR _{suc} , %	6.22	-100.00%	0
RFR _{des} , %	1.31	-100.00%	0	RFR _{des} , %	0.19	-100.00%	0
W_{abs} , W	2138	8.04%	2310	W_{abs} , W	2506	5.75%	2650
Q_{el} , W	243.91	11.49%	271.94	Q_{el} , W	307.80	10.14%	339
Q_m , W	267	0.00%	267	Q_m , W	267	0.00%	267
Q_{amb} , W	55.11	-5.92%	51.85	Q_{amb} , W	73.33	-4.40%	70.1
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	1.35%	52.74	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	0.98%	74.5
ΔP_{suc} , W	13.27	1.66%	13.49	ΔP_{suc} , W	21.04	0.76%	21.2
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	13.26%	47.67	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	11.86%	71
ΔP_{des} , W	48.88	21.69%	59.48	ΔP_{des} , W	56.28	16.38%	65.5
Q_{suc} , W	96.62	-2.18%	94.51	Q_{suc} , W	132.27	-1.72%	130
Q_{el} , %	11.41	3.16%	11.77	Q_{el} , %	12.28	4.05%	12.781
Q_m , %	12.49	-7.45%	11.56	Q_m , %	10.66	-5.59%	10.059
Q_{amb} , %	2.58	-12.79%	2.25	Q_{amb} , %	2.93	-9.84%	2.639
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	-6.17%	2.28	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	-4.65%	2.807
ΔP_{suc} , %	0.62	-6.45%	0.58	ΔP_{suc} , %	0.84	-5.00%	0.798
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	4.57%	2.06	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	5.65%	2.676
ΔP_{des} , %	2.29	12.66%	2.58	ΔP_{des} , %	2.25	9.80%	2.466
Q_{suc} , %	4.52	-9.51%	4.09	Q_{suc} , %	5.28	-7.37%	4.89
ΔT_{suc} , K	14.15	-14.70%	12.07	ΔT_{suc} , K	16.00	-11.69%	14.13

Tabla 4.9.

Efecto de eliminar fugas y reflujos con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

Es importante darse cuenta de que el efecto de eliminar ambas fugas es aditivo. Esto puede verse tanto en el cambio de forma del diagrama indicador PV (Figura 4.22) como en el incremento del flujo másico trasegado. En el diagrama indicador se observa que en este caso el volumen succionado coincide con el del Caso Base. A pesar de ello, el incremento aditivo del flujo másico trasegado supone una diferencia con respecto al caso base de +15.17% en Propano y +10.82% en R407C. Dicho aumento se traslada directamente al rendimiento volumétrico (+15.15% en Propano y 10.81% en R407C).

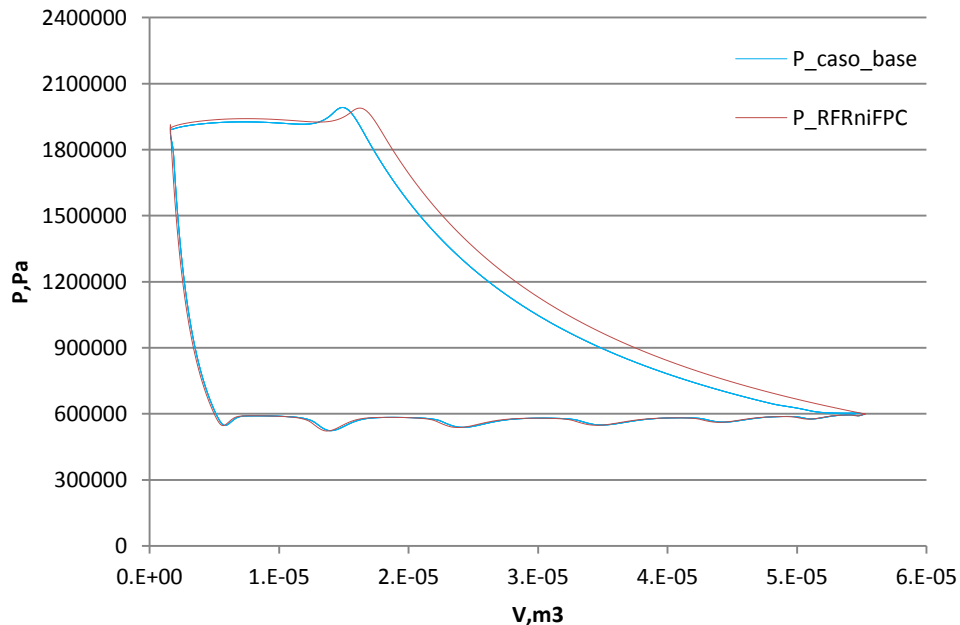


Figura 4.22. Diagrama PV sin RFR ni FPC en Propano.

La principal diferencia respecto al caso 1 (sin RFR) consiste en que al eliminar FPC se produce un incremento importante de \dot{m} sin que aumente W_i . Es por ello que en este caso, a diferencia del caso 1, sí que se reduce sustancialmente w_i (Figura 4.23), lo que comporta un incremento del η_i (+5.66% en Propano y 4.39% en R407C).

En cuanto al rendimiento eléctrico y mecánico, se ven afectados sólo por la eliminación de RFR , ya que según se ha visto las FPC no modifican por sí mismas el trabajo indicado.

Con todo ello se consigue un efecto aditivo también sobre la eficiencia, con lo que en este caso se incrementaría ésta +6.45% en Propano y +4.5% en R407C.

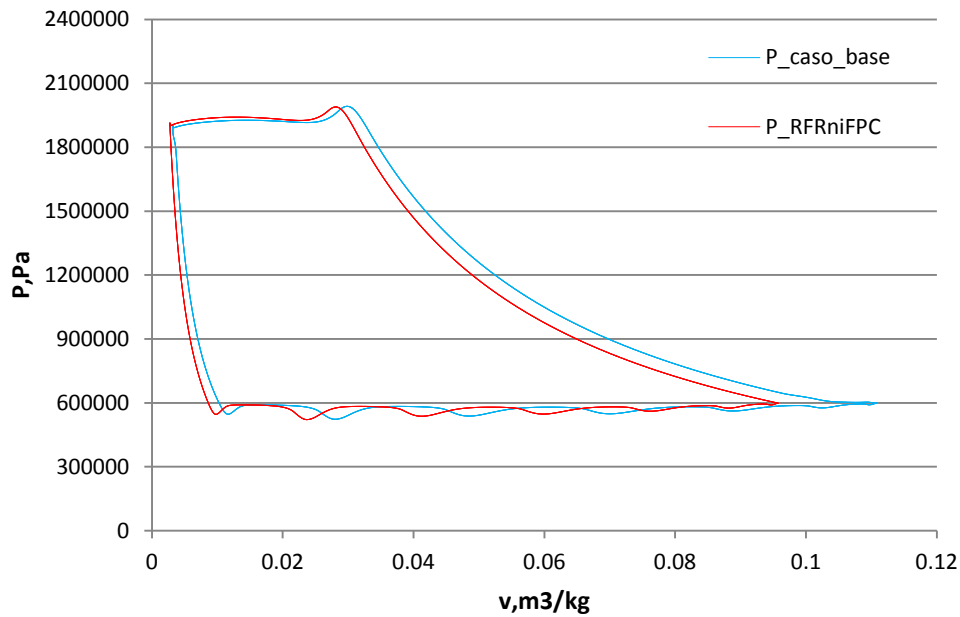


Figura 4.23. Diagrama Pv sin RFR ni FPC en Propano.

4.4.2 Efecto de las pérdidas de presión

Trasegar el flujo másico a través del compresor supone una pérdida energética debida a la caída de presión. Se extrae de los resultados (Caso Base Propano y Caso Base R407C) que la energía consumida en bombear el fluido hacia la descarga se debe casi a partes iguales a las pérdidas en el conducto de descarga (2.29% en Propano y 2.25% en R407C), y a las pérdidas en la válvula (1.97% en Propano y 2.53% en R407C). No ocurre lo mismo en la succión, dónde la mayor parte de las pérdidas se localizan en la válvula (2.43% en Propano y 2.94% en R407C), frente al 0.62% en Propano y 0.84% en R407C del resto de tramo de succión.

En este caso nos vamos a centrar en eliminar las pérdidas de presión en las válvulas, ya que eliminar las pérdidas de presión en los tramos de succión y descarga no es posible a no ser que se trabaje con un compresor ideal. Tanto la válvula de descarga como la de succión provocan una caída de presión del refrigerante cuando están totalmente abiertas (pérdidas estáticas de presión). Además existen otras pérdidas (pérdidas dinámicas de presión) debidas al movimiento de las válvulas, es decir por una parte existe un retraso en la apertura por su inercia y por otra parte existen rebotes de la válvula contra su asiento debido a las fuerzas elásticas que hay que vencer para abrir la propia válvula. Estas pérdidas se muestran gráficamente en la Figura 4.24 y Figura 4.25.

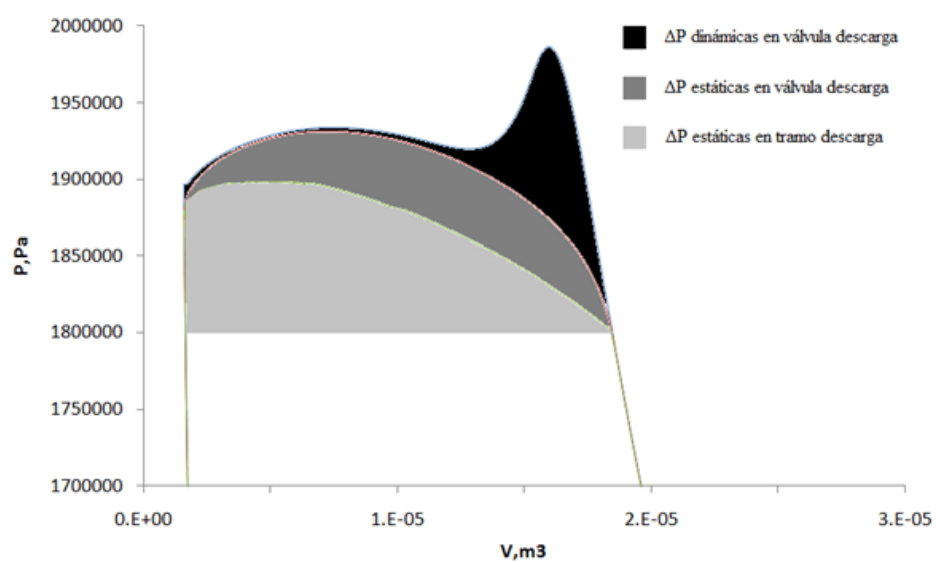


Figura 4.24. Pérdidas de presión en la válvula de descarga

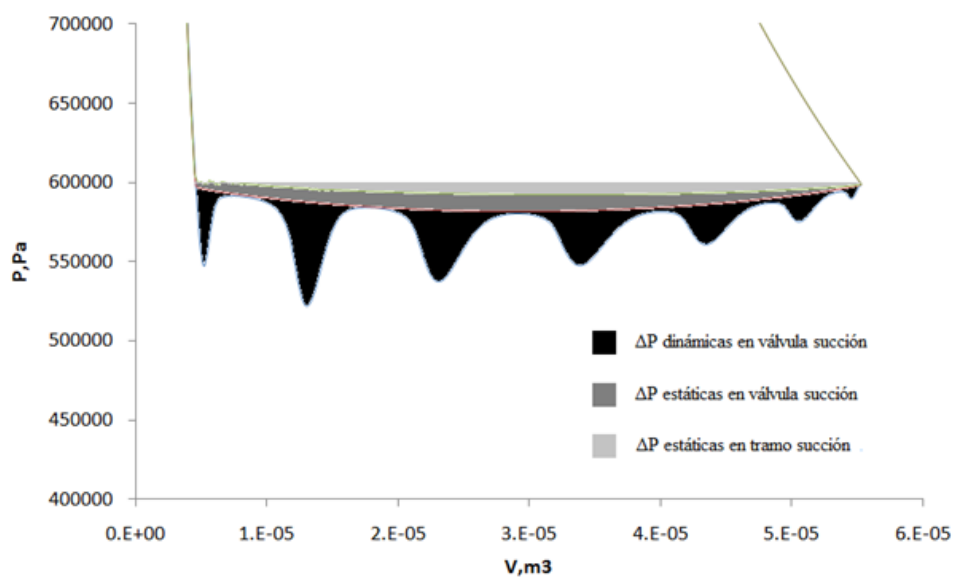


Figura 4.25. Pérdidas de presión en la válvula de succión

Caso 4: Sin *RFR* y sin pérdidas de presión dinámicas en las válvulas

El presente caso propone estudiar el efecto de las pérdidas de presión dinámicas, debidas al movimiento de las válvulas. Para estudiar dicho efecto con precisión es necesario eliminar previamente los *RFR*, ya que podrían enmascarar las conclusiones obtenidas. Se ha comparado el *Caso 1* (*Sin RFR*) con el caso sin *RFR* ni pérdidas de presión dinámicas (*Caso 4*). Para ello se colocan mediante el modelo válvulas ideales de apertura automática (ON-OFF) con un área efectiva que se corresponde con el máximo levantamiento de las válvulas.

Los resultados muestran que las pérdidas dinámicas de presión en la válvula de descarga suponen el 36.95% en Propano y el 28.39% en R407C del total de pérdidas en dicha válvula. Dichas pérdidas se deben principalmente al pico de sobrepresión en el inicio de la descarga (Figura 4.24). En cuanto a la válvula de succión, dicho porcentaje prácticamente se duplica, suponiendo el 64.35% en Propano y el 63.16% en R407C. Las pérdidas dinámicas en la válvula de succión se deben principalmente a los rebotes de la propia válvula (Figura 4.25).

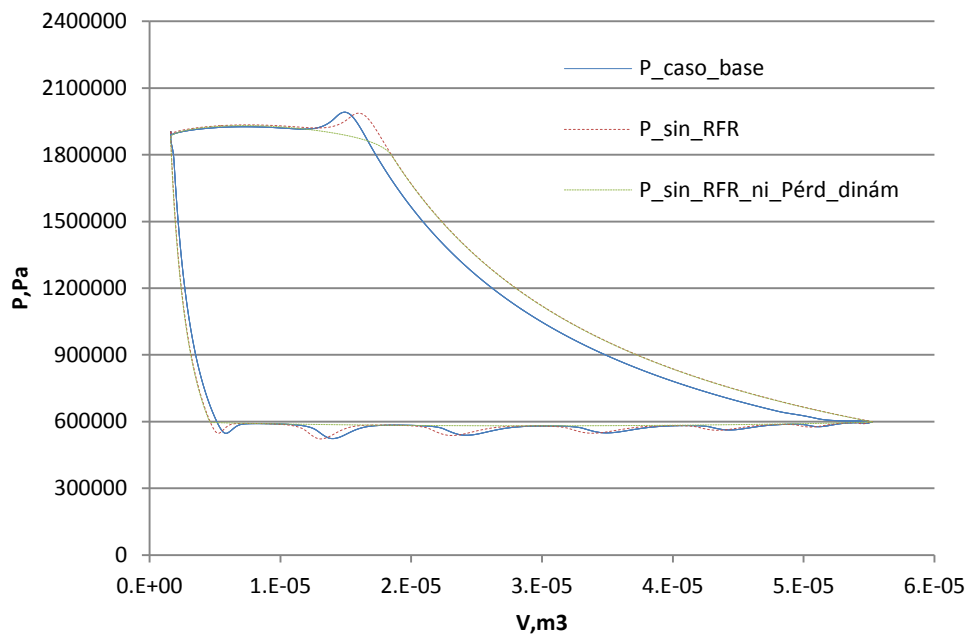


Figura 4.26. Diagrama *PV* sin pérdidas dinámicas de presión en válvulas en Propano.

	Propano				R407C		
	1.1.Sin RFR	2.1.Sin RFR ni ΔP_{din}			1.1.Sin RFR	2.1.Sin RFR ni ΔP_{din}	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.614	3.26%	0.634	η	0.603	3.98%	0.627
η_v	0.813	0.69%	0.819	η_v	0.791	1.19%	0.800
η_i	0.801	3.48%	0.829	η_i	0.781	4.10%	0.813
η_m	0.868	-0.35%	0.865	η_m	0.884	-0.34%	0.881
η_e	0.883	0.11%	0.884	η_e	0.873	0.23%	0.875
m , Kg/h	93.28	0.76%	93.99	m , Kg/h	178.15	1.19%	180.27
W_i , J	37.12	-2.86%	36.06	W_i , J	43.36	-3.26%	41.95
w_i , J/kg	67945	-3.46%	65592	w_i , J/kg	41186	-4.20%	39456
FPC, %	4.77	3.56%	4.94	FPC, %	3.80	3.68%	3.94
RFR _{suc} , %	0.00	0	0.00	RFR _{suc} , %	0.00	0	0.00
RFR _{des} , %	0.00	0	0.00	RFR _{des} , %	0.00	0	0.00
W_{abs} , W	2297	-2.48%	2240	W_{abs} , W	2641	-2.95%	2563
Q_{el} , W	269.69	-3.52%	260.21	Q_{el} , W	336.18	-5.00%	319.38
Q_m , W	267	0.00%	267	Q_m , W	267	0.00%	267
Q_{amb} , W	55.15	-2.52%	53.76	Q_{amb} , W	73.61	-3.31%	71.17
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.31	-64.35%	18.65	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.39	-63.16%	27.04
ΔP_{suc} , W	13.24	1.06%	13.38	ΔP_{suc} , W	20.89	4.60%	21.85
$\Delta P_{v_{des}}$, W	45.25	-36.95%	28.53	$\Delta P_{v_{des}}$, W	67.71	-28.39%	48.49
ΔP_{des} , W	56.19	-0.64%	55.83	ΔP_{des} , W	62.57	-0.02%	62.56
Q_{suc} , W	100.85	-1.91%	98.92	Q_{suc} , W	136.56	-2.31%	133.41
Q_{el} , %	11.74	-1.03%	11.62	Q_{el} , %	12.73	-2.11%	12.462
Q_m , %	11.62	2.55%	11.92	Q_m , %	10.11	3.04%	10.418
Q_{amb} , %	2.40	-0.04%	2.4	Q_{amb} , %	2.79	-0.39%	2.777
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.28	-63.56%	0.83	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.78	-62.04%	1.055
ΔP_{suc} , %	0.58	3.99%	0.6	ΔP_{suc} , %	0.79	7.84%	0.853
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	-35.53%	1.27	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.56	-26.21%	1.892
ΔP_{des} , %	2.45	1.80%	2.49	ΔP_{des} , %	2.37	3.00%	2.441
Q_{suc} , %	4.39	0.66%	4.42	Q_{suc} , %	5.17	0.68%	5.206
ΔT_{suc} , K	13.57	-2.51%	13.23	ΔT_{suc} , K	15.58	-3.34%	15.06
M_{eje} , Nm	6.803	-2.48%	6.634	M_{eje} , Nm	7.803	-2.85%	7.581
f , s ⁻¹	48	-1.05%	47.495	f , s ⁻¹	47.17	-0.15%	47.099

Tabla 4.10. Efecto de eliminar las pérdidas de presión dinámicas en las válvulas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso 1 (Sin RFR).

Al eliminar las pérdidas dinámicas de presión, el flujo másico aumenta ligeramente (0.76% en Propano y 1.19% en R407C) y a diferencia del caso anterior, el trabajo indicado se reduce (-2.86% en Propano y -3.26% en R407C). Esto se traduce en un incremento del η_i (+3.48% en Propano y +4.1% en R407C). Queda patente pues que el objetivo para aumentar el η_i es aumentar el flujo másico trasegado sin que aumente el W_i , o mejor incluso reduciéndolo. Esto equivale a reducir el trabajo indicado específico w_i . Dicha reducción se aprecia gráficamente al representar el diagrama indicador Pv (Figura 4.27).

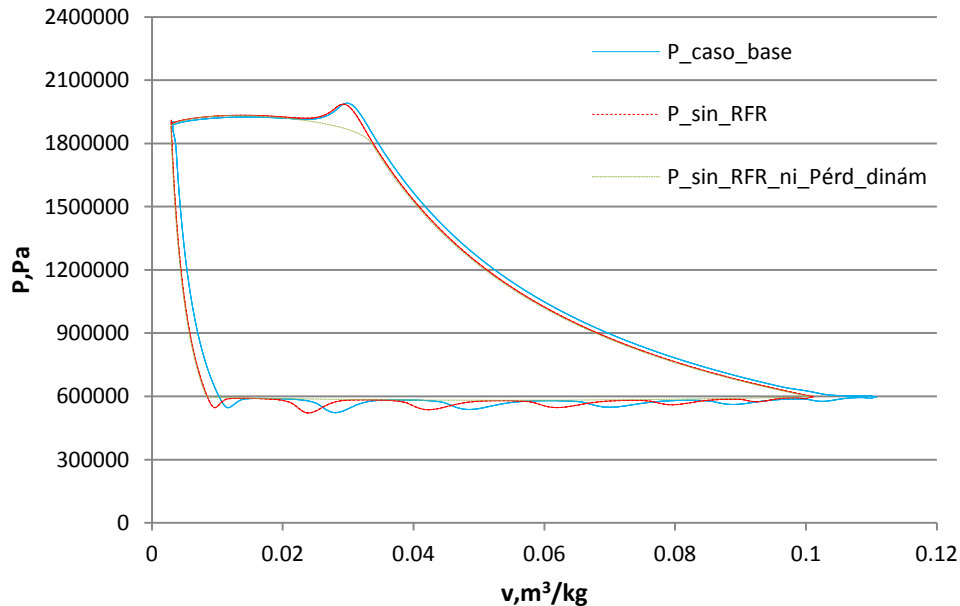


Figura 4.27. Diagrama Pv sin pérdidas dinámicas de presión en válvulas en Propano.

En cuanto al resto de rendimientos, apenas se ven alterados en comparación con el rendimiento indicado. La reducción de W_i provoca una reducción de W_{eje} de -2.45% en Propano y -2.85% en R407C que, acompañada de la reducción de frecuencia (-1.05% en Propano y -0.15% en R407C) se traslada a W_{eje} y por tanto al rendimiento mecánico (-0.35% en Propano y -0.34% en R407C). Asimismo, la reducción del par en el eje de 6.803 Nm a 6.634 Nm en el Propano y de 7.803 Nm a 7.581 Nm en el R407C provoca un incremento del rendimiento eléctrico (Figura 4.6) de +0.11% en Propano y +0.23% en R407C. Con todo ello se podría concluir que las pérdidas de presión dinámicas en las válvulas afectan principalmente al rendimiento indicado y que son más perjudiciales para el R407C, ya que su eliminación supondría un incremento de la eficiencia del 3.98% frente al 3.26% en Propano.

Caso 5: Sin *RFR* y sin pérdidas de presión ni dinámicas ni estáticas en las válvulas

Se han tomado las válvulas ON-OFF del caso anterior y se les ha incrementado el área de paso para reducir las pérdidas de presión estáticas. En este caso, a diferencia del caso anterior, la válvula más beneficiada ha sido la de descarga, ya que en ella predominan las pérdidas de presión estáticas (64.3% en Propano y 73.5% en R407C) y no las dinámicas (Figura 4.28).

Al eliminar las pérdidas de presión estáticas de las válvulas, al igual que ocurre con las pérdidas dinámicas, se consigue un ligero aumento de \dot{m} (+1.31% en Propano y +0.87% en R407C) y un recorte importante de W_i (-5.50% en Propano y -3.68% en R407C), cuya combinación es perfecta para incrementar el rendimiento indicado (+6.85% en Propano y +4.42% en R407C). Dicha incremento se aprecia directamente en la reducción del trabajo específico indicado w_i (Figura 4.29).

El rendimiento mecánico, tal como ocurría en el caso anterior se reduce debido a la reducción de la potencia en el eje. Llama la atención en este caso que el refrigerante que más reduce la potencia en el eje no es el que más reduce su rendimiento mecánico. Esto es debido a la diferencia de pendientes en la curva de dicho rendimiento.

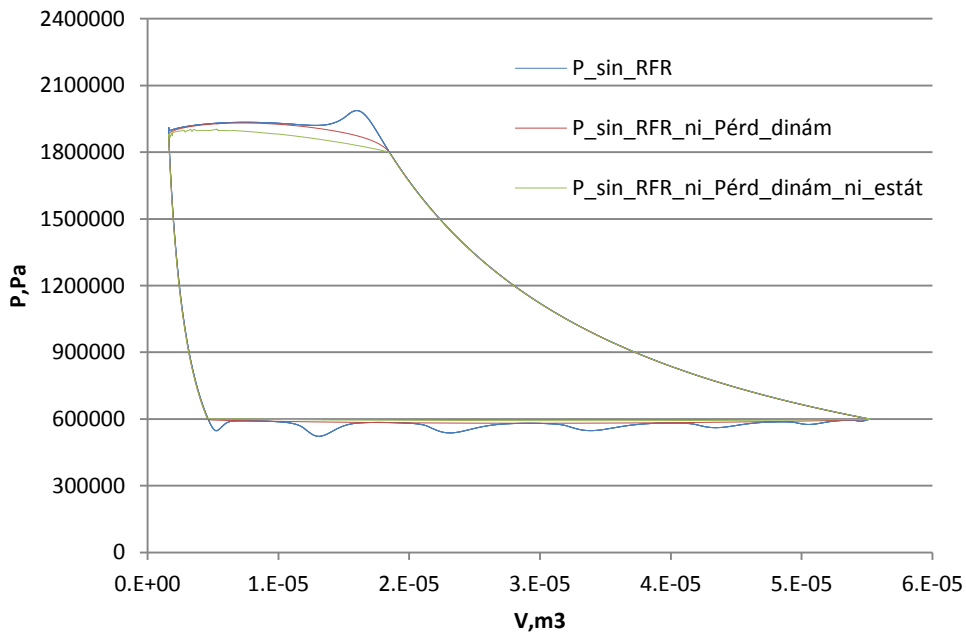


Figura 4.28. Diagrama *PV* sin pérdidas dinámicas y estáticas de presión en válvulas en Propano.

	Propano				R407C		
	1.1.Sin RFR	2.2.Sin RFR ni ΔP_{din} ni est			1.1.Sin RFR	2.2.Sin RFR ni ΔP_{din} ni est	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.614	6.35%	0.653	η	0.603	4.31%	0.654
η_v	0.813	1.31%	0.824	η_v	0.791	0.86%	0.807
η_i	0.801	6.85%	0.856	η_i	0.781	4.42%	0.849
η_m	0.868	-0.69%	0.862	η_m	0.884	-0.45%	0.877
η_e	0.883	0.23%	0.885	η_e	0.873	0.34%	0.878
m , Kg/h	93.28	1.31%	94.5	m , Kg/h	178.15	0.87%	181.83
W_i , J	37.12	-5.50%	35.08	W_i , J	43.36	-3.68%	40.40
w_i , J/kg	67945	-6.48%	63540	w_i , J/kg	41186	-4.29%	37762
FPC, %	4.77	5.87%	5.05	FPC, %	3.80	1.52%	4
RFR _{suc} , %	0.00	0	0.00	RFR _{suc} , %	0.00	0	0.00
RFR _{des} , %	0.00	0	0.00	RFR _{des} , %	0.00	0	0.00
W_{abs} , W	2297	-4.79%	2187	W_{abs} , W	2641	-3.36%	2477
Q_{el} , W	269.69	-6.69%	251.64	Q_{el} , W	336.18	-5.39%	302.16
Q_m , W	267	0.00%	267	Q_m , W	267	0.00%	267
Q_{amb} , W	55.15	-4.93%	52.43	Q_{amb} , W	73.61	-3.51%	68.67
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.31	-99.92%	0.04	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.39	-98.97%	0.28
ΔP_{suc} , W	13.24	0.45%	13.3	ΔP_{suc} , W	20.89	3.30%	22.57
$\Delta P_{v_{des}}$, W	45.25	-99.38%	0.28	$\Delta P_{v_{des}}$, W	67.71	-98.95%	0.51
ΔP_{des} , W	56.19	-0.48%	55.92	ΔP_{des} , W	62.57	2.16%	63.91
Q_{suc} , W	100.85	-3.84%	96.98	Q_{suc} , W	136.56	-2.92%	129.52
Q_{el} , %	11.74	-1.97%	11.51	Q_{el} , %	12.73	-2.11%	12.199
Q_m , %	11.62	5.04%	12.21	Q_m , %	10.11	3.47%	10.78
Q_{amb} , %	2.40	-0.04%	2.4	Q_{amb} , %	2.79	-0.14%	2.773
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.28	-100.00%	0	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.78	-98.96%	0.011
ΔP_{suc} , %	0.58	5.72%	0.61	ΔP_{suc} , %	0.79	6.80%	0.911
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	-99.49%	0.01	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.56	-98.89%	0.021
ΔP_{des} , %	2.45	4.66%	2.56	ΔP_{des} , %	2.37	5.69%	2.58
Q_{suc} , %	4.39	0.89%	4.43	Q_{suc} , %	5.17	0.44%	5.229
ΔT_{suc} , K	13.57	-4.86%	12.91	ΔT_{suc} , K	15.58	-3.78%	14.49
M_{eje} , Nm	6.803	-4.81%	6.476	M_{eje} , Nm	7.803	-6.04%	7.332
f , s ⁻¹	47.619	-0.12%	47.56	f , s ⁻¹	47.17	+0.07%	47.205
W_{eje} , W	2027	-4.54%	1935	W_{eje} , W	2305	-5.64%	2175

Tabla 4.11. Efecto de eliminar las pérdidas de presión dinámicas y reducir las pérdidas de presión estáticas en las válvulas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso 1 (Sin RFR).

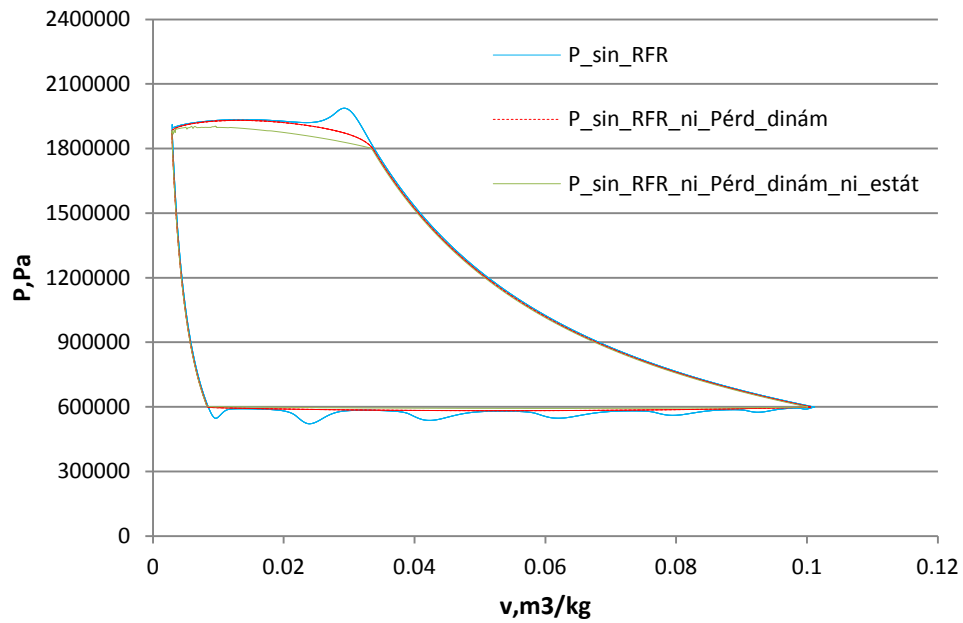


Figura 4.29. Diagrama Pv sin pérdidas dinámicas y estáticas de presión en válvulas

Se ha visto que la reducción de la caída de presión provoca el aumento del flujo másico trasegado. Este aumento, al igual que ocurría al eliminar las fugas, provoca un mayor intercambio de calor en la succión pero una menor ΔT_{suc} (Tabla 4.12).

R290	Caso_Base	Sin RFR	SinRFRySinPerdDinám	Sin RFRySinPerdDin-Estát
Mass Flow Rate (kg/h)	85,55	93,28	93,99	94,5
V Upp Shell Heat (W)	395,1	416,2	408	404,5
V Low Shell Heat (W)	117,1	116,7	113,9	113,4
V Motor Cooling Heat (W)	49,5	54,9	54	46,5
V Suction Heat (W)	11,8	12	11,8	11,7
ΔT_{suc} (K)	14,2	13,6	13,2	12,9

Tabla 4.12. Incremento de temperatura en la succión sin pérdidas de presión en Propano.

4.4.3 Efecto de las pérdidas eléctricas y mecánicas

Caso 6: Sin pérdidas eléctricas

Se toma el Caso Base y se procede a simularlo con un motor eléctrico ideal sin pérdidas para observar su efecto en el comportamiento del compresor. El efecto sobre la eficiencia de eliminar las pérdidas eléctricas es superior a lo esperado de dividir η/η_e en el Caso Base ($0.703 > 0.683$ en Propano y $0.704 > 0.684$ en R407C), por lo que un incremento del 12,87% en el η_e en Propano y del 14,03% en R407C supone un incremento del 16,2% y del 17,33% respectivamente en la eficiencia. Esto se debe a la reducción del calentamiento en la succión ΔT_{suc} (-37,1% en Propano y -40,88% en R407C), lo que provoca un aumento del η_i (2,58% en Propano y 2,78% en R407C). Este aumento del η_i es lógico, ya que debido a la reducción de ΔT_{suc} se reduce $\Delta \rho_{suc}$ y por tanto se incrementa el flujo másico trasegado (+5,33% en Propano y +4,45% en R407C) sin que apenas se modifique el trabajo indicado (Figura 4.30). El aumento en el rendimiento indicado se aprecia gráficamente en la reducción del trabajo específico indicado (Figura 4.31).

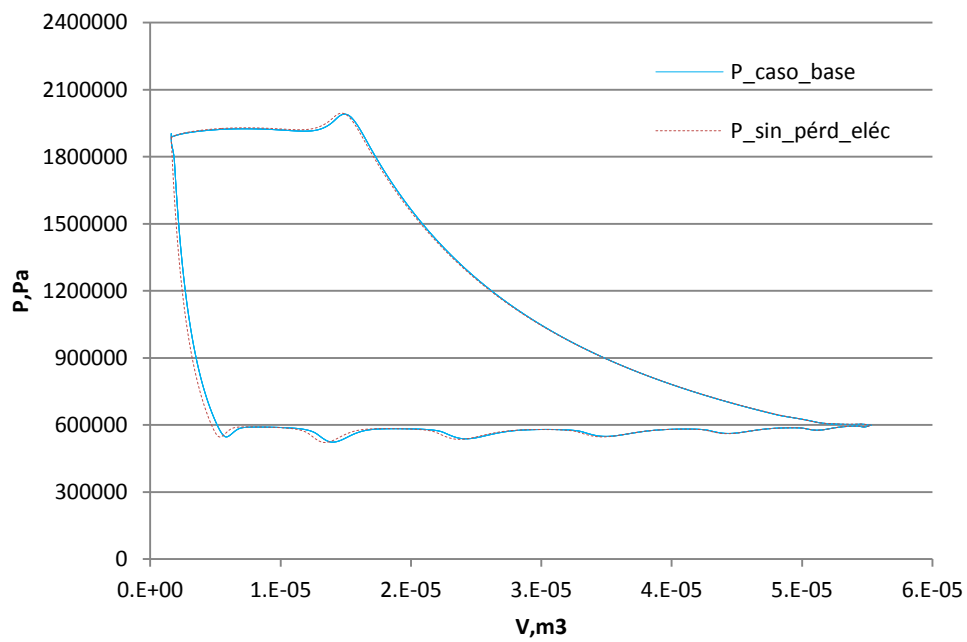
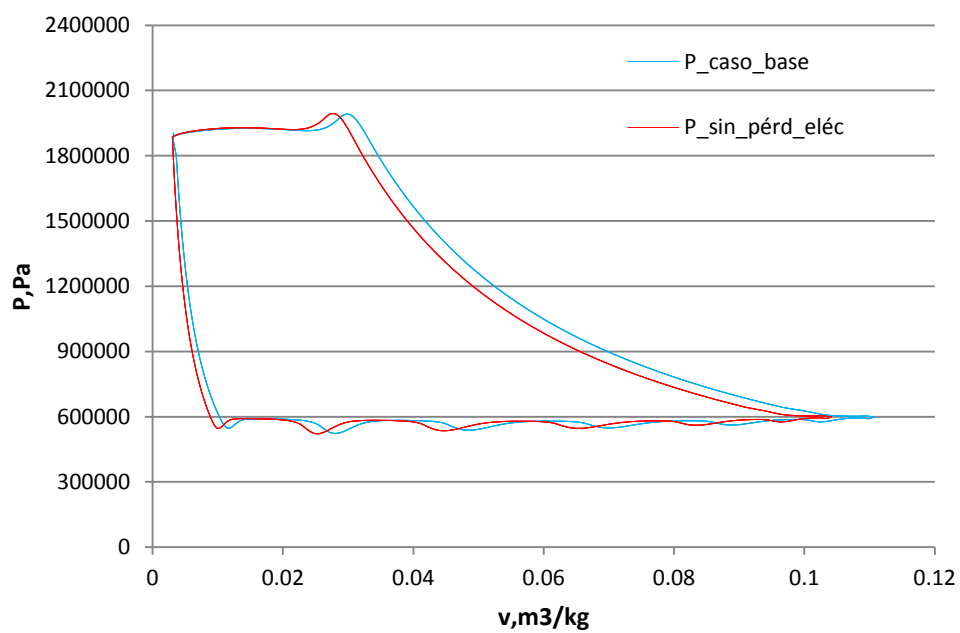
El hecho de que el gas entre en el cilindro a una menor temperatura, hace que al final de la compresión también tenga una menor entalpía. Es por ello que la línea punteada de la Figura 4.30 (sin pérdidas eléctricas) llegue al final del proceso de compresión ligeramente por debajo de la línea continua (Caso Base), lo cual indica un menor i_c . Lo mismo pero más acusado ocurre también en la expansión, donde a partir de un gas en la cámara de compresión a menor temperatura, su expansión terminará con una menor entalpía, lo que indica un mayor i_e . Este efecto unido al incremento de las pérdidas de presión es el que determina la variación del trabajo indicado o área total del diagrama indicador.

En cuanto al rendimiento mecánico, se incrementa ligeramente en ambos refrigerantes (+0,35% en Propano y +0,11% en R407C) ya que la potencia en el eje también lo hace (+2,43% en Propano y +1,46% en R407C).

Finalmente el aumento del flujo másico se traduce directamente en un aumento del rendimiento volumétrico. En este caso la eliminación de las pérdidas eléctricas supondría un aumento del rendimiento volumétrico de +5,4% en Propano y +4,4% en R407C.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	3.1.Sin Pelec			0.Caso Base	3.1.Sin Pelec	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	16.20%	0.703	η	0.600	17.33%	0.704
η_v	0.746	5.36%	0.786	η_v	0.747	4.38%	0.780
η_i	0.795	2.58%	0.816	η_i	0.778	2.78%	0.800
η_m	0.859	0.35%	0.862	η_m	0.879	0.11%	0.880
η_e	0.886	12.87%	1.000	η_e	0.877	14.03%	1.000
m , Kg/h	85.55	5.33%	90.11	m , Kg/h	168.35	4.45%	175.84
W_i , J	34.16	1.29%	34.60	W_i , J	40.95	-0.86%	40.60
w_i , J/kg	68472	-2.43%	66810	w_i , J/kg	41310	-2.74%	40177
FPC, %	4.97	-5.23%	4.71	FPC, %	3.82	-2.62%	3.72
RFR _{suc} , %	8.3	-3.63%	8.00	RFR _{suc} , %	6.22	16.29%	7.24
RFR _{des} , %	1.31	-83.36%	0.22	RFR _{des} , %	0.19	72.40%	0.33
W_{abs} , W	2138	-9.26%	1940	W_{abs} , W	2506	-11.01%	2230
Q_{el} , W	243.91	-100.00%	0.00	Q_{el} , W	307.80	-100.00%	0.00
Q_m , W	267	0.00%	267.00	Q_m , W	267	0.00%	267.00
Q_{amb} , W	55.11	-17.07%	45.70	Q_{amb} , W	73.33	-18.59%	59.70
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	6.65%	55.50	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	7.21%	79.10
ΔP_{suc} , W	13.27	7.01%	14.20	ΔP_{suc} , W	21.04	8.37%	22.80
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	5.49%	44.40	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	7.61%	68.30
ΔP_{des} , W	48.88	2.29%	50.00	ΔP_{des} , W	56.28	0.39%	56.50
Q_{suc} , W	96.62	-30.86%	66.80	Q_{suc} , W	132.27	-36.19%	84.40
Q_{el} , %	11.41	-100.00%	0.00	Q_{el} , %	12.28	-100.00%	0.00
Q_m , %	12.49	10.41%	13.79	Q_m , %	10.66	12.44%	11.98
Q_{amb} , %	2.58	-8.53%	2.36	Q_{amb} , %	2.93	-8.44%	2.68
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	17.90%	2.87	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	20.62%	3.55
ΔP_{suc} , %	0.62	17.90%	0.73	ΔP_{suc} , %	0.84	21.79%	1.02
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	16.45%	2.29	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	21.04%	3.07
ΔP_{des} , %	2.29	12.75%	2.58	ΔP_{des} , %	2.25	12.91%	2.54
Q_{suc} , %	4.52	-23.63%	3.45	Q_{suc} , %	5.28	-28.26%	3.79
ΔT_{suc} , K	14.15	-37.10%	8.90	ΔT_{suc} , K	16.00	-40.88%	9.46
M_{eje} , Nm	6.33	+0.71%	6.375	M_{eje} , Nm	7.416	-1.02%	7.340
f , s ⁻¹	47.619	1.50%	48.333	f , s ⁻¹	47.17	2.47%	48.333
W_{eje} , W	1894	2.43%	1940	W_{eje} , W	2198	1.46%	2230

Tabla 4.13. Efecto de eliminar las pérdidas de calor eléctricas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

Figura 4.30. Diagrama PV sin pérdidas eléctricas en Propano.Figura 4.31. Diagrama Pv sin pérdidas eléctricas en Propano.

Caso 7: Sin pérdidas mecánicas

Eliminar las pérdidas mecánicas supone obviamente obtener un rendimiento mecánico igual a la unidad. El incremento de este rendimiento no coincide exactamente con el incremento de la eficiencia, ya que se ven modificados tanto el rendimiento eléctrico como el indicado.

El hecho de eliminar las pérdidas por fricción mecánica disminuye el par en el eje de 6.33 Nm a 5.48 Nm en el caso del Propano y de 7.416 Nm a 6.49 Nm en el R407C. Según se aprecia en la Figura 4.6, dicha reducción de par supone un incremento del η_e del 0.56% en el Propano y del 0.91% en el R407C.

Por otra parte, el rendimiento indicado también se incrementa, ya que al eliminar las pérdidas de calor por fricción mecánica, se reduce ΔT_{suc} (-42.4% en Propano y -39.81% en R407C) y con ello Δp_{suc} , lo que incrementa el flujo másico trasegado +4.72% en el Propano y +3.49% en el R407C sin que apenas varíe el trabajo indicado (Figura 4.32). El aumento del rendimiento indicado se aprecia gráficamente en la reducción del trabajo específico indicado (Figura 4.33).

Es por ello que el efecto sobre la eficiencia es superior a lo esperado de dividir η/η_m del Caso Base (0,730>0,704 en Propano y 0.71>0.683 en R407C). Esto supone que un incremento del 16,4% en el η_m supone un incremento del 20,7% en la η para el Propano. En el caso del R407C un incremento del 13.8% en el η_m supone un incremento en la η del 18.3%.

Finalmente el aumento del flujo másico se traduce directamente en un aumento del rendimiento volumétrico. En este caso la eliminación de las pérdidas mecánicas supondría un aumento del rendimiento volumétrico de +4.69% en Propano y +3.45% en R407C.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	3.2.Sin PMec			0.Caso Base	3.2.Sin PMec	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	20.66%	0.730	η	0.600	18.33%	0.710
η_v	0.746	4.69%	0.781	η_v	0.747	3.45%	0.773
η_i	0.795	3.06%	0.819	η_i	0.778	3.07%	0.802
η_m	0.859	16.41%	1.000	η_m	0.879	13.77%	1.000
η_e	0.886	0.56%	0.891	η_e	0.877	0.91%	0.885
m , Kg/h	85.55	4.72%	89.59	m , Kg/h	168.35	3.49%	174.23
W_i , J	34.16	0.62%	34.37	W_i , J	40.95	-0.48%	40.76
w_i , J/kg	68472	-3.27%	66236	w_i , J/kg	41310	-3.06%	40047
FPC, %	4.97	-3.82%	4.78	FPC, %	3.82	-1.31%	3.77
RFR _{suc} , %	8.3	-4.06%	7.96	RFR _{suc} , %	6.22	4.37%	6.50
RFR _{des} , %	1.31	-64.73%	0.46	RFR _{des} , %	0.19	34.90%	0.26
W_{abs} , W	2138	-13.47%	1850	W_{abs} , W	2506	-12.61%	2190
Q_{el} , W	243.91	-16.77%	203.00	Q_{el} , W	307.80	-18.13%	252.00
Q_m , W	267	-100.00%	0.00	Q_m , W	267	-100.00%	0.00
Q_{amb} , W	55.11	-23.06%	42.40	Q_{amb} , W	73.33	-20.50%	58.30
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	4.34%	54.30	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	3.82%	76.60
ΔP_{suc} , W	13.27	4.75%	13.90	ΔP_{suc} , W	21.04	4.09%	21.90
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	3.35%	43.50	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	3.67%	65.80
ΔP_{des} , W	48.88	0.65%	49.20	ΔP_{des} , W	56.28	-0.68%	55.90
Q_{suc} , W	96.62	-37.28%	60.60	Q_{suc} , W	132.27	-35.74%	85.00
Q_{el} , %	11.41	-4.15%	10.94	Q_{el} , %	12.28	-6.25%	11.52
Q_m , %	12.49	-100.00%	0.00	Q_m , %	10.66	-100.00%	0.00
Q_{amb} , %	2.58	-11.36%	2.29	Q_{amb} , %	2.93	-9.12%	2.66
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	20.49%	2.93	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	18.68%	3.49
ΔP_{suc} , %	0.62	20.81%	0.75	ΔP_{suc} , %	0.84	19.05%	1.00
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	19.19%	2.35	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	18.52%	3.00
ΔP_{des} , %	2.29	15.85%	2.65	ΔP_{des} , %	2.25	13.54%	2.55
Q_{suc} , %	4.52	-27.68%	3.27	Q_{suc} , %	5.28	-26.50%	3.88
ΔT_{suc} , K	14.15	-42.40%	8.15	ΔT_{suc} , K	16.00	-39.81%	9.63
M_{eje} , Nm	6.33	-13.43%	5.48	M_{eje} , Nm	7.416	-12.49%	6.49

Tabla 4.14. Efecto de eliminar las pérdidas de calor mecánicas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

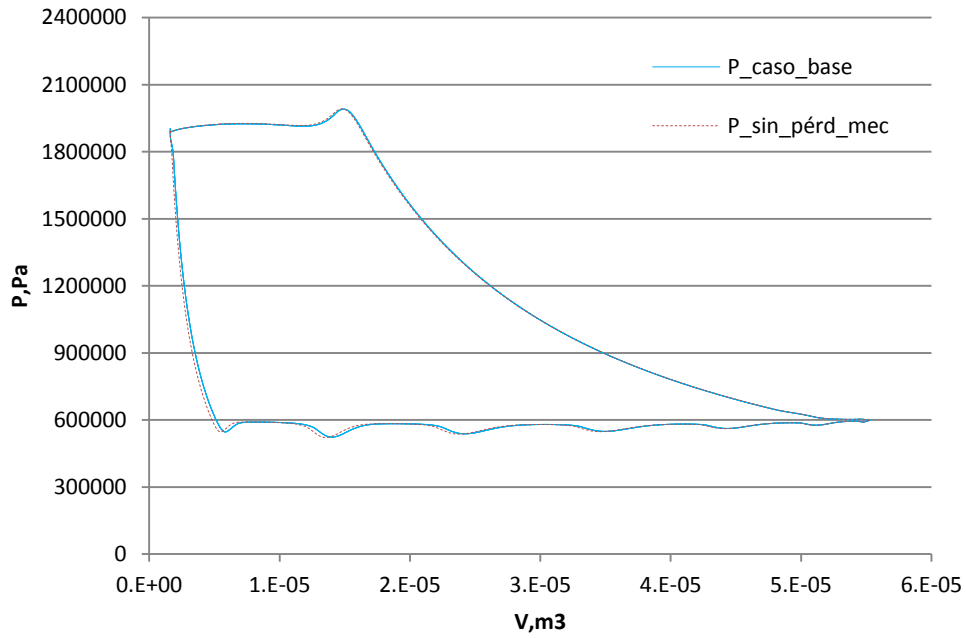


Figura 4.32. Diagrama PV sin pérdidas mecánicas en Propano.

