INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica

ISEL

Algoritmo do modelo teórico para o compressor ideal de refrigeração

HENRIQUE MARTINS NUNES
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho final de mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador (es):
Professor: Filipe Martins Rodrigues
Professor: Gonçalo Nuno de Oliveira Duarte
Júri:
Presidente: Silvério João Crespo Marques
Vogal: Carlos Augusto Santos Silva
Vogal: Filipe Martins Rodrigues

Julho de 2021

Página deixada propositadamente em branco

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica

ISEL

Algoritmo do modelo teórico para o compressor ideal de refrigeração

HENRIQUE MARTINS NUNES
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho final de mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador (es):
Professor: Filipe Martins Rodrigues
Professor: Gonçalo Nuno de Oliveira Duarte
Júri:
Presidente: Silvério João Crespo Marques
Vogal: Carlos Augusto Santos Silva
Vogal: Filipe Martins Rodrigues

Julho de 2021

Página deixada propositadamente em branco

“Well, it may have escaped your notice, but life isn't fair”

J.K. Rowling

Página deixada propositadamente em branco

Agradecimentos

A realização desta Dissertação Final de Mestrado só foi possível devido à colaboração e à dedicação de algumas pessoas às quais pretendo agradecer.

Em primeiro lugar quero agradecer ao meu pai, um homem muito trabalhador e empenhado nos seus objetivos, por me ter transmitido a mensagem de que sem esforço nada se consegue, que sempre me incentivou a fazer mais e melhor, obrigado pelas dicas.

Em segundo lugar a duas pessoas em particular, os meus orientadores, ao Professor Filipe Rodrigues e ao Professor Gonçalo Duarte deixo aqui o meu agradecimento, por toda a disponibilidade, apoio e orientação nos caminhos a seguir ao longo do desenvolvimento do trabalho.

Em terceiro lugar quero agradecer aos meus colegas de trabalho da ARL, que ao longo dos últimos 2 anos me foram transmitindo o seu conhecimento não só ao nível dos compressores, mas ao nível de toda a refrigeração.

Por último, mas não menos importante, quero agradecer ao meus colegas e amigos pela força que me deram para a realização desta tese. Agradecer em especial aos meus colegas Samuel Mula e Jorge Mendes e ainda deixar um obrigado especial à minha namorada Bárbara Bento, por toda a ajuda prestada ao longo da realização deste trabalho.

Obrigado a todos os que de alguma forma contribuíram e me ajudaram a concluir esta Tese.

Página deixada propositadamente em branco

Resumo

A refrigeração está presente em quase todas as áreas que integram a sociedade, quer de uma forma simples, como é o caso dos pequenos eletrodomésticos, quer de uma forma mais complexa, como os grandes entrepostos de pescado. Num mercado cada vez mais competitivo e exigente, surge a necessidade de aperfeiçoar todos os componentes do ciclo de refrigeração, sendo o compressor uma peça fulcral no desempenho do ciclo, incindindo sobre este componente que os principais objetivos deste trabalho.

Tendo em conta as diversas alterações à utilização dos fluidos frigorigéneos decorrentes da aplicação do Regulamento nº 514/2014 do Parlamento Europeu, neste trabalho é proposto um algoritmo que permite através de alguns parâmetros de entrada estimar o desempenho do compressor, num determinado regime de trabalho.

Numa primeira fase foi desenvolvido um modelo termodinâmico para o compressor de frio, tendo por base as equações inerentes ao processo de compressão de vapor saturado e que identificam o ciclo frigorífico. Foi ainda realizada uma análise de sensibilidade que possibilitou a definição do modelo para o compressor ideal de refrigeração, sendo o objetivo o cálculo do desempenho que caracteriza o comportamento do compressor, de modo a fazer uma comparação direta entre um modelo real do fabricante e o respetivo modelo teórico equivalente, para diferentes tipos de compressores alternativos e para diferentes regimes de aplicação.

Tendo em conta as diretivas europeias e a consequente renovação dos fluidos frigorigéneos imposta pelo Parlamento Europeu, foi posteriormente realizada numa segunda fase, uma previsão do desempenho dos compressores estudados para novos fluidos frigorigéneos em relação ao trabalho de compressão, à capacidade frigorífica e ao COP. Na análise efetuada comprovou-se que a utilização de fluidos com um menor PAG (Potencial de Aquecimento Global), é bastante benéfica para o meio ambiente e que o seu impacto no desempenho do compressor pode até ser positivo.

Palavras-chave: Compressor, Algoritmo Teórico, Indústria 4.0, Fluido Frigorigéneo, PAG

Página deixada propositadamente em branco

Abstract

Refrigeration is regularly present in our daily lives, either in a simple way, like the small refrigerator we have at home, or in a more complex way, such as the cold warehouses where there are some large refrigeration equipment. In an increasingly competitive and more demanding market, it is necessary the improvement of all the components of the refrigeration cycle. As the compressor is a key part in the performance of the cycle, it was the component studied within this work.

Taking into account the current concept of industry 4.0 and the constant changes in refrigerants that have occurred in recent years due to Regulation nº 514/2014 of the European Parliament, a theoretical algorithm was developed that allows, through some input parameters, predict the performance of the compressor, as well as the impact of each parameter introduced on its behavior.

Firstly, a realistic and thermodynamic model was created based on the equations that are inherent to the compression process and that represent the refrigeration cycle. A sensitivity analysis was also carried out that allowed the definition of the theoretical model for the ideal refrigeration compressor, being the objective the calculation of the performance that characterizes the behavior of the compressor in order to make a direct comparison of a real model of the manufacturer as the equivalent theoretical model, for different types of compressors alternative and different application regimes.

Taking into account European directives and a consequent renewal of refrigerant fluids imposed by the European Parliament, it was carried out in a second phase, a forecast of the performance of the compressors studied for new refrigerants in relation to the compression work, the cooling capacity and the COP. In the analysis carried out it was proved that the use of fluids with a lower PAG, is quite beneficial for the environment and that its impact on the performance of the compressor can even be positive.

Keywords: Compressor, Theoretical Algorithm, Industry 4.0, Working Fluid, GWP

Página deixada propositadamente em branco

Lista de Acrónimos

EU - União Europeia

EUA - Estados Unidos da América

CFC - Clorofluorcarbonetos

HFC - Hidrofluorocarbonetos

HCFC – Hidrofluorocarboneto

PDO – Potencial de Destruição de Ozono

PAG - Potencial de Aquecimento Global

ODP - Ozone Depletion Potential

GWP - Global Warming Potential

COP – Coeficiente de performance

HC - Hidrocarbonetos

HFO - Hidrofluorolefina

CECOMAF - European Committee of Manufacturers of Refrigeration Equipment

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

IoT - Internet of Things (Internet das Coisas)

I4.0 - Indústria 4.0

Página deixada propositadamente em branco

Lista de unidades e variáveis

T - Temperatura [ºC]

P - Pressão [Pa]

ρ - Densidade [kg/m^3]

ν - Volume específico [m^3/kg]

h - Entalpia [kJ/kg]

s - Entropia [kJ/kg]

m - Massa [kg]

Q - Calor [W]

cp - Calor específico [J/(kg.K)]

V - Volume [m^3]

n - Número de moles

R - Constante dos gases perfeitos [J mol^{-1} K^{-1}]

W - Trabalho [W]

U - Energia interna [W]

COP - Coeficiente de desempenho

Q_e - Calor do evaporador [W]

Q_c - Calor do condensador [W]

T_e - Temperatura de evaporação [º C]

T_c - Temperatura de condensação [º C]

V_m - Volume morto [m^3]

V_{cc} - Cilindrada [m^3]

ε - Percentagem de volume morto [%]

V_t - Volume total [m^3]

q_{vc} - Caudal volúmico [m^3/s]

V_{1-6} - Volume efetivo de aspiração [m^3]

N - Rotações por minuto [rpm]

q_m - Caudal mássico [kg/s]

$W\ Comp.$ - Trabalho de compressão [W]

$E.Frig.$ - Efeito frigorífico [W]

COP - Coeficiente de Desempenho

$Rend.Vol.$ - Rendimento volumétrico [%]

Índice

1 Introdução 1
1.1 Motivação 1
1.2 História do frio 2
1.3 Objetivos 6
1.4 Estrutura do documento 7
2 Estado da Arte 9
2.1 Propriedades Termodinâmicas 9
2.2 Leis da Termodinâmica 10
2.2.1 1ª Lei da termodinâmica 10
2.2.2 2ª Lei da termodinâmica 11
2.3 Ciclo Frigorífico 12
2.3.1 Ciclo Frigorífico de Carnot 12
2.3.2 Ciclo Frigorífico de Compressão de Vapor 13
2.3.3 Ciclo Frigorífico de Compressão de Vapor Real 14
2.4 Componentes de um circuito frigorífico 15
2.4.1 Evaporador 15
2.4.2 Compressores 17
2.4.2.1 Compressores Alternativos 18
2.4.2.1.1 Compressor Hermético 19
2.4.2.1.2 Compressor Semi-Hermético 20
2.4.2.1.3 Compressor Aberto 21
2.4.2.2 Compressores Rotativos 22
2.4.2.3 Compressores de Parafuso 23
2.4.2.4 Compressores Helicoidais (Scroll) 24
2.4.2.5 Compressores Centrífugos 26
2.4.3 Condensador 27

2.4.4 Dispositivo de expansão 29
2.5 Fluidos Frigorigéneos 29
2.6 Desafios no Setor da Refrigeração 32
2.7 Modelos Físicos de Compressores 35
3 Metodologia 40
4 Resultados 54
4.1 Herméticos 55
4.1.1 Análise de Sensibilidade 55
4.1.1.1 Análise de Sensibilidade ao Volume Morto 55
4.1.1.2 Análise de sensibilidade ao rendimento isentrópico 56
4.1.1.3 Análise de sensibilidade à perda de carga na válvula de aspiração 57
4.1.1.4 Análise de sensibilidade à perda de carga na válvula de descarga 58
4.1.2 Comparação de desempenho 59
4.1.2.1 Trabalho de compressão 60
4.1.2.2 Capacidade frigorífica 61
4.1.2.3 COP 62
4.1.3 Análise aos Novos Fluidos 64
4.1.3.1 Modelo Teórico R449a vs Fabricante R404a – Regime de Alta Temperatura . 64
4.1.3.1.1 Trabalho de Compressão 65
4.1.3.1.2 Capacidade frigorífica 67
4.1.3.1.3 COP 68
4.1.3.2 Modelo Teórico R1234ze vs Fabricante R134a -Regime de Alta Temperatura 69
4.1.3.2.1 Trabalho de compressão 70
4.1.3.2.2 Efeito frigorífico 71
4.1.3.2.3 COP 73
4.2 Semi-Herméticos 74
4.2.1 Modelo Teórico R449a vs R404a 75
4.2.2 Modelo Teórico R1234ze vs R134a 76

4.3 Abertos 77
4.3.1 Modelo Teórico R449a vs R404a 78
4.3.2 Modelo Teórico R1234ze vs R134a 79
5 Conclusões 80
6 Bibliografia 84
7 Apêndice 88
7.1 Compressores Herméticos 88
7.1.1 Análise de Sensibilidade Regime de Alta Temperatura R404a 88
7.1.2 Análise de Sensibilidade da Perda de Carga na Válvula de Descarga 89
7.1.3 Análise de Sensibilidade da Perda de Carga na Válvula de Aspiração 90
7.1.4 Desempenhos Gases Comuns Regime de Baixa Temperatura R404a 91
7.2 Compressores Semi-Herméticos 97
7.2.1 Desempenhos Gases Comuns 97
7.2.2 Desempenhos Gases Substitutos R449a vs R404a 103
7.2.3 Desempenhos Gases Substitutos R1234ze vs R134a 105
7.3 Compressores abertos 107
7.3.1 Desempenhos Gases Comuns 107
7.3.2 Desempenhos Gases Comuns R449a vs R404a 109
7.3.3 Desempenhos Gases Comuns R1234ze vs R134a 111
8 Anexos 113
8.1 Anexo 1 – Características dos compressores herméticos R404a regime de alta temperatura. 113
8.2 Características dos compressores herméticos R404a regime de baixa temperatura. 116
8.3 Características dos compressores herméticos R134a regime de alta temperatura. 119
8.4 Características dos compressores herméticos R134a regime de baixa temperatura. 122

8.5 Anexo 5 – Características dos compressores Semi-Herméticos 125
8.6 Anexo 6 – Características dos compressores abertos 131

Índice de Figuras

Figura 1 - A Real Fábrica de gelo [9] 2
Figura 2 - Primeiro equipamento de Refrigeração por compressão (James Harrison) [11] 4
Figura 3 - Ice box [12] 4
Figura 4 - Evolução do buraco da camado do ozono ao longo dos anos, adaptado de [14] 5
Figura 5 - Representação do Ciclo de Carnot [19] 12
Figura 6 - Representação do Ciclo Frigorífico de compressão a vapor convencional, adaptado de [19] 13
Figura 7 - Representação do Ciclo Frigorífico de compressão a vapor real [19] 14
Figura 8 - Esquema do Evaporador Inundado, adaptado de [21] 16
Figura 9 - Esquema do Evaporador Seco, adaptado de [21] 16
Figura 10 - Ciclo de compressão, adaptado de [24] 18
Figura 11 - Legenda do compressor alternativo, adaptado de [23] 19
Figura 12 - (A) – Compressor hermético; (B) – Corte de um compressor hermético [26] 20
Figura 13 - Compressor semi-hermético Dorin [27] 21
Figura 14 - Compressor aberto Dorin [27] 21
Figura 15 – (A) – Compressor rotativo de pistão; (B) – Corte de um compressor rotativo de pistão [26] 22
Figura 16 - Processo de compressão de um compressor rotativo de palhetas [24] 22
Figura 17 - (A) – Compressor de parafuso; (B) – Corte de um compressor de parafuso simples [29] 23
Figura 18 - Compressor de parafuso duplo [30] 24
Figura 19 - Compressor scroll; (B) – Corte de um compressor scroll [31] 25
Figura 20 - Processo de Compressão num compressor scroll [23] 25
Figura 21 - Compressor centrífugo [24] 26
Figura 22 - Funcionamento de um condensador a ar [33] 27
Figura 23 - Funcionamento de um evaporador a água [33] 28
Figura 24 - Funcionamento condensador evaporativo [33] 28

Figura 25 - Válvula de expansão termostática [34] 29
Figura 26 – Modelo Preditivo, adaptado de [36] 35
Figura 27 - Classificação dos modelos teóricos de compressores, adaptado de [42] 37
Figura 28 - Modelo Teórico "phenomena-oriented" [41] 38
Figura 29 - Modelo teórico" construction-oriented" [42] 39
Figura 30 - Introdução dos parâmetros iniciais no Coolpack.[49] 44
Figura 31- Diagrama P-h do modelo teórico desenvolvido [49] 45
Figura 32 - Diagrama P-V do modelo teórico desenvolvido 46
Figura 33 - Propriedades dos pontos do ciclo frigorífico [49] 46
Figura 34 - Algoritmo teórico para o compressor ideal de refrigeração 47
Figura 35 - Análise de Sensibilidade ao Volume Morto: (A) - R404a; (B) - R134a 55
Figura 36 - Análise de Sensibilidade ao Rendimento Isentrópico: (A) - R404a; (B) - R134a 56
Figura 37 - Análise de Sensibilidade à Perda de Carga na Válvula de Aspiração: (A) - R404a; (B) - R134a 57
Figura 38 - Análise de Sensibilidade à Perda de Carga na Válvula de Aspiração: (A) - R404a; (B) - R134a 58
Figura 39 - Evolução do Desvio do Trabalho de Compressão com Temperatura de evaporação: (A) - R404a; (B) - R134a 60
Figura 40 - Evolução do Desvio da Capacidade Frigorífica com Temperatura de evaporação: (A) - R404a; (B) - R134a 61
Figura 41 - Evolução do Desvio do COP com a Temperatura de evaporação: (A) - R404a; (B) - R134a 62
Figura 42 - Trabalho de compressão R449a vs R404a: (A) - Evolução do trabalho de compressão Modelo Teórico R449a vs Compressor do Fabricante R404a; (B) - Evolução do trabalho de compressão Modelo Teórico: R449a vs R404a 65
Figura 43 - Capacidade frigorífica R449a vs R404a: (A) - Evolução da capacidade frigorífica Modelo Teórico R449a vs Compressor do Fabricante R404a; (B) - Evolução da capacidade frigorífica Modelo Teórico: R449a vs R404a 67

Figura 44 - COP R1234ze vs R134a: (A) - Evolução do COP Modelo Teórico R1234ze vs Compressor do Fabricante R134a; (B) - Evolução do COP Modelo Teórico: R1234ze vs R134a68
Figura 45 - Trabalho de compressão R1234ze vs R134a: (A) - Evolução do trabalho de compressão Modelo Teórico R1234ze vs Compressor do Fabricante R134a; (B) - Evolução do trabalho de compressão Modelo Teórico: R1234ze vs R134a 70
Figura 46 - Capacidade frigorífica R134ze vs R134a: (A) - Evolução da capacidade frigorífica Modelo Teórico R1234ze vs Compressor do Fabricante R404a; (B) - Evolução da capacidade frigorífica Modelo Teórico: R449a vs R404a. 72
Figura 47 - COP R1234ze vs R134a: (A) - Evolução do COP Modelo Teórico R1234ze vs Compressor do Fabricante R134a; (B) - Evolução do COP Modelo Teórico: R1234ze vs R134a. 73
Figura 48 - Compressores semi-herméticos desvio Teórico entre os Fluidos R449a vs R404 (A) - Desvio em relação ao trabalho de compressão; (B) - Desvio em relação à capacidade frigorífica; (C) - Desvio em relação ao COP 75
Figura 49 - Compressores semi-herméticos desvio Teórico entre os Fluidos R1234ze vs R134 (A) - Desvio em relação ao trabalho de compressão; (B) - Desvio em relação à capacidade frigorífica; (C) - Desvio em relação ao COP 76
Figura 50 -Compressores abertos desvio Teórico entre os Fluidos R449a vs R404 (A) - Desvio em relação ao trabalho de compressão; (B) - Desvio em relação à capacidade frigorífica; (C) - Desvio em relação ao COP 78
Figura 51 - Compressores abertos desvio Teórico entre os Fluidos R1234ze vs R134 (A) - Desvio em relação ao trabalho de compressão; (B) - Desvio em relação à capacidade frigorífica; (C) - Desvio em relação ao COP 79

Página deixada propositadamente em branco

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Tipos de compressores 17
Tabela 2 - Características dos compressores estudados 55
Tabela 3 - Tabela de características dos fluidos 64
Tabela 4 - Tabelas de características dos compressores semi-herméticos 74
Tabela 5 - Tabelas de características dos compressores semi herméticos 77

Página deixada propositadamente em branco

1 Introdução

1.1 Motivação

Desde a sua descoberta, a refrigeração tem tido um papel muito importante na sociedade até aos dias de hoje, não só a nível social, mas também económico, tendo como principal objetivo o arrefecimento de produtos alimentares.

O ciclo de refrigeração normalmente utilizado é o ciclo de compressão a vapor, sendo os seus principais componentes: o compressor, o condensador, o evaporador e a válvula de expansão [1]. Estes 4 equipamentos são os que representam a parcela mais significativa no montante total de investimentos de um projeto de refrigeração [2].

Neste trabalho, o componente que irá ser alvo de estudo será o compressor, este trata-se do componente do qual a eficiência do ciclo frigorífico mais depende, uma vez que a eficiência depende diretamente do consumo do compressor, sendo por isso também o componente do ciclo no qual a eficiência mais pode aumentar [1].

Com as alterações climáticas que se têm vindo a fazer sentir, as restrições quanto aos fluidos a utilizar nas instalações frigoríficas têm aumentado, sendo estas decorrentes quer da assinatura em 1987 do protocolo de Montreal [3], no que diz respeito às emissões de gases que têm um elevado poder de destruição da camada de ozono, quer da assinatura do protocolo de Quioto em 1997 [4], no que diz espeito a emissão de gases com um elevado efeito de estufa para a atmosfera, consequentemente tem havido um maior lançamento de novos fluidos para o mercado [5].

Desta forma, torna-se imperioso ter um modelo objetivo, simples que consiga prever o desempenho dos compressores com os fluidos atuais, contribuindo assim para a transparência dos valores apresentados pelos fabricantes dos compressores e que faça ainda uma previsão do comportamento destes, para os novos fluidos que vão surgir, de forma a respeitar as legislações que vão sendo impostas pela UE [6].

1.2 História do frio

A utilização dos meios de refrigeração vem já desde os tempos mais longínquos, onde as antigas civilizações utilizavam o gelo natural com o intuito de conservar os alimentos, no entanto, existiam na época diversos inconvenientes, nomeadamente o transporte e a conservação do mesmo. Em 1100 a.C. os chineses foram os primeiros a utilizar a refrigeração, ao aperceberem-se que o gelo tornava as bebidas mais frias e saborosas [7].

Anos mais tarde, no Antigo Egipto, 550 a.C., a maneira de arrefecer os alimentos passou por deixar vasos húmidos semi-enterrados com água ao ar frio da noite. Já no tempo dos Hebreus, Gregos e Romanos, eram armazenados grandes volumes de neve em poços cobertos com material isolante para serem posteriormente usados na confeção de alimentos [8].

Em 1619, com a visita do rei Filipe III de Espanha a Portugal, foram mobilizados todos os meios para que não faltasse gelo na mesa Real. Mesmo sem a existência de técnicas adequadas de refrigeração na época, a Real Fábrica de gelo, também conhecida como "Fábrica da Neve da Serra de Montejunto", satisfez as necessidades reais. Este monumento foi e é ainda hoje um dos raros exemplares do seu género existentes na Europa, como mostra a Figura 1 [8].

Figura 1 - A Real Fábrica de gelo [9]

A invenção do microscópio potenciou o estudo de bactérias, enzimas e fungos, o que levou à descoberta dos agentes responsáveis pela putrefação dos alimentos, durante o séc. XVI, através da deteção de vários microrganismos nos próprios alimentos levando à iniciação de diversos estudos com o intuito de retardar esse mesmo processo.

Foi então que se descobriu que o processo de putrefação dos alimentos poderia ser retardado através da refrigeração, pois os agentes responsáveis por este processo multiplicam-se com o calor e hibernam com temperaturas de 10º C ou inferiores, podendo os alimentos ser mantidos no seu estado ideal durante mais tempo [10].

Alguns anos depois, entre 1748 e 1755, Willian Cullen, Professor na Universidade de Edimburgo, produziu gelo pela evaporação do éter em laboratório, tendo utilizado na sua primeira demonstração científica este processo de forma descontínua. Na sua experiência, a expansão do éter contido num pequeno volume era promovida pela ação de uma bomba de vácuo, tendo a queda de pressão do éter resultado na sua ebulição a temperaturas reduzidas, sendo através deste processo observada uma elevada taxa de transferência de calor entre a água e o éter, produzindo assim o gelo [7].

Em 1834, Jacob Perkins concebeu um ciclo de compressão usando um fluido. Esta descoberta representou um marco importante porque expôs a primeira descrição completa de um equipamento de refrigeração. No entanto, apesar de sua importância, o trabalho ficou esquecido por cerca de 50 anos [8].

No ano de 1855, o escocês James Harrison foi o responsável por implementar com sucesso um equipamento real de refrigeração por compressão, que se encontra ilustrado na Figura 2. O seu equipamento foi colocado em operação em Cleveland, Ohio e EUA e em 1862 na Exibição Internacional de Londres [8].

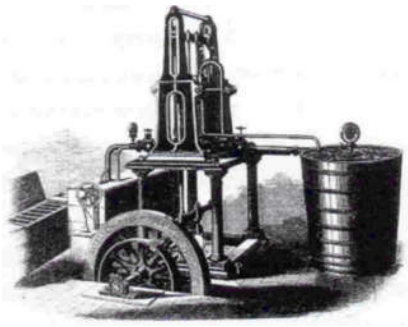


Figura 2 - Primeiro equipamento de Refrigeração por compressão (James Harrison) [11]

Em 1859, Ferdinand Carré patenteou o primeiro equipamento de refrigeração por absorção, no qual, um fluido secundário ou absorvente na fase líquida é responsável por absorver o fluido primário, na forma de vapor.

Acontece que estas descobertas aumentaram substancialmente a qualidade da vida humana, uma vez que proporcionaram a possibilidade de conservar os alimentos por um período de duração muito maior, mantendo em grande parte a qualidade original dos produtos.

Anos mais tarde (séc. XIX) os "frigoríficos" eram chamados de "ice-boxes", que não eram mais do que caixas de madeira, revestidas com um material como o zinco, a ardósia ou o metal galvanizado, sendo utilizada a cortiça como isolante térmico, de forma a que os blocos de gelo fossem mantidos no seu interior para conservar os alimentos por um curto período de tempo, geralmente 1 dia, estando agregado um recipiente para apanhar a água conforme o gelo se fundia, como se pode observar na Figura 3 [8].

Figura 3 - Ice box [12]

Em 1918 foi desenvolvido pela Kelvinator Company – EUA, o primeiro frigorífico automático alimentado por eletricidade com um pequeno motor elétrico.

Uma década depois, em 1928, surgiram os primeiros gases fluorados, pois apesar de se saber hoje que estes destruíam a camada do ozono, na altura foram os grandes impulsionadores do desenvolvimento dos vários componentes do ciclo [8].

Nas últimas décadas o volume de pesquisas na área tem aumentado significativamente, quer no que respeita aos componentes do ciclo frigorífico, quer nas implicações que os fluidos frigorigéneos têm para a atmosfera. O objetivo tem sido o desenvolvimento de compressores e permutadores de calor mais eficientes, bem como fluidos que não sejam nefastos para o meio ambiente.

Os clorofluorcarbonetos (CFC) tornaram-se desde a década de 20 o fluido padrão da indústria do frio devido às suas excelentes características termodinâmicas e químicas, no entanto em 1974 foi apresentado um modelo teórico que previa a destruição de moléculas da camada do ozono na atmosfera por átomos de cloro oriundos da decomposição de moléculas de CFC [13].

Na Figura 4 é possível visualizar a evolução deste fenómeno ao longo dos anos.

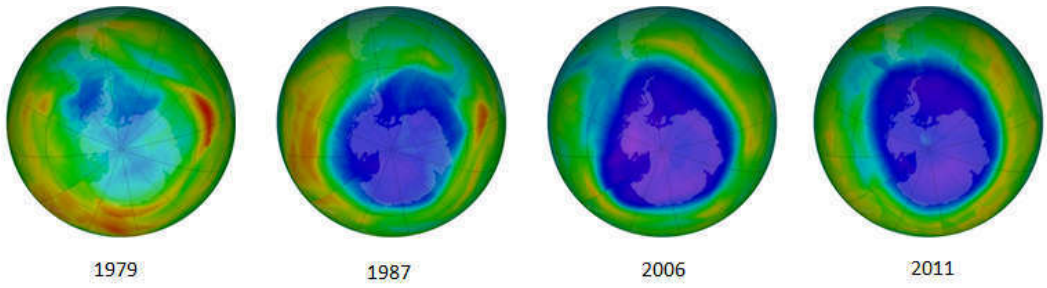


Figura 4 - Evolução do buraco da camado do ozono ao longo dos anos, adaptado de [14]

Em consequência do Protocolo de Montreal, a maioria das instalações passaram a utilizar os HFC como fluido frigorigéneo, no entanto, apesar de não terem qualquer efeito sobre a camada do ozono, o mesmo não acontece em relação ao aquecimento global. Nesse sentido foi assinado o Protocolo de Quioto e assim começou a ser feita pressão para se usarem fluidos frigorigéneo naturais como R744 e R290 [13]. Tendo em conta todas estas mudanças, o presente trabalho pretende dar uma resposta ao setor da refrigeração à cerca dos fluidos frigorigéneos mais adequados para cada instalação, analisando para isso o desempenho do compressor ideal de frio para cada fluido.

1.3 Objetivos

Visto que o sector da refrigeração está a passar por diversas mudanças, o principal objetivo deste trabalho é conseguir indicar qual o compressor mais adequado para um dado circuito frigorífico, por comparação com equipamentos existentes no mercado, avaliando para isso o desempenho dos diversos compressores através de parâmetros construtivos e operacionais. Dentro deste âmbito, e tendo em conta o Regulamento nº 514 da União Europeia [6] que diz respeito à utilização de gases fluorados, procurou-se prever qual o impacto dos novos fluidos frigorigéneos com um potencial de aquecimento global (PAG), que na expressão anglo-saxónica é denominada *global warming potential* (GWP), mais baixo do que os atuais, no desempenho dos compressores, de forma a respeitar a legislação em vigor.

Nesse sentido, foi necessário:

- Consultar e pesquisar a bibliografia com as melhores práticas e indicadores em relação aos parâmetros construtivos dos compressores alternativos;
- Desenvolver um algoritmo de base teórica que tem como objetivo auxiliar no dimensionamento do compressor ideal de refrigeração, tendo por base a bibliografia existente;
- Efetuar uma análise de sensibilidade para cada parâmetro de forma a encontrar o valor ideal para definir o modelo;
- Analisar o desempenho do modelo teórico para diferentes regimes e aplicações;
- Comparar os resultados obtidos através do modelo teórico com os valores facultados pelos fabricantes de compressores a trabalharem nas mesmas condições;
- Contribuir para a transparência dos valores dos desempenhos disponibilizados pelos fabricantes;
- Prever o impacto de novos fluidos no desempenho dos compressores de refrigeração através do modelo teórico desenvolvido.

1.4 Estrutura do documento

A estrutura do presente documento seguiu uma linha de raciocínio onde se pretendeu dar inicialmente uma visão geral sobre a evolução da refrigeração ao longo dos tempos e de seguida explicar a construção do algoritmo desenvolvido para o compressor ideal de frio.

No Capítulo 1 é apresentada uma breve introdução sobre a refrigeração, assim como a sua relevância para a sociedade. De seguida, expõem-se também a motivação e os objetivos que levaram à elaboração deste trabalho e por fim é apresentada de forma simples e concisa a história da refrigeração.

O capítulo 2 contém o estado da arte que suporta o trabalho desenvolvido. Começa por descrever de forma sintética os conceitos básicos da refrigeração, as leis da termodinâmica por detrás dos processos envolvidos, bem como as várias representações possíveis do ciclo frigorífico. Posteriormente são apresentados vários tipos de compressores existentes no mercado e ainda a evolução dos fluidos frigorigéneos. Por fim é apresentado o conceito de Indústria 4.0, em que consiste e de que forma este algoritmo pode ser integrado neste mesmo conceito.

O capítulo 3 diz respeito à metodologia sendo no início apresentados diversos tipos de modelos matemáticos e termodinâmicos que existem para definir os compressores de refrigeração. De seguida apresenta-se a construção do algoritmo desenvolvido, bem como todas as ideias que lhe estão subjacentes.

No capítulo 4 serão mostrados os resultados do modelo teórico ideal *versus* fabricante A *versus* fabricante B e retiradas algumas conclusões sobre este TFM, evidenciado as grandes diferenças entre os modelos e como se pode tentar melhorar cada parâmetro, por forma a tornar os compressores dos fabricantes cada vez mais próximos do modelo ideal proposto. Serão também mostrados e analisados os resultados referentes à troca de fluidos frigorígenos por outros com melhores características ambientais.

O capítulo 5 apresenta as conclusões onde será efetuado um resumo de todo o trabalho desenvolvido, das tendências verificadas em relação aos desempenhos dos compressores e realçados os aspetos mais importantes obtidas neste trabalho.

Página deixada propositadamente em branco

2 Estado da Arte

2.1 Propriedades Termodinâmicas

A termodinâmica é o ramo da física que estuda como é que as variações de temperatura, de pressão e de volume interferem nos sistemas físicos. O estudo e o desenvolvimento da termodinâmica surgiram da necessidade de criar máquinas a vapor e de aumentar a eficiência das máquinas já existentes [15]. A termodinâmica estabelece os conceitos que explicam os fenómenos de transferência de energia térmica, definindo ainda as propriedades físicas, assim como as respetivas leis que descrevem os fenómenos térmicos.

As principais propriedades termodinâmicas utilizadas neste trabalho são [15]:

- A temperatura (T), grandeza que indica o estado térmico de uma substância e caracteriza a sua capacidade para trocar energia com outra, desde que estejam em contacto;
- A pressão (p) também será uma das propriedades utilizadas neste trabalho, sendo conhecida como uma força exercida por unidade de área e gerada na perpendicular a uma superfície;
- A densidade (ρ), propriedade que especifica a massa ocupada por uma unidade de volume e o volume específico (v), o seu inverso, que caracteriza o volume ocupado por cada unidade de massa da substância;
- A entalpia (H), grandeza física que quantifica a energia interna total de uma substância e cuja variação será, em determinados processos, igual ao calor transferido no processo em estudo;
- A entropia (S), que se encontra associada a uma grandeza de desordem interna da substância, ou seja, é uma grandeza termodinâmica que mede o grau de liberdade molecular de um sistema. É também a entidade física que rege a segunda lei da termodinâmica.

Estas são as principais propriedades que caracterizam o estado de uma substância em determinadas condições, mediante o contexto e ambiente em que a mesma se encontra.

2.2 Leis da Termodinâmica

2.2.1 1ª Lei da termodinâmica

O conceito de gás ideal é habitualmente utilizado para retratar numerosos conceitos da termodinâmica. Um gás ideal é um gás hipotético no qual as condições de separação intermoleculares são bem mais elevadas por comparação com as suas dimensões, sendo admitida a inexistência de interação entre as moléculas (exceto durante colisões), bem como a ausência de choques elásticos entre moléculas, obedecendo à equação de estado dos gases perfeitos, equação (3) [17].

$$PV = nRT \tag{1}$$

Um gás real tem um comportamento idêntico de um gás ideal, pois quanto mais ínfima for a pressão a que está sujeito e quanto mais distante se encontrar a sua temperatura do seu ponto de liquefação.

A equação de estado dos gases perfeitos só é aplicada num processo reversível. Para que haja um processo reversível, é imprescindível que se verifiquem duas condições: que o processo se realize lentamente e que o atrito seja desprezável [15].

O trabalho é obtido pela equação (4) que define a energia transformada como sendo a energia transferida na variação de volume de um gás [17].

$$W = \int_{V1}^{V2} p(V, T)\, dV \tag{2}$$

Quando não há forças de atrito, todo o trabalho é exercido sobre a vizinhança, e nesse caso o processo é reversível, sendo possível encontrar uma expressão simples em função das variáveis de estado do gás. O trabalho realizado num processo reversível é dado pela área sob a curva de um diagrama PV, o trabalho realizado dependerá do caminho e do seu sentido que é escolhido [17].

- $dV > 0 \Rightarrow W > 0$ o sistema realiza trabalho sobre o exterior.
- $dV < 0 \Rightarrow W < 0$ o exterior realiza trabalho sobre o sistema.

No que concerne à 1ª lei da termodinâmica, referente à conservação de energia, a mesma enuncia que "a variação da energia interna de um sistema termodinâmico fechado é igual à soma da energia térmica fornecida ao sistema e do trabalho realizado no sistema" [16]. A equação (5) retrata uma mudança numa propriedade intrínseca do sistema, denominada de energia interna, representada por U.

$$U_1 - U_2 = -W_{1,2} + Q_{1,2} \tag{3}$$

2.2.2 2ª Lei da termodinâmica

A 2ª lei da termodinâmica explica o conceito de entropia ("S") onde postula que "a entropia total de qualquer sistema isolado termodinamicamente, tende a aumentar com o tempo até atingir um valor máximo". Desta lei podem ser extraídas duas importantes consequências, sendo que a primeira aponta para o Enunciado de Clausius, que determina que "é impossível construir um dispositivo que opere, segundo um ciclo, que não produza outros efeitos, além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente", o que nos leva a concluir que o calor não passa espontaneamente de um corpo de menor temperatura para um corpo de maior temperatura. A segunda refere-se ao Enunciado de Kelvin que enuncia que "é impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além de remover calor de um reservatório térmico e produzir uma quantidade equivalente de trabalho" com o que se pode concluir que existe um aumento de entropia [17].

Quando uma pequena quantidade de calor é adicionada a uma substância à temperatura T, a entropia da substância altera-se, sendo dada pela equação (6):

$$dS = \frac{dQ}{T} \tag{4}$$

Quando o calor é retirado, a entropia como se demonstra na equação (7):

$$\Delta Q = T\,(S_1 - S_2) \tag{5}$$

Denomina-se de processo isentrópico aquele que possua uma entropia constante, o que equivale a dizer que uma transformação adiabática reversível é uma transformação isentrópica [15].

2.3 Ciclo Frigorífico

O ciclo frigorifico pode ser visto com base em diversos modelos, uns mais simples e outros mais complexos, neste subcapítulo pretende-se mostrar a diferença entre o ciclo de Carnot, o ciclo de compressão a vapor convencional e o ciclo real.

2.3.1 Ciclo Frigorífico de Carnot

O ciclo frigorífico de Carnot demonstra ser o mais eficiente a operar entre dois sistemas térmicos a duas temperaturas diferentes. Na Figura 5 é possível observar que o compressor começa a comprimir (ponto 1) com uma mistura líquido vapor, o que não é bom para o sistema, pois pode provocar o chamado golpe de líquido no compressor. No entanto, o ciclo de Carnot é por norma o ponto de partida de estudos deste tipo, por ser o mais eficiente [18].

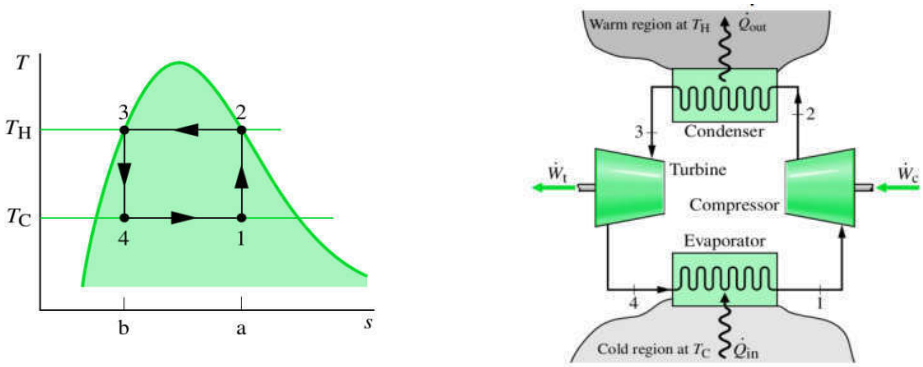


Figura 5 - Representação do Ciclo de Carnot [19]

Este ciclo reversível é formado por dois processos isotérmicos e dois adiabáticos:

- 1 – 2 Compressão adiabática do fluido;
- 2 – 3 Cedência isotérmica de calor à fonte quente;
- 3 – 4 Expansão adiabática do fluido;
- 4 – 1 Absorção isotérmica de calor da fonte fria.

O objetivo deste ciclo consiste em absorver o calor do espaço através da evaporação do fluido frigorigéneo (4-1). Os outros três processos são necessários para que a energia a uma baixa temperatura seja cedida a uma fonte que se encontra a uma temperatura mais alta.

A eficiência de uma máquina frigorífica de Carnot (COP) é dada pela equação (8):

$$COP = \frac{Q_e}{W_{liq}} = \frac{Q_e}{Q_c - Q_e} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (6)$$

Teoricamente, o ciclo de Carnot é aquele com maior eficiência, mas na prática não pode ser implementado, não só por existirem dificuldades na compressão de vapor húmido até ao ponto de vapor saturado, mas também devido ao facto de existirem dificuldades na expansão de um fluido com duas fases através de uma turbina [18].

2.3.2 Ciclo Frigorífico de Compressão de Vapor

Tendo em conta as dificuldades de implementação do Ciclo Frigorífico de Carnot, foi analisado o ciclo de compressão a vapor convencional, onde são eliminados alguns dos contratempos criados pelo Ciclo de Carnot, vaporizando-se totalmente o fluido frigorígeneo antes de este ser comprimido pelo compressor e substituindo-se a turbina por um dispositivo de expansão, como é possível observar na Figura 6 [18].

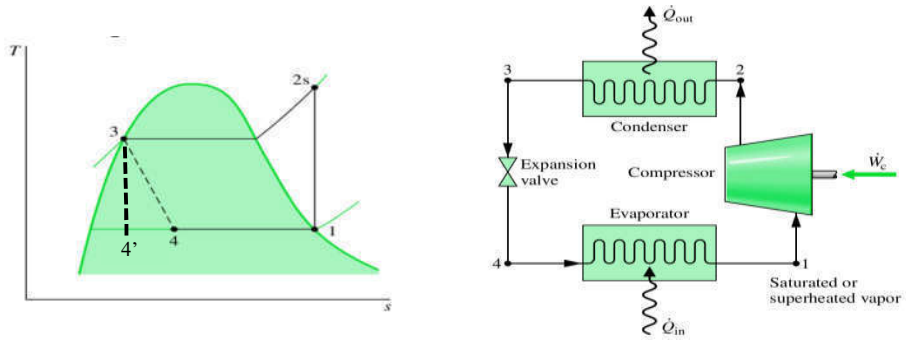


Figura 6 - Representação do Ciclo Frigorífico de compressão a vapor convencional, adaptado de [19]

Este ciclo decompõe-se em quatro processos:

- 1 – 2: Compressão isentrópica;
- 2 – 3: Cedência de calor à fonte quente a pressão constante;
- 3 – 4: Expansão;
- 4 – 1: Absorção de calor da fonte fria a pressão constante.

O Ciclo de Compressão a Vapor, ao contrário do Ciclo de Carnot, não é reversível devido às irreversibilidades na expansão do fluido frigorigéneo.

No entanto, se a válvula de expansão fosse substituída por uma turbina isentrópica, o fluido frigorigéneo à entrada do evaporador passaria a estar no estado 4' em vez de no estado 4, o que resultaria num aumento de capacidade do fluido frigorígeneo. Todavia como já foi referido anteriormente, a substituição da válvula de expansão por uma turbina, na prática, não iria acrescentar benefícios, pelo contrário, visto que a expansão de fluido com duas fases por uma turbina não é um processo viável [18].

2.3.3 Ciclo Frigorífico de Compressão de Vapor Real

No ciclo de compressão a vapor ideal, o fluido frigorígeneo entra no compressor no estado de vapor saturado, no qual e na forma ideal, é comprimido isentropicamente até à pressão de condensação idealizada, aumentando a sua temperatura acima da temperatura ambiente, de forma a que o fluido possa libertar calor do ciclo para o meio ambiente. Posteriormente, o fluido frigorígeneo entra no condensador no estado de vapor sobreaquecido, saindo no estado líquido saturado devido à rejeição de calor do ciclo para o meio ambiente.