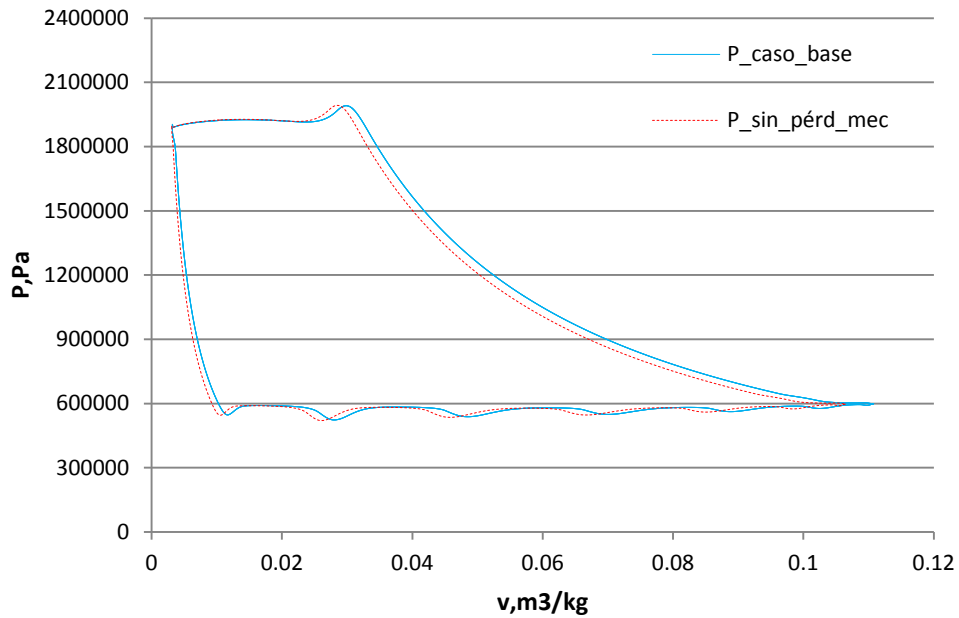


Figura 4.33. Diagrama Pv sin pérdidas mecánicas en Propano.

Caso 8: Sin pérdidas eléctricas ni mecánicas

En este caso se pretende conocer el efecto de eliminar las dos principales pérdidas energéticas de un compresor. En primer lugar cabe decir que el efecto de las pérdidas eléctricas y mecánicas sobre los parámetros que describen el comportamiento del compresor es aditivo, es decir las modificaciones sufridas coinciden con la suma de los incrementos sufridos en los *Casos 6 y 7*.

Dado que el efecto sobre los rendimientos parciales es aditivo, también lo es sobre la eficiencia, es decir el incremento de la eficiencia coincide con la suma de los incrementos sufridos en los *Casos 6 y 7* (+38.35% en Propano y +36.83% en R407C). Obviamente, el efecto sobre la eficiencia vuelve a ser superior a lo esperado de dividir $\eta/\eta_m/\eta_e$ en el *Caso Base* ($0,837 > 0,795$ en Propano y $0,821 > 0,778$ en R407C), por la misma razón que ocurría en los *Casos 6 y 7*.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	3.3.Sin PElec ni Mec			0.Caso Base	3.3.Sin PElec ni Mec	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	38.35%	0.837	η	0.600	36.83%	0.821
η_v	0.746	7.91%	0.805	η_v	0.747	7.06%	0.800
η_i	0.795	5.28%	0.837	η_i	0.778	5.48%	0.821
η_m	0.859	16.41%	1.000	η_m	0.879	13.77%	1.000
η_e	0.886	12.87%	1.000	η_e	0.877	14.03%	1.000
m , Kg/h	85.55	7.95%	92.35	m , Kg/h	168.35	7.03%	180.19
W_i , J	34.16	1.15%	34.55	W_i , J	40.95	-0.98%	40.55
w_i , J/kg	68472	-4.92%	65100.16	w_i , J/kg	41310	-5.21%	39159
FPC, %	4.97	-6.04%	4.67	FPC, %	3.82	-3.14%	3.70
RFR _{suc} , %	8.3	-3.99%	7.97	RFR _{suc} , %	6.22	15.44%	7.19
RFR _{des} , %	1.31	-92.44%	0.10	RFR _{des} , %	0.19	90.63%	0.37
W_{abs} , W	2138	-21.89%	1670	W_{abs} , W	2506	-21.79%	1960
Q_{el} , W	243.91	-100.00%	0.00	Q_{el} , W	307.80	-100.00%	0.00
Q_m , W	267	-100.00%	0.00	Q_m , W	267	-100.00%	0.00
Q_{amb} , W	55.11	-35.58%	35.50	Q_{amb} , W	73.33	-33.72%	48.60
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	7.80%	56.10	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	8.84%	80.30
ΔP_{suc} , W	13.27	8.52%	14.40	ΔP_{suc} , W	21.04	10.27%	23.20
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	6.44%	44.80	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	9.03%	69.20
ΔP_{des} , W	48.88	1.06%	49.40	ΔP_{des} , W	56.28	-0.68%	55.90
Q_{suc} , W	96.62	-68.64%	30.30	Q_{suc} , W	132.27	-67.34%	43.20
Q_{el} , %	11.41	-100.00%	0.00	Q_{el} , %	12.28	-100.00%	0.00
Q_m , %	12.49	-100.00%	0.00	Q_m , %	10.66	-100.00%	0.00
Q_{amb} , %	2.58	-17.44%	2.13	Q_{amb} , %	2.93	-15.24%	2.48
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	38.40%	3.36	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	39.23%	4.10
ΔP_{suc} , %	0.62	39.52%	0.87	ΔP_{suc} , %	0.84	41.07%	1.19
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	36.45%	2.69	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	39.40%	3.53
ΔP_{des} , %	2.29	29.30%	2.96	ΔP_{des} , %	2.25	27.03%	2.85
Q_{suc} , %	4.52	-59.76%	1.82	Q_{suc} , %	5.28	-58.17%	2.21
ΔT_{suc} , K	14.15	-70.46%	4.18	ΔT_{suc} , K	16.00	-70.19%	4.77

Tabla 4.15. Efecto de eliminar las pérdidas de calor eléctricas y mecánicas con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

4.4.4 Efecto de las pérdidas al ambiente

Caso 9: Favorecer las pérdidas al ambiente

Al hablar de pérdidas al ambiente, tenemos que tener en cuenta que esas pérdidas ya existen en el interior del compresor (eléctricas y mecánicas) y que lo único que vamos a hacer es favorecer su evacuación para que no perjudiquen al proceso de compresión. Es decir, las pérdidas del compresor al ambiente no son más que pérdidas eléctricas y mecánicas que a pesar de suponer un consumo energético extra, al menos no tienen el efecto negativo de calentar al fluido. En este caso se ha modificado el modelo para que las pérdidas tanto eléctricas como mecánicas se disipen al ambiente. La succión sigue recibiendo algo de calor de la descarga (21.77W en Propano y 31.44W en R407C), pero mucho menos que en el Caso Base (96.62W en Propano y 132.27W en R407C). Esta es la razón por la que ΔT_{suc} se reduce de 14.15K a 3.17K en Propano y de 16K a 3.44K en R407C. La reducción de ΔT_{suc} va asociada a la reducción de Δp_{suc} y por ello se incrementa el flujo másico (+6.59% en Propano y +6.16% en R407C) y por tanto el η_v un (+6.59% en Propano y +6.16% en R407C).

El trabajo realizado sobre el refrigerante en el ciclo de compresión apenas varía, pero sí lo hace el trabajo específico debido al importante incremento del flujo másico. Por esta razón se consigue mejorar el rendimiento indicado, lo que explica el incremento de eficiencia para ambos refrigerantes (+5.95% en Propano y +6.33% en R407C), ya que los rendimientos mecánicos y eléctricos no varían en este caso.

4.4.5 Efecto de la transmisión de calor al cilindro

Caso 10: Sin transmisión de calor al cilindro

Los resultados reflejan que en el Caso Base el refrigerante contenido en el cilindro cedía calor a las paredes (23W en Propano y 25W en R407C) durante el ciclo de compresión. La eliminación de este intercambio no supone ningún cambio significativo en los rendimientos del compresor, lo que indica que en este punto de funcionamiento este efecto es poco relevante.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base		5.Sin TC al cil		0.Caso Base		5.Sin TC al cil
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	0.00%	0.605	η	0.600	0.00%	0.600
η_v	0.746	0.08%	0.747	η_v	0.747	-0.17%	0.746
η_i	0.795	-0.01%	0.795	η_i	0.778	0.11%	0.779
η_m	0.859	0.00%	0.859	η_m	0.879	-0.11%	0.878
η_e	0.886	0.00%	0.886	η_e	0.877	0.00%	0.877
m , Kg/h	85.55	0.08%	85.62	m , Kg/h	168.35	-0.15%	168.10
W_i , J	34.16	0.03%	34.17	W_i , J	40.95	-0.36%	40.81
w_i , J/kg	68472	-0.08%	68416.66	w_i , J/kg	41310	-0.20%	41226
FPC, %	4.97	-0.20%	4.96	FPC, %	3.82	0.00%	3.82
RFR _{suc} , %	8.3	-0.73%	8.24	RFR _{suc} , %	6.22	0.27%	6.24
RFR _{des} , %	1.31	-3.66%	1.26	RFR _{des} , %	0.19	0.52%	0.19
W_{abs} , W	2138	0.00%	2138	W_{abs} , W	2506	-0.24%	2500
Q_{el} , W	243.91	-0.01%	243.89	Q_{el} , W	307.80	-0.26%	307.00
Q_m , W	267	0.00%	267.00	Q_m , W	267	0.00%	267
Q_{amb} , W	55.11	0.93%	55.62	Q_{amb} , W	73.33	0.78%	73.90
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	0.46%	52.28	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	0.43%	74.10
ΔP_{suc} , W	13.27	0.08%	13.28	ΔP_{suc} , W	21.04	0.29%	21.10
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	0.02%	42.10	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	0.05%	63.50
ΔP_{des} , W	48.88	-0.04%	48.86	ΔP_{des} , W	56.28	-0.14%	56.20
Q_{suc} , W	96.62	2.86%	99.38	Q_{suc} , W	132.27	2.06%	135.00
Q_{el} , %	11.41	-0.01%	11.41	Q_{el} , %	12.28	-0.07%	12.28
Q_m , %	12.49	0.00%	12.49	Q_m , %	10.66	0.10%	10.67
Q_{amb} , %	2.58	0.85%	2.60	Q_{amb} , %	2.93	0.85%	2.95
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	0.66%	2.45	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	0.51%	2.96
ΔP_{suc} , %	0.62	0.16%	0.62	ΔP_{suc} , %	0.84	0.12%	0.84
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	-0.05%	1.97	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	0.08%	2.54
ΔP_{des} , %	2.29	-0.17%	2.29	ΔP_{des} , %	2.25	-0.09%	2.24
Q_{suc} , %	4.52	2.85%	4.65	Q_{suc} , %	5.28	2.48%	5.41
ΔT_{suc} , K	14.15	2.69%	14.53	ΔT_{suc} , K	16.00	2.50%	16.40

Tabla 4.16.

Efecto de eliminar la transmisión de calor al cilindro en Propano.
Diferencias porcentuales respecto al caso base.

4.4.6 Efecto del volumen muerto

Caso 11: Variación del volumen muerto

En este caso se ha tomado el Caso Base y se ha comparado con dos nuevos casos en los que se modifican las dimensiones del volumen muerto. Los resultados reflejan que si se redujese el volumen muerto a la mitad, apenas se conseguiría mejorar los rendimientos. En cambio, duplicar el volumen muerto perjudicaría significativamente el comportamiento del compresor, principalmente al rendimiento volumétrico (-10.73% en Propano y -9.13% en R407C). Se ha tomado este caso en particular para explicar el efecto.

En la Tabla 4.17 se han incluido los rendimientos volumétricos parciales descritos en la Ec.4.80 para tratar de entender el efecto de la variación del volumen muerto en cada uno de ellos ($\eta_{v,c}$, $\eta_{v,v}$ y $\eta_{v,f}$).

En el caso del Propano $\eta_{v,v}$ es el factor más sensible a la variación del volumen muerto (-7.11%), debido principalmente al aumento de RFR_{suc} (+62.12%) Sin embargo en el R407C lo es $\eta_{v,c}$ (-5.06%), que obviamente coincide con la reducción del volumen succionado.

En ambos refrigerantes, $\eta_{v,f}$ es el factor menos significativo, y su leve aumento se debe al aumento de la frecuencia (+0.47% en Propano y 0.54% en R407C) provocado por la reducción del par en el eje, debida a su vez por la reducción del trabajo indicado (Figura 4.34).

En el caso ideal, la reducción del trabajo indicado coincidiría exactamente con la reducción de la masa trasegada, por lo que el trabajo indicado específico no variaría. Es decir, el trabajo específico realizado por el pistón en el ciclo de compresión ideal es independiente de que exista o no volumen muerto. Esto se debe a que en el caso ideal tanto la compresión como la expansión es isoentrópica y además ($i_c=i_e=k$). En tal caso el trabajo específico realizado para comprimir la parte del vapor contenida en el V_m se recupera exactamente en la expansión, de manera que w_{is} se mantiene constante.

$$w_{is} = \int_{V_1}^{V_2} P dv = (h_{2s} - h_1) \quad \text{Ec.4. 86}$$

En el caso real sí se observan pequeñas diferencias debidas a efectos disipativos, es decir, el trabajo que se realiza al comprimir el volumen muerto no se recupera totalmente en su expansión, lo que equivale a decir que un volumen siempre encerrado en un cilindro supone un gasto de energía continuo. No obstante, este gasto es despreciable y se observa que las variaciones de masa debidas al efecto del volumen muerto son proporcionales a las variaciones de energía del diagrama PV (Figura 4.34), lo cual provoca que el η_i se mantenga prácticamente constante. Este efecto se aprecia en la Figura 4.35, donde el área encerrada en los tres casos es casi idéntica.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	6.1.Vm x 2			0.Caso Base	6.1.Vm x 2	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	-2.15%	0.592	η	0.600	-1.17%	0.593
η_v	0.746	-10.73%	0.666	η_v	0.747	-9.13%	0.679
$\eta_{v,c}$	0.959	-4.34%	0.917	$\eta_{v,c}$	0.949	-5.06	0.901
$\eta_{v,v}$	0.790	-7.11%	0.734	$\eta_{v,v}$	0.807	-4.87	0.767
$\eta_{v,f}$	0.985	0.47%	0.990	$\eta_{v,f}$	0.976	0.54	0.981
η_i	0.795	-0.99%	0.787	η_i	0.778	-0.59%	0.774
η_m	0.859	-1.51%	0.846	η_m	0.879	-1.25%	0.868
η_e	0.886	0.34%	0.889	η_e	0.877	0.68%	0.883
m , Kg/h	85.55	-10.72%	76.38	m , Kg/h	168.35	-9.20%	152.87
W_i , J	34.16	-10.41%	30.61	W_i , J	40.95	-9.24%	37.17
w_i , J/kg	68472	0.80%	69017.77	w_i , J/kg	41310	0.49%	41513.42
FPC, %	4.97	15.90%	5.76	FPC, %	3.82	17.02%	4.47
RFR _{suc} , %	8.3	62.12%	13.46	RFR _{suc} , %	6.22	26.77%	7.89
RFR _{des} , %	1.31	1.45%	1.33	RFR _{des} , %	0.19	2.08%	0.20
W_{abs} , W	2138	-8.93%	1947	W_{abs} , W	2506	-8.22%	2300
Q_{el} , W	243.91	-11.72%	215.33	Q_{el} , W	307.80	-12.28%	270.00
Q_m , W	267	0.00%	267	Q_m , W	267	0.00%	267
Q_{amb} , W	55.11	-0.47%	54.85	Q_{amb} , W	73.33	-0.18%	73.20
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	-6.07%	48.88	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	-7.16%	68.50
ΔP_{suc} , W	13.27	-4.52%	12.67	ΔP_{suc} , W	21.04	-6.84%	19.60
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	-12.24%	36.94	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	-12.40%	55.60
ΔP_{des} , W	48.88	-19.44%	39.38	ΔP_{des} , W	56.28	-17.38%	46.50
Q_{suc} , W	96.62	-8.74%	88.18	Q_{suc} , W	132.27	-6.25%	124.00
Q_{el} , %	11.41	-3.07%	11.06	Q_{el} , %	12.28	-4.37%	11.75
Q_m , %	12.49	9.80%	13.71	Q_m , %	10.66	8.98%	11.61
Q_{amb} , %	2.58	9.19%	2.82	Q_{amb} , %	2.93	8.71%	3.18
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	3.33%	2.51	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	1.19%	2.98
ΔP_{suc} , %	0.62	5.00%	0.65	ΔP_{suc} , %	0.84	1.43%	0.85
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	-3.71%	1.90	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	-4.54%	2.42
ΔP_{des} , %	2.29	-11.70%	2.02	ΔP_{des} , %	2.25	-10.02%	2.02
Q_{suc} , %	4.52	0.20%	4.53	Q_{suc} , %	5.28	2.50%	5.41
ΔT_{suc} , K	14.15	2.19%	14.46	ΔT_{suc} , K	16.00	3.81%	16.61
M_{eje} , Nm	6.33	-9.00%	5.76	M_{eje} , Nm	7.42	-8.22%	6.81
f , s ⁻¹	47.619	0.47%	47.845	f , s ⁻¹	47.17	0.54%	47.423

Tabla 4.17. Efecto de duplicar V_m en el compresor con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	6.2.Vm / 2			0.Caso Base	6.2.Vm / 2	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	0.17%	0.606	η	0.600	0.00%	0.600
η_v	0.746	1.14%	0.754	η_v	0.747	2.78%	0.768
η_i	0.795	0.04%	0.795	η_i	0.778	-0.11%	0.777
η_m	0.859	0.12%	0.860	η_m	0.879	0.34%	0.882
η_e	0.886	0.00%	0.886	η_e	0.877	-0.23%	0.875
m , Kg/h	85.55	1.15%	86.53	m , Kg/h	168.35	2.84%	173.13
W_i , J	34.16	1.18%	34.56	W_i , J	40.95	3.26%	42.29
w_i , J/kg	68472	-0.04%	68441.67	w_i , J/kg	41310	0.22%	41402.50
FPC, %	4.97	-5.63%	4.69	FPC, %	3.82	-8.38%	3.50
RFR _{suc} , %	8.3	27.41%	10.58	RFR _{suc} , %	6.22	15.07%	7.16
RFR _{des} , %	1.31	30.15%	1.71	RFR _{des} , %	0.19	6.77%	0.21
W_{abs} , W	2138	0.98%	2159	W_{abs} , W	2506	2.95%	2580
Q_{el} , W	243.91	1.33%	247.15	Q_{el} , W	307.80	4.61%	322.00
Q_m , W	267	0.00%	267	Q_m , W	267	0.00%	267
Q_{amb} , W	55.11	-1.71%	54.17	Q_{amb} , W	73.33	-0.04%	73.30
$\Delta P_{\text{v}_{\text{suc}}}$, W	52.04	2.96%	53.58	$\Delta P_{\text{v}_{\text{suc}}}$, W	73.78	3.28%	76.20
ΔP_{suc} , W	13.27	1.73%	13.50	ΔP_{suc} , W	21.04	2.19%	21.50
$\Delta P_{\text{v}_{\text{des}}}$, W	42.09	2.35%	43.08	$\Delta P_{\text{v}_{\text{des}}}$, W	63.47	4.46%	66.30
ΔP_{des} , W	48.88	2.74%	50.22	ΔP_{des} , W	56.28	6.25%	59.80
Q_{suc} , W	96.62	-1.23%	95.43	Q_{suc} , W	132.27	2.06%	135.00
Q_{el} , %	11.41	0.35%	11.45	Q_{el} , %	12.28	1.82%	12.51
Q_m , %	12.49	-0.96%	12.37	Q_m , %	10.66	-2.74%	10.36
Q_{amb} , %	2.58	-2.75%	2.51	Q_{amb} , %	2.93	-2.87%	2.84
$\Delta P_{\text{v}_{\text{suc}}}$, %	2.43	2.14%	2.48	$\Delta P_{\text{v}_{\text{suc}}}$, %	2.94	0.44%	2.96
ΔP_{suc} , %	0.62	0.97%	0.63	ΔP_{suc} , %	0.84	-0.71%	0.83
$\Delta P_{\text{v}_{\text{des}}}$, %	1.97	1.32%	2.00	$\Delta P_{\text{v}_{\text{des}}}$, %	2.53	1.58%	2.57
ΔP_{des} , %	2.29	1.62%	2.33	ΔP_{des} , %	2.25	3.29%	2.32
Q_{suc} , %	4.52	-2.19%	4.42	Q_{suc} , %	5.28	-0.74%	5.24
ΔT_{suc} , K	14.15	-2.26%	13.83	ΔT_{suc} , K	16.00	-0.94%	15.85

Tabla 4.18. Efecto de reducir a la mitad V_m en el compresor con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

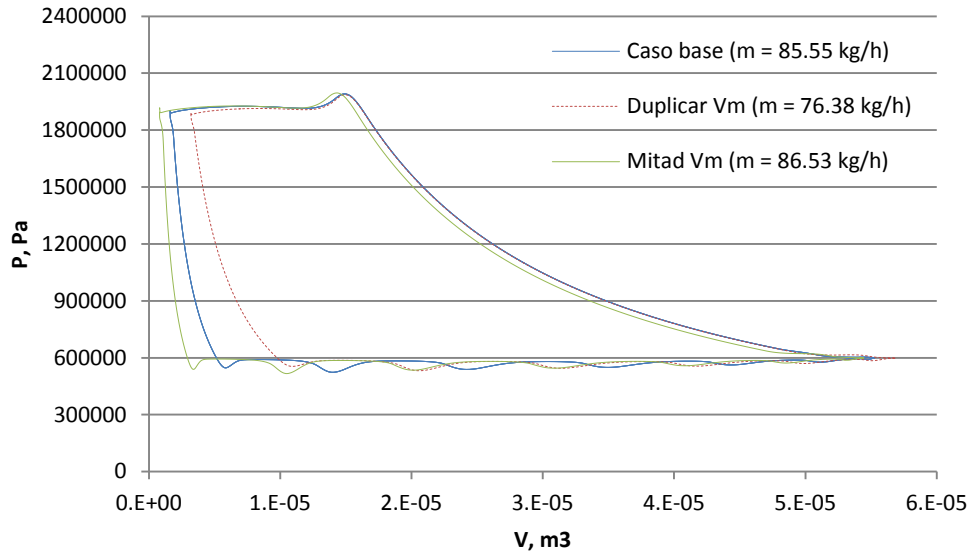


Figura 4.34. Diagrama PV variando V_m en Propano.

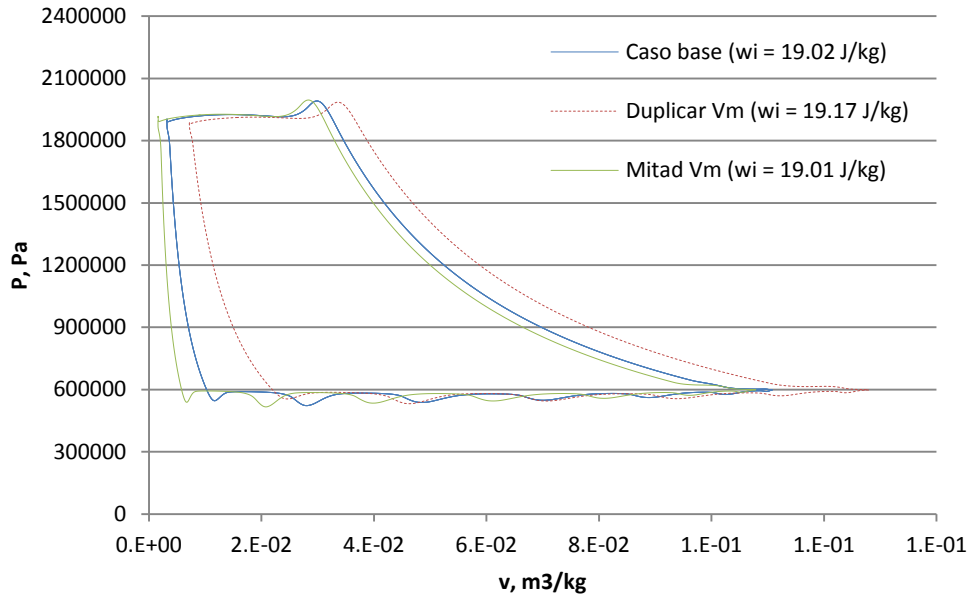


Figura 4.35. Diagrama Pv variando V_m en Propano.

Aunque el η_i apenas varíe frente a las modificaciones del volumen muerto, el hecho de que sí lo haga el trabajo indicado va a provocar que varíe el par en el eje y por tanto se modificará tanto el rendimiento mecánico como el eléctrico (Figura 4.6). En el caso de duplicar el volumen muerto, el trabajo indicado se reduce -9.24% en Propano y -10.41% en R407C. Dicha reducción se traduce en una reducción del par en el eje de 6.33 Nm a 5.76 Nm Propano (-9.00%) y de 7.42 Nm a 6.81 Nm en 407C (-8.22%), que según la Figura 4.6 supone un incremento del rendimiento eléctrico (+0.34% en Propano y +0.68% en R407C) y una caída del rendimiento mecánico (-1.51% en Propano y -1.25% en R407C).

Se concluye pues que duplicar el volumen muerto provoca un ligero incremento del rendimiento eléctrico anulado por la caída del mecánico y del rendimiento indicado, lo que finalmente determina un empeoramiento de la eficiencia -2.15% en Propano y -1.17% en R407C. Se plantea a continuación el caso 12 con válvulas ideales que impidan tanto las fugas *FPC* como los reflujos *RFR* para poder aislar el efecto del volumen muerto.

Caso 12: Variación del volumen muerto sin fugas

En este caso se ha aislado el efecto del volumen muerto del efecto de las fugas. Partiendo del caso sin fugas (*caso 3*), se procede a modificar V_m . El hecho de duplicar V_m reduce el rendimiento volumétrico un 6.4% en el Propano y un 7.5% en R407C y si de reduce a la mitad se incrementa un 5.7% en Propano y 3.6% en R407C, lo cual confirma que las fugas estaban enmascarando el efecto de variar V_m .

En el caso de duplicar el volumen muerto, el diagrama *PV* se modifica (Figura 4.36) reduciéndose el trabajo indicado -6.98% en Propano y -8.24% en R407C. Asimismo se reduce el flujo másico trasegado -6.45% en Propano y -7.48% en R407C. Por tanto se observa una diferencia fundamental con respecto al caso 11, esta es que el trabajo indicado específico se reduce y por tanto aumenta el rendimiento indicado (+0.30% en Propano y +0.38% en R407C).

Al rendimiento mecánico y eléctrico les sucede lo mismo que en el caso 11, es decir debido a la reducción del trabajo indicado se reduce el par en el eje y por tanto se modifican ambos de acuerdo a la Figura 4.6.

La reducción del flujo másico se debe principalmente a $\eta_{v,c}$, ya que al haber eliminado *FPC* y *RFR* se ha reducido la caída de $\eta_{v,v}$. En la Tabla 4.19 se han incluido los rendimientos volumétricos parciales descritos en la Ec.4.80 ($\eta_{v,c}$, $\eta_{v,v}$ y $\eta_{v,j}$). Obviamente los rendimientos volumétricos teóricos ($\eta_{v,c}$) coinciden con los del caso 11, ya que el volumen succionado ideal no se modifica. Es importante recalcar que $\eta_{v,v}$ sigue decreciendo (-2.56% en Propano y -3.07% en R407C) a pesar de haber eliminado *FPC* y *RFR*, lo que demuestra que éstos no son los únicos factores de los que depende. Dado que las pérdidas de presión en la succión decrecen levemente, todo apunta a que la causa sea el aumento de ΔT_{suc} . En cuanto a $\eta_{v,f}$ ofrece valores muy similares a los del caso 11, ya que la variación del régimen de giro también lo es.

	Propano				R407C		
	1.3.Sin RFR ni FPC	6.3.Sin RFR ni FPC y Vm x 2			1.3.Sin RFR ni FPC	6.3.Sin RFR ni FPC y Vm x 2	
P _{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P _{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P _{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P _{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T _{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T _{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T _{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T _{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R _p	3.000	0.00%	3.000	R _p	3.488	0.00%	3.488
η	0.644	-0.31%	0.642	η	0.627	0.16%	0.628
η _v	0.859	-6.44%	0.804	η _v	0.828	-7.49%	0.766
η _{v,c}	0.959	-4.34%	0.917	η _{v,c}	0.949	-5.06%	0.901
η _{v,v}	0.914	-2.56%	0.890	η _{v,v}	0.897	-3.07%	0.870
η _{v,f}	0.981	0.36%	0.984	η _{v,f}	0.972	0.53%	0.977
η _i	0.84	0.30%	0.843	η _i	0.812	0.38%	0.816
η _m	0.869	-0.92%	0.861	η _m	0.885	-1.02%	0.876
η _e	0.882	0.34%	0.885	η _e	0.872	0.80%	0.879
m, Kg/h	98.53	-6.45%	92.17	m, Kg/h	186.56	-7.48%	172.60
W _i , J	37.36	-6.98%	34.75	W _i , J	43.52	-8.24%	39.94
w _i , J/kg	64692	-0.17%	64583.13	w _i , J/kg	39463	-0.29%	39348
FPC, %	0.00	0	0.00	FPC, %	0.00	0	0.00
RFR _{suc} , %	0.00	0	0.00	RFR _{suc} , %	0.00	0	0.00
RFR _{des} , %	0.00	0	0.00	RFR _{des} , %	0.00	0	0.00
W _{abs} , W	2310	-6.06%	2170	W _{abs} , W	2650	-7.55%	2450
Q _{el} , W	271.94	-8.44%	248.99	Q _{el} , W	339.00	-12.09%	298.00
Q _m , W	267	0.00%	267.00	Q _m , W	267	0.00%	267
Q _{amb} , W	51.85	0.56%	52.14	Q _{amb} , W	70.10	-0.57%	69.70
ΔP _{v,suc} , W	52.74	-7.66%	48.70	ΔP _{v,suc} , W	74.50	-8.59%	68.10
ΔP _{suc} , W	13.49	-5.41%	12.76	ΔP _{suc} , W	21.20	-7.55%	19.60
ΔP _{v,des} , W	47.67	-8.01%	43.85	ΔP _{v,des} , W	71.00	-10.42%	63.60
ΔP _{des} , W	59.48	-12.39%	52.11	ΔP _{des} , W	65.50	-14.96%	55.70
Q _{suc} , W	94.51	-4.20%	90.54	Q _{suc} , W	130.00	-6.15%	122.00
Q _{el} , %	11.77	-2.52%	11.47	Q _{el} , %	12.78	-5.07%	12.13
Q _m , %	11.56	6.43%	12.30	Q _m , %	10.06	8.19%	10.88
Q _{amb} , %	2.25	6.76%	2.40	Q _{amb} , %	2.64	7.69%	2.84
ΔP _{v,suc} , %	2.28	-1.58%	2.24	ΔP _{v,suc} , %	2.81	-1.10%	2.78
ΔP _{suc} , %	0.58	1.38%	0.59	ΔP _{suc} , %	0.80	0.00%	0.80
ΔP _{v,des} , %	2.06	-1.94%	2.02	ΔP _{v,des} , %	2.68	-3.10%	2.59
ΔP _{des} , %	2.58	-6.94%	2.40	ΔP _{des} , %	2.47	-7.91%	2.27
Q _{suc} , %	4.09	2.00%	4.17	Q _{suc} , %	4.89	1.41%	4.96
ΔT _{suc} , K	12.07	2.57%	12.38	ΔT _{suc} , K	14.13	1.34%	14.32
M _{eje} , Nm	6.842	-6.06%	6.427	M _{eje} , Nm	7.842	-7.37%	7.264
f, s ⁻¹	47.41	0.36%	47.58	f, s ⁻¹	46.986	0.53%	47.234

Tabla 4.19. Efecto de duplicar V_m en el compresor habiendo eliminado previamente FPC y RFR con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso 3 (Sin FPC ni RFR)

	Propano				R407C		
	1.3.Sin RFR ni FPC	6.4.Sin RFR ni FPC y $V_m / 2$			1.3.Sin RFR ni FPC	6.4.Sin RFR ni FPC y $V_m / 2$	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.644	0.31%	0.646	η	0.627	-0.16%	0.626
η_v	0.859	3.21%	0.887	η_v	0.828	3.62%	0.858
η_i	0.84	-0.01%	0.840	η_i	0.812	-0.04%	0.812
η_m	0.869	0.46%	0.873	η_m	0.885	0.34%	0.888
η_e	0.882	-0.11%	0.881	η_e	0.872	-0.46%	0.868
m , Kg/h	98.53	3.20%	101.68	m , Kg/h	186.56	3.60%	193.28
W_i , J	37.36	3.53%	38.68	W_i , J	43.52	4.30%	45.40
w_i , J/kg	64692	0.18%	64808.81	w_i , J/kg	39463	0.41%	39624
FPC, %	0.00	0	0.00	FPC, %	0.00	0	0.00
RFR _{suc} , %	0.00	0	0.00	RFR _{suc} , %	0.00	0	0.00
RFR _{des} , %	0.00	0	0.00	RFR _{des} , %	0.00	0	0.00
W_{abs} , W	2310	3.03%	2380	W_{abs} , W	2650	4.15%	2760
Q_{el} , W	271.94	4.49%	284.16	Q_{el} , W	339.00	7.08%	363.00
Q_m , W	267	0.00%	267.00	Q_m , W	267	0.00%	267
Q_{amb} , W	51.85	0.04%	51.87	Q_{amb} , W	70.10	0.57%	70.50
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.74	3.13%	54.39	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	74.50	2.82%	76.60
ΔP_{suc} , W	13.49	1.56%	13.70	ΔP_{suc} , W	21.20	2.36%	21.70
$\Delta P_{v_{des}}$, W	47.67	4.01%	49.58	$\Delta P_{v_{des}}$, W	71.00	5.35%	74.80
ΔP_{des} , W	59.48	6.44%	63.31	ΔP_{des} , W	65.50	7.63%	70.50
Q_{suc} , W	94.51	2.26%	96.65	Q_{suc} , W	130.00	3.08%	134.00
Q_{el} , %	11.77	1.44%	11.94	Q_{el} , %	12.78	3.17%	13.19
Q_m , %	11.56	-2.96%	11.22	Q_m , %	10.06	-3.69%	9.69
Q_{amb} , %	2.25	-3.16%	2.18	Q_{amb} , %	2.64	-3.11%	2.56
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.28	0.22%	2.29	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.81	-1.00%	2.78
ΔP_{suc} , %	0.58	-0.69%	0.58	ΔP_{suc} , %	0.80	-1.38%	0.79
$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.06	1.12%	2.08	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.68	1.42%	2.71
ΔP_{des} , %	2.58	3.10%	2.66	ΔP_{des} , %	2.47	3.77%	2.56
Q_{suc} , %	4.09	-0.71%	4.06	Q_{suc} , %	4.89	-0.22%	4.88
ΔT_{suc} , K	12.07	-1.08%	11.94	ΔT_{suc} , K	14.13	-0.07%	14.12

Tabla 4.20. Efecto de reducir V_m en el compresor habiendo eliminado previamente FPC y RFR con Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso 3 (Sin FPC ni RFR).

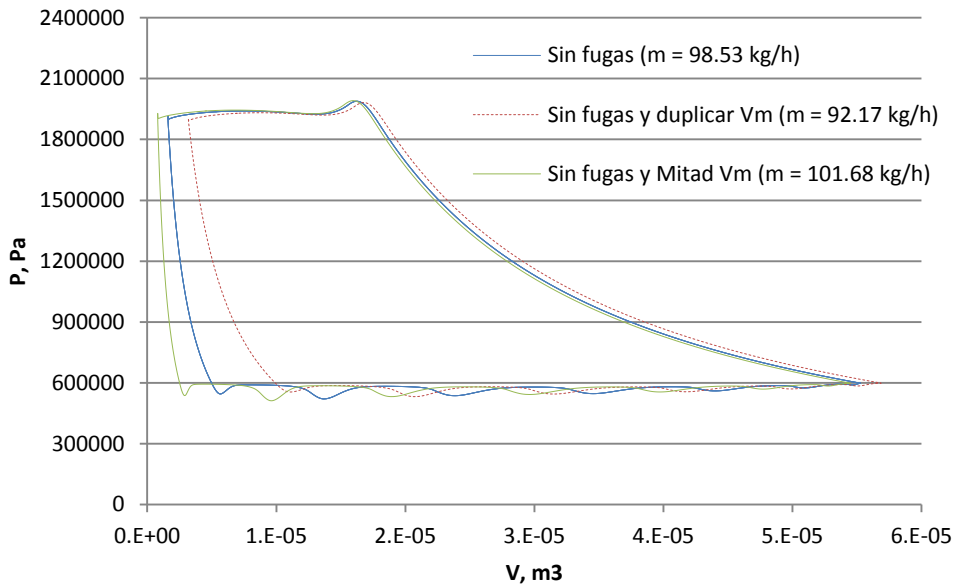


Figura 4.36. Diagrama PV sin fugas y variando V_m en Propano.

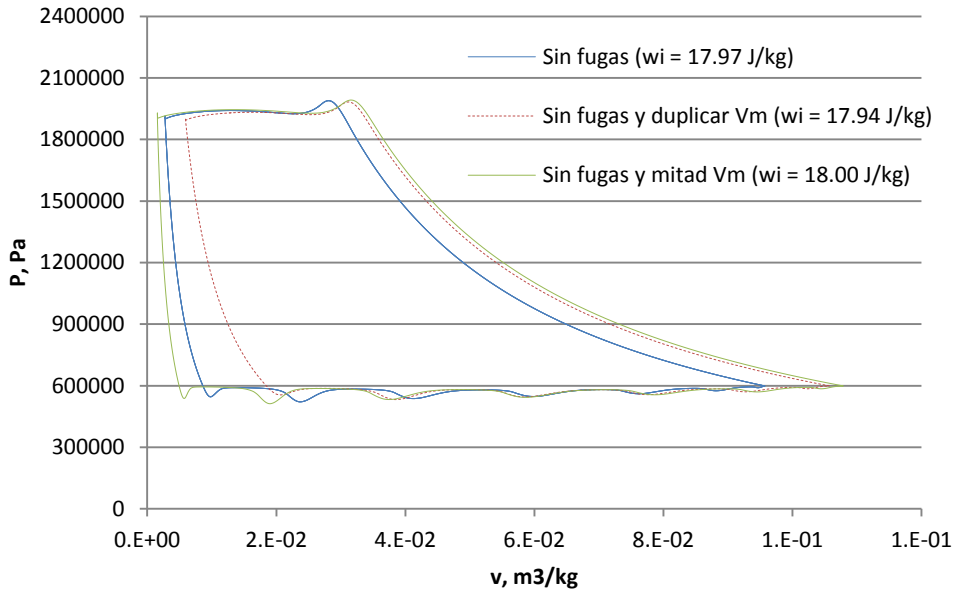


Figura 4.37. Diagrama PV sin fugas y variando V_m en Propano.

Caso 13: Comparativa de V_m y RFR_{des}

Aquí cabe plantearse la pregunta: ¿Aumentar RFR_{des} afecta de igual modo al comportamiento del compresor que aumentar V_m ? Resolverla requiere comparar el caso sin RFR y sin FPC con dos nuevos casos, uno en el que se aumenta V_m , y otro en que se añade RFR_{des} , tal que el aumento de volumen coincida con ΔV_m . Se consigue así que la masa perjudicial en ambos casos sea prácticamente la misma. Dada la especificidad de este caso, se ha planteado únicamente para el Propano, ya que el objetivo es estudiar el efecto en sí y no la relación con el refrigerante.

<i>R290</i>	<i>Aumentar VolMuerto</i>	<i>SinFugasPCysinRFR</i>	<i>RFRdes</i>
Ángulo del cigüeñal, °	2.5	2	19
P, bar	18.74	18.77	16.97
T, K	356.54	353.62	352.82
Masa perjudicial, *10e-5 kg	10.45	5.74	10.55

Tabla 4.21. Condiciones en el momento de cierre de la válvula de descarga en Propano.

Los resultados reflejan que incorporar RFR_{des} es más perjudicial que V_m para el rendimiento volumétrico (Tabla 4.22). Esta diferencia se debe a la reducción extra en el volumen succionado debida a RFR_{des} , detalle que se observa en la Figura 4.38. Es por ello que existe también una reducción extra del flujo másico trasegado y por tanto del rendimiento volumétrico (-8.38%).

Desde el punto de vista del rendimiento indicado, la diferencia entre ambos casos es que incorporar RFR_{des} supone un gasto extra de energía para introducir la masa de nuevo en el cilindro, es decir, la masa que acaba de salir debe vencer las pérdidas de presión de la válvula de descarga y volver a entrar en el cilindro. Es por ello que en este caso el rendimiento indicado se vea perjudicado (-0.48%).

	Propano				
	1.3.Sin RFR ni FPC	Sin RFR ni FPC y $V_m \times 2$	Sin FPC y sin RFRsuc (+RFRdes)		
η	0.644	-0.31%	0.642	-1.24%	0.636
η_v	0.859	-6.44%	0.804	-8.38%	0.787
η_i	0.84	0.30%	0.843	-0.48%	0.836
m, Kg/h	98.53	-6.45%	92.17	-8.39%	90.26
W_i , J	37.36	-6.98%	34.75	-8.00%	34.37
w_i , J/kg	64692	-0.17%	64583.13	0.65%	65112.05
f, s ⁻¹	47.41	0.36%	47.58	0.42%	47.61

Tabla 4.22. Comparación de los efectos V_m y RFR_{des} en Propano.

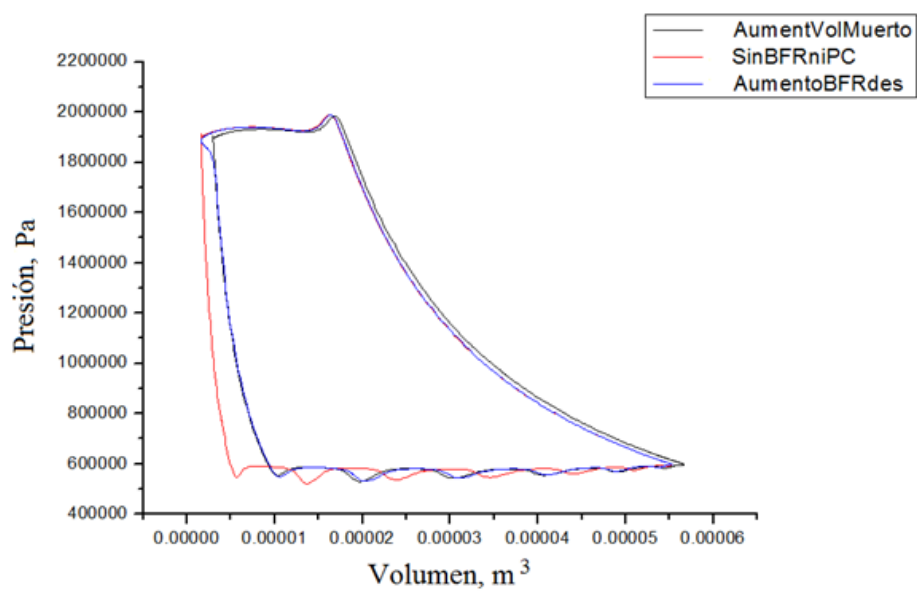


Figura 4.38. Diagrama PV comparativo de los efectos V_m y RFR_{des} en Propano.

4.4.7 Efecto de las condiciones de funcionamiento

Caso 14: Variación del recalentamiento externo

El recalentamiento externo al compresor, ya sea dentro o fuera del evaporador, se ha denominado *Rec*. Para saber si dicho *Rec* beneficia al *COP* de un sistema de refrigeración, no basta con conocer las propiedades termodinámicas del refrigerante, siendo necesario conocer la interacción con el compresor mediante la eficiencia. El efecto del *Rec* en la eficiencia del compresor y en su rendimiento volumétrico es un problema complejo que requiere de un modelo para poder analizarlo, ya que afecta a las diferentes pérdidas energéticas del interior del compresor. Se ha comparado el Caso Base con dos nuevos casos en los que se incrementa y se reduce el recalentamiento 10 K.

Caso 14.1: Se incrementa Rec

Se incrementa la temperatura del gas a la entrada del compresor de 19,05°C a 29,05°C, manteniendo su presión en 6 bares. Este cambio provoca una caída de la densidad antes de entrar al compresor de 12,28kg/m³ a 11,70kg/m³. En el caso del R407C, tanto los valores absolutos de densidad como las variaciones asociadas a cambios de temperatura duplican a los del Propano. En este caso se reduce de 24.12kg/m³ a 22.94 kg/m³. Veamos cómo afecta esto a las distintas pérdidas y rendimientos del compresor con ambos refrigerantes.

En el caso del Propano, el flujo másico trasegado se reduce un 5,4% de 85.6 kg/h a 81 kg/h y el trabajo indicado un 0,8% de 34,18 J a 33.9 J. Estas variaciones deberían provocar una caída del rendimiento indicado entorno al 4,3%, pero en este caso a diferencia de los demás casos estudiados, existe una variación en las condiciones de succión que lleva asociada un incremento de entalpía isoentrópica (Δh_{is} aumenta un 5,27%), lo que compensa el efecto del flujo másico y conlleva a un ligero incremento del η_i del 0,45%.

Para el caso del R407C, a pesar de trasegar el doble de flujo másico, su reducción es algo inferior a la del Propano (-4.48% de 168.35 kg/h a 160.81 kg/h). Esta reducción, a diferencia del Propano, no va acompañada de una caída en el trabajo indicado, el cual aumenta ligeramente. Por ello la variación del trabajo específico indicado acaba siendo muy similar a la del Propano (+4.73%). No obstante, el rendimiento indicado sufre un incremento mayor que en el Propano, lo cual se debe a que el incremento de Δh_{is} también lo es (+5.51%).

En el caso del Propano, la leve disminución de W_i se transmite íntegramente a W_{eje} , ya que las pérdidas mecánicas se han considerado constantes ($W_{eje} = W_i + Q_m$), provocando una disminución del par en el eje de un 0,65% ($M_{eje} = W_{eje}/2\pi$). Esta leve disminución del par apenas provoca cambios en los rendimientos eléctrico y mecánico (Figura 4.6). Por ello la variación en el par se traslada inalterada a la potencia eléctrica absorbida (-0,65%).

En el caso del R407C, a diferencia del Propano, el trabajo indicado aumenta ligeramente (+0.04%). Dado que los rendimientos mecánicos y eléctricos se mantienen constantes, esta diferencia se traslada inalterada a la potencia eléctrica absorbida (+0.04%).

	Propano				R407C		
	0.Caso Base		7.1.Sh ext +10K		0.Caso Base		7.1.Sh ext +10K
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	0.33%	0.607	η	0.600	0.83%	0.605
η_v	0.746	-0.63%	0.741	η_v	0.747	0.43%	0.750
η_i	0.795	0.44%	0.798	η_i	0.778	0.83%	0.785
η_m	0.859	-0.12%	0.858	η_m	0.879	0.00%	0.879
η_e	0.886	0.00%	0.886	η_e	0.877	0.00%	0.877
m , Kg/h	85.55	-5.32%	81.00	m , Kg/h	168.35	-4.48%	160.81
W_i , J	34.16	-0.77%	33.90	W_i , J	40.95	0.04%	40.97
w_i , J/kg	68472	4.80%	71762	w_i , J/kg	41310	4.73%	43265
FPC, %	4.97	3.62%	5.15	FPC, %	3.82	1.31%	3.87
RFR _{suc} , %	8.3	3.73%	8.61	RFR _{suc} , %	6.22	1.40%	6.31
RFR _{des} , %	1.31	71.60%	2.25	RFR _{des} , %	0.19	-17.19%	0.16
W_{abs} , W	2138	-0.65%	2124	W_{abs} , W	2506	0.04%	2507
Q_{el} , W	243.91	-0.88%	241.77	Q_{el} , W	307.80	0.10%	308.11
Q_m , W	267	0.00%	267.00	Q_m , W	267	0.00%	267.00
Q_{amb} , W	55.11	29.99%	71.64	Q_{amb} , W	73.33	26.02%	92.41
$\Delta P_{\text{v suc}}$, W	52.04	-2.88%	50.54	$\Delta P_{\text{v suc}}$, W	73.78	-2.30%	72.08
ΔP_{suc} , W	13.27	-3.54%	12.80	ΔP_{suc} , W	21.04	-2.99%	20.41
$\Delta P_{\text{v des}}$, W	42.09	-2.19%	41.17	$\Delta P_{\text{v des}}$, W	63.47	-2.74%	61.73
ΔP_{des} , W	48.88	0.51%	49.13	ΔP_{des} , W	56.28	0.69%	56.67
Q_{suc} , W	96.62	-6.23%	90.60	Q_{suc} , W	132.27	-6.62%	123.51
Q_{el} , %	11.41	-0.24%	11.38	Q_{el} , %	12.28	0.03%	12.29
Q_m , %	12.49	0.65%	12.57	Q_m , %	10.66	-0.06%	10.65
Q_{amb} , %	2.58	30.74%	3.37	Q_{amb} , %	2.93	25.93%	3.69
$\Delta P_{\text{v suc}}$, %	2.43	-2.10%	2.38	$\Delta P_{\text{v suc}}$, %	2.94	-2.34%	2.88
ΔP_{suc} , %	0.62	-2.74%	0.60	ΔP_{suc} , %	0.84	-3.10%	0.81
$\Delta P_{\text{v des}}$, %	1.97	-1.62%	1.94	$\Delta P_{\text{v des}}$, %	2.53	-2.80%	2.46
ΔP_{des} , %	2.29	1.00%	2.31	ΔP_{des} , %	2.25	0.62%	2.26
Q_{suc} , %	4.52	-5.64%	4.27	Q_{suc} , %	5.28	-6.69%	4.93
ΔT_{suc} , K	14.15	2.33%	14.48	ΔT_{suc} , K	16.00	4.31%	16.69
M_{eje} , Nm	6.33	-0.65%	6.29	M_{eje} , Nm	7.416	0.07%	7.421
$ \Delta \rho_{\text{suc}} $, kg/m ³	0.84	-9.52%	0.76	$ \Delta \rho_{\text{suc}} $, kg/m ³	1.96	-9.18%	1.78
Δh_{is} , J/kg	54431	5.27%	57301	Δh_{is} , J/kg	32153	5.60%	33955

Tabla 4.23. Efecto de incrementar el Rec 10K para el Propano y el R407C.