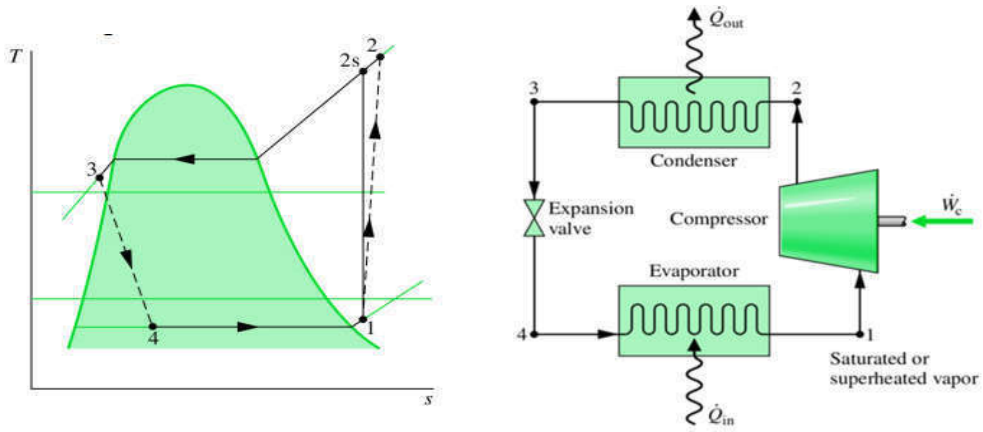


Figura 7 - Representação do Ciclo Frigorífico de compressão a vapor real [19]

No ciclo real que se encontra representado na Figura 7, existe sempre alguma perda de pressão no condensador, que faz com que seja difícil de controlar o fluido no condensador para que este se encontre exatamente no estado de líquido saturado.

De forma a garantir a condensação, o fluido é ligeiramente subarrefecido antes de chegar à válvula de expansão, o que apresenta uma vantagem pois o fluido frigorígeneo entra no evaporador com uma entalpia mais baixa, permitindo assim absorver mais calor do espaço que está a ser refrigerado.

Geralmente a válvula de expansão encontra-se posicionada próxima do evaporador, de forma a que não existam perdas de rendimento significativas. Assim sendo, o fluido entra no evaporador e evapora totalmente devido à absorção de calor do meio (espaço) que se está a arrefecer. No entanto, apesar de ser teoricamente fácil controlar com precisão o estado do fluido frigorigéneo, na prática, nem sempre é assim e por isso é mais sensato projetar o sistema de forma a que o fluido chegue ao compressor sempre ligeiramente sobreaquecido por forma a que não se dê o chamado golpe de líquido que é bastante prejudicial para os compressores [18].

Os regimes de trabalho do ciclo de refrigeração podem dividir-se em 3 regimes distintos: o regime de alta temperatura que diz respeito sobretudo a temperaturas de refrigeração mais elevadas entre os -5ºC e os 5ºC (ar condicionado), o regime de média temperatura cujas temperaturas de evaporação rondam os -20ºC a -10ºC (refrigeração) e o regime de baixa temperatura com temperaturas de evaporação que vão dos -35ºC aos -25ºC (congelação).

2.4 Componentes de um circuito frigorífico

O ciclo frigorífico funciona com base em 4 componentes principais: o evaporador, o compressor, o condensador e o dispositivo de expansão; que podem depois ser completados com outros componentes, como os depósitos de líquido, separadores de óleo, acumuladores de aspiração, filtros, visores, entre outros, recaindo sobre o compressor o foco deste trabalho.

2.4.1 Evaporador

Existem dois tipos de evaporadores, os inundados e os secos. Nos evaporadores inundados, a circulação pode ser natural ou forçada, funcionando a partir de um tanque auxiliar, regressando o caudal ao mesmo tanque, com a função de separar as fases líquida e gasosa, como mostra a Figura 8.

Os evaporadores inundados são geralmente utilizados em sistemas de refrigeração de maior potência, dado que conseguem atingir valores mais elevados relativamente ao coeficiente global de transmissão de calor [20].

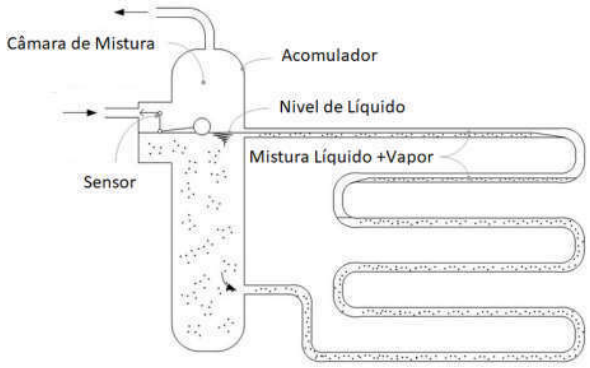


Figura 8 - Esquema do Evaporador Inundado, adaptado de [21]

A Figura 9 ilustra o funcionamento de um evaporador seco. Neste, o fluido frigorigéneo evapora totalmente, sofrendo um pequeno sobreaquecimento, pelo que existe uma zona do evaporador onde a temperatura do fluido frigorigéneo é variável. Estes são geralmente utilizados em sistemas de menor potência.

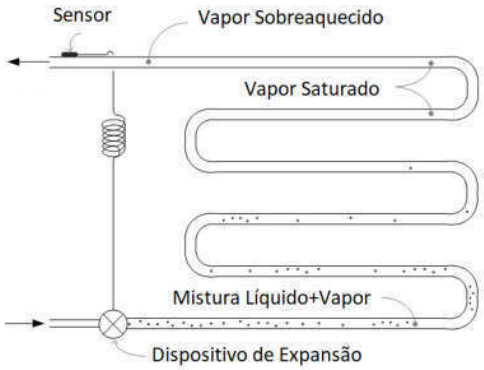


Figura 9 - Esquema do Evaporador Seco, adaptado de [21]

As características dos evaporadores são geralmente retratadas de acordo com a temperatura do meio a refrigerar e a temperatura de evaporação.

Os valores da diferença de temperatura entre a temperatura de evaporação e do espaço a refrigerar utilizada ronda os 7 ºC. O sobreaquecimento do fluido à saída do evaporador é geralmente considerado entre os 5 ºC e os 10 ºC, enquanto o subarrefecimento à saída do condensador se situa entre os 3 ºC e os 5 ºC [20].

2.4.2 Compressores

Os compressores de refrigeração podem ser divididos em dois grandes grupos, os de deslocamento positivo e os dinâmicos como mostra a Tabela 1. A sua principal função, independentemente do tipo de compressor, é aumentar a pressão do fluido de trabalho, desde a pressão de evaporação até à pressão de condensação, aumentando consequentemente a sua temperatura, sendo este calor posteriormente libertado também no condensador para o meio ambiente.

Tabela 1 - Tipos de compressores

<table>
<tr><td rowspan="8">Compressores</td><td rowspan="6">Deslocamento Positivo</td><td rowspan="3">Alternativos</td><td>Herméticos</td></tr>
<tr><td>Semi-herméticos</td></tr>
<tr><td>Abertos</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Rotativos</td><td>Palhetas</td></tr>
<tr><td>Êmbolo</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Parafuso</td><td>Monoparafuso</td></tr>
<tr><td>Duploparafuso</td></tr>
<tr><td colspan="2">Helicoidais (Scroll)</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Dinâmicos</td><td colspan="2">Centrífugos (Radiais)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Axiais</td></tr>
</table>

A diferença entre os dois tipos de compressores reside na forma como se realiza a compressão do fluido de trabalho: nos compressores dinâmicos existe uma separação física do fluido, encontrando-se a baixa pressão à entrada do compressor e a alta pressão à saída do compressor; já nos compressores de deslocamento positivo, a compressão é realizada devido à transformação da energia cinética em pressão [22].

2.4.2.1 Compressores Alternativos

Os compressores alternativos são os mais utilizados na refrigeração, em aplicações de pequena a média capacidade. Estes compressores estão a tornar-se cada vez mais eficientes, pois têm sido bastante desenvolvidos nos últimos anos, sendo em grande parte muito semelhantes aos motores de combustão interna, visto que são compostos por cilindros, êmbolos, segmentos, válvulas de admissão e de escape.

O funcionamento deste tipo de compressores passa pelo aumento de pressão que é realizado decorrente da diminuição de volume do fluido de trabalho que se encontra no estado gasoso no interior do cilindro, através do movimento ascendente do êmbolo. Neste tipo de compressores, o ciclo de compressão é composto pelas fases de aspiração, compressão, descarga e descompressão, como é possível verificar na Figura 10 [23].

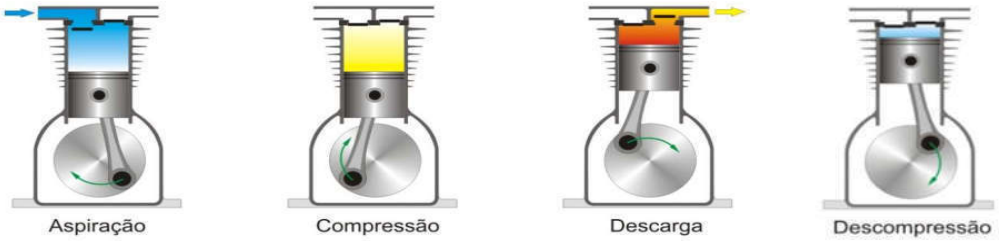


Figura 10 - Ciclo de compressão, adaptado de [24]

Durante a fase de admissão, o gás é aspirado, devido a uma depressão criada pelo movimento descendente do êmbolo. A admissão termina quando o êmbolo inicia o movimento ascendente. Durante a fase de compressão, o fluido frigorigéneo aumenta de pressão devido a uma diminuição do volume interno do cilindro, criado pelo movimento ascendente do êmbolo. A fase de compressão só termina no momento em que a pressão dentro do cilindro atingir o ponto de abertura da válvula de descarga. A partir desse momento inicia-se a fase de descarga que se dá ainda antes do êmbolo terminar o movimento ascendente, com a abertura da válvula de escape, a partir de um determinado valor de pressão [24].

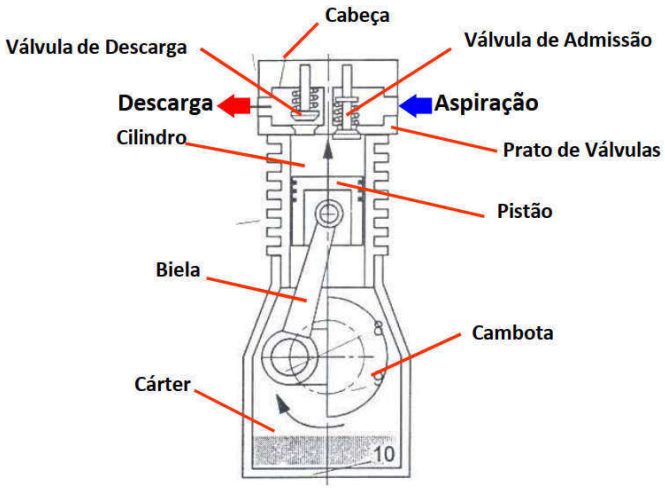


Figura 11 - Legenda do compressor alternativo, adaptado de [23]

A lubrificação deste tipo de compressores pode ser feita utilizando chapinhagem ou recorrendo a uma lubrificação pressurizada como é possível observar na Figura 11, algo que tem vindo a ser estudado nos últimos anos, dado que este tipo de compressores tem evoluído com o intuito de serem cada vez mais eficientes e terem mais rotações, como tem acontecido com quase todo o tipo de máquinas rotativas [25].

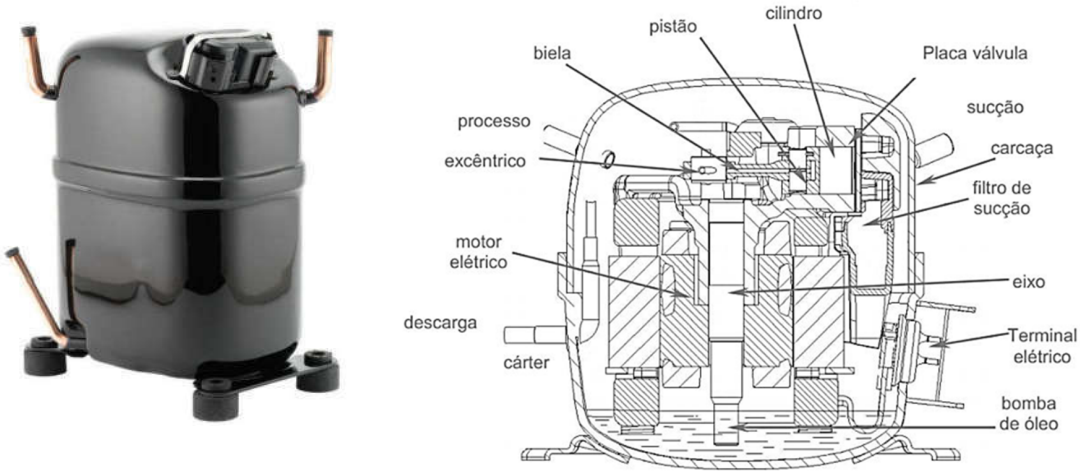
Os compressores alternativos podem ser classificados devido ao tipo de acionamento do compressor pelo motor elétrico, existindo 3 tipos de compressores alternativos conforme mostrado na Tabela 1.

2.4.2.1.1 Compressor Hermético

No compressor hermético, o motor de acionamento e o compressor encontram-se hermeticamente fechados no interior de uma estrutura, como é possível observar na Figura 12, sendo as únicas ligações com o exterior os cabos elétricos de alimentação, o local de admissão e de descarga do fluido frigorigéneo. A vantagem deste tipo de compressor é a ausência de fugas.

Por serem hermeticamente fechados, são compressores geralmente utilizados para pequenas e médias instalações, sendo que a sua maior aplicabilidade é no uso doméstico, como os frigoríficos ou as arcas de congelação.

Estes compressores conseguem trabalhar nos 3 regimes: alta, média e baixa temperatura. Um aspeto interessante deste tipo de compressor reporta-se ao momento em que o fluido frigorigéneo ao ser aspirado procede primeiro o arrefecimento do motor elétrico e só depois é comprimido.



(A) (B)

Figura 12 - (A) – Compressor hermético; (B) – Corte de um compressor hermético [26]

Os compressores herméticos costumam ser utilizados em instalações domésticas, no entanto têm uma clara desvantagem em relação aos semi-herméticos e aos abertos, pois em caso de avaria, não é possível a reparação dos mesmos, pelo que por norma tem que se proceder à sua substituição [25].

2.4.2.1.2 Compressor Semi-Hermético

Na Figura 13 encontra-se representado um compressor semi-hermético. Neste tipo de compressor, o rotor do motor elétrico encontra-se acoplado à cambota do próprio compressor. O motor e o compressor encontram-se alojados na mesma estrutura, evitando desta forma a utilização de vedantes, reduzindo a possibilidade de existirem fugas de óleo.

Este tipo de compressor alternativo é normalmente utilizado em instalações de média dimensão, como câmaras frigoríficas e permite ainda ser parcialmente aberto, de forma a poder aceder-se às válvulas e pistões, sendo geralmente reparado em caso de avaria [24].

Figura 13 - Compressor semi-hermético Dorin [27]

2.4.2.1.3 Compressor Aberto

Nos compressores abertos, o motor de acionamento e o compressor são independentes, sendo o compressor acionado por um motor externo, cujo eixo de acionamento atravessa a estrutura do compressor, como é possível observar na Figura 14.

Figura 14 - Compressor aberto Dorin [27]

Normalmente o excêntrico ou a cambota é acionada diretamente ou indiretamente, através de correias e polias. Nestes compressores, existe uma probabilidade elevada de existirem fugas de óleo lubrificante ou de fluido frigorigéneo através das chumaceiras de apoio ao veio e dos vedantes, mas a grande vantagem é a possibilidade de ser totalmente desmontado e por isso ser possível a sua reparação total, sendo este tipo de compressor geralmente utilizado para potências frigoríficas elevadas [24].

2.4.2.2 Compressores Rotativos

Nos compressores rotativos, o rotor encontra-se montado num cilindro com uma certa excentricidade. Neste tipo de compressores existem perdas mecânicas por atrito, no entanto, são mais pequenas em comparação com os compressores alternativos. Estes compressores estão divididos em dois tipos: os de pistão e os de palhetas.

O funcionamento dos compressores de pistão passa precisamente por um pistão que roda excentricamente à volta de um rotor fixo no interior do corpo de um cilindro como se observa na Figura 15. Como o movimento do pistão é excêntrico, este vai diminuindo continuamente com o volume do fluido de trabalho, comprimindo-o [23].

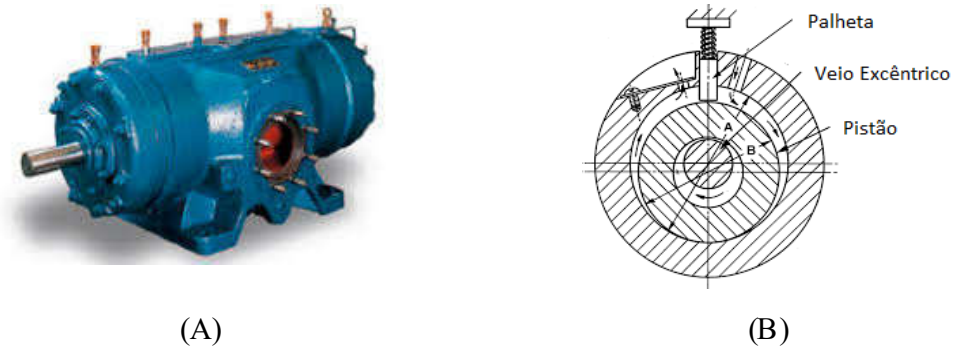


Figura 15 – (A) – Compressor rotativo de pistão; (B) – Corte de um compressor rotativo de pistão [26]

Já nos compressores de palhetas o rotor gira sobre si mesmo, estando fixo em relação ao cilindro exterior, sendo o rotor composto por palhetas que se ajustam, movimentando-se radialmente nas ranhuras onde encontra o fluido de trabalho, como é possível observar na Figura 16, comprimindo assim continuamente o gás à medida que o rotor vai rodando, devido à excentricidade do cilindro [24].

Figura 16 - Processo de compressão de um compressor rotativo de palhetas [24]

2.4.2.3 Compressores de Parafuso

Este tipo de compressores pode ser classificado como de parafuso simples ou duplo, consoante tenham um ou dois rotores em forma de parafuso e também de acordo com o número de andares de compressão. Os compressores de parafuso duplo são geralmente mais utilizados devido à sua eficiência isentrópica ser ligeiramente superior.

Os compressores de parafuso simples são constituídos por um parafuso helicoidal e por duas rodas planetárias como é possível observar na Figura 17, que rodam em torno do parafuso em sentidos opostos. O acionamento é realizado através de um motor elétrico que faz girar o parafuso, que por sua vez faz girar as rodas planas. Neste tipo de compressor, a compressão realiza-se continuamente devido ao engrenamento entre os dentes do parafuso e as rodas dentadas. Estes tipos de compressores só são utlizados para grandes capacidades frigoríficas [28].

(A) (B)

Figura 17 - (A) – Compressor de parafuso; (B) – Corte de um compressor de parafuso simples [29]

Os compressores de parafuso duplo possuem dois rotores em forma de parafuso como é possível observar na Figura 18, um macho e uma fêmea, encontrando-se engrenados entre si e rodando em sentidos opostos, sendo o motor elétrico a acionar o rotor macho, que por sua vez aciona o rotor fêmea.

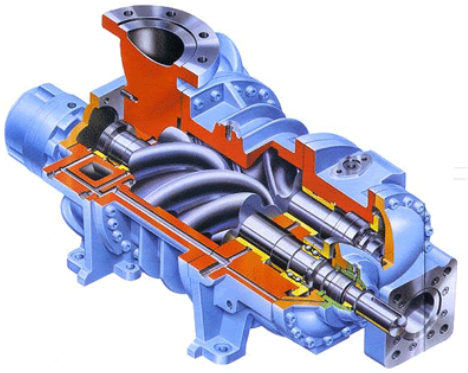


Figura 18 - Compressor de parafuso duplo [30]

O fluido frigorigéneo é admitido pelo compressor, preenchendo os intervalos ou cavidades existentes entre os lóbulos (macho e fêmea) dos rotores. Após o engrenamento, o gás é mantido num determinado espaço que começa a diminuir, provocando desta forma a compressão do fluido frigorigéneo, assim como a sua deslocação em direção à zona de descarga ou escape, onde irá ser libertado. O rotor macho possui cerca de quatro lóbulos ou saliências, ao invés do rotor fêmea que apresenta cerca de seis reentrâncias. O rotor macho é de dimensão inferior ao rotor fêmea, o que o obriga a fazer mais rotações.[24]

2.4.2.4 Compressores Helicoidais (Scroll)

Os compressores scroll são um conceito relativamente novo na refrigeração, apesar de já terem sido apresentados em 1905 pelo engenheiro francês Léon Creux. Na época, a tecnologia disponível não era suficientemente avançada para se fabricar um protótipo, e devido a problemas de vedação era necessário obter tolerâncias de fabrico mais pequenas para existir um funcionamento efetivo deste tipo de compressores. Apesar de apresentar um aspeto complexo, o seu princípio de funcionamento é simples, consistindo num movimento orbital. O compressor scroll é constituído por duas elipses ou espirais que são espelho uma da outra, encontrando-se a espiral superior fixa e a inferior movível, sendo esta acionada por um motor com eixo excêntrico, rodando em torno de um ponto fixo, como é possível observar na Figura 19.

(A) (B)

Figura 19 - Compressor scroll; (B) – Corte de um compressor scroll [31]

A admissão do gás num compressor scroll ocorre na periferia do conjunto de espirais, entrando para o espaço existente entre as duas espirais. À medida que uma das espirais vai rodando em relação à outra, o espaço existente entre ambas vai reduzindo tal como observado na Figura 20, aumentando desta forma a sua pressão, assim como a sua temperatura. Dirigindo-se até á porta de escape, a descarga ocorre através de uma válvula na espiral fixa. A espiral superior possui selos flutuantes que deslizam sobre a espiral inferior garantindo a vedação do gás entre as superfícies de contato das espirais [24].

Figura 20 - Processo de Compressão num compressor scroll [23]

Este tipo de compressores, comparado com os modelos convencionais de êmbolos, permite uma redução em cerca de 30% do consumo de energia.

Como este compressor não possui válvulas e tem uma menor quantidade de partes móveis em relação a um compressor alternativo, a sua vibração é menor, sendo mais suaves e consequentemente mais silenciosos. As principais vantagens deste tipo de compressores são o seu baixo consumo de energia, uma vida útil prolongada, ótima fiabilidade, baixa manutenção e baixo ruído. Por serem herméticos, em caso de avaria, os compressores Scroll têm de ser totalmente substituídos.

2.4.2.5 Compressores Centrífugos

O primeiro compressor centrífugo em instalações frigoríficas foi apresentado por Willis Carrier em 1920. Estes podem também ser denominados como turbo compressores, pertencendo à família das turbomáquinas que inclui equipamentos como ventiladores, bombas e turbinas. A Figura 21 ilustra o corte de um compressor centrífugo, sendo este tipo de compressor muito utilizado em sistemas de compressão multi-estágio, onde se pretende obter uma grande capacidade frigorífica. Os compressores centrífugos são usados numa grande variedade de instalações de refrigeração e ar condicionado, mas a sua principal aplicação relaciona-se com a produção de água gelada em chillers [23].

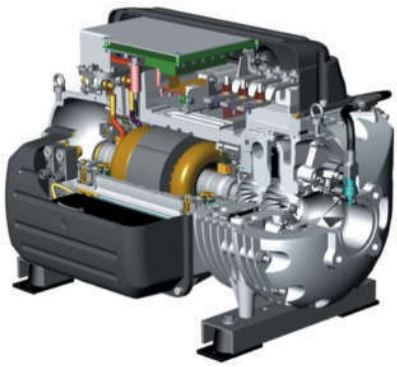


Figura 21 - Compressor centrífugo [24]

A forma de operar deste compressor é simples: o fluido entra no compressor pela abertura central do rotor e pela ação da força centrífuga o fluido desloca-se para a periferia. As pás do rotor imprimem uma velocidade elevada ao gás, aumentando a sua pressão até que esteja a alta velocidade, onde parte da energia cinética é transformada em pressão. A eficiência da compressão adiabática dos compressores centrífugos varia entre 70 e 80% [24].

2.4.3 Condensador

Nestes permutadores o fluido frigorigéneo entra sobreaquecido e condensa, saindo sob a forma de líquido saturado. Desta forma é rejeitado o calor retirado do meio a refrigerar e o calor provocado pelo trabalho de compressão do fluido de trabalho no compressor. Os três principais tipos de condensadores: os arrefecidos a ar, os arrefecidos a água e os condensadores evaporativos.

Os mais usuais, para pequenas e médias instalações, são os arrefecidos a ar cuja representação se encontra na Figura 22, sendo a sua principal vantagem a fácil instalação, uma vez que podem ser colocados em qualquer local, desde que arejado, sendo, inclusivamente, instalados ao ar livre. Os valores diferenciais específicos de temperatura normalmente utilizados nos condensadores arrefecidos a ar rondam 11K a 15K [32].

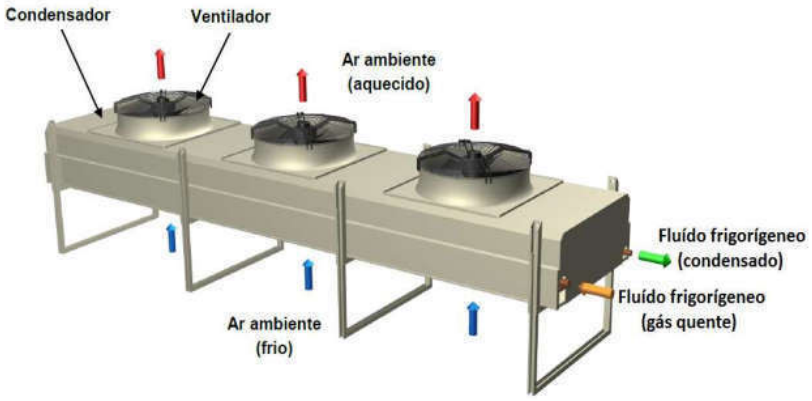


Figura 22 - Funcionamento de um condensador a ar [33]

Já os condensadores arrefecidos a água, são utilizados para instalações de maior potência, possuindo o inconveniente de ter uma instalação mais complexa, necessitando da criação de um circuito a água com bombas e todos os acessórios associados, tal como mostra a Figura 23.

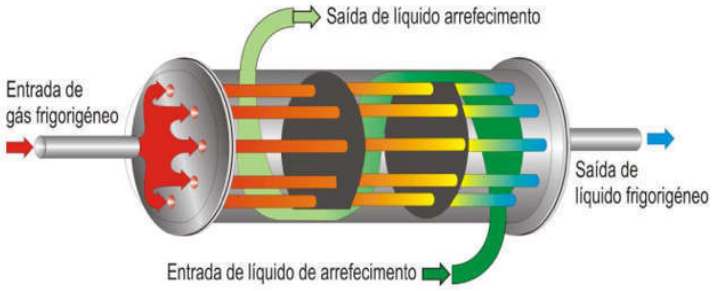


Figura 23 - Funcionamento de um evaporador a água [33]

Por fim, no que diz respeito aos condensadores evaporativos, estes são normalmente utilizados quando se pretende obter uma elevada redução na temperatura de condensação. O calor rejeitado no condensador aumenta com o crescimento da temperatura de evaporação, uma vez que o compressor eleva o caudal, aumentando a capacidade frigorífica e a potência absorvida. Neste tipo de condensador também existe um circuito de água que é bombeado num circuito fechado de modo a arrefecer a serpentina que contém o fluido frigorigéneo, como mostra a Figura 24.

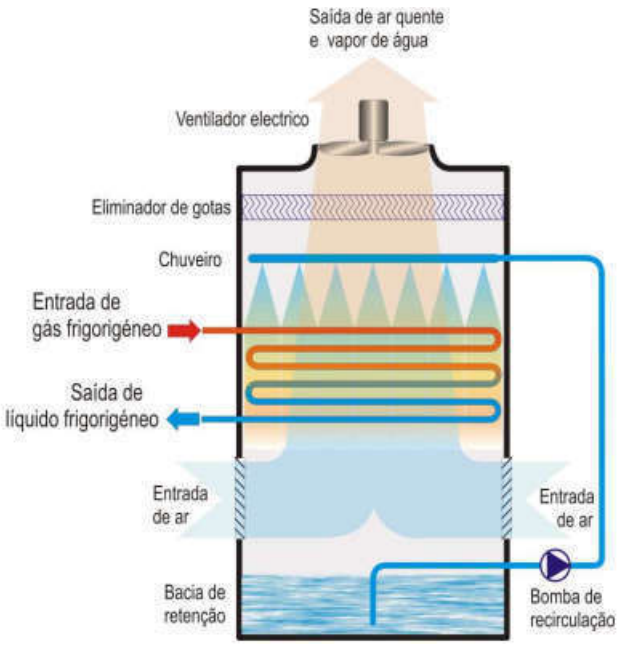


Figura 24 - Funcionamento condensador evaporativo [33]

2.4.4 Dispositivo de expansão

O principal intuito de um dispositivo de expansão no sistema de refrigeração é o de promover a redução da pressão do fluido frigorigéneo e monitorizar o caudal mássico que entra no evaporador. Existem diversos tipos de dispositivos de expansão, sendo o mais comum, a válvula de expansão termostática, como ilustrado na Figura 25 normalmente utilizadas nos evaporadores de expansão direta.

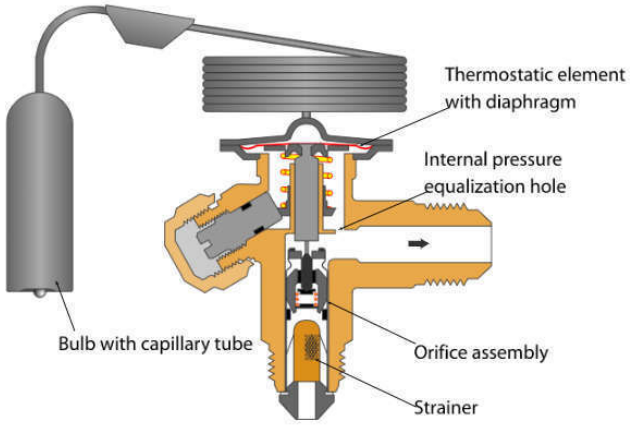


Figura 25 - Válvula de expansão termostática [34]

Estas válvulas mantêm um sobreaquecimento constante, independentemente das condições do sistema, evitando assim a entrada de líquido no compressor [20].

2.5 Fluidos Frigorigéneos

O fluido frigorigéneo é o fluido de trabalho responsável pela permuta de calor nos sistemas de refrigeração. Este absorve e rejeita calor, arrefecendo um ambiente de maneira controlada, uma vez que contém uma propriedade que permite a mudança do estado físico e líquido para vapor, e vice-versa, condensando ao rejeitar calor e evaporando quando recebe o calor do meio a refrigerar.

Até 1930, várias substâncias foram utilizadas como fluido frigorigéneo, mas a partir desta data, começaram-se a usar os CFC, como é o caso do R12, que durante muito tempo foram considerados a solução ideal para utilizar como fluido de trabalho, por não se apresentarem como tóxicos ou inflamáveis.

Contudo, este tipo de fluido era fortemente responsável pela destruição da camada do ozono e pelo aumento do efeito de estufa, levando posteriormente à proibição da sua utilização. Com a procura de novas alternativas, passaram a ser utilizados os fluidos frigorigéneos sintéticos, entre os quais se destacaram os HCFC (como o R22) e os HFC (como o R134a), assim como aqueles que provêm das suas misturas (como o R404A e outros) [6].

Os HCFC foram bastante utilizados, sendo ainda comum existirem instalações a funcionar com R22, porém o indicador de potencial de destruição da camada do ozono - PDO (Potencial de Destruição de Ozono) destes fluidos frigorigéneos é elevado [35].

Apesar de os HFC não criarem impacto na camada do ozono, começaram também a ser restringidos devido a outra característica negativa, o indicador de potencial de aquecimento global (PAG). Surgiu então a necessidade de procurar fluidos frigorigéneos com PDO igual a zero e um PAG baixo. As melhores opções que surgiram, até ao momento, foram os fluidos de trabalho naturais, entre os quais podemos encontrar o R744 ou o R290 ou os novos HFO como R1234ze [13].

Nenhum gás consegue reunir todas as características desejáveis, por isso, um bom fluido de trabalho é aquele que consegue atender o maior número de propriedades, tendo em conta o regime de trabalho da instalação frigorífica. Devido às diferenças nas aplicações, um fluido de trabalho utilizado num determinado tipo de refrigeração, pode não ser suficientemente bom para outro fim.

Clorofluorocarbonetos (CFC)

Os fluidos de trabalho por base em CFC foram desenvolvidos no início da década de 30, os CFC consistem na combinação de derivados voláteis do metano e do etano com elementos halogenados como o cloro e o flúor. Foram amplamente utilizados em aplicações habitacionais e industriais devido às suas características singulares, como a baixa toxicidade e inflamabilidade assim como reduzida condutibilidade térmica na fase gasosa. Devido ao efeito que este tipo de fluidos produz na camada de ozono, os CFC tornaram-se os primeiros fluidos frigorigéneos a serem proibidos pela legislação internacional aquando da assinatura do protocolo de Montreal [13].

Hidroclorofluorocarbonetos (HCFC)

Os HCFC são moléculas compostas por carbono, cloro, flúor e hidrogénio, mas embora provoquem menos danos na camada de ozono, o seu efeito não é nulo. Por isso, estes são considerados como fluidos frigorigéneos transitórios, tendo também sido estabelecidos prazos para a sua eliminação gradual [13].

Hidrofluorocarbonetos (HFC)

Os HFC são moléculas compostas por carbono, flúor e hidrogénio, sendo o grupo de gases fluorados mais comum. São utilizados em vários sectores e aplicações, como seja em fluidos frigorigéneos para equipamentos de refrigeração, ar condicionado e bombas de calor. Visto possuírem muitas das propriedades desejáveis dos CFC e dos HCFC, aliado ao facto de não provocarem a destruição da camada de ozono, os HFC têm sido muito utilizados como substitutos para estes dois tipos de fluidos frigorigéneos. Contudo, a maioria possui um elevado PAG sendo assim uma ameaça para o ambiente. À medida que a legislação se torna cada vez mais exigente, a sua utilização deste fluidos tenderá a ser cada vez mais reduzida [13].

Misturas

A mistura de dois ou mais fluidos frigorigéneos permite ajustar as propriedades do fluido resultante de acordo com o mais desejável para uma determinada aplicação. Estas podem ser classificadas de acordo com os componentes fluorados que contêm, no entanto, podem ainda ser distinguidas consoante o seu comportamento quando mudam de fase, sendo categorizadas em dois tipos: misturas zeotrópicas ou misturas azeotrópicas. Enquanto uma mistura azeotrópica se comporta como uma substância pura, não ocorrendo variação da temperatura durante a mudança de estado (condensação e evaporação), numa mistura azeotrópica a temperatura sofre uma variação quando se dá a mudança de estado.

Naturais

Os fluidos frigorigéneos naturais têm um PDO (Potencial de Destruição de Ozono) nulo. Também o PAG por norma, é nulo ou muito baixo. Estes fluidos têm uma boa compatibilidade com os materiais normalmente utilizados nos sistemas de refrigeração,

assim como uma boa solubilidade em óleo mineral. Os fluidos frigorigéneos naturais têm sido encarados como possíveis alternativas a diversos CFC, HCFC e HFC. Nesta classe encontra-se o amoníaco, os hidrocarbonetos (HC) e o dióxido de carbono (CO_2) [35].

Com os sucessivos problemas ambientais que surgiram, primeiramente a destruição da camada do ozono e de seguida o aquecimento global, a legislação da comunidade europeia e internacional tem vindo a impor exigências crescentes, obrigando o sector da refrigeração a mudanças profundas, por forma a reduzir o seu impacto negativo no ambiente através do Regulamento nº 517/2014 do Parlamento Europeu [6]

2.6 Desafios no Setor da Refrigeração

O conceito de Indústria 4.0 é um dos grandes desafios que pode ser colocado ao setor da refrigeração, este termo diz respeito à quarta revolução industrial e teve origem num projeto alemão que promovia a digitalização na indústria. A Primeira Revolução Industrial começou em Inglaterra no final do séc. XVIII, consistindo na mobilização dos mecanismos de produção, utilizando sobretudo a energia a vapor, o que contribuiu para o desenvolvimento dos setores da agricultura e têxtil. A Segunda Revolução Industrial introduziu a produção em massa, enquanto que a Terceira foi marcada pela mudança dos sistemas analógicos para digitais, onde se começou a utilizar equipamentos e dispositivos eletrónicos, assim como as tecnologias de informação. A Quarta Revolução Industrial pretende revolucionar ainda mais a indústria, mas desta vez através de outros grandes pilares, sendo eles: Sistemas Ciber-Físicos (CPS), Internet of Things (IoT), Big Data e a Cibersegurança [36].

Através da adoção de tecnologias disruptivas e de novos modelos de negócio orientados para o paradigma da Indústria 4.0 (I4.0), aproximadamente 57% das empresas portuguesas do setor industrial esperam um aumento médio da sua receita até 10%. Enquanto cerca de 55% têm como expectativa uma redução de custos acima dos 10% e sensivelmente 70% esperam obter ganhos de eficiência acima dos 10% [37].

Contudo as Pequenas e Médias Empresas (PMEs), têm muitas dificuldades na implementação das novas tecnologias associadas à Indústria 4.0 devido ao facto de não existir modelos de referência que indiquem como é que estas tecnologias devem ser aplicadas.

No entanto uma verdadeira Smart Factory (SF) deverá integrar os dados físicos, operacionais e de recursos humanos de todo o sistema para conduzir a produção ou a manutenção com a maior eficiência possível [38].

A implementação dos CPS permitirá a criação das SF, que são caraterizadas pela utilização de tecnologias de ponta tendo como grande desafio conseguir garantir que os diferentes equipamentos e restantes elementos da linha de produção consigam comunicar entre si de forma rápida e estável. Deste modo uma das tecnologias fundamentais para implementação da Indústria 4.0 é também a IoT.

A IoT é uma tecnologia associada à I4.0, que tem como função conectar as diferentes partes de ligação neste processo, de forma a proporcionar a conexão e comunicação entre equipamentos. Dada a capacidade deste método de comunicação, é possível otimizar não só a recolha de dados mas também aumentar a quantidade e qualidade, além de possibilitar o controlo e a gestão do fluxo de informações [39].

Para que as redes de IoT funcionem da forma pretendida é indispensável a implementação de redes de comunicação 5G. Estas redes de nova geração prometem trazer uma melhor fiabilidade e uma latência omnipresente necessária para os vários tipos de aplicação da IoT. Com um grau de fiabilidade de 99,999% e um tempo de latência inferior a 1ms, o 5G permite a troca de informação de forma praticamente instantânea [40].

O conceito de Big Data surgiu como alternativa ao processamento de dados complexos e visa armazenar, transferir e permitir a visualização de dados em diferentes ambientes e contextos. Com a aplicação deste conceito pretende-se que as empresas tomem as melhores decisões com recurso à análise e ao tratamento de dados instantâneos, dando origem à criação de cenários e projeções, que indiquem e permitam a tomada da decisão mais correta.

Um dos benefícios desta nova Revolução Industrial passa pela redução de custos, dado que com as novas tecnologias interligadas serão necessárias menos pessoas para gerir e manter os sistemas em funcionamento, promovendo um emprego mais qualificado de forma a operar estes sistemas.

Ao utilizar esta tecnologia as empresas poderão operar em tempo real, uma vez que os dados monitorizados serão instantâneos, o que permitirá a construção de um banco de dados sobre os processos em execução, auxiliando a tomada de decisões sobre certos assuntos.

Através da implementação das tecnologias desenvolvidas ao abrigo do conceito da Indústria 4.0, uma empresa que utilize dispositivos inteligentes terá um período de inatividade próximo de zero, uma vez que as máquinas terão o seu tempo de operação muito mais otimizado com pequenas paragens apenas para a manutenção. A otimização ocorre aumentando o nível de produtividade e diminuindo o custo de produção, reduzindo assim a mão de obra humana.

Os impactos negativos desta revolução assentam sobretudo na polémica sobre a diminuição dos postos de trabalho. Os debates têm sido discutidos por aqueles que acreditam em oportunidades ilimitadas de novos empregos e aqueles que preveem a substituição direta da mão de obra e o desaparecimento de postos de trabalho.

No entanto, a interação entre o homem e a máquina é uma das maiores repercussões provocadas pelas tecnologias da Indústria 4.0, trazendo significativas alterações para a natureza do trabalho industrial e para a estrutura organizacional das firmas.

Dentro deste âmbito da Indústria 4.0, o desenvolvimento de um algoritmo teórico que possibilite o cálculo do desempenho do compressor ideal de frio permitirá sustentar de uma forma mais concisa as decisões que dizem respeito ao fabrico dos compressores.

A criação de um modelo e da sua implementação em formato digital, através das tecnologias associadas à 4ª revolução industrial, poderá ser feito um armazenamento da informação dos sensores na linha de produção do compressor, podendo esta ser posteriormente cruzada com a informação calcula pelo algoritmo como mostra a Figura 26. Desta forma o processo de tomada de decisão será muito mais sustentado e permitirá uma melhor construção dos compressores de refrigeração atualmente em produção, melhorando desta forma também as suas características termodinâmicas.

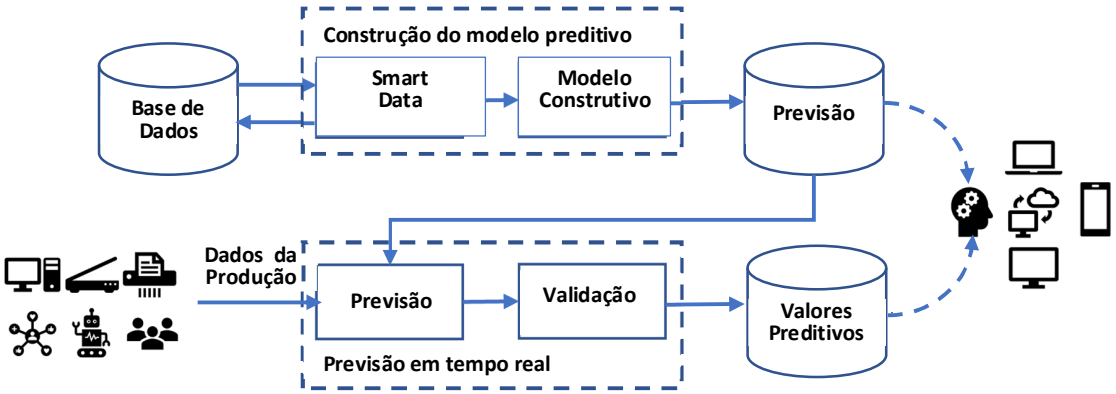


Figura 26 – Modelo Preditivo, adaptado de [36]

Além disso, com a digitalização do modelo teórico, os fabricantes poderão verificar a variação no desempenho do compressor, modificando os parâmetros de entrada, o que pode auxiliar na otimização dos modelos atualmente produzidos, de forma a permitir que uma fábrica se torne mais otimizada e autónoma, formando uma "Smart Factory".

Esta ferramenta poderá não só ser utilizada num contexto de fabrico de compressor, mas também num contexto geral no qual poderão ser testados vários compressores e contribuir para a transparência dos dados fornecidos por cada fabricante, como ainda ser utilizada como ferramenta de comparação entre vários fabricantes, permitindo eleger, dentro da mesma gama, aquele com capacidade mais ajustada à situação pretendida e com maior eficiência.

Tendo em conta as atuais exigências que advêm do Regulamento nº514 do Parlamento Europeu quanto à diminuição do PAG dos fluido frigorigéneos, o algoritmo poderá também servir como uma forte ferramenta de comparação entre o desempenho alcançado pelos diversos fluidos de substituição dos atualmente utilizados, de forma a contribuir para a melhor decisão na escolha do fluido e questão para substituição do atual.

2.7 Modelos Físicos de Compressores

Na bibliografia o termo "compressor model" é usado para descrever vários tipos de modelos teóricos de compressor, mas a grande maioria descreve apenas uma parte dos fenómenos que ocorrem neste componente, tais como as forças de atrito entre os componentes internos, as propriedades sonoras ou as respostas dinâmicas do sistema de suspensão do compressor.

Existem também outros tipos de modelos, como os matemáticos, que descrevem os processos termodinâmicos que ocorrem no interior do compressor, desde a válvula de aspiração até à válvula de descarga.

Nos últimos 20 anos foram apresentados diversos modelos através de vários artigos e conferências científicas. Estes modelos têm aplicação nas diversas tecnologias de compressão de vapor saturado em refrigeração, que desta forma podem ser então divididos em categorias diferentes consoante o nível de detalhe, conforme indica a Figura 27.

Os modelos que requerem um nível de interpretabilidade mais baixo são denominados de "Black Box" e os modelos que requerem um maior nível de interpretabilidade são denominados por "White-box", sendo os intermédios chamados de "Gray-Box" [41]. No entanto que à medida que se caminha dos modelos "Black Box" para os "White-box", será necessário um incremento do conhecimento à cerca sentido físico dos fenómenos a modelar.

Black Box

- Correlações estatísticas baseadas em sistemas de variáveis de desempenho:

$$\dot{Q}_E, COP, \eta_{CARNOT} = f(T_E.T_C) = c_1 - c_2T_E - c_3T_C - c_4T_E^2 - c_5T_ET_C - c_6T_C^2 - c_7T_E^3 - c_8T_CT_E^2 - c_9T_ET_C^2 - c_{10}T_C^3$$

- Correlações estatísticas baseadas nas variáveis de desempenho do compressor:

$$\eta_{IS,}\eta_{VOL} = f(T_E.T_C) = c_1T_E + c_2T_C + c_2T_E - c_3T_ET_C$$

- Modelos de processos orientados;
- Modelos de fenómenos orientados (um ou mais volumes de controlo);
- Modelos de construção orientada (muitos volumes de controlo, modelos dinâmicos);
- Modelos distributivos (equações diferenciais e parciais).

White Box

Figura 27 - Classificação dos modelos teóricos de compressores, adaptado de [42]

As equações dos modelos "Black-Box" representam apenas relações numéricas entre as entradas ("inputs") e saídas ("outputs"), não descrevendo qualquer fenómeno físico. As equações dos modelos "Gray-Box" já contêm não só relações numéricas baseadas em estatísticas, mas também equações que descrevem fenómenos físicos. Contudo o verdadeiro modelo "White-Box" pode nunca vir a ser desenvolvido, pois o conhecimento para desenvolver este modelo é demasiado grande e complexo [41].

As duas primeiras categorias de classificação dos modelos da Figura 26 dizem respeito aos modelos que usam correlações baseadas em dados estatísticos. Na primeira categoria, os parâmetros de saída são as variáveis, que caracterizam o desempenho dos compressores, tais como a capacidade frigorífica e o COP. Estas variáveis apenas são válidas quando testadas especificamente por certas normas, tais como CECOMAF, ASHRAE, entre outras.

Na segunda categoria os modelos utilizam geralmente equações polinomiais, onde todos os coeficientes são determinados por via experimental. As categorias baseadas em correlações estáticas são as mais utilizadas pelos fabricantes de compressores dado que os desempenhos fornecidos nos catálogos ou nos *softwares* dedicados à seleção de compressores são tirados com recurso a equações polinomiais, provenientes de testes efetuados com amostras de compressores, no entanto não contêm nenhum conhecimento explícito sobre os processos internos do compressor ou das suas interações.

A 3ª categoria pode ainda conter modelos baseados em dados estatísticos mas já descreve o desempenho do compressor usando variáveis geométricas como seja a cilindrada ou a percentagem de volume morto [41].

As restantes categorias de modelos de compressor são divididas em volumes de controlo. Nos modelos "phenomena-oriented", esta divisão apresenta-se como sendo um fenómeno geral e não necessariamente em componentes individuais, estando tipicamente focados nos processos que ocorrem na camara de compressão como é possível observar na Figura 28.

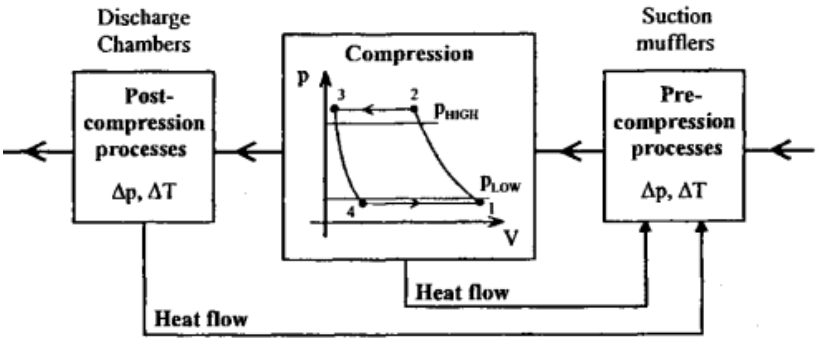


Figura 28 - Modelo Teórico "phenomena-oriented" [41]

Na 4ª categoria, o compressor é dividido em 3 volumes de controlo: pré compressão, compressão e pós compressão. Este modelo pode ainda ser classificado como modelo constante ou dinâmico. No primeiro, o processo de compressão é discretizado em vários processos como seja a aspiração, a compressão, a descarga e a expansão; já no segundo, as mudanças de propriedades do fluido frigorigéneo são descritas como uma função continua no tempo [41].

Com o aumento do número de volumes de controlo, os modelos tornam-se cada vez mais completos, transformando-se em modelos "construction-oriented" como é possível observar na Figura 29, no qual cada volume de controlo representa um componente específico do compressor, sendo os processos descritos com recurso a equações algébricas.

A categoria que mais se aproxima do modelo "White-Box" contém não só referências dos modelos "construction-oriented" como também outros submodelos distributivos que utilizam sobretudo equações diferencias que envolvem elementos ou diferenças finitas [41].

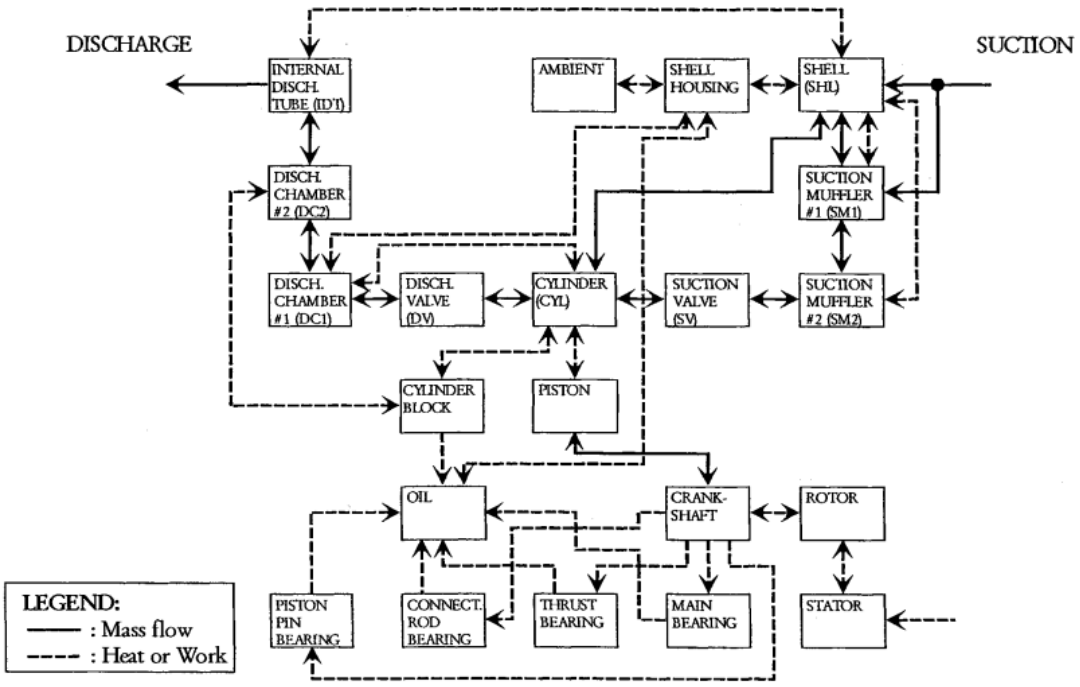


Figura 29 - Modelo teórico" construction-oriented" [42]

Para que o compressor seja visto como um único volume de controlo, é necessário fazer uma descrição completa do seu desempenho, nomeadamente a especificação da capacidade frigorífica e a energia consumida.

A capacidade frigorífica depende das entalpias do fluido de trabalho à entrada e saída do evaporador, sendo indiretamente expresso utilizando os parâmetros de subarrefecimento do líquido e sobreaquecimento útil. Estes indicadores são determinados por fatores externos ao compressor, o que dificulta a obtenção do seu desempenho.

Nos últimos anos têm sido desenvolvidos sistemas eletrónicos que calculam o COP a partir de outras variáveis como seja a pressão, a temperatura, o caudal e a potência consumida, de forma a serem utilizados como elementos de diagnóstico para a manutenção [41].

Tendo em conta o que foi anteriormente mencionado, pode-se ainda acrescentar que o modelo construído para a realização deste trabalho se insere nos modelos "Gray-Box", uma vez que o algoritmo de base teórica utiliza equações da termodinâmica que têm como principal foco os acontecimentos em 3 processos (aspiração, compressão e descarga do fluido frigorigéneo), enquadrando-se nas categorias 3 e 4.

3 Metodologia

Neste capítulo, pretende-se explicar a conceção do modelo desenvolvido, assim como todos os passos do algoritmo que levam ao cálculo do desempenho do compressor.

O algoritmo parte das condições pré-determinadas do ciclo frigorífico, tais como as temperaturas de evaporação e condensação, assim como o subarrefecimento e o sobreaquecimento. Além destas quatro variáveis, torna-se ainda necessário determinar os parâmetros que advêm do dimensionamento do compressor, como seja a percentagem de volume morto, a perda de pressão nas válvulas de admissão e de descarga e ainda o rendimento isentrópico.

Com recurso a uma ferramenta (*software Coolpack*) destinada a identificar os diferentes estados e propriedades termodinâmicas dos fluidos, procedeu-se à determinação das propriedades dos pontos do ciclo frigorífico através das quais e tendo em conta as equações que compõem o processo de compressão, se obtém o caudal de fluido frigorigéneo que o compressor consegue debitar. Por fim, com o caudal mássico de fluido, calculou-se os parâmetros de desempenho do compressor, o trabalho de compressão, o efeito frigorífico que este consegue produzir e ainda o COP.

Depois de se ter elaborado o algoritmo, houve a necessidade de este ser testado com o intuito de obter o desempenho do compressor para outras condições. Para esse efeito foi utilizado uma folha de cálculo de forma a implementar o algoritmo teórico desenvolvido, a partir do qual se obteve os desempenhos dos compressores teóricos.

Os dados obtidos na bibliografia tiveram de ser testados, pois por vezes o intervalo de valores indicado pelos especialistas era demasiado abrangente e deixava uma grande margem de dúvida quanto à formalização do modelo ideal. Desta forma, foi feita uma análise de sensibilidade, a partir da qual foi construído o modelo ideal. Esta análise permitiu aferir o modelo teórico e poderá ajudar os próprios fabricantes a perceber qual o impacto de cada parâmetro construtivo na performance do compressor de forma a ajustar a produção do mesmo.

Numa fase posterior foi feita a comparação do modelo teórico proposto com os modelos apresentados pelos fabricantes, evidenciando as grandes diferenças e como se pode tentar melhorar cada aspeto, por forma a tornar os compressores dos fabricantes cada vez mais próximos do modelo ideal proposto. Para tal, foi novamente utilizada a folha de cálculo que permitiu construir gráficos de comparação entre os vários modelos e os diversos parâmetros.

Por fim, tendo em conta as alterações que têm vindo a ser implementadas no que diz respeito aos fluidos frigorigéneos e tendo em conta a nova legislação do Parlamento Europeu relativa a esta matéria (Regulamento (UE) n.º 517/2014 [6], foi feita uma previsão do comportamento teórico dos compressores para os novos fluidos que vão ser colocados no mercado. Esta previsão permitirá verificar se estes podem ou não ser uma solução adequada para substituir um outro fluido normalmente utilizado, como seja a substituição do R404a pelo R449a e ainda do R134a pelo R1234ze. Ambos os fluidos escolhidos para a substituição têm um PAG muito mais baixo do que os normalmente utilizados e caso se verifique que a sua substituição pelos atuais possa ser benéfica, os fabricantes poderão apostar num novo gás.

Algoritmo Desenvolvido

Nos últimos anos têm sido apresentados diferentes modelos teóricos de compressor com diferentes graus de complexidade. Existem modelos para compressores alternativos, no qual cada compressor é dividido por diversos volumes, como a câmara de compressão, as válvulas, entre outros. Estes tipos de modelos teóricos requerem dados de entrada difíceis de obter que apenas os fabricantes podem fornecer, sendo alguns deles confidenciais. Por outro lado, existem modelos nos quais são assumidas algumas simplificações termodinâmicas, como sejam as condições de entrada do fluido frigorigéneo, a pressão de saída ou a rotação do compressor [43].

Foi então desenvolvido um modelo de compressor com base num algoritmo que permite estimar o caudal mássico de fluido frigorigéneo que o compressor debita a partir da cilindrada do mesmo, de forma a conseguir obter resultados como a capacidade frigorífica, o consumo de energia e o COP.

Parâmetros de entrada

De acordo com a bibliografia analisada os parâmetros de entrada considerados para elaboração do modelo teórico são:

- Temperatura de evaporação;
- Temperatura de condensação;
- Fluido frigorigéneo;
- Tipo de compressor alternativo;
- Rendimento isentrópico;
- Perda de carga na válvula de aspiração;
- Perda de carga na válvula de descarga;
- Sobreaquecimento e subarrefecimento;
- Cilindrada;
- Volume morto;
- Rotação do compressor.

A primeira etapa deste algoritmo passa, como em todos os outros modelos, por definir o regime de temperaturas do ciclo frigorífico. Esta etapa é a mais importante porque só depois de definido o regime de temperaturas se pode passar para a escolha efetiva do compressor. Podem-se definir dois regimes de temperatura distintos: o regime de alta temperatura e o regime de baixa temperatura. O primeiro diz respeito a temperaturas de evaporação mais altas, entre os -10ºC e os 5ºC, enquanto que o segundo refere-se a temperaturas mais baixas, entre os -20ºC e os -35ºC, respetivamente.

Também o fluido frigorigéneo é um importante fator neste processo, existindo no mercado uns que se destinam mais a regimes de alta temperatura e outros que se destinam a regimes de baixa temperatura.

Assim sendo, procurou-se utilizar dois fluidos diferentes de forma a validar o algoritmo proposto e ter uma amostra significativa para comparação. Numa primeira fase optou-se por utilizar o R404a e o R134a.

Dependendo do regime de temperaturas escolhido e da capacidade de refrigeração necessária, passa-se para a fase de escolha do compressor. Como referido anteriormente, os compressores alternativos podem ser de três tipos: herméticos, semi-herméticos ou abertos. Os herméticos são geralmente utilizados para pequenas instalações (até 3.5 kW), enquanto que os semi-herméticos e os abertos são normalmente utilizados para instalações de maior dimensão (até aos 80kW).

O passo seguinte refere-se à escolha exata do modelo que teve como base os parâmetros anteriores (regime de temperatura e fluido). Procedeu-se à seleção de dois compressores equivalentes de fabricantes diferentes, por forma a ter dois elementos de comparação entre o modelo teórico proposto e os modelos dos fabricantes.

De seguida foi realizada uma pesquisa daquele que seria o parâmetro mais importante do algoritmo, o rendimento isentrópico do compressor. Recorrendo à literatura [42], são referidos alguns rendimentos de compressores alternativos dentro deste registo: para os compressores herméticos, os rendimentos são da ordem 40 a 60%; para os semi-herméticos, os rendimentos são de 50% a 70%; enquanto que para os compressores abertos, o rendimento isentrópico varia entre os 60% a 80%.

A perda de carga nas válvulas foi dos parâmetros mais difíceis de estabelecer devido há inexistência de bibliografia sobre esta matéria, os próprios fabricantes afirmam ser algo muito difícil de medir. No entanto, foi encontrado um valor para a perda de carga na válvula de aspiração, num intervalo de 2% a 4% face à pressão de evaporação [44][45]. Contudo, para a perda de pressão na válvula de descarga, o valor identificado é de 20% da pressão de condensação, não tendo sido determinado um intervalo de valores para este parâmetro [46].

Por último, foi necessário definir o sobreaquecimento (aumento de temperatura do fluido no evaporador) e o subarrefecimento (diminuição da temperatura do fluido no condensador), tendo para tal sido utilizados os valores típicos recomendados pelos fabricantes.

Segundo o fabricante alemão Bitzer, os valores para o sobreaquecimento podem variar entre 3 a 7 K, enquanto que o subarrefecimento varia de 3 a 5 K [47]. Assim sendo, e de forma a simplificar, foi considerado um sobreaquecimento e um subarrefecimento, ambos de 5 K [48].

Após ter todos estes parâmetros definidos, recorreu-se a um *software* (Coolpack) para obtenção das propriedades dos pontos do ciclo frigorífico. A Figura 30 representa a interface do programa onde se inserem os dados para obtenção das propriedades, ou seja, onde se colocam todos os parâmetros inicias que vão definir o ciclo.

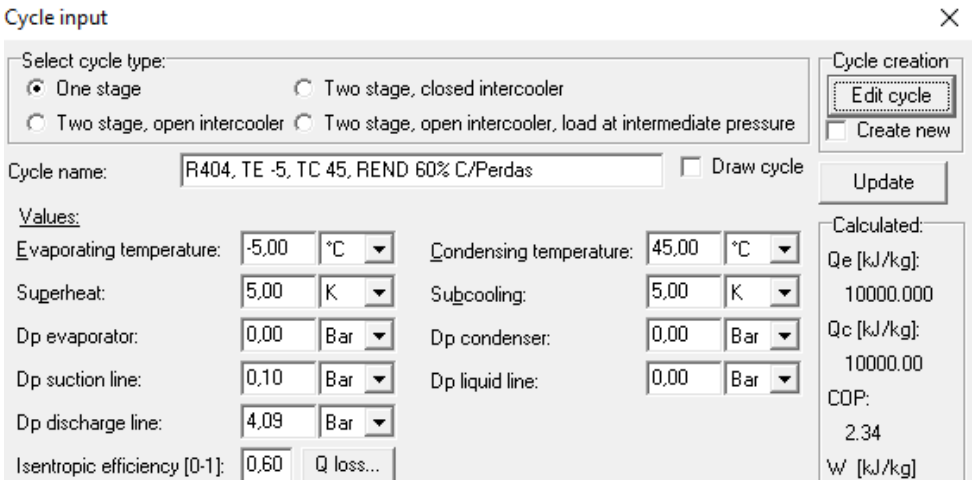


Figura 30 - Introdução dos parâmetros iniciais no Coolpack.[49]

Como é possível observar na Figura 30, é necessário definir todos os parâmetros do ciclo frigorífico, desde o regime de temperaturas, à definição do sobreaquecimento e subarrefecimento assim como a colocação da perda de carga existente nas válvulas de aspiração e compressão.

Após ter todos os parâmetros definidos, calculou-se as propriedades do fluido nos vários pontos do ciclo e posteriormente elaborou-se o Diagrama P-h que representa o funcionamento do ciclo introduzido Figura 31.

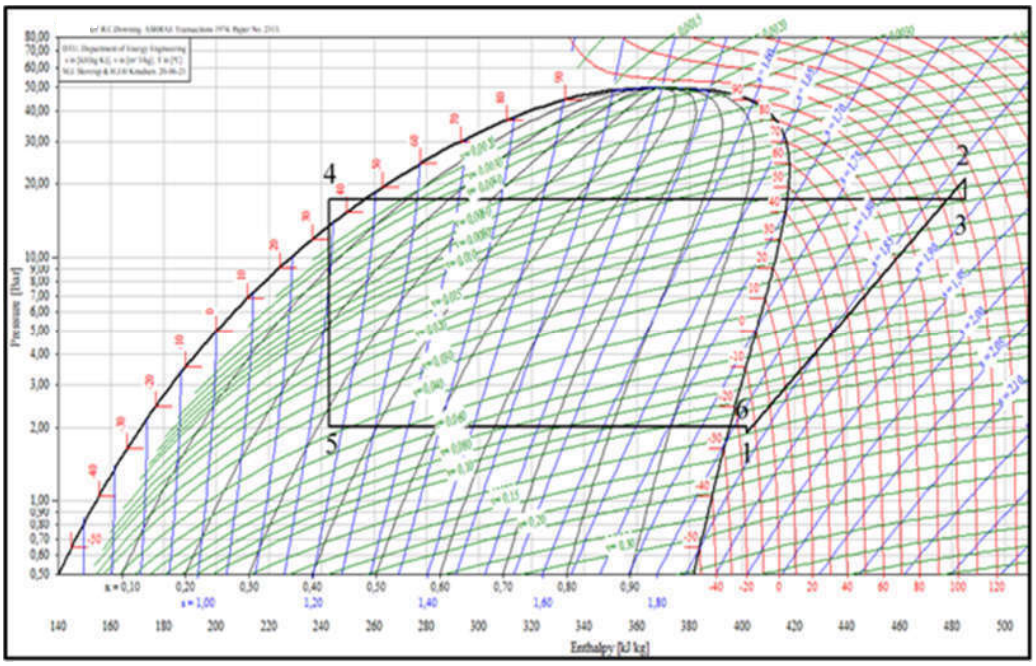


Figura 31- Diagrama P-h do modelo teórico desenvolvido [49]

- 1-2 Compressão;
- 2-3 Perda da carga na válvula de descarga;
- 3-4 Calor rejeitado no Condensador;
- 4-5 Dispositivo de Expansão;
- 5-6 Efeito Frigorífico no Evaporador;
- 6-1 Perda de carga na válvula de aspiração.

Outro diagrama também muito importante para se entender o algoritmo é o diagrama P-V. Este diagrama contém os 4 pontos que estão por detrás do processo de compressão estudado e que faz parte do algoritmo desenvolvido, o mesmo encontra-se representado na Figura 32.

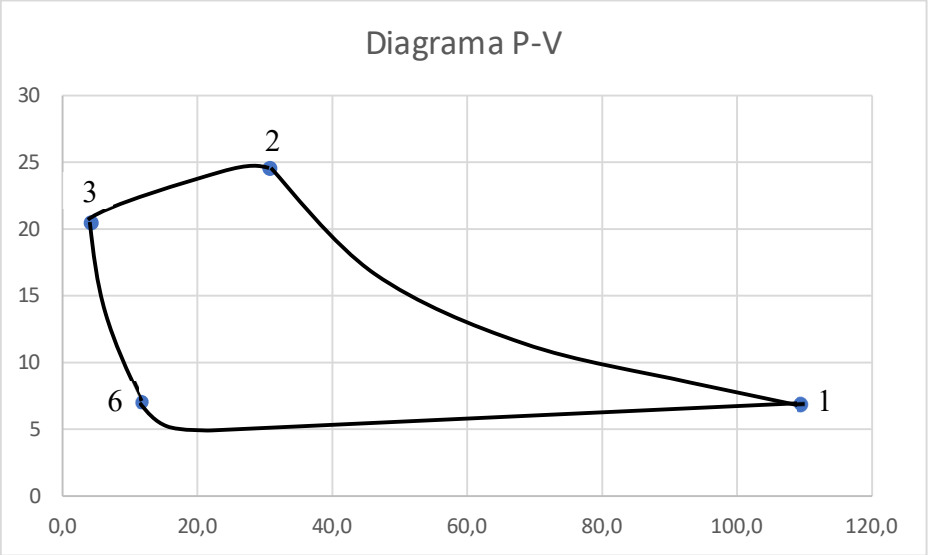


Figura 32 - Diagrama P-V do modelo teórico desenvolvido

- 1-2 Compressão;
- 2-3 Descarga;
- 3-6 Descompressão;
- 6-1 Aspiração.

Das propriedades calculadas fazem parte a temperatura, a pressão, a entalpia, o volume específico e a entropia, como mostra a Figura 33. De todas as propriedades as mais importantes são a entalpia, que serve para calcular a capacidade frigorífica, assim como o trabalho de compressão. Já o volume específico é o elemento crucial para calcular o caudal mássico que o compressor consegue debitar.

Point	T	P	v	h	s
	[°C]	[bar]	[m^3/kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	-0,104	5,028	0,041051	369,913	1,6361
2	81,828	24,539	0,009078	423,759	1,6983
3	76,900	20,449	0,011292	423,759	1,7101
4	39,722	20,449	N/A	263,248	N/A
5	N/A	5,128	N/A	263,248	N/A
6	0,087	5,128	0,040178	369,913	1,6346

Figura 33 - Propriedades dos pontos do ciclo frigorífico [49]

Recorrendo à literatura, procurou-se elaborar e desenvolver um modelo, cujos dados de entrada fossem também eles obtidos através de fontes fidedignas, como bibliografia científicos ou empresas credíveis, partindo de parâmetros geométricos do compressor e das condições de trabalho como é possível observar na Figura 34 [43],[42].

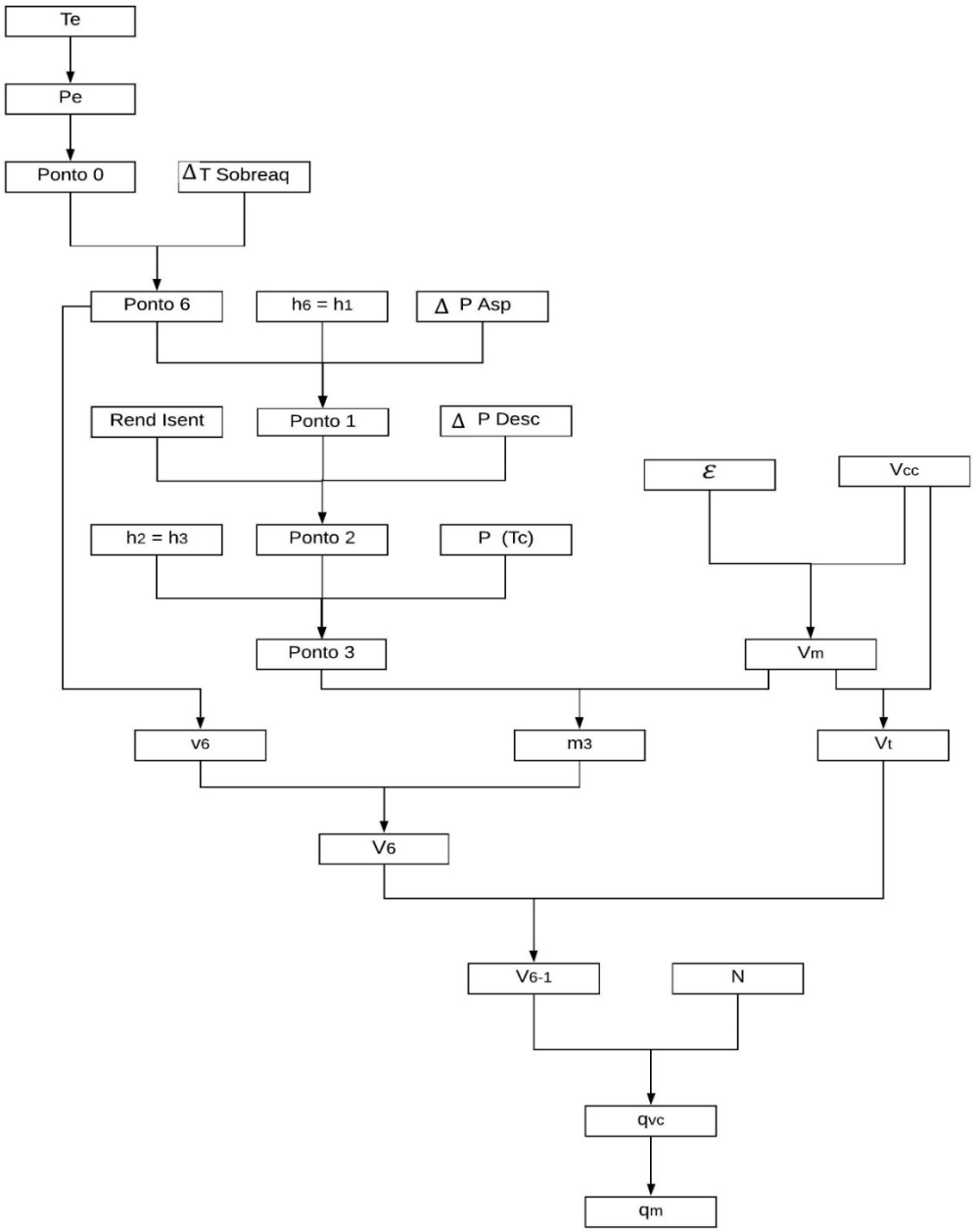


Figura 34 - Algoritmo teórico para o compressor ideal de refrigeração

Nomenclatura específica do algoritmo

Te – Temperatura de evaporação

Pe – Pressão de evaporação

Ponto 0 –Ponto de vapor saturado para a temperatura de evaporação

ΔT Sobreaq – Sobreaquecimento típico utilizado

Ponto 6 – Ponto de vapor sobreaquecido pronto a entrar no compressor

ΔP Asp – Perda de carga na válvula de aspiração para cada tipo de compressor

Ponto 1 – Ponto do ciclo onde se dá o início da compressão

Rend Isent – Rendimento isentrópico para cada tipo de compressor

ΔP Desc - Perda de carga na válvula de descarga para cada tipo de compressor

Ponto 2 – Ponto do ciclo após a compressão antes de se dar a descarga

P (Tc) – Pressão da temperatura de condensação

Ponto 3 - Ponto do ciclo depois de se dar a perda de pressão na válvula de descarga

Para a realização do algoritmo apresentado na Figura 34 os primeiros dados a ter em conta são os volumes específicos dos pontos 1, 3 e 6 que são obtidos diretamente da tabela de propriedades:

ν_1 - volume específico do ponto 1

ν_3 - volume específico do ponto 3

ν_6 - volume específico do ponto 6

Após a obtenção das propriedades dos pontos é necessário saber qual a cilindrada do compressor em questão, este é um dado que se obtém facilmente quer nos catálogos, quer nos *softwares* de seleção, pois este é um dado que os fabricantes por norma disponibilizam.

Na sequência da obtenção da cilindrada do compressor, existe outro parâmetro bastante importante relacionado com esta área, o volume morto.

Este é um parâmetro confidencial dos fabricantes, não sendo por isso disponibilizado. Assim sendo, foi necessário recorrer à bibliografia existente de entre vários artigos para identificar o volume morto para os diferentes tipos de compressores. Para aqueles de pequena dimensão, a percentagem de volume morto é de 5% a 15%; já para os de maior dimensão, o volume morto é de 3% a 8% [50][51].

Com os dados obtidos calculou-se o volume morto através da percentagem de volume morto encontrada na bibliografia existente:

$$V_m = V_{cc} \times \varepsilon \tag{7}$$

onde,

V_{cc} é o volume de cilindrada.

ε é a percentagem de volume morto.

A partir do volume morto calcula-se o volume total:

$$V_t = V_{cc} \times \varepsilon + V_{cc} \tag{8}$$

De seguida, a massa de fluido é calculada através do volume morto e do volume específico nesse mesmo ponto, ou seja, o ponto 3:

$$m_3 = \frac{V_m}{\nu_3} \tag{9}$$

Com a massa, procede-se ao cálculo do volume efetivo de início de aspiração pois a massa de fluido é constante ao longo de todo o processo, admitindo a lei de conservação de massa:

$$V_6 = m_3 \times \nu_6 \tag{10}$$

Com o volume total do ponto 1 e com o volume de início de aspiração do ponto 6, calcula-se o volume efetivo de aspiração responsável pela quantidade de fluido admitida no compressor.

$$\mathrm{V}_{1-6} = V_t - \mathrm{V}_6 \tag{11}$$

Tal como a cilindrada, a rotação também é um parâmetro fornecido com o compressor, apesar de nem sempre estar incluído nas fichas de seleção, constatou-se que os compressores herméticos funcionam geralmente a 2.900 rpm e os semi-herméticos e abertos funcionam em grande parte, a 1.450 rpm, podendo variar ligeiramente consoante a frequência da rede seja de 50Hz ou 60Hz [52].

Depois de calcular o volume de aspiração e com recurso à velocidade de rotação do compressor, calcula-se o caudal volúmico que o compressor consegue debitar.

$$\mathrm{q}_{vc} = V_{1-6} \times \frac{N}{60} \tag{12}$$

onde *N* é a rotação do compressor em rpm.

Por fim calcula-se o caudal mássico de fluido através do volume específico no início da compressão e do caudal volúmico anteriormente calculado.

$$\mathrm{q}_m = \frac{1}{\mathrm{q}_{vc}} \times \mathrm{v}_1 \tag{13}$$

Após calculado o caudal de fluido que cada compressor consegue debitar, procede-se ao cálculo do trabalho do compressor, assim como ao cálculo do efeito frigorífico, do COP e do rendimento volumétrico, a partir das entalpias dos pontos do ciclo frigorífico.

O trabalho de compressor é calculado de forma simples através da seguinte equação:

$$W_{Comp.} = q_m \times (h_2 - h_1) \quad (14)$$

onde

q_m é o caudal mássico de fluido que o compressor debita.

h_1 entalpia do fluido é no início da compressão.

h_2 é a entalpia do fluido no final da compressão.

Cálculo do efeito frigorífico:

$$E.Frig. = q_m \times (h_6 - h_5) \quad (15)$$

q_m é o caudal mássico de fluido que o compressor debita.

h_5 é a entalpia do fluido é no início do evaporador.

h_6 é a entalpia do fluido no final do evaporador.

Cálculo do COP:

$$COP = \frac{E.Frig.}{W_{Comp.}} \quad (16)$$

Cálculo do rendimento volumétrico:

$$\eta = q_m \times \nu_1 \times \left(\frac{N}{60} \times V_{cc}\right) \quad (17)$$

Depois de correr o algoritmo e de obter todos os parâmetros de desempenho do compressor, tornou-se imprescindível efetuar uma comparação entre os valores obtidos com recurso ao algoritmo implementado em *Excel* de forma a compará-los com os valores fornecidos pelos fabricantes para as mesmas condições.

$$\text{Desvio} = \frac{Valor\ de\ referência\ (ideal) - Valor\ fabricante}{Valor\ de\ referência\ (ideal)} \quad (18)$$

Depois de serem determinados todos os parâmetros e mediante a criação de um intervalo de valores no qual estes podem variar, tornou-se de extrema importância fazer uma análise de sensibilidade a cada parâmetro introduzido.

Esta análise passou por medir o efeito da alteração de cada parâmetro de entrada no desempenho do compressor, permitindo aferir o modelo de forma a ajustá-lo o melhor possível à realidade pretendida, possibilitando ter-se uma noção do impacto que cada parâmetro de entrada tem em cada uma das variáveis de saída.

A análise de sensibilidade pode também ser muito importante quando os desvios são muito acentuados, pois através desta podemos verificar qual o parâmetro que tem uma maior influência nos valores que estão desajustados e assim a atuar com um nível de precisão muito mais elevado.

Depois de aferir o modelo teórico através da análise de sensibilidade, tornou-se imprescindível efetuar uma comparação entre os valores obtidos com recurso ao algoritmo implementado em *Excel* de forma a compará-los com os valores fornecidos pelos fabricantes para as mesmas condições.

A folha de cálculo foi a melhor ferramenta encontrada para implementar este algoritmo, uma vez que esta necessita de guardar informação, tal como as propriedades do fluido para diferentes condições e as diversas fórmulas para calcular o desempenho do compressor. Assim sendo, não só foi utilizado para a implementação do algoritmo em si, como também para a elaboração de todos os gráficos referentes ao comportamento do compressor, de forma a possibilitar uma visão clara da atividade e desempenho do mesmo.

Os gráficos produzidos foram utilizados na sequência do algoritmo, bem como para análise da sensibilidade de cada um dos parâmetros, de forma a alcançar uma melhor perceção da tendência que cada uma das variáveis de saída.

O modelo desenvolvido consegue prever o comportamento do compressor para diferentes temperaturas de evaporação e condensação, mediante a obtenção das propriedades dos pontos do ciclo frigorífico.

De uma forma geral, pode-se aumentar e diminuir todos os parâmetros e acompanhar a evolução do desempenho dos compressores. Neste modelo foram contemplados diversos fatores tal como a variação da rotação do motor e a variação do volume morto de compressor, mediante o tipo e tamanho de compressor, a eficiência isentrópica, o sobreaquecimento e o subarrefecimento e ainda a perda de pressão na válvula de aspiração e de descarga.

Contudo, apesar de já abranger bastantes variáveis, o algoritmo não contempla certos fatores que poderão existir, como por exemplo a transferência de calor das paredes do compressor para o fluido, aumentando assim a sua temperatura de entrada. No entanto, em certos modelos estudados, verificou-se que o impacto desta transferência na desempenho do compressor era praticamente nulo, daí não se ter dado grande importância [53].

4 Resultados

O desenvolvimento deste modelo decorreu, como em quase todos os modelos, por fases: a fase inicial consistiu em desenvolver um modelo que fosse aplicável aos compressores herméticos, dado que estes são os mais utilizados para pequenas instalações e por serem também os que mais podem ser otimizados. Posteriormente, foi validado o modelo para compressores herméticos o que permitiu o desenvolvimento do modelo para os compressores semi-herméticos e abertos.

Para cada regime e para cada fluido foi realizado um processo de análise de sensibilidade, de forma a perceber o impacto de cada parâmero inicial nos resultados do desempenho do compressor. Estes resultados serviram sobretudo para aferir o modelo teórico e para detetar erros no modelo aquando da sua implementação. Esta análise poderá vir a ser muito útil para os fabricantes de compressores, pois num contexto de Indústria 4.0 poderão perceber qual o parâmetro a ajustar na linha de produção, de forma a aproximar os modelos atualmente em produção ao modelo teórico ideal.

De forma a testar e a validar o modelo, foram inicialmente utilizados para teste dois fluidos muito conhecidos, que são utilizados há vários anos: o R404a e o R134a. Os desempenhos obtidos através do modelo para estes fluidos foram comparados com os dos fabricantes com o intuito de verificar as diferenças entre estes e até onde é que a performance dos compressores dos fabricantes pode chegar com a modificação de certos parâmetros. Esta análise também contribui fortemente para a transparência dos valores apresentados pelos vários fabricantes.

Tendo em conta o atual conceito de Indústria 4.0 e a última legislação aplicada à utilização de gases fluorados, efetuou-se uma análise a novos fluidos que podem substituir os até então utilizados, visto que a maioria dos fabricantes ainda não têm os desempenhos disponíveis para a nova geração de fluidos que se começaram a utilizar a partir deste ano.

4.1 Herméticos

Depois de ter efetuado uma pesquisa profunda sobre os processos envolvidos na compressão do fluido frigorigéneo e de ter concretizado o algoritmo, houve a necessidade de aferir o mesmo através de uma análise de sensibilidade, visto que os valores encontrados para parâmetros eram por vezes demasiado abrangentes.

A Tabela 2 sumariza as características mais importantes dos compressores estudados:

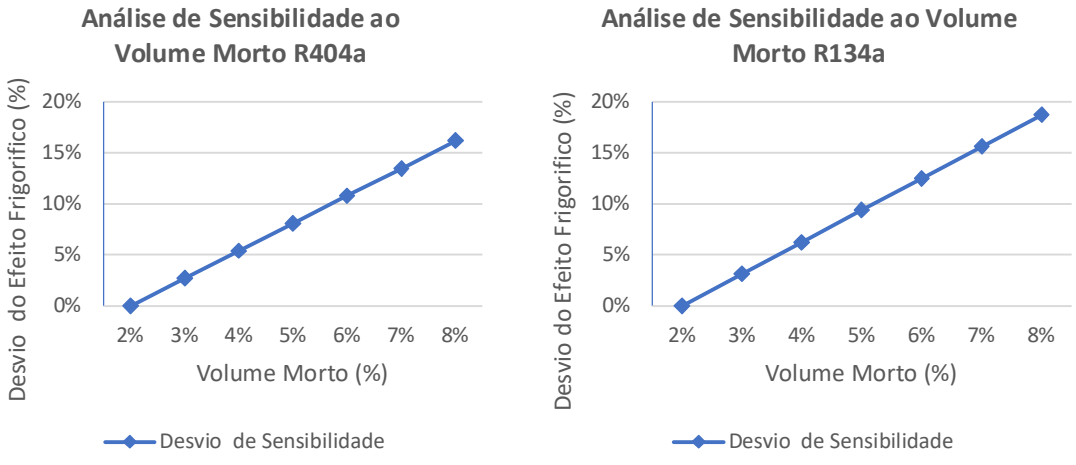
Tabela 2 - Características dos compressores estudados

	Compressor A	Compressor B	Compressor C	Compressor D
Fluido	R404		R134a	
Cilindrada (cm^3)	5.68	5.16	5.68	5.00
Marca	A	B	A	B
Modelo Teórico	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 1	Modelo 2

4.1.1 Análise de Sensibilidade

4.1.1.1 Análise de Sensibilidade ao Volume Morto

De acordo com a bibliografia analisada, foi estudada uma variação do volume morto desde os 2% (valor de referência) até aos 8%, sendo os resultados mais significativos da variação deste parâmetro ao nível do efeito frigorífico, conforme mostra a Figura 35.