En cuanto a la eficiencia del compresor, se incrementa con el recalentamiento (+0.33% en el Propano y +0.83% en R407C). Este incremento viene provocado principalmente por el rendimiento indicado (+0.44% en Propano y +0.83% en R407C), ya que el mecánico y el eléctrico se mantienen prácticamente constantes.

Quedaría analizar cuáles han sido las causas de la reducción del flujo másico. Empecemos analizando el caso del Propano. Lo primero es darse cuenta de que la reducción del 5.32% del flujo másico no se debe totalmente a la reducción de la densidad a la entrada del compresor, 4,72%, interviniendo aquí el rendimiento volumétrico con una caída del 0,63%. ¿A qué se debe esta caída? Si se analiza la variación de temperatura y densidad del fluido entre la entrada al compresor y la entrada al cilindro, ΔT_{suc} y $\Delta \rho_{suc}$, se observa que aunque ΔT_{suc} , se incrementa un 2,33% al haber aumentado el *Rec* (contrario a lo observado por Cooper con R12 [39]), $\Delta \rho_{suc}$ se reduce un 9,52%. Esta reducción se debe tanto a la reducción de la caída de presión, ΔP_{suc} , como a la menor sensibilidad de la densidad con el aumento de temperatura del gas.

Esta reducción es, según Macintire y Hutchinson [41], la causa principal de la variación del rendimiento volumétrico con el *Rec*, lo cual no se observa en este caso, ya que si así fuera el rendimiento volumétrico debería haber aumentado (ha disminuido un 0,62%). En este caso el otro efecto indicado por Macintire y Hutchinson (incremento de *FPC*) unido a la variación de *RFR* (sobre todo en la descarga, +72,13%), tienen un peso mayor que el de la densidad. La razón de este comportamiento está en la distribución de intercambio de temperaturas modelada para el interior del compresor, la cual no predice con suficiente exactitud el intercambio térmico en la succión.

En el caso del R407C, la reducción de la densidad a la entrada del compresor es de -4.89%, pero el flujo másico sólo se reduce -4.48%. La explicación está en que en este caso el efecto de $|\Delta \rho_{suc}|$ sí que tiene más peso que la variación de *FPC* y *RFR*, lo que sí concuerda con los resultados de Macintire y Hutchinson [41].

Caso 14.2: Se reduce Rec

Los resultados obtenidos al reducir la temperatura del gas a la entrada del compresor de 19,05°C a 9,05°C manteniendo su presión en 6 bares, reflejan una tendencia contraria a la observada en el caso 14.1. Es decir, la eficiencia cae para ambos refrigerantes (-0.5% en Propano y -1% en R407C) y el rendimiento volumétrico se incrementa en el Propano (+0.34%) y se reduce en el R407C (-0.61%).

Los rendimientos mecánicos y eléctricos tampoco se modifican apenas, lo que hace que el rendimiento indicado sea el principal factor de la caída de la eficiencia.

Al ser este un caso con *Rec* mínimo ($Rec=1.1K$), se debe tener presente que en el caso real entrarían en juego dos factores determinantes que el modelo no está considerando: el efecto del refrigerante disuelto en el aceite y las posibles condensaciones en el interior del cilindro. Estos dos efectos provocarían en este caso una reducción extra tanto de la eficiencia como del rendimiento volumétrico.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	7.2.Sh ext -10K			0.Caso Base	7.2.Sh ext -10K	
P_{evap} , bar	6.000	0.00%	6.000	P_{evap} , bar	6.026	0.00%	6.026
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07	T_{evap} , K	281.07	0.00%	281.07
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	0.00%	3.000	R_p	3.488	0.00%	3.488
η	0.605	-0.50%	0.602	η	0.600	-1.00%	0.594
η_v	0.746	0.34%	0.749	η_v	0.747	-0.61%	0.743
η_i	0.795	-0.62%	0.790	η_i	0.778	-0.89%	0.771
η_m	0.859	0.12%	0.860	η_m	0.879	-0.11%	0.878
η_e	0.886	0.00%	0.886	η_e	0.877	0.00%	0.877
m , Kg/h	85.55	5.80%	90.51	m , Kg/h	168.35	5.11%	176.95
W_i , J	34.16	0.55%	34.35	W_i , J	40.95	-0.37%	40.80
w_i , J/kg	68472	-5.02%	65038.10	w_i , J/kg	41310	-5.20%	39164
FPC, %	4.97	-3.22%	4.81	FPC, %	3.82	-1.05%	3.78
RFR _{suc} , %	8.3	-2.48%	8.09	RFR _{suc} , %	6.22	-0.69%	6.18
RFR _{des} , %	1.31	-60.84%	0.51	RFR _{des} , %	0.19	32.81%	0.26
W_{abs} , W	2138	0.37%	2146	W_{abs} , W	2506	-0.24%	2500
Q_{el} , W	243.91	0.54%	245.23	Q_{el} , W	307.80	-0.34%	306.75
Q_m , W	267	0.00%	267.00	Q_m , W	267	0.00%	267.00
Q_{amb} , W	55.11	-29.05%	39.10	Q_{amb} , W	73.33	-25.39%	54.71
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	2.98%	53.59	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	2.60%	75.70
ΔP_{suc} , W	13.27	3.84%	13.78	ΔP_{suc} , W	21.04	3.33%	21.74
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	2.28%	43.05	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	2.99%	65.37
ΔP_{des} , W	48.88	-1.33%	48.23	ΔP_{des} , W	56.28	-1.76%	55.29
Q_{suc} , W	96.62	6.22%	102.63	Q_{suc} , W	132.27	5.54%	139.60
Q_{el} , %	11.41	0.14%	11.43	Q_{el} , %	12.28	-0.13%	12.27
Q_m , %	12.49	-0.40%	12.44	Q_m , %	10.66	0.22%	10.68
Q_{amb} , %	2.58	-29.38%	1.82	Q_{amb} , %	2.93	-25.25%	2.19
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	2.76%	2.50	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	2.82%	3.03
ΔP_{suc} , %	0.62	3.55%	0.64	ΔP_{suc} , %	0.84	3.45%	0.87
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	1.83%	2.01	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	3.20%	2.61
ΔP_{des} , %	2.29	-1.88%	2.25	ΔP_{des} , %	2.25	-1.56%	2.21
Q_{suc} , %	4.52	5.80%	4.78	Q_{suc} , %	5.28	5.76%	5.58
ΔT_{suc} , K	14.15	-3.18%	13.70	ΔT_{suc} , K	16.00	-5.06%	15.19

Tabla 4.24. Efecto de reducir el Rec 10K para el Propano y el R407C

Caso 15: Variación de P_{evap}

Caso 15.1: Se incrementa P_{evap}

Con el objetivo de provocar idéntica variación en las condiciones de funcionamiento de ambos refrigerantes se ha considerado un aumento de T_{evap} de 6.19 K, lo que se corresponde con un aumento de 1 bar en Propano y de 1.16 bar en R407C.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	7.3. $\Delta P_{evap} +$			0.Caso Base	7.3. $\Delta P_{evap} +$	
Pevap, bar	6.000	16.67%	7.000	Pevap, bar	6.026	19.30%	7.189
Pcond, bar	18.000	0.00%	18.000	Pcond, bar	20.996	0.00%	20.996
Tevap, K	281.07	1.95%	286.55	Tevap, K	281.07	1.95%	286.55
Tcond, K	325.43	0.00%	325.43	Tcond, K	325.43	0.00%	325.43
Rp	3.000	-14.29%	2.571	Rp	3.488	-14.22%	2.992
η	0.605	0.00%	0.605	η	0.600	-0.50%	0.597
η_v	0.746	3.99%	0.776	η_v	0.747	3.97%	0.777
η_i	0.795	-0.36%	0.792	η_i	0.778	-0.61%	0.774
η_m	0.859	0.58%	0.864	η_m	0.879	0.68%	0.885
η_e	0.886	-0.23%	0.884	η_e	0.877	-0.57%	0.872
m, Kg/h	85.55	20.82%	103.36	m, Kg/h	168.35	23.68%	208.21
W_i , J	34.16	4.21%	35.60	W_i , J	40.95	6.73%	43.71
w_i , J/kg	68472	-13.94%	58923.66	w_i , J/kg	41310	-14.05%	35506.31
FPC, %	4.97	-13.48%	4.30	FPC, %	3.82	-13.87%	3.29
RFR _{suc} , %	8.3	-13.53%	7.18	RFR _{suc} , %	6.22	-20.95%	4.92
RFR _{des} , %	1.31	-33.82%	0.87	RFR _{des} , %	0.19	-4.69%	0.18
Wabs, W	2138	3.60%	2215	Wabs, W	2506	6.19%	2661
Q _{el} , W	243.91	5.05%	256.22	Q _{el} , W	307.80	10.72%	340.79
Q _m , W	267	0.00%	267.00	Q _m , W	267	0.00%	267.00
Q _{amb} , W	55.11	-2.21%	53.89	Q _{amb} , W	73.33	-4.23%	70.23
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	12.72%	58.66	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	13.58%	83.80
ΔP_{suc} , W	13.27	17.71%	15.62	ΔP_{suc} , W	21.04	20.44%	25.34
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	21.05%	50.95	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	28.38%	81.48
ΔP_{des} , W	48.88	37.23%	67.08	ΔP_{des} , W	56.28	42.73%	80.33
Q _{suc} , W	96.62	-13.11%	83.95	Q _{suc} , W	132.27	-9.47%	119.74
Q _{el} , %	11.41	1.36%	11.57	Q _{el} , %	12.28	4.25%	12.81
Q _m , %	12.49	-3.51%	12.05	Q _m , %	10.66	-5.83%	10.03
Q _{amb} , %	2.58	-5.74%	2.43	Q _{amb} , %	2.93	-9.84%	2.64
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	8.97%	2.65	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	6.96%	3.15
ΔP_{suc} , %	0.62	13.71%	0.71	ΔP_{suc} , %	0.84	13.33%	0.95
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	16.75%	2.30	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	20.88%	3.06
ΔP_{des} , %	2.29	32.23%	3.03	ΔP_{des} , %	2.25	34.42%	3.02
Q _{suc} , %	4.52	-16.17%	3.79	Q _{suc} , %	5.28	-14.76%	4.50
ΔT_{suc} , K	14.15	-18.30%	11.56	ΔT_{suc} , K	16.00	-18.31%	13.07

Tabla 4.25.

Efecto de incrementar la presión de evaporación en Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

En el caso del Propano, con el aumento de P_{evap} se reduce la relación de presiones R_p (-14.29%) así como las fugas (FPC -13,48%, RFR_{suc} -13,53%, RFR_{des} -33,82%) y el incremento de temperatura en la succión (-18,3%). Todo ello favorece un incremento del rendimiento volumétrico (+3.99%). Además, el incremento de la presión de evaporación lleva asociado una reducción del volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor. Ambos efectos, según la Ec.4.87 favorecen el aumento del flujo másico trasegado (+20,82%).

$$\dot{m} = \eta_v \frac{\dot{V}_{desp}}{v_1} \quad \text{Ec.4. 87}$$

El aumento del flujo másico trasegado provoca un incremento importante de las pérdidas de presión en el interior del compresor, principalmente en el conducto de descarga (+32,23%). Este efecto negativo se compensa ligeramente con la reducción del porcentaje de fugas y del incremento de temperatura en la succión comentados anteriormente, obteniendo finalmente tan sólo una ligera caída de η_i (-0,36%).

El aumento del trabajo indicado (+4.21%) provoca un incremento del par en el eje de 6,33 Nm a 6,56 Nm. Por una parte esto repercute en un aumento del rendimiento mecánico (+0,58%), ya que se han considerado pérdidas mecánicas constantes, y por otra parte en la reducción del rendimiento eléctrico (-0,23%), ya que la curva del motor eléctrico es descendente para esos valores de par (Figura 4.6). De esta forma, en este caso en particular, la caída de η_i (-0,36%) y de η_e (-0,23%) se ve compensada por el beneficio en η_m (+0,58%). Por esta razón la eficiencia apenas se ve modificada en este caso, resultado que se observa gráficamente en la Figura 4.39 al presentar un máximo centrado entre ambas presiones de evaporación ($P_{evap}=6$ bar y $P_{evap}=7$ bar).

Los resultados con R407C muestran un comportamiento semejante al del Propano tal y como refleja la Tabla 4.25. En el caso del R407C, el aumento de P_{evap} reduce la relación de presiones R_p (-14.22%) así como las fugas (notar que la reducción de RFR_{des} -4.69% es muy inferior a la ocurrida en el Propano) y el incremento de temperatura en la succión es semejante (-18,31%). En este caso el incremento del rendimiento volumétrico es (+3.97%). Además, el incremento de la presión de evaporación lleva asociado una reducción del volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor. Ambos efectos, según la ecuación Ec.4. 87 favorecen el aumento del flujo másico trasegado (+23.68%).

El aumento del flujo másico trasegado provoca un incremento importante de las pérdidas de presión en el interior del compresor, principalmente en el conducto de descarga (+34,42%). Este efecto negativo se ve compensado en menor medida que en el Propano por la reducción del porcentaje de fugas y del incremento de temperatura en la succión comentados anteriormente, obteniendo finalmente una caída del η_i superior al caso del Propano (-0,61%).

El aumento del trabajo indicado (+6.73%) provoca un incremento del par en el eje de 7,416 Nm a 7,861 Nm. Por una parte esto repercute en un aumento del rendimiento mecánico (+0,68%), ya que se han considerado pérdidas mecánicas constantes, y por otra parte en una reducción del rendimiento eléctrico que duplica a la obtenida con el Propano (-

0,57%), ya que al ser superior la diferencia de par también lo es la caída en la curva del motor eléctrico (Figura 4.6). De esta forma, en este caso en particular, la caída de η_i (-0,61%) y de η_e (-0,57%) supera al beneficio en η_m (+0,68%). Por esta razón la eficiencia sólo cae mínimamente (-0,5%), resultado que se observa gráficamente en la Figura 4.39 al presentar un máximo centrado entre ambas presiones de evaporación ($P_{evap}=6,026$ bar y $P_{evap}=7,026$ bar).

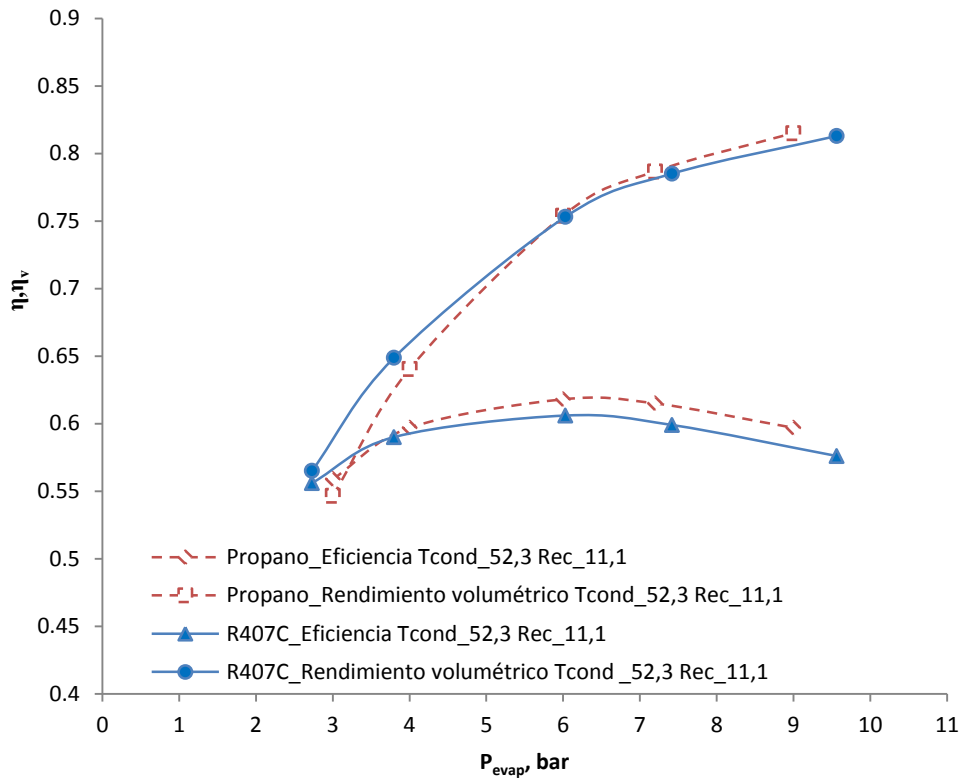


Figura 4.39. Eficiencia y rendimiento volumétrico del compresor vs. presión de evaporación para el Propano y el R407C con $T_{cond}=52,3^{\circ}\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^{\circ}\text{C}$

Aunque el propósito de este caso sea analizar el efecto de las condiciones de funcionamiento en las pérdidas del compresor, y no sea comparar rendimientos de ambos refrigerantes, se aprovecha la Figura 4.39 para advertir del desplazamiento hacia la derecha que sufren los puntos del R407C al trabajar con presiones de saturación mayores. Este desplazamiento es tanto más acusado conforme aumenta la presión de saturación, llegando a haber una diferencia de 0,57 bares para $T_{evap} = 22,88^{\circ}\text{C}$.

Es habitual utilizar la relación de presiones como eje de abscisas. En este caso el rendimiento volumétrico en ambos refrigerantes presenta una pendiente prácticamente constante, lo cual es indicativo de la relación directa e inversamente proporcional que existe entre el rendimiento volumétrico y la relación de presiones. No obstante, utilizar este

tipo de gráfico incrementa aún más el desplazamiento entre ambos refrigerantes comentado anteriormente, ya que éste aumenta conforme se incrementa tanto T_{evap} como T_{cond} (Figura 4.40), llegando a haber una diferencia de 1,7 puntos para las condiciones de $T_{evap} = -14,18^{\circ}\text{C}$ y $T_{cond} = 52,3^{\circ}\text{C}$ ($Rp_{Propano}=6$ y $Rp_{R407C}=7,7$).

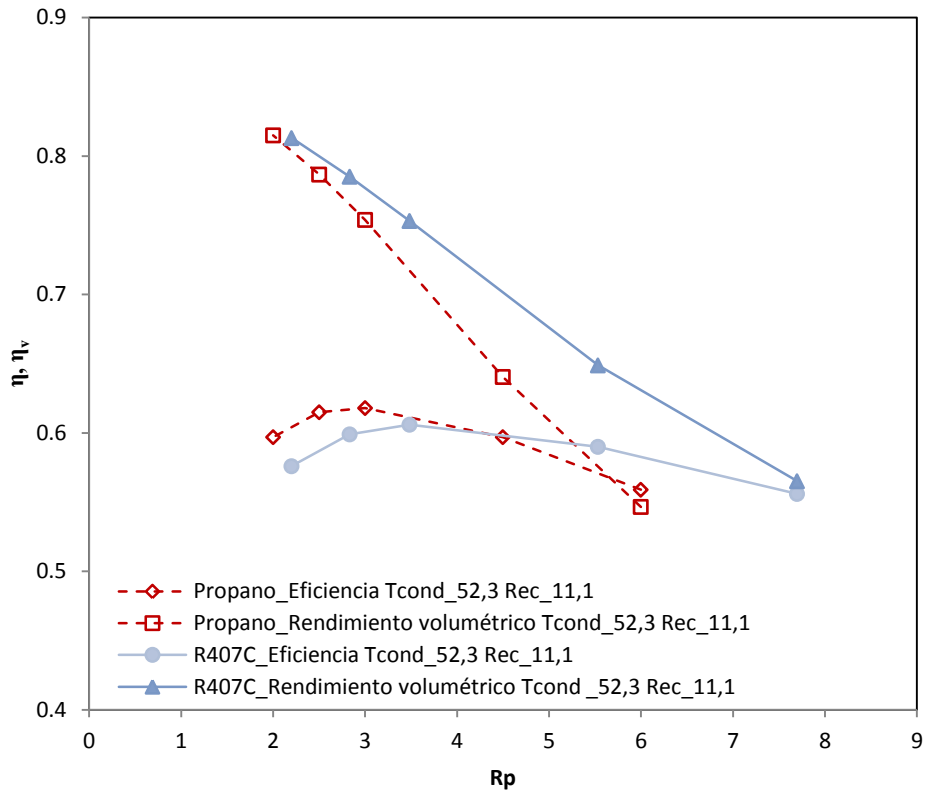


Figura 4.40. Eficiencia y rendimiento volumétrico del compresor vs. Relación de presiones para el Propano y el R407C con $T_{cond} = 52,3^{\circ}\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^{\circ}\text{C}$

Por esta razón se desaconseja comparar los rendimientos de dos refrigerantes en función de su relación de presiones y se propone comparar sus rendimientos en función de idénticas condiciones de funcionamiento (T_{evap} y T_{cond}), tal como se muestra en la Figura 4.41.

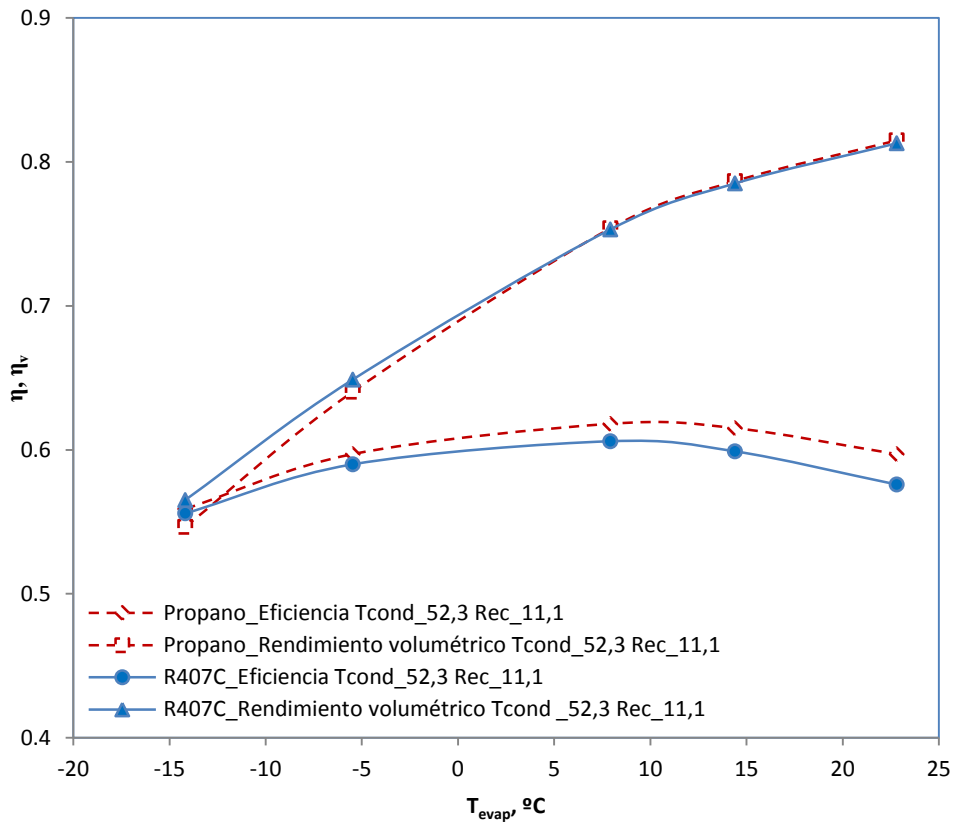


Figura 4.41. Eficiencia y rendimiento volumétrico del compresor vs. temperatura de evaporación para el Propano y el R407C con $T_{cond} = 52,3^\circ\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^\circ\text{C}$.

La Figura 4.41 describe para ambos refrigerantes los cambios en la eficiencia y en el rendimiento volumétrico del compresor respecto a la temperatura de evaporación manteniendo fija $T_{cond} = 52,3^\circ\text{C}$ y variando T_{evap} entre -14°C y $22,8^\circ\text{C}$. En ambos refrigerantes se observan tendencias muy semejantes, resaltando el cambio de pendiente en $T_{evap} = 10^\circ\text{C}$ tanto para el rendimiento volumétrico, siempre con pendiente positiva, como para la eficiencia, que presenta un máximo para dicha temperatura de evaporación. El estudio en profundidad de este comportamiento se realiza más adelante (Figura 4.42), y permitirá explicar los resultados experimentales obtenidos en el capítulo 5.

Caso 15.2: Se reduce P_{evap}

Con el objetivo de provocar idéntica variación en las condiciones de funcionamiento de ambos refrigerantes se ha considerado una reducción de T_{evap} de 5.47 K, lo que se corresponde con una reducción de -1 bar en Propano y de -1.13 bar en R407C (Tabla 4.26).

La reducción de P_{evap} (-1bar) provoca un aumento semejante de Rp en ambos refrigerantes (+20% en Propano y +19,92% en el R407C). Además en ambos refrigerantes se incrementan tanto las fugas FPC (+19,52% en Propano y +19.90 en R407C) como las RFR , destacando el incremento de RFR_{des} en el Propano (+53,59), lo cual conlleva a un empeoramiento del η_v (-6,47% en Propano y -6,02% en R407C), a la vez que aumenta el volumen específico a la entrada del compresor. Ambos efectos provocan la reducción del flujo másico trasegado (-21,57% en Propano y -23,28% en R407C).

Las pérdidas de presión se reducen considerablemente, principalmente en el conducto de descarga (-28,6% en Propano y -30.05% en R407C), no obstante, el importante efecto de las fugas comentado anteriormente se va a imponer reduciendo el η_i (-0,67% en Propano y -0,48% en R407C).

La reducción del par en el eje provoca la reducción del η_m (-1,16% en Propano y -1,37% en R407C) y un ligero aumento del η_e más favorable para el R407C (+0,34% en Propano y +0,68% en R407C). El producto de los tres rendimientos provoca que en este caso la eficiencia sí que se vea reducida (-1,49% en Propano y -1,17% en R407C).

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	7.4. ΔP_{evap} -			0.Caso Base	7.4. ΔP_{evap} -	
P_{evap} , bar	6.000	-16.67%	5.000	P_{evap} , bar	6.026	-18.74%	4.897
P_{cond} , bar	18.000	0.00%	18.000	P_{cond} , bar	20.996	0.00%	20.996
T_{evap} , K	281.07	-2.20%	274.88	T_{evap} , K	281.07	-2.20%	274.88
T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43	T_{cond} , K	325.43	0.00%	325.43
R_p	3.000	20.00%	3.6	R_p	3.488	23.07%	4.293
η	0.605	-1.49%	0.596	η	0.600	-1.17%	0.593
η_v	0.746	-6.47%	0.698	η_v	0.747	-6.02%	0.702
η_i	0.795	-0.67%	0.790	η_i	0.778	-0.48%	0.775
η_m	0.859	-1.16%	0.849	η_m	0.879	-1.37%	0.867
η_e	0.886	0.34%	0.889	η_e	0.877	0.68%	0.883
m , Kg/h	85.55	-21.57%	67.10	m , Kg/h	168.35	-23.28%	129.15
W_i , J	34.16	-8.05%	31.41	W_i , J	40.95	-10.17%	36.79
w_i , J/kg	68472	17.63%	80542.33	w_i , J/kg	41310	17.78%	48654.47
FPC, %	4.97	19.52%	5.94	FPC, %	3.82	19.90%	4.58
RFR _{suc} , %	8.3	38.53%	11.50	RFR _{suc} , %	6.22	42.19%	8.85
RFR _{des} , %	1.31	53.59%	2.01	RFR _{des} , %	0.19	14.58%	0.22
W_{abs} , W	2138	-6.97%	1989	W_{abs} , W	2506	-9.02%	2280
Q_{el} , W	243.91	-9.25%	221.34	Q_{el} , W	307.80	-13.30%	266.86
Q_m , W	267	0.00%	267.00	Q_m , W	267	0.00%	267.00
Q_{amb} , W	55.11	3.38%	56.97	Q_{amb} , W	73.33	7.27%	78.66
$\Delta P_{\text{v}_{\text{suc}}}$, W	52.04	-13.37%	45.08	$\Delta P_{\text{v}_{\text{suc}}}$, W	73.78	-14.43%	63.13
ΔP_{suc} , W	13.27	-17.63%	10.93	ΔP_{suc} , W	21.04	-20.06%	16.82
$\Delta P_{\text{v}_{\text{des}}}$, W	42.09	-21.07%	33.22	$\Delta P_{\text{v}_{\text{des}}}$, W	63.47	-26.17%	46.86
ΔP_{des} , W	48.88	-33.49%	32.51	ΔP_{des} , W	56.28	-36.34%	35.83
Q_{suc} , W	96.62	11.28%	107.52	Q_{suc} , W	132.27	9.19%	144.42
Q_{el} , %	11.41	-2.45%	11.13	Q_{el} , %	12.28	-4.72%	11.70
Q_m , %	12.49	7.49%	13.43	Q_m , %	10.66	9.90%	11.71
Q_{amb} , %	2.58	11.05%	2.87	Q_{amb} , %	2.93	17.87%	3.45
$\Delta P_{\text{v}_{\text{suc}}}$, %	2.43	-6.71%	2.27	$\Delta P_{\text{v}_{\text{suc}}}$, %	2.94	-5.94%	2.77
ΔP_{suc} , %	0.62	-11.45%	0.55	ΔP_{suc} , %	0.84	-12.14%	0.74
$\Delta P_{\text{v}_{\text{des}}}$, %	1.97	-15.18%	1.67	$\Delta P_{\text{v}_{\text{des}}}$, %	2.53	-18.87%	2.06
ΔP_{des} , %	2.29	-28.60%	1.64	ΔP_{des} , %	2.25	-30.05%	1.57
Q_{suc} , %	4.52	19.62%	5.41	Q_{suc} , %	5.28	19.98%	6.33
ΔT_{suc} , K	14.15	23.75%	17.51	ΔT_{suc} , K	16.00	26.94%	20.31

Tabla 4.26. Efecto de reducir la presión de evaporación en el Propano y en el R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

El análisis de los casos 15.1 y 15.2 nos indica que tanto la eficiencia como el η_v , no se ven afectados de igual modo para variaciones constantes en P_{evap} , ya que la variación en el peso de cada uno de los efectos no varía de forma constante conforme varía la presión de evaporación. Por esta razón se han ampliado los límites de análisis de la variación de P_{evap} , es decir se ha tratado de averiguar la influencia de la presión de evaporación en las pérdidas del compresor no sólo en puntos cercanos al Caso Base, sino en todo el rango de funcionamiento del compresor. Para ello se han realizado gráficos que incluyen tanto los rendimientos del compresor como sus pérdidas para distintas condiciones de evaporación (Figura 4.42).

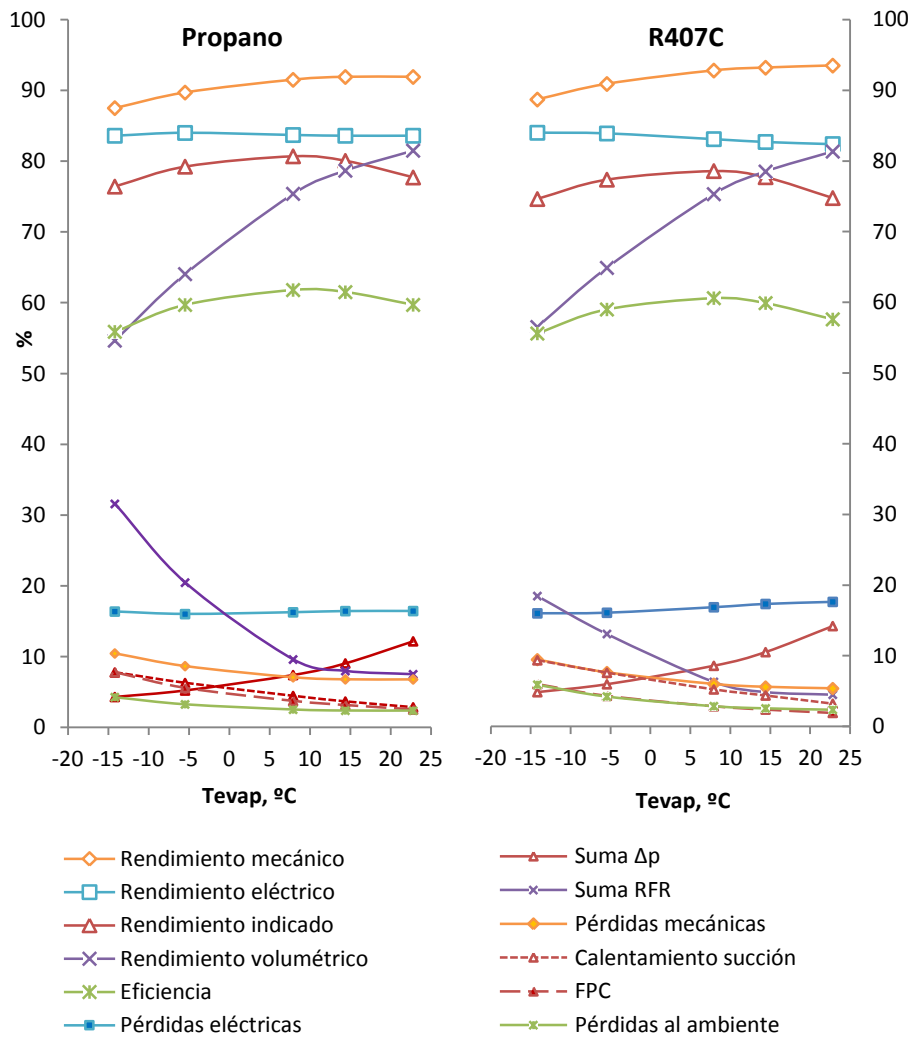


Figura 4.42. Relación entre las pérdidas del compresor y sus rendimientos con Propano y R407C para $T_{cond}=52,3^{\circ}\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^{\circ}\text{C}$.

La Figura 4.42 muestra el efecto que tienen las diferentes pérdidas en los rendimientos del compresor. Se han representado dichas pérdidas como fracciones de la potencia eléctrica absorbida (pérdidas eléctricas, mecánicas, calentamiento en la succión y suma de las pérdidas de presión del refrigerante al atravesar el compresor) y como fracciones del flujo másico trasegado (suma de los retornos de flujo en succión y descarga y fugas pistón-cilindro).

Si centramos nuestra atención en las curvas de la eficiencia, observamos un máximo en ambos refrigerantes cuya posición viene determinada principalmente por la curva del rendimiento indicado. Es decir, se plantea la hipótesis de que las causas que provocan la curvatura del rendimiento indicado provocan el máximo en la curva de eficiencia. De acuerdo con el análisis realizado en el caso 1 las fugas RFR apenas afectan al rendimiento indicado, ya que afectan proporcionalmente al trabajo indicado y al flujo másico. En cambio, según se vio en el caso 2, las fugas FPC sí que suponen una grave carga para el rendimiento indicado, ya que reducen el flujo másico pero no el trabajo indicado. En cuanto a las pérdidas energéticas que suponen las pérdidas de presión por la fricción del refrigerante a su paso por el interior del compresor, según se vio en los casos 4 y 5, también suponen un importante lastre para el rendimiento indicado, ya que aumentan el trabajo indicado pero mantienen el flujo másico trasegado. Si se representa la curva del rendimiento indicado junto a las pérdidas que según los casos estudiados son más significativas, se obtiene la Figura 4.43. En dicha figura se observa que a bajas temperaturas de evaporación las principales pérdidas que afectan al rendimiento indicado son las FPC y el calentamiento en la succión. En Propano ambas influyen a partes iguales, llegando a sumar un 15,5% de la potencia eléctrica absorbida por el compresor para $T_{evap} = -14,18^{\circ}\text{C}$. Ambas pérdidas decrecen conforme se aumenta la temperatura de evaporación, llegando a reducirse a la tercera parte al llegar a $T_{evap} = 22,8^{\circ}\text{C}$. En el caso del R407C, se observa una evolución semejante de ambas pérdidas, es decir, menores conforme aumenta la temperatura de evaporación. No obstante, el R407C presenta mayores pérdidas debidas al calentamiento en la succión, a la vez que un menor efecto de las FPC. En cuanto a las pérdidas de presión, el R407C sufre mayores pérdidas debido a su elevada densidad en comparación con el Propano. Dichas pérdidas se incrementan con la temperatura de evaporación debido al incremento del flujo másico trasegado, en el caso del Propano del 4,3% al 12,16% y en el caso del R407C del 4,86% al 14,2%. El punto de corte de ambas curvas determina la temperatura de evaporación para la cual las pérdidas serán mínimas, es decir, el punto de máximo rendimiento indicado y de máxima eficiencia.

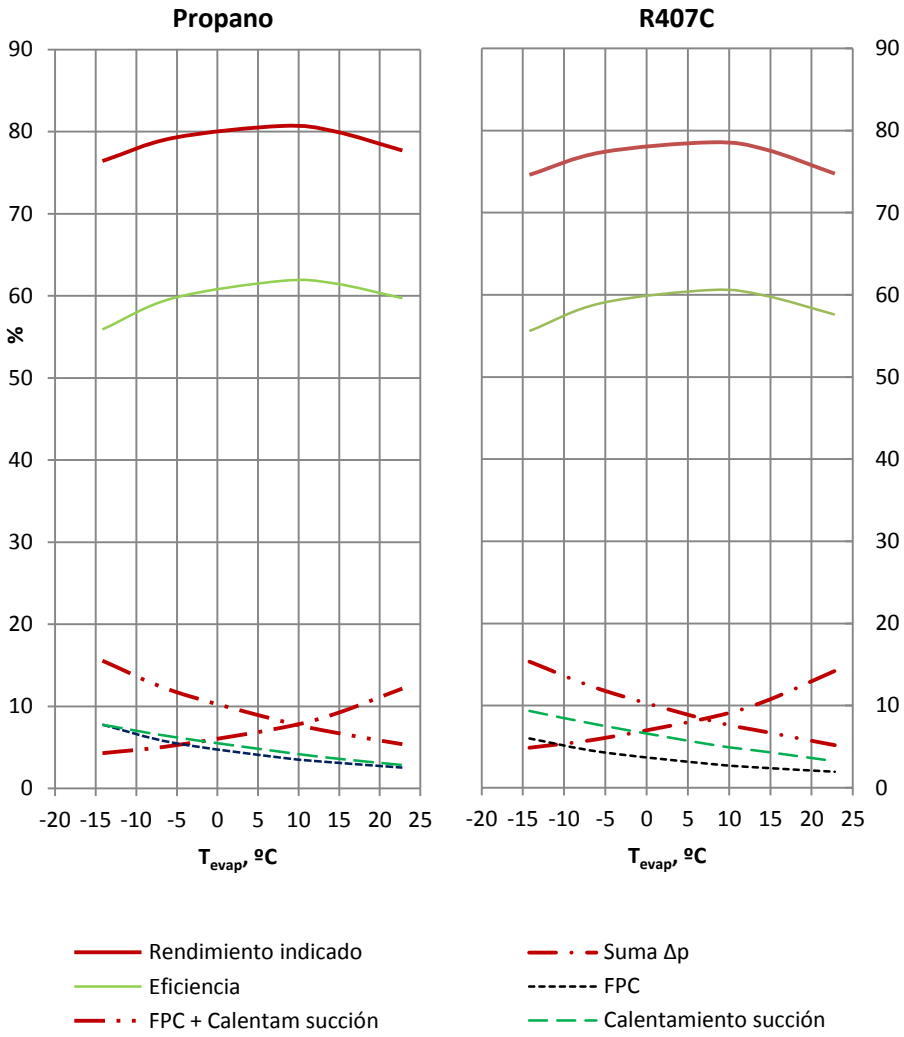


Figura 4.43. Impacto de pérdidas del compresor en su rendimiento indicado con Propano y R407C para $T_{cond}=52,3^{\circ}\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^{\circ}\text{C}$.

Al analizar el rendimiento volumétrico (Figura 4.44), sorprende el cambio de pendiente que sufre su curva exactamente en el punto de máxima eficiencia de la figura anterior. Es un resultado interesante, ya que este cambio de pendiente se debe en este caso al cambio brusco de pendiente de las fugas *RFR*, las cuales no habían influido en la posición del punto de máxima eficiencia. Dicho cambio brusco de pendiente se debe al propio diseño de las válvulas y deja de manifiesto la sensibilidad del rendimiento volumétrico ante estas pérdidas.

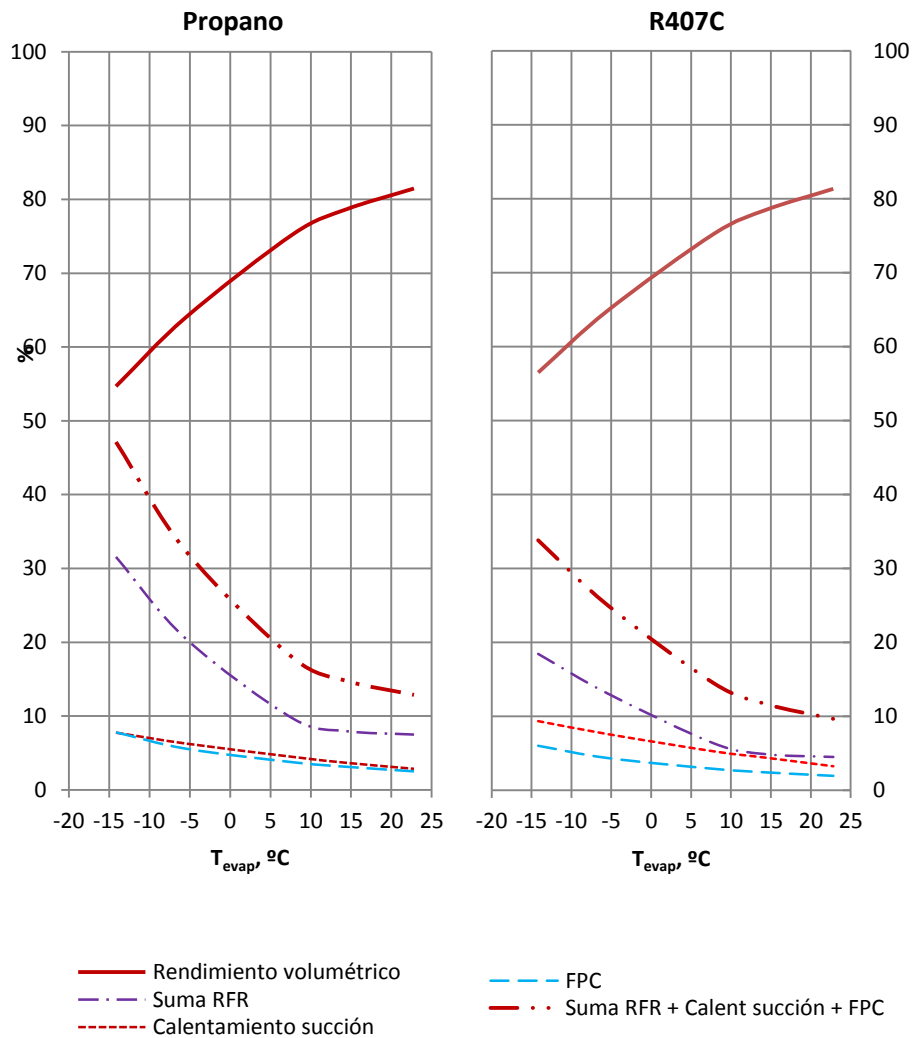


Figura 4.44. Relación entre las pérdidas del compresor y sus rendimientos con Propano y R407C para $T_{cond}=52,3^{\circ}\text{C}$ y T_{evap} de -14°C a $22,8^{\circ}\text{C}$.

Al comparar el rendimiento volumétrico de ambos refrigerantes, se observan valores muy semejantes para altas temperaturas de evaporación pero cierto descolgamiento del Propano para bajas (Figura 4.41). Dicha caída se debe a las elevadas fugas *RFR* (Figura 4.44), que llegan a suponer el 31,5% del flujo másico trasegado para $-14,18^{\circ}\text{C}$, frente al 18,5% en el R407C. Esta diferencia es debida a que la dinámica de las válvulas está optimizada para R407C y no para Propano.

Caso 16: Variación de P_{cond}

Caso 16.1: Se incrementa P_{cond}

Con el objetivo de provocar idéntica variación en las condiciones de funcionamiento de ambos refrigerantes se ha considerado un aumento de T_{cond} de 2.54 K, lo que se corresponde con un aumento de 1 bar en Propano y de 1.33 bar en R407C (Tabla 4.27).

Las variaciones de P_{cond} tienen mucha menos repercusión sobre el flujo másico que las variaciones de P_{evap} . La principal diferencia respecto a variar P_{evap} es que la variación de P_{cond} no afecta a v_1 . No obstante, incrementar P_{cond} reduce también el flujo másico debido principalmente a la reducción del volumen succionado y al aumento global de las fugas. Hay que tener en cuenta además, otros efectos que entran en juego en menor medida, como son el ligero incremento de ΔT_{suc} debido en parte a mayores temperaturas de descarga, y la leve reducción del régimen de giro, favoreciendo ambas la reducción del flujo másico.

Visto desde el punto de vista del rendimiento volumétrico, el incremento de P_{cond} se traduce en una reducción de las tres componentes del rendimiento volumétrico ($\eta_{v,c}$, $\eta_{v,v}$ y $\eta_{v,f}$) lo que acaba repercutiendo negativamente en el rendimiento volumétrico (-0,67% en Propano y -1.69% en R407C).

La reducción del flujo másico no va acompañada en este caso de una reducción del trabajo indicado, es decir, el pistón va a tener que realizar un trabajo extra (+4.11% en Propano y +3.27% en R407C) aunque el flujo másico decrezca. Obviamente esto se traduce en un incremento del trabajo específico indicado (+4.57% en Propano y +4.84% en R407C), pero debido al importante incremento de w_{is} (+4.89% tanto en Propano como en R407C) el rendimiento indicado aumenta ligeramente (+0.30% en Propano y +0.05% en R407C).

Por otra parte, el aumento del trabajo indicado provoca que aumente el par en el eje y que por ello aumente el η_m (+0,58% en Propano y +0.4% en R407C) y se reduzca el η_e (-0,23% tanto en Propano como en R407C), con lo que finalmente la eficiencia aumenta ligeramente (+0,66% en Propano y +0.17% en R407C).