(A) (B)

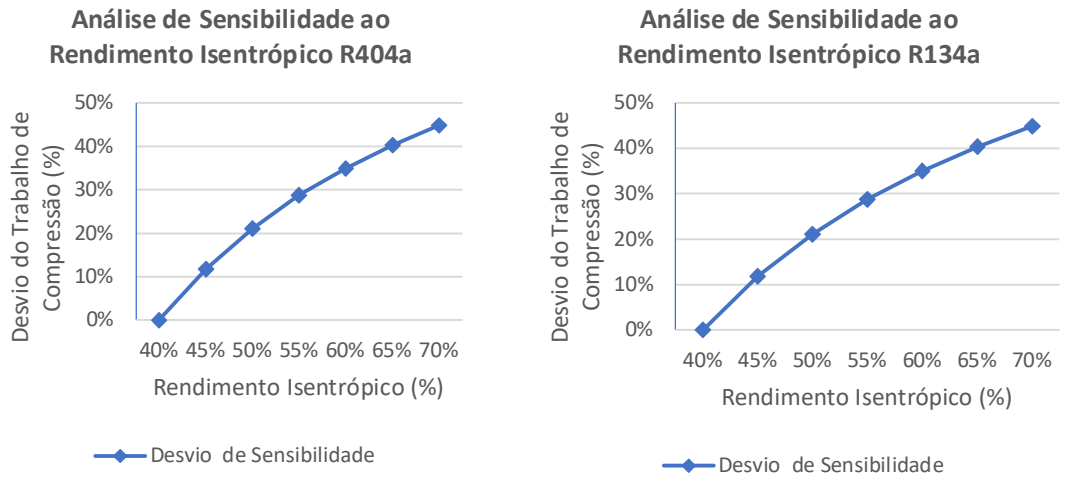
Figura 35 - Análise de Sensibilidade ao Volume Morto: (A) - R404a; (B) - R134a

Ao analisar a Figura 35 pode verificar-se que o aumento do volume morto de 2% para 8% pode promover uma redução no efeito frigorífico que pode chegar aos 15% para R404a e quase 19% para R134a. Este volume deverá ser o mínimo possível de forma a melhorar a eficiência volumétrica do compressor, pois quanto menor este volume, mais fluido o compressor será capaz de admitir.

Dessa forma, o efeito frigorífico e o trabalho de compressão aumentam na mesma proporção, e por isso o COP não é influenciado. Após esta análise, 5% foi considerado o valor ideal para compressores herméticos, pois foi o valor mínimo encontrado na bibliografia para este tipo de compressor pequeno (hermético) para o qual foi verificada uma diminuição do efeito frigorífico na ordem dos 10%.

4.1.1.2 Análise de sensibilidade ao rendimento isentrópico

Com base na bibliografia existente, a eficiência isentrópica foi avaliada desde os 40% (valor de referência) até aos 70%. A Figura 35 apresenta os impactos deste parâmetro no desempenho do trabalho de compressão, pois este parâmetro é o mais afetado pela eficiência isentrópica.



(A) (B)

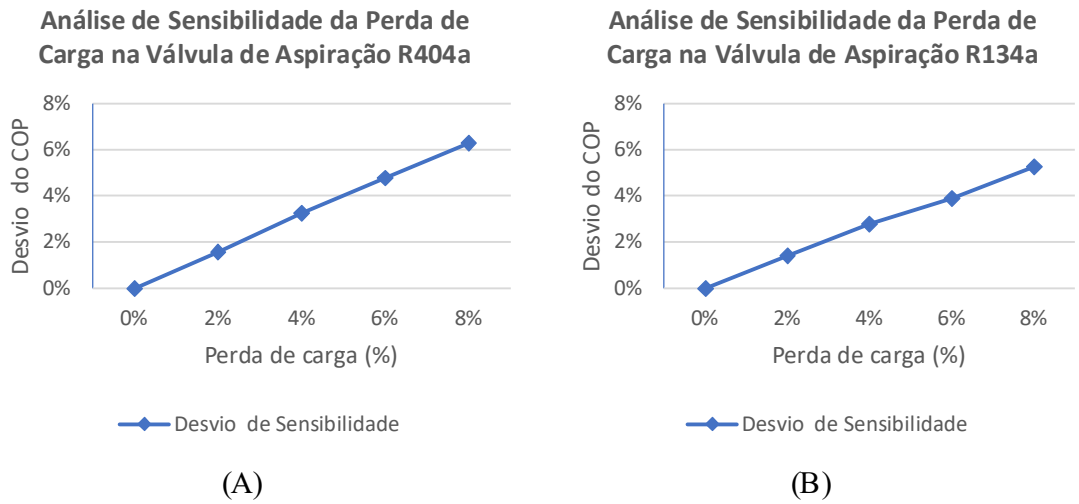
Figura 36 - Análise de Sensibilidade ao Rendimento Isentrópico: (A) - R404a; (B) - R134a

Os resultados indicam uma redução de mais de 40% no trabalho de compressão quando o rendimento isentrópico passa dos 40% para os 70%. Essa tendência foi observada para ambos os fluidos analisados. A capacidade de refrigeração não é tão afetada por este parâmetro, apenas com um desvio entre os 3% e os 4%. Em relação ao COP, este mostra uma variação próxima de 75% para o intervalo de valores estudado, o que representa um grande aumento no desempenho do compressor.

Para este parâmetro, o valor ideal de eficiência isentrópica considerado foi de 60% por ser o valor máximo encontrado na literatura para compressores herméticos e também por se ter verificado para este valor uma redução significativa do trabalho de compressão, próxima dos 38% e o consequentemente um aumento do COP de quase 50%. Para melhorar este parâmetro deverá ser criado um sistema de arrefecimento adicional para ajudar o compressor a ter menos perdas térmicas.

4.1.1.3 Análise de sensibilidade à perda de carga na válvula de aspiração

De acordo com a Figura 37, a perda de carga na válvula de aspiração foi avaliada desde os 0% (valor de referência) até aos 8%, sendo esta uma percentagem da pressão de aspiração à entrada do compressor. Embora a bibliografia indique uma variação menor, foi estudada uma mais abrangente para se ter uma amostra maior da tendência desse parâmetro.



(A) (B)

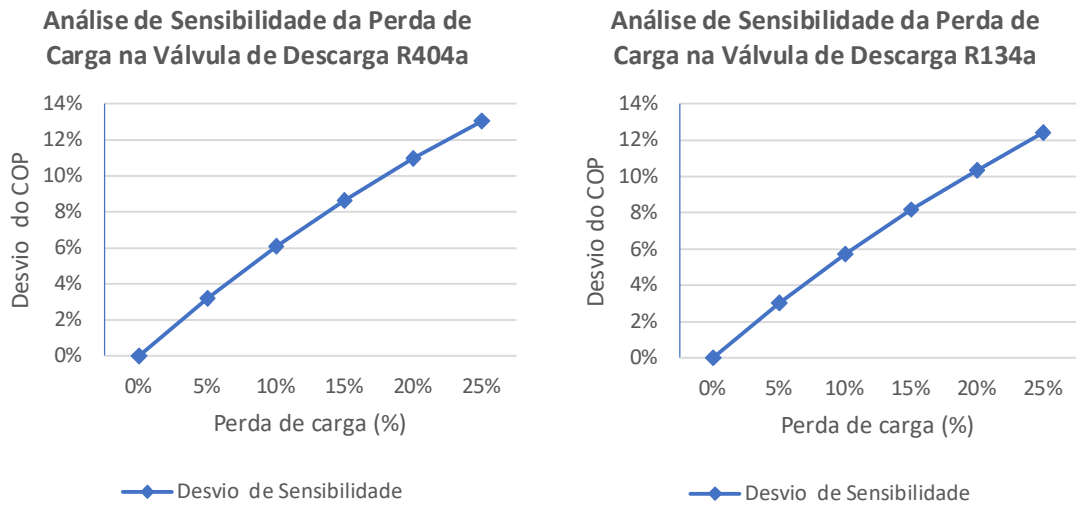
Figura 37 - Análise de Sensibilidade à Perda de Carga na Válvula de Aspiração: (A) - R404a; (B) - R134a

Os resultados indicam que este parâmetro tem um pequeno impacto no desempenho do compressor, afetando o COP em apenas 6%. Por outro lado, a variação da capacidade frigorífica é ligeiramente maior, rondado os 8% (conforme mostra o Apêndice 7.1), pois como esta queda de pressão ocorre na válvula de aspiração, a pressão de evaporação é mais afetada e consequentemente a capacidade frigorífica. A variação no trabalho de compressão é menor, rondando apenas os 2,5%.

Neste caso, o valor mínimo tomado foi de 2%, sendo este o menor dos valores apontados pelos especialistas e para o qual foi verificado um bom desempenho. Embora seja um parâmetro difícil de medir, com a digitalização desse algoritmo e com o auxílio dos CPS, este tipo de parâmetros podem vir a ser fortemente otimizados.

4.1.1.4 Análise de sensibilidade à perda de carga na válvula de descarga

Embora a bibliografia apenas indique o valor de 20% para a perda da carga na válvula de descarga, esta foi testada dos 0% (valor de referência) até aos 25%, conforme mostra a Figura 38.



(A) (B)

Figura 38 - Análise de Sensibilidade à Perda de Carga na Válvula de Aspiração: (A) - R404a; (B) - R134a

O COP diminui aproximadamente 13% com a perda de pressão na válvula de descarga estudada, pois o trabalho de compressão aumenta quase 15% (conforme mostrado no apêndice 7.1) devido à energia gasta no processo de compressão para elevar a pressão acima da pressão de condensação. No que diz respeito à capacidade de refrigeração, não há muitas alterações, com um pequeno desvio inferior a 1%. Embora seja um parâmetro difícil de medir, com a aplicação das tecnologias associadas à indústria 4.0, tal como a perda de carga na válvula de admissão, estes parâmetros podem ser bastante otimizados.

4.1.2 Comparação de desempenho

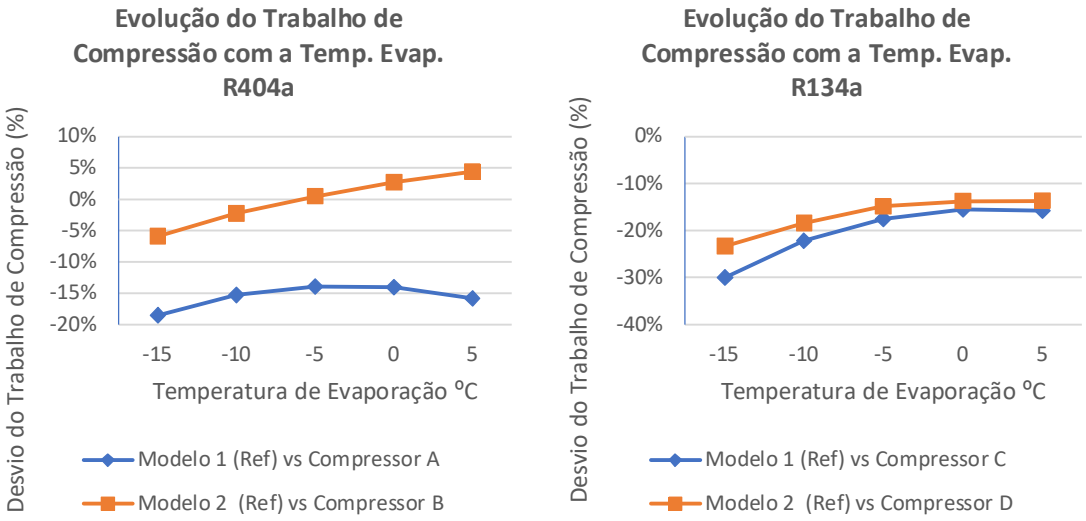
Apos a aferição do modelo, os resultados obtidos com o mesmo foram comparados com os fornecidos pelos fabricantes.

Assim sendo, foram introduzidos os dados iniciais de modo a obter as propriedades termodinâmicas necessárias para o cálculo dos desempenhos. Com recurso à folha de cálculo, foi realizado por diversas vezes o mesmo processo, de forma a conseguir obter uma boa amostra da evolução do algoritmo ao longo das temperaturas de evaporação e de condensação, com a finalidade de poder comparar os dados obtidos com os dados fornecidos pelos fornecedores de cada compressor.

Apesar de terem sido testados e comparados os desempenhos para 3 temperaturas de condensação, apenas serão mostrados os resultados obtidos para uma temperatura de 45ºC. De forma a ter resultados mais consistentes, foram feitas sempre duas comparações com 2 compressores equivalentes de marcas diferentes conforme a Tabela 2 indica.

4.1.2.1 Trabalho de compressão

A Figura 39 representa a evolução do trabalho de compressão com a variação da temperatura de evaporação para dois fluidos distintos, sendo o modelo de referência o modelo teórico.



(A) (B)

Figura 39 - Evolução do Desvio do Trabalho de Compressão com Temperatura de evaporação: (A) - R404a; (B) - R134a

Em relação aos compressores cujo fluido é o R404a, para o regime de alta temperatura, o Modelo1 apresenta diferenças entre 15% e 20% em relação ao compressor A, enquanto o desvio do Modelo 2 em relação ao Compressor B demonstra um comportamento ascendente que chega a ultrapassar o modelo ideal para temperaturas próximas de 0ºC.

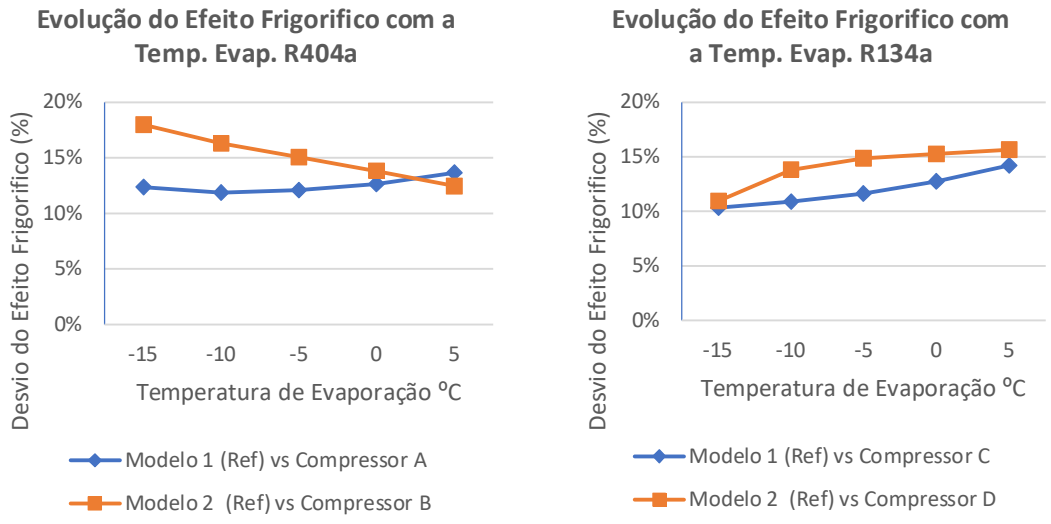
Este é um resultado incomum que pode sugerir que o Compressor B é mais avançado construtivamente do que o Compressor A ou que os dados fornecidos pelo fabricante podem estar distorcidos [54].

Para o fluido R134a, pode observar-se que os compressores do fabricante estão próximos uns dos outros, porém, para uma temperatura de evaporação de -10ºC, a diferença entre estes e o modelo ideal é considerável, na ordem de 20%.

Esses valores indicam que para uma temperatura de evaporação de -10ºC, temperatura típica utilizada em refrigeração, os compressores dos fabricantes podem ainda ser significativamente melhorados, quer através do aumento a eficiência isentrópica do compressor como também pela diminuição da perda de pressão na válvula de descarga, conforme foi verificado anteriormente.

4.1.2.2 Capacidade frigorífica

A Figura 40 apresenta a evolução da capacidade frigorífica com a variação da temperatura de evaporação para dois fluidos diferentes, sendo o modelo de referência o modelo teórico desenvolvido.



(A) (B)

Figura 40 - Evolução do Desvio da Capacidade Frigorífica com Temperatura de evaporação: (A) - R404a; (B) - R134a

Em relação à capacidade frigorífica obtida com o fluido R404a, pode-se observar que o desvio entre o Modelo 1 e o Compressor A tem um comportamento constante ao longo da temperatura de evaporação, tendo uma diferença para o modelo ideal que ronda os 12% a 14%, enquanto o desvio relativo ao Compressor B tem um comportamento linear decrescente que passa dos 18% a 12%.

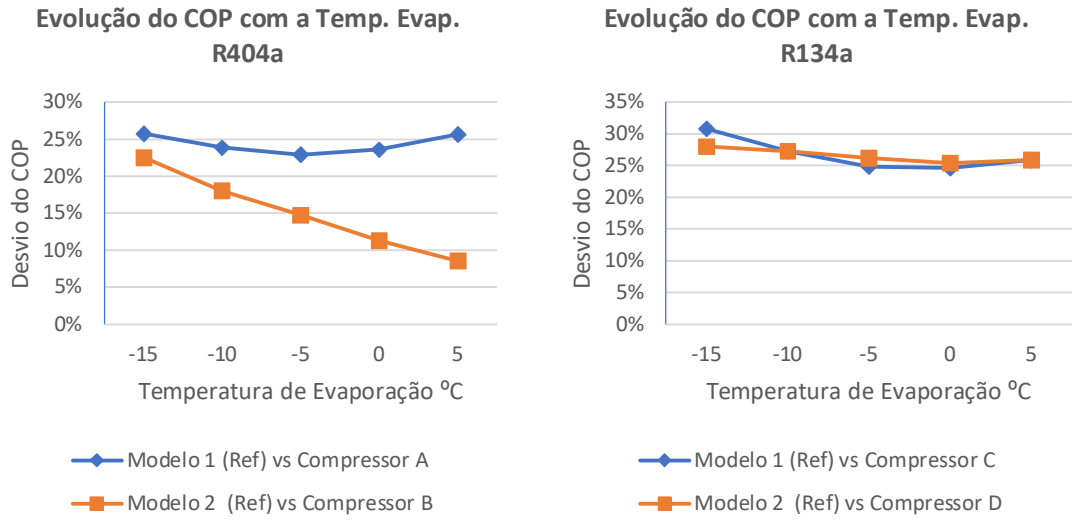
No entanto, como o regime e os compressores analisados dizem respeito à alta-média temperatura, é normal que o comportamento desses compressores seja melhor para temperaturas próximas a 0ºC e que para temperaturas próximas dos -15ºC o desvio deve ser maior.

Para o fluido R134a, o aumento da temperatura faz com que o desvio suba de 10% para 15%. Os compressores do fabricante têm um comportamento diferente, mas resultam quase que coincidentemente nos extremos do intervalo de temperatura estudada. O Compressor C está mais próximo do modelo ideal, enquanto o Compressor D está mais longe.

Para aumentar a capacidade de refrigeração do compressor, o volume morto deve ser o menor possível, assim como a perda de pressão na válvula de aspiração.

4.1.2.3 COP

A Figura 41 apresenta a evolução do COP com a variação da temperatura de evaporação para dois fluidos diferentes, sendo o modelo de referência o modelo teórico desenvolvido.



(A) (B)

Figura 41 - Evolução do Desvio do COP com a Temperatura de evaporação: (A) - R404a; (B) - R134a

Em relação ao COP, pode verificar-se que para o R404a, o desvio entre o Modelo 1 e o Compressor A é considerável, na ordem dos 25%, enquanto que o Compressor B tem um comportamento linear descendente, estando mais próximo do modelo ideal, principalmente para temperaturas mais altas, caindo de 20% para 10%. Quanto ao teste realizado para o fluido R134a, pode verificar-se que os dois modelos estão muito próximos, mas há ainda a uma distância considerável a percorrer até atingir o modelo ideal, cerca de quase 25%.

Para aumentar o COP, os fabricantes devem reduzir ao máximo o trabalho de compressão. Para fazer isso, deverão melhorar a eficiência isentrópica de forma a diminuir as perdas térmicas ou optar por aumentar a capacidade de refrigeração, reduzindo o volume morto. As perdas de carga de pressão devem ser tão baixas quanto possível para melhorar o COP.

Todos os gráficos referentes a esta geração de fluidos frigorigéneos e para diferentes regimes de temperatura encontram-se no apêndice (7.1) sendo que após se ter verificado que o modelo funcionava para compressores alternativos herméticos, o mesmo foi então adaptado de forma a funcionar também para compressores semi-herméticos e abertos. Foram testadas várias temperaturas de evaporação para 3 temperaturas de condensação diferentes e para os dois fluidos mencionados anteriormente, de forma a perceber qual o desvio entre os modelos com a variação de cada uma destas temperaturas.

4.1.3 Análise aos Novos Fluidos

Com o decorrer deste trabalho verificou-se que o estudo da substituição dos fluidos frigorigéneos poderia ter um grande interesse, neste sentido e tendo em conta a legislação existente testou-se o algoritmo com os novos fluidos que irão substituir os até então utilizados de forma a verificar possíveis substituições. Como substituto do R404a utilizou-se o R449a que pela sua diminuição do PAG e pelas suas propriedades é uma das grandes apostas para substituir o R404a [55], no caso do R134a o substituto testado foi o R1234ze visto ser uma das grandes apostas utilizadas pela Daikin [56].

A Tabela 3 mostra as diferenças destes fluidos relativamente ao PAG. De seguida mostrar-se-á qual a tendência de desempenho com estes novos fluidos e a suas diferenças quando comparado com os desempenhos do fabricante atualmente disponíveis para os fluidos mais antigos assim como a diferença entre os resultados obtidos com o algoritmo para os diferentes gases.

Tabela 3 - Tabela de características dos fluidos

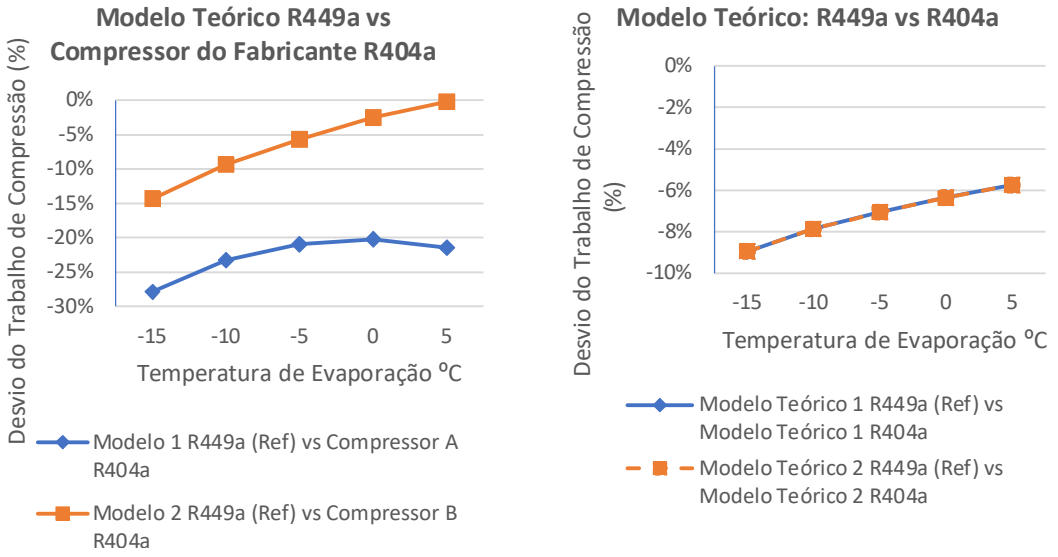
Ensaio	Fluido Frigorigéneo	Fluido Substituto	Redução PAG
1ª	R404a (PAG – 3922)	R449a (PAG – 1397)	65%
2ª	R134a (PAG – 1430)	R1234ze (PAG – 7)	99,5%

4.1.3.1 Modelo Teórico R449a vs Fabricante R404a – Regime de Alta Temperatura

Nesta seção serão apresentados 2 tipos de figuras: as figuras com índice (A) representam a evolução dos desvios entre o modelo teórico para o novo fuido e o modelo do fabricante para o fluido comum, ou seja, estão combinados dois fatores, a otimização do compressor e a mudança de fluido frigorigéneo por outro com menor PAG de forma a estimar a evolução do presente em relação a um futuro próximo; as figuras com índice (B) representam apenas a diferença teórica entre os dois fluidos para uma temperatura de condensação de 45 ºC.

4.1.3.1.1 Trabalho de Compressão

De acordo com a Figura 42A pode observar-se que para ambos os compressores estudados (A e B), o modelo teórico ao trabalhar com o novo fluido (R449a) consome menos energia do que os compressores dos fabricantes ao trabalharem com R404a, devido ao facto do desvio ser negativo.



(A) (B)

Figura 42 - Trabalho de compressão R449a vs R404a: (A) - Evolução do trabalho de compressão Modelo Teórico R449a vs Compressor do Fabricante R404a; (B) - Evolução do trabalho de compressão Modelo Teórico: R449a vs R404a

Analisando a Figura 42A que representa a evolução do trabalho de compressão onde estão combinados os dois fatores (otimização de compressor e a mudança de fluido), pode constatar-se que o desvio entre o Modelo 1 e o Compressor A tem um comportamento crescente. Para uma temperatura de evaporação de -15ºC, o desvio entre estes é de cerca de 28%, melhorando com o aumento da temperatura de evaporação, passando para um desvio de aproximadamente 20% para temperaturas próximas a 0ºC, o que significa que o compressor do fabricante tem um comportamento mais próximo do modelo teórico quando trabalha num regime de temperaturas positivas.

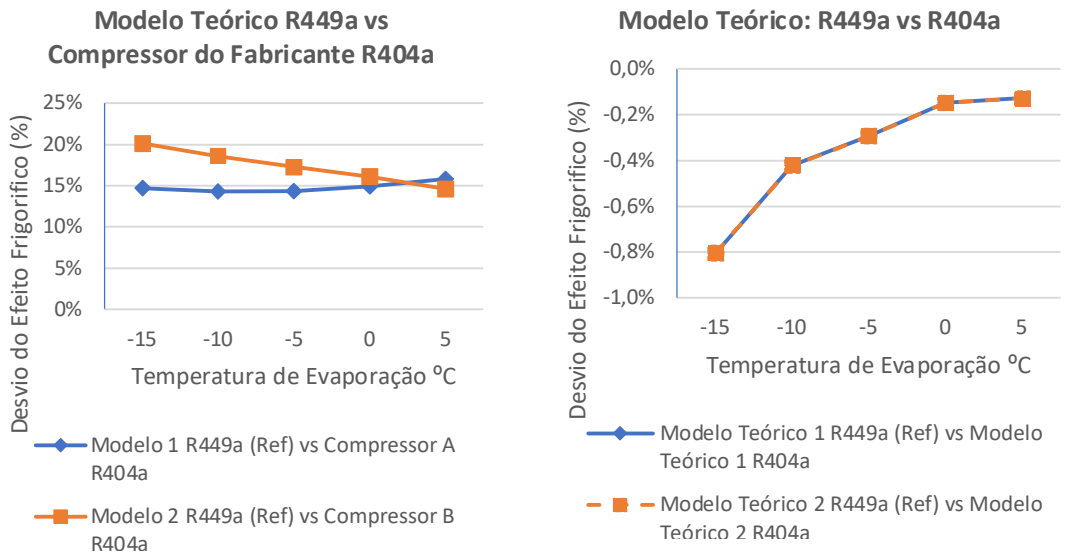
Contudo o Compressor B está ainda mais próximo do modelo teórico, pois para a temperatura de evaporação de -15ºC, o desvio entre os modelos (teórico vs fabricante) é de apenas 15% e para temperaturas próximas a 0ºC este desvio passa para os 3%, o que pode indicar que o compressor do fabricante analisado está já construtivamente mais desenvolvido ou que os dados fornecidos pelo fabricante podem estar distorcidos.

A Figura 42B identifica as diferenças teóricas entre os fluidos em estudo. Para uma temperatura de evaporação de -10ºC (temperatura típica de regime de refrigeração), neste caso um compressor ao trabalhar com R449a consumirá menos 8% energia do que o mesmo ao trabalhar com R404a. Esse desvio diminui com o aumento da temperatura de evaporação e para uma temperatura de 0ºC, o desvio já é de apenas 6%. Estes resultados indicam que, teoricamente, o mesmo compressor ao trabalhar com R449a em vez de R404a, terá uma melhoria no seu desempenho na ordem dos 8%. Porém, esta análise não pode passar apenas por este parâmetro e por isso outras variáveis como a capacidade de refrigeração e o COP devem também ser analisadas.

No entanto, o trabalho de compressão pode ser fortemente melhorado se o rendimento isentrópico for aumentado como verificado anteriormente na análise de sensibilidade. Este aumento pode ser conseguido por meio de uma melhor construção do compressor ou através de um sistema de refrigeração adicional que permita diminuir o aumento da temperatura no final da compressão.

4.1.3.1.2 Capacidade frigorífica

A Figura 43A representa a evolução da capacidade de refrigeração com a variação da temperatura de evaporação. Nesta figura é possível observar que o valor da capacidade frigorífica obtida com o modelo teórico a trabalhar com R449a são superiores aos atualmente alcançados pelos fabricantes com seus compressores ao trabalharem com R404a.



(A) (B)

Figura 43 - Capacidade frigorífica R449a vs R404a: (A) - Evolução da capacidade frigorífica Modelo Teórico R449a vs Compressor do Fabricante R404a; (B) - Evolução da capacidade frigorífica Modelo Teórico: R449a vs R404a

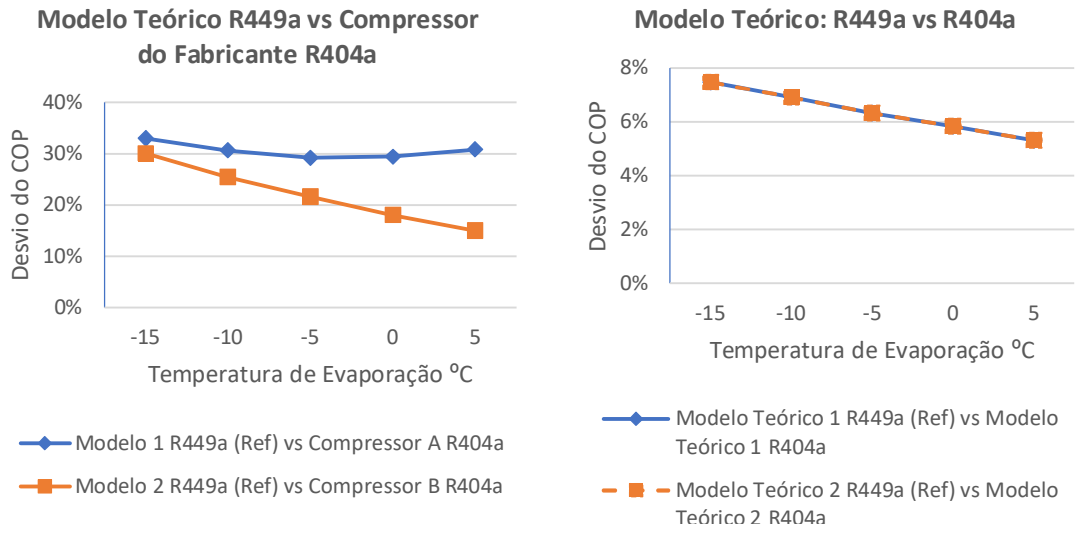
Ao analisar os dados provenientes da Figura 43A que representa a evolução da capacidade frigorífica onde estão combinados os dois fatores em estudo (otimização de compressor e a mudança de fluido), verifica-se que desvio entre o Modelo 1 e o Compressor A tem um comportamento praticamente constante com o aumento da temperatura de evaporação, sendo este em torno dos 15%, enquanto que o desvio entre o Modelo 2 e o Compressor B tem um comportamento descendente, fazendo com que ambos se aproximem do aumento da temperatura, passando de 20% para 15%. Este é um resultado incomum uma vez que se sabe empiricamente através dos fabricantes que com o R404a o compressor tem um pouco mais de rendimento no que toca à capacidade de refrigeração em relação ao R449a.

Conforme mostra a Figura 43B que ilustra as diferenças teóricas entre os fluidos em estudo, para uma temperatura de evaporação de -10ºC, um compressor ao trabalhar com R449a terá uma redução da capacidade de refrigeração de aproximadamente 0,8%, em comparação com o mesmo a trabalhar com R404a, tendo em conta a redução de quase 8% do trabalho de compressão verifica-se que a redução na capacidade frigorífica não é muito significativa, contudo esta análise também deve levar em consideração o COP.

No entanto a capacidade frigorífica pode ser melhorada reduzindo o volume morto, o que permitirá ao compressor admitir mais fluido e, consequentemente, aumentar sua eficiência volumétrica, conforme verificado na análise de sensibilidade.

4.1.3.1.3 COP

A Figura 44A representa a evolução do COP com a variação da temperatura de evaporação. Neste caso, os valores teóricos para o COP obtidos através do modelo teórico com R449a são maiores do que os atualmente alcançados pelos fabricantes com seus compressores ao trabalharem com R404a.



(A) (B)

Figura 44 - COP R1234ze vs R134a: (A) - Evolução do COP Modelo Teórico R1234ze vs Compressor do Fabricante R134a; (B) - Evolução do COP Modelo Teórico: R1234ze vs R134a

Ao observar a Figura 44A que representa a evolução do COP, onde estão combinados os dois fatores (otimização de compressor e a mudança de fluido), verifica-se que o desvio entre o Modelo 1 e o Compressor A tem um comportamento maioritariamente descendente com o aumento da temperatura de evaporação, aproximando-se um do outro. Para uma temperatura de evaporação de -15ºC, o desvio é de quase 34%, no entanto este desce para 30% quando o regime de trabalho passa para temperaturas próximas a 0ºC.

O desvio entre o Modelo 2 e o compressor B também tem um comportamento descendente, mas muito mais acentuado, diminuindo dos 30% para 15% com o compressor a trabalhar num regime de temperaturas próximas a 0ºC. Este resultado significa que o compressor B está mais próximo do modelo teórico do que o compressor A.

Conforme mostra a Figura 44B, teoricamente, um compressor ao trabalhar com R449a terá um COP mais elevado do que o mesmo a trabalhar com R404a, assim sendo pode observar-se que para uma temperatura de evaporação de -10ºC, um compressor ao trabalhar com R449a será 7% mais eficiente do que com R404a, devido principalmente à diminuição da energia usada para comprimir o fluido de trabalho, conforme visto na Figura 43.

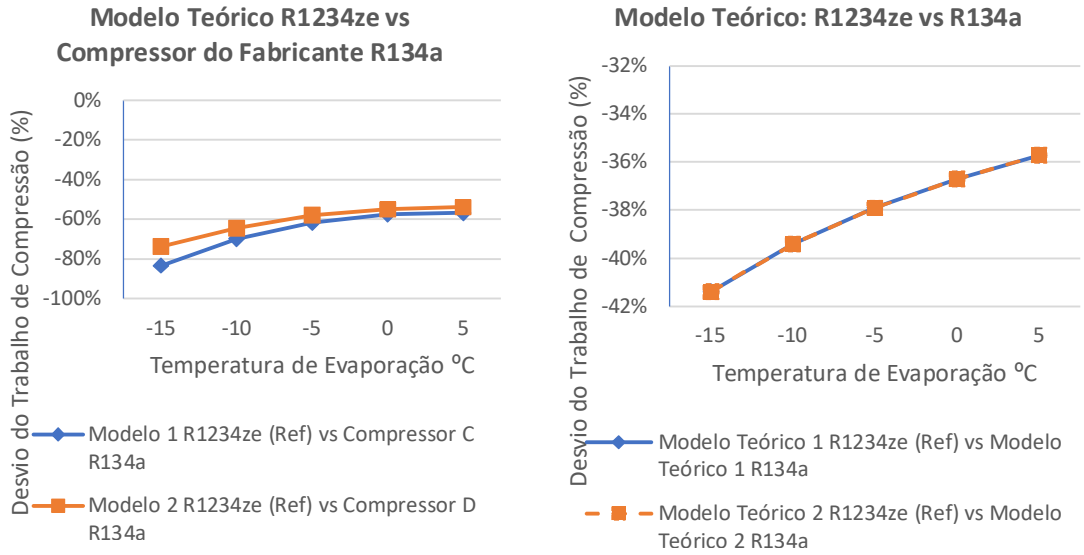
No entanto, este parâmetro (COP) pode ser melhorado por diversos fatores, não só pelos mencionados anteriormente (aumentar a eficiência isentrópica e diminuir o volume morto), como ainda através da diminuição das perdas de pressão na válvula de admissão e descarga, conforme visto na análise de sensibilidade.

4.1.3.2 Modelo Teórico R1234ze vs Fabricante R134a – Regime de Alta Temperatura

Após ter elaborado todas as folhas para cada temperatura de evaporação com os dados de entrada exatamente iguais aos anteriormente utilizados para o R134a, foram criados gráficos que mostram a evolução de cada um dos parâmetros estudados e os desvios entre o modelo teórico para o novo gás e o modelo do fabricante para o gás comum.

4.1.3.2.1 Trabalho de compressão

Na Figura 45A, que representa a evolução do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação, onde estão combinados os dois fatores em estudo (otimização de compressor e a mudança de fluido), pode observar-se que para ambos os compressores estudados (A e B), os valores teóricos do trabalho de compressão com R1234ze são significativamente menores do que os atualmente alcançados pelos fabricantes com seus compressores a trabalhar com R134a. Este facto constitui um aspeto positivo uma vez que o objetivo deste estudo é encontrar um fluido com um PAG mais baixo do que os fluidos atualmente utilizados, mas que não comprometa a performance do compressor.



(A) (B)

Figura 45 - Trabalho de compressão R1234ze vs R134a: (A) - Evolução do trabalho de compressão Modelo Teórico R1234ze vs Compressor do Fabricante R134a; (B) - Evolução do trabalho de compressão Modelo Teórico: R1234ze vs R134a

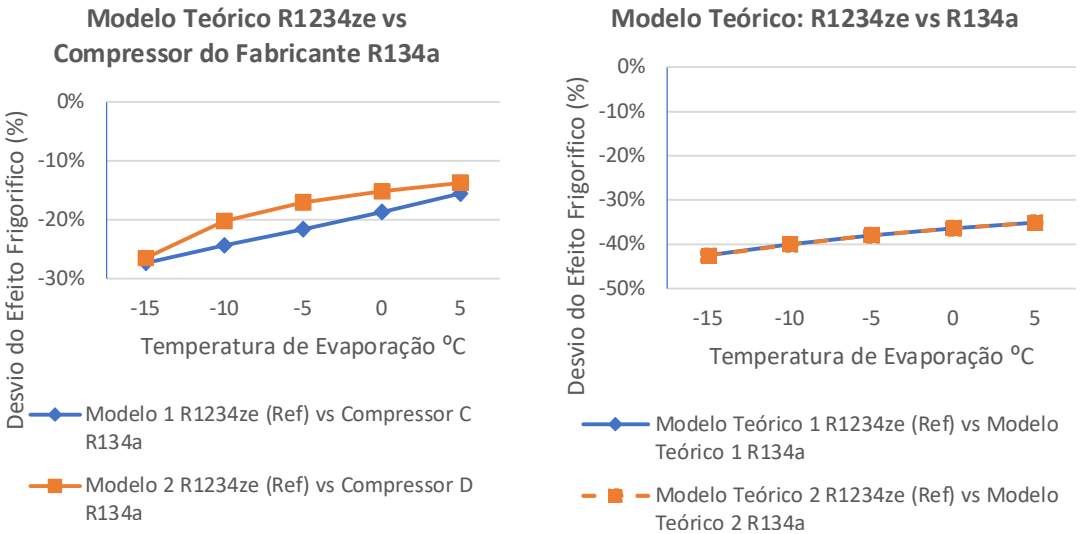
O desvio entre o Modelo 1 e o Compressor C tem um comportamento ascendente muito semelhante ao desvio entre o Modelo 2 e o Compressor D. Para uma temperatura de -15ºC, os dois desvios rondam o valor de 80%, enquanto para temperaturas próximas a 0ºC o comportamento é mais estável e cerca de 60%.

Embora os dois desvios sejam muito próximos, o Compressor D encontra-se mais próximo do modelo ideal do que o Compressor C. Os desvios obtidos são muito grandes e devem-se ao facto de se estar a comparar um modelo teórico que pode vir a ser a matriz da próxima geração de compressores, muito mais avançados do que os atualmente utilizados pelos fabricantes.

Conforme se pode observar na Figura 45B que mostra as diferenças teóricas entre os fluidos em estudo, para uma temperatura de evaporação de -10ºC, um compressor ao trabalhar com R1234ze consumirá cerca de 39% menos energia do que o mesmo com R134a. Este desvio diminui com o aumento da temperatura de evaporação, e para uma temperatura de 0º C o desvio já é de cerca de 36%. Porém, para que esta análise seja completa, outras variáveis como a capacidade de refrigeração e o COP devem também ser analisadas. Conforme mencionado acima, este parâmetro pode sempre ser melhorado se a eficiência isentrópica aumentar através de uma melhor construção do compressor ou de um sistema de refrigeração adicional.

4.1.3.2.2 Efeito frigorífico

A Figura 46A representa a evolução da capacidade de refrigeração com a variação da temperatura de evaporação, onde estão combinados os dois fatores em estudo (a otimização de compressor e a mudança de fluido). Os valores teóricos da capacidade de refrigeração obtidos com o modelo teórico R1234ze são menores do que os atualmente alcançados pelos fabricantes com R134a. Este resultado pode indicar que talvez o fluido analisado não seja o mais indicado para servir como substituto, uma vez que o objetivo deste estudo é encontrar fluidos que tenham um PAG menor do que os atualmente utilizados mas que também mantenham ou melhorem grande parte das características do compressor, sobretudo um parâmetro tão importante como a capacidade de refrigeração.



(A) (B)

Figura 46 - Capacidade frigorífica R134ze vs R134a: (A) - Evolução da capacidade frigorífica Modelo Teórico R1234ze vs Compressor do Fabricante R404a; (B) - Evolução da capacidade frigorífica Modelo Teórico: R449a vs R404a.

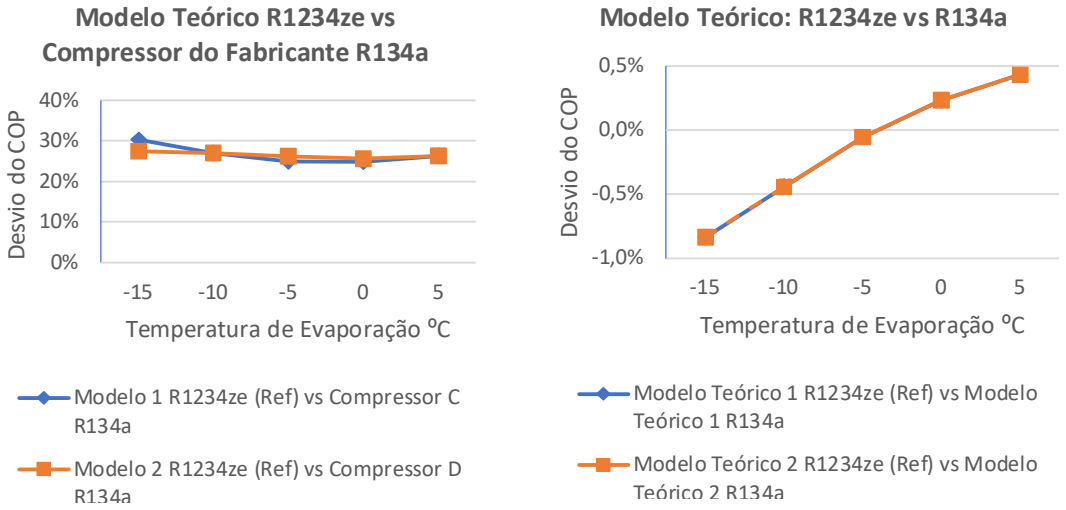
Neste caso o desvio entre o Modelo 1 e o Compressor C tem um comportamento linear ascendente, visto que com o aumento da temperatura de evaporação o desvio diminui dos 28% para os 15%, enquanto a diferença entre o Modelo 2 e o Compressor D tem um comportamento igualmente ascendente, mas não tão linear.

Conforme demonstra a Figura 46B que expõe apenas as diferenças teóricas entre os fluidos em estudo, para uma temperatura de evaporação de -10ºC, um compressor ao trabalhar com R1234ze terá uma redução muito significativa da sua capacidade de refrigeração, aproximadamente de 40% em comparação com o mesmo a trabalhar com R134a, visto por outra perspetiva isto significa que com o R1234ze os compressores terão que ser 40 % mais potentes para atingir a mesma capacidade de refrigeração.

Estes resultados indicam que este fluido apresenta uma redução significativa no nível da capacidade de refrigeração, o que pode levar a que não seja utilizado em algumas situações onde a capacidade de refrigeração é muito importante. Contudo para que esta análise seja completa, o COP deve também ser analisado.

4.1.3.2.3 COP

A Figura 47A ilustra a evolução do COP com a variação da temperatura de evaporação para os dois compressores estudados, onde estão combinados dois fatores (a otimização de compressor e a mudança de fluido). Nesta pode observar-se que os valores teóricos obtidos com o R1234ze são superiores aos atualmente alcançados pelos fabricantes com seus compressores ao trabalharem com R134a. Porém, os desvios entre o compressor dos fabricantes e os modelos teóricos têm um comportamento semelhante, uma vez que para a faixa de temperatura estudada, estes são praticamente constantes, oscilando entre os 25% e os 30%.



(A) (B)

Figura 47 - COP R1234ze vs R134a: (A) - Evolução do COP Modelo Teórico R1234ze vs Compressor do Fabricante R134a; (B) - Evolução do COP Modelo Teórico: R1234ze vs R134a.

Conforme mostra a Figura 47B que representa as diferenças teóricas entre os fluidos em estudo, um compressor que trabalha com R1234ze terá um COP praticamente igual ao mesmo a trabalhar com R134a. Pode observar-se que para uma temperatura de evaporação de -10ºC, um compressor com R1234ze será 0,4% a menos eficiente, o que não é muito significativo.

Nesta substituição deve ter-se em consideração que, embora o COP seja praticamente igual para ambos os fluidos e que o trabalho de compressor seja menor com R1234ze, a variável mais importante que dá ao compressor de refrigeração o seu propósito é significativamente menor (capacidade de refrigeração). Nesse sentido, esta substituição pode ser feita mas considerando a drástica redução do efeito frigorífico do compressor.

4.2 Semi-Herméticos

Depois de ter efetuado os cálculos e elaborado os gráficos de desempenho para os compressores herméticos, procedeu-se de igual forma mas com ligeiras alterações (ao nível do volume morto que passou para 4% e também a nível do rendimento isentrópico que passou para os 70%) para se definir o modelo teórico ideal para os compressores semi-herméticos. Os resultados de validação encontram-se no apêndice 7.2.1.

A Tabela 4 sumariza as características dos compressor semi-herméticos estudados.

Tabela 4 - Tabelas de características dos compressores semi-herméticos

Característica	Compressor A	Compressor B	Compressor C	Compressor D
Fluido	R449a vs R404a		R1234ze vs R134a	
Nº Cilindros	2	2	2	2
Diam. (mm)	42	46	42	46
Curso (mm)	38	33	38	33
Cilindrada (cm^3)	105,3	109,7	105,3	109,7
Marca	A	B	A	B
Modelo Teórico	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 1	Modelo 2

Posteriormente tentou averiguar-se qual o impacto dos novos gases estudados neste tipo de compressor alternativo, encontrando-se os resultados completos no apêndice 7.2.2 e 7.2.3, sendo que nesta secção apenas serão comentados os gráficos que dizem respeito às diferenças teóricas quanto à troca de fluidos, visto que para estes compressores é possível estudar este impacto numa gama de temperaturas mais abrangentes. À semelhança do que ocorreu para os herméticos, foram estudas a trocas de R404a pelo R449a e de R134a pelo R1234ze.

4.2.1 Modelo Teórico R449a vs R404a

Tendo em conta a Figura 48 que representa as diferenças teóricas entre os fluidos em estudo (R449a vs R404a), pode observar-se que nos compressores semi-herméticos a tendência dos resultados é exatamente a mesma verificada nos compressores herméticos.

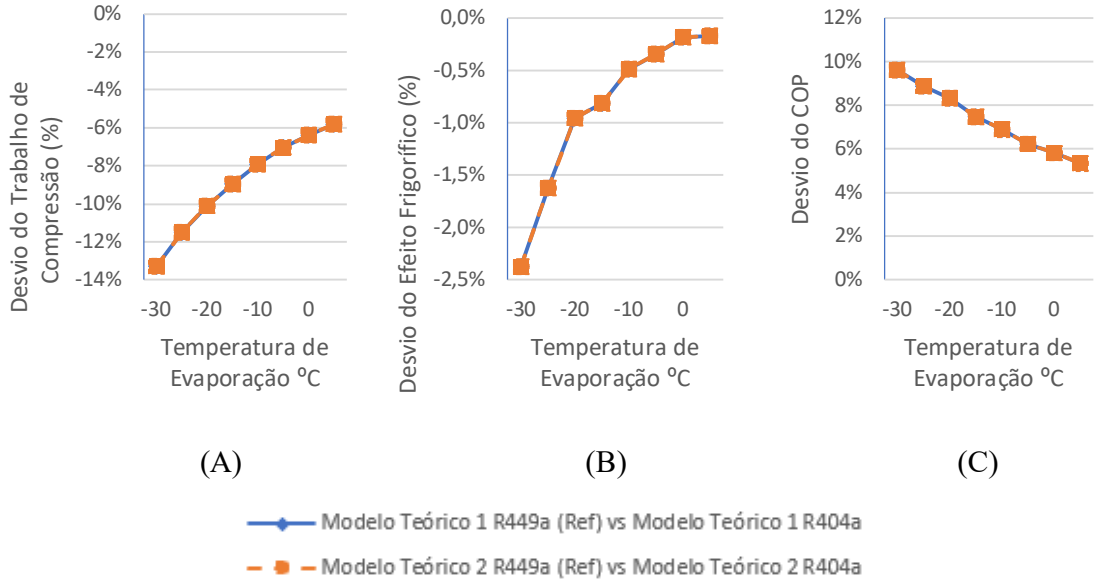


Figura 48 - Compressores semi-herméticos desvio Teórico entre os Fluidos R449a vs R404 (A) - Desvio em relação ao trabalho de compressão; (B) - Desvio em relação à capacidade frigorífica; (C) - Desvio em relação ao COP

No que diz respeito ao trabalho de compressão consegue observar-se que com R449a o compressor consome menos energia do que com R404a, sendo que o desvio passa agora dos 15% para 5% analisando o aumento da temperatura de -30ºC até aos 5ºC. Quanto ao efeito frigorífico, continua a verificar-se que o R449a é inferior ao R404a sendo que para temperatura negativas a rondar os -30ºC, o desvio é cerca de 2.5%. Relativamente ao COP que simboliza a relação entre as grandezas anteriormente abordadas, verifica-se que quanto menor for a temperatura, maior será a diferença entre o desempenho dos compressores podendo chegar, para temperaturas de evaporação a rondar os -30ºC, a quase 10% sendo estes os valores mais relevantes.

4.2.2 Modelo Teórico R1234ze vs R134a

Ao observar os resultados da Figura 49, pode afirmar-se que a tendência dos compressores semi-herméticos se mantêm idêntica à encontrada para os compressores herméticos quando realizada a comparação entre os fluidos R1234ze vs R134a

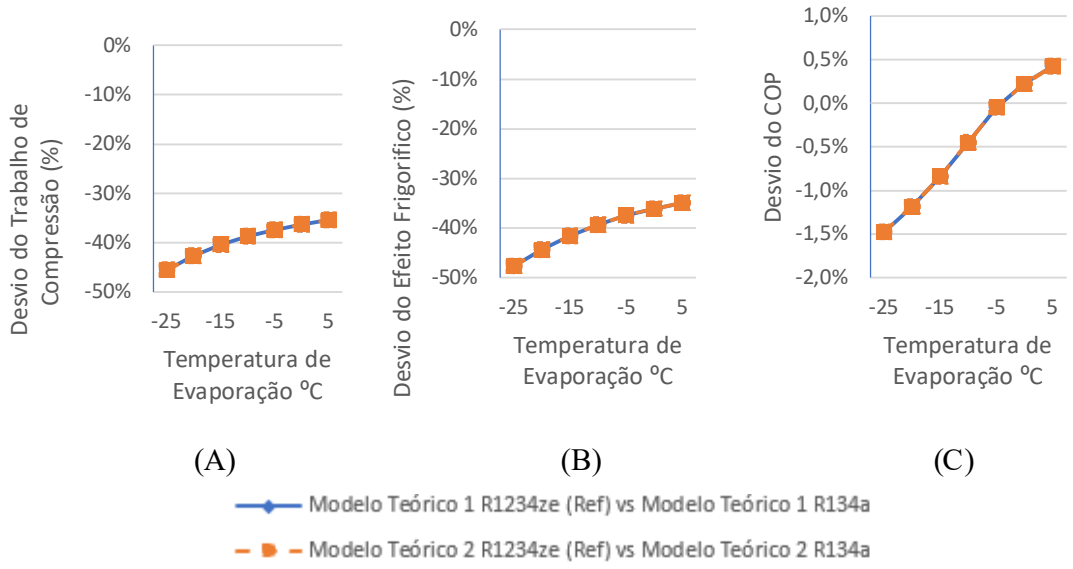


Figura 49 - Compressores semi-herméticos desvio Teórico entre os Fluidos R1234ze vs R134 (A) - Desvio em relação ao trabalho de compressão; (B) - Desvio em relação à capacidade frigorífica; (C) - Desvio em relação ao COP

Quanto ao trabalho de compressão verificou-se que um compressor ao trabalhar com R1234ze consome muito menos energia do que a trabalhar com R134a, pois para o regime de temperaturas de evaporação estudado, o desvio passou dos 45% para o 35%. Em relação ao efeito frigorífico verifica-se que existe uma diminuição drástica da capacidade frigorífica, pois para uma temperatura de -30ºC esta diferença ronda os 48%. No que diz respeito ao COP, tal como verificado nos compressores herméticos, os valores do desvio oscilam entre os 0 e os 1%, o que significa que mesmo em compressores de maior dimensão as tendências mantêm-se.

4.3 Abertos

Depois de ter analisado os dados obtidos para os dois tipos de compressores anteriores, foi elaborado o modelo teórico ideal para os compressores abertos com ligeiras alterações (ao nível do volume morto que passou para 3% e do rendimento isentrópico que passou para 80%), encontrando-se os resultados de validação no apêndice 7.3.1. Tal como procedemos para os compressores semi-herméticos, verificou-se qual o impacto dos novos gases neste tipo de compressores, encontrando-se os resultados no apêndice 7.3.2 e 7.3.2.

Tabela 5 - Tabelas de características dos compressores semi-herméticos

Caracteristica	Compressor A	Compressor B	Compressor C	Compressor D
Fluido	R449a vs R404a		R1234ze vs R134a	
Nº Cilindros	6	6	6	6
Diam. (mm)	78	82	78	82
Curso (mm)	65	55	65	55
Cilindrada (cm^3)	1869.6	1742.7	1869.6	1742.7
Marca	A	B	A	B
Modelo Teórico	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 1	Modelo 2

Posteriormente tentou averiguar-se qual o impacto dos novos gases estudados neste tipo de compressor alternativo, situando-se os resultados completos no apêndice 7.3.2 e 7.3.3, sendo que nesta secção apenas serão comentados os gráficos que dizem respeito às diferenças teóricas quanto à troca de fluido, visto que para estes compressores é possível estudar este impacto uma gama de temperaturas mais abrangente. Tal como nos herméticos e nos semi-herméticos, foram estudadas a trocas de R404a pelo R449a e de R134a pelo R1234ze.

4.3.1 Modelo Teórico R449a vs R404a

De acordo com os gráficos da Figura 50, os compressores abertos mantêm em grande parte a mesma tendência verificada nos compressores semi-herméticos, ou seja, com R449a o compressor consome menos energia do que com R404a.

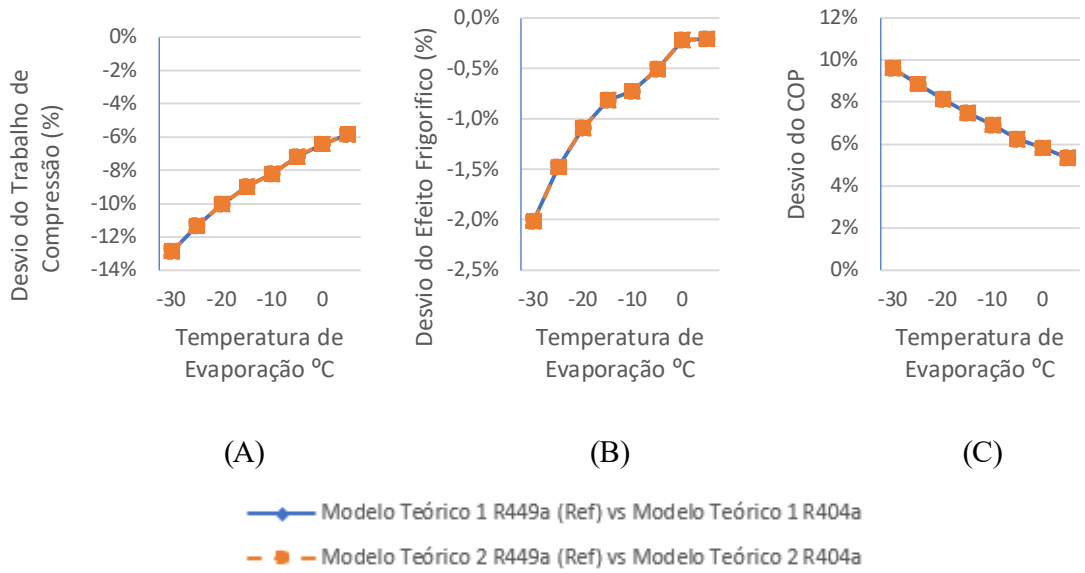


Figura 50 -Compressores abertos desvio Teórico entre os Fluidos R449a vs R404 (A) - Desvio em relação ao trabalho de compressão; (B) - Desvio em relação à capacidade frigorífica; (C) - Desvio em relação ao COP

Para o aumento da temperatura estudado (-30ºC a 5ºC), o desvio passa dos 15% para 5%. Quanto ao efeito frigorífico, continua a verificar-se que o R449a é ligeiramente mais fraco do que o R404a sendo que para temperaturas negativas a rondar os -30ºC, o desvio é praticamente de 2%. No que respeita ao COP, verifica-se que a diminuição da temperatura potencia o aumento do desvio, pois para temperaturas de evaporação a rondar os -30ºC, este é de quase 10%, sendo estes os valores mais relevantes encontrados.

4.3.2 Modelo Teórico R1234ze vs R134a

De acordo com os resultados da Figura 51 que contêm a comparação realizada entre os fluidos R1234ze vs R134a, pode afirmar-se que a tendência dos compressores abertos se mantém face à encontrada para os compressores semi-herméticos

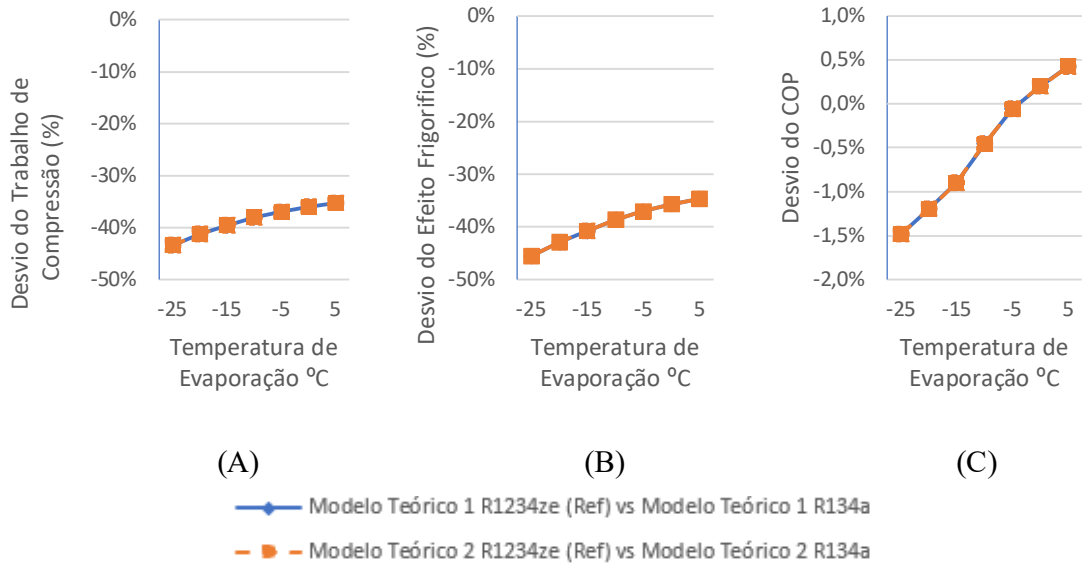


Figura 51 - Compressores abertos desvio Teórico entre os Fluidos R1234ze vs R134 (A) - Desvio em relação ao trabalho de compressão; (B) - Desvio em relação à capacidade frigorífica; (C) - Desvio em relação ao COP

Quanto ao trabalho de compressão, verificou-se que um compressor ao trabalhar com R1234ze consome menos energia do que a trabalhar com R134a, pois para o regime de temperaturas de evaporação estudado o desvio passou dos 45% para o 35%. Em relação ao efeito frigorífico verifica-se que existe uma diminuição drástica da capacidade frigorífica, pois para uma temperatura de -30ºC, esta diferença ronda os 45%. No que respeita ao COP, tal como verificado nos compressores semi-herméticos, os valores do desvio oscilam entre os 0 e os 1% o que significa que tal como verificado para os compressores semi-herméticos, mesmo em compressores de maior dimensão, as tendências dos desvios mantêm-se mas com ligeiras alterações.

5 Conclusões

Na atualidade, a refrigeração é uma área muito importante para a sociedade a vários níveis: quer a nível social ao assegurar a qualidade dos produtos alimentares, permitindo que estes sejam conservados durantes longos períodos, quer a nível económico pela elevada quantidade de pessoas qualificadas empregadas neste sector e também devido ao enorme investimento associado aos grandes complexos industriais. Este é um setor que mesmo em tempo de pandemia não parou, pois os equipamentos de refrigeração são utilizados nas mais diversas áreas, como a saúde, bens alimentares, entre outros.

No entanto, é um sector que tem estado numa constante mudança, quanto aos fluidos frigorigéneos, decorrente do Regulamento nº 514/2014 do Parlamento Europeu. Este tem como objetivo remover do mercado os fluidos com um elevado PAG. A título de exemplo: a aplicação do referido regulamento implica desde 2020 a proibição da utilização do fluido R404a nas instalações de refrigeração com mais de 40 $ton_{eq.}$ de CO_2, isto é, nas instalações com mais de 10 kg de R404a. Assim, a utilização de fluidos de substituição passou a ser a alternativa às restrições impostas ao setor. Contudo para a maioria dos novos gases, os fabricantes ainda não têm os desempenhos disponíveis.

Acompanhando um pouco a tendência da indústria 4.0, está a ser realizado um esforço para ter todos os processos de fabrico e de monitorização conectados, de modo a fazer uma recolha instantânea de dados, armazenando-os numa base de dados e partir de *softwares* especializados tratar estes mesmos para que a resolução de problemas e a tomada de decisões sejam mais assertiva.

De forma a dar resposta a estas duas vertentes da atualidade associadas à refrigeração, ou seja, à mudança constante de fluidos e pelo facto da 4ª revolução industrial estar a decorrer, e atendendo a que o compressor é um dos principais componentes de uma instalação frigorífica, é imperioso o desenvolvimento de um modelo que estabeleça uma relação termodinâmica objetiva do desempenho do compressor de refrigeração ideal, com o propósito de fornecer os desempenho ideais para os diferentes fluidos frigorigéneos.

Relativamente aos resultados obtidos conclui-se que o objetivo principal deste trabalho foi alcançado, visto que foi desenvolvido um modelo que estabelece o desempenho do compressor ideal de refrigeração, partindo de parâmetros pré-determinados que fazem parte do dimensionamento do compressor, como a cilindrada, o volume morto ou o rendimento isentrópico, entre outros. O algoritmo permite comparar compressores de vários fabricantes com o modelo teórico, elegendo o que mais se aproxima do modelo ideal.

Este modelo permite ainda, através da análise de sensibilidade, perceber quais os parâmetros com maior influência no desempenho do compressor, de forma a poder atuar mais rápida e precisa no dimensionamento do compressor.

Quanto à análise de sensibilidade efetuada pode concluir-se que o parâmetro com mais influência no consumo de energia do compressor é o rendimento isentrópico, sendo que para as condições pré-determinadas e para a gama de valores estudados, um compressor teórico que consiga atingir um rendimento isentrópico de 70% em vez dos 40% terá uma redução do seu consumo acima dos 42%. Este feito conseguirá ser mais facilmente alcançado com um sistema de refrigeração adicional do compressor, de forma a diminuir a temperatura do fluido no final da compressão.

Quanto ao efeito frigorífico conseguido pelo compressor, o parâmetro com mais influência é claramente o volume morto, pois quanto mais pequeno este volume for, maior será o volume de fluido comprimido e consequentemente maior será o rendimento volumétrico do compressor, o que se traduz numa maior capacidade frigorífica. Para a gama de valores analisada, o aumento do volume morto de 2% para 8% simboliza uma diminuição de capacidade frigorífica de mais de 16%, compreendendo-se que este volume deverá ser o menor possível.

Quanto à perda de carga nas válvulas, estas possuem um impacto menor no desempenho do compressor, sobretudo a perda de carga na válvula de aspiração que por norma é quase insignificante, na ordem dos 2% da pressão de evaporação, no entanto verificou-se que para a gama de valores estudadas, a mesma tinha uma influência no COP que pode chegar em alguns caso perto dos 6%.

Já a perda de carga na válvula de descarga é significativamente maior, na ordem dos 20%, consequentemente também será maior o seu impacto no COP que ronda os 12% para a gama de valores estudados.

Quanto aos estudos efetuados à substituição dos fluidos frigorigéneos normalmente utilizados por outros com um menor PAG, pode concluir-se que a substituição do R449a (PAG 1397) pelo R404a (PAG 3922) é uma boa aposta, visto que o compressor consome menos, pois para a temperatura típica de evaporação do regime de refrigerados (-10ºC), a redução do consumo de energia para comprimir o fluido está na ordem dos 8%, no entanto a capacidade frigorífica alcançada pelo mesmo compressor diminui ligeiramente, pois para as condições estudadas a diferença é de 0.5%, o que não é muito significativo face à diminuição de energia consumida no processo de compressão. Como prova disso, o estudo do COP comprovou que um compressor que trabalhe com R449a é cerca de 7% mais eficiente do que o mesmo a trabalhar com R404a.

Quanto à substituição do R1234ze pelo R134a, será algo que terá de ser avaliado para uma aplicação específica, tendo em conta o espaço existente visto que com o novo fluido os compressores terão de ser substancialmente maiores dado a perda de capacidade frigorífica que se verifica, pois para as condições analisadas existe uma diminuição do efeito frigorífico na ordem dos 40%. Contudo, a energia consumida na compressão do fluido também é reduzida quase na mesma proporção, cerca de quase 40%, o que faz com o COP para este novo fluido (R134ze), em comparação com o atualmente utilizado (R134a), seja praticamente igual tendo uma pequena variação perto de 1%.

Como trabalho futuro prevê-se a implementação e o aperfeiçoamento do modelo teórico num formato digital que poderá fornecer todos os desempenhos do compressor num espaço de tempo muito menor do que o atual e a partir do qual a análise de sensibilidade possa ajudar na compreensão de alguns problemas nos compressores. Esta é uma ferramenta que vai de encontro à atual revolução industrial que está já a ser implementa – a Indústria 4.0 – realidade presente neste modelo e que se insere numa vertente analítica de tratamento de dados, podendo contribuir significativamente na tomada de decisões no fabrico de compressores, promovendo assim a competitividade do setor e uma maior sustentabilidade ambiental.

Página deixada propositadamente em branco

6 Bibliografia

[1] R. Dossat, “Dossat Principles Of Refrigeration.” .

[2] M. Ângelo, “Projecto de Concepção de Entreposto Frigorífico para Produtos Alimentares Congelados,” Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2009.

[3] Portal do Ministério Público, “Protocolo de Montreal sobre as Substâncias que Empobrecem a Camada de Ozono,” 2020.

[4] APA - Angencia portuguesa do ambiente, “Protocolo de Quioto - Objetivos e Metas,” 2020.

[5] “APIRAC - Associação Portuguesa de Refrigeração e Ar Condicionado,” p. 2020, 2020.

[6] P. Europeu, “REGULAMENTO (UE) N.o 514/2014 DO PARLAMENTO EUROPEU,” vol. 2014, no. 3, pp. 112–142, 2014.

[7] J. Fidalgo, “Estudo de várias soluções existentes e em desenvolvimento de CO 2 subcrítico e CO 2 transcrítico , aplicadas a instalações frigoríficas da indústria agroalimentar,” Instituto Superior de Engenharia em Lisboa, 2017.

[8] F. Rodrigues, “Aula 03 e 04- Importância e História da Produção de Frio,” Unidade Curricular: Pordução de Frio, Licenciatura em Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia em Lisboa, 2017.

[9] Património Arqueológico Cadaval Cativa, “Monumneto Nacional Real Fábrica de Gelo.” www.cadavalcativa.pt/patrimonio/patrimonio-arqueologico/1/monumento-nacional-real-fabrica-do-gelo#prettyPhoto Consultado em :14/05/2020.

[10] F. Castro, “Estudo sobre a influência da pressão de condensação no desempenho de ciclos de refrigeração,” Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade de Rio Verde, 2014.

[11] Cero gradoscelsius, “James Harrison : padre de la refrigeración.” https://0grados.com.mx/james-harrison-padre-de-la-refrigeracion/ Consultado em: 20/05/2020.

[12] J. Jones, “American Ice Boxes.” 1981.

[13] Inovenergy, “Fluidos Frigorigéneos,” Associação para o Desenvolvimento da Aerodinamica Industrial, 2014.

[14] Noctula - Consultores em Ambiente, “Buraco de ozono está a ‘fechar’, segundo estudo da ONU.” https://noctula.pt/buraco-de-ozono/ Consultado em 25/06/2020.

[15] M. C. Mcgoodwin, “Engineering Thermodynamics,” University of Washington, 2016.

[16] V. Wylen, “Fundamentos da Termodinâmica.” 1998.

[17] M. Mesquita, “Redução do consumo de energia de um equipamento de frio,” Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2009.

[18] J. Ferreira, “Análise do Potencial e Melhoria de Eficiência Energética Utilizando Tecnologias de Regulação Contínua de Potência em Compressores Semi-Herméticos,” Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2016.

[19] P. Santos, “Análise de Sistemas Termodinâmicos,” Universidade Tencológica Federal do Paraná, 2014.

[20] M. Dias, “Implementação e teste de método de cálculo de equilíbrio de instalações frigoríficas,” Instituto Superior Técnico, 2011.

[21] R. Neto, “Análise Comparada de Evaporadores de Expansão Directa e Inundados,” Instittuto Superior de Engenharia de Lisboa, 2013.

[22] P. C. Hanlon, “Compressor Handbook.” 2001.

[23] F. Rodrigues, “Compressores de Refrigeração,” Unidade Curricular: Pordução de Frio, Licenciatura em Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia em Lisboa, 2017.

[24] J. Garcia, “Compressores.” Refrigeração, Mestrado em Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2017.

[25] J. Silva, “Lubrificação de compressores que aspiram fluido frigorigéneo a temperaturas inferiores a -30 ° C,” Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2013.

[26] V. Touza, “Análise da Performance de Compressores,” Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2015.

[27] ARL, “Compressores Semi-Herméticos Dorin.” Tabela de Preços, Lisboa, 2019.

[28] “ASHRAE Handbook 2016: HVAC Systems and Equipment (SI).” 2016.

[29] Suzhou, “Single Screw Compressor History,” 2020. http://en.ctscompressor.com/ Consultado em:28/05/2020.

[30] AcheCompressores, “Como Funcionam os Compressores de Parafuso,” 2020. www.achecompressores.com.br/como-funciona-os-compressores.html Consultado em: 2/06/2020.

[31] H. Sealed, “Scroll Compressors,” https://yorkcentraltechtalk.wordpress.com/2013/09/07/scroll-compressors-a-primer/ Consultado em:6/06/2020.

[32] A. Granjeia, “Boletim Técnico Subarrefecedores, Centauro.” 2016.

[33] J. Garcia, “Condensadores frigoríficos.” Refrigeração, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2019.

[34] Danfoss, “Quick Selection Catalogue,” Catalogo Geral, 2015.

[35] R. Rebelo, “Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado,” Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2017.

[36] J. Martins, F. Rodrigues, and N. Henriques, “Modeling System Based on Machine Learning Approaches for Predictive Maintenance Applications,” *International Congress on Engineering*, 2020.

[37] A. Correia, “Indústria 4.0: Construir a empresa digital.” https://www.pwc.pt/pt/temas-actuais/industria-40.html Consultado em:15/06/2020.

[38] B. Sniderman, “Industry 4.0 and manufacturing ecosystems.” 2016.

[39] K. Witkowski, “Internet of Things, Big Data, Industry 4.0 - Innovative Solutions in Logistics and Supply Chains Management.” 2017.

[40] S. K. Rao, “Impact of 5G Technologies on Industry 4.0,” vol. 100. 2018.

[41] D. Rasmussen and A. Jakobsen, “Review of Compressor Models and Performance Characterizing Variables,” *Compressor Engineering Conference*, 2000.

[42] E. Groll, “Idealized Compressor.” Herrick Laboratories, 2012.

[43] M. Duprez, E. Dumont, and M. Fre, “Modelling of reciprocating and scroll compressors,” 2007.

[44] A. W. Paczuski, “Experimental investigation of pressure drop in valve ports and conduits of hermetic compressors.,” 1982.

[45] B. Zhang, “Research and development of a semi-hermetic reciprocating compressor for transcritical CO2 refrigeration cycle,” *J. Power Energy*, 2011.

[46] J. J. Jacob, “Analytic and experimental techniques for evaluating compressor performance losses,” 1976.

[47] Bitzer, “Definição do Superaquecimento e Sub-resfriamento.” 2005.

[48] Bitzer, “Medição e Regulagem do Superaquecimento e Sub-resfriamento.” 2005.

[49] M. Winter, “CoolPack,” 1999.

[50] Indian Institute of Tecnologies, “Compressor Development Positive - Displacement Compressors,” Norwegian University of Science and Technology, 2017.

[51] IIT Kharagpur, “Lesson 18: Refrigeration System Components: Compressors.”

[52] Danfoss, “Reciprocating compressor, GS34MLX.” 2020.

[53] J. Schreiner, “Theoretical Analysis of the Volumetric Efficiency Reduction in Reciprocating Compressors due to In-Cylinder Thermodynamics,” 2010.

[54] A. E. Dabiri, “Compressor-simulation model with corrections for the level of suction gas superheat.” 1981.

[55] Aldifrio, “Aplicações R-449A (Opteon ™ XP40) Vantagens R-449A (Opteon ™ XP40),” 2020. https://aldifrio.com/index.php/2018/05/01/novo-refrigerante-concebido-substituir-r-404a-r-507/ Consultado em:11/07/2020.

[56] Daikin, “The advantages of R1234ZE refrigerant Alternatives to HFCs refrigerants,” 2020. https://www.daikinapplied.eu/news-center/the-advantages-of-r1234ze-refrigerant/ Consultado em: 10/07/2020.

7 Apêndice

7.1 Compressores Herméticos

7.1.1 Análise de Sensibilidade Regime de Alta Temperatura R404a

Volume Morto

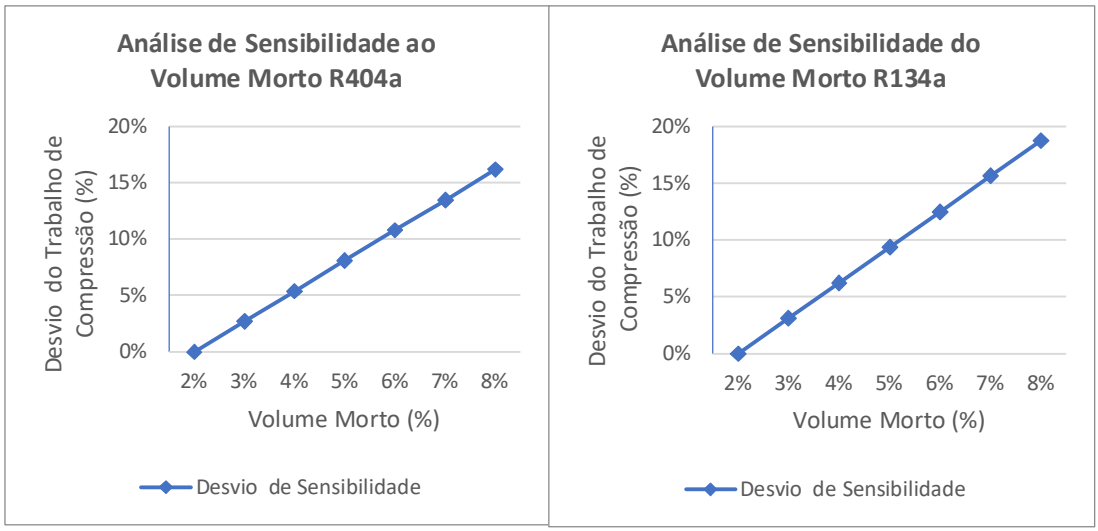


Figura A 1 - Análise de Sensibilidade ao Volume Morto

Rendimento Isentrópico

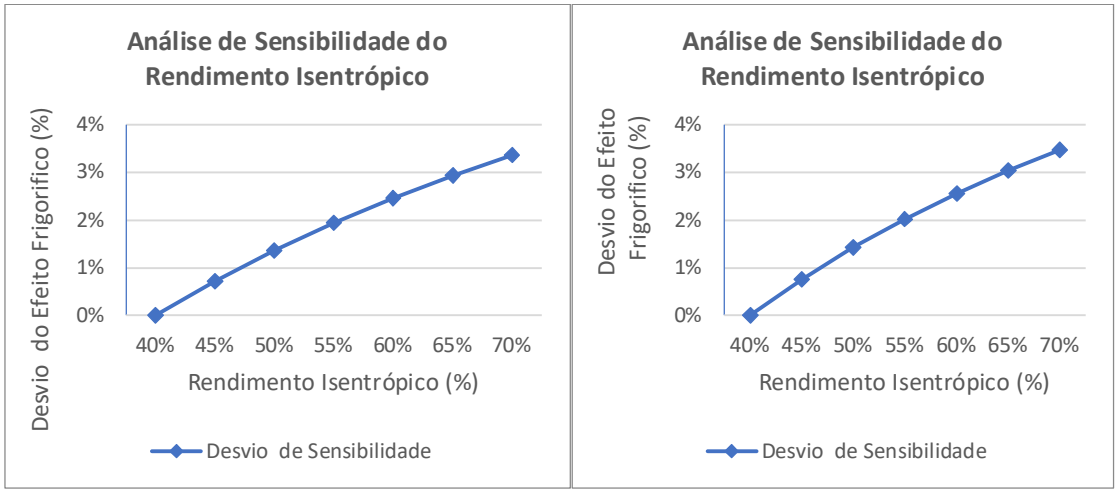


Figura A 2 - Análise de Sensibilidade ao Rendimento Isentrópico

7.1.2 Análise de Sensibilidade da Perda de Carga na Válvula de Descarga

Trabalho de compressão

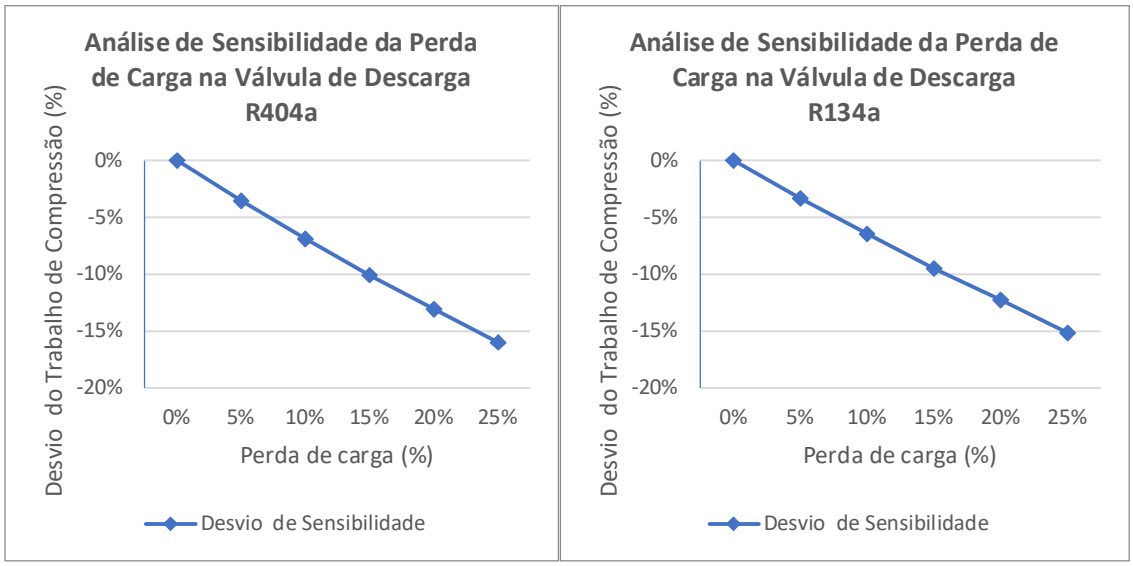


Figura A 3 - Análise de Sensibilidade da Perda de Carga na Válvula de Descarga

Efeito frigorífico

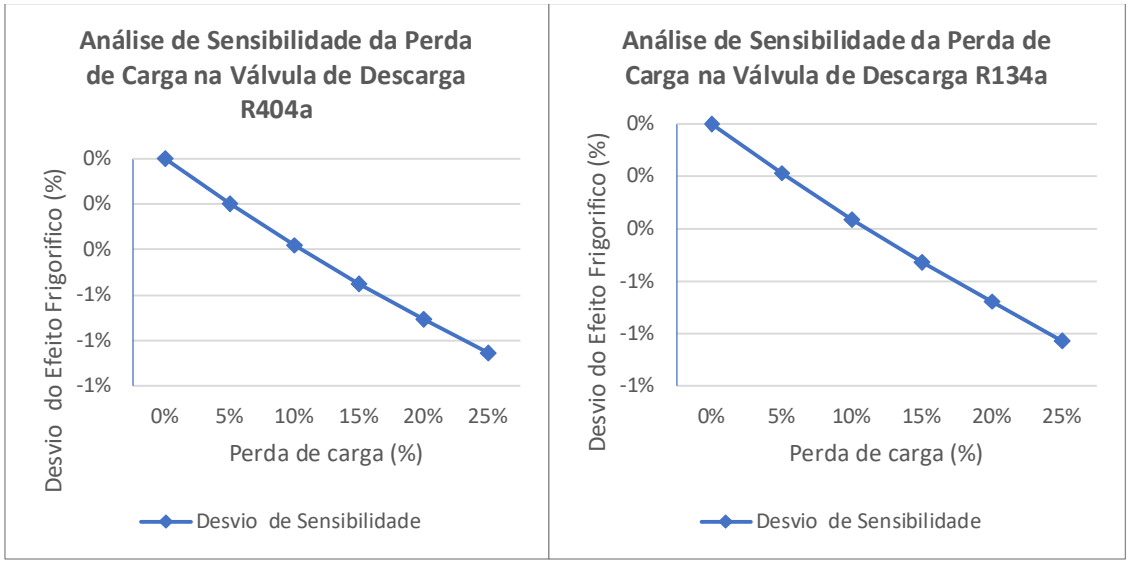


Figura A 4 - Análise de Sensibilidade da Perda de Carga na Válvula de Descarga

7.1.3 Análise de Sensibilidade da Perda de Carga na Válvula de Aspiração

Trabalho de compressor

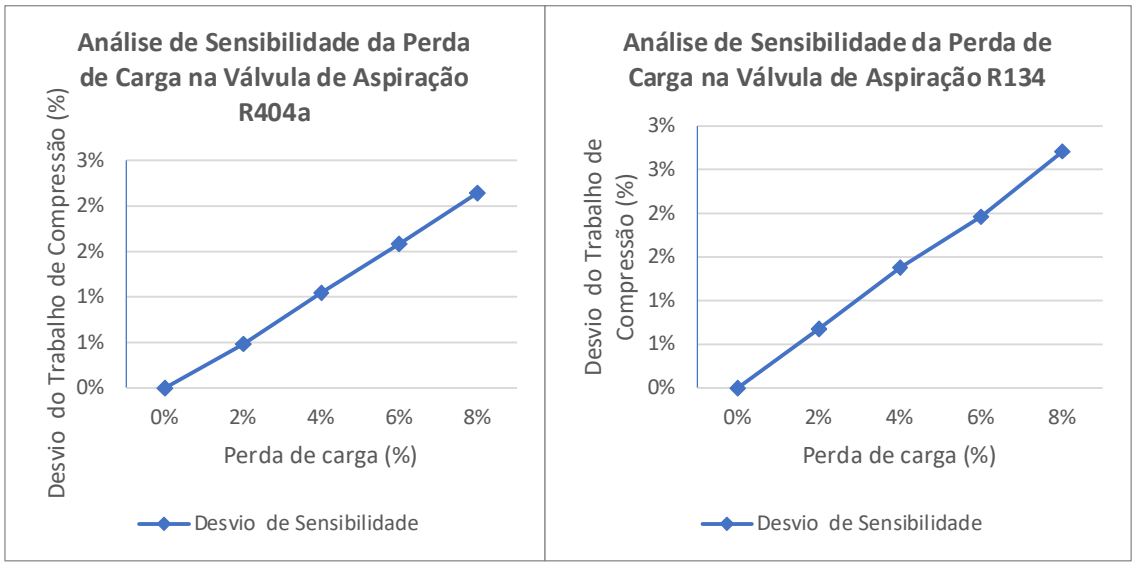


Figura A 5 - Análise de Sensibilidade da Perda de Carga na Válvula de Descarga

Efeito frigorífico

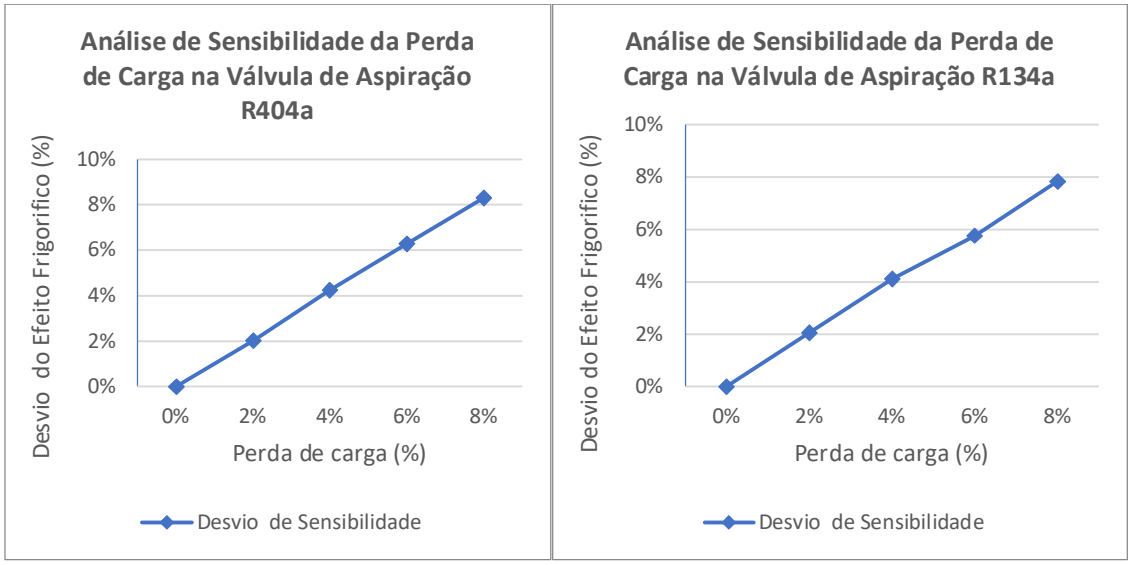


Figura A 6 - Análise de Sensibilidade da Perda de Carga na Válvula de Aspiração

7.1.4 Desempenhos Gases Comuns Regime de Baixa Temperatura R404a

Trabalho de compressão

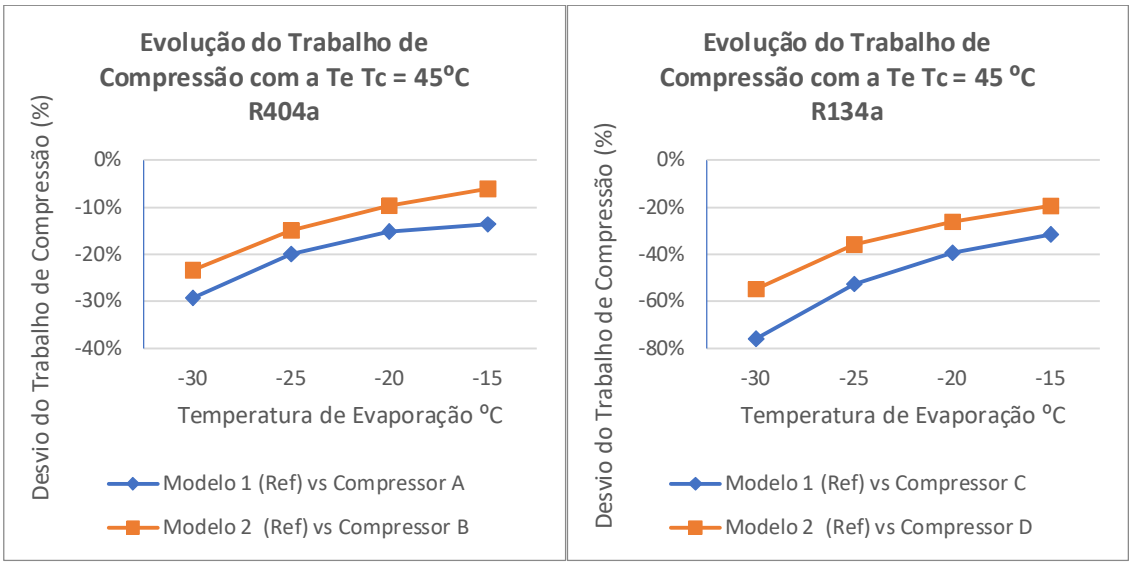


Figura A 7 - Evolução do desvio do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC