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	7.5. $\Delta P_{\text{cond}} +$			0.Caso Base	7.5. $\Delta P_{\text{cond}} +$	
Pevap, bar	6.000	0.00%	6.000	Pevap, bar	6.026	0.00%	6.026
Pcond, bar	18.000	5.56%	19.000	Pcond, bar	20.996	6.22%	22.331
Tevap, K	281.07	0.00%	281.07	Tevap, K	281.07	0.00%	281.07
Tcond, K	325.43	0.78%	327.97	Tcond, K	325.43	0.78%	327.97
Rp	3.000	5.56%	3.167	Rp	3.488	6.24%	3.706
η	0.605	0.66%	0.609	η	0.600	0.17%	0.601
η_v	0.746	-0.67%	0.741	η_v	0.747	-1.69%	0.735
η_i	0.795	0.30%	0.797	η_i	0.778	0.05%	0.779
η_m	0.859	0.58%	0.864	η_m	0.879	0.34%	0.882
η_e	0.886	-0.23%	0.884	η_e	0.877	-0.23%	0.875
m, Kg/h	85.55	-0.67%	84.98	m, Kg/h	168.35	-1.69%	165.51
W_i , J	34.16	4.11%	35.56	W_i , J	40.95	3.27%	42.29
w_i , J/kg	68472	4.57%	71603	w_i , J/kg	41310	4.84%	43309
FPC, %	4.97	4.02%	5.17	FPC, %	3.82	6.54%	4.07
RFR _{suc} , %	8.3	0.43%	8.34	RFR _{suc} , %	6.22	4.21%	6.49
RFR _{des} , %	1.31	-42.90%	0.75	RFR _{des} , %	0.19	27.08%	0.24
Wabs, W	2138	3.51%	2213	Wabs, W	2506	2.95%	2580
Q _{el} , W	243.91	4.87%	255.78	Q _{el} , W	307.80	4.92%	322.93
Q _m , W	267	0.00%	267.00	Q _m , W	267	0.00%	267.00
Q _{amb} , W	55.11	5.90%	58.36	Q _{amb} , W	73.33	6.23%	77.90
$\Delta P_{v_{\text{suc}}}$, W	52.04	-0.60%	51.73	$\Delta P_{v_{\text{suc}}}$, W	73.78	-1.10%	72.97
ΔP_{suc} , W	13.27	-0.75%	13.17	ΔP_{suc} , W	21.04	-1.33%	20.76
$\Delta P_{v_{\text{des}}}$, W	42.09	-3.61%	40.57	$\Delta P_{v_{\text{des}}}$, W	63.47	-4.76%	60.45
ΔP_{des} , W	48.88	-6.87%	45.52	ΔP_{des} , W	56.28	-7.92%	51.82
Q _{suc} , W	96.62	9.12%	105.43	Q _{suc} , W	132.27	8.20%	143.12
Q _{el} , %	11.41	1.31%	11.56	Q _{el} , %	12.28	1.90%	12.52
Q _m , %	12.49	-3.39%	12.07	Q _m , %	10.66	-2.86%	10.35
Q _{amb} , %	2.58	2.21%	2.64	Q _{amb} , %	2.93	3.18%	3.02
$\Delta P_{v_{\text{suc}}}$, %	2.43	-3.79%	2.34	$\Delta P_{v_{\text{suc}}}$, %	2.94	-3.94%	2.83
ΔP_{suc} , %	0.62	-4.03%	0.60	ΔP_{suc} , %	0.84	-4.17%	0.81
$\Delta P_{v_{\text{des}}}$, %	1.97	-6.90%	1.83	$\Delta P_{v_{\text{des}}}$, %	2.53	-7.50%	2.34
ΔP_{des} , %	2.29	-10.17%	2.06	ΔP_{des} , %	2.25	-10.55%	2.01
Q _{suc} , %	4.52	5.42%	4.77	Q _{suc} , %	5.28	5.10%	5.55
ΔT_{suc} , K	14.15	3.75%	14.68	ΔT_{suc} , K	16.00	4.94%	16.79
f, s ⁻¹	47.619	-0.19%	47.528	f, s ⁻¹	47.17	-0.20%	47.078
w_{is} , J/kg	54432	4.89%	57093	w_{is} , J/kg	321531	4.89%	33727

Tabla 4.27. Efecto de incrementar la presión de condensación en Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base

Caso 16.2: Se reduce P_{cond}

Con el objetivo de provocar idéntica variación en las condiciones de funcionamiento de ambos refrigerantes se ha considerado una reducción de T_{cond} de 2.643 K, lo que se corresponde con una reducción de -1 bar en Propano y de -1.35 bar en R407C.

	Propano				R407C		
	0.Caso Base	7.6. ΔP_{cond} -			0.Caso Base	7.6. ΔP_{cond} -	
Pevap, bar	6.000	0.00%	6.000	Pevap, bar	6.026	0.00%	6.026
Pcond, bar	18.00	-5.56%	17.000	Pcond, bar	20.996	-6.43%	19.670
Tevap, K	281.07	0.00%	281.07	Tevap, K	281.07	0.00%	281.07
Tcond, K	325.43	-0.81%	322.79	Tcond, K	325.43	-0.81%	322.79
Rp	3.000	-5.56%	2.833	Rp	3.488	-6.42%	3.264
η	0.605	-0.83%	0.600	η	0.600	-0.67%	0.596
η_v	0.746	0.63%	0.751	η_v	0.747	1.66%	0.760
η_i	0.795	-0.37%	0.792	η_i	0.778	-0.44%	0.775
η_m	0.859	-0.58%	0.854	η_m	0.879	-0.46%	0.875
η_e	0.886	0.11%	0.887	η_e	0.877	0.23%	0.879
m, Kg/h	85.55	0.64%	86.10	m, Kg/h	168.35	1.66%	171.15
W_i , J	34.16	-4.35%	32.67	W_i , J	40.95	-3.70%	39.44
w_i , J/kg	68472	-4.81%	65181	w_i , J/kg	41310	-5.07%	39215
FPC, %	4.97	-4.02%	4.77	FPC, %	3.82	-6.54%	3.57
RFR _{suc} , %	8.3	-0.52%	8.26	RFR _{suc} , %	6.22	-2.94%	6.04
RFR _{des} , %	1.31	47.10%	1.93	RFR _{des} , %	0.19	-23.96%	0.15
Wabs, W	2138	-3.74%	2058	Wabs, W	2506	-3.27%	2424
Q_{el} , W	243.91	-5.04%	231.62	Q_{el} , W	307.80	-5.08%	292.17
Q_m , W	267	0.00%	267.00	Q_m , W	267	0.00%	267.00
Q_{amb} , W	55.11	-5.95%	51.83	Q_{amb} , W	73.33	-6.42%	68.62
$\Delta P_{v_{suc}}$, W	52.04	0.40%	52.25	$\Delta P_{v_{suc}}$, W	73.78	1.22%	74.68
ΔP_{suc} , W	13.27	0.60%	13.35	ΔP_{suc} , W	21.04	1.33%	21.32
$\Delta P_{v_{des}}$, W	42.09	3.80%	43.69	$\Delta P_{v_{des}}$, W	63.47	5.10%	66.71
ΔP_{des} , W	48.88	7.43%	52.51	ΔP_{des} , W	56.28	8.21%	60.90
Q_{suc} , W	96.62	-9.14%	87.79	Q_{suc} , W	132.27	-9.53%	119.66
Q_{el} , %	11.41	-1.34%	11.26	Q_{el} , %	12.28	-1.88%	12.05
Q_m , %	12.49	3.89%	12.98	Q_m , %	10.66	3.37%	11.01
Q_{amb} , %	2.58	-2.36%	2.52	Q_{amb} , %	2.93	-3.28%	2.83
$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.43	4.49%	2.54	$\Delta P_{v_{suc}}$, %	2.94	4.65%	3.08
ΔP_{suc} , %	0.62	4.68%	0.65	ΔP_{suc} , %	0.84	4.76%	0.88
$\Delta P_{v_{des}}$, %	1.97	7.77%	2.12	$\Delta P_{v_{des}}$, %	2.53	8.65%	2.75
ΔP_{des} , %	2.29	11.44%	2.55	ΔP_{des} , %	2.25	11.84%	2.51
Q_{suc} , %	4.52	-5.60%	4.27	Q_{suc} , %	5.28	-6.50%	4.94
ΔT_{suc} , K	14.15	-3.67%	13.63	ΔT_{suc} , K	16.00	-5.25%	15.16

Tabla 4.28. Efecto de reducir la presión de condensación en Propano y R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base

Al comparar la Tabla 4.28 con la Tabla 4.27 se observa que al igual que ocurría al variar P_{evap} , variaciones constantes de P_{cond} no van asociadas a variaciones constantes del peso de los efectos que influyen en los distintos rendimientos. Es por ello que en este caso también se haya ampliado el estudio a todo el rango de funcionamiento. Para ello se han realizado gráficos que incluyen tanto los rendimientos del compresor como sus pérdidas para distintas condiciones de condensación (Figura 4.45). Se han representado dichas pérdidas como fracciones de la potencia eléctrica absorbida (pérdidas eléctricas, mecánicas, calentamiento en la succión y suma de las pérdidas de presión del refrigerante al atravesar el compresor) y como fracciones del flujo másico trasegado (suma de los retornos de flujo en succión y descarga y fugas pistón-cilindro).

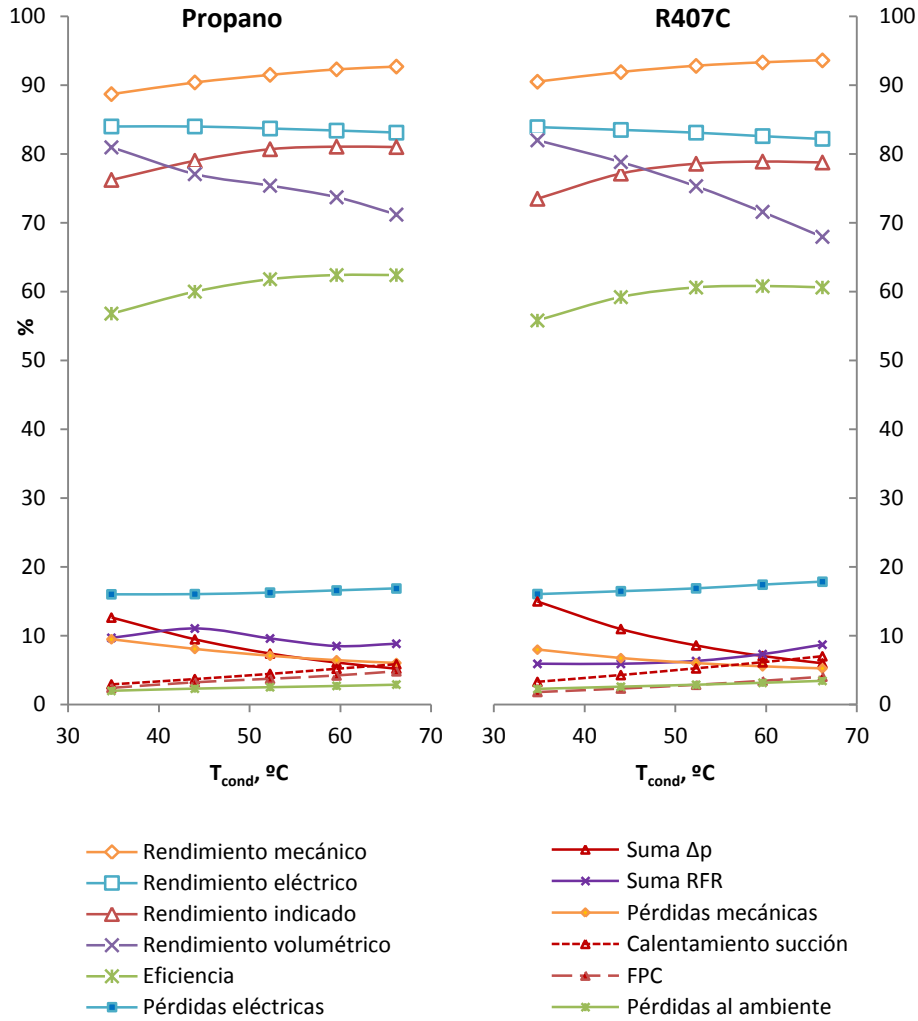


Figura 4.45. Relación entre las pérdidas del compresor y sus rendimientos con Propano y R407C para $T_{evap} = 7.92^{\circ}\text{C}$ y T_{cond} entre 34.8°C y 66.2°C .

La tendencia creciente del rendimiento mecánico se debe al incremento del par en el eje provocado por el aumento del trabajo indicado conforme aumenta T_{cond} . Dicho aumento del par en el eje provoca a su vez la tendencia decreciente del rendimiento eléctrico.

Si se observan las curvas de eficiencia de la Figura 4.45, se aprecia que se incrementan inicialmente hasta llegar a un máximo (0.624 en Propano y 0.608 en R407C). En la franja de valores de Par estimados, el rendimiento mecánico y el eléctrico sufren tendencias contrarias con el aumento de T_{cond} , lo cual explica que sea el rendimiento indicado el que determina la forma de la eficiencia. Es por ello que para explicar la tendencia de la eficiencia se va a analizar la tendencia del rendimiento indicado.

En la Figura 4.46 se ha representado la curva del rendimiento indicado junto a las de los trabajos específicos de los cuales depende (w_{is} y w_i). Las características de la recta w_{is} vienen determinadas por las propiedades termodinámicas del refrigerante, es decir, existe un aumento de entalpía específica proporcional al aumento de temperatura de condensación. En cuanto a la recta w_i , su pendiente creciente se debe no sólo a la reducción del flujo másico sino también al incremento del trabajo indicado. En dicha figura se observa que tanto w_i como w_{is} ofrecen una pendiente prácticamente constante frente a T_{cond} , lo cual explica la forma de la curva del rendimiento indicado, es decir inicialmente creciente y con tendencia a alcanzar un máximo. Dicha forma puede entenderse si se piensa que las pérdidas de presión en la succión y en las válvulas hacen más mella en el trabajo indicado cuanto menor sea el tamaño del diagrama indicador. Es decir, si T_{cond} es pequeña, se notará más el efecto de las pérdidas de presión en el trabajo indicado.

Como se verá en el Capítulo 5, los resultados experimentales muestran el máximo un poco más marcado, con lo que la eficiencia finalmente decrece al aumentar T_{cond} , siendo la principal hipótesis que la pendiente del calentamiento en la succión es en realidad mayor que la reflejada por el modelo en la Figura 4.46.

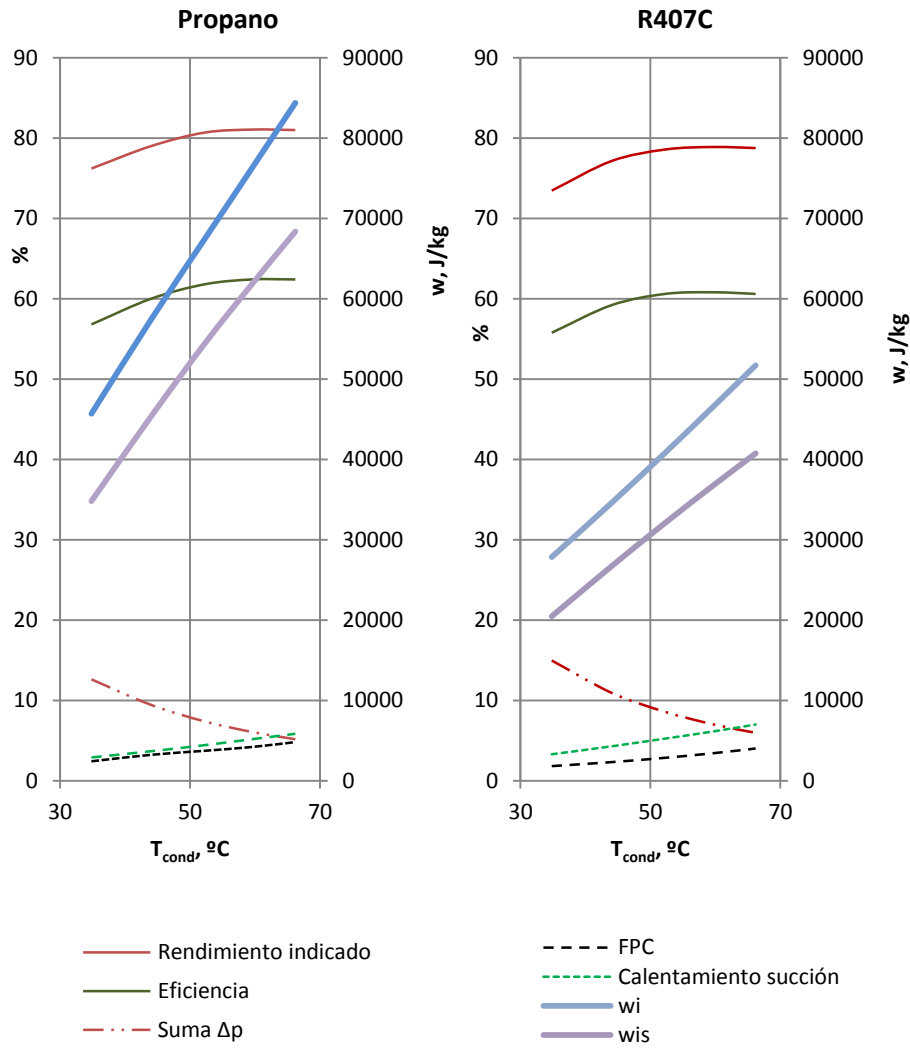


Figura 4.46. Impacto de pérdidas del compresor en su rendimiento indicado con Propano y R407C para $T_{evap} = 7.92^{\circ}\text{C}$ y T_{cond} entre 34.8°C y 66.2°C

Al analizar el rendimiento volumétrico (Figura 4.47) se observa que éste sí que ofrece una caída proporcional al incremento de T_{cond} , lo que indica que el flujo másico decrece proporcionalmente al incremento de T_{cond} por las razones comentadas en el caso anterior. En general las pérdidas que le afectan cobran mayor importancia con el aumento de T_{cond} , excepto las *RFR* cuyo valor depende de la dinámica de las válvulas y no presentan un comportamiento lineal. Dicho comportamiento provoca cierto amortiguamiento en la caída del Propano.

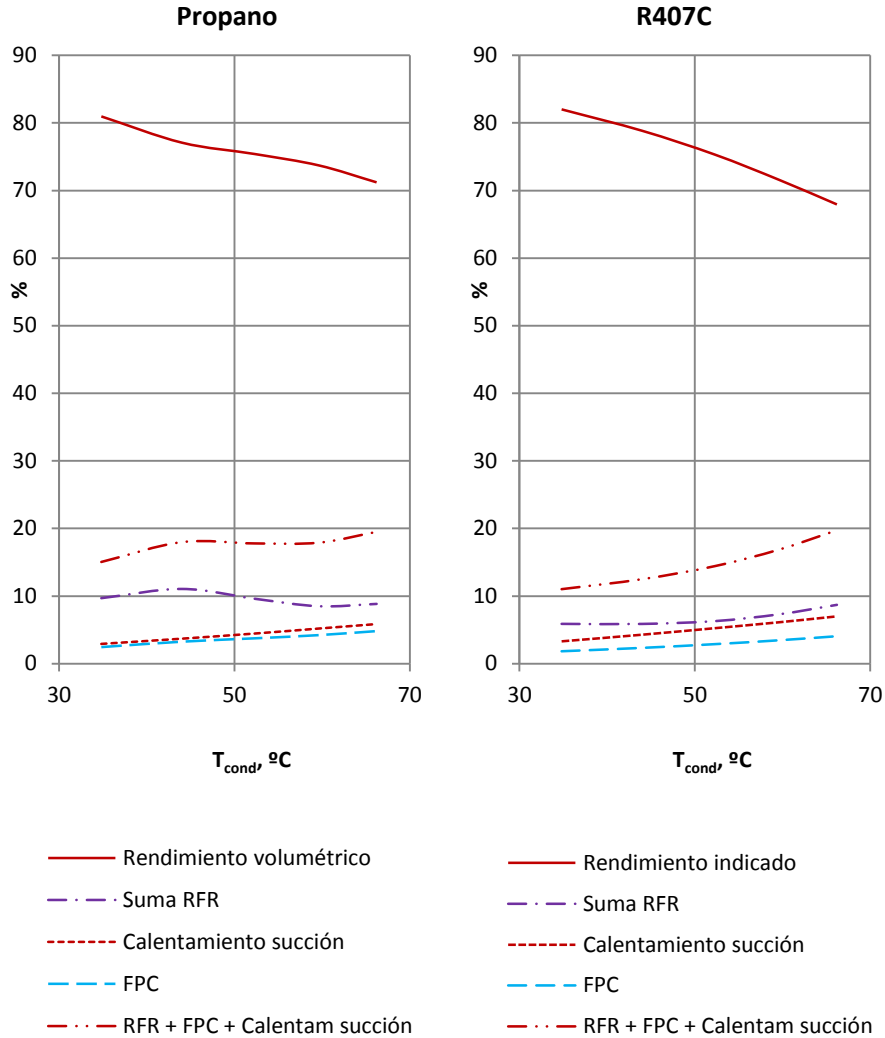


Figura 4.47. Impacto de pérdidas del compresor en su rendimiento volumétrico con Propano y R407C para $T_{evap}=7.92^{\circ}\text{C}$ y T_{cond} entre 34.8°C y 66.2°C

4.4.8 Efecto de las pérdidas en las condiciones de funcionamiento.

En este punto se pretende añadir al análisis teórico el efecto de las pérdidas en distintas condiciones de funcionamiento, siendo el objetivo tratar de determinar cuáles son las pérdidas más relevantes en cada condición. Para ello se parte de una Serie Base ($P_{cond} = 52.29^\circ\text{C bar}$, P_{evap} entre -14.18°C y 14.42°C) y se realizan modificaciones en el diseño del compresor para eliminar diferentes pérdidas.

Caso 17: Efecto de las condiciones de funcionamiento en FPC.

En la Figura 4.48 se compara la Serie Base con la serie que resulta de eliminar las fugas pistón-cilindro en el compresor.

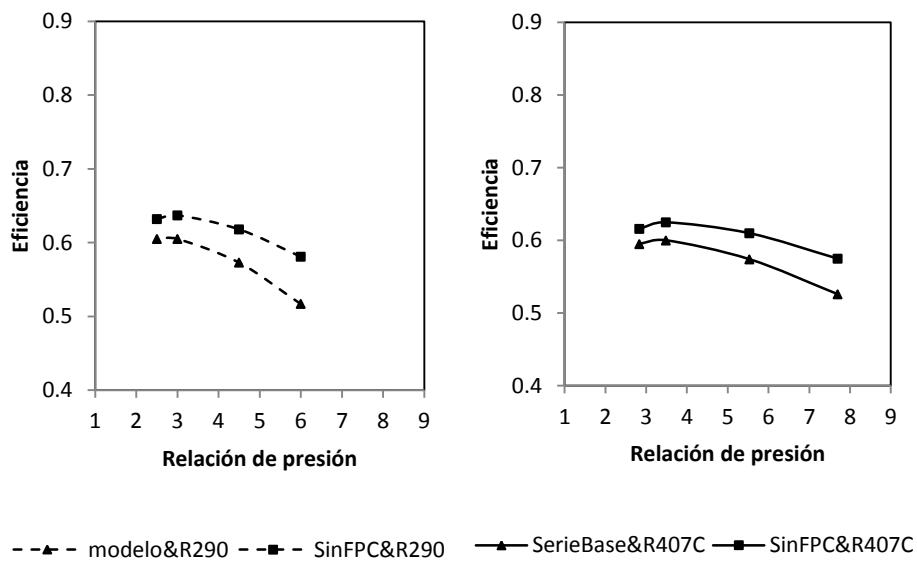


Figura 4.48. Efecto de FPC en una serie de puntos con T_{cond} constante (52.29°C) y T_{evap} variable (entre -14.18°C y 14.42°C).

Al eliminar las fugas pistón-cilindro la eficiencia se incrementa tanto a bajas como a altas relaciones de presión, pero sobretodo a altas donde llega a aumentar $+12.4\%$ en Propano y $+9.3\%$ en R407C.

Caso 18: Efecto de las condiciones de funcionamiento en *RFR*.

En este caso se compara la Serie Base con la serie que resulta de eliminar los reflujos *RFR* en las válvulas del compresor (Figura 4.49).

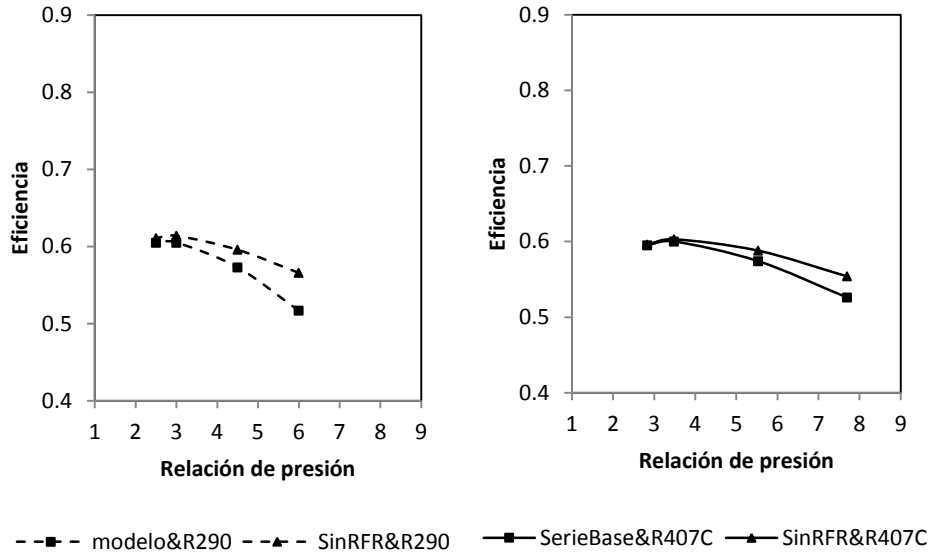


Figura 4.49. Efecto de *RFR* en una serie de puntos con T_{cond} constante (52.29°C) y T_{evap} variable (entre 14.18 °C y 14.42 °C)

Al eliminar los reflujos *RFR* en las válvulas la eficiencia se incrementa tan sólo a altas relaciones de presión, llegando a suponer su eliminación un incremento de eficiencia de +9.47% en Propano y +5.32% en R407C.

Caso 19: Efecto de las condiciones de funcionamiento en las pérdidas de presión.

En este caso se han eliminado tanto las pérdidas de presión en las válvulas como los reflujos RFR para así poderlo comparar con el caso anterior.

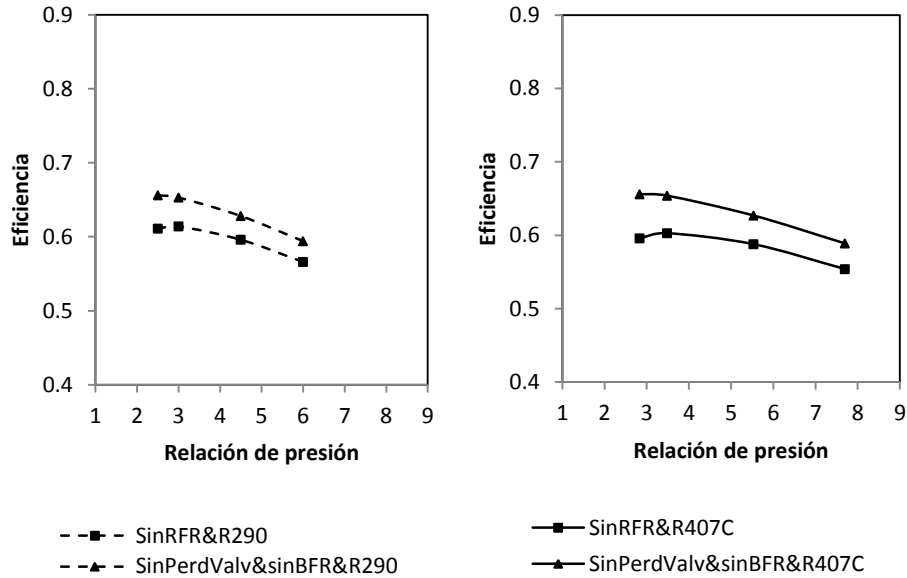


Figura 4.50. Efecto de las pérdidas de presión en las válvulas en una serie de puntos con T_{cond} constante (52.29°C) y T_{evap} variable (entre -14.18°C y 14.42°C)

Al eliminar las pérdidas de presión en las válvulas la eficiencia se incrementa en toda la serie, pero principalmente a bajas relaciones de presión donde llega a aumentar $+6.84\%$ en Propano y $+10.07\%$ en R407C.

El estudio de los casos 17, 18 y 19 confirma la hipótesis realizada en el caso 15, en la cual se determina que las fugas *FPC* y los reflujos *RFR* afectan principalmente a altas relaciones de presión y que las pérdidas de presión en las válvulas afectan principalmente a bajas relaciones de presión.

4.4.9 Resumen de las pérdidas energéticas

Efecto	Causa
Eliminar <i>RFR</i> apenas aumenta el η_i (afecta sobre todo a altas R_p)	Aumenta m debido a eliminar <i>RFR</i> y a incrementar el volumen succionado Aumenta W_i porque se adelanta la compresión y la expansión En altas R_p el aumento beneficioso de m supera al aumento perjudicial de W_i
Eliminar <i>RFR</i> aumenta el η_m y reduce el η_e	Aumenta W_i y por tanto $M_{eje} = W_i/2\pi + \dot{Q}_m/2\pi f$ <i>El primer término pesa entre el 80 y el 90%, por lo que es el que determina la variación de M_{eje}.</i>
Eliminar <i>RFR</i> aumenta el η_v	Aumenta m
Eliminar <i>FPC</i> aumenta el η_i (sobre todo a altas R_p)	Aumenta m porque se eliminan <i>FPC</i> , se reduce <i>RFR</i> y se reduce ΔT_{suc} No afecta al W_i porque la energía extra de compresión se recupera en la expansión. En altas R_p se dispara el aumento de m .
Eliminar <i>FPC</i> no afecta al η_m ni al η_e	No afecta a W_i y por tanto no afecta a M_{eje}
Eliminar <i>FPC</i> aumenta el η_v	Aumenta m
Eliminar <i>FPC</i> y <i>RFR</i> supone efectos aditivos	Coexisten las causas de ambos efectos
Eliminar ΔP aumenta el η_i (sobre todo a bajas R_p)	Aumenta m porque se facilita tanto la admisión como el escape. Se reduce W_i debido al recorte inferior y superior del diagrama indicador. A bajas R_p , los flujos máxicos son elevados, con lo que facilitar su paso a través de las válvulas reporta importantes incrementos en m . A bajas R_p , se reduce el tamaño del diagrama indicador, con lo que dichos recortes tienen más efecto sobre el trabajo indicado total.
Eliminar ΔP reduce el η_m y aumenta el η_e	Se reduce W_i y por tanto M_{eje}
Eliminar ΔP aumenta el η_v	Aumenta m
Eliminar Q_e aumenta el η_i	Aumenta m porque se reduce $ \Delta p_{suc} $ Apenas se modifica W_i , ya que las presiones en el interior del cilindro apenas se ven alteradas.
Eliminar Q_e aumenta el η_m	Le llega mayor potencia al eje (mayor M_{eje})
Eliminar Q_e aumenta el η_e	$\eta_e = 1$
Eliminar Q_e aumenta el η_v	Aumenta m

Efecto	Causa
Eliminar Q_m aumenta el η_i	Aumenta m porque se reduce $ \Delta\rho_{suc} $ Apenas se modifica W_i , ya que las presiones en el interior del cilindro apenas se ven alteradas
Eliminar Q_m aumenta el η_m	$\eta_m=1$
Eliminar Q_m aumenta el η_e	Se necesita menor par para mover el eje, M_{eje}
Eliminar Q_m aumenta el η_v	Aumenta m
Favorecer Q_{amb} aumenta el η_i	Aumenta m porque se reduce $ \Delta\rho_{suc} $ Apenas se modifica W_i , ya que las presiones en el interior del cilindro apenas se ven alteradas
Favorecer Q_{amb} no afecta al η_m ni al η_e	Apenas modifica W_i y por tanto M_{eje}
Favorecer Q_{amb} aumenta el η_v	Aumenta m
Eliminar Q_{cil} no afecta al η_i	El valor de Q_{cil} no es significativo (23W en Propano y 25W en R407C)
Eliminar Q_{cil} no afecta al η_m ni al η_e	Apenas modifica W_i y por tanto M_{eje}
Eliminar Q_{cil} no afecta al η_v	Apenas modifica m
Duplicar V_m no afecta a η_i	Reduce m porque se reduce el volumen succionado Se reduce W_i porque se reducen a la vez tanto el recorrido de succión del pistón como el recorrido de descarga.
Duplicar V_m reduce el η_m y aumenta el η_e	Reduce W_i y por tanto M_{eje}
Duplicar V_m reduce el η_v	Reduce m
Aumentar Rec aumenta el η_i	Reduce m porque se reduce $ \Delta\rho_{suc} $ Apenas reduce W_i . Aumenta Δh_{is} porque las líneas isoentrópicas disminuyen su pendiente conforme nos desplazamos hacia la derecha en el diagrama Ph.
Aumentar Rec no afecta al η_m ni al η_e	Apenas reduce W_i y por tanto M_{eje}
Aumentar Rec aumenta el η_v	Aunque se reduce m , se reduce también $ \Delta\rho_{suc} $
Aumentar P_{evap} no siempre aumenta el η_i	Existe un cruce de la línea de pérdidas por fugas y calentamiento en la succión con la de pérdidas de presión
Aumentar P_{evap} aumenta el η_m y reduce el η_e	Aumenta W_i y por tanto M_{eje}
Aumentar P_{evap} aumenta el η_v	Aumenta m (menor RFR , FPC , ΔT_{suc})
Aumentar P_{cond} aumenta el η_i (hasta un límite)	Menor efecto de las pérdidas de presión en W_i
Aumentar P_{cond} aumenta el η_m y reduce el η_e	Aumenta W_i y por tanto M_{eje}
Aumentar P_{cond} reduce el η_v	Reduce m (menor V_{suc} y f , mayores RFR , FPC y ΔT_{suc})

Capítulo 5

Resultados experimentales

5.1 Medidas realizadas

Haciendo uso de la instalación descrita en el capítulo 2, se ha ensayado un compresor de pistón hermético comercial (DANFOSS MTZ32-4) monocilíndrico con un desplazamiento de $53.86\text{cm}^3\cdot\text{rev}^{-1}$ y 2900 rpm de velocidad nominal, diseñado para trabajar en medias y altas temperaturas de evaporación. Dicho compresor se ha medido con R407C (su refrigerante habitual) y con Propano. Para ambos refrigerantes se ha empleado el lubricante comercial recomendado por el fabricante para HFCs (polioléster de densidad 32 cSt, 160PZ). Dichas medidas han perseguido los objetivos que se nombran a continuación:

1. Ampliar la información existente sobre compresores que trabajan con Propano.
2. Analizar el efecto de las condiciones de funcionamiento (T_{evap} , T_{cond} y Rec) en el comportamiento del compresor.
3. Analizar las posibles diferencias de un compresor trabajando con Propano y R407C.
4. Validar el modelo presentado en el capítulo 3 y poder usarlo como herramienta de análisis del compresor ensayado.

Para ello se han reproducido experimentalmente un total de 124 puntos de ensayo. Las temperaturas han sido seleccionadas para poder comparar puntos de igual relación de presiones con distintas temperaturas de evaporación y condensación. Con este planteamiento se pretende analizar el comportamiento del compresor más allá de su dependencia de la relación de presiones. Es decir, se podrán comparar puntos con igual relación de presiones pero con distintos rendimientos, lo que permitirá esclarecer la dependencia de estos con las condiciones de funcionamiento.

T, °C	P, bar	Tevap	-19.4	-14.2	-9.6	-7.5	-5.5	-0.5	0.4	1.7	7.9	10.4	12	13.4	14.4	16	18.3	21.7		
		Pevap R290	2.5	3	3.5	3.8	4	4.67	4.8	5	6	6.43	6.7	7	7.2	7.5	8	8.75		
		Pcond R290	Pevap R407C / Pcond R407C																	
		Tcond	2.2	2.7	3.2	3.5	3.8	4.5	4.7	4.9	6.0	6.5	6.8	7.2	7.4	7.8	8.4	9.3		
63	22.5	27.1				Rp6 (7.7)				RP4,5 (5.5)		RP3,5 (4.2)					Rp3 (3.5)			
59.6	21	25.1		RP7 (9.2)	RP6 (7.7)				Rp4.5 (5.5)			RP3,5 (4.2)					Rp3 (3.5)			
57.3	20	23.7		RP8 (10.8)						RP4 (4.9)							Rp3 (3.5)		Rp2.5 (2.8)	
52.3	18	21.0			RP6 (7.7)														RP2.5 (2.8)	
51	17.5	20.4		RP7 (9.3)		RP5 (6.3)													RP2.5 (2.8)	RP2 (2.2)
44	15	17.1		RP6 (7.8)	RP5 (6.3)		RP4 (4.9)													RP2 (2.2)
34.8	12	13.4				RP4 (4.9)														RP2 (2.2)

Tabla 5.1 Mapa de puntos ensayados experimentalmente con ambos refrigerantes (entre paréntesis Rp con R407C). Recalentamiento 11,1K y 30K

Las condiciones de ensayo se han elegido de manera que cubran totalmente el rango de aplicación de este tipo de compresores a temperaturas normales de funcionamiento, estas son temperaturas de evaporación entre $-19,4^{\circ}\text{C}$ y $21,7^{\circ}\text{C}$ y temperaturas de condensación entre $34,8^{\circ}\text{C}$ y 63°C . En la Tabla 5.1 se muestra para cada ensayo tanto las temperaturas y presiones de saturación como la relación de presiones. Conviene matizar que en el caso del R407C (mezcla zeotrópica con deslizamiento) las presiones de saturación consideradas son las de vapor saturado, ya que obviamente se buscan las condiciones del refrigerante a la entrada del compresor, objeto de este estudio.

Con el objetivo de poder analizar el efecto de la temperatura de entrada al compresor, los ensayos se realizaron para dos recalentamientos distintos. Se eligió en primer lugar el recalentamiento propuesto por las condiciones estándar ARI (11,1K) [23], permitiendo así comparar con los propios valores de catálogo ofrecidos por el fabricante. Como segundo recalentamiento se eligió el límite recomendado por el fabricante (30K) [45], con lo que será posible establecer cuál es el límite de mejora o empeoramiento en el funcionamiento del compresor al modificar este parámetro. En el caso del Propano, todos los puntos han sido ensayados para ambos recalentamientos. En el caso del R407C, se han evitado los puntos en que la temperatura de descarga superaba los 140°C para garantizar la seguridad del compresor. Asimismo, en determinados puntos se ha ampliado el rango de recalentamiento estudiado para profundizar en el análisis de este efecto. Es por ello que se han reproducido 67 puntos de ensayo con Propano y 57 con R407C.

5.2 Validación experimental del modelo

El modelo utilizado ya fue validado para el compresor MT100HS trabajando con dos refrigerantes diferentes: R22 y Propano. Para ello no sólo se realizaron medidas de los parámetros globales, sino también medidas en el interior del compresor [30]. En la presente tesis se ha validado el modelo por segunda vez, en este caso para el compresor MTZ32, a partir de medidas experimentales obtenidas en la instalación descrita en el capítulo 2. La validación se ha realizado tanto para el compresor funcionando con su refrigerante habitual, R407C, como para su funcionamiento con Propano.

Los parámetros elegidos para la caracterización del compresor han sido la eficiencia y el rendimiento volumétrico, definidos en las ecuaciones Ec.4.60 y Ec.4.76 respectivamente. La elección de estos parámetros obedece a la consideración de que son dependientes exclusivamente de las características y funcionamiento del compresor y no del ciclo de refrigeración externo a él.

El primer paso para validar el modelo fue comparar las tendencias de los parámetros globales del compresor. Las primeras pruebas realizadas coincidían con las tendencias experimentales, pero reflejaban rendimientos ligeramente inferiores en todo el

rango de puntos analizado. Se decidió fijar el límite de aceptación del modelo en $\pm 10\%$, ya que es un valor habitual en los modelos encontrados en la bibliografía. Para ello fue necesario ajustar algunos de los parámetros que afectaban a las pérdidas del compresor y que estaban relacionados con la diferencia de tamaño entre el MT100HS y el MTZ32. Dado que el tamaño del compresor MTZ32 (monocilíndrico, 1,91kW) es significativamente inferior al del MT100HS (tetracilíndrico, 6,1kW), intuimos que las pérdidas mecánicas debidas a la fricción de sus partes móviles debía ser también inferior. Así que se realizó en primer lugar un ajuste de las pérdidas mecánicas del compresor, siendo necesario reducirlas de 265W a 150W (recordamos que el modelo considera pérdidas mecánicas constantes). No se optó por reducirlas aún más de 150W porque los rendimientos mecánicos superarían en algunos puntos valores de 0,95, algo poco usual en este tipo de compresores. La reducción de las pérdidas mecánicas en el modelo permitió acercar los valores de eficiencia y rendimiento volumétrico a los experimentales. No obstante, para altas relaciones de presión, el modelo seguía subestimando con errores superiores al 10%, con lo que era necesario realizar un segundo ajuste. Dicho ajuste debía afectar tan sólo a altas relaciones de presión, sin modificar la predicción para bajas. El parámetro ajustado fueron las fugas pistón-cilindro. Éstas pérdidas afectan principalmente a altas relaciones de presión (tal y como se vió en el capítulo 4) y su ajuste es lógico debido al diferente diseño de los segmentos del pistón. El área de paso de dichas fugas fue reducida de $0,008 \text{ cm}^2$ a $0,006 \text{ cm}^2$. Con estos ajustes la mayoría de los puntos modelados presentan una desviación inferior al 5% respecto a los experimentales. Los puntos de mayor desviación son puntos de ensayo límites, con temperaturas de evaporación y condensación extremas (fuera del rango recomendado por el fabricante en la Figura 2.7), ya que en dichos puntos el reparto energético del compresor adopta un papel fundamental en la predicción de sus parámetros globales. Aunque dichos puntos son poco habituales en la realidad, el modelo fue capaz de predecirlos con errores inferiores al 10%.

Se concluye por tanto que ajustando las pérdidas mecánicas y las fugas pistón-cilindro, las tendencias y los resultados de los parámetros globales del compresor obtenidos con el modelo concordaron con los experimentales dentro de los límites de aceptación marcados $\pm 10\%$ (Figura 5.1, Figura 5.2, Figura 5.3 y Figura 5.4).

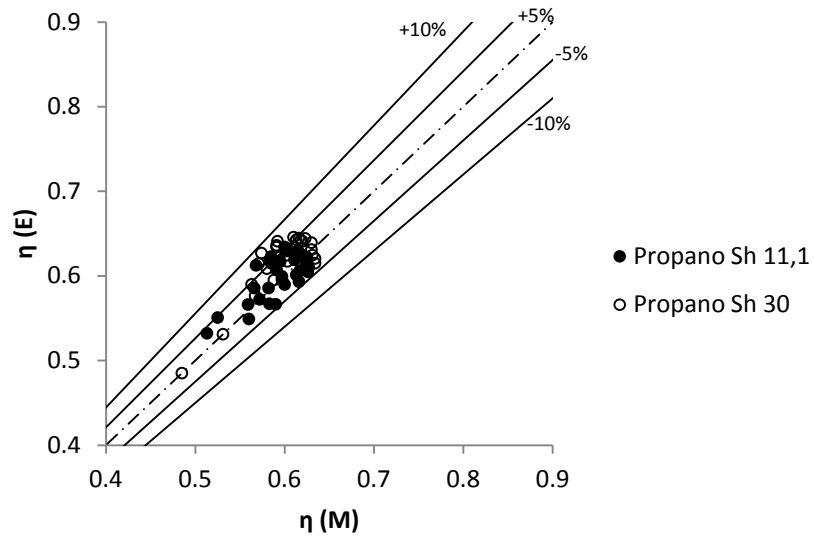


Figura 5.1. Límites de aceptación del modelo ($\pm 10\%$) para la eficiencia del compresor con Propano. (M): Modelo, (E): Experimental.

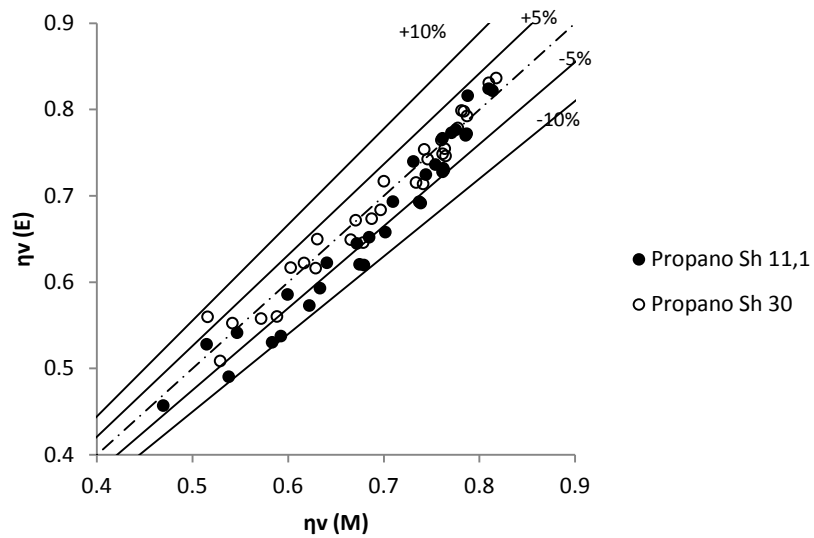


Figura 5.2. Límites de aceptación del modelo ($\pm 10\%$) para el rendimiento volumétrico del compresor con Propano. (M): Modelo, (E): Experimental.

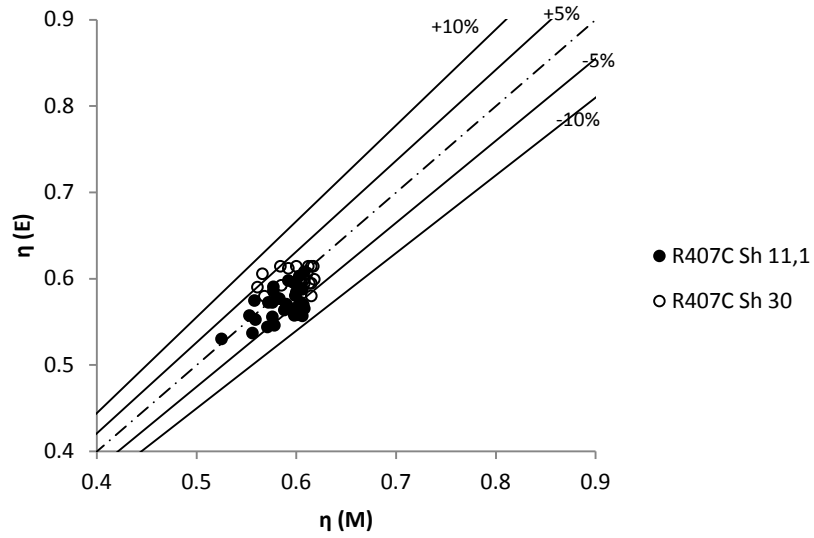


Figura 5.3. Límites de aceptación del modelo ($\pm 10\%$) para la eficiencia del compresor con R407C. (M): Modelo, (E): Experimental.

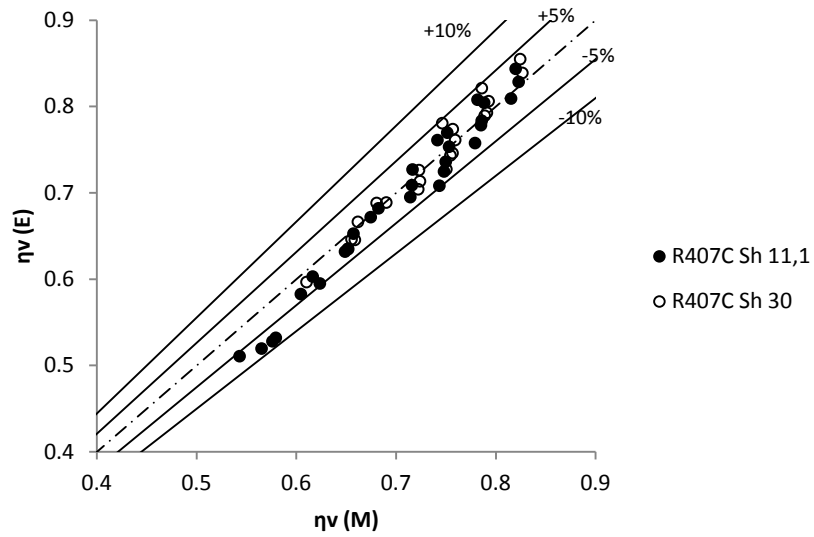


Figura 5.4. Límites de aceptación del modelo ($\pm 10\%$) para el rendimiento volumétrico del compresor con R407C. (M): Modelo, (E): Experimental.

5.3 Estudio experimental comparativo de R407C y Propano

En este apartado se van a mostrar los resultados experimentales obtenidos y se explicarán los comportamientos observados mediante el uso del modelo y con el apoyo de las conclusiones obtenidas en el capítulo 4.

El primer resultado que cabe remarcar es la diferencia de eficiencia entre ambos refrigerantes. Teniendo en cuenta que el compresor ha sido diseñado para trabajar con R407C, sorprenden los resultados obtenidos con el Propano, ya que en todas las condiciones de funcionamiento ha presentado una mejor eficiencia (Figura 5.5). Este resultado para el Propano mejora el pronóstico realizado con el modelo, ya que incluso en bajas temperaturas de evaporación se ha conseguido una mejor eficiencia. La razón por la cual los resultados experimentales han reflejado mayor distancia entre ambos refrigerantes se debe muy probablemente a la predicción del calentamiento en la succión, inferior a la real para ambos refrigerantes, pero sobre todo para el R407C. Esta hipótesis resulta de observar las temperaturas de descarga experimentales y compararlas con las que predecía el modelo. La Figura 5.6 muestra que las temperaturas de descarga experimentales son superiores a las del modelo, principalmente en el R407C, y dichas diferencias se agravan para bajas temperaturas de evaporación.

Las diferencias entre ambos refrigerantes se acentúan para altas temperaturas de evaporación y altas temperaturas de condensación, llegando a suponer un 13% de mejora el uso de Propano en dichas condiciones. El análisis con el modelo ha confirmado que es en los puntos de elevadas temperaturas de evaporación donde el refrigerante más energía pierde por fricción al atravesar el compresor (Figura 5.7, Figura 5.8, Figura 5.9 y Figura 5.10). Estas pérdidas son más significativas en el R407C, principalmente en la succión, ya que las velocidades son más elevadas y la densidad del R407C duplica a la del R290 (Figura 5.11). Asimismo se observa que las diferencias se agravan al aumentar la temperatura de condensación, siendo la principal razón la caída del rendimiento eléctrico (Figura 5.12), debido tanto a la diferencia de par exigido (Figura 5.13) como a la propia forma de la curva del rendimiento eléctrico frente al par motor, descrita en el capítulo 4 (Figura 4.6).

Como dato curioso, apuntar un resultado experimental llamativo, esto es que aunque la evolución de la eficiencia ante variaciones de las condiciones de funcionamiento se ha visto que es distinta para ambos refrigerantes, sus condiciones de funcionamiento óptimas (T_{evap} y T_{cond}) coinciden exactamente (Tabla 5.1).

	$\eta_{m\acute{a}ximo}$ (%)	T_{evap} (°C)	T_{cond} (°C)	Rp
R407C	59.85	5 (5.47bar)	44 (17.10bar)	3.1
Propano	63.45	5 (5.51bar)	44 (15.00bar)	2.7

Tabla 5.2 Condiciones de funcionamiento óptimas para ambos refrigerantes con $Rec=11.1K$.

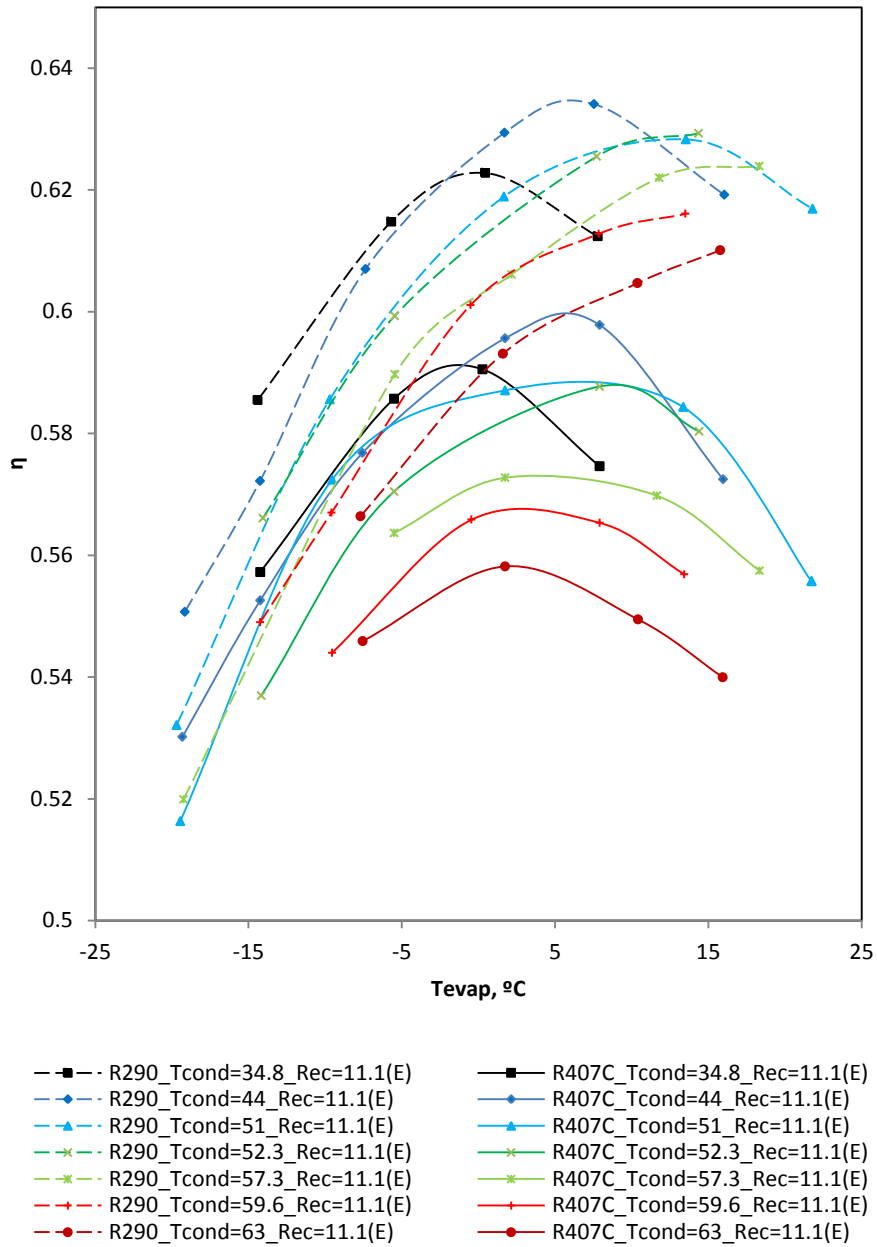


Figura 5.5. Medidas experimentais de eficiência do compressor com Propano e R407C em função de T_{evap} para distintas T_{cond} e $Rec = 11,1$ K

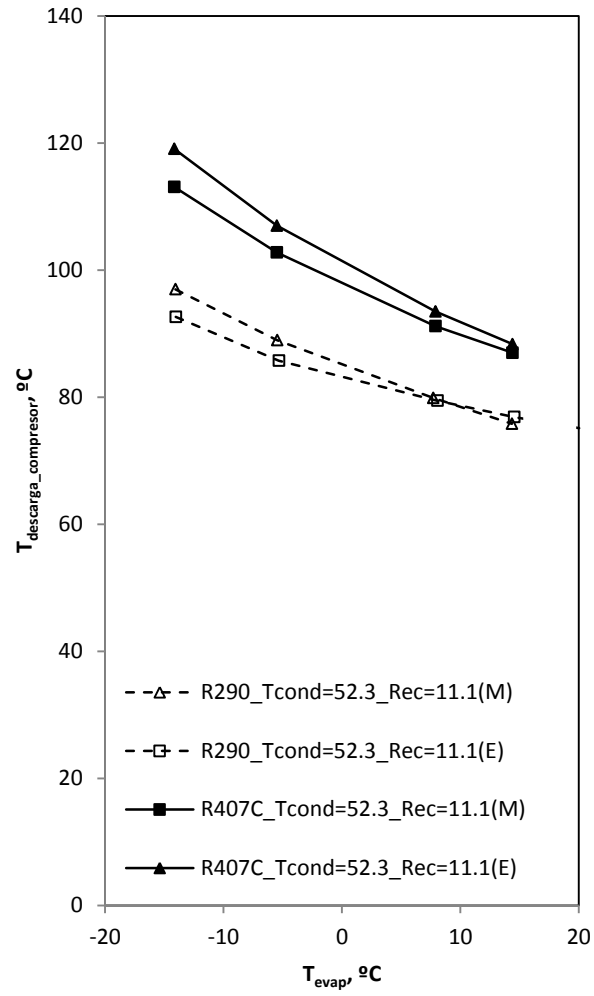


Figura 5.6. Resultados experimentales de las temperaturas de descarga del compresor comparados con los obtenidos con el modelo para el caso de $T_{cond}=52.3^{\circ}C$ y $Rec=11.1 K$.

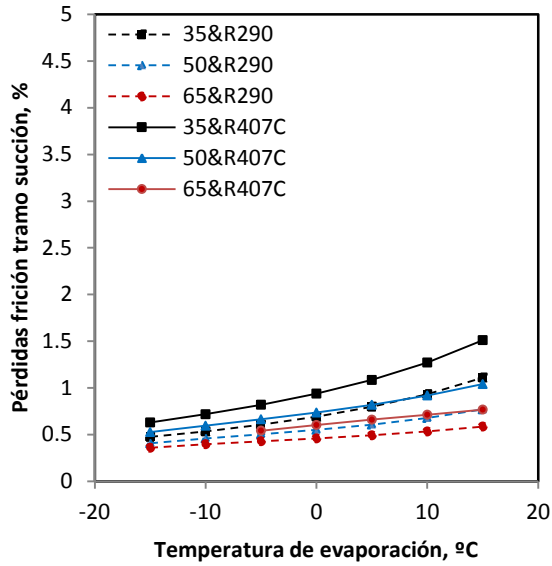


Figura 5.7. Ratio de pérdidas en el tramo de succión respecto a la potencia eléctrica absorbida para $T_{cond}=35^{\circ}\text{C}$, 50°C y 65°C . (Resultados obtenidos con el modelo).

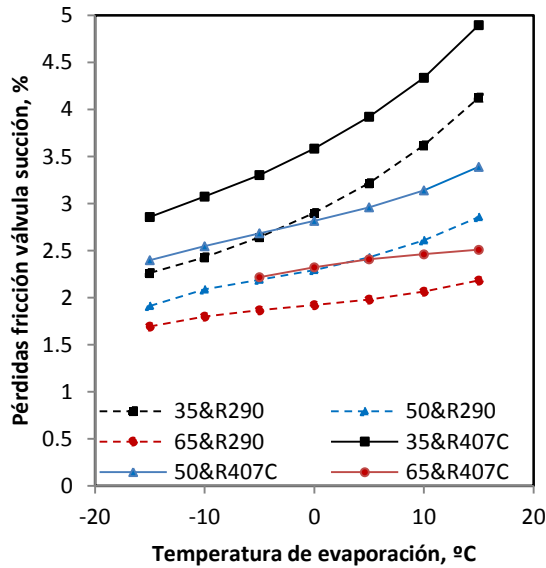


Figura 5.8. Ratio de pérdidas por fricción del refrigerante en la válvula de succión respecto a la potencia eléctrica absorbida para $T_{cond}=35^{\circ}\text{C}$, 50°C y 65°C . (Resultados obtenidos con el modelo).

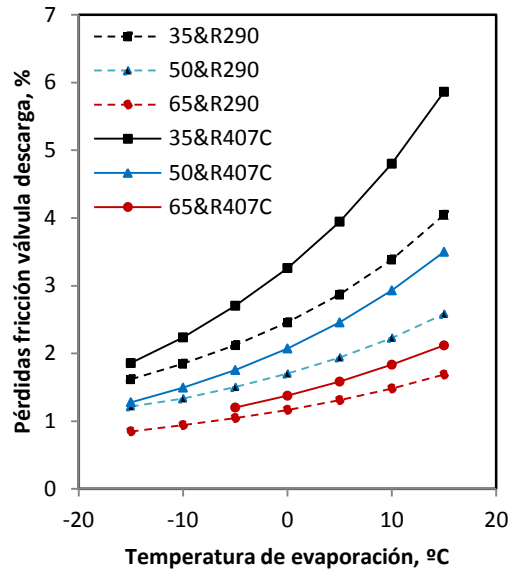


Figura 5.9. Ratio de pérdidas por fricción del refrigerante en la válvula de descarga respecto a la potencia eléctrica absorbida para $T_{cond}=35^{\circ}\text{C}$, 50°C y 65°C . (Resultados obtenidos con el modelo).

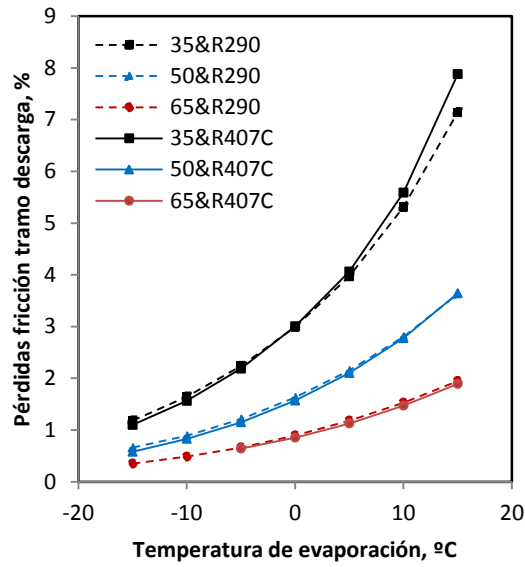


Figura 5.10. Ratio de pérdidas en el tramo de descarga respecto a la potencia eléctrica absorbida para $T_{cond}=35^{\circ}\text{C}$, 50°C y 65°C . (Resultados obtenidos con el modelo).

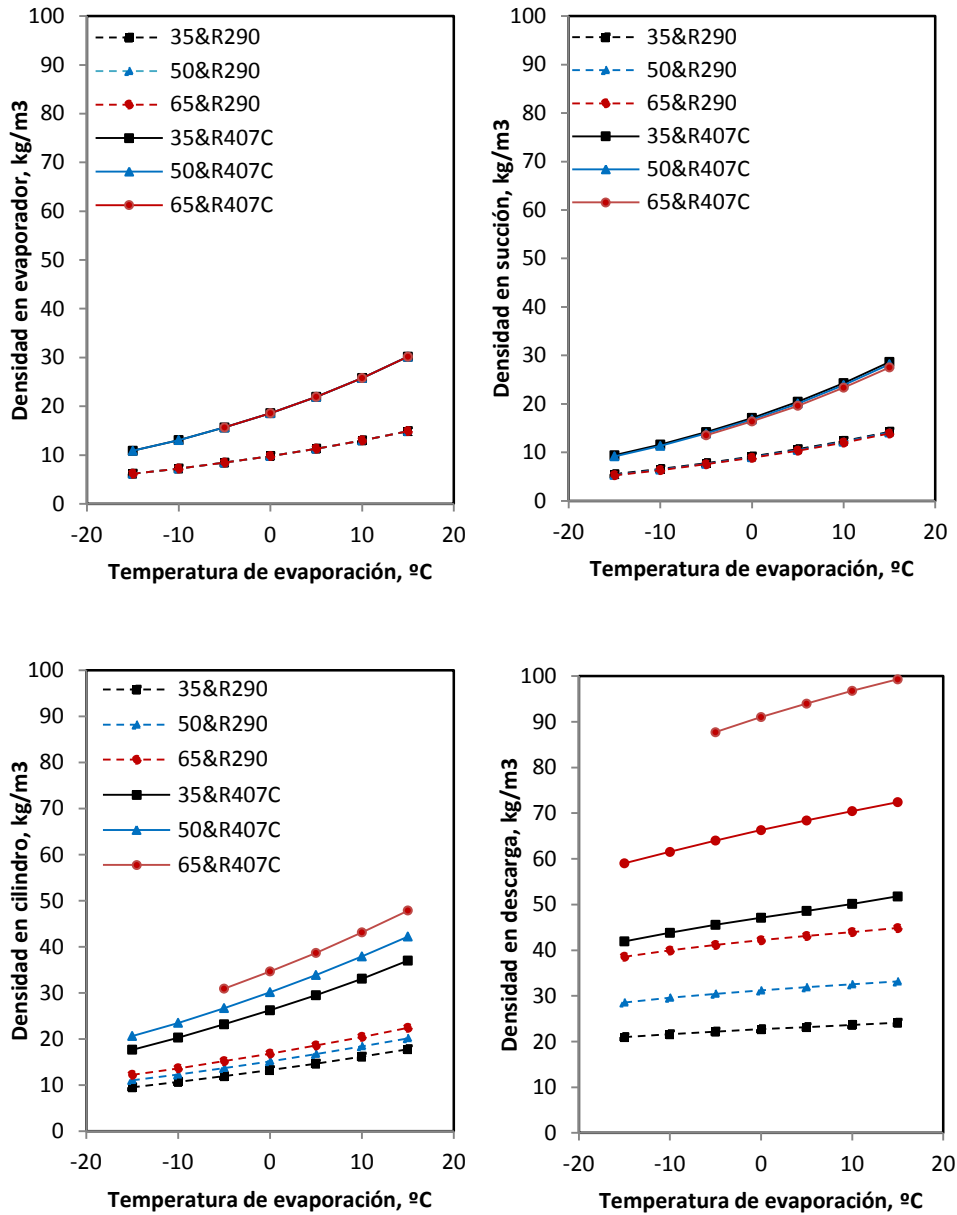


Figura 5.11. Evolución de las densidades del gas refrigerante en el interior del compresor para distintas temperaturas de evaporación y $T_{cond} = 35^{\circ}\text{C}$, 50°C y 65°C . (Resultados obtenidos con el modelo).

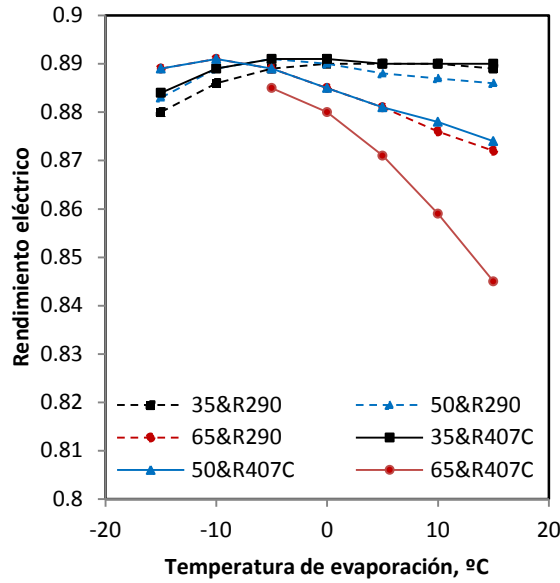


Figura 5.12. Rendimiento del motor eléctrico del compresor para $T_{cond}=35^{\circ}\text{C}$, 50°C y 65°C . (Resultados obtenidos con el modelo).

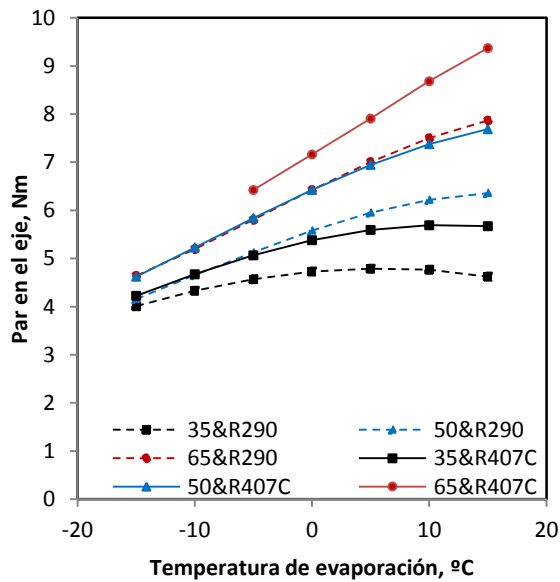


Figura 5.13. Par en el eje del motor eléctrico para distintas temperaturas de evaporación y $T_{cond}=35^{\circ}\text{C}$, 50°C y 65°C . (Resultados obtenidos con el modelo).

5.3.1 Efecto de la temperatura de evaporación

5.3.1.1. Influencia de T_{evap} en la eficiencia

Al variar la temperatura de evaporación en los distintos puntos de funcionamiento, se observaron tendencias interesantes que a continuación tratarán de explicarse. Analicemos en primer lugar el caso del Propano (Figura 5.15), donde los puntos de máxima eficiencia sufren un claro desplazamiento hacia mayores T_{evap} conforme aumenta T_{cond} . Dicho desplazamiento no se debe ni al rendimiento eléctrico ni al mecánico, sino al rendimiento indicado. La explicación, tal y como se va a detallar en este punto, se debe a que en el caso del Propano, todos los puntos analizados suponen un par en el eje inferior a 8 Nm (Figura 5.13), el par óptimo del rendimiento electro-mecánico (Figura 5.14).

En la Figura 5.14 se muestra la variación del rendimiento electro-mecánico con el par en el eje. Dicha curva es resultado de multiplicar el rendimiento eléctrico y el mecánico para cada valor de par en el eje. En ella, además de observarse el máximo señalado anteriormente, se observan distintos tramos en las pendientes de la curva (A-B-C-D-E) que nos ayudaran a entender el comportamiento de las curvas de eficiencia.

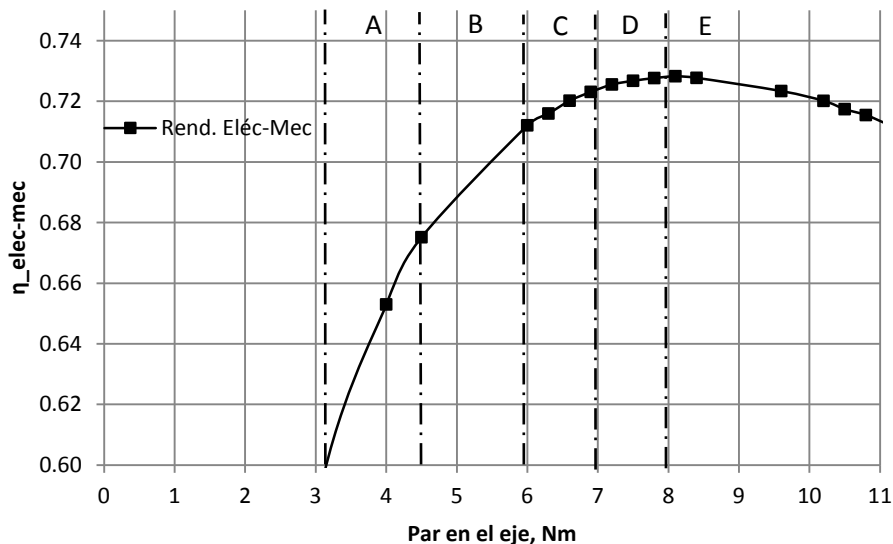


Figura 5.14. Rendimiento electro-mecánico del compresor vs. par en el eje del motor eléctrico (obtenido a partir de las curvas del fabricante).

El aumento de T_{evap} , siempre va a suponer un aumento del par en el eje, por lo tanto, aumento del rendimiento electro-mecánico. Es decir, si no fuera por el rendimiento

indicado, todas las curvas de eficiencia del Propano presentarían únicamente tramos crecientes. La razón por la cual el rendimiento indicado cae para altas T_{evap} es debido, tal y como se ha comentado anteriormente, a las pérdidas de presión del refrigerante al atravesar el interior del compresor (ΔP). A continuación se muestra la eficiencia del Propano frente a T_{evap} para distintas T_{cond} incluyendo valores de par en el eje representativos en algunos de los puntos e indicando los efectos comentados (Figura 5.15).

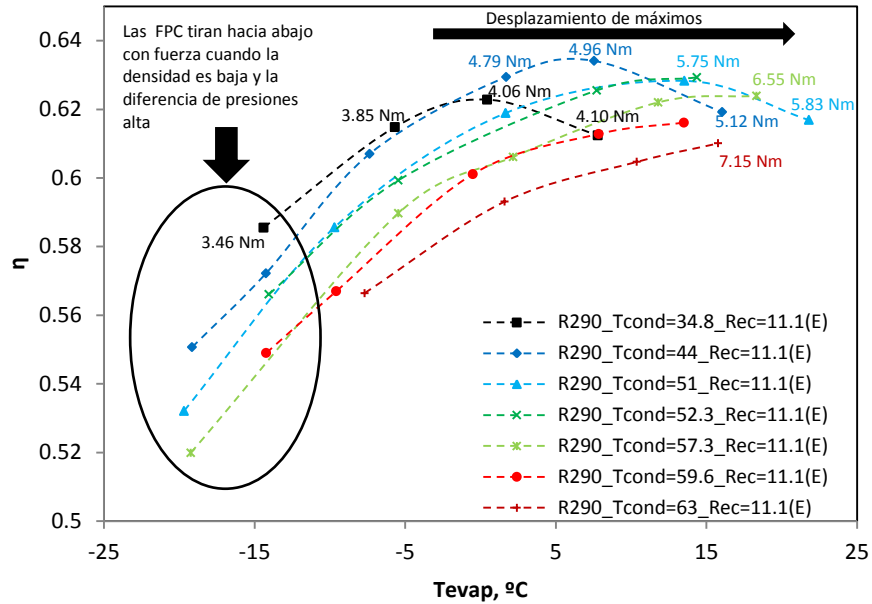


Figura 5.15. Influencia de la temperatura de evaporación en el par en el eje y en la eficiencia del compresor con Propano para distintas T_{cond} y $Rec = 11,1K$.

En la Figura 5.16 se aprecia que los flujos máxicos del R407C duplican a los del Propano, debido a la baja densidad de este último. Esto no favorece al Propano, ya que las fugas pistón-cilindro tienen entonces un mayor impacto sobre él (Figura 5.17). Dicho efecto se acentúa para bajas T_{evap} , ya que aumenta la diferencia de presiones en ambos lados de la cabeza del pistón. El aumento de dicha diferencia de presiones, supone asimismo un incremento de las RFR , ya que aumenta el ángulo de retraso en el cierre de las válvulas (Figura 5.18).

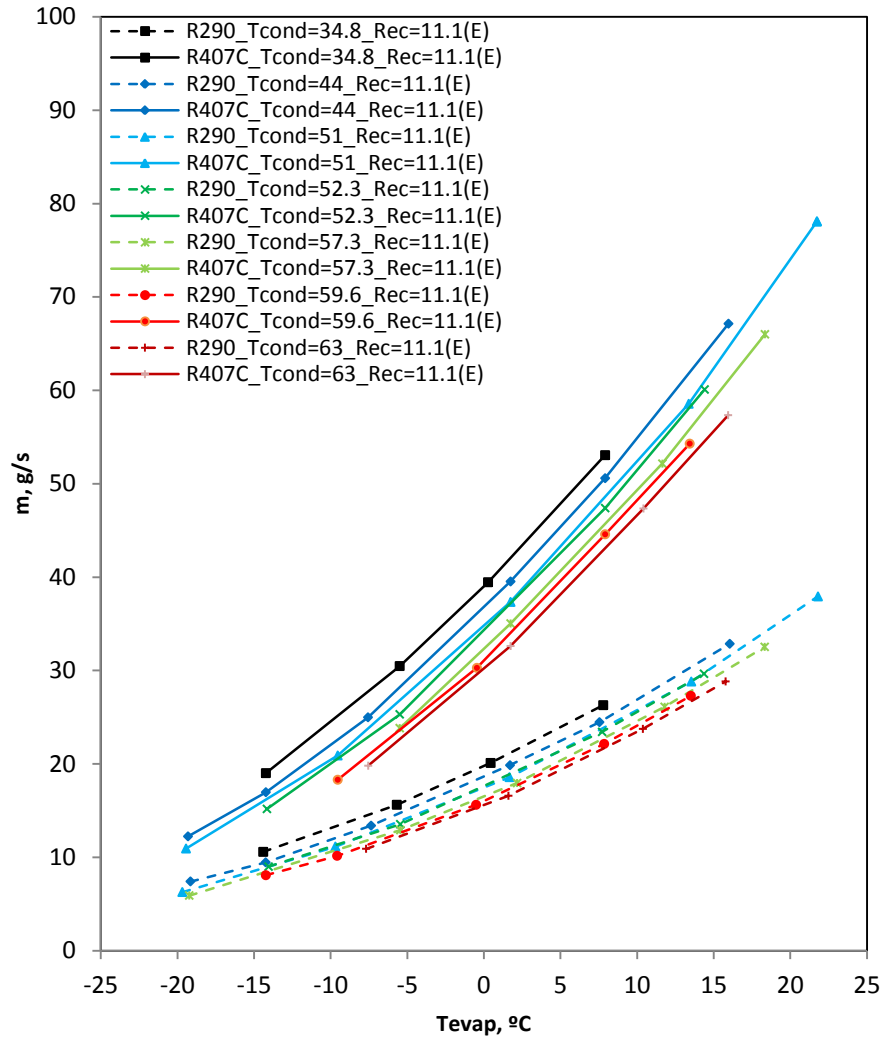


Figura 5.16. Medidas experimentales de flujo másico en función de T_{evap} para distintas T_{cond} con Rec 11,1K para Propano y R407C.

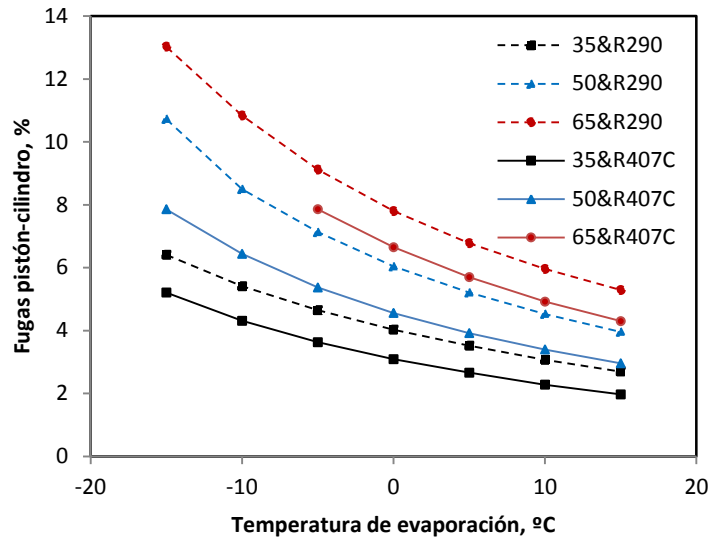


Figura 5.17. Ratio de fugas de refrigerante pistón-cilindro respecto al flujo másico trasegado para $T_{cond}=35,50$ y 65°C (Resultados obtenidos con el modelo).

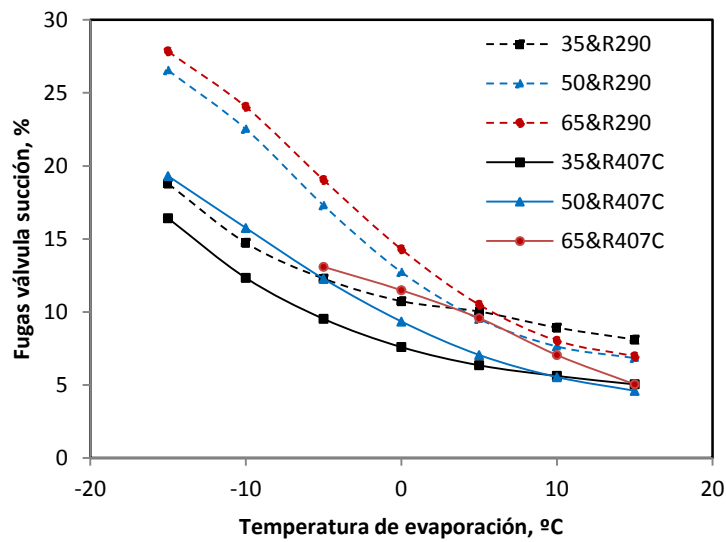


Figura 5.18. Ratio de fugas de refrigerante en la válvula de aspiración respecto al flujo másico trasegado para $T_{cond}=35,50$ y 65°C (Resultados obtenidos con el modelo).

El comportamiento de los máximos de eficiencia comentado para el Propano, difiere en el caso del R407C, donde existe también desplazamiento hacia la derecha para bajas T_{cond} pero que luego se invierte para altas T_{cond} (Figura 5.19). ¿A qué se debe este cambio?

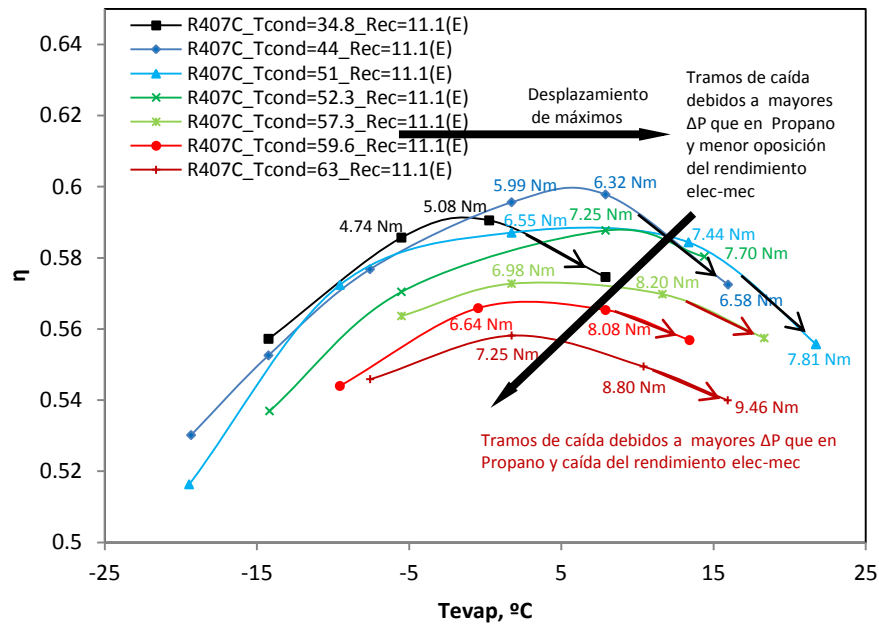


Figura 5.19. Valores de par experimental en el eje en distintas medidas experimentales de eficiencia del compresor con R407C vs. T_{evap} para distintas T_{cond} y $Rec = 11,1K$.

La causa del cambio en el sentido del desplazamiento de los máximos de eficiencia en el R407C es el rendimiento electro-mecánico. A diferencia del Propano, el R407C sí alcanza los 8 Nm (par óptimo de dicho rendimiento). Ello significa que todos los puntos que exijan un mayor par en el eje, van a verse penalizados también por el rendimiento electro-mecánico.

Del anterior razonamiento se extraen conclusiones importantes:

1. El aumento de T_{cond} provoca un aumento de T_{evap} óptima, siempre y cuando no se llegue al par óptimo del rendimiento electro-mecánico. Es decir, existe desplazamiento hacia la derecha si no llegamos al par óptimo.
2. Por encima de dicho par óptimo, la caída del rendimiento electro-mecánico se suma a la caída debida a las pérdidas por fricción.
3. El Propano trabaja en un intervalo de par donde el rendimiento electro-mecánico es únicamente creciente y con una fuerte pendiente (tramos A, B y C de la Figura 5.14), con lo que pequeñas variaciones en el par suponen cambios importantes en el rendimiento.

4. El R407C llega a trabajar en intervalos de par donde el rendimiento electro-mecánico apenas tiene pendiente y en ocasiones es incluso decreciente (tramos D y E de la Figura 5.14).
5. Para R407C y altas T_{cond} (par en el eje elevado), existe una T_{evap} óptima que coincide con el par óptimo que maximiza el rendimiento electro-mecánico. Lo cual es lo mismo que decir que para R407C y altas T_{cond} el rendimiento electro-mecánico es quien decide el punto óptimo de eficiencia (Figura 5.19).

Comparación en función de la relación de presiones, R_p :

Si se traza la eficiencia de ambos refrigerantes en función de la relación de presiones, R_p , y se compara con el gráfico para T_{evap} se observa una imagen casi especular de ésta (Figura 5.20). No lo es del todo debido a la contracción que sufren las curvas conforme aumenta R_p (efecto descrito en el Caso 15 del Capítulo 4). Debido a esta contracción, las curvas del Propano acaban cortando a las del R407C, cosa que no ocurre en el gráfico para T_{evap} . Ello prueba que para R_p elevadas, el aumento de T_{cond} perjudica seriamente al Propano, ya que provoca un acusado incremento de la diferencia de presiones y por tanto del índice de FPC (Figura 5.17) y de RFR (Figura 5.18). Este efecto viene dado por la siguiente expresión:

$$R_p = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = cte = k \quad \text{Ec.5. 4}$$

$$P_{cond} - P_{evap} = P_{cond} - \frac{P_{cond}}{k} = \left(1 - \frac{1}{k}\right) P_{cond} \quad \text{Ec.5. 5}$$

$$\frac{\partial(P_{cond} - P_{evap})}{\partial P_{cond}} = \left(1 - \frac{1}{k}\right) < 1 \quad \text{Ec.5. 6}$$

Con lo que la variación de $(P_{cond} - P_{evap})$ respecto a P_{cond} será mayor cuanto mayor sea la relación de presiones.

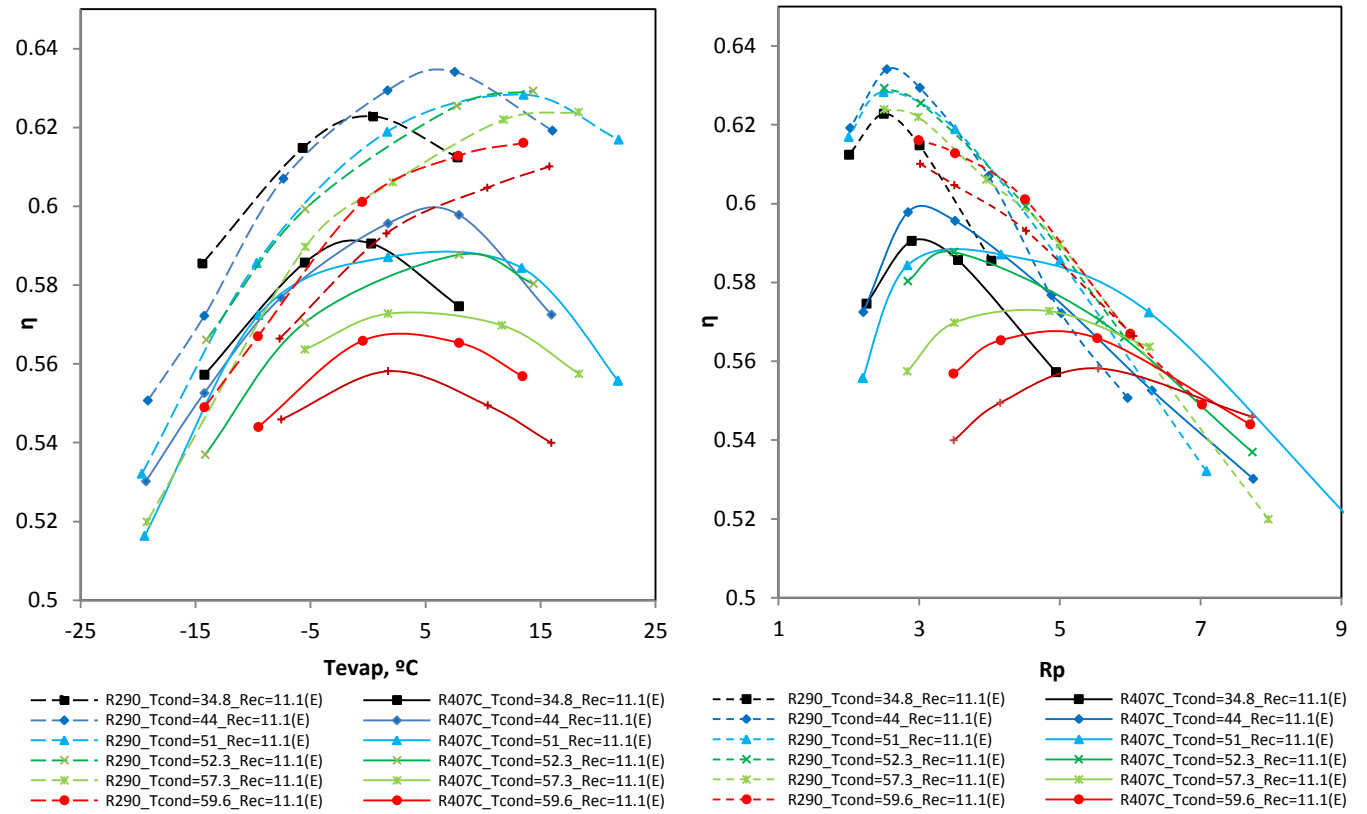


Figura 5.20. Medidas experimentales de la eficiencia del compresor con Propano y R407C en función de T_{evap} y R_p para distintas T_{cond} y $T_{rec} = 11,1\text{K}$

En el caso del Propano, la Rp óptima para la cual se maximiza la eficiencia es constante ($Rp=2.5$), independientemente de T_{cond} . Algo semejante ocurre en el R407C pero sólo para bajas T_{cond} , donde la Rp óptima también es constante ($Rp=3$). Si observamos lo que ocurre en el R407C para altas T_{cond} , se aprecia un desplazamiento hacia la derecha de la Rp óptima. Estos fenómenos no son fruto de la casualidad y se deben al desplazamiento de las T_{evap} óptimas que ha sido explicado anteriormente. De este análisis se extrae una importante conclusión, ya que si el fabricante pretende maximizar la eficiencia para una Rp constante, deberá asegurarse de que el par ejercido por el eje del motor eléctrico no sobrepase el par óptimo del rendimiento electro-mecánico.

Asimismo, la Figura 5.20 muestra una clara diferencia entre las pendientes de eficiencia del Propano y el R407C, mucho más pronunciada en el caso del Propano. Dicha diferencia se debe al rendimiento electro-mecánico, ya que en el caso del Propano todos los valores de par en el eje están situados en los tramos A, B y C de la Figura 5.14. Este dato es importante, ya que indica que el compresor con Propano es más sensible a las condiciones de funcionamiento que con R407C. Es decir, pequeñas mejoras en las condiciones de funcionamiento supondrán mayores mejoras en el Propano que en el R407C.

5.3.1.2. Influencia de T_{evap} en el rendimiento volumétrico

Si se analiza el rendimiento volumétrico del compresor trabajando con ambos refrigerantes (Figura 5.21), se observa un mejor comportamiento del R407C en la mayoría de puntos ensayados. Ello se debe a que, según el estudio teórico realizado, el Propano presenta un mayor índice de fugas FPC y RFR en la compresión. Dicho efecto tiene su origen en que la geometría y dinámica del compresor han sido optimizadas para R407C y no para Propano. No obstante, el η_v con Propano supera al R407C en puntos con T_{evap} elevadas, lo cual se debe a la fuerza de tres factores; el incremento de pérdidas eléctricas en dichos puntos (Figura 5.22 y Figura 5.23), el incremento de las pérdidas de presión (Figura 5.7, Figura 5.8, Figura 5.9 y Figura 5.10) y la reducción del régimen de giro (Figura 5.24). Por otro lado se observa que también lo supera para T_{evap} muy bajas, lo cual se debe principalmente a que en estos puntos la diferencia de Rp entre ambos refrigerantes se incrementa (llegando a ser un 35% superior en R407C para altas T_{cond}) con lo que perjudica a su rendimiento volumétrico teórico ($\eta_{v,c}$) y con él a su rendimiento volumétrico η_v .

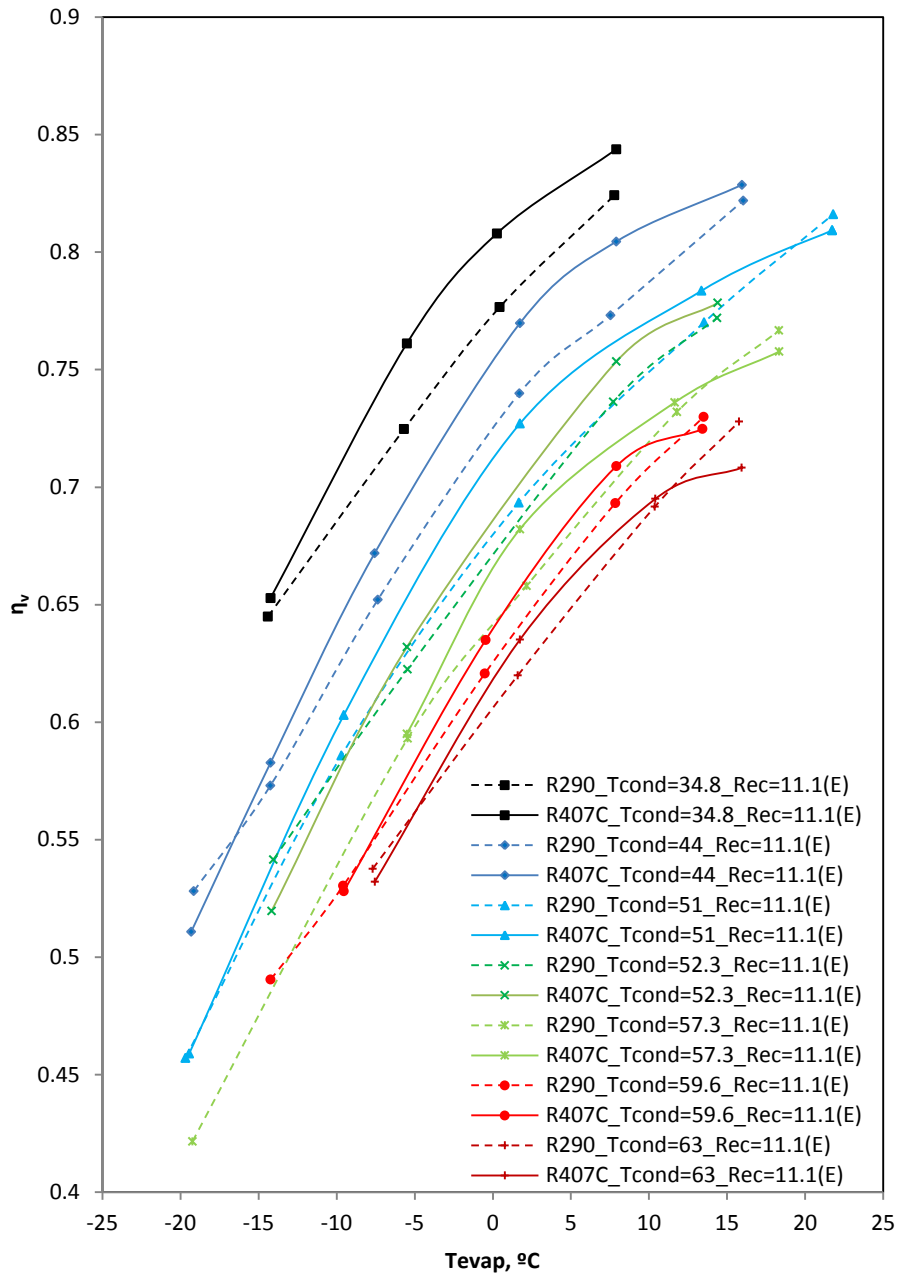


Figura 5.21. Medidas experimentales del rendimiento volumétrico en función de T_{evap} para distintas T_{cond} con Rec 11,1K para Propano y R407C.

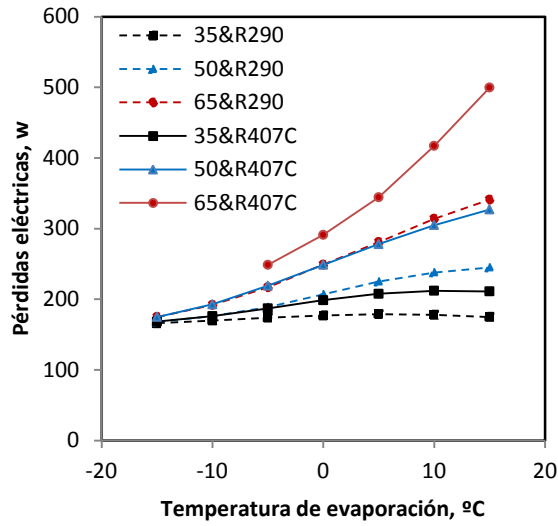


Figura 5.22. Pérdidas de calor en el motor eléctrico para T_{cond} 35, 50 y 65°C. (Resultados obtenidos con el modelo).

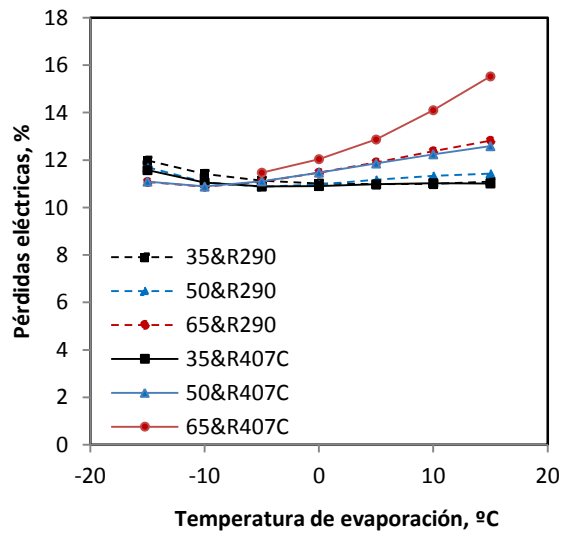


Figura 5.23. Ratio de pérdidas de calor en el motor eléctrico respecto a la potencia absorbida T_{cond} 35, 50 y 65°C. (Resultados obtenidos con el modelo).