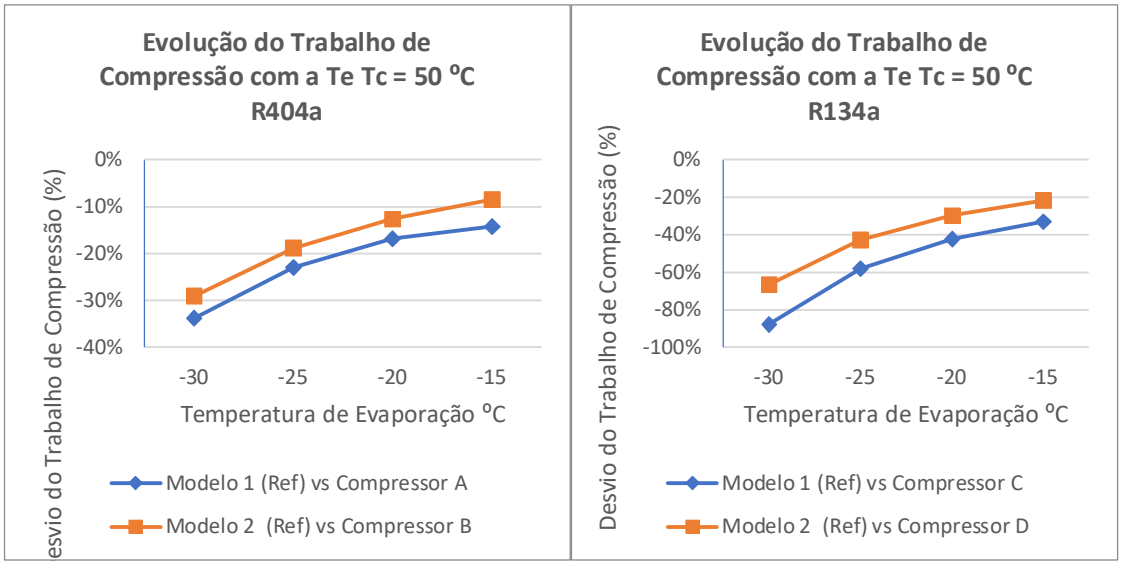


Figura A 8 - Evolução do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 50ºC

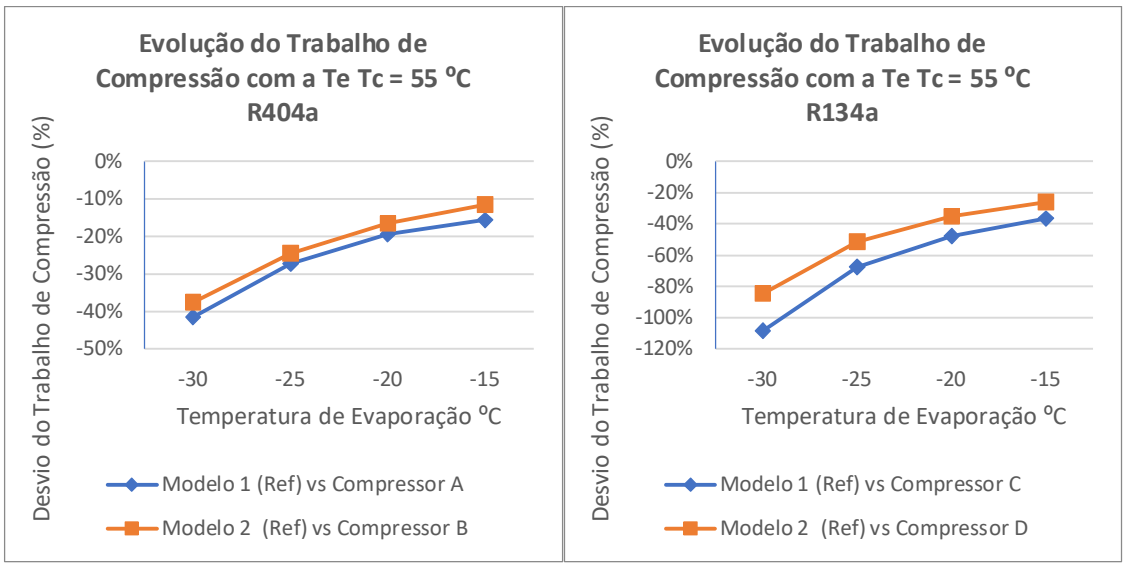


Figura A 9 - Evolução do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 55ºC

Efeito frigorífico

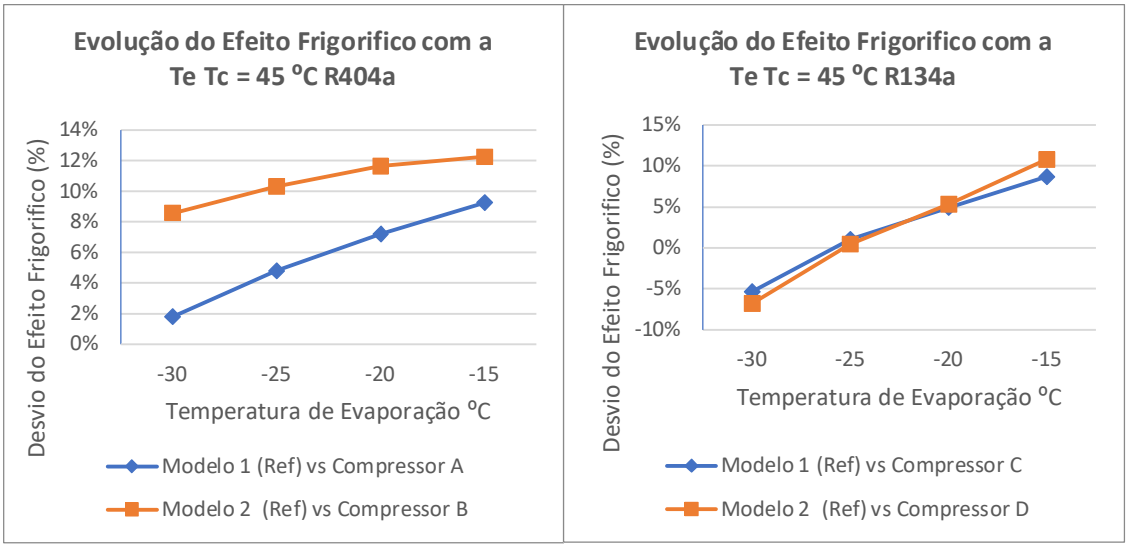


Figura A 10 - Evolução do efeito frigorífico com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC

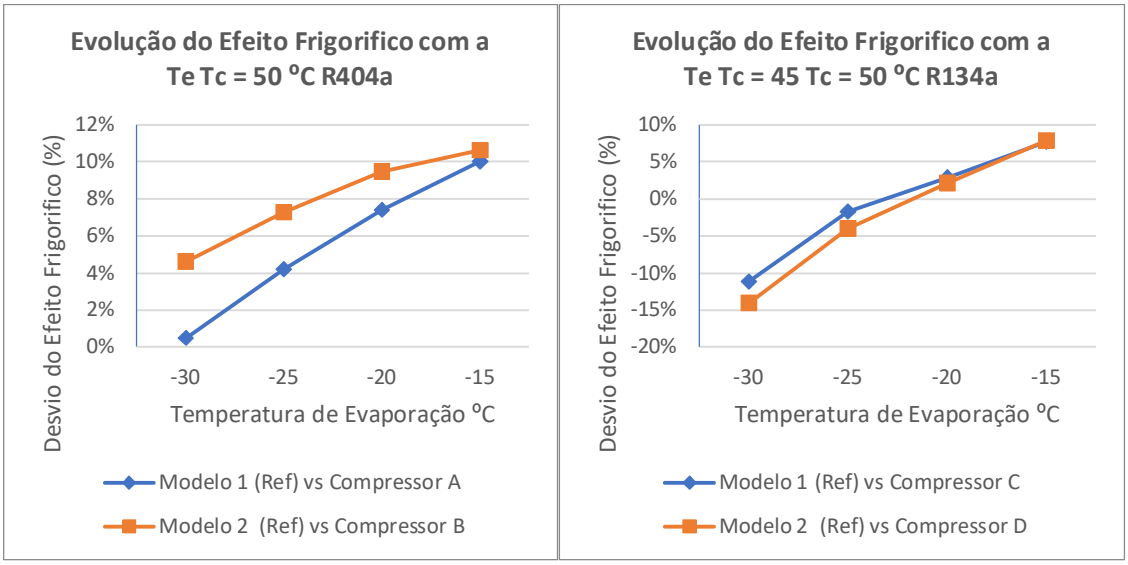


Figura A 11 - Evolução do efeito frigorífico com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 50ºC

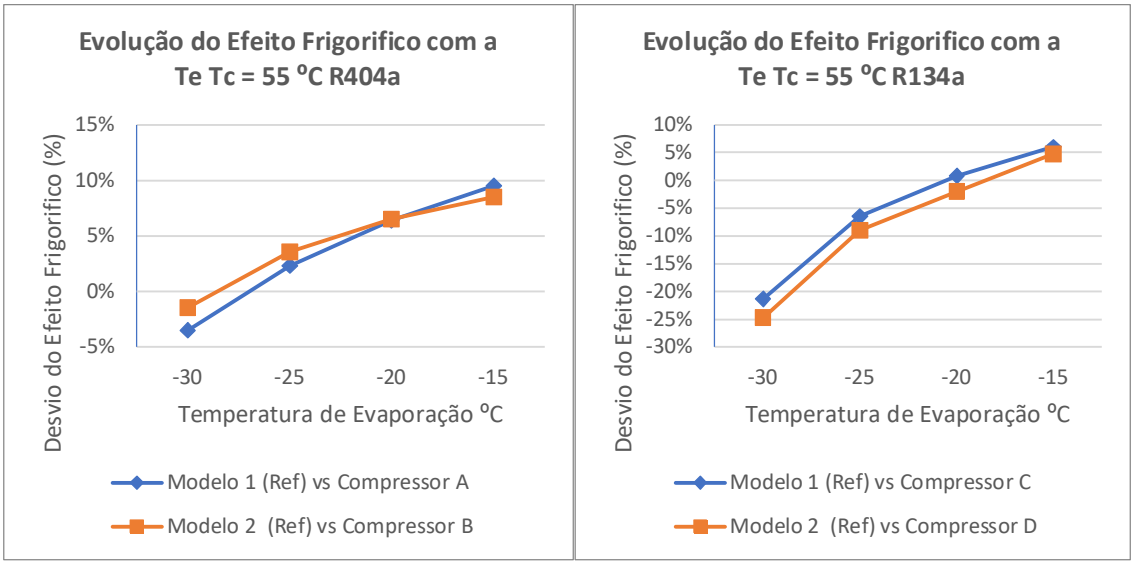


Figura A 12 - Evolução do efeito frigorífico com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 55ºC

COP

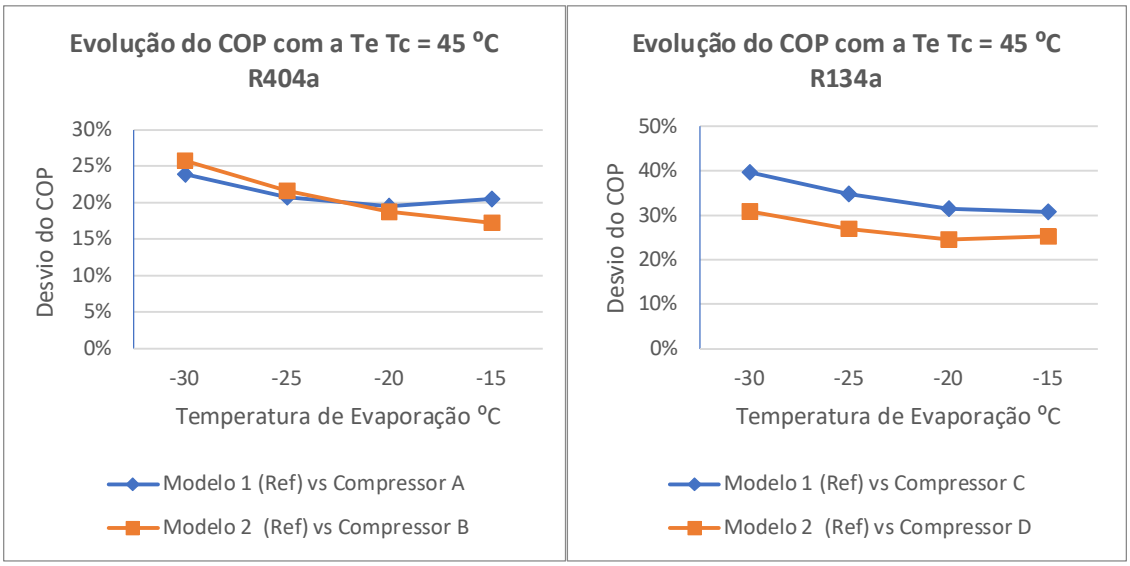


Figura A 13 - Evolução do COP com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC

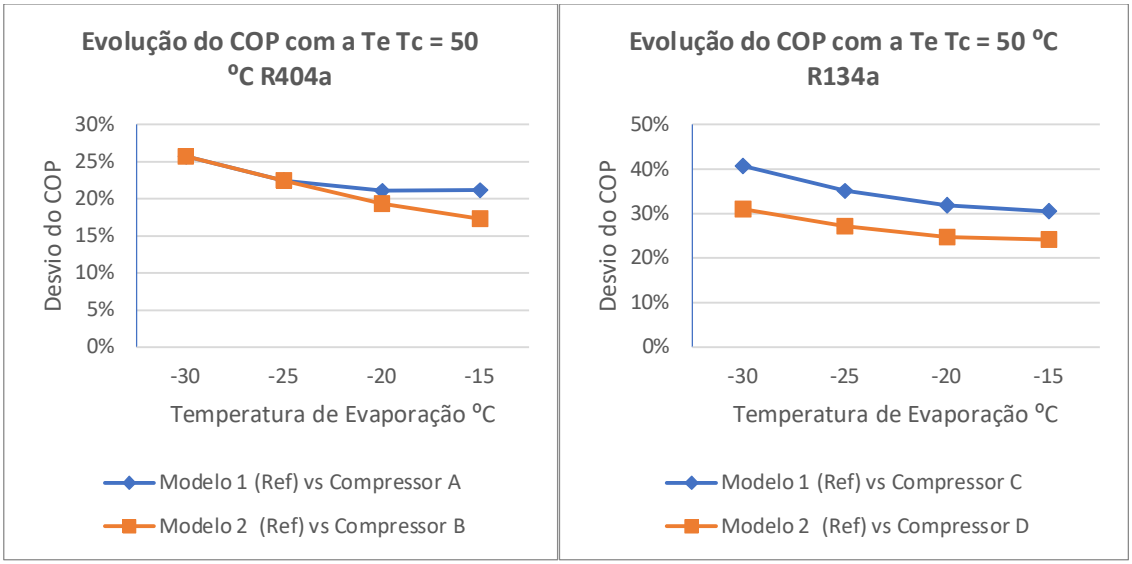


Figura A 14 - Evolução do COP com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 50ºC

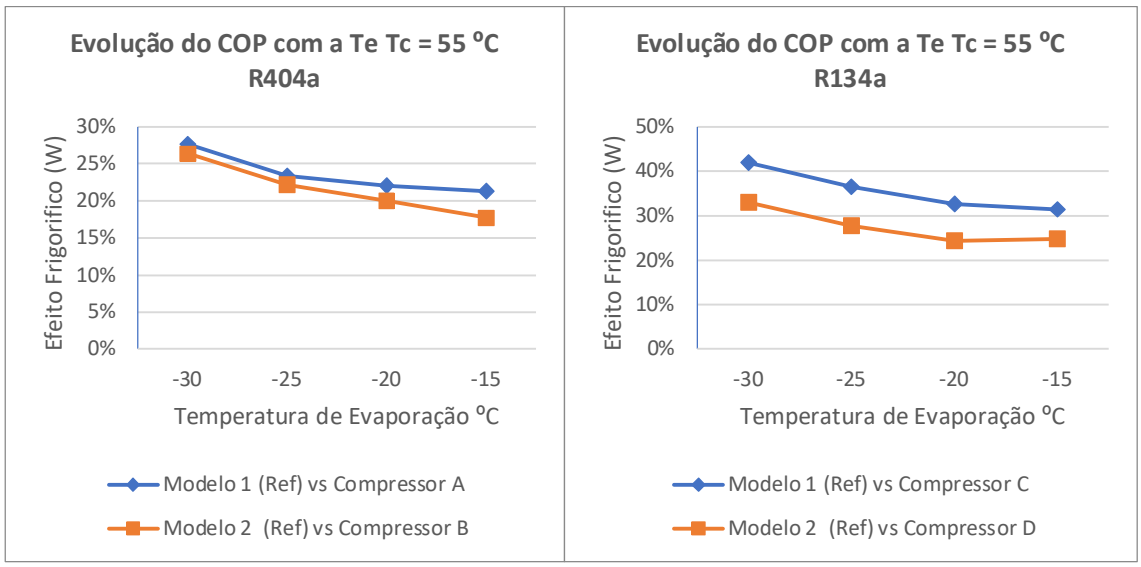


Figura A 15 - Evolução do COP com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 55ºC

Rendimento volumétrico – R404a

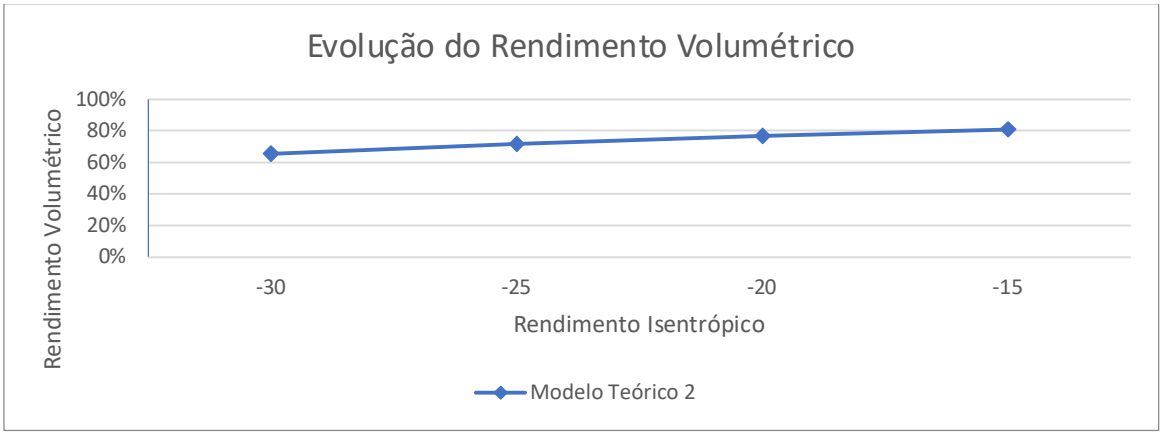


Figura A 16 - Evolução do Rendimento Volumétrico para uma temperatura de 45ºC

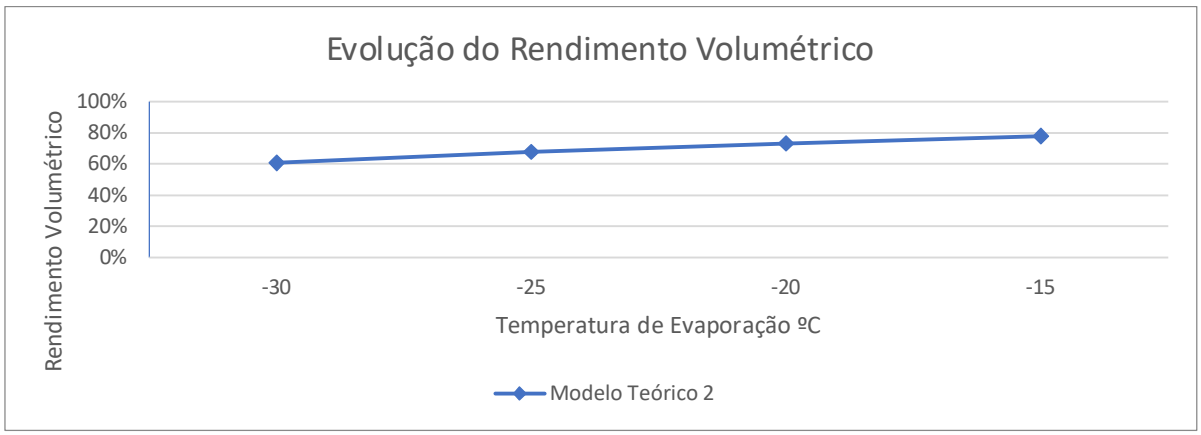


Figura A 17 - Evolução do Rendimento Volumétrico para uma temperatura de 50ºC

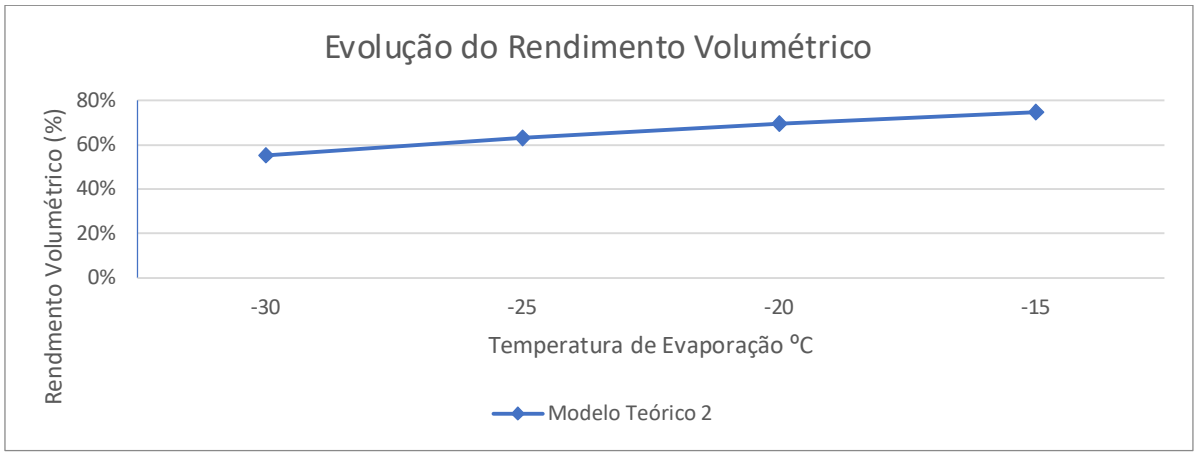


Figura A 18 - Evolução do Rendimento Volumétrico para uma temperatura de 55ºC

7.2 Compressores Semi-Herméticos

7.2.1 Desempenhos Gases Comuns

Trabalho de Compressão

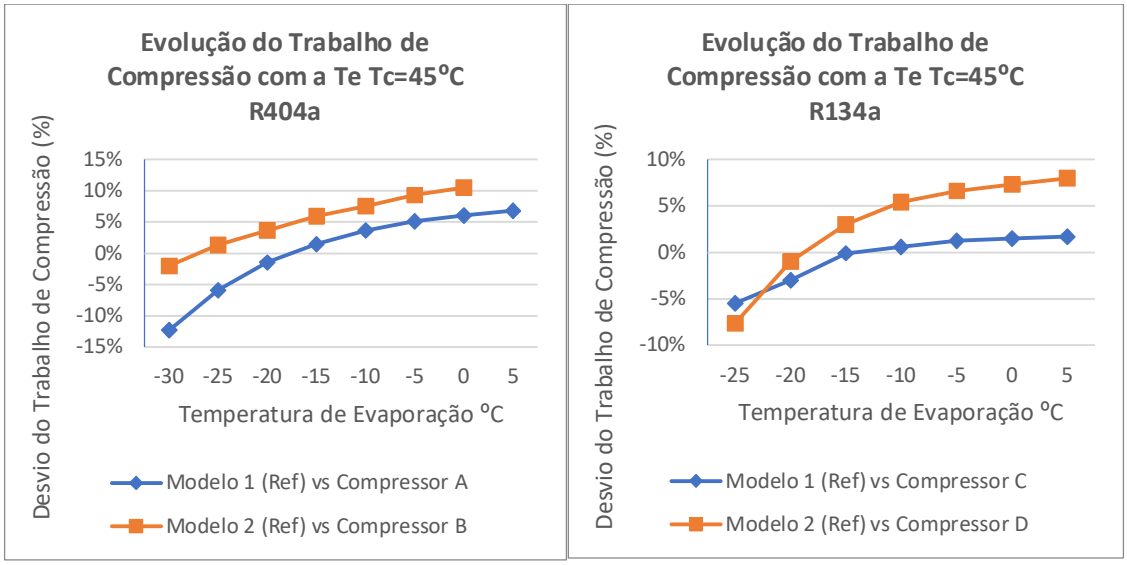


Figura A 19 - Evolução do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC

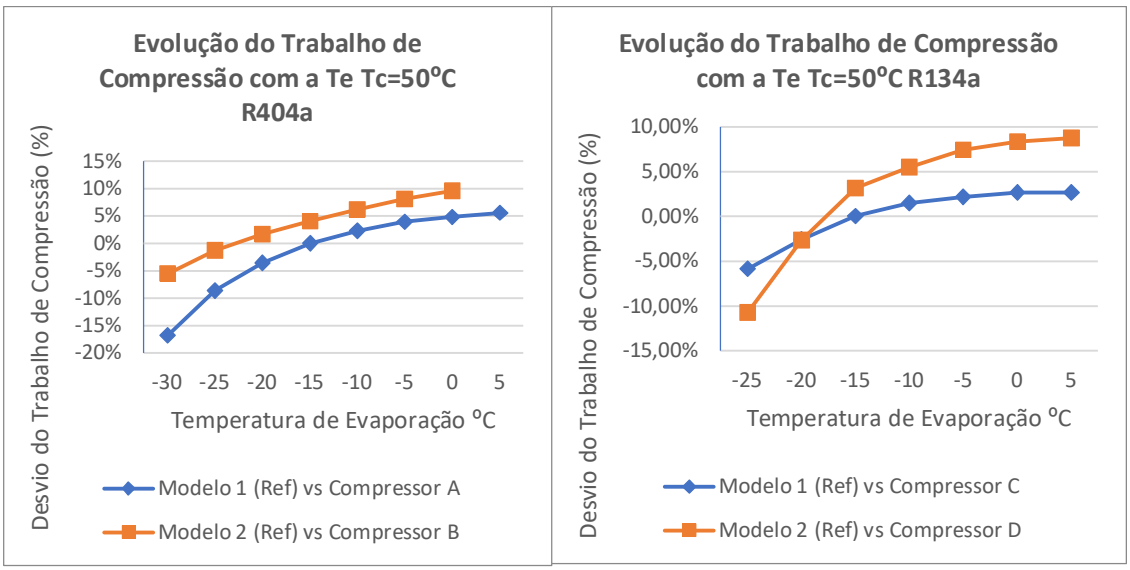


Figura A 20 - Evolução do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 50ºC

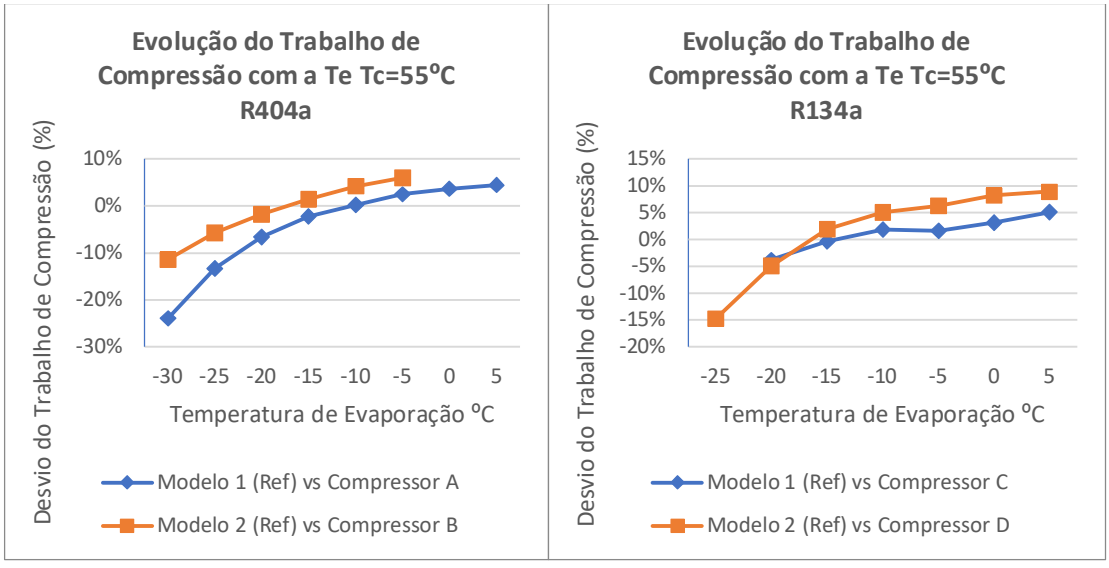


Figura A 21 - Evolução do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 55ºC

Efeito frigorífico

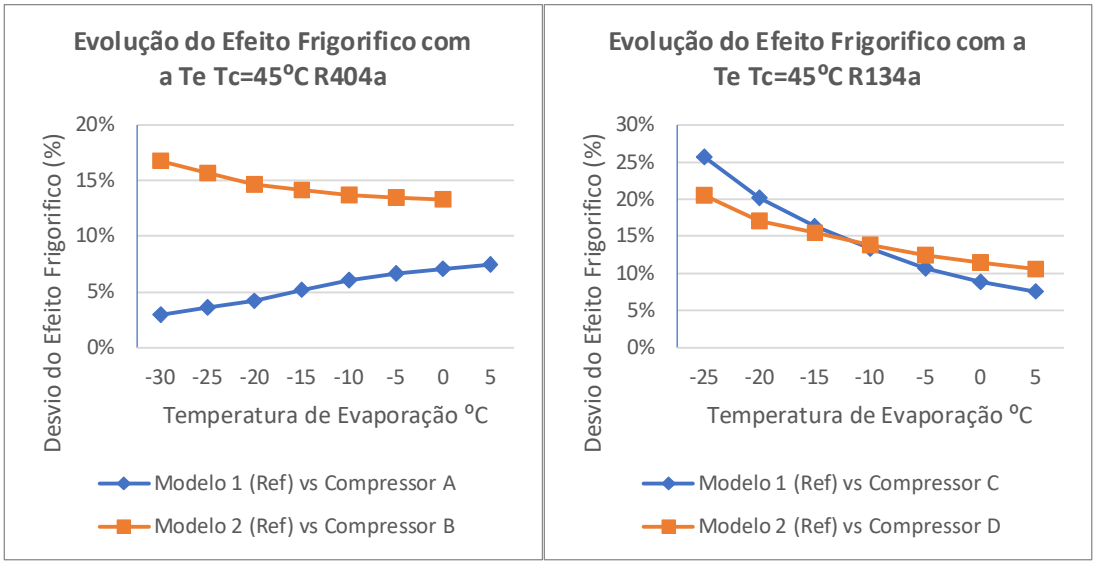


Figura A 22 - Evolução do efeito frigorífico com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC

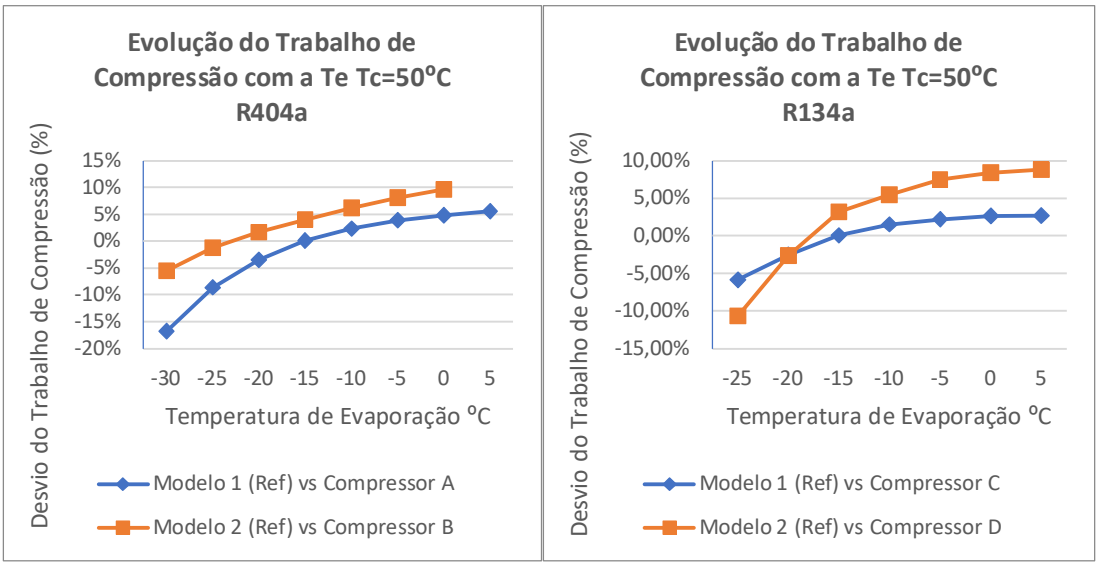


Figura A 23 - Evolução do efeito frigorífico com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 50ºC

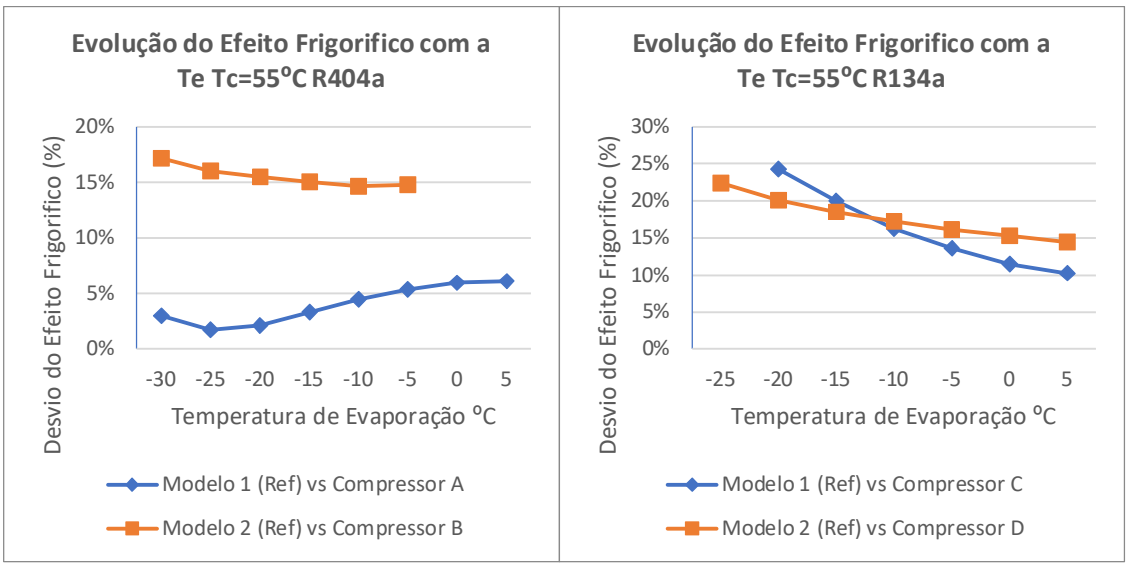


Figura A 24 - Evolução do efeito frigorífico com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 55ºC

COP

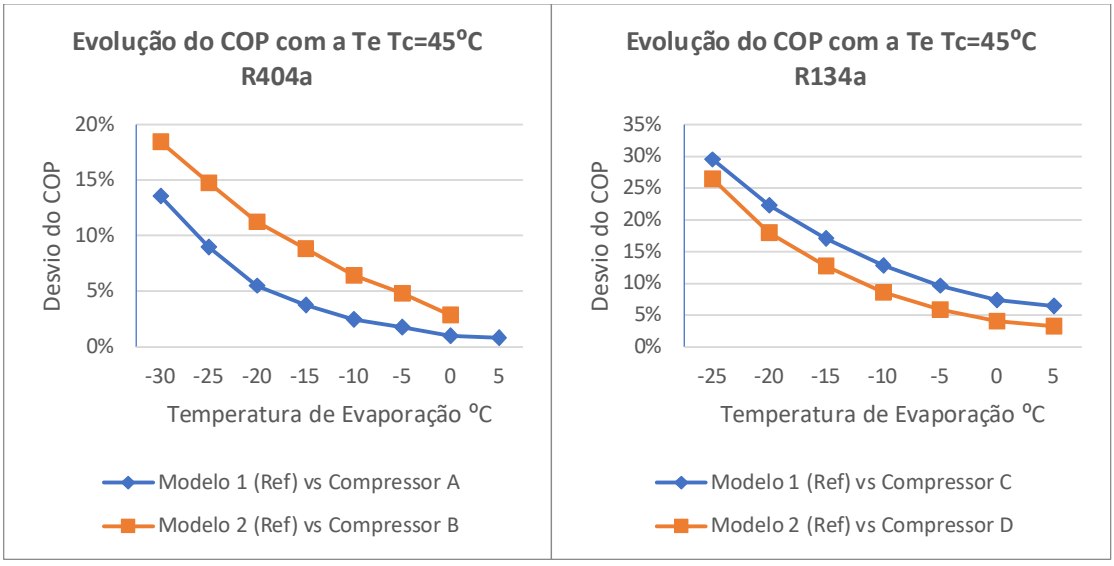


Figura A 25 - Evolução do COP com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC

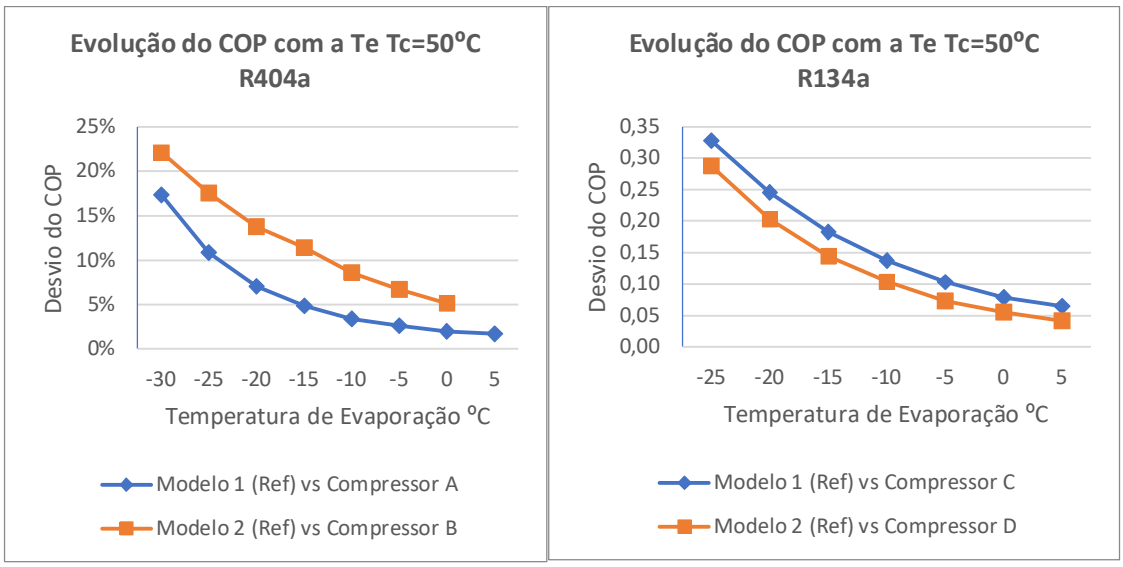


Figura A 26 - Evolução do COP com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 50ºC

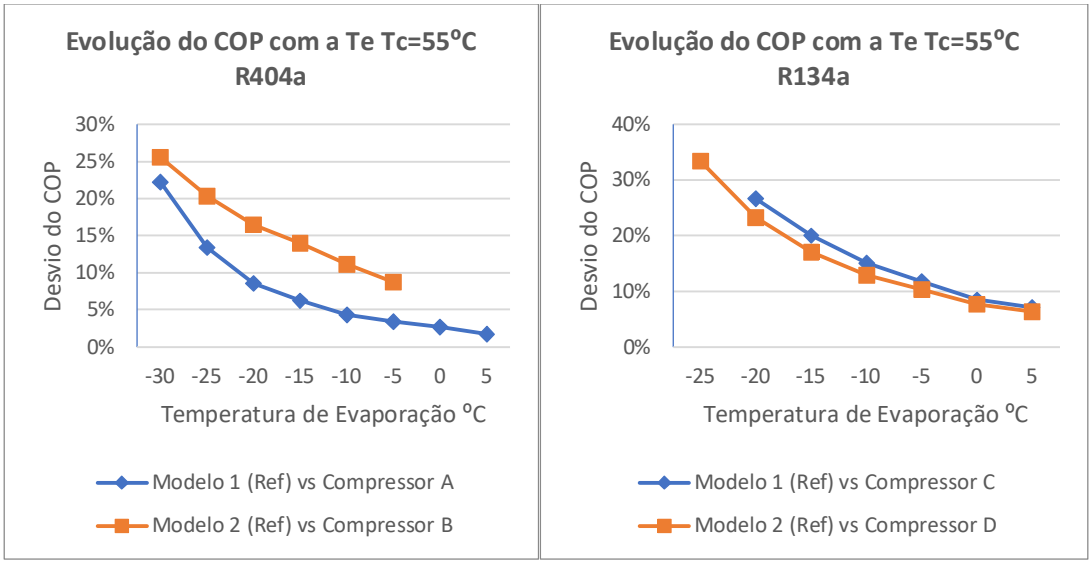


Figura A 27 - Evolução do COP com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 55ºC

Rendimento volumétrico

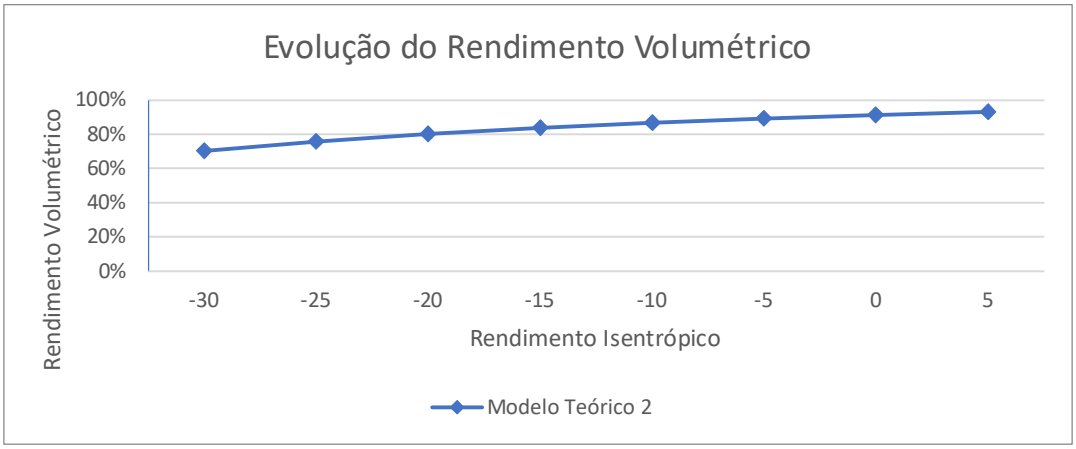


Figura A 28 - Evolução do Rendimento Volumétrico para uma temperatura de 45ºC

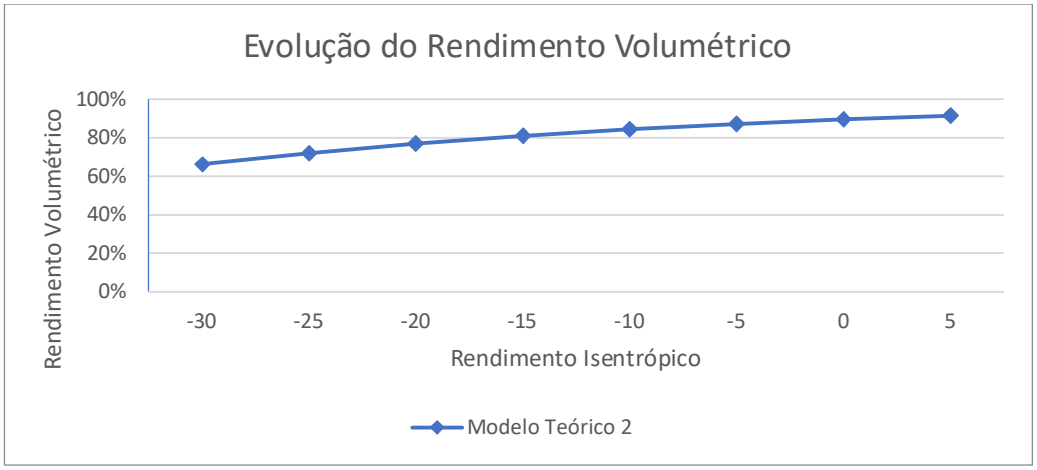


Figura A 29 - Evolução do Rendimento Volumétrico para uma temperatura de 50ºC

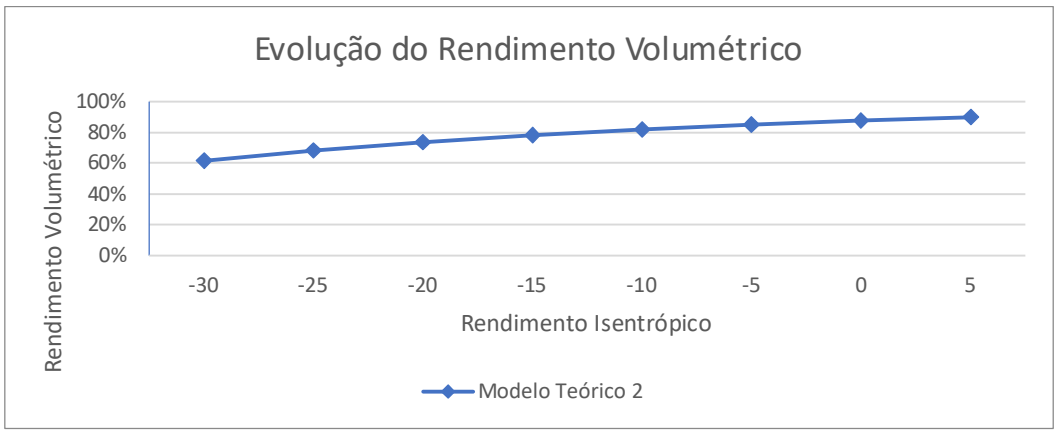


Figura A 30 - Evolução do Rendimento Volumétrico para uma temperatura de 55ºC

7.2.2 Desempenhos Gases Substitutos R449a vs R404a

Trabalho de Compressão

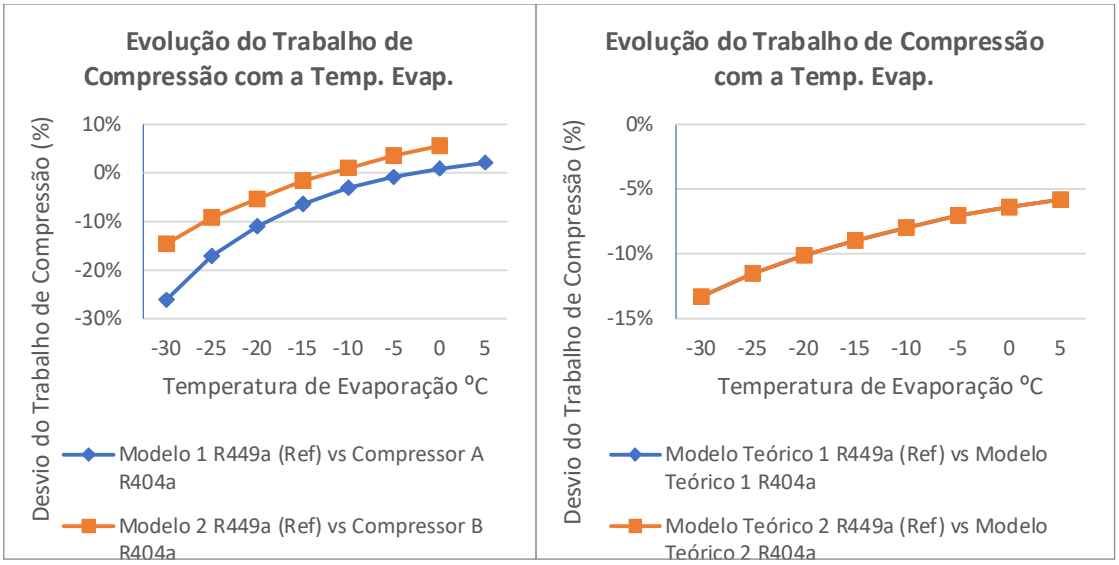


Figura A 31 - Evolução do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R449a vs R404a

Efeito frigorífico

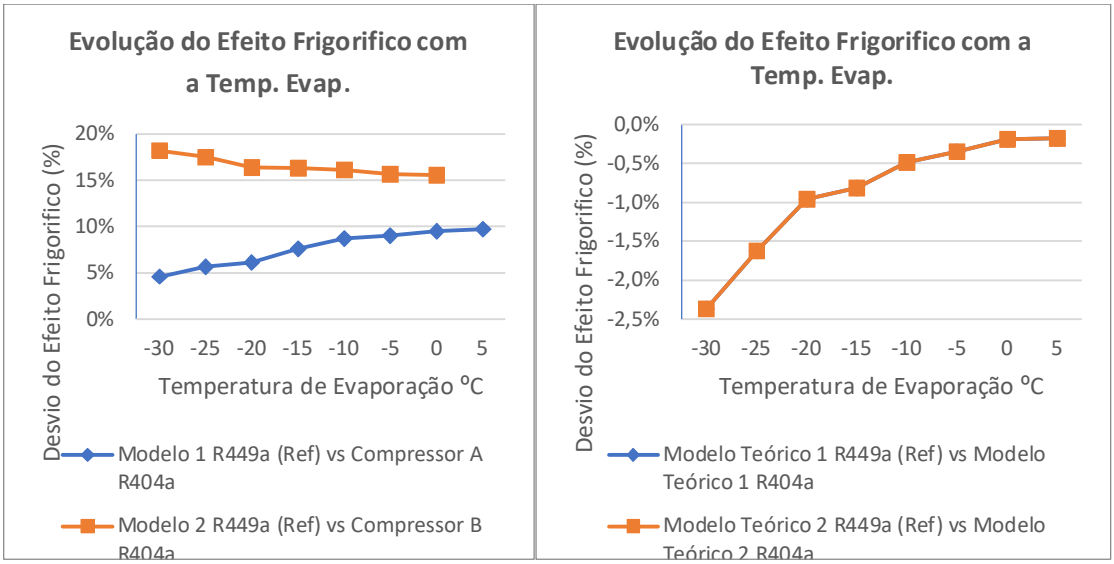


Figura A 32 - Evolução do efeito frigorífico com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R449a vs R404a

COP

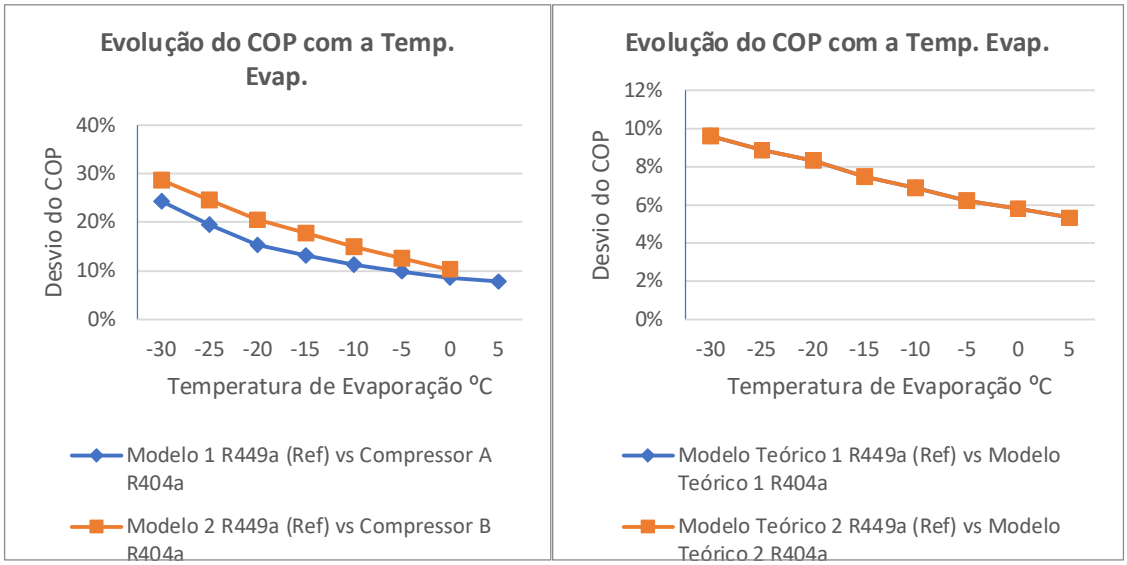


Figura A 33 - Evolução do COP com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R449a vs R404a

7.2.3 Desempenhos Gases Substitutos R1234ze vs R134a

Trabalho de Compressão

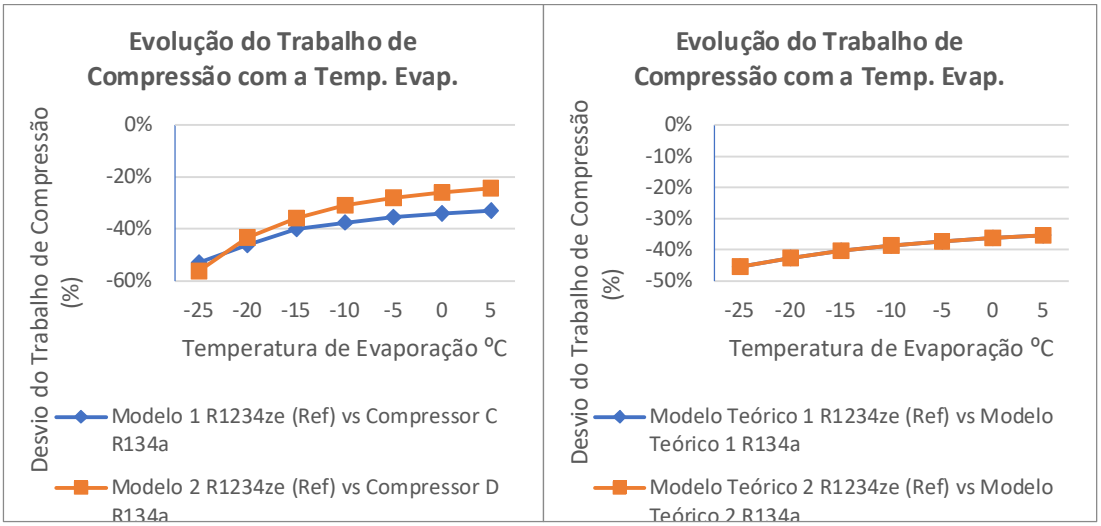


Figura A 34 - Evolução do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R1234ze vs R134a

Efeito frigorífico

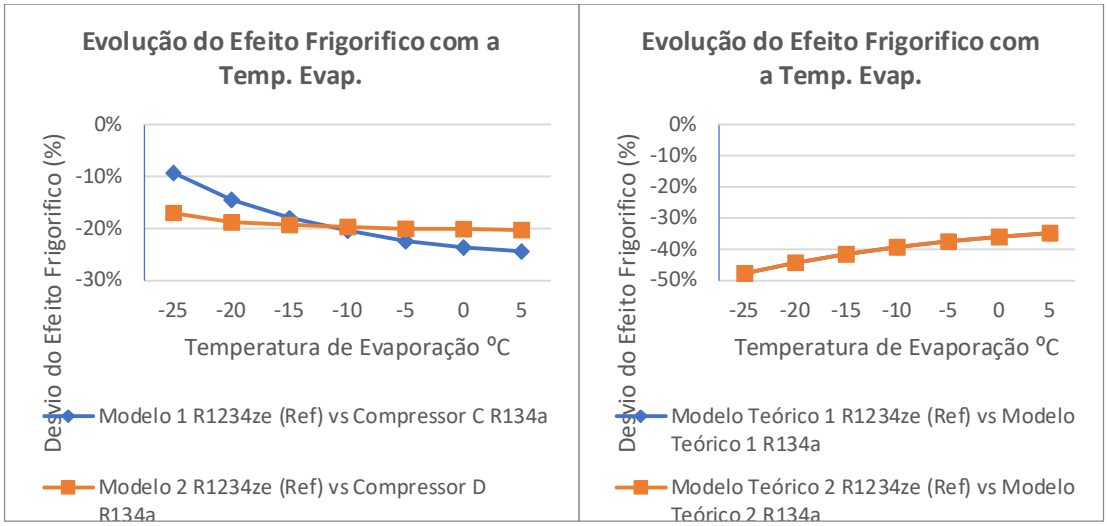


Figura A 35 - Evolução do efeito frigorífico com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R1234ze vs R134a

COP

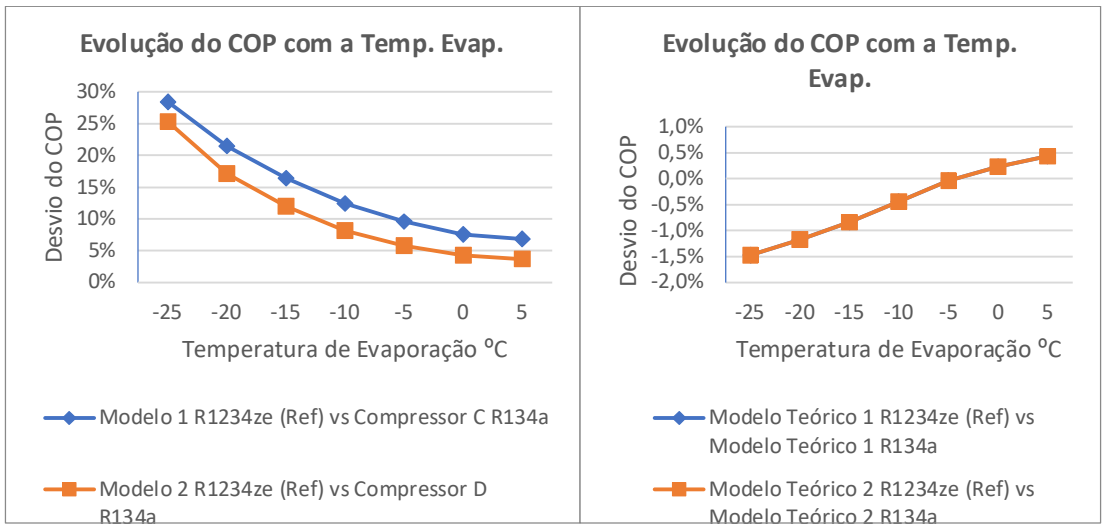


Figura A 36 - Evolução do COP com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R1234ze vs R134a

7.3 Compressores abertos

7.3.1 Desempenhos Gases Comuns

Trabalho de compressão

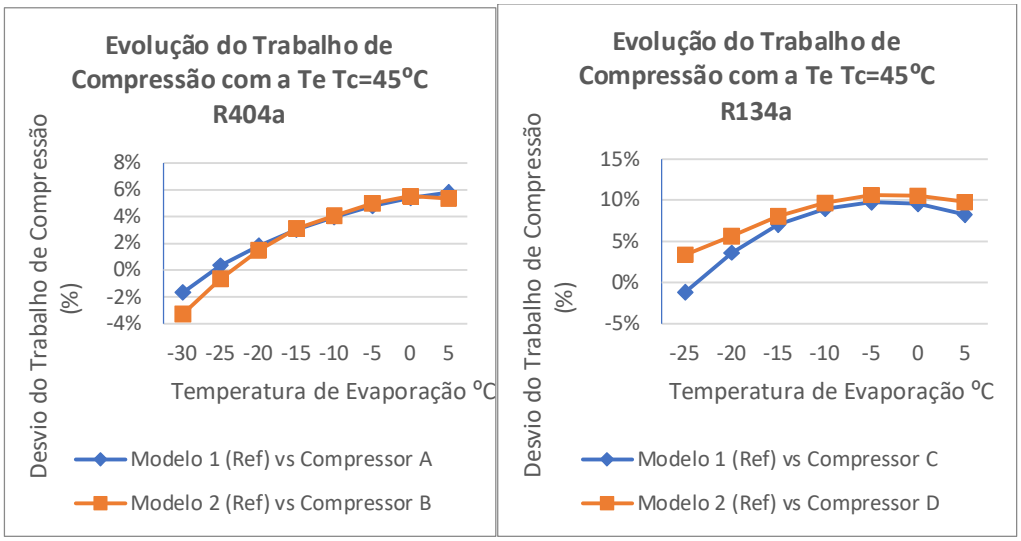


Figura A 37 - Evolução do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC

Efeito frigorífico

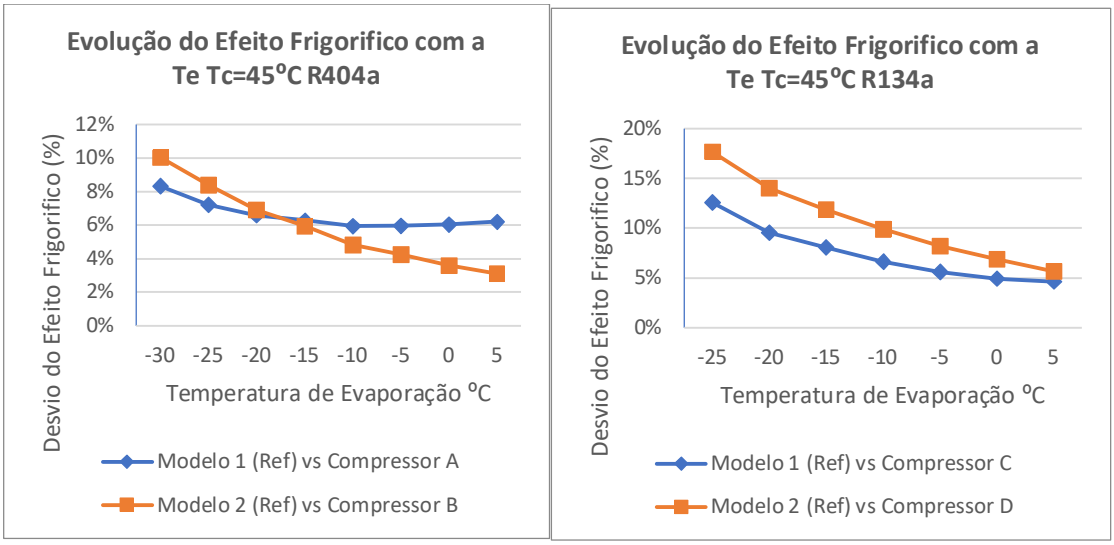


Figura A 38 - Evolução do efeito frigorífico com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC

COP

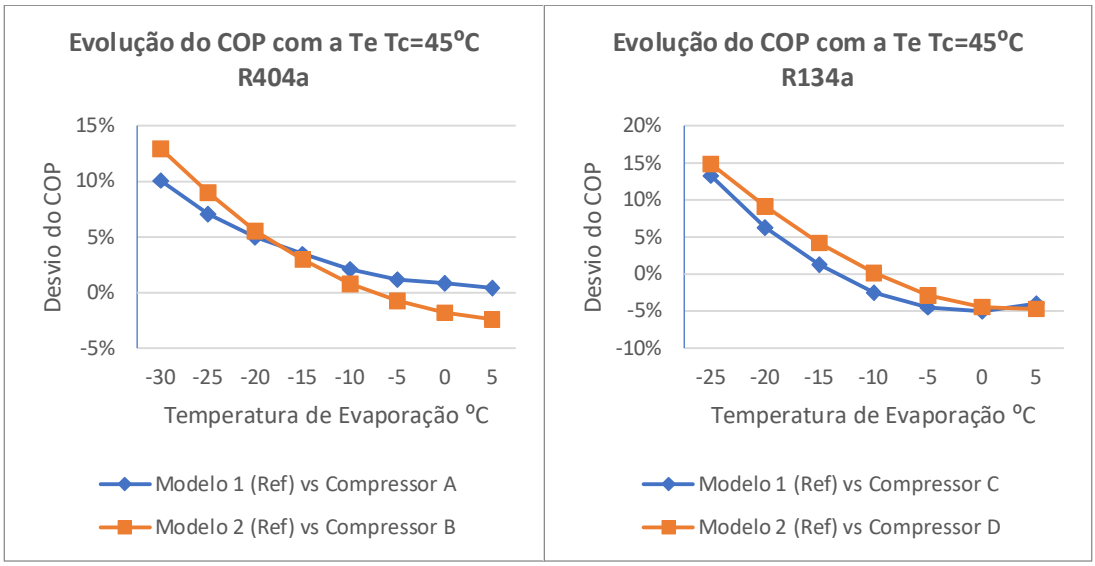


Figura A 39 - Evolução do COP com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC

Rendimento Volumétrico

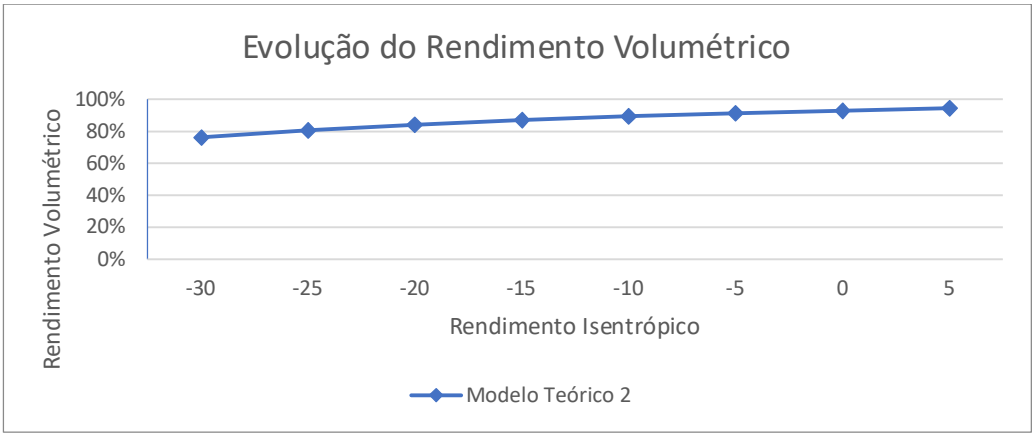


Figura A 40 - Evolução do Rendimento Volumétrico para uma temperatura de 45ºC

7.3.2 Desempenhos Gases Comuns R449a vs R404a

Trabalho de compressão

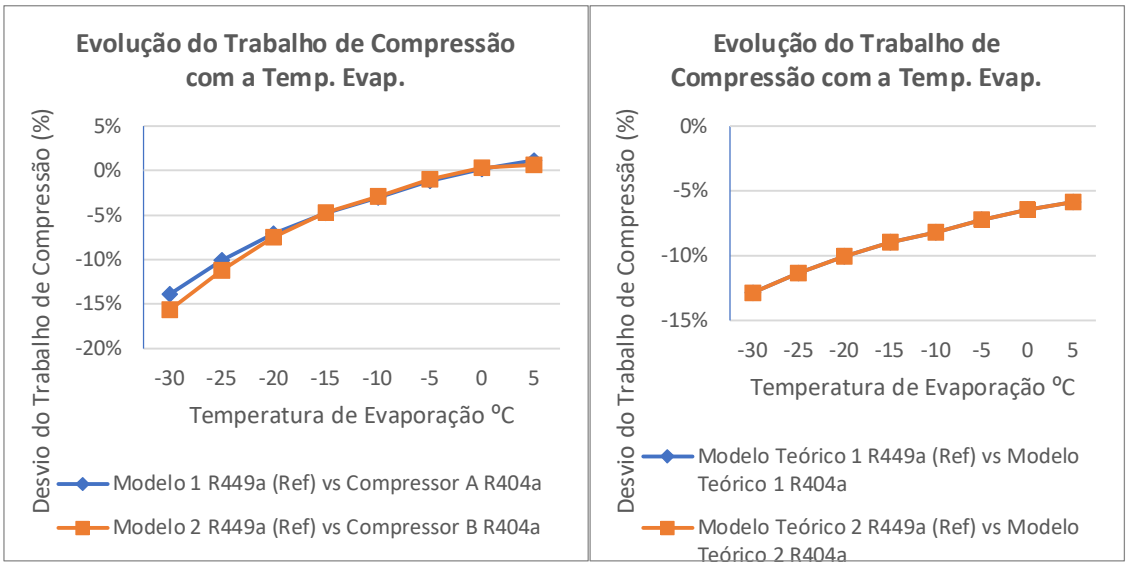


Figura A 41 - Evolução do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R449a vs R404a

Efeito frigorífico

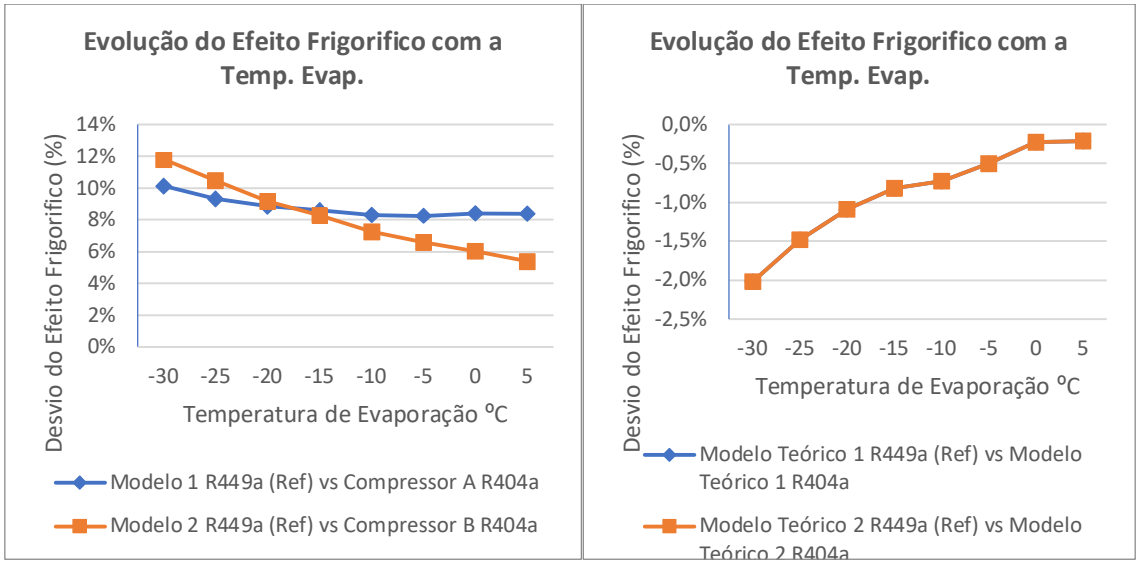


Figura A 42 - Evolução do efeito frigorífico com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R449aze vs R404a

COP

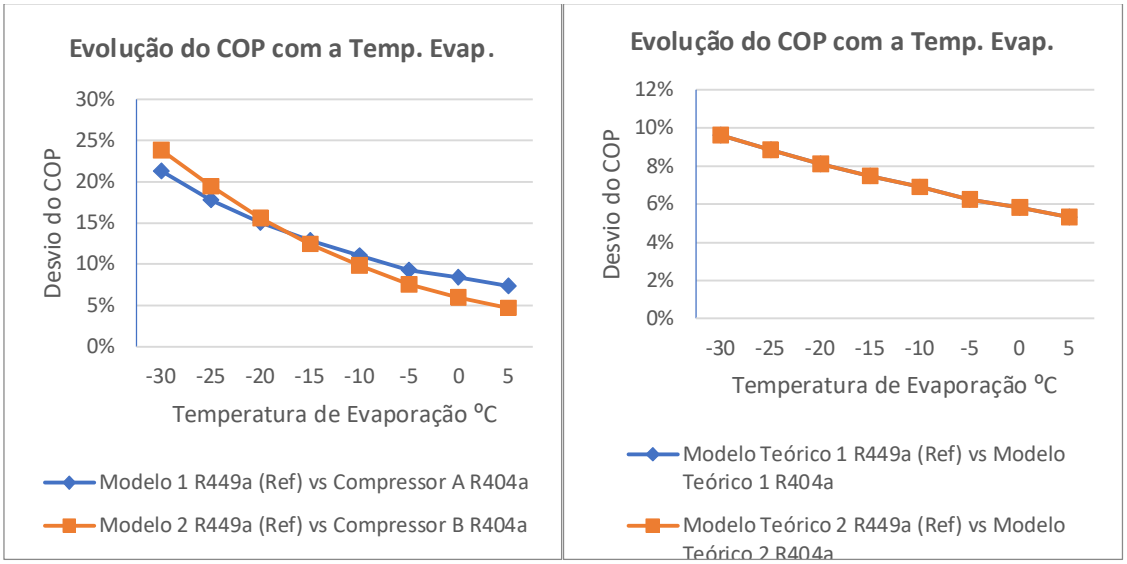


Figura A 43 - Evolução do COP com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R449a vs R404a

7.3.3 Desempenhos Gases Comuns R1234ze vs R134a

Trabalho de compressão

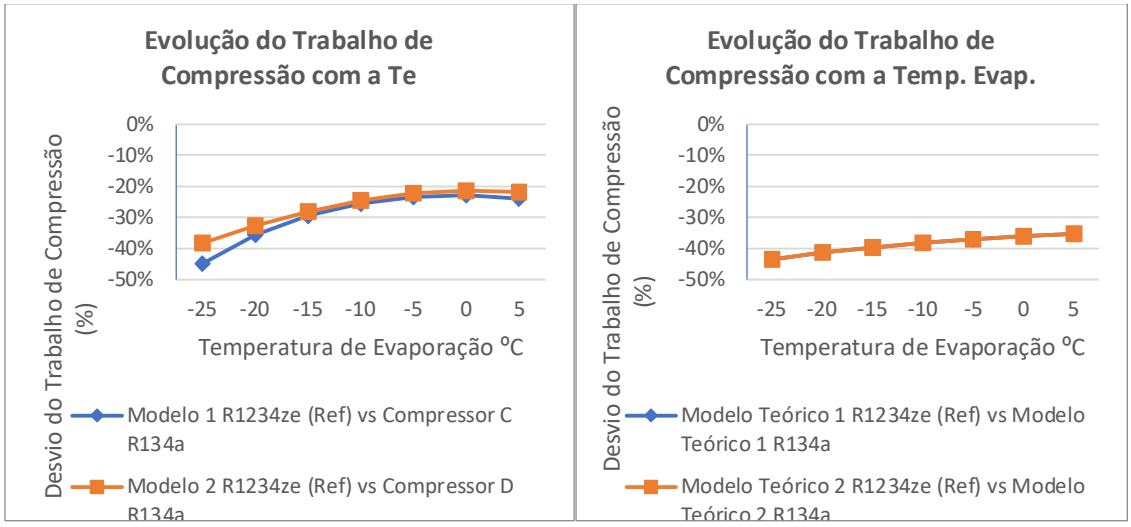


Figura A 44 - Evolução do trabalho de compressão com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R1234ze vs R4134a

Efeito frigorífico

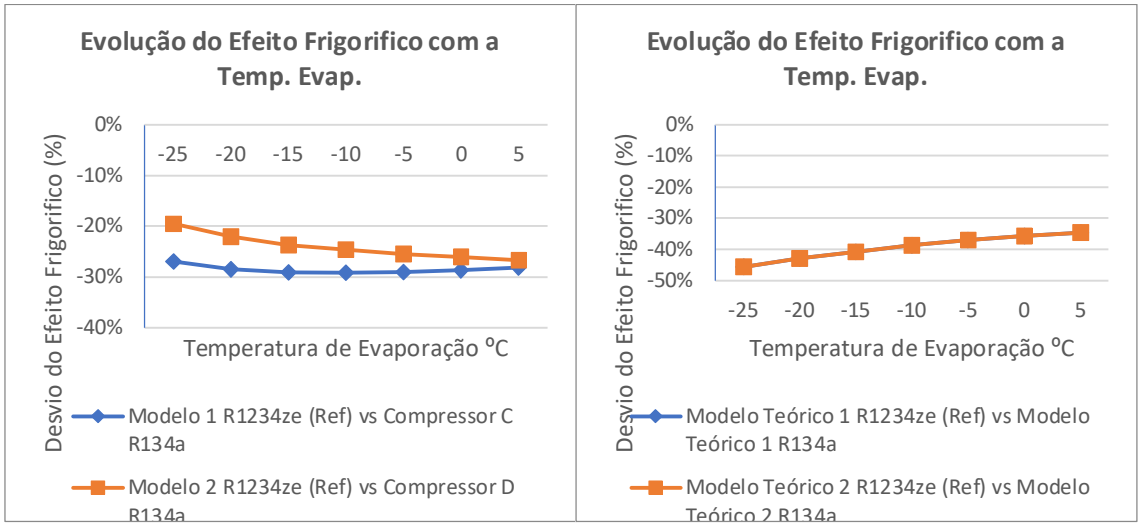


Figura A 45 - Evolução do efeito frigorífico com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R449aze vs R404a

COP

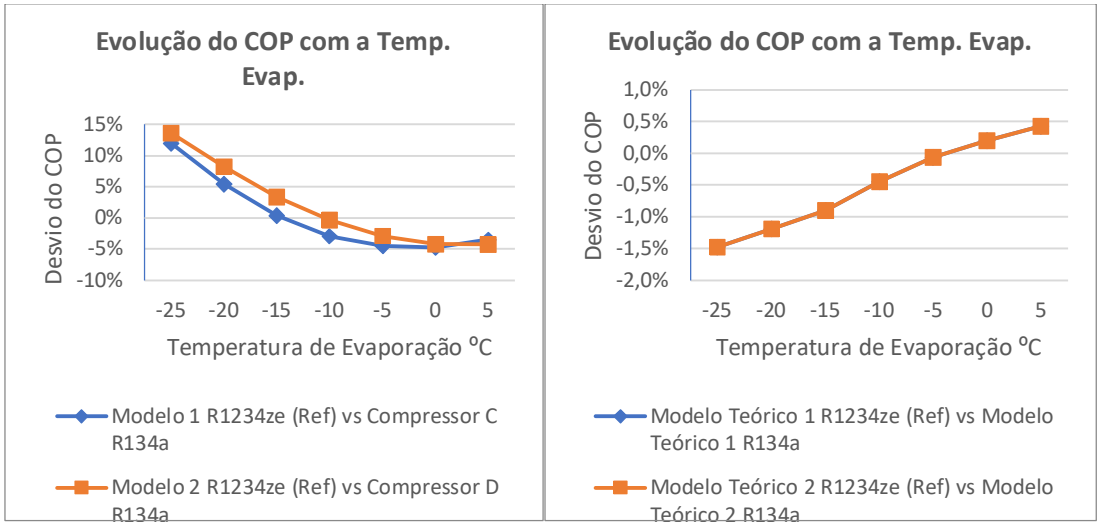


Figura A 46 - Evolução do COP com a temperatura de evaporação para uma temperatura de condensação de 45ºC R449a vs R404a

8 Anexos

8.1 Anexo 1 – Características dos compressores herméticos R404a regime de alta temperatura.

Technical Data Sheet

cubigel compressors

Compressor model **ML60TB**

Voltage **220-240V 50Hz ~1**

Refrigerant **R404A**

APPLICATION

Application	High-Medium Back Pressure
Refrigerant	R404A
Evaporating Temp.	-25,0 °C to 10,0 °C
Expansion	Capillar/Valve
Comp. Cooling	Fan cooled
Max. ambient temp.	43,0 °C

COMPRESSOR

Displacement	5,68 cm³
Diameter	22,00 mm
Stroke	14,92 mm
Net Weight	9,29 Kg
Oil type	ISO VG 32 ESTER
Oil charge	295 cm³

MOTOR

Nominal Power	1/4 hp
Voltage/Frequency	220-240V 50Hz
Voltage range	198-255 V
Type	CSIR
Phase number	1 PH
Locked Rotor Amps (LRA)	10,60 A
Max. Cont. Current (MCC)	3,60 A
Main W. resist. at 25ºC	10,00 Ω
Start W. resist. at 25ºC	31,50 Ω

NOMINAL PERFORMANCE

	ASHRAE	CECOMAF
Cooling Capacity	700 kCal/h	643 W
COP	1,85 W/W	1,50 W/W
EER	1,59 kCal/Wh	1,30 kCal/Wh
Input Power	440 W	427 W
Current	2,45 A	2,39 A

APPROVALS

TEST CYCLE CONDITIONS

	ASHRAE	**CECOMAF**
	HMBP (D)	**HMBP (C)**
Evaporating temp. (T_e)	7,2 °C	5,0 °C
Condensing temp. (T_c)	55,0 °C	55,0 °C
Liquid temp. ($T_{liq.}$)	46,0 °C	55,0 °C
Ambient temp. ($T_{amb.}$)	35,0 °C	32,0 °C
Suction temp. ($T_{suction}$)	35,0 °C	32,0 °C
Voltage/Frequency	220 V 50 Hz	220 V 50 Hz

ELECTRICAL COMPONENTS

Starting capacitor	47- 56 µF 330 V			
Relay	Option 1	Option 2		
Reference	2014 131.	QLZ-5.3A		
Pick-Up	5,30 A	5.30 A		
Drop-Out	4,50 A	4.50 A		
Protector	Option 1	Option 2		
Reference	T0168	MRT38AMK		
Current	9,50 A	10,00 A		
Time check	7,5-14 seg	7,5-14 seg		
Disc temp. (Open/Close)	105,00 / 61,00 °C	105,00 / 61,00 °C		

Compressor
Voltage Code : FZ

AE4430Z-FZ1A

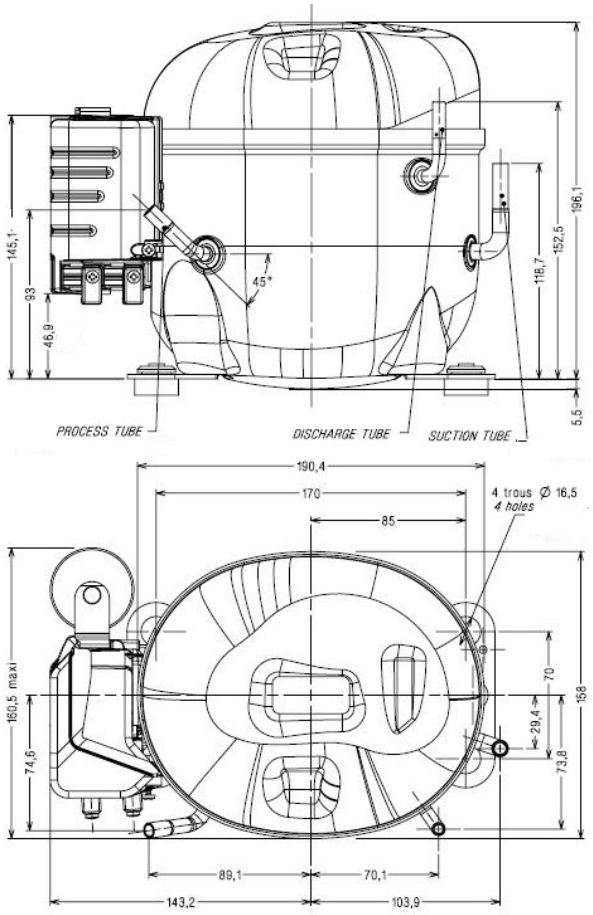
High Temp. Commercial (HP)

220 - 240V 1~ 50 Hz

R452A / R404A / R448A / R449A

AE4430Z-FZ1A

Conditions	Frequency	Nominal Cooling Capacity Watts	Nominal Cooling Capacity BTU/h	Sound Power ISO3745 / ISO 3743-1
CECOMAF / R452A	50 Hz	632	2154	
CECOMAF / R404A	50 Hz	632	2154	54 dBA
CECOMAF / R448A	50 Hz	629	2146	
CECOMAF / R449A	50 Hz	630	2148	



Displacement (cc)	5.16
Net Weight (Kg)	9.7
Oil Quantity (cc)	280.0
Oil Type	Polyolester
Expansion Device	Capillary_Tube/Expansion_Valve
Cooling	Fan
Main Winding (Ohm)	8.32
Start Winding (Ohm)	21.12
Current	
RLA (A)	2.1
LRA (A)	12.0
Electrical Equipment	CSIR
Overload	T14526
Time Check	6.5s - 16s / 8.00 A
Open Temp	120° C
Close Temp	52° C
Start Capacitor	64 µF / 330 V
Current Relay	RP40**
Pick Up	5.30A
Drop Out	4.45A
Refrigerating connection for OD	
Suction Tube	6.35 (1/4")
Discharge Tube	4.76 (3/16")
Process Tube	6.35 (1/4")

* CECOMAF : T°Cond. 55.0°C / T°Evap. 5.0°C / T°Return gas temp.. 32.0°C T°Subcooling. 0.0K

Certificates :

Note : Tecumseh reserves the right to change information contained in this document without notification.