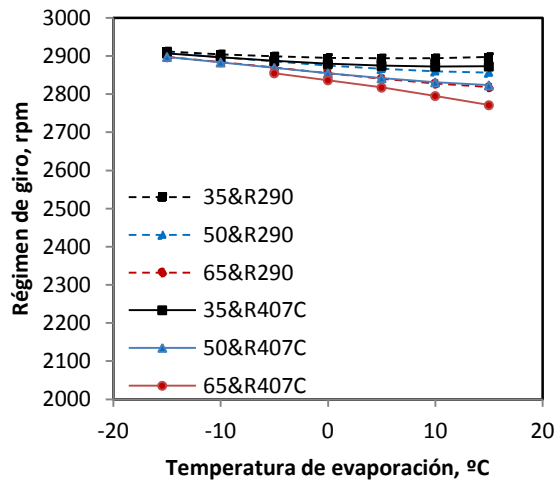


Figura 5.24. Régimen de giro del motor eléctrico para T_{cond} 35, 50 y 65°C. (Resultados obtenidos con el modelo).

Comparación en función de la relación de presiones, R_p :

En el caso de representar el rendimiento volumétrico respecto a la relación de presiones (Figura 5.26), el hecho de que el R407C trabaje con relaciones de compresión mayores en los mismos puntos de funcionamiento provoca un efecto de desplazamiento en el gráfico hacia la derecha que podría confundirse con un aumento sustancial del rendimiento volumétrico. Al analizar cada uno de los refrigerantes se extrae una conclusión importante: existe una relación directa entre R_p y η_v para el Propano, independientemente de T_{cond} , pero en el caso del R407C no depende únicamente de la relación de presiones, ya que existe cierta dispersión en los puntos obtenidos para bajas R_p . Esta dispersión se debe a que el R407C presenta una gran variación de $\Delta\rho_{suc}$ con T_{cond} para bajas R_p (Figura 5.25), lo cual es debido a los puntos señalados anteriormente; principalmente al incremento de las pérdidas de calor del motor eléctrico en esos puntos (Figura 5.22 y Figura 5.23), a las pérdidas de presión, que cobran su máximo valor en dichos puntos (Figura 5.7, Figura 5.8, Figura 5.9 y Figura 5.10) y la reducción del régimen de giro (Figura 5.24).

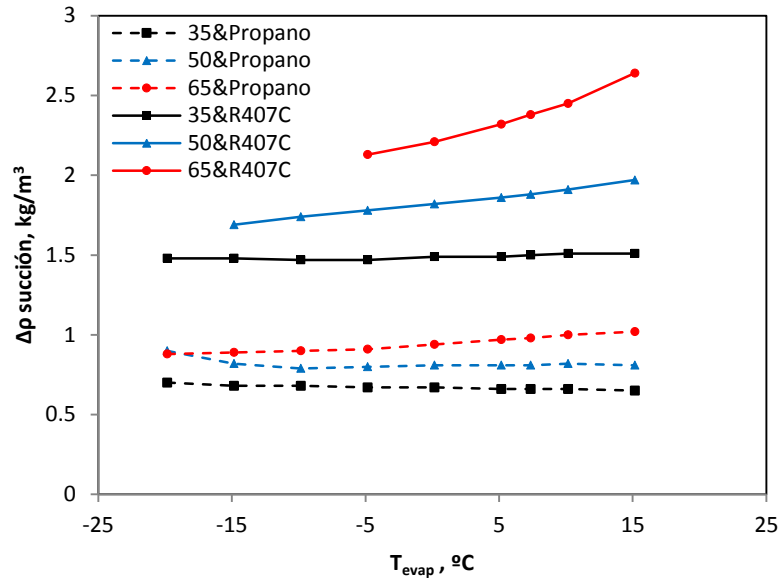


Figura 5.25. Variación del incremento de densidad interno con T_{evap} para T_{cond} 35, 50 y 65°C para Propano y R407C. (Resultados obtenidos con el modelo).

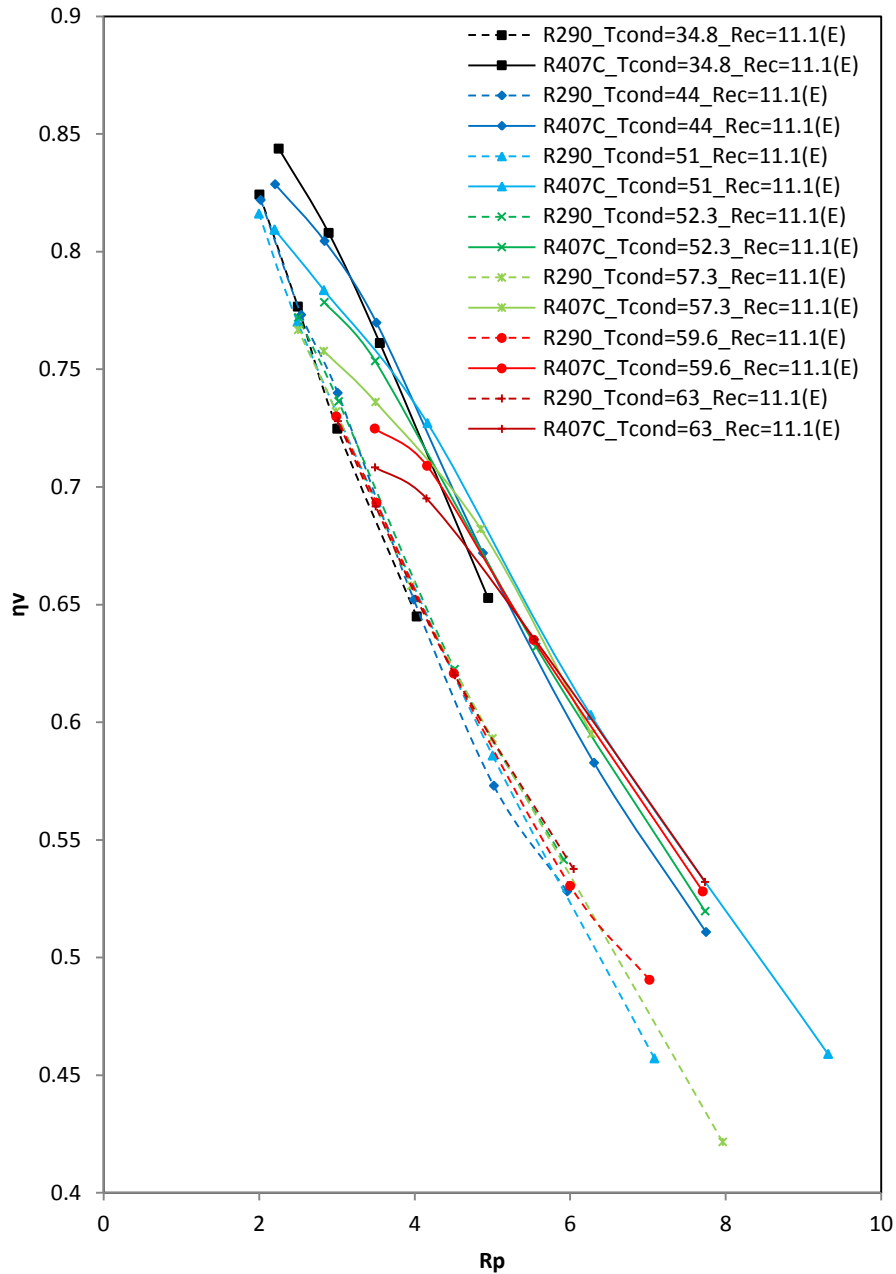


Figura 5.26. Medidas experimentales del rendimiento volumétrico en función de R_p para distintas T_{cond} con Rec 11,1K para Propano y R407C

5.3.2 Efecto de la temperatura de condensación

5.3.2.1. Influencia de la T_{cond} en la eficiencia

Para poder comparar los resultados con el estudio teórico del Caso 16 del Capítulo 4, se fija la misma temperatura de evaporación constante ($T_{evap} = 7,9^{\circ}\text{C}$), y se varía T_{cond} en un amplio rango de temperaturas. Si se parte de una T_{cond} elevada, la reducción de T_{cond} provoca en un principio un incremento de eficiencia hasta un límite a partir del cual la reduce. Efectivamente, si se observa la Figura 5.27 de derecha a izquierda, se aprecia un incremento de eficiencia en ambos refrigerantes al reducir la temperatura de condensación de $59,6^{\circ}\text{C}$ a 44°C . Al reducir aún más la temperatura de condensación hasta 35°C , se produce entonces una caída de la eficiencia para ambos refrigerantes. Para explicar este comportamiento nos remitimos al estudio realizado en el Caso 16 del Capítulo 4. Como se vio entonces, el origen de este comportamiento está en el rendimiento indicado. A continuación se tratará de explicar con detalle.

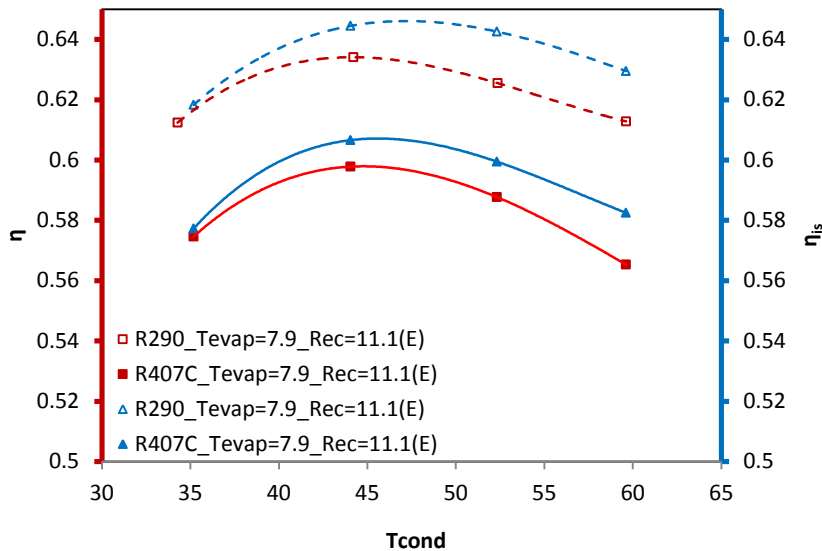


Figura 5.27. Medidas experimentales de eficiencia y rendimiento isoentrópico del compresor con Propano en función de T_{cond} para $T_{evap}=7,9^{\circ}\text{C}$ y $Rec = 11,1\text{K}$

Analicemos en primer lugar qué ocurre en la Figura 5.27 al reducir T_{cond} de $59,6^{\circ}\text{C}$ a 44°C . La reducción de T_{cond} provoca el aumento del volumen succionado, ya que la válvula de succión tarda menos en abrir, lo cual va a provocar un incremento en el flujo másico trasegado. Al incrementarse el volumen succionado y reducirse T_{cond} , las

condiciones de intercambio de calor en el interior del compresor reducen ΔT_{suc} , lo cual provoca una reducción de la caída de densidad en la succión $\Delta \rho_{suc}$ (Figura 5.29), que favorece a su vez el incremento del flujo másico (Figura 5.30). Éste no es el único factor que aumenta el flujo másico, ya que la reducción de la diferencia de presiones provoca que disminuyan las fugas pistón-cilindro y los reflujos en las válvulas. Por otra parte se reduce el trabajo indicado debido a la reducción evidente del diagrama indicador, con lo que el rendimiento indicado aumenta.

Veamos ahora qué ocurre en la Figura 5.27 al reducir T_{cond} de 44°C a 35°C. Por un lado el flujo másico sigue aumentando por las mismas razones comentadas anteriormente. Por otra parte, al reducir la diferencia de presiones entre P_{cond} y P_{evap} , las pérdidas de presión llegan a tener tal impacto en el diagrama indicador que hacen decrecer el rendimiento indicado (recordemos que a la vez que se reduce el área del diagrama indicador está aumentando el área debida a las pérdidas de presión).

Visto desde el punto de vista del rendimiento isoentrópico, en esta situación, la eficiencia es muy sensible a lo que haga el rendimiento isoentrópico, ya que prácticamente coinciden porque $\dot{Q}_{amb} \approx 0$ (Figura 5.28). Al reducir la diferencia de presiones entre P_{cond} y P_{evap} , las pérdidas de presión tienen un mayor impacto proporcional en el incremento de entalpía del proceso de compresión y cae el rendimiento isoentrópico y con él, por tanto, la eficiencia.

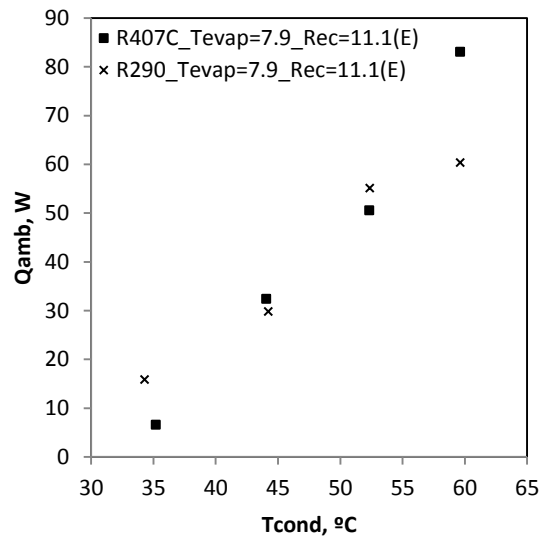


Figura 5.28. Medidas experimentales de la variación de las pérdidas al ambiente con las condiciones de funcionamiento T_{evap} y T_{cond} para $Rec=11,1K$ con Propano y R407C.

Tal y como se anticipó en el Capítulo 4, los resultados experimentales de eficiencia al variar T_{cond} provocan un máximo más acusado del esperado. Esto se debe a que el modelo estima unas temperaturas de descarga más inferiores a las reales conforme aumenta T_{cond} . Tal y como se comentó anteriormente, la razón parece estar en que los valores de $\Delta T_{suc-exp}$ son algo superiores a $\Delta T_{suc-mod}$. Esta apreciación conviene tenerla presente de cara al análisis del recalentamiento en el punto siguiente.

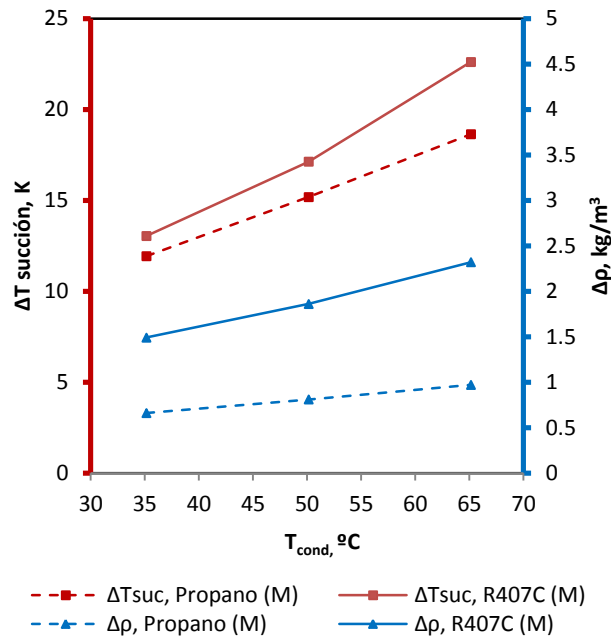


Figura 5.29. Incremento del recalentamiento interno y de la caída de densidad desde la entrada al compresor hasta la succión en el cilindro para distintas T_{cond} ($T_{evap}=7,9^{\circ}\text{C}$, $Rec=11,1^{\circ}\text{C}$). (Resultados obtenidos con el modelo).

5.3.2.2. Influencia de T_{cond} en el rendimiento volumétrico

Dado que la densidad a la entrada del compresor no varía al cambiar la temperatura de condensación, el único factor que determinará cambios en el rendimiento volumétrico será el flujo másico. La Figura 5.30 muestra la influencia de T_{cond} sobre el flujo másico trasegado. Las variaciones de T_{cond} tienen mucha menos repercusión sobre el flujo másico que las variaciones de T_{evap} . La principal diferencia respecto a variar T_{evap} es que la variación de T_{cond} no afecta a v_1 . No obstante, aumentar T_{cond} reduce también el flujo másico debido principalmente a la reducción del volumen succionado y al aumento global

de las fugas, tanto *FPC* (Figura 5.17) como *RFR* (Figura 5.18). Hay que tener en cuenta además, otros efectos que entran en juego en menor medida, como son el ligero incremento de ΔT_{suc} (Figura 5.29) debido en parte a mayores temperaturas de descarga, y la leve reducción del régimen de giro, favoreciendo ambas la reducción del flujo másico (Figura 5.30).

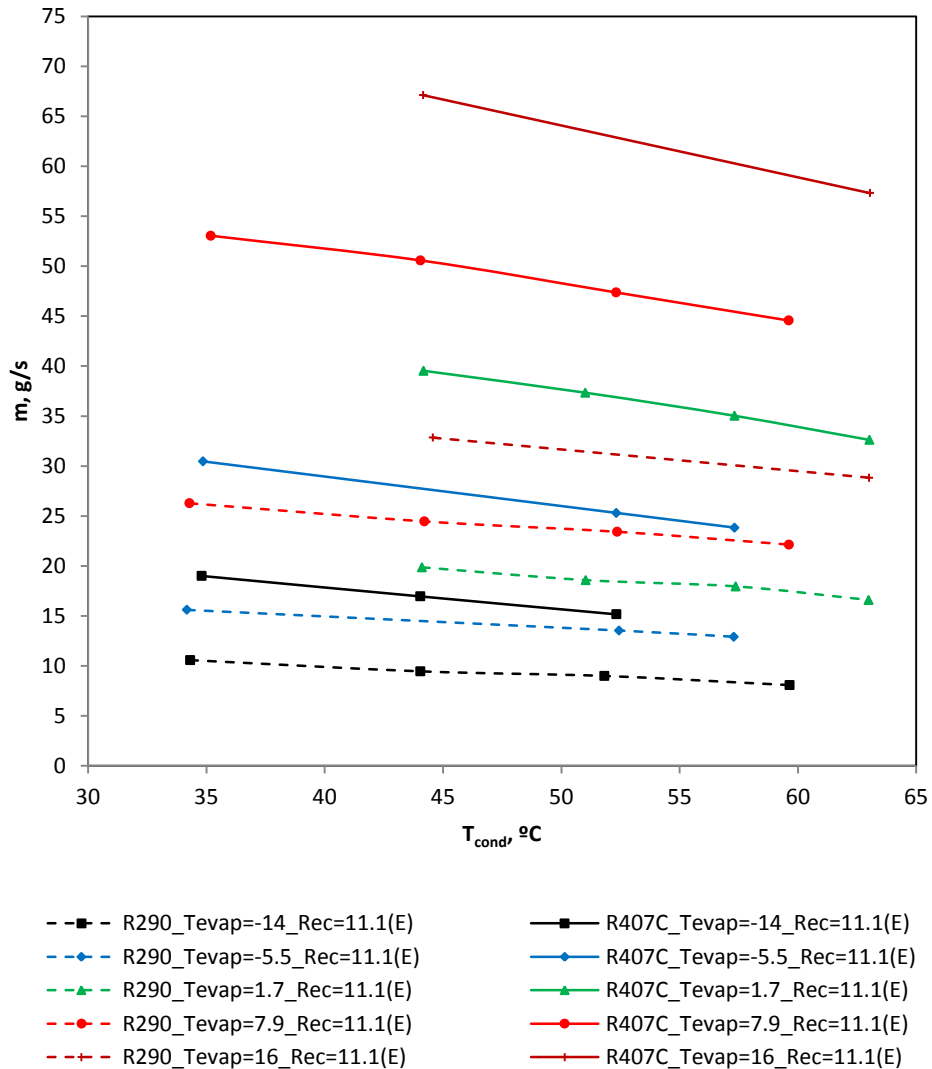


Figura 5.30. Medidas experimentales de flujo másico con Propano y R407C en función de T_{cond} para T_{evap} entre -14°C y 16°C y $Rec=11,1\text{K}$.

La Figura 5.30 muestra la reducción del flujo másico con la temperatura de condensación, indicando que un aumento de 10 K en T_{cond} reduce el flujo másico en R407C

entre 2.2 y 5.2 g/s (según si se realiza a baja o alta T_{evap} respectivamente), y el mismo aumento en Propano provoca una reducción entre 0.9 y 2.2 gr/s. Calculando la reducción porcentual, ya que hay que tener en cuenta que el R407C trasiega mayor caudal, se obtiene que un aumento de 10 K en T_{cond} reduce el flujo másico en R407C entre 10.2% y un 7.4% (según si se realiza a baja o alta T_{evap} respectivamente), y el mismo aumento en Propano provoca una reducción entre 7.6% y 6.2%. Dicha reducción se traslada íntegramente al rendimiento volumétrico (Figura 5.31).

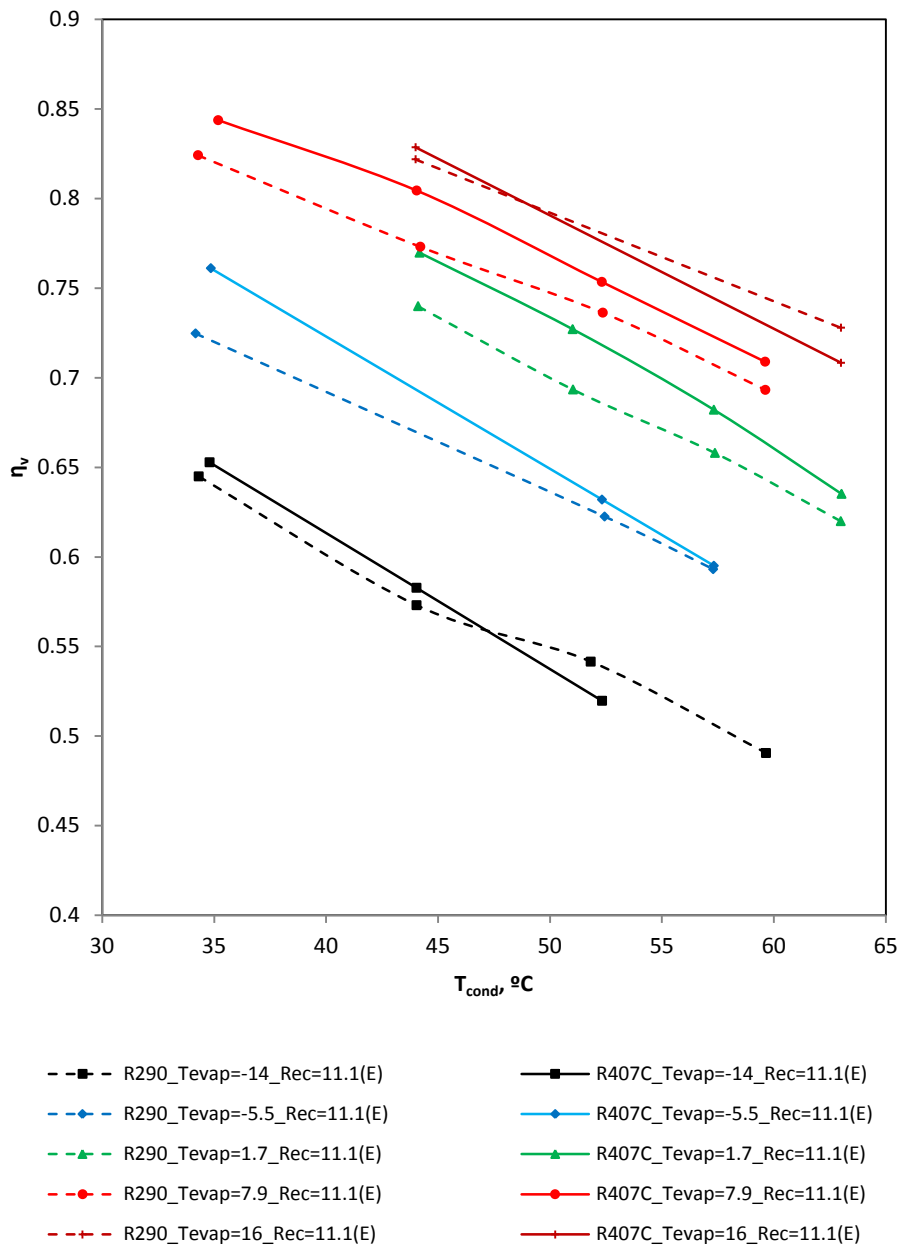


Figura 5.31. Medidas experimentales de rendimiento volumétrico con Propano y R407C en función de T_{cond} para T_{evap} entre -14°C y 16°C y $Rec=11,1K$.

El rendimiento volumétrico es superior en R407C en la mayoría de puntos de funcionamiento, pero la diferencia entre ambos se reduce con el aumento de T_{cond} , llegando a verse superado por el Propano en algunos de ellos. Es decir, el aumento de T_{cond} perjudica más al rendimiento volumétrico del R407C que al del Propano. Obviamente esto se debe a que el aumento de T_{cond} reduce en mayor proporción el flujo másico de R407C que de Propano, tal y como se ha visto en la Figura 5.30. La principal razón se debe a las características termodinámicas de ambos gases, ya que el mismo aumento de T_{cond} provoca en el R407C un mayor incremento de P_{cond} , y por tanto de la diferencia de presiones, con lo que se reduce más el volumen succionado y con él la componente $\eta_{v,c}$ (rendimiento volumétrico teórico). Asimismo también se ven afectadas las otras dos componentes del rendimiento volumétrico, ya que dicho aumento de la diferencia de presiones incrementa el índice de fugas FPC y RFR , y además se incrementa ΔT_{suc} debido a mayores temperaturas de descarga, con lo que la componente $\eta_{v,v}$ (rendimiento volumétrico asociado al volumen trasegado real) también se reduce. Por último señalar que la tercera componente del rendimiento volumétrico, $\eta_{v,f}$ también se reduce debido a la leve reducción del régimen de giro.

Apuntar que el amortiguamiento mostrado en la Figura 5.31 para la curva del Propano, con $T_{evap} = -14$, ya se vio en el análisis teórico del capítulo 4 (Caso 16), donde se vio que las fugas RFR presentaban un comportamiento no lineal con el aumento de la temperatura de condensación.

5.3.3 Efecto del recalentamiento externo

5.3.3.1. Influencia del Rec en la eficiencia

En este apartado se comparan los resultados obtenidos con recalentamiento 11.1 K frente a los obtenidos con recalentamiento 30 K. Las curvas de eficiencia para ambas condiciones (Figura 5.32 - Figura 5.38) confirman que el recalentamiento es beneficioso en todos los puntos ensayados. Esta mejora es más acusada en los puntos de bajas temperaturas de evaporación, ya que en estos puntos el recalentamiento apenas provoca reducción de flujo másico y en cambio lleva asociado un importante incremento de Δh_{is} en la compresión (claramente mayor en el Propano), llegando a incrementar la eficiencia en el caso del Propano un 7% y un 5% en el caso del R407C. Dicho resultado beneficia al Propano, ya que al tener temperaturas de descarga inferiores al R407C, puede permitirse altos recalentamientos incluso a bajas temperaturas de evaporación sin poner en peligro la integridad del aceite.

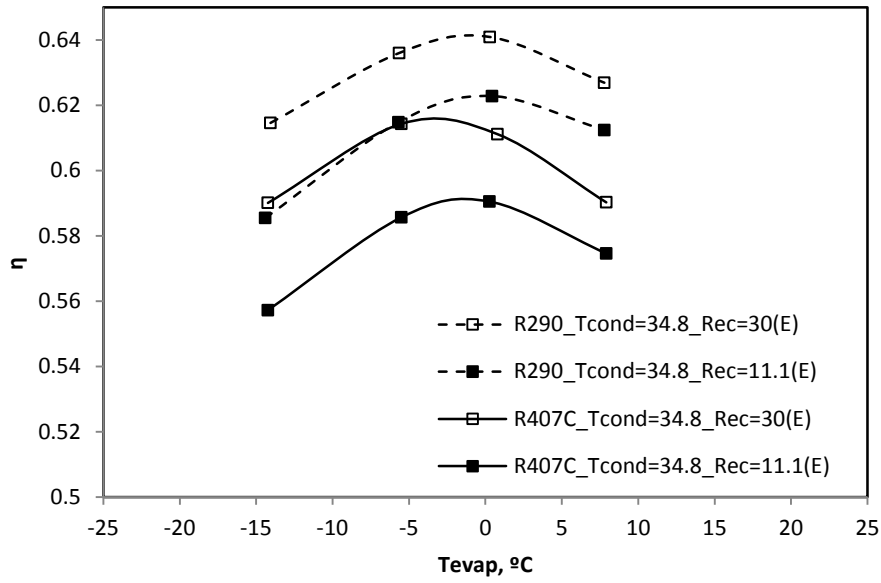


Figura 5.32. Medidas experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=34.8^{\circ}\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K.

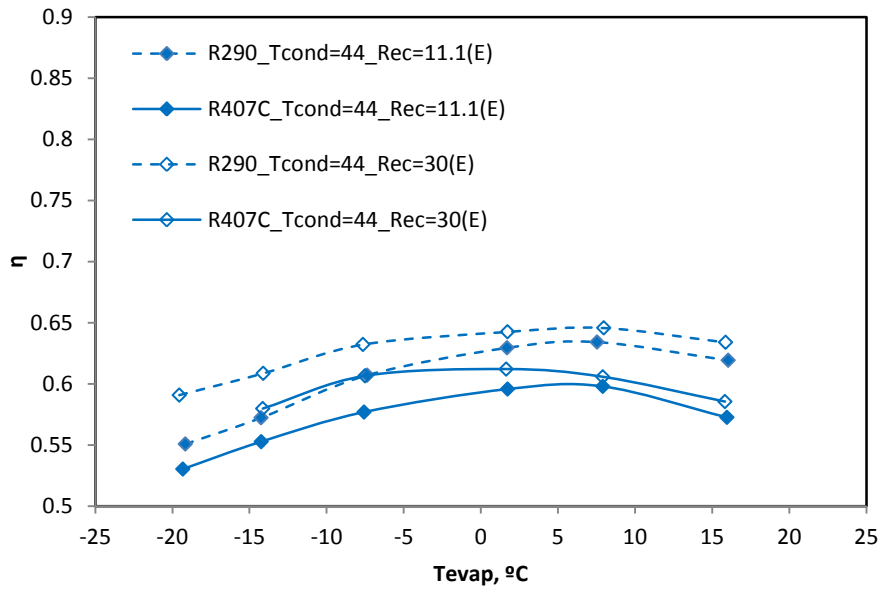


Figura 5.33. Medidas experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=44^{\circ}\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K.

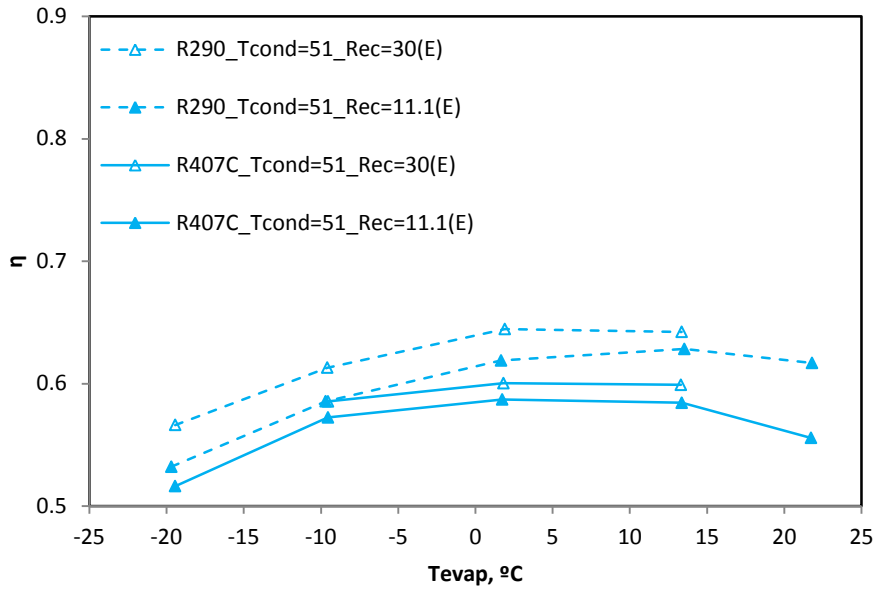


Figura 5.34. Medidas experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=51^{\circ}\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K

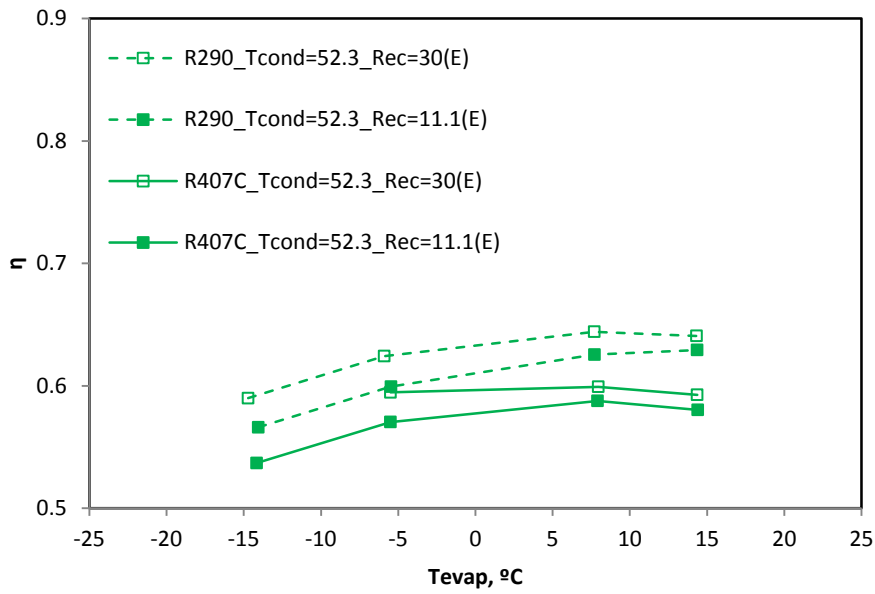


Figura 5.35. Medidas experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=52.3^{\circ}\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K

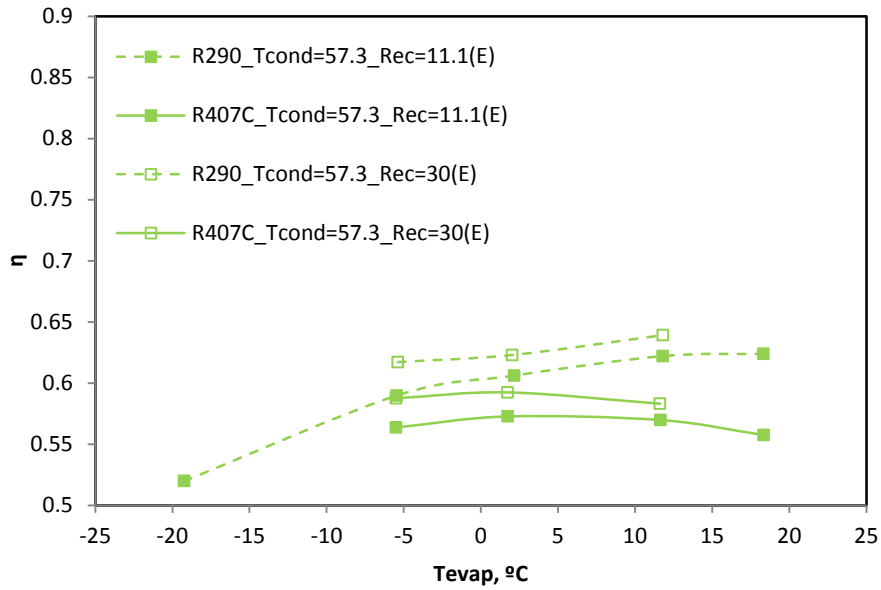


Figura 5.36. Medidas experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond} = 57.3^\circ\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K

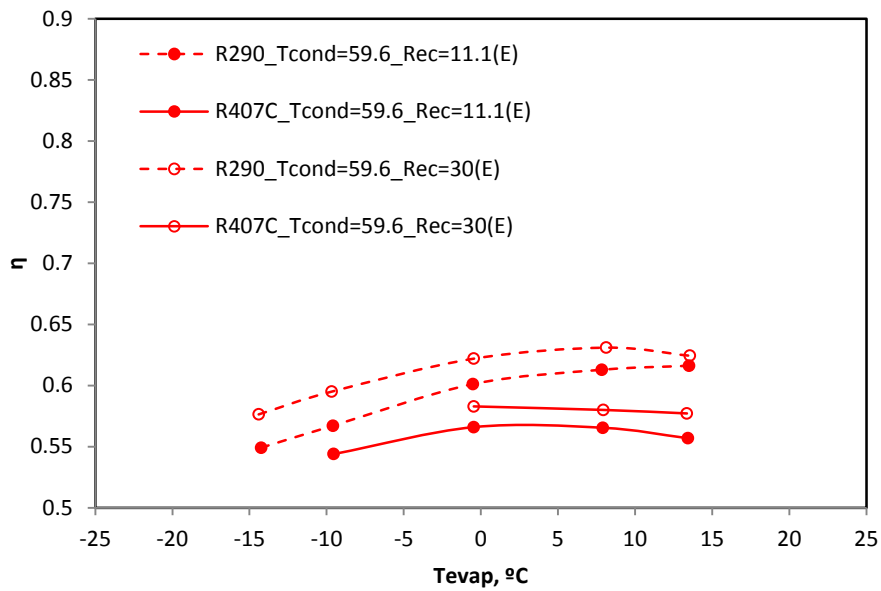


Figura 5.37. Medidas experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond} = 59.6^\circ\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K

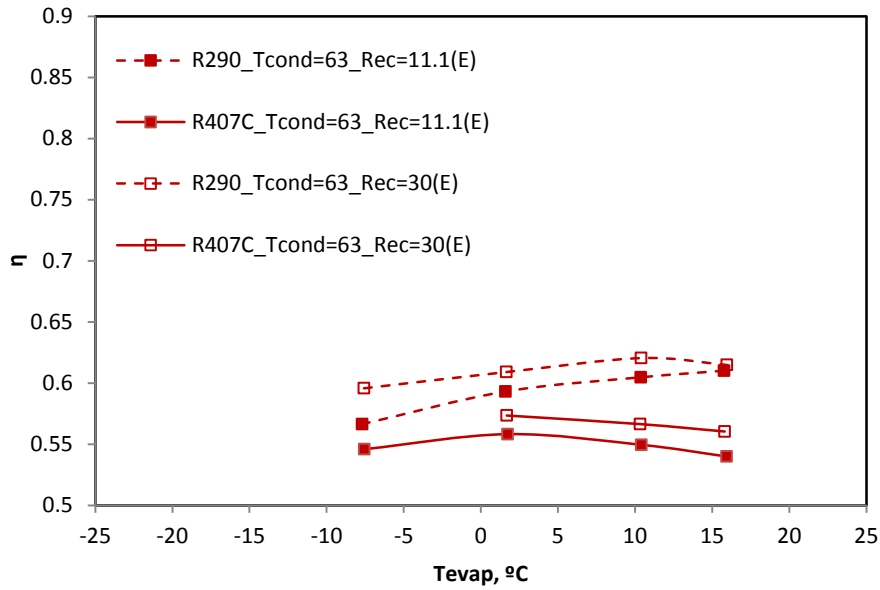


Figura 5.38. Medidas experimentales de eficiencia del compresor con Propano y R407C para $T_{cond}=63^{\circ}\text{C}$ con Rec 11,1 y 30K

Los resultados al ampliar el rango de Rec entre 5 y 40K reflejan un incremento constante de η con el aumento de Rec (Figura 5.39). Este incremento coincide con el análisis teórico del capítulo 4 y se debe al importante aumento de Δh_{is} (Figura 5.40), sin que apenas varíe la potencia eléctrica absorbida (Figura 5.41). Si se analiza el aumento de η como el producto de $\eta_i^* \eta_m^* \eta_{es}$ se llega a la misma conclusión, ya que η_m y η_{es} apenas varían y el principal factor que incrementa η_i es Δh_{is} . En cuanto al flujo másico, decrece ligeramente (Figura 5.43) debido tanto a la reducción de densidad (Figura 5.44) como al efecto de FPC y RFR visto en el capítulo 4.

El hecho de que la medida de la potencia eléctrica absorbida permanezca constante, a pesar de la reducción de flujo másico, coincide con los resultados de Jacobsen [36], W.D. Cooper [34] y P.F. Chamings [37]. El modelo explica este fenómeno mostrando la invariabilidad de los cuatro factores de los que depende (Ec.5.5).

$$\dot{E} = \frac{f W_i}{\eta_m \eta_e} \quad \text{Ec.5. 7}$$

Es importante aquí recordar que, según el modelo, el motivo por el cual W_i se mantiene constante a pesar del incremento de Δh_{is} es la reducción de las pérdidas de presión por trasegar el fluido a mayor temperatura, y no se debe al efecto de las fugas, las cuales se incrementan ligeramente con el Rec .

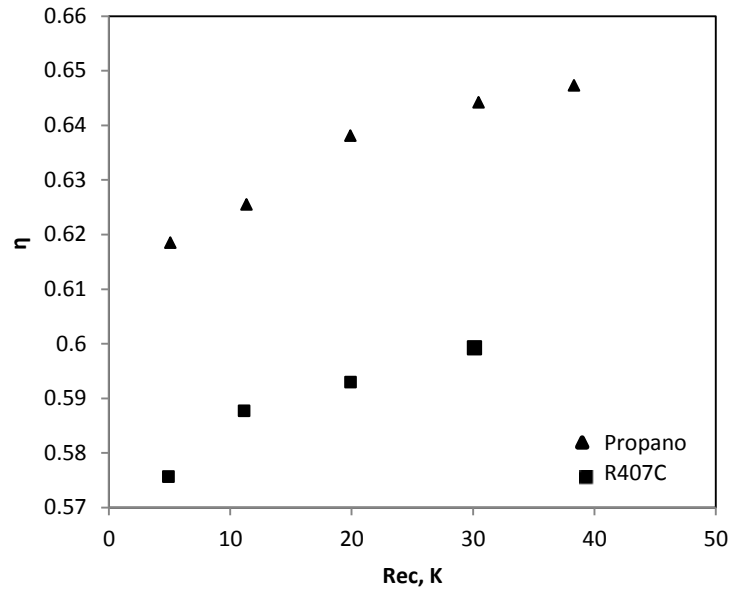


Figura 5.39. Medidas experimentales de eficiencia del "Punto Base" ($T_{evap}=7.9^{\circ}\text{C}$, $T_{cond}=52.3^{\circ}\text{C}$) para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11, 1, 20, 30, 40K).

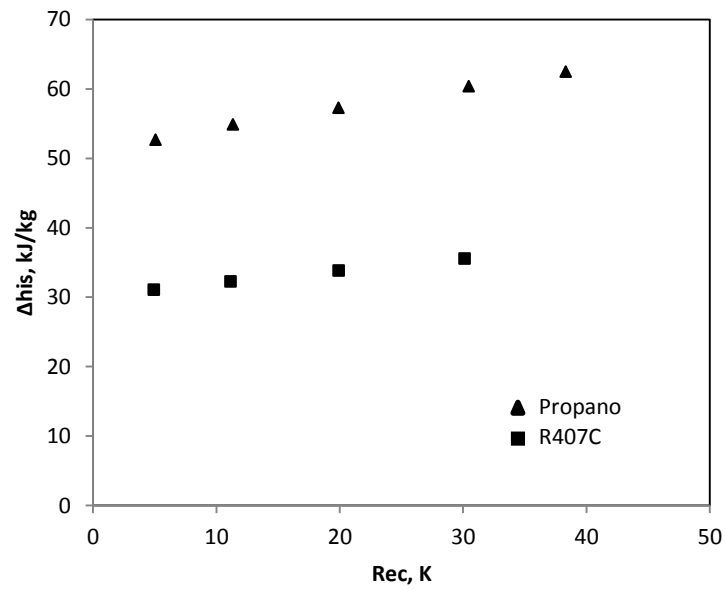


Figura 5.40. Medidas experimentales del incremento isentrópico de entalpía con el Rec .

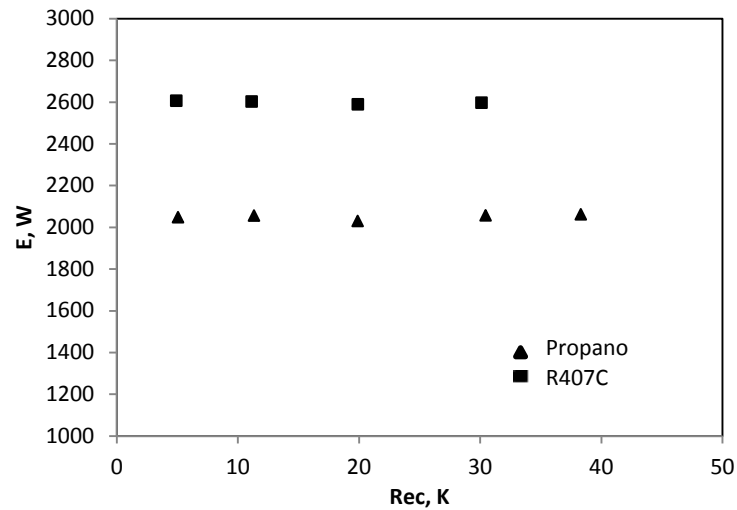


Figura 5.41. Consumo eléctrico compresor en el "Punto Base" ($T_{evap}=7.9^{\circ}\text{C}$, $T_{cond}=52.3^{\circ}\text{C}$) para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11, 1, 20, 30, 40K).

Aunque el consumo eléctrico se mantiene prácticamente constante, las pérdidas al ambiente crecen de forma proporcional al incremento de recalentamiento, lo cual indica que el recalentamiento reduce la potencia final que recibe el fluido desde que entra al compresor hasta que sale de él, \dot{W}_c , a pesar de que Δh_{is} se incrementa. Es decir, al recalentar más, se reduce la diferencia entre Δh_{is} y \dot{W}_c (aumenta η_{is}).

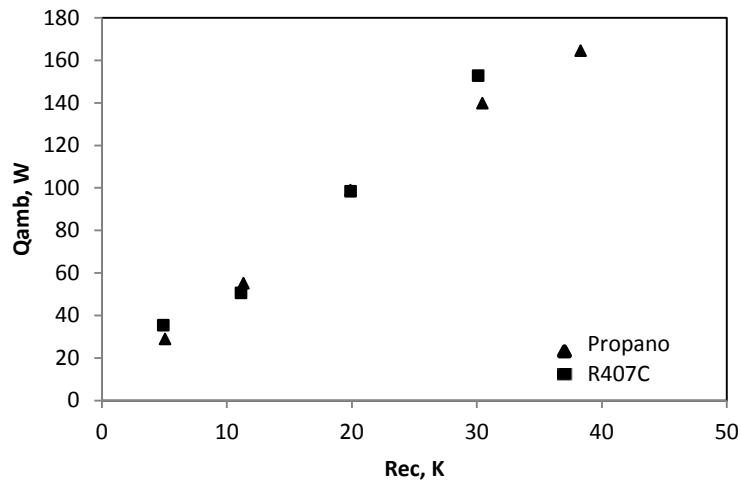


Figura 5.42. Medidas experimentales de las pérdidas de calor al ambiente para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11, 1, 20, 30, 40K).

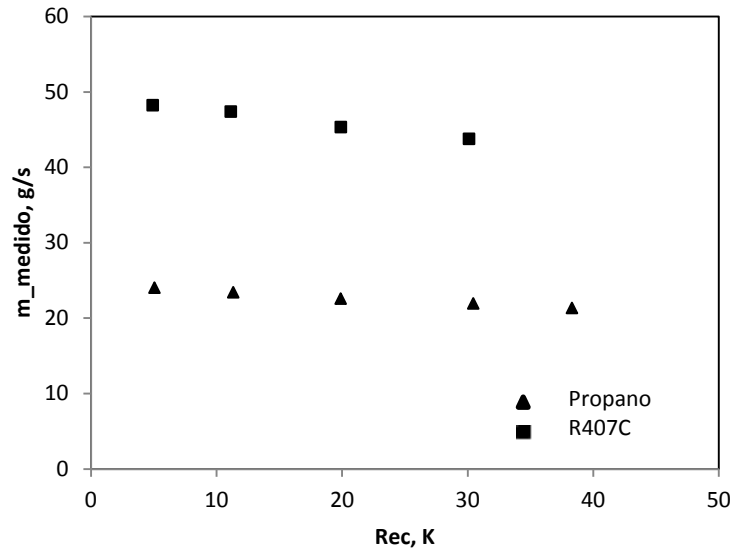


Figura 5.43. Medidas experimentales del flujo másico del "Punto Base" ($T_{evap} = 7.9^{\circ}\text{C}$, $T_{cond} = 52.3^{\circ}\text{C}$) para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11, 1, 20, 30, 40K).

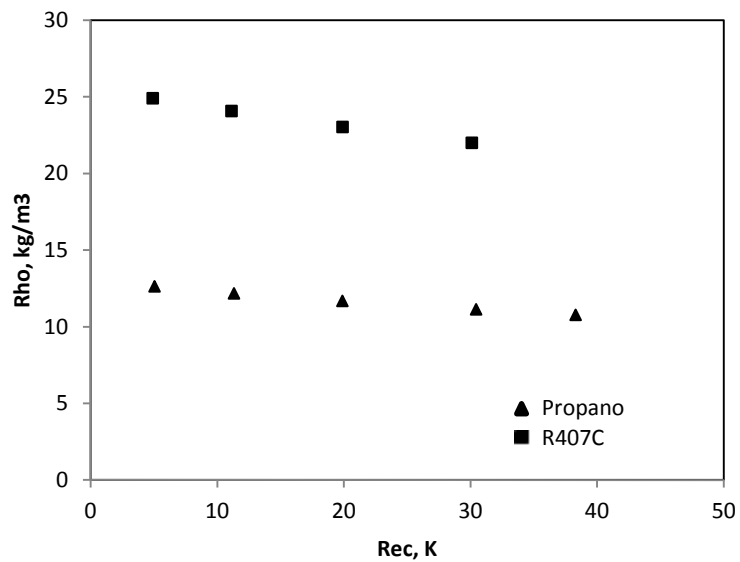


Figura 5.44. Densidad a la entrada del compresor en el "Punto Base" ($T_{evap} = 7.9^{\circ}\text{C}$, $T_{cond} = 52.3^{\circ}\text{C}$) para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11, 1, 20, 30, 40K).

5.3.3.2. Influencia del Rec en el rendimiento volumétrico

Los resultados experimentales muestran que el recalentamiento favorece al rendimiento volumétrico, tanto para el Propano como el R407C, suponiendo un incremento medio del 1.2% por cada 10 K en Propano y del 1% en R407C (Figura 5.45). Esta tendencia coincide con los experimentos de Macintire y Hutchinson [21], y se debe a que el incremento interno de densidad disminuye conforme aumenta el recalentamiento. Dicha tendencia ha sido captada con el modelo (Figura 5.46). No obstante, en los experimentos aparece con mayor intensidad. Prueba de ello es que, en el caso del Propano, por cada 10 K que se aumenta el recalentamiento, la densidad a la entrada del compresor cae aproximadamente un 4%, pero el flujo másico cae tan sólo un 2% (por ello aumenta η_v). Sin embargo en el modelo, el flujo másico cae en ocasiones incluso más del 4%, lo que explica que en el Caso 14 del capítulo 4 se produjese cierta caída de rendimiento volumétrico con el recalentamiento.

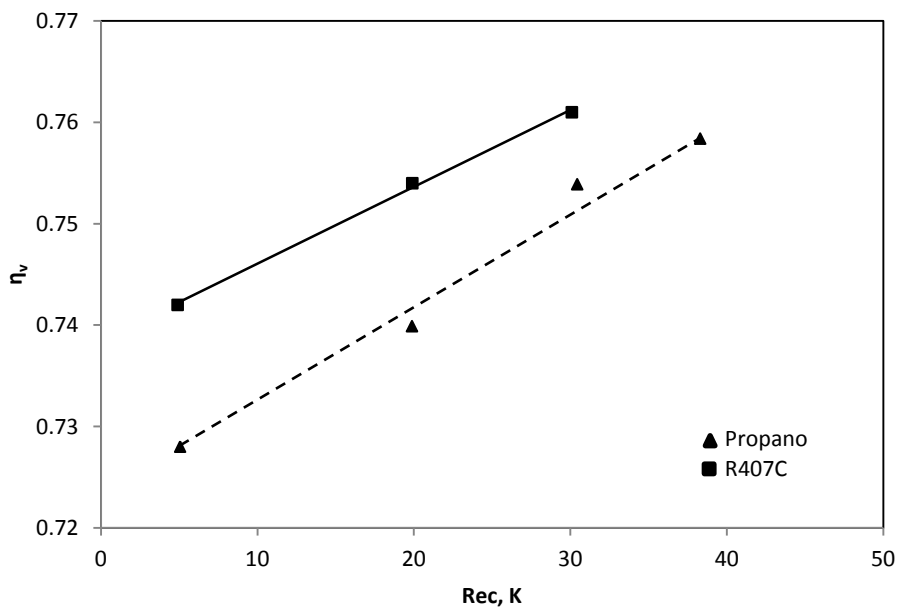


Figura 5.45. Medidas experimentales del rendimiento volumétrico del "Punto Base" ($T_{evap} = 7.9^\circ\text{C}$, $T_{cond} = 52.3^\circ\text{C}$) para Propano y R407C con distintos Rec (5, 11, 1, 20, 30, 40K).

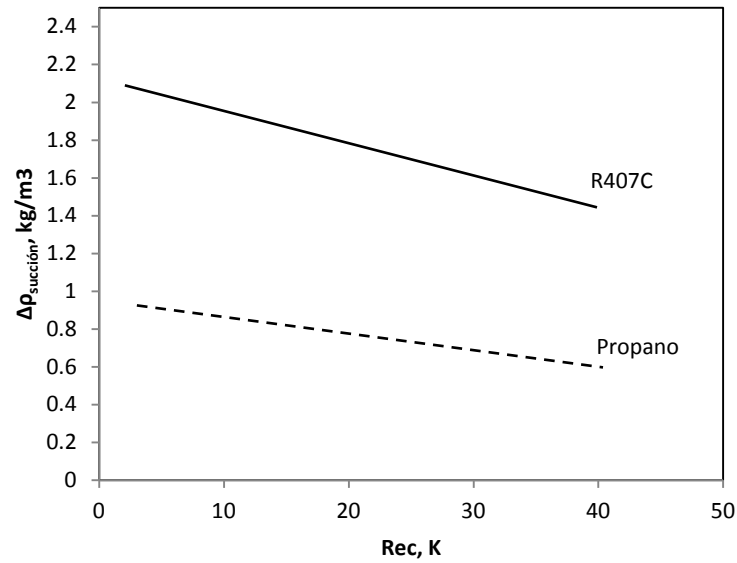


Figura 5.46. Dependencia del incremento de densidad en la succión con el *Rec* para Propano y R407C. (Resultados obtenidos con el Modelo).

Los resultados se han ampliado a distintas temperaturas de condensación y siguen siendo válidos. En la Figura 5.47 se han representado curvas de baja, media y alta temperatura de condensación para distintas temperaturas de evaporación. Dichas curvas muestran la eficiencia del compresor para dos recalentamientos distintos, 11.1 K y 30 K. En todos los puntos de funcionamiento ha sido favorable el incremento del recalentamiento, tanto para R407C como para Propano. No obstante, determinados puntos en bajas temperaturas de evaporación no se ha podido ensayar con R407C y recalentamiento 30 K debido a que superaba las temperaturas de descarga admitidas por el aceite del compresor.

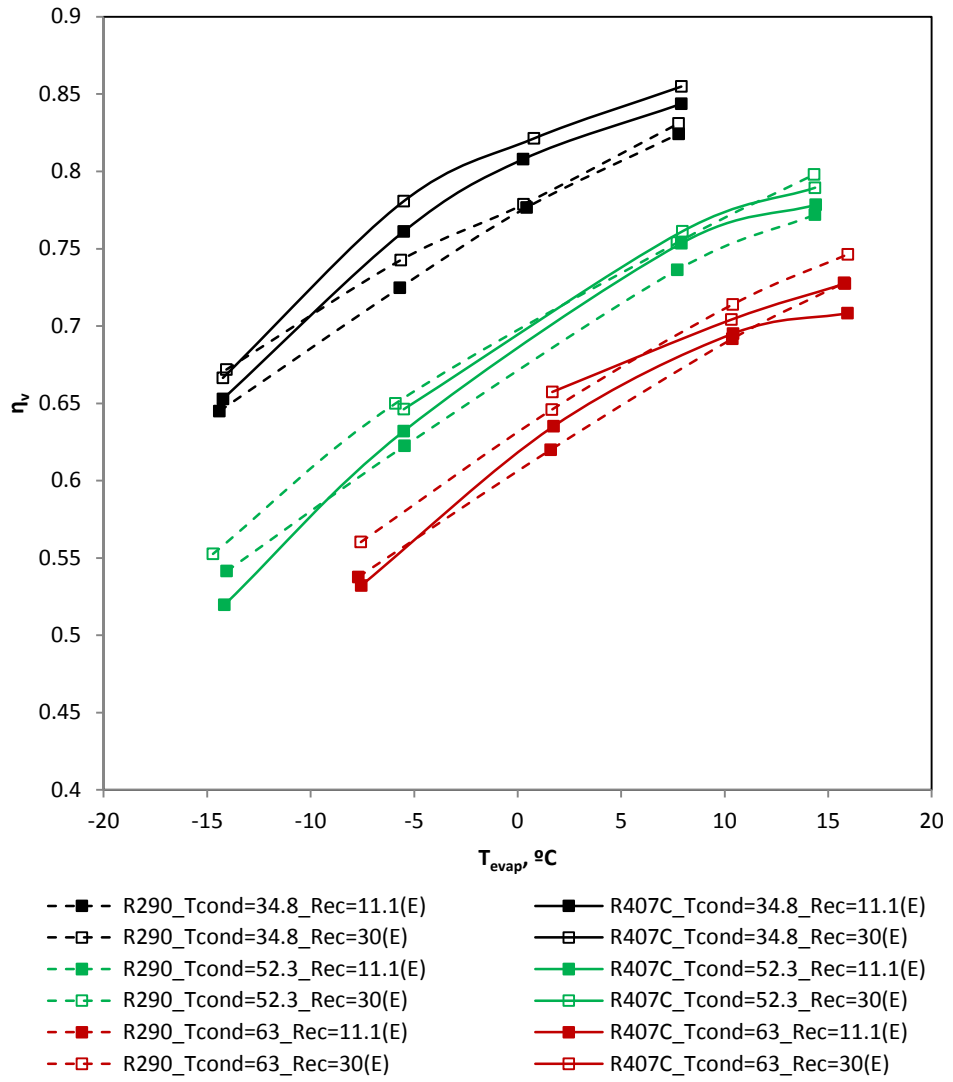


Figura 5.47. Influencia del recalentamiento en el rendimiento volumétrico para temperaturas de condensación bajas, medias y altas y distintas temperaturas de evaporación.

Capítulo 6

Conclusiones y desarrollos futuros

6.1 Conclusiones

Todos los comportamientos observados en las 124 medidas experimentales para Propano y R407C han podido explicarse a partir de los resultados teóricos obtenidos. El porcentaje de error obtenido en la estimación de las principales variables globales del compresor (η y η_v) no supera el 10% y el valor medio de los tiempos de cálculo del modelo no supera un minuto por cada punto de medida. Se concluye por tanto que el modelo está preparado para asistir al diseño y optimización de compresores de refrigeración.

El estudio experimental realizado confirma que el uso de Propano en compresores de pistón herméticos diseñados para trabajar con R407C supone un incremento en su eficiencia, en este caso en todos los puntos de funcionamiento. Dicho incremento crece al aumentar las temperaturas de evaporación y condensación, llegando a alcanzar el 13% en las máximas temperaturas de evaporación y condensación ensayadas.

A continuación se citan las conclusiones obtenidas al estudiar el efecto de las condiciones de funcionamiento y de las principales pérdidas energéticas del compresor en sus distintos rendimientos.

Ratio de Fugas de Retorno (*RFR*)

Tienen un importante efecto sobre el rendimiento volumétrico debido principalmente a RFR_{suc} .

Apenas afectan al rendimiento indicado, ya que la variación de masa trasegada es proporcional a la variación de trabajo indicado. Dado que el rendimiento electro-mecánico tampoco varía, se concluye que las *RFR* afectan poco a la eficiencia del Propano y muy poco a la eficiencia del R407C.

El efecto perjudicial de *RFR*, tanto en la eficiencia como en el rendimiento volumétrico, es mayor en el Propano, debido a que las válvulas no han sido diseñadas para trasegar dicho refrigerante. Este efecto se incrementa con la relación de presiones, ya que aumenta el retraso en el ángulo de cierre tanto en la válvula de succión como de descarga.

Fugas Pistón Cilindro (*FPC*)

Importante efecto no sólo sobre el rendimiento volumétrico, sino también sobre la eficiencia. Afectan más al Propano, debido a su menor densidad, y son más perjudiciales en altas relaciones de presión, ya que dependen directamente de la diferencia de presiones entre el cilindro y el cárter.

Pérdidas de Presión (ΔP)

Las pérdidas de presión afectan principalmente a la eficiencia y tienen poco efecto sobre el rendimiento volumétrico. Son más perjudiciales para el R407C, que duplica en

densidad al Propano, y sus efectos se acentúan para bajas relaciones de presión, donde los flujos másicos se incrementan.

Las pérdidas de presión en succión son mayores que en descarga, debido a las altas velocidades del fluido, a pesar de que la densidad es menor.

La energía consumida en bombear el fluido hacia la descarga se debe casi a partes iguales a las pérdidas en el conducto de descarga y a las pérdidas en la válvula. No ocurre lo mismo en la succión, donde la mayor parte de las pérdidas se localizan en la válvula.

Las pérdidas de presión en la válvula de descarga son mayoritariamente estáticas, debidas a la limitada área de paso por la que fluye el gas comprimido. En cambio, en la válvula de succión son dinámicas, debidas a la inercia y movimiento de la propia válvula.

Pérdidas eléctricas

Son perjudiciales para todos los rendimientos (indicado, mecánico, eléctrico, eficiencia y volumétrico), debido a que se está consumiendo una energía eléctrica extra, que no le llega al eje, y que además se está empleando negativamente en calentar el refrigerante en la succión y reducir la masa trasegada.

Al eliminar las pérdidas eléctricas, también aumenta el rendimiento indicado y mecánico, con lo que el efecto no es lineal.

La curva de rendimiento eléctrico tiene una zona plana y se degrada mucho a alto par. Por ello el R407C tiene menores rendimientos eléctricos que el Propano.

Pérdidas mecánicas

Al igual que las pérdidas eléctricas, son perjudiciales para todos los rendimientos (indicado, mecánico, eléctrico, eficiencia y volumétrico), debido a que se está consumiendo una energía eléctrica extra, que no favorece la compresión del fluido, sino que se emplea negativamente en calentar el refrigerante en la succión y reducir la masa trasegada.

Al eliminar las pérdidas mecánicas, también aumenta el rendimiento indicado y eléctrico, con lo que el efecto tampoco es lineal.

La curva de rendimiento mecánico es creciente con el par en el eje, por lo que existe un punto de corte entre las curvas de rendimiento eléctrico y mecánico. A bajo par son mayores las pérdidas mecánicas y a alto par son mayores las pérdidas eléctricas. Es por ello que el R407C presente rendimientos eléctricos menores que el Propano y éste, a su vez, menores rendimientos mecánicos que el R407C.

Pérdidas al ambiente

Favorecer la disipación de las pérdidas eléctricas y mecánicas al ambiente supone un incremento tanto de la eficiencia como del rendimiento volumétrico del compresor, ya

que esa energía no se emplea en calentar el fluido en la succión y consecuentemente se incrementa el flujo másico trasegado

Transmisión de calor al cilindro

La eliminación de este intercambio de calor (23W en Propano y 25W en R407C) no supone ningún cambio significativo en los rendimientos del compresor, lo que indica que en este punto de funcionamiento este efecto es poco relevante.

Volumen muerto

Apenas afecta a la eficiencia, ya que el trabajo extra realizado para comprimir el volumen muerto, luego lo devuelve él mismo en la expansión. En cambio, tiene un importante efecto en el rendimiento volumétrico, afectando directamente a la pendiente de la curva que lo relaciona con la relación de presiones.

Recalentamiento

Los resultados experimentales muestran que el incremento del recalentamiento en cualquiera de los puntos ensayados mejora su eficiencia, tanto en Propano como en R407C, y se debe a la importante crecida de Δh_{is} sin que apenas varíe la potencia eléctrica absorbida. Esta mejora es más acusada en los puntos de bajas T_{evap} , ya que en estos puntos el *Rec* apenas provoca reducción de flujo másico y en cambio lleva asociado un importante incremento de Δh_{is} en la compresión (claramente mayor en el Propano), llegando a incrementar la eficiencia en el caso del Propano un 7% y un 5% en el caso del R407C. Este resultado beneficia al Propano, ya que al tener temperaturas de descarga inferiores al R407C, puede permitirse altos *Rec* incluso a bajas T_{evap} .

Los rendimientos eléctricos y mecánicos apenas se ven afectados por el recalentamiento. El trabajo indicado se mantiene constante, a pesar del incremento de Δh_{is} , debido a la reducción de las pérdidas de presión por trasegar el fluido a mayor temperatura, y no se debe al efecto de las fugas, las cuales se incrementan ligeramente con el *Rec*. Con ello se explica que la potencia eléctrica absorbida permanezca constante, a pesar de la reducción de flujo másico.

El recalentamiento incrementa el rendimiento volumétrico, tanto en Propano como en R407C, a pesar de que se reduce el flujo másico trasegado. Ello se debe principalmente a que se reduce la diferencia de densidades entre la entrada y la succión.

Presión de Evaporación

Dada una presión de condensación constante, existe una presión de evaporación que maximiza la eficiencia. La posición de dicho máximo viene determinada por la combinación de pérdidas energéticas en el compresor, ya que tanto las pérdidas electro-mecánicas como el rendimiento indicado presentan también sus propios máximos.

Las condiciones de funcionamiento óptimas coinciden para ambos refrigerantes ($T_{evap}=5$, $T_{cond}=44$).

El compresor con Propano es más sensible a las condiciones de funcionamiento que con R407C. Es decir, pequeñas mejoras en las condiciones de funcionamiento supondrán mayores mejoras en el Propano que en el R407C.

El Propano trabaja en un intervalo de par donde el rendimiento electro-mecánico es únicamente creciente y con una fuerte pendiente, con lo que pequeñas variaciones en el par suponen cambios importantes en el rendimiento. En cambio, el R407C llega a trabajar en intervalos de par donde el rendimiento electro-mecánico apenas tiene pendiente y en ocasiones es incluso decreciente.

El aumento de T_{cond} provoca un aumento de T_{evap} óptima, siempre y cuando no se llegue al par óptimo del rendimiento electro-mecánico. Por encima de dicho par óptimo, la caída del rendimiento electro-mecánico se suma a la caída debida a las pérdidas por fricción. Es por ello que para R407C y altas T_{cond} (par en el eje elevado), existe una T_{evap} óptima que coincide con el par óptimo que maximiza el rendimiento electro-mecánico.

En el caso del Propano, para cualquier presión de condensación, la eficiencia máxima se encuentra en aquella presión de evaporación que suponga una relación de presiones $Rp=2.5$. Esto se debe a que existe un desplazamiento de las T_{evap} óptimas conforme aumenta T_{cond} , ya que no se alcanza el par óptimo del rendimiento electro-mecánico.

En el caso del R407C, existe también un máximo en $Rp=3$, pero éste se desplaza para altas presiones de condensación, debido a que en este caso sí se alcanza el par óptimo del rendimiento electro-mecánico.

Existe una gran influencia de la presión de evaporación en el flujo másico. Dada una presión de condensación fija, el aumento de la presión de evaporación lleva asociado una reducción del volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor, v_1 . Además, se reduce la relación de presiones, por lo que disminuyen las fugas FPC , RFR y el incremento de temperatura en la succión. Esto explica que se incremente el flujo másico trasegado y por tanto del rendimiento volumétrico.

Si se analiza el rendimiento volumétrico del compresor trabajando con ambos refrigerantes, se observa un mejor comportamiento del R407C en la mayoría de puntos ensayados. Ello se debe a que, según el estudio teórico realizado, el Propano presenta un mayor índice de fugas FPC y RFR en la compresión. Dicho efecto tiene su origen en que la geometría y dinámica del compresor han sido optimizadas para R407C y no para Propano.

Existe una relación directa entre Rp y η_v para el Propano, independientemente de T_{cond} , pero en el caso del R407C no depende únicamente de la relación de presiones, ya que existe cierta dispersión en los puntos obtenidos para bajas Rp . Esta dispersión se debe a que el R407C presenta una gran variación de $\Delta\rho_{suc}$ con T_{cond} para bajas Rp . Lo cual es debido principalmente al incremento de las pérdidas de calor del motor eléctrico en esos puntos (Figura 5.22 y Figura 5.23), a las pérdidas de presión, que cobran su máximo valor en dichos puntos (Figura 5.7, Figura 5.8, Figura 5.9 y Figura 5.10) y la reducción del régimen de giro (Figura 5.24).

Presión de Condensación

Dada una presión de evaporación constante, existe una presión de condensación que maximiza la eficiencia. La posición de dicho máximo viene determinada principalmente por el rendimiento indicado.

Las variaciones de T_{cond} tienen mucha menos repercusión sobre el flujo másico que las variaciones de T_{evap} . La principal diferencia respecto a variar T_{evap} es que la variación de T_{cond} no afecta a v_1 . No obstante, incrementar T_{cond} reduce también el flujo másico debido principalmente a la reducción del volumen succionado y al aumento global de las fugas. Hay que tener en cuenta además, otros efectos que entran en juego en menor medida, como son el ligero incremento de ΔT_{suc} debido en parte a mayores temperaturas de descarga, y la leve reducción del régimen de giro, favoreciendo ambas la reducción del flujo másico.

Dada una relación de presiones fija, el aumento de la presión de condensación aumenta el flujo másico trasegado y con él las pérdidas de presión. Por otra parte aumenta la diferencia de presiones entre T_{evap} y T_{cond} , lo que provoca mayores temperaturas en el compresor y un mayor índice de fugas. Esto suele ser suficiente para hacer caer la eficiencia, aunque se mantenga la relación de presiones. No obstante, en algunos puntos se ha observado que el incremento de par en el eje debido al incremento del trabajo indicado lleva asociado un aumento importante de rendimiento electro-mecánico y acaba incrementando la eficiencia.

Las diferencias entre ambos refrigerantes se acentúan al aumentar T_{cond} , siendo la principal razón la caída del rendimiento eléctrico, debido tanto a la diferencia de par exigido como a la propia forma de la curva del rendimiento eléctrico frente al par motor.

El incremento de la presión de condensación para una presión de evaporación constante hace caer el rendimiento volumétrico, debido a que se reducen los tres términos que lo componen $\eta_{v,c}$, $\eta_{v,v}$ y $\eta_{v,f}$.

El aumento de T_{cond} perjudica más al rendimiento volumétrico del R407C que al del Propano. Obviamente esto se debe a que el aumento de T_{cond} reduce en mayor proporción el flujo másico de R407C que de Propano, tal y como se ha visto en la Figura 5.30. La principal razón se debe a las características termodinámicas de ambos gases, ya que el mismo aumento de T_{cond} provoca en el el R407C un mayor incremento de P_{cond} , y por tanto de la diferencia de presiones, con lo que se reduce más el volumen succionado y con él la componente $\eta_{v,c}$ (rendimiento volumétrico teórico). Asimismo también se ven afectadas las otras dos componentes del rendimiento volumétrico, ya que dicho aumento de la diferencia de presiones incrementa el índice de fugas FPC y RFR , y además se incrementa ΔT_{suc} debido a mayores temperaturas de descarga, con lo que la componente $\eta_{v,v}$ (rendimiento volumétrico asociado al volumen trasegado real) también se reduce. Por último señalar que la tercera componente del rendimiento volumétrico, $\eta_{v,f}$ también se reduce debido a la leve reducción del régimen de giro.

6.2 Desarrollos futuros

En esta tesis se ha tratado de esclarecer la influencia de las condiciones de funcionamiento en el comportamiento del compresor, para lo cual ha sido necesario aclarar su relación con las múltiples pérdidas energéticas que sufre dependiendo del refrigerante utilizado. Dicha influencia se ha cuantificado y explicado haciendo uso del modelo matemático. Se propone utilizar como estudio base el realizado en esta tesis y aplicar las conclusiones obtenidas para iniciar un camino que facilite la toma de decisiones de los fabricantes en el diseño de prototipos que funcionen de forma óptima con Propano como refrigerante.

Desde el punto de vista del modelo matemático utilizado se proponen desarrollos futuros que mejoren su predicción en todos los puntos de funcionamiento:

1. Se puede ajustar mejor el reparto energético en el interior del compresor para incrementar el valor de ΔT_{suc} y de las temperaturas de descarga para altas temperaturas de condensación.
2. Se han encontrado dificultades para modelar con precisión el ratio de fugas de retorno en la válvula de descarga, ya que el modelo cero dimensional utilizado no considera el efecto de las ondas de presión que impactan y rebotan en el silenciador.
3. No se ha tenido en cuenta en el modelo la variación de las propiedades lubricantes debidas a la fracción de refrigerante disuelto en el aceite:
 - a. Efecto sobre el rendimiento mecánico: las propiedades lubricantes del aceite mezclado con el refrigerante varían tanto con el tipo de refrigerante como con su temperatura e influyen directamente en las pérdidas mecánicas.
 - b. Efecto sobre *FPC*: Brown & Pearson [34] concluyeron que las fugas pistón-cilindro (*FPC*) dependían de la película de aceite con refrigerante disuelto que se formaba en la pared del cilindro. La concentración de refrigerante en esta película estaba relacionada directamente con el recalentamiento. A mayor recalentamiento, menor concentración de refrigerante en el aceite y por tanto mejoraban sus propiedades como sellante.
 - c. Efecto sobre *RFR*: Gosney [34] asegura que las propiedades del aceite mezclado con el refrigerante influyen en el sellado de las válvulas usadas en compresores herméticos.
4. El efecto de la posible condensación del refrigerante en las paredes del cilindro para bajos recalentamientos, conocido como compresión húmeda, no se ha tenido en cuenta en el modelo. En la bibliografía existen autores que lo han considerado para el ajuste de sus modelos [2].

Anexo I

Comparación termodinámica entre el Propano y el R407

El estudio realizado en la presente tesis no estaría completo de no incluir el presente anexo, en el cual se comparan las propiedades termodinámicas fundamentales que diferencian y/o asemejan al Propano del R407C. Dicha comparación es necesaria, ya que sirve de ayuda para interpretar los resultados obtenidos. El estudio se ha realizado a partir de las propiedades obtenidas de la base de datos de NIST REFPROP [59].

La Figura Anexo I.1 muestra por un lado la semejanza en las presiones de evaporación de ambos refrigerantes, lo cual es un primer indicador de que el R290 es un posible sustituto del R407C en un sistema de refrigeración. Asimismo se observa que en el rango de temperaturas propio de la condensación (35-60°C) el Propano presenta presiones de saturación inferiores, lo cual beneficia al Propano por dos motivos. En primer lugar, el uso de un mismo equipo, diseñado para un cierto límite de presión, va a permitir temperaturas de condensación superiores en el caso del propano. En segundo lugar, cualquiera que sean las temperaturas de evaporación y condensación, el ratio entre la presión de condensación y evaporación siempre va a ser menor en el Propano que en el R407C (Figura Anexo I.2), lo cual va a favorecer al rendimiento volumétrico del compresor.

La temperatura de descarga supone un límite para las condiciones de funcionamiento del compresor, ya que el aceite puede alcanzar temperaturas excesivas que deterioren sus propiedades como lubricante, lo cual reduciría la vida útil del compresor. La Figura Anexo I.3 muestra las temperaturas de descarga de ambos refrigerantes asumiendo compresión isentrópica y 11,1K de recalentamiento para tres temperaturas de condensación (35, 50 y 65°C). En ella se observa que el Propano presenta temperaturas de descarga considerablemente inferiores al R407C, lo cual va a permitir trabajar a mayores temperaturas de condensación y a mayores recalentamientos.

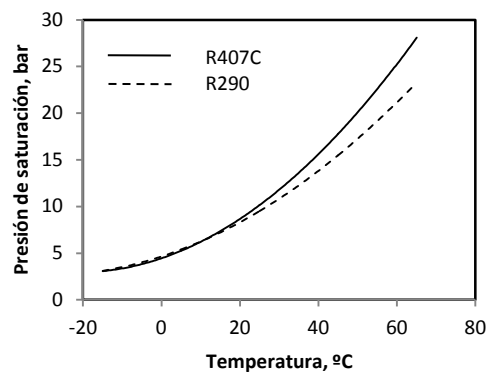


Figura Anexo I.1: Presiones de saturación del R290 y el R407C.

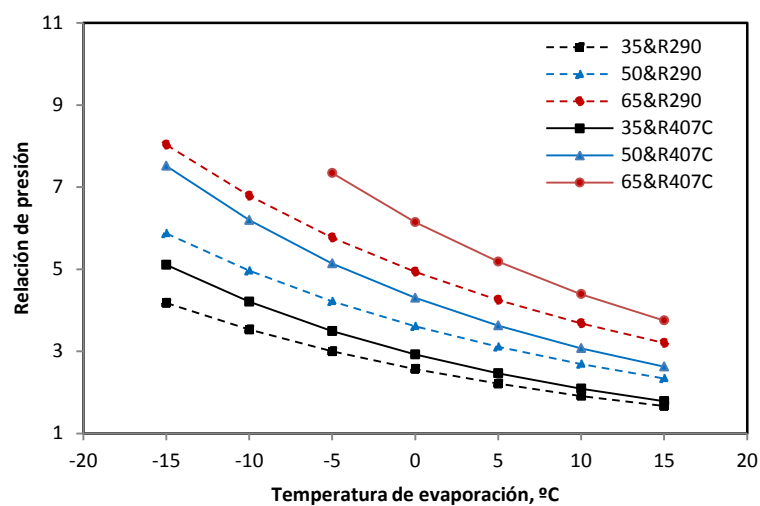


Figura Anexo I.2: Presiones de saturación del R290 y el R407C.

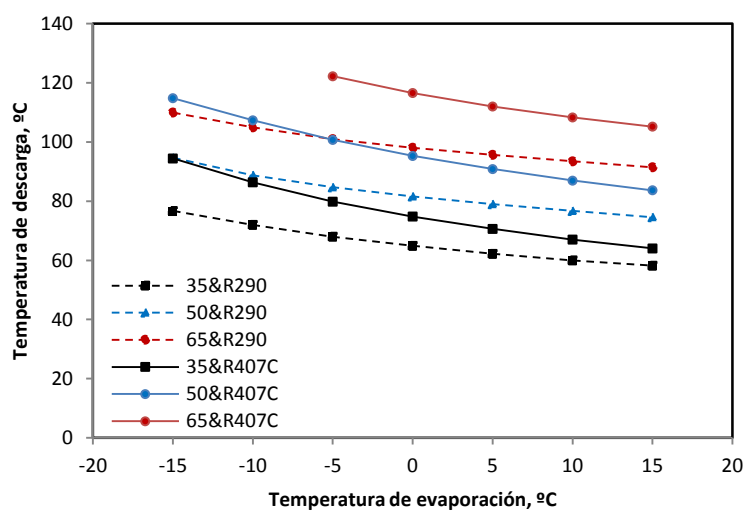


Figura Anexo I.3: Temperaturas de descarga del R290 y el R407C.

Para comparar ambos refrigerantes desde un punto de vista puramente termodinámico es necesario analizar parámetros que no dependan del compresor, como son la capacidad volumétrica ψ_v , el trabajo isoentrópico de compresión volumétrico $w_{v, is}$ o el COP isoentrópico.

Si tenemos en cuenta el ciclo de refrigeración representado en la Figura 4.1, se define la capacidad volumétrica como:

$$\psi_v = \frac{(h_1 - h_3)}{v_1} \tag{Ec. Anexo I .1}$$

La capacidad volumétrica es un indicador de la capacidad frigorífica que tiene una unidad de volumen de refrigerante en condiciones de entrada al compresor. Sólo depende del refrigerante y de las condiciones de funcionamiento y es independiente del tamaño del compresor y de su régimen de giro. Claramente es mayor para el R407C, lo cual indica que en un mismo compresor, suponiendo que ambos refrigerantes poseen semejantes η_v , la capacidad frigorífica del R407C será mayor:

$$\dot{Q}_{ev} = \eta_v \dot{V}_{desp} \psi_v \tag{Ec. Anexo I .2}$$

La capacidad volumétrica se incrementa con la temperatura de evaporación porque al aumentar la densidad del refrigerante, se disminuye el volumen específico y aumenta la capacidad volumétrica (sin que apenas varíe la capacidad frigorífica específica). Se observa también que para una misma temperatura de entrada al compresor, la capacidad volumétrica disminuye con la temperatura de condensación, ya que debido a la pendiente de la campana de saturación, la entalpía del líquido saturado h_s aumenta y se reduce la capacidad frigorífica específica.

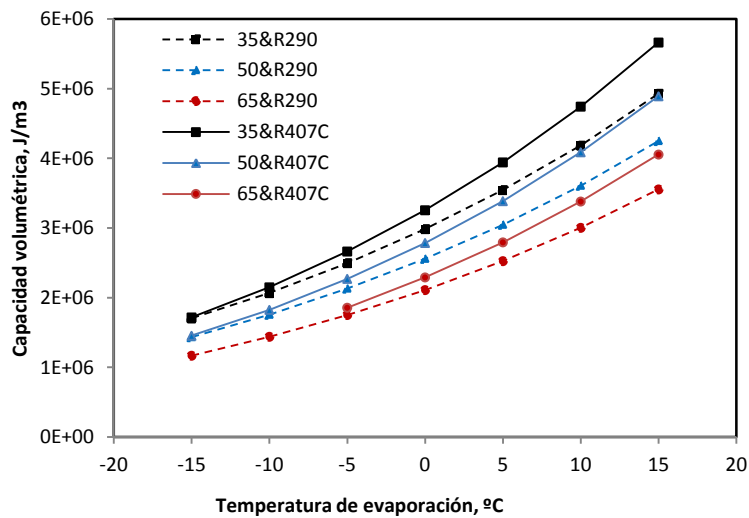


Figura Anexo I.4: Capacidad volumétrica del refrigerante en función de la temperatura de evaporación para tres temperaturas de condensación con R407C y R290

Teniendo en cuenta el ciclo de refrigeración representado en la Figura Anexo I.1, se define el trabajo isoentrópico de compresión volumétrico $w_{v, is}$ como:

$$w_{v, is} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{v_1} \tag{Ec. Anexo I .3}$$

El trabajo isoentrópico de compresión volumétrico permite comparar la energía necesaria para comprimir isentrópicamente el refrigerante desde el estado 1 hasta la presión de condensación, independientemente del tamaño del compresor y del régimen de giro. Además este parámetro indica el valor de la presión media efectiva de un compresor alternativo ideal sin volumen muerto ($1 J/m^3 = 1 Nm/m^3 = 1 N/m^2$).

Conociendo la cilindrada del compresor, este parámetro es un buen indicador del consumo eléctrico que tendrá el compresor con cada uno de los refrigerantes que se quieran ensayar.

$$\dot{E} = \eta_v \dot{V}_{desp} w_{v, is} \tag{Ec. Anexo I .4}$$

En este caso, la Figura Anexo I.5 nos indica que el consumo eléctrico del compresor trabajando con R407C va a ser mayor que con Propano, incrementándose estas diferencias con el aumento tanto de T_{evap} como de T_{cond} . Asimismo nos indica que para cada temperatura de condensación existe una temperatura de evaporación para la cual el consumo va a ser máximo, lo cual es un dato crítico para la selección del motor eléctrico del compresor. Este efecto se debe a que a bajas T_{evap} v_1 es bajo y a altas T_{evap} es bajo $h_2 - h_1$, existiendo un máximo de $w_{v, is}$ para una determinada T_{evap} .

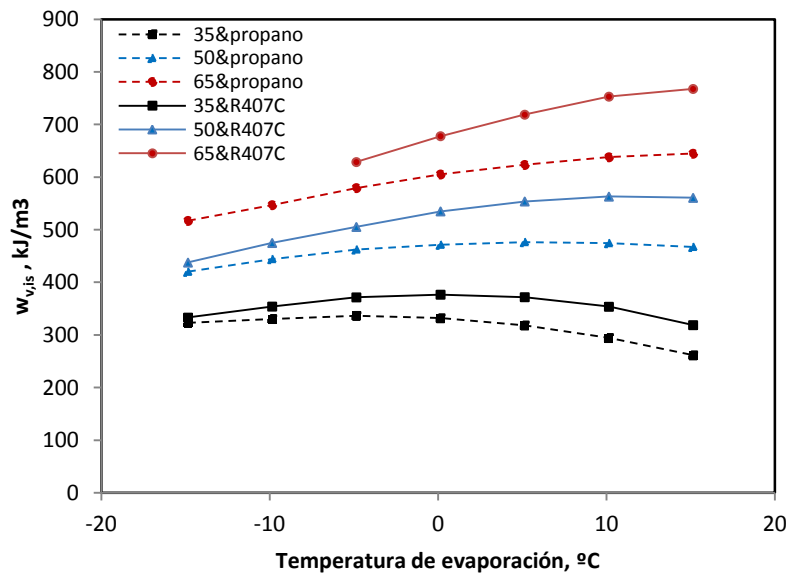


Figura Anexo I.5: Trabajo de compresión volumétrico en función de la temperatura de evaporación para tres temperaturas de condensación con R407C y R290

Los indicadores analizados apuntan por tanto que el R407C va a presentar una mayor potencia frigorífica y un mayor consumo eléctrico. De la misma forma se puede definir un coeficiente de operación que sólo dependa del ciclo utilizado para el refrigerante en cuestión y no de la interacción con el compresor.

$$COP_{is} = \frac{(h_1 - h_3)}{(h_{2s} - h_1)} \quad \text{Ec. Anexo I.5}$$

Los resultados reflejan un COP isoentrópico ligeramente superior para el R290 (Figura Anexo I.6) en las condiciones estudiadas. Cabe destacar que las Figuras Anexo I.4-6 se obtienen directamente de las propiedades termodinámicas de cada refrigerante considerando el ciclo ideal de funcionamiento representado en el capítulo 4.

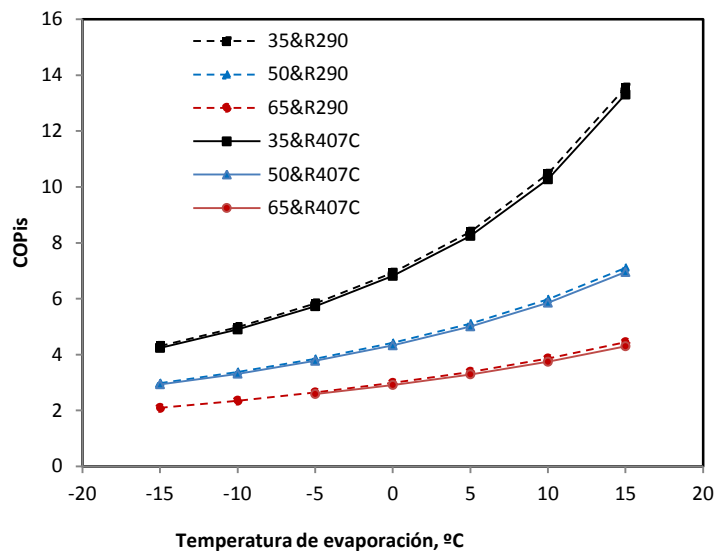


Figura Anexo I.6: COP Isoentrópico del refrigerante en función de la temperatura de evaporación para tres temperaturas de condensación con R407C y R290

A partir del COP_{is} puede determinarse el COP real del sistema conociendo la eficiencia del compresor η . Es por ello que en la presente tesis se ha dado máxima importancia al estudio de η , entendiéndose que el COP dependerá directamente de ella.

$$COP = COP_{is} \cdot \eta \quad \text{Ec. Anexo I.6}$$

Una de las principales características de un refrigerante es su densidad, no sólo porque va a fijar la carga de la instalación, sino también porque va a determinar las pérdidas de presión tanto en el compresor como en el resto del sistema. La densidad del Propano es aproximadamente la mitad que la del R407C (Figura Anexo I.7), por lo que la carga también lo será. Además las pérdidas de presión también serán menores, lo cual beneficiará a la eficiencia del sistema, principalmente en altas T_{evap} .

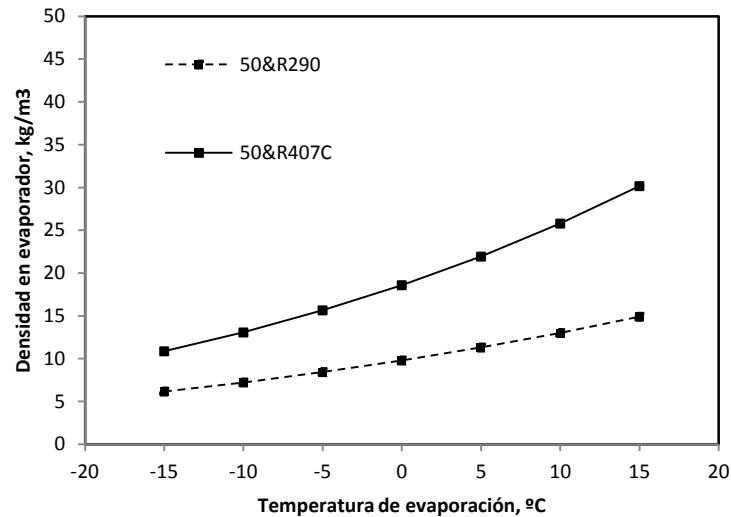


Figura Anexo I.7: Densidad del gas refrigerante en el evaporador para distintas T_{evap} .

Llegados a este punto se han comparado de ambos refrigerantes las principales características que van a influir en el comportamiento del compresor, no obstante cabe citar que existen otras diferencias como la solubilidad en el aceite lubricante o sus coeficientes de transmisión de calor que influyen en menor medida y pueden consultarse en [2] y en [14] respectivamente.

Anexo II

Resumen de resultados del análisis teórico

	0.Caso Base	1.1.Sim RFR		1.1.Sim RFRsuc		1.1.25Sim RFRdes		1.2.Sim FPC		1.3.Sim RFR ni FPC	
		1.RFR y FPC									
n	0.605	1.49%	0.614	0.99%	0.611	0.33%	0.607	5.29%	0.637	6.45%	0.644
n _v	0.746	9.03%	0.813	7.64%	0.803	1.07%	0.754	5.90%	0.79	15.15%	0.859
n _l	0.795	0.77%	0.801	0.38%	0.798	0.25%	0.797	5.16%	0.836	5.66%	0.84
n _m	0.859	1.05%	0.868	0.93%	0.867	0.12%	0.86	0.00%	0.86	1.16%	0.869
n _e	0.886	-0.34%	0.883	-0.34%	0.883	0.00%	0.886	0.00%	0.886	-0.45%	0.882
m, Kg/h	85.55	9.04%	93.28	7.64%	92.09	1.09%	86.48	5.89%	90.59	15.17%	98.53
W _v , J	34.16	8.67%	37.12	7.49%	36.72	0.88%	34.46	0.61%	34.37	9.37%	37.36
W _l , Wh/s	19.02	-0.77%	18.87	-0.58%	18.91	-0.21%	18.98	-4.94%	18.08	-5.52%	17.97
W _l , J/kg	68472	-0.77%	67945	-0.58%	68076	-0.21%	68328	-4.94%	65088	-5.52%	64692
FPC, %	4.97	-4.02%	4.77	-4.00%	4.95	-3.42%	4.8	-100.00%	0	-100.00%	0
RFR _{suc} , %	8.3	-100.00%	0.00	-100.00%	0	1.93%	8.46	-4.46%	7.93	-100.00%	0
RFR _{des} , %	1.31	-7.44%	0.00	-0.76%	1.3	-100.00%	0	-18.32%	1.07	-100.00%	0
W _{abs} , W	2138	7.44%	2297	6.41%	2275	0.75%	2154	0.51%	2149	8.04%	2310
Q _{ev} , W	24391	10.57%	26969	9.09%	26608	1.02%	24639	0.69%	24559	11.49%	27194
Q _{amb} , W	267	0.00%	267	0.00%	267	0.00%	267	0.00%	267	0.00%	267
Q _{amb} , W	55.11	0.07%	55.15	0.38%	55.32	-0.64%	54.76	-5.79%	51.92	-5.92%	51.85
ΔP _{vis} , W	52.04	0.52%	52.31	-0.63%	51.71	0.85%	52.48	0.83%	52.47	1.35%	52.74
ΔP _{suc} , W	13.27	-0.23%	13.24	-0.90%	13.15	0.68%	13.36	1.81%	13.51	1.66%	13.49
ΔP _{des} , W	42.09	7.51%	45.25	7.63%	45.3	-0.36%	41.94	5.20%	44.28	13.26%	47.67
ΔP _{des} , W	48.88	14.95%	56.19	14.44%	55.94	-0.04%	48.86	5.77%	51.7	21.69%	59.48
Q _{suc} , W	96.62	4.38%	100.85	4.02%	100.5	-0.02%	96.6	-6.22%	90.61	-2.18%	94.51
Q _{amb} , %	11.41	2.90%	11.74	2.45%	11.69	0.26%	11.44	0.18%	11.43	3.16%	11.77
Q _{amb} , %	12.49	-6.93%	11.62	-6.08%	11.73	-0.72%	12.4	-0.48%	12.43	-7.45%	11.56
Q _{amb} , %	2.58	-6.94%	2.40	-5.81%	2.43	-1.55%	2.54	-6.20%	2.42	-12.79%	2.25
ΔP _{vis} , %	2.43	-6.26%	2.28	-6.58%	2.27	0.41%	2.44	0.41%	2.44	-6.17%	2.28
ΔP _{suc} , %	0.62	-6.94%	0.58	-6.45%	0.58	0.00%	0.62	1.61%	0.63	-6.45%	0.58
ΔP _{des} , %	1.97	0.00%	1.97	1.02%	1.99	-1.02%	1.95	4.57%	2.06	4.57%	2.06
ΔP _{des} , %	2.29	6.81%	2.45	7.42%	2.46	-0.87%	2.27	5.24%	2.41	12.66%	2.58
Q _{suc} , %	4.52	-2.85%	4.39	-2.21%	4.42	-0.66%	4.49	-6.64%	4.22	-9.51%	4.09
ΔT _{suc} , K	14.15	-4.10%	13.57	-3.18%	13.7	-1.06%	14	-10.95%	12.6	-14.70%	12.07

Tabla Anexo II.1. Efecto de RFR y FPC con Propano. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

	0.Caso Base		1.1.Sin RFR		1.1.Sin RFRResuc		1.2.Sin RFRRes		1.2.Sin FPC		1.3.Sin RFR ni FPC	
	L1RFR y FPC		L1.1Sin RFR		L1.2Sin RFRResuc		L1.2Sin RFRRes		L2.Sin FPC		L3.Sin RFR ni FPC	
n	0.600	0.50%	0.603	0.50%	0.603	0.00%	0.6	4.17%	0.625	4.50%	0.627	0.627
n _v	0.747	5.82%	0.791	5.77%	0.790	0.07%	0.748	4.41%	0.780	10.81%	0.828	0.828
n _l	0.778	0.39%	0.781	0.39%	0.781	0.00%	0.778	4.17%	0.811	4.39%	0.812	0.812
n _m	0.879	0.57%	0.884	0.57%	0.884	0.00%	0.879	0.00%	0.879	0.63%	0.885	0.885
n _e	0.877	-0.46%	0.873	-0.46%	0.873	0.00%	0.877	0.00%	0.877	-0.57%	0.872	0.872
m, Kg/h	168.35	5.82%	178.15	5.77%	178.07	0.08%	168.48	4.42%	175.79	10.82%	186.56	186.56
W _J	40.95	5.88%	43.36	5.71%	43.29	0.17%	41.02	0.26%	41.06	6.28%	43.52	43.52
W _u , /Kg	41.310	-0.30%	41.86	-0.41%	41.42	0.08%	41.44	-4.00%	39.657	-4.47%	39.463	39.463
FPC, %	3.82	-0.52%	3.80	-0.26%	3.81	-0.52%	3.8	0	0	-100.00%	0	0
RFR _{Resuc} , %	6.22	-100.00%	0.00	-100.00%	0	-0.37%	6.201	-0.51%	6.192	-100.00%	0	0
RFR _{Res} , %	0.19	-100.00%	0.00	-9.38%	0.174	-100.00%	0	1.56%	0.195	-100.00%	0	0
W _{Resuc} , W	2506	5.59%	2641	5.23%	2637	0.16%	2510	0.24%	2512	5.75%	2650	2650
W _{Res} , W	307.80	9.22%	336.18	8.98%	335.43	0.26%	308.59	0.38%	308.98	10.14%	339	339
Q _{amb} , W	267	0.00%	267	0.00%	267	0.00%	267	0.00%	267	0.00%	267	267
Q _{ambv} , W	73.33	0.38%	73.61	0.37%	73.6	-0.15%	73.22	-4.60%	69.96	-4.40%	70.1	70.1
ΔP _{V, suc} , W	73.78	-0.53%	73.39	-0.27%	73.58	0.09%	73.85	0.58%	74.21	0.93%	74.5	74.5
ΔP _{suc} , W	21.04	-0.71%	20.89	-0.81%	20.87	0.10%	21.06	1.33%	21.32	0.76%	21.2	21.2
ΔP _{Res} , W	63.47	6.68%	67.71	6.70%	67.72	0.00%	63.47	4.70%	66.45	11.86%	71	71
ΔP _{Res} , W	56.28	11.18%	62.57	11.02%	62.48	0.18%	56.38	4.16%	58.62	16.38%	65.5	65.5
Q _{suc} , W	132.27	3.24%	136.56	3.12%	136.4	-0.21%	131.99	-5.17%	125.43	-1.72%	130	130
Q _{suc} , %	12.28	3.64%	12.73	3.54%	12.719	0.10%	12.296	0.14%	12.301	4.05%	12.781	12.781
Q _{amb} , %	10.66	-5.11%	10.11	-4.98%	10.124	-0.16%	10.638	-0.23%	10.63	-5.59%	10.059	10.059
Q _{ambv} , %	2.93	-4.75%	2.79	-4.65%	2.791	-0.34%	2.917	-4.85%	2.785	-9.84%	2.639	2.639
ΔP _{V, suc} , %	2.94	-5.60%	2.78	-5.23%	2.79	-0.07%	2.942	0.34%	2.954	-4.65%	2.807	2.807
ΔP _{suc} , %	0.84	-5.83%	0.79	-5.83%	0.791	-0.12%	0.839	1.07%	0.849	-5.00%	0.798	0.798
ΔP _{Res} , %	2.53	1.22%	2.56	1.38%	2.568	-0.16%	2.529	4.46%	2.646	5.65%	2.676	2.676
ΔP _{Res} , %	2.25	5.52%	2.37	5.48%	2.369	0.00%	2.246	3.92%	2.334	9.80%	2.466	2.466
Q _{suc} , %	5.28	-2.05%	5.17	-2.03%	5.172	-0.38%	5.59	-5.40%	4.994	-7.37%	4.89	4.89
ΔT _{suc} , K	16.00	-2.63%	15.58	-2.56%	15.59	-0.50%	15.92	-9.38%	14.5	-11.69%	14.13	14.13

Tabla Anexo II.2. Efecto de RFR y FPC con R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

	0.Caso Base	1.4 Comparación RFR _{suc} y RFR _{des}							
		1.4.1 Sin FPC y sin RFR _{suc}		1.4.2 Disminuye RFR _{des}					
		1.4.1.1 Sin FPC y sin RFR _{suc}	1.4.1.2 Sin FPC y sin RFR _{suc}	1.4.2.1 Disminuye RFR _{des}	1.4.2.2 Disminuye RFR _{des}				
η	0.605	6.28%	0.643	6.28%	0.643	6.28%	0.643	5.29%	0.637
η_v	0.746	13.94%	0.85	15.28%	0.86	13.54%	0.847	6.97%	0.798
η_m	0.795	5.53%	0.839	5.53%	0.839	5.66%	0.84	5.16%	0.836
η_{in}	0.859	1.05%	0.868	1.16%	0.869	0.93%	0.867	0.23%	0.861
η_e	0.886	-0.34%	0.883	-0.45%	0.882	-0.34%	0.883	-0.11%	0.885
m , Kg/h	85.55	14.00%	97.53	15.23%	98.58	13.55%	97.14	6.93%	91.48
W , J	34.16	8.28%	36.99	9.63%	37.45	7.87%	36.85	1.70%	34.74
W , J/kg	68472	-5.36%	64800	-5.36%	64800	-5.47%	64728	-4.99%	65052
FPC, %	4.97	-100.00%	0	-100.00%	0	-100.00%	0	-100.00%	0
RFR _{suc} %	8.3	-100.00%	0	-100.00%	0	-100.00%	0	-100.00%	0
RFR _{des} %	1.31	-20.61%	1.04	-99.24%	0.01	15.27%	1.51	506.11%	7.94
W_{abs} , W	2138	7.11%	2290	8.28%	2315	6.74%	2282	1.45%	2169
Q_{in} , W	243.91	10.10%	268.55	11.82%	272.73	9.56%	267.23	1.99%	248.76
Q_{amb} , W	267	0.00%	267	0.00%	267	0.00%	267	0.00%	267
Q_{suc} , W	55.11	-5.82%	51.9	-5.79%	51.92	-5.48%	52.09	-4.81%	52.46
$\Delta P_{V_{suc}}$, W	52.04	0.29%	52.19	1.21%	52.67	-0.33%	51.87	-5.96%	48.94
ΔP_{suc} , W	13.27	0.90%	13.39	1.66%	13.49	0.60%	13.35	-4.52%	12.67
$\Delta P_{V_{des}}$, W	42.09	13.40%	47.73	20.53%	50.73	12.64%	47.41	13.28%	47.68
ΔP_{des} , W	48.88	21.09%	59.19	21.58%	59.43	20.44%	58.87	16.67%	57.03
Q_{suc} , W	96.62	-2.77%	93.94	-2.05%	94.64	-2.90%	93.82	-5.86%	90.96
Q_{in} , %	11.41	2.80%	11.73	3.24%	11.78	2.63%	11.71	0.53%	11.47
Q_{amb} , %	12.49	-6.65%	11.66	-7.69%	11.53	-6.33%	11.7	-1.44%	12.31
Q_{suc} , %	2.58	-12.02%	2.27	-13.18%	2.24	-11.63%	2.28	-6.20%	2.42
$\Delta P_{V_{suc}}$, %	2.43	-6.17%	2.28	-6.17%	2.28	-6.58%	2.27	-7.00%	2.26
ΔP_{suc} , %	0.62	-4.84%	0.59	-6.45%	0.58	-4.84%	0.59	-6.45%	0.58
$\Delta P_{V_{des}}$, %	1.97	5.58%	2.08	11.17%	2.19	5.58%	2.08	11.68%	2.2
ΔP_{des} , %	2.29	13.10%	2.59	12.23%	2.57	12.66%	2.58	14.85%	2.63
Q_{suc} , %	4.52	-9.29%	4.1	-9.51%	4.09	-9.07%	4.11	-7.30%	4.19
ΔT_{suc} , K	14.15	-14.28%	12.13	-14.63%	12.08	-14.06%	12.16	-11.45%	12.53

Tabla Anexo II.3.

Comparativa de RFR_{suc} y RFR_{des} con Propano. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

	1.1 Sin RFR	2. AP			
		2.1 Sin RFR ni ΔP_{pin}	2.2 Sin RFR ni ΔP_{pin} ni est		
η	0.614	3.26%	0.634	6.35%	0.653
η_v	0.813	0.69%	0.819	1.31%	0.824
η_l	0.801	3.48%	0.829	6.85%	0.856
η_m	0.868	-0.35%	0.865	-0.69%	0.862
η_e	0.883	0.11%	0.884	0.23%	0.885
m , kg/h	93.28	0.76%	93.99	1.31%	94.5
W_i , J	37.12	-2.86%	36.06	-5.50%	35.08
W_i , J/kg	67945	-3.46%	65592	-6.48%	63540
FP C, %	4.77	3.56%	4.94	5.87%	5.05
RFRsuc, %	0.00	0	0.00	0	0.00
RFRdes, %	0.00	0	0.00	0	0.00
W_{abs} , W	2297	-2.48%	2240	-4.79%	2187
Q_w , W	269.69	-3.52%	260.21	-6.69%	251.64
Q_{mp} , W	267	0.00%	267	0.00%	267
Q_{amb} , W	55.15	-2.52%	53.76	-4.93%	52.43
ΔP_{Vsuc} , W	52.31	-64.35%	18.65	-99.92%	0.04
ΔP_{suc} , W	13.24	1.06%	13.38	0.45%	13.3
ΔP_{Vdes} , W	45.25	-36.95%	28.53	-99.38%	0.28
ΔP_{des} , W	56.19	-0.64%	55.83	-0.48%	55.92
Q_{suc} , W	100.85	-1.91%	98.92	-3.84%	96.98
Q_w , %	11.74	-1.03%	11.62	-1.97%	11.51
Q_{mp} , %	11.62	2.55%	11.92	5.04%	12.21
Q_{amb} , %	2.40	-0.04%	2.4	-0.04%	2.4
ΔP_{Vsuc} , %	2.28	-63.56%	0.83	-100.00%	0
ΔP_{suc} , %	0.58	3.99%	0.6	5.72%	0.61
ΔP_{Vdes} , %	1.97	-35.53%	1.27	-99.49%	0.01
ΔP_{des} , %	2.45	1.80%	2.49	4.66%	2.56
Q_{suc} , %	4.39	0.66%	4.42	0.89%	4.43
ΔT_{suc} , K	13.57	-2.51%	13.23	-4.86%	12.91

Tabla Anexo II.4.

Efecto de la caída de presión en las válvulas con Propano. Diferencias porcentuales respecto al caso sin RFR.

	1.1.Sin RFR	2. AP		2.2.Sin RFR ni AP ni est
		2.1.Sin RFR ni AP	ni AP	
n	0.603	3.98%	0.627	4.31%
n _v	0.791	1.19%	0.800	0.86%
n _l	0.781	4.10%	0.813	4.42%
n _m	0.884	-0.34%	0.881	-0.45%
n _e	0.873	0.23%	0.875	0.34%
m, kg/h	178.15	1.19%	180.27	0.87%
W _i , J	43.36	-3.25%	41.95	-3.68%
W _l , J/kg	41186	-4.20%	39456	-4.29%
FRC, %	3.80	3.68%	3.94	1.52%
RF _{Rduc} %	0.00	0	0.00	0
RF _{Rdes} %	0.00	0	0.00	0
W _{abs} , W	2641	-2.95%	2563	-3.36%
Q _o , W	336.18	-5.00%	319.38	-5.39%
Q _m , W	267	0.00%	267	0.00%
Q _{amb} , W	73.61	-3.31%	71.17	-3.51%
AP _{suc} , W	73.39	-63.16%	27.04	-98.97%
AP _{suc} , W	20.89	4.60%	21.85	3.30%
AP _{Vdes} , W	67.71	-28.39%	48.49	-98.95%
AP _{des} , W	62.57	-0.02%	62.56	2.16%
Q _{suc} , W	136.56	-2.31%	133.41	-2.92%
Q _o %	12.73	-2.11%	12.462	-2.11%
Q _m %	10.11	3.04%	10.418	3.47%
Q _{amb} %	2.79	-0.39%	2.777	-0.14%
AP _{Vsuc} %	2.78	-62.04%	1.055	-98.96%
AP _{suc} %	0.79	7.84%	0.853	6.80%
AP _{Vdes} %	2.56	-26.21%	1.892	-98.89%
AP _{des} %	2.37	3.00%	2.441	5.69%
Q _{suc} %	5.17	0.68%	5.206	0.44%
ΔT _{suc} K	15.58	-3.34%	15.06	-3.78%

Tabla Anexo II.5.

Efecto de la caída de presión en las válvulas con R407C. Diferencias porcentuales respecto al caso Sin RFR.

	0Caso Base	3.Pérdic y Mec		Sin Pérdic		Sin Pérdic ni Mec		4.Pérdidas al amb	5.Sin TC al cil		
		Sin Pérdic		Sin Pérdic		Sin Pérdic ni Mec					
η	0.605	16.20%	0.703	20.66%	0.730	38.35%	0.837	5.95%	0.641	0.00%	0.605
η_p	0.746	5.36%	0.786	4.69%	0.781	7.91%	0.805	6.59%	0.795	0.08%	0.747
η_m	0.795	2.58%	0.816	3.06%	0.819	5.28%	0.837	5.82%	0.841	-0.01%	0.795
η_{in}	0.859	0.35%	0.862	16.41%	1.000	16.41%	1.000	0.12%	0.860	0.00%	0.859
η_e	0.886	12.87%	1.000	0.56%	0.891	12.87%	1.000	0.00%	0.886	0.00%	0.886
$\eta_{in} \text{ Kg/h}$	85.55	5.33%	90.11	4.72%	89.59	7.95%	92.35	6.59%	91.19	0.08%	85.62
$W_{in} \text{ J}$	34.16	1.29%	34.60	0.62%	34.37	1.15%	34.55	0.74%	34.41	0.03%	34.17
$W_{in} \text{ J/Kg}$	68472	-2.43%	66809.54	-3.27%	66235.74	-4.92%	65100.16	-5.55%	64673.43	-0.08%	68416.66
$FP_C \%$	4.97	-5.23%	4.71	-3.82%	4.78	-6.04%	4.67	-3.62%	4.79	-0.20%	4.96
$FR_{R_{suc}} \%$	8.3	-3.63%	8.00	-4.06%	7.96	-3.99%	7.97	-5.51%	7.84	-0.73%	8.24
$FR_{R_{des}} \%$	1.31	-83.36%	0.22	-64.73%	0.46	-92.44%	0.10	-69.54%	0.40	-3.66%	1.26
$W_{des} \text{ W}$	2138	-9.26%	1940	-13.47%	1850	-21.89%	1670	0.56%	2150	0.00%	2138
$Q_{in} \text{ W}$	243.91	-100.00%	0.00	-16.77%	203.00	-100.00%	0.00	0.75%	245.74	-0.01%	243.89
$Q_{in} \text{ W}$	267	0.00%	267.00	-100.00%	0.00	-100.00%	0.00	0.00%	267.00	0.00%	267.00
$Q_{amb} \text{ W}$	55.11	-17.07%	45.70	-23.06%	42.40	-35.58%	35.50	0.00%	799.92	0.93%	55.62
$DP_{V_{suc}} \text{ W}$	52.04	6.65%	55.50	4.34%	54.30	7.80%	56.10	4.34%	54.30	0.46%	52.28
$DP_{suc} \text{ W}$	13.27	7.01%	14.20	4.75%	13.90	8.52%	14.40	4.90%	13.92	0.08%	13.28
$DP_{V_{des}} \text{ W}$	42.09	5.49%	44.40	3.35%	43.50	6.44%	44.80	2.47%	43.13	0.02%	42.10
$DP_{des} \text{ W}$	48.88	2.29%	50.00	0.65%	49.20	1.06%	49.40	-1.41%	48.19	-0.04%	48.86
$Q_{suc} \text{ W}$	96.62	-30.86%	66.80	-37.28%	60.60	-68.64%	30.30	-77.41%	21.83	2.86%	99.38
$Q_{in} \%$	11.41	-100.00%	0.00	-4.15%	10.94	-100.00%	0.00	0.19%	11.43	-0.01%	11.41
$Q_{in} \%$	12.49	10.41%	13.79	-100.00%	0.00	-100.00%	0.00	-0.55%	12.42	0.00%	12.49
$Q_{amb} \%$	2.58	-8.53%	2.36	-11.36%	2.29	-17.44%	2.13	1342.36%	37.21	0.85%	2.60
$DP_{V_{suc}} \%$	2.43	17.90%	2.87	20.49%	2.93	38.40%	3.36	3.95%	2.53	0.66%	2.45
$DP_{suc} \%$	0.62	17.90%	0.73	20.81%	0.75	39.52%	0.87	4.52%	0.65	0.16%	0.62
$DP_{V_{des}} \%$	1.97	16.45%	2.29	19.19%	2.35	36.45%	2.69	1.83%	2.01	-0.05%	1.97
$DP_{des} \%$	2.29	12.75%	2.58	15.85%	2.65	29.30%	2.96	-2.10%	2.24	-0.17%	2.29
$Q_{suc} \%$	4.52	-23.63%	3.45	-27.68%	3.27	-59.76%	1.82	-77.54%	1.02	2.85%	4.65
$DT_{suc} \text{ K}$	14.15	-37.10%	8.90	-42.40%	8.15	-70.46%	4.18	-77.60%	3.17	2.69%	14.53

Tabla Anexo II.6. Efecto de pérdidas de calor con Propano. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

	0 Caso Base	3 Pérd. Y Mec		Sin Pérd. ni Mec		4 Pérdidas al amb		5 Sin TC al cil			
		Sin Pérd. Y Mec		Sin Pérd. ni Mec		Sin Pérd. ni Mec					
η	0.600	17.33%	0.704	18.33%	0.710	36.83%	0.821	6.33%	0.638	0.00%	0.600
η_v	0.747	4.38%	0.780	3.45%	0.773	7.06%	0.800	6.12%	0.793	-0.17%	0.746
η_i	0.778	2.78%	0.800	3.07%	0.802	5.48%	0.821	6.45%	0.829	0.11%	0.779
η_m	0.879	0.11%	0.880	13.77%	1.000	13.77%	1.000	-0.11%	0.878	-0.11%	0.878
η_c	0.877	14.03%	1.000	0.91%	0.885	14.03%	1.000	0.00%	0.877	0.00%	0.877
m , Kg/h	168.35	4.45%	175.84	3.49%	174.23	7.03%	180.19	6.17%	178.73	-0.15%	168.10
W , J	40.95	-0.86%	40.60	-0.48%	40.76	-0.98%	40.55	-0.38%	40.80	-0.36%	40.81
W , J/Kg	41310	-2.74%	40176.52	-3.06%	40046.72	-5.21%	39158.67	-6.14%	38773.87	-0.20%	41225.78
FP_C , %	3.82	-2.62%	3.72	-1.31%	3.77	-3.14%	3.70	-1.31%	3.77	0.00%	3.82
$RR_{R_{rec}}$, %	6.22	16.29%	7.24	4.37%	6.50	15.44%	7.19	-0.74%	6.18	0.27%	6.24
$RR_{R_{rec}}$, %	0.19	72.40%	0.33	34.90%	0.26	90.63%	0.37	36.46%	0.26	0.52%	0.19
W_{bas} , W	2506	-11.01%	2230	-12.61%	2190	-21.79%	1960	-0.24%	2500	-0.24%	2500
Q_w , W	307.80	-100.00%	0.00	-18.13%	252.00	-100.00%	0.00	-0.58%	306.00	-0.26%	307.00
Q_{in} , W	267	0.00%	267.00	0.00%	0.00	-100.00%	0.00	0.00%	267.00	0.00%	267.00
Q_{amb} , W	73.33	-18.59%	59.70	-20.50%	58.30	-33.72%	48.60	723.67%	604.00	0.78%	73.90
$AP_{v_{rec}}$, W	73.78	7.21%	79.10	3.82%	76.60	8.84%	80.30	3.69%	76.50	0.43%	74.10
$AP_{v_{rec}}$, W	21.04	8.37%	22.80	4.09%	21.90	10.27%	23.20	4.56%	22.00	0.29%	21.10
$AP_{v_{rec}}$, W	63.47	7.61%	68.30	3.67%	65.80	9.03%	69.20	3.36%	65.60	0.05%	63.50
$AP_{v_{rec}}$, W	56.28	0.39%	56.50	-0.68%	55.90	-0.68%	55.90	-2.45%	54.90	-0.14%	56.20
Q_{rec} , W	132.27	-36.19%	84.40	-35.74%	85.00	-67.34%	43.20	-76.26%	31.40	2.06%	135.00
Q_c , %	12.28	-100.00%	0.00	-6.25%	11.52	-100.00%	0.00	-0.23%	12.26	-0.07%	12.28
Q_w , %	10.66	12.44%	11.98	-100.00%	0.00	-100.00%	0.00	0.38%	10.70	0.10%	10.67
Q_{amb} , %	2.93	-8.44%	2.68	-9.12%	2.66	-15.24%	2.48	727.06%	24.21	0.85%	2.95
$AP_{v_{rec}}$, %	2.94	20.62%	3.55	18.68%	3.49	39.23%	4.10	4.04%	3.06	0.51%	2.96
$AP_{v_{rec}}$, %	0.84	21.79%	1.02	19.05%	1.00	41.07%	1.19	5.00%	0.88	0.12%	0.84
$AP_{v_{rec}}$, %	2.53	21.04%	3.07	18.52%	3.00	39.40%	3.53	3.71%	2.63	0.08%	2.54
$AP_{v_{rec}}$, %	2.25	12.91%	2.54	13.54%	2.55	27.03%	2.85	-2.05%	2.20	-0.09%	2.24
Q_{rec} , %	5.28	-28.26%	3.79	-26.50%	3.88	-58.17%	2.21	-76.15%	1.26	2.48%	5.41
ΔT_{suc} , K	16.00	-40.88%	9.46	-39.81%	9.63	-70.19%	4.77	-78.50%	3.44	2.50%	16.40

Tabla Anexo II.7. Efecto de pérdidas de calor con R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

	0 Caso Base	6 VM			
		Duplicar Vin	Mitad Vin		
η	0.605	-2.15%	0.592	0.17%	0.606
η_v	0.746	-10.73%	0.666	1.14%	0.754
η_l	0.795	-0.99%	0.787	0.04%	0.795
η_m	0.859	-1.51%	0.846	0.12%	0.860
η_e	0.886	0.34%	0.889	0.00%	0.886
m , Kg/h	85.55	-10.72%	76.38	1.15%	86.53
W_i , J	34.16	-10.41%	30.61	1.18%	34.56
w_i , J/kg	68472	0.80%	69017.77	-0.04%	6841.67
FPC, %	4.97	15.90%	5.76	-5.63%	4.69
RRR _{suc} , %	8.3	62.12%	13.46	27.41%	10.58
RRR _{des} , %	1.31	1.45%	1.33	30.15%	1.71
W_{abs} , W	2138	-8.93%	1947	0.98%	2159
Q_w , W	243.91	-11.72%	215.33	1.33%	247.15
Q_{mv} , W	2.67	0.00%	2.67	0.00%	2.67
Q_{amb} , W	55.11	-0.47%	54.85	-1.71%	54.17
ΔP_{suc} , W	52.04	-6.07%	48.88	2.96%	53.58
ΔP_{suc} , W	13.27	-4.52%	12.67	1.73%	13.50
ΔP_{des} , W	42.09	-12.24%	36.94	2.35%	43.08
ΔP_{des} , W	48.88	-19.44%	39.38	2.74%	50.22
Q_{suc} , W	96.62	-8.74%	88.18	-1.23%	95.43
Q_e , %	11.41	-3.07%	11.06	0.35%	11.45
Q_{mv} , %	12.49	9.80%	13.71	-0.96%	12.37
Q_{amb} , %	2.58	9.19%	2.82	-2.75%	2.51
ΔP_{suc} , %	2.43	3.33%	2.51	2.14%	2.48
ΔP_{suc} , %	0.62	5.00%	0.65	0.97%	0.63
ΔP_{des} , %	1.97	-3.71%	1.90	1.32%	2.00
ΔP_{des} , %	2.29	-11.70%	2.02	1.62%	2.33
Q_{suc} , %	4.52	0.20%	4.53	-2.19%	4.42
ΔT_{suc} , K	14.15	2.19%	14.46	-2.26%	13.83

Tabla Anexo II.8.

Efecto del volumen muerto con Propano. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

	0 Caso Base	6 VM			
		Duplicar Vm	Mitad Vm		
η	0.600	-1.17%	0.593	0.00%	0.600
η_v	0.747	-9.13%	0.679	2.78%	0.768
η_l	0.778	-0.59%	0.774	-0.11%	0.777
η_m	0.879	-1.25%	0.868	0.34%	0.882
η_e	0.877	0.68%	0.883	-0.23%	0.875
η_p Kg/h	168.35	-9.20%	152.87	2.84%	173.13
W_p J	40.95	-9.24%	37.17	3.26%	42.29
W_e J/kg	41310	0.49%	41513.42	0.22%	41402.50
FP _C %	3.82	17.02%	4.47	-8.38%	3.50
RF _{Rduc} %	6.22	26.77%	7.89	15.07%	7.16
RF _{Rdes} %	0.19	2.08%	0.20	6.77%	0.21
W_{abs} W	2.506	-8.22%	2.300	2.95%	2.580
Q_{in} W	307.80	-12.28%	270.00	4.61%	322.00
Q_{no} W	267	0.00%	267	0.00%	267
Q_{amb} W	73.33	-0.18%	73.20	-0.04%	73.30
ΔP_{suc} W	73.78	-7.16%	68.50	3.28%	76.20
ΔP_{des} W	21.04	-6.84%	19.60	2.19%	21.50
ΔP_{des} W	63.47	-12.40%	55.60	4.46%	66.30
ΔP_{suc} W	56.28	-17.38%	46.50	6.25%	59.80
Q_{suc} W	132.27	-6.25%	124.00	2.06%	135.00
Q_{no} %	12.28	-4.37%	11.75	1.82%	12.51
Q_{in} %	10.66	8.98%	11.61	-2.74%	10.36
Q_{amb} %	2.93	8.71%	3.18	-2.87%	2.84
ΔP_{suc} %	2.94	1.19%	2.98	0.44%	2.96
ΔP_{des} %	0.84	1.43%	0.85	-0.71%	0.83
ΔP_{suc} %	2.53	-4.54%	2.42	1.58%	2.57
ΔP_{des} %	2.25	-10.02%	2.02	3.29%	2.32
Q_{suc} %	5.28	2.50%	5.41	-0.74%	5.24
ΔT_{suc} K	16.00	3.81%	16.61	-0.94%	15.85

Tabla Anexo II.9.

Efecto del volumen muerto con R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

	1.3.Sin RFR ni FPC	6.VM Sin RFR ni FPC y +VM	Sin RFR ni FPC y -VM
η	0.644	-0.31%	0.642
η_v	0.859	-6.44%	0.804
η_m	0.84	0.30%	0.843
η_{tm}	0.869	-0.92%	0.861
η_e	0.882	0.34%	0.885
$m, \text{Kg/h}$	98.53	-6.45%	92.17
W_u, J	37.36	-6.98%	34.75
$W_u, \text{J/Kg}$	64692	-0.17%	64583
$FPC, \%$	0.00	0	0
$RFR_{suc}, \%$	0.00	0	0
$RFR_{des}, \%$	0.00	0	0
W_{abs}, W	2310	-6.06%	2170
Q_c, W	271.94	-8.44%	248.99
Q_{hw}, W	267	0.00%	267.00
Q_{amb}, W	51.85	0.56%	52.14
$\Delta P_{suc}, \text{W}$	52.74	-7.66%	48.70
$\Delta P_{des}, \text{W}$	13.49	-5.41%	12.76
$\Delta P_{des}, \text{W}$	47.67	-8.01%	43.85
Q_{suc}, W	59.48	-12.39%	52.11
Q_{des}, W	94.51	-4.20%	90.54
$Q_{av}, \%$	11.77	-2.52%	11.47
$Q_{hw}, \%$	11.56	6.43%	12.30
$Q_{amb}, \%$	2.25	6.76%	2.40
$\Delta P_{suc}, \%$	2.28	-1.58%	2.24
$\Delta P_{suc}, \%$	0.58	1.38%	0.59
$\Delta P_{des}, \%$	2.06	-1.94%	2.02
$\Delta P_{des}, \%$	2.58	-6.94%	2.40
$Q_{suc}, \%$	4.09	2.00%	4.17
$\Delta T_{suc}, \text{K}$	12.07	2.57%	12.38

Tabla Anexo II.10.

Efecto del volumen muerto con Propano. Diferencias porcentuales respecto al caso sin fugas.

	1.3.Sin RFR ni FPC	6.VM Sin RFR ni FPC y + VM	Sin RFR ni FPC y - VM
n	0.600	4.67%	4.33%
η_v	0.747	2.51%	14.82%
η_i	0.778	4.79%	4.35%
η_m	0.879	-0.34%	1.02%
η_e	0.877	0.23%	-1.03%
m, Kg/h	168.35	2.52%	14.81%
W_u , J	40.95	-2.48%	10.85%
W_i , J/kg	41310	-4.75%	-4.08%
FPC, %	3.82	0	0
RFR _{suc} , %	6.22	0	0
RFR _{des} , %	0.19	0	0
W_{abs} , W	2506	-2.23%	10.14%
Q_{in} , W	307.80	-3.18%	17.93%
Q_{in} , W	267	0.00%	0.00%
Q_{amb} , W	73.33	-4.95%	-3.86%
AP _{suc} , W	73.78	-7.70%	3.82%
AP _{suc} , W	21.04	-6.84%	3.14%
AP _{des} , W	63.47	0.20%	17.85%
AP _{des} , W	56.28	-1.03%	25.27%
Q_{suc} , W	132.27	-7.76%	1.31%
Q_{des} , W	12.28	-1.23%	7.34%
Q_{in} , %	10.66	2.14%	-9.08%
Q_{amb} , %	2.93	-2.90%	-12.64%
AP _{suc} , %	2.94	-5.71%	-5.60%
AP _{suc} , %	0.84	-5.00%	-6.31%
AP _{des} , %	2.53	2.37%	7.15%
AP _{des} , %	2.25	1.11%	13.94%
Q_{suc} , %	5.28	-6.06%	-7.58%
AT _{suc} , K	16.00	-10.50%	-11.75%

Tabla Anexo II.11.

Efecto del volumen muerto con R407C. Diferencias porcentuales respecto al caso sin fugas.

	0(Caso Base)	7(Cond Fio)	Sh ex +10K	Sh ex -10K	Pevap+1	Pevap-1	Pcond+1	Pcond-1					
η	0.605	0.33%	0.607	-0.53%	0.602	0.609%	0.605	-1.49%	0.596	0.66%	0.609	-0.83%	0.600
η_v	0.746	-0.63%	0.741	0.34%	0.749	3.99%	0.776	-6.47%	0.698	-0.67%	0.741	0.63%	0.751
η_m	0.795	0.44%	0.798	-0.62%	0.790	-0.36%	0.792	-0.67%	0.790	0.30%	0.797	-0.37%	0.792
η_m	0.859	-0.12%	0.858	0.12%	0.860	0.58%	0.864	-1.16%	0.849	0.58%	0.864	-0.58%	0.854
η_m	0.886	0.00%	0.886	0.00%	0.886	-0.23%	0.884	0.34%	0.889	-0.23%	0.884	0.11%	0.887
$m, Kg/h$	85.55	-5.32%	81.00	5.80%	90.51	20.82%	103.36	-21.57%	67.10	-0.67%	84.98	0.64%	86.10
W, J	34.16	-0.77%	33.90	0.55%	34.35	4.21%	35.60	-8.05%	31.41	4.11%	35.56	-4.35%	32.67
$W, J/Kg$	68472	4.80%	71762	-5.02%	65038	-13.94%	58924	17.63%	80542	4.57%	71603	-4.81%	65182
$FPC, \%$	4.97	3.62%	5.15	-3.22%	4.81	-13.48%	4.30	19.52%	5.94	4.02%	5.17	-4.02%	4.77
$FR_{RUC}, \%$	8.3	3.73%	8.61	-2.48%	8.09	-13.53%	7.18	38.53%	11.50	0.43%	8.34	-0.52%	8.26
$FR_{RUC}, \%$	1.31	71.60%	2.25	-60.84%	0.51	-33.82%	0.87	53.59%	2.01	-42.90%	0.75	47.10%	1.93
W_{abs}, W	2138	-0.65%	2124	0.37%	2146	3.60%	2215	-6.97%	1989	3.51%	2213	-3.74%	2058
Q_c, W	243.91	-0.88%	241.77	0.54%	245.23	5.05%	256.22	-9.25%	221.34	4.87%	255.78	-5.04%	231.62
Q_c, W	267	0.00%	267.00	0.00%	267.00	0.00%	267.00	0.00%	267.00	0.00%	267.00	0.00%	267.00
Q_{amb}, W	55.11	29.99%	71.64	-29.05%	39.10	-2.21%	53.89	3.88%	56.97	5.90%	58.36	-5.95%	51.83
$\Delta P_{suc}, W$	52.04	-2.88%	50.54	2.98%	53.59	12.72%	58.66	-13.37%	45.08	-0.60%	51.73	0.40%	52.25
$\Delta P_{suc}, W$	13.27	-3.54%	12.80	3.84%	13.78	17.14%	15.62	-17.63%	10.93	-0.75%	13.17	0.60%	13.35
$\Delta P_{dis}, W$	42.09	-2.19%	41.17	2.28%	43.05	21.05%	50.95	-21.07%	33.22	-3.61%	40.57	3.80%	43.69
$\Delta P_{dis}, W$	48.88	0.51%	49.13	-1.33%	48.23	37.23%	67.08	-33.49%	32.51	-6.87%	45.52	7.43%	52.51
Q_{suc}, W	96.62	-6.23%	90.60	6.22%	102.63	-13.11%	83.95	11.28%	107.52	9.12%	105.43	-9.14%	87.79
$Q_c, \%$	11.41	-0.24%	11.38	0.14%	11.43	1.36%	11.57	-2.45%	11.13	1.31%	11.56	-1.34%	11.26
$Q_{amb}, \%$	12.49	0.65%	12.57	-0.40%	12.44	-3.51%	12.05	7.99%	13.43	-3.39%	12.07	3.89%	12.98
$Q_{suc}, \%$	2.58	30.74%	3.37	-29.38%	1.82	-5.74%	2.43	11.05%	2.87	2.21%	2.64	-2.36%	2.52
$\Delta P_{suc}, \%$	2.43	-2.10%	2.38	2.76%	2.50	8.97%	2.65	-6.11%	2.27	-3.79%	2.34	4.49%	2.54
$\Delta P_{dis}, \%$	0.62	-2.74%	0.60	3.55%	0.64	13.71%	0.71	-11.45%	0.55	-4.03%	0.60	4.68%	0.65
$\Delta P_{dis}, \%$	1.97	-1.62%	1.94	1.83%	2.01	16.75%	2.30	-15.18%	1.67	-6.90%	1.83	7.77%	2.12
$\Delta P_{dis}, \%$	2.29	1.00%	2.25	-1.88%	2.25	32.23%	3.03	-28.60%	1.64	-10.17%	2.06	11.44%	2.55
$Q_{suc}, \%$	4.52	-5.64%	4.27	5.80%	4.78	-16.17%	3.79	19.62%	5.41	5.42%	4.77	-5.60%	4.27
$\Delta T_{suc}, K$	14.15	2.33%	14.48	-3.18%	13.70	-18.30%	11.56	23.75%	17.51	3.75%	14.68	-3.67%	13.63

Tabla Anexo II.12. Efecto de las condiciones de funcionamiento con Propano. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

	0Caso Base	7Cond Fuo	Sh ext -10K	Pevap+1	Pevap-1	Reond+1	Reond-1						
η	0.600	0.33%	0.605	-1.00%	0.594	-0.50%	0.597	-1.17%	0.593	0.17%	0.601	-0.67%	0.596
η _v	0.747	0.43%	0.750	-0.61%	0.743	3.97%	0.777	-6.02%	0.702	-1.69%	0.735	1.66%	0.760
η _m	0.778	0.33%	0.785	-0.89%	0.771	-0.61%	0.774	-0.48%	0.775	0.05%	0.779	-0.44%	0.775
η _m	0.879	0.00%	0.879	-0.11%	0.878	0.68%	0.885	-1.37%	0.867	0.34%	0.882	-0.46%	0.875
η _v	0.877	0.00%	0.877	0.00%	0.877	-0.57%	0.872	0.68%	0.883	-0.23%	0.875	0.23%	0.879
m, Kg/h	168.35	-4.88%	160.81	5.11%	176.95	23.68%	208.21	-23.28%	129.15	-1.69%	165.51	1.66%	171.15
W, J	40.95	0.04%	40.97	-0.37%	40.80	6.73%	43.71	-10.17%	36.79	3.27%	42.29	-3.70%	39.44
W, J/Kg	41310	4.73%	43265	-5.20%	39164	-14.03%	35506	17.78%	48654	4.84%	43309	-5.07%	39215
FFC, %	3.82	1.31%	3.87	-1.05%	3.78	-13.87%	3.29	19.90%	4.58	6.54%	4.07	-6.54%	3.57
RRR _{rec} , %	6.22	1.40%	6.31	-0.69%	6.18	-20.95%	4.92	42.19%	8.85	4.21%	6.49	-2.94%	6.04
RRR _{rec} , %	0.19	-17.19%	0.16	32.81%	0.26	-4.69%	0.18	14.58%	0.22	27.08%	0.24	-23.96%	0.15
W _{rec} , W	2506	0.04%	2507	-0.24%	2500	6.15%	2661	-9.02%	2280	2.95%	2580	-3.27%	2424
Q _s , W	307.80	0.10%	308.11	-0.34%	306.75	10.72%	340.79	-13.30%	266.86	4.92%	322.93	-5.08%	292.17
Q _s , W	267	0.00%	267.00	0.00%	267.00	0.00%	267.00	0.00%	267.00	0.00%	267.00	0.00%	267.00
Q _{min} , W	73.33	26.02%	92.41	-25.39%	54.71	-42.3%	70.23	7.27%	78.66	6.23%	77.90	-6.42%	68.62
ΔP _{rec} , W	73.78	-2.30%	72.08	2.60%	75.70	13.58%	83.80	-14.43%	63.13	-1.10%	72.97	1.22%	74.68
ΔP _{rec} , W	21.04	-2.99%	20.41	3.33%	21.74	20.44%	25.34	-20.06%	16.82	-1.33%	20.76	1.33%	21.32
ΔP _{rec} , W	63.47	-2.74%	61.73	2.99%	65.37	28.38%	81.48	-26.17%	46.86	-4.76%	60.45	5.10%	66.71
ΔP _{rec} , W	56.28	0.69%	56.67	-1.76%	55.29	42.73%	80.33	-36.34%	35.83	-7.92%	51.82	8.21%	60.90
Q _{rec} , W	132.27	-6.62%	123.51	5.54%	139.60	-9.47%	119.74	9.18%	144.42	8.20%	143.12	-9.53%	119.66
Q _s , %	12.28	0.03%	12.29	-0.13%	12.27	4.25%	12.81	-4.72%	11.70	1.90%	12.52	-1.88%	12.05
Q _v , %	10.66	-0.06%	10.65	0.22%	10.68	-5.83%	10.03	9.90%	11.71	-2.86%	10.35	3.37%	11.01
Q _{min} , %	2.93	25.93%	3.69	-25.25%	2.19	-9.84%	2.64	17.87%	3.45	3.18%	3.02	-3.28%	2.83
ΔP _{rec} , %	2.94	-2.34%	2.88	2.82%	3.03	6.96%	3.15	-5.94%	2.77	-3.94%	2.83	4.65%	3.08
ΔP _{rec} , %	0.84	-3.10%	0.81	3.45%	0.87	13.33%	0.95	-12.14%	0.74	-4.17%	0.81	4.76%	0.88
ΔP _{rec} , %	2.53	-2.80%	2.46	3.20%	2.61	20.88%	3.06	-18.87%	2.06	-7.50%	2.34	8.65%	2.75
ΔP _{rec} , %	2.25	0.62%	2.26	-1.56%	2.21	34.42%	3.02	-30.05%	1.57	-10.55%	2.01	11.84%	2.51
ΔP _{rec} , %	5.28	-6.69%	4.93	5.76%	5.58	-14.75%	4.50	19.98%	6.33	5.10%	5.55	-6.50%	4.94
ΔT _{rec} , K	16.00	4.31%	16.69	-5.06%	15.19	-18.31%	13.07	26.98%	20.31	4.94%	16.79	-5.25%	15.16

Tabla Anexo II.13. Efecto de las condiciones de funcionamiento con R407C. Diferencias porcentuales respecto al Caso Base.

Bibliografía

1. Pearson, S.F., How to improve energy efficiency in refrigerating equipment, 17th Informatory Note on Refrigerating Technologies, International Institute of Refrigeration, 2003.
2. Navarro, E., Estudio teórico-experimental de compresores de pistón herméticos con diferentes refrigerantes. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2006.
3. Martínez, I.O., Estudio experimental de optimización de una bomba de calor agua-agua empleando Propano como fluido de trabajo. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2008.
4. Consejo Europeo de Bruselas, 8 y 9 de marzo de 2007.
5. Twenty-Second Meeting of the Parties to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer Bangkok, Thailand, 2010.
6. JARN, Growing World Refrigerator Market, November 25, 2008.
7. Laue, H.J., Regional report Europe: "heat pumps-status and trends", Int. J. Refrigeration, vol. 25, pp. 414-420, 2002.
8. Hermann, H., HFCs or the Old Refrigerants what will be the Future?, 6^oInternational Conference on Compressors and Coolants, IIR/IIF Conference, Congress Center of Slovak National Parliament Častá Papiernička, September 27-29, 2006.
9. Segurado, J., Corberán, J.M., Colbourne, D., González, J., State of the art, market and standards evolution upon the use of hydrocarbon refrigerants on A/C, heat pump and commercial refrigeration equipment, 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, May 28-31, 2006.
10. Boutonnet et al., Environmental risk assessment of trifluoroacetic acid. Human and Ecological Risk Assessment, 5(1), 59–124, 1999.
11. Monfortte, R. and Caretto, L., FIAT: Safety Issues in the Application of a Flammable Refrigerant Gas in MAC Systems, the OEM Perspective. Copyright SAE International. (See table 9a), 1999.
12. Cavallini, A., Working fluids for mechanical refrigeration - Invited paper presented at the 19th International Congress of Refrigeration, The Hague, August 1995, Int. J. Refrig. Vol. 19, No. 8, pp. 485-496, 1996.

13. Bjarne, D. R., Arne J., Impact of refrigerant fluid properties on the compressor selection, Danfoss.
14. Spindler, K., The influence of the thermophysical properties of refrigerants on the performance of heat pumps, Proceedings of the 72 Eurotherm Seminar, Valencia, Spain (2003) 285-290
15. Granryd, E., Hydrocarbons as refrigerants - an overview, International Journal of Refrigeration 24, 15-24, 2001.
16. Hwang, H., Gado, A., Radermacher, R., Performance Comparison of Hydrocarbons R290 with R22 in Residential Heat Pump System. IIR/IF Commission B1, B2, E1 and E2, 499-506. Guangzhou, China, 2002
17. Hwang, Y., Jin, D.H., Radermacher, R., Comparison of hydrocarbon R290 and two HFC blends R404A and R410A for medium temperature refrigeration applications, Center for Environmental Energy Engineering, USA, 2004
18. Fatouh M., El Kafafy M., Assessment of propane/commercial butane mixtures as possible alternatives to R134a in domestic refrigerators, Energy Conversion and Management, 47 (15-16), pp. 2644-2658, 2006.
19. Bjerre, P., Larsen, P., Evaluation of N-butane as a potential refrigerant for household compressors, Danfoss Compressors GmbH, International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 17-20, 2006.
20. Corberán, J. M., Segurado, J., Colbourne, D. and J. González, Review of standards for the use of hydrocarbon refrigerants in A/C, heat pump and refrigeration equipment, Int. J. Refrigeration, 31(4), 748-756, June 2008.
21. T. Jabbour, D. Clodic, Ignition tests of flammable refrigerant leaks In ventilated and unventilated rooms, 5° IIR-Gustav Lorentzen Conference, 2002.
22. UNEP Technology and Economic Assessment Panel, Progress Report: Assessment of HCFCs and Environmentally Sound Alternatives, p.37, 2010.
23. ANSI/ARI Standard 540-99, 1999 ANSI/ARI Standard 540-99, Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units, Air-Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA, 1999.
24. Popovic, P., Shapiro, H.N., A semi-empirical method for modelling a reciprocating compressor in refrigeration systems, ASHRAE Transactions 101, 367-382, 1995.
25. Winandy, E., Saavedra, O.C., Lebrun, J., Simplified modeling of a open-type reciprocating compressor, International Journal of Thermal Science 41, 183-192, 2002.

26. Navarro, E., Granryd, E., Urchueguía, J.F., Corberán, J.M., A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration* 30, 1254–1265, 2007.
27. Duprez, M., Dumont, E., Frère, M., “Modelling of reciprocating and scroll compressors”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, 873-886, 2007.
28. Cabello, R., Navarro, J. and Torrella, E., Simplified steady-state modelling of a single stage vapour compression plant. Model development and validation, *Appl. Therm. Eng.* 25, pp. 1740–1752, 2005.
29. Dabiri, E., Rice, C.K., A compressor simulation model with corrections for the level of suction gas superheat, *Ashrae Transactions* Vol. 87, part 2, 1981
30. González J, Desarrollo de un modelo global de compresores de refrigeración de desplazamiento positivo. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2001.
31. Soedel, W., Introduction to computer simulation displacement type compressors, *Purdue University Short Courses*, IN, USA, 1972.
32. Prakash, R. Singh, R., Mathematical modelling and simulation of refrigerating compressors, *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference*, pp. 274-285, *Purdue*, USA, 1974.
33. Rigola, J., Numerical Simulation and Experimental Validation of Hermetic Reciprocating Compressors. Integration in Vapour Compression Refrigerating Systems. Tesis Doctoral CTTC, UPC, 2002.
34. Gosney, W.B., "Principles of refrigeration" *Cambridge Univ. Press*, 1982.
35. Wolfert, E.R., Effect of superheat on compressor capacity, *ASHRAE Journal*, June 1940.
36. Wang X., Hwang, Y. and Radermacher, R., Investigation of potential benefits of compressor cooling, *Applied Thermal Engineering*, Volume 28, Issues 14-15, Pages 1791-1797, 2008.
37. Von Cube, H.L., Benke, K. y Van Sanbeek, J.A.A., Application of the mollier chart for oil/refrigerant mixtures for the calculations of refrigeration, *Kaltetechnik* 10, N°7: 209-16, 1958.
38. Yakobsen, V.B., Investigation of influence of suction vapour superheat or refrigerating compressor performance, *Bulletin of the IIR-Commission* 3 y 6, 1965.
39. Cooper, W.D., Refrigeration compressor performance as affected by suction vapour, *ASHRAE Transactions* Vol. 80, part 2, 1974

40. Chamings, P.F., Hocking, B., Vaughan, A.M., Cann, M.A., Effects of return vapour temperatures on accessible hermetic compressors, *Int. J. Refrigeration*, 1980.
41. Macintire, Hutchinson, *Refrigeration Engineering*. Second Edition, 1957.
42. Granryd E., Ekroth I., Lundqvist P., Melinder A., Palm B., Rohlin P., *Refrigerating Engineering*, KTH Energy Technology, 2003.
43. Urchueguía, J.F., Corberán, J.M., Blanco, J., Santiago, J., González, J., Nevares, I., Effect of refrigerant charge on the performance of an air-to-water reversible heat pump using propane as working fluid, Eurotherm Seminar No. 72 Thermodynamics, heat and mass transfer of refrigeration machines and heat pumps, 2003.
44. Süß, J., Rasmussen, B.D., Jakobsen, A., Impact of refrigerant fluid properties on the compressor selection, Danfoss.
45. Danfoss-Maneurop reciprocating compressors MT/MTZ 50 - 60 Hz, R22 - R407C - R134a - R404A / R507A, Danfoss catalog, Selection and application guidelines, pp 29.
46. Villadsen, V., Boldvig, F.V., Reciprocating compressor design for high efficiency, *ASHRAE Transactions* Vol. 87, part 1, pp 819-825, 1981.
47. Kim, M.H. y Bullard, W., Thermal performance analysis of small hermetic refrigeration and air-conditioning compressors, *JSME International Journal, Series B*, Vol.45, N°4, 2002.
48. Longo, G.A., Giovanni A., y Gasparella, A., Unsteady state analysis of the compression cycle of hermetic reciprocating compressor, *Int. J. Refrigeration* 26: 681-689, 2003.
49. Pérez-Segarra, C.D., Rigola, J., Sòria, M., Oliva, A., Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors, *Int. J. Refrigeration* Vol. 28 pp. 579- 593, 2005.
50. Cabello, R., Torrella, E., Navarro-Esbrí, J., Experimental evaluation of a vapour compression plant performance using R134a, R407c and R22 as working fluids, 2004.
51. Navarro, E., Urchueguía, J.F., Corberán, J.M., Granryd, E., Performance analysis of a series of hermetic reciprocating compressors working with R290 (propane) and R407C, *International Journal of Refrigeration* Vol. 30 pp. 1244-1253, 2007.
52. Navarro, E., Urchueguía, González, J., Corberán, J.M., Test results of performance and oil circulation rate of comercial reciprocating compressors of different capacities working with propane (R290) as refrigerant, *International Journal of Refrigeration* Vol. 28 pp. 881-888, 2005

53. Norma Europea EN 13771-1: Compresores y unidades de condensación para refrigeración. Ensayos de prestaciones y métodos de ensayo, 2003

54. CEA-ENAC-LC/02, Rev. 1, Expresión de la incertidumbre de medida en las calibraciones. Enero 98.

55. Navarro, E., Urchueguía, González, J., Corberán, J.M., Comparative Experimental Investigation of Performance in Reciprocating Compressors of Different Size using Propane (R290) and R407s as Refrigerant. Proceedings of the 6th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Glasgow (Reino Unido), pp. 10-15, 2004.

56. Soedel, W., Mechanics simulation and design of compressor valves, gas passages and pulsation mufflers. Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University. Short Course Text Book of Purdue Compressor Technology, 1972.

57. Woschni, G., A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. SAE Paper No.670931, 1967.

58. McLinden M.O., Klein S.A., Lemmon E.W., Peskin A.P., NIST Reference fluid thermodynamics and transport properties "REFPROP", National Institute of Standard and Technology. Gaithersburg, U.S. Department of Commerce, 2002.