8.2 Características dos compressores herméticos R404a regime de baixa temperatura.

Technical Data Sheet

cubigel compressors

Compressor model **ML60FB**

Voltage **220-240V 50Hz ~1**

Refrigerant **R404A**

APPLICATION

Application	Low Back Pressure
Refrigerant	R404A
Evaporating Temp.	-40,0 ºC to -10,0 ºC
Expansion	Capillar/Valve
Comp. Cooling	Fan cooled
Max. ambient temp.	43,0 ºC

COMPRESSOR

Displacement	5,98 cm³
Diameter	20,88 mm
Stroke	17,47 mm
Net Weight	8,84 Kg
Oil type	ISO VG 32 ESTER
Oil charge	260 cm³

MOTOR

Nominal Power	1/5 hp
Voltage/Frequency	220-240V 50Hz
Voltage range	198-255 V
Type	CSIR
Phase number	1 PH
Locked Rotor Amps (LRA)	8,60 A
Max. Cont. Current (MCC)	1,90 A
Main W. resist. at 25ºC	15,67 Ω
Start W. resist. at 25ºC	29,60 Ω

NOMINAL PERFORMANCE

	ASHRAE	CECOMAF
Cooling Capacity	236 kCal/h	186 W
COP	1,20 W/W	0,86 W/W
EER	1,04 kCal/Wh	0,74 kCal/Wh
Input Power	228 W	217 W
Current	1,35 A	1,31 A

APPROVALS

TEST CYCLE CONDITIONS

	ASHRAE	**CECOMAF**
	LBP (B)	**LBP (A)**
Evaporating temp. (T_e)	-23,3 ºC	-25,0 ºC
Condensing temp. (T_c)	55,0 ºC	55,0 ºC
Liquid temp. ($T_{liq.}$)	32,0 ºC	55,0 ºC
Ambient temp. ($T_{amb.}$)	32,0 ºC	32,0 ºC
Suction temp. ($T_{suction}$)	32,0 ºC	32,0 ºC
Voltage/Frequency	220 V 50 Hz	220 V 50 Hz

ELECTRICAL COMPONENTS

Starting capacitor	47- 56 µF 330 V			
Relay	Option 1	Option 2		
Reference	2014 118.	QLZ-3.75A		
Pick-Up	3,75 A	3.75 A		
Drop-Out	3,20 A	3.20 A		
Protector	Option 1	Option 2		
Reference	AE26FHY	T0069		
Current	7,10 A	7,10 A		
Time check	7,5-14 seg	7,5-14 seg		
Disc temp. (Open/Close)	105,00 / 62,00 ºC	105,00 / 62,00 ºC		

Compressor
Voltage Code : FZ

AE2415Z-FZ1B

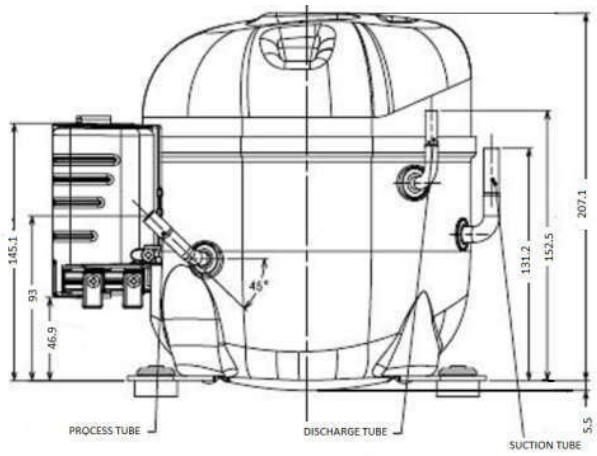
Low Temp. Commercial (BP)

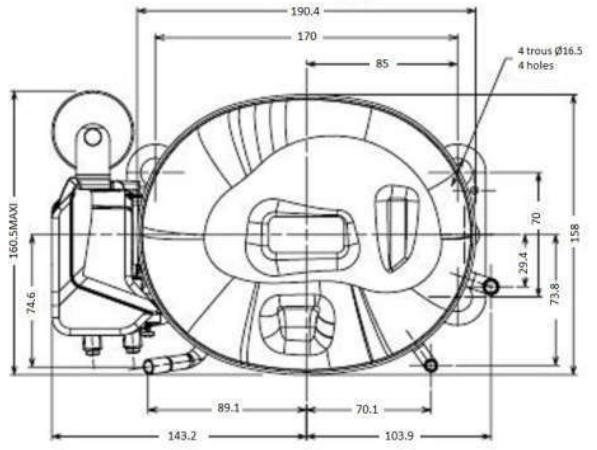
220 - 240V 1~ 50 Hz

R452A / R404A / R448A / R449A

AE2415Z-FZ1B

Conditions	Frequency	Nominal Cooling Capacity Watts	Nominal Cooling Capacity BTU/h	Sound Power ISO3745 / ISO 3743-1
CECOMAF / R452A	50 Hz	242	824	52 dBA
CECOMAF / R404A	50 Hz	257	875	52 dBA
CECOMAF / R448A	50 Hz	225	766	52 dBA
CECOMAF / R449A	50 Hz	225	767	52 dBA





Displacement (cc)	7.33
Net Weight (Kg)	10.4
Oil Quantity (cc)	280.0
Oil Type	Polyolester
Expansion Device	Capillary_Tube or Expansion_Val
Cooling	Fan
Main Winding (Ohm)	9.3
Start Winding (Ohm)	15.82
Current	
RLA (A)	1.9
LRA (A)	12.5
Electrical Equipment	CSIR
Overload	T4111
Time Check	6.5s - 16s / 9.40 A
Open Temp	105° C
Close Temp	61° C
Start Capacitor	72 µF / 330 V
Current Relay	RP40**
Pick Up	5.30A
Drop Out	4.45A
Refrigerating connection for OD	
Suction Tube	6.35 (1/4")
Discharge Tube	4.76 (3/16")
Process Tube	6.35 (1/4")

* CECOMAF : T°Cond. 55.0°C / T°Evap. -25.0°C / T°Return gas temp.. 32.0°C T°Subcooling. 0.0K

Certificates :

Note : Tecumseh reserves the right to change information contained in this document without notification.

8.3 Características dos compressores herméticos R134a regime de alta temperatura.

Technical Data Sheet

cubigel compressors

Compressor model **GL60TB**

Voltage **220-240V 50Hz ~1**

Refrigerant **R134a**

APPLICATION

Application	High-Medium Back Pressure
Refrigerant	R134a
Evaporating Temp.	-25,0 ºC to 10,0 ºC
Expansion	Capillar/Valve
Comp. Cooling	Fan cooled
Max. ambient temp.	43,0 ºC
Compatible refriger.	R1234yf

COMPRESSOR

Displacement	5,68 cm³
Diameter	22,00 mm
Stroke	14,92 mm
Net Weight	8,65 Kg
Oil type	ISO VG 32 ESTER
Oil charge	260 cm³

MOTOR

Nominal Power	1/5 hp
Voltage/Frequency	220-240V 50Hz
Voltage range	187-264 V
Type	CSIR
Phase number	1 PH
Locked Rotor Amps (LRA)	8,30 A
Max. Cont. Current (MCC)	2,30 A
Main W. resist. at 25ºC	16,00 Ω
Start W. resist. at 25ºC	36,00 Ω

NOMINAL PERFORMANCE

	ASHRAE	CECOMAF
Cooling Capacity	450 kCal/h	436 W
COP	2,09 W/W	1,81 W/W
EER	1,80 kCal/Wh	1,56 kCal/Wh
Input Power	250 W	242 W
Current	1,50 A	1,46 A

APPROVALS

TEST CYCLE CONDITIONS

	ASHRAE	**CECOMAF**
	HMBP (D)	**HMBP (C)**
Evaporating temp. (T_e)	7,2 ºC	5,0 ºC
Condensing temp. (T_c)	55,0 ºC	55,0 ºC
Liquid temp. ($T_{liq.}$)	46,0 ºC	55,0 ºC
Ambient temp. ($T_{amb.}$)	35,0 ºC	32,0 ºC
Suction temp. ($T_{suction}$)	35,0 ºC	32,0 ºC
Voltage/Frequency	220 V 50 Hz	220 V 50 Hz

ELECTRICAL COMPONENTS

Starting capacitor	47- 56 µF 330 V			
Relay	Option 1	Option 2		
Reference	2014 118.	QLZ-3.75A		
Pick-Up	3.75 A	3.75 A		
Drop-Out	3.20 A	3.20 A		
Protector	Option 1	Option 2	Option 3	
Reference	MRP63AMK	T0069	AE26FHY	
Current	7,10 A	7,10 A	7,10 A	
Time check	7,5-14 seg	7,5-14 seg	7,5-14 seg	
Disc temp. (Open/Close)	105,00 / 61,00 ºC	105,00 / 62,00 ºC	105,00 / 62,00 ºC	

Compressor
Voltage Code : FZ

THB3419YFZ

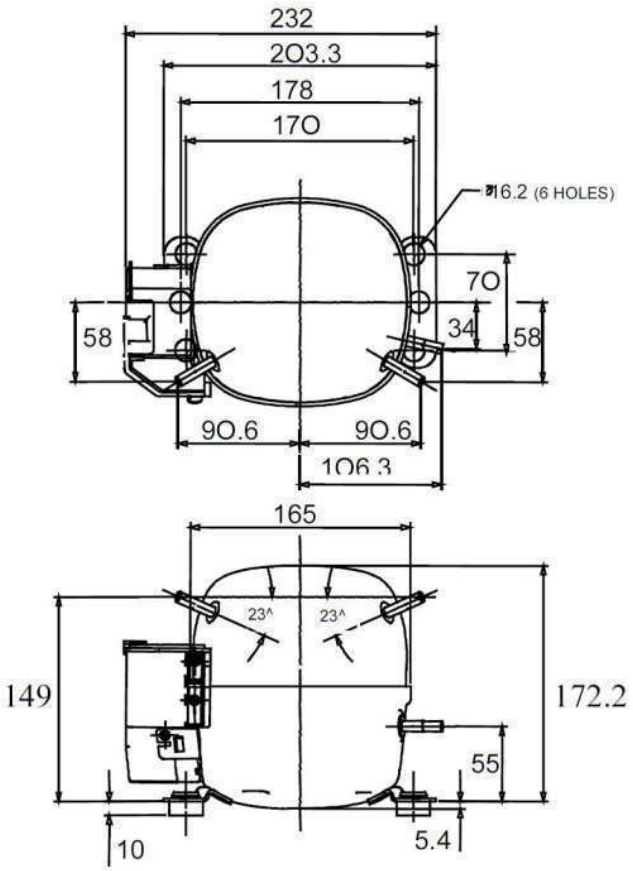
High Temp. Commercial (HP)

220 - 240V 1~ 50 Hz

R134a / R513A

THB3419YFZ

Conditions	Frequency	Nominal Cooling Capacity		Sound Power
		Watts	BTU/h	ISO3745 / ISO 3743-1
CECOMAF / R134a	50 Hz	387	1320	
CECOMAF / R513A	50 Hz	360	1228	



Displacement (cc)	5.0
Net Weight (Kg)	7.4
Oil Quantity (cc)	243.0
Oil Type	Polyolester
Expansion Device	Capillary_Tube
Cooling	Static
Main Winding (Ohm)	13.53
Start Winding (Ohm)	22.63
Current	
RLA (A)	1.4
LRA (A)	8.5
Electrical Equipment	PTCSIR
Overload	T8826
Time Check	6.5s - 16s / 7 A
Open Temp	110° C
Close Temp	52° C
PTC	8EA17C2
Resistance	20 Ohms
Optional	SR273102
Refrigerating connection for OD	
Suction Tube	6.35 (1/4")
Discharge Tube	6.35 (1/4")
Process Tube	4.76 (3/16")

* CECOMAF : T°Cond. 55.0°C / T°Evap. 5.0°C / T°Return gas temp.. 32.0°C
T°Subcooling. 0.0K

Certificates :

Note : Tecumseh reserves the right to change information contained in this document without notification.

8.4 Características dos compressores herméticos R134a regime de baixa temperatura.

Technical Data Sheet

cubigel compressors

Compressor model **GL60AAa**

Voltage **220-240V 50Hz ~1**

Refrigerant **R134a**

APPLICATION

Application	Low Back Pressure
Refrigerant	R134a
Evaporating Temp.	-35,0 ºC to -10,0 ºC
Expansion	Capillar
Comp. Cooling	Static
Max. ambient temp.	43,0 ºC
Compatible refriger.	R1234yf

COMPRESSOR

Displacement	5,98 cm³
Diameter	20,88 mm
Stroke	17,47 mm
Net Weight	8,45 Kg
Oil type	ISO VG 32 ESTER
Oil charge	205 cm³

MOTOR

Nominal Power	1/6 hp
Voltage/Frequency	220-240V 50Hz
Voltage range	187-264 V
Type	RSIR
Phase number	1 PH
Locked Rotor Amps (LRA)	9,00 A
Max. Cont. Current (MCC)	1,20 A
Main W. resist. at 25ºC	20,00 Ω
Start W. resist. at 25ºC	24,55 Ω

NOMINAL PERFORMANCE

	ASHRAE	CECOMAF
Cooling Capacity	126 kCal/h	107 W
COP	1,10 W/W	0,85 W/W
EER	0,95 kCal/Wh	0,73 kCal/Wh
Input Power	133 W	126 W
Current	0,87 A	0,85 A

APPROVALS

TEST CYCLE CONDITIONS

	ASHRAE	**CECOMAF**
	LBP (B)	**LBP (A)**
Evaporating temp. (T_e)	-23,3 ºC	-25,0 ºC
Condensing temp. (T_c)	55,0 ºC	55,0 ºC
Liquid temp. ($T_{liq.}$)	32,0 ºC	55,0 ºC
Ambient temp. ($T_{amb.}$)	32,0 ºC	32,0 ºC
Suction temp. ($T_{suction}$)	32,0 ºC	32,0 ºC
Voltage/Frequency	220 V 50 Hz	220 V 50 Hz

ELECTRICAL COMPONENTS

Relay	Option 1			
Reference	PTC K100			
Voltage	200-240 V			
Resistance	14.00 Ω			
Protector	Option 1	Option 2	Option 3	Option 4
Reference	4TM265NFBYY	T0455	AE18FU	MRA38024
Current	9,20 A	6,30 A	6,30 A	6,30 A
Time check	5-15 seg	7,5-14 seg	7,5-14 seg	7,5-14 seg
Disc temp. (Open/Close)	120,00 / 61,00 ºC	125,00 / 62,00 ºC	120,00 / 62,00 ºC	120,00 / 61,00 ºC

Compressor
Voltage Code : NS

THG1365YNS

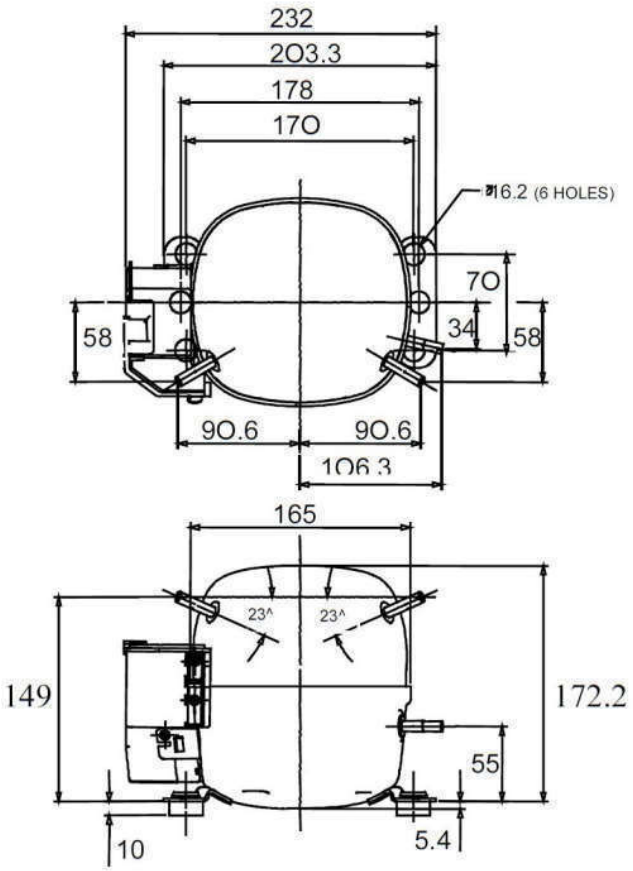
Domestic Refrigeration (BPM)

230V 1~ 50 Hz

R134a

THG1365YNS

Conditions	Frequency	Nominal Cooling Capacity		Sound Power
		Watts	BTU/h	ISO3745 / ISO 3743-1
CECOMAF / R134a	50 Hz	121	414	



Displacement (cc)	5.9
Net Weight (Kg)	7.3
Oil Quantity (cc)	243.0
Oil Type	Polyolester
Expansion Device	Capillary_Tube
Cooling	Static
Main Winding (Ohm)	14.36
Start Winding (Ohm)	23.74
Current	
LRA (A)	10.5
Electrical Equipment	PTCSIR
Overload	4TM213PFBYY
Time Check	5.0s - 15s / 6.8 A
Open Temp	125° C
Close Temp	61° C
PTC	8EA17C2
Resistance	20 Ohms
Optional	SR273102
Refrigerating connection for OD	
Suction Tube	6.35 (1/4")
Discharge Tube	6.35 (1/4")
Process Tube	4.76 (3/16")

* CECOMAF : T°Cond. 55.0°C / T°Evap. -25.0°C / T°Return gas temp.. 32.0°C T°Subcooling. 0.0K

Certificates :

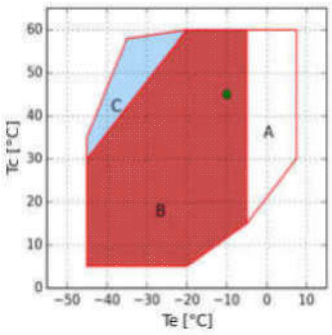
Note : Tecumseh reserves the right to change information contained in this document without notification.

8.5 Anexo 5 – Características dos compressores Semi-Herméticos

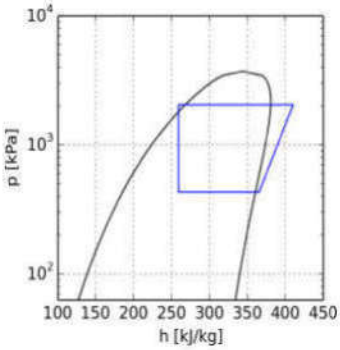
Cálculo - H

Entrada

Modelo	H201CC
Refrigerante	R404A
Temperatura de evaporação	-10.0 °C
Temperatura de condensação	45.0 °C
Temperatura de referência	Temperatura de orvalho
Superaquecimento	5.0 K
Superaquecimento saída evap.	0.0 K
Subresfriamento do líquido	5.0 K
Tensão / Fases / Frequencia	380-420 V / 3 / 50 Hz
Sistema de controle de capacidade	100%



A = Somente modelos "CC"
B = Aplicação padrão
C = Ventilador de cabeçote ou superaquecimento máx. 20K
• = Temperatura de orvalho



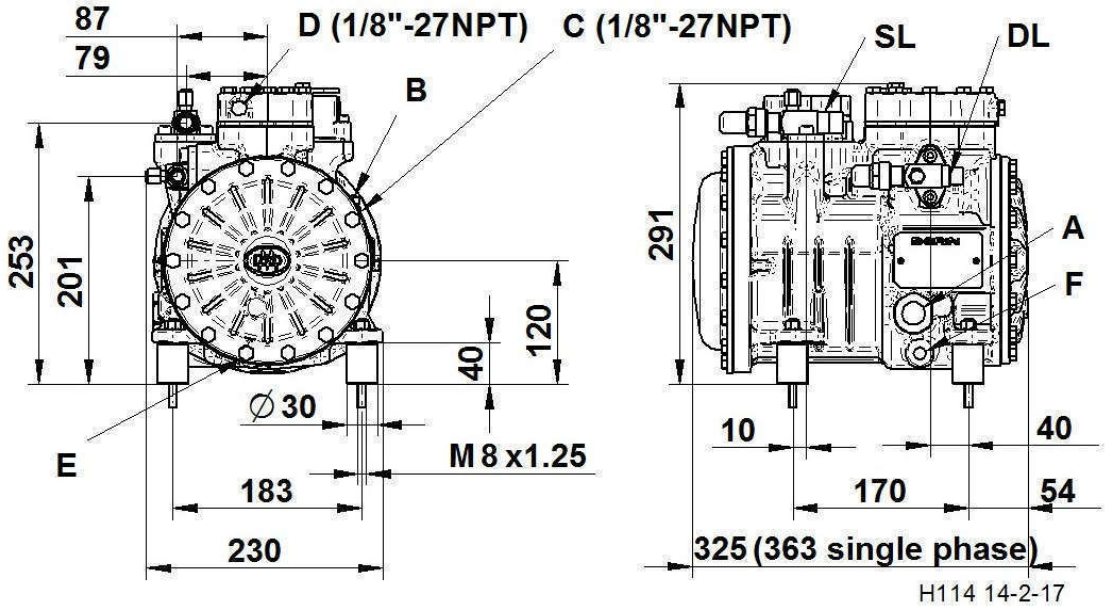
Cálculo do desempenho

	Condições padrão	No Evaporador	No Condensador
Capacidade refrigeração	4450 W	4240 W	4430 W
Potência absorvida	2.25 kW	2.25 kW	2.25 kW
Capacidade condensador	6.70 kW	6.68 kW	6.68 kW
COP	1.98	1.88	1.97
Vazão em massa	133.7 kg/h	151.3 kg/h	151.3 kg/h
Corrente absorvida	4.1 A	4.1 A	4.1 A
Temperatura de descarga	94.3 °C	70.2 °C	70.2 °C
Máxima corrente operação	6.0 A	6.0 A	6.0 A
Corrente de rotor bloqueado	24.5 A	24.5 A	24.5 A

Dados técnicos

N. Cilindros	2.0	
Diâmetro	42.0	[mm]
Curso	38.0	[mm]
Deslocamento @ 50Hz	9.16	[m³/h]
Deslocamento @ 60Hz	10.99	[m³/h]
Válvula sucção	16 s.	[mm]
Válvula descarga	12 s.	[mm]
Carga de óleo	1.0	[kg]
Peso líquido	41.0	[kg]

Dimensões gerais [mm]

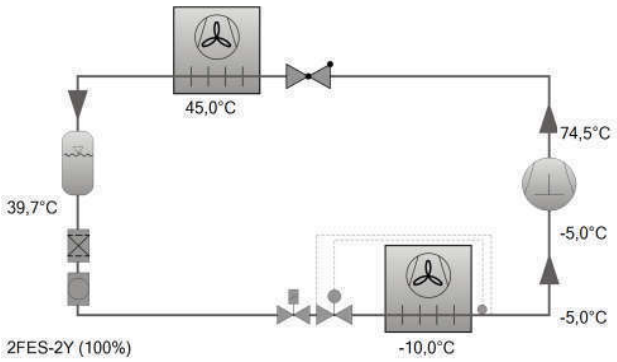


A - Visor de óleo
B - Bujão para carga de óleo
C - Conexão de baixa pressão
D - Conexão de alta pressão
E - Bujão de drenagem de óleo
F - Resistência de cárter
DL - Válvula de serviço de descarga
SL - Válvula de sucção

Seleção: Semi-Herméticos Pistões

Valores de entrada

Compressor modelo	2FES-2Y
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R404A
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-10,00 °C
Temp. Condensação SDT	45,0 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	5,00 K
Superaquecimento do gás Sucção	5,00 K
Modo de operação	Auto
Tensão Elétrica	400V-3-50Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	100%

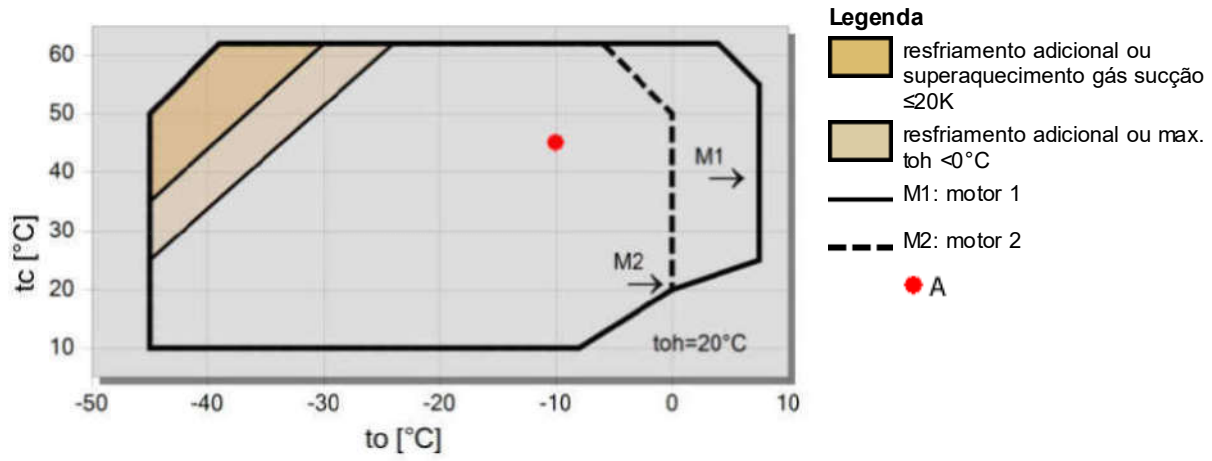


Resultado

Compressor	**2FES-2Y-40S**
Etapas de capacidade	100%
Capac. Frigorífica	4,24 kW
Capac. Frigorífica *	4,38 kW
Capacidade Evaporador	4,24 kW
Potência absorvida	2,25 kW
Corrente (400V)	4,09 A
Faixa de Tensão	380-420V
Capacidade do Condensador	6,49 kW
COP/EER	1,89
COP/EER*	1,95
Vazão em massa	145,0 kg/h
Modo de operação	Padrão
Temp. gás de Descarga não resfriado	74,5 °C

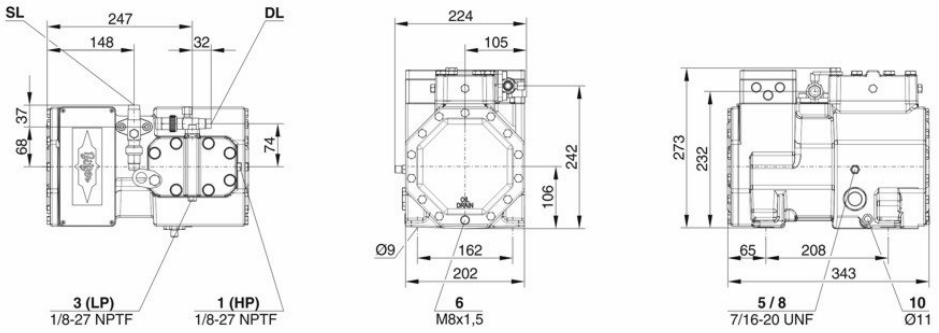
Dados Provisórios
*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20ºC sem sub-resfriamento de líquido).

Limites de aplicação 100% 2FES-2



Dados Técnicos: 2FES-2Y

Dimensões e Conexões



Dados Técnicos

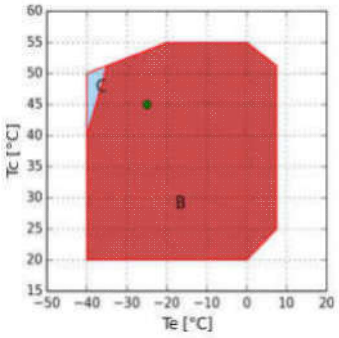
dados técnico	
Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	9,54 m³/h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	11,51 m³/h
No. de cilindros x diâmetro x curso	2 x 46 mm x 33 mm
Peso	49 kg
Pressão máxima (LP/H)	19 / 32bar
Conexão da linha de sucção	16 mm - 5/8"
Conexão da linha de descarga	12 mm - 1/2"
Tipo de óleo R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard) | R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Tipo de óleo R22 (R12/R502)	B5.2 (Option)
Tipo de óleo R1234yf	BSE32 (Standard) | R1234yf tc>70°C : BSE55 (Option)
Tipo de óleo R1234ze	BSE55 (Standard) | to>15°C: BSE85K (Option) | tc>70°C: BSE85K (Option)
Tipo de óleo R454C/R455A	BSE32 (Standard)
Tipo de óleo R515B	BSE55 (Standard) | to>15°C: BSE85K (Option) | tc>70°C: BSE85K (Option)
dados motor	
Motor versão	2
Voltagem do motor (outras sob consulta)	380-420V Y-3-50Hz
Máxima corrente de trabalho	5.3 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	22.5 A
Máx. Potência absorvida excedida	2,9 kW
extenção do fornecimento	
Proteção do motor	SE-B1
Classe da proteção	IP66
Coxins	Standard
Carga de óleo	1,00 dm³
Válvula de descarga	Standard
Válvula de sucção	Standard
opções disponíveis	
Ventilador adicional	Option
Resistência de aquecimento de óleo	0..60 W PTC (Option)
medição sonora	
Nível de potência sonora (-10°C / 45°C)	65,5 dB(A) @ 50Hz
Nível de potência sonora (-35°C / 40°C)	65,5 dB(A) @ 50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (-10°C / 45°C)	57,5 dB(A) @ 50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (-35°C / 40°C)	57,5 dB(A) @ 50Hz

8.6 Anexo 6 – Características dos compressores abertos

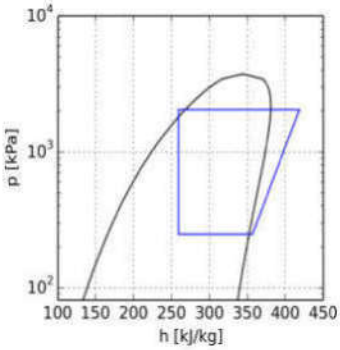
Cálculo - APE

Entrada

Modelo	81VS
Refrigerante	R404A
Temperatura de evaporação	-25.0 °C
Temperatura de condensação	45.0 °C
Temperatura de referência	Temperatura de orvalho
Superaquecimento	5.0 K
Superaquecimento saída evap.	5.0 K
Subresfriamento do líquido	5.0 K
Velocidade do compressor	1450 RPM
Sistema de controle de capacidade	100%



B = Aplicação padrão
C = Ventilador de cabeçote ou superaquecimento máx. 20K
• = Temperatura de orvalho



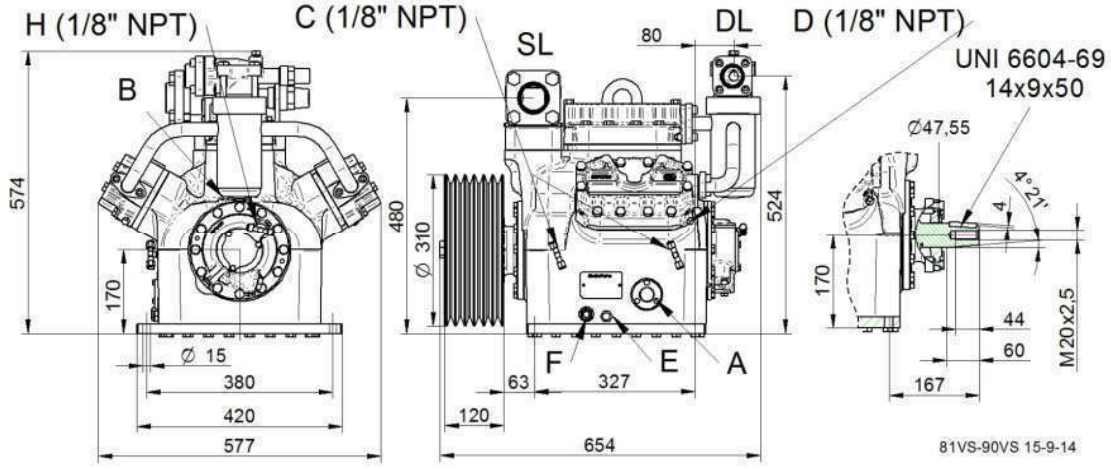
Cálculo do desempenho

	Condições padrão	No Evaporador	No Condensador
Capacidade refrigeração	41330 W	38660 W	38660 W
Potência eixo	26.26 kW	26.26 kW	26.26 kW
Capacidade condensador	67.58 kW	64.90 kW	64.90 kW
COP	1.57	1.47	1.47
Vazão em massa	1203.8 kg/h	1430.2 kg/h	1430.2 kg/h
Temperatura de descarga	106.2 °C	68.2 °C	68.2 °C

Dados técnicos

N. Cilindros	6.0	
Diâmetro	78.0	[mm]
Curso	65.0	[mm]
Cilindrada	1865.0	[cm³]
Volante	310-6SPB	[mm]
Válvula sucção	54 s.	[mm]
Válvula descarga	42 s.	[mm]
Carga de óleo	6.5	[kg]
Peso líquido	211.0	[kg]
RPM min.	750.0	RPM
RPM max.	1750.0	RPM
Motor recomendado	15-100	[HP]

Dimensões gerais [mm]

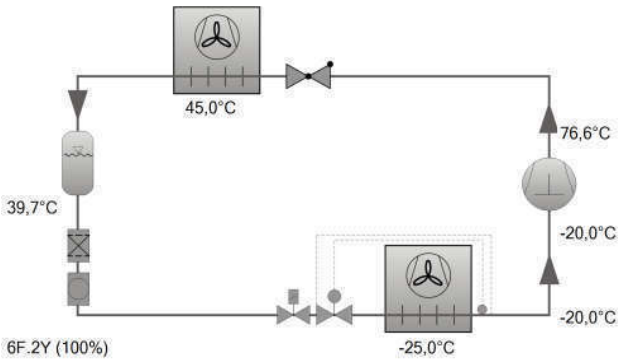


DL - Válvula de serviço de descarga
SL - Válvula de sucção
A - Visor de óleo
B - Bujão para carga de óleo
C - Conexão de baixa pressão
D - Conexão de alta pressão
E - Bujão de drenagem de óleo
F - Resistência de cárter
H - Torneira de pressão de óleo

Seleção: Compressores Pistões Aberto

Valores de entrada

Compressor modelo	6F.2Y-K
Refrigerante	R404A
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-25,00 °C
Temp. Condensação SDT	45,0 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	5,00 K
Superaquecimento do gás Sucção	5,00 K
Superaquecimento útil	100%
Velocidade do motor	1450 /min
guia	Acoplamento (1:1)
Regulador de capacidade	100%

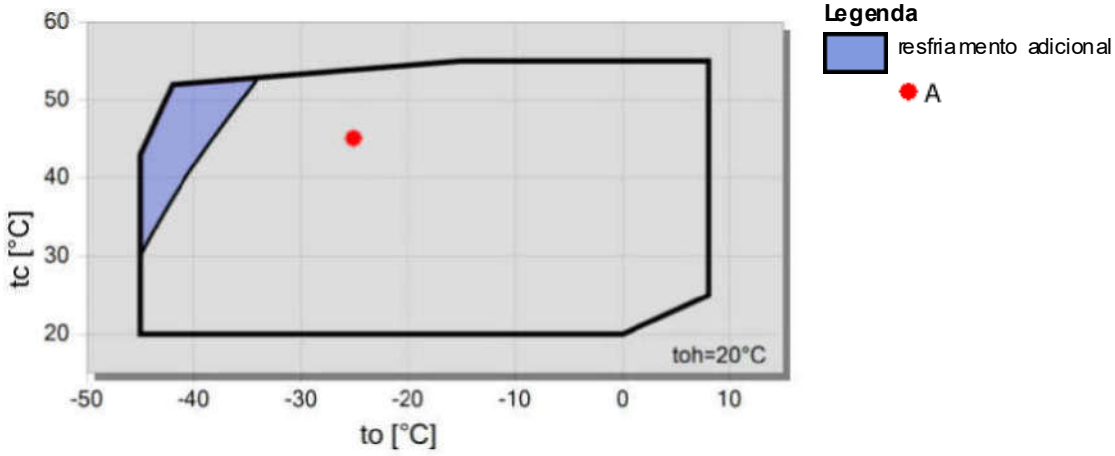


Resultado

Compressor	**6F.2Y**
Etapas de capacidade	100%
Capac. Frigorífica	35,7 kW
Capac. Frigorífica *	40,4 kW
Capacidade Evaporador	35,7 kW
Potência no eixo	24,8 kW
Capacidade do Condensador	60,5 kW
COP/EER	1,44
COP/EER*	1,63
Vazão em massa	1331 kg/h
Modo de operação	Acoplamento (1:1)
Velocidade Compressor	1450 /min
Motor de Acionamento	30,0 kW
Temp. gás de Descarga não resfriado	76,6 °C

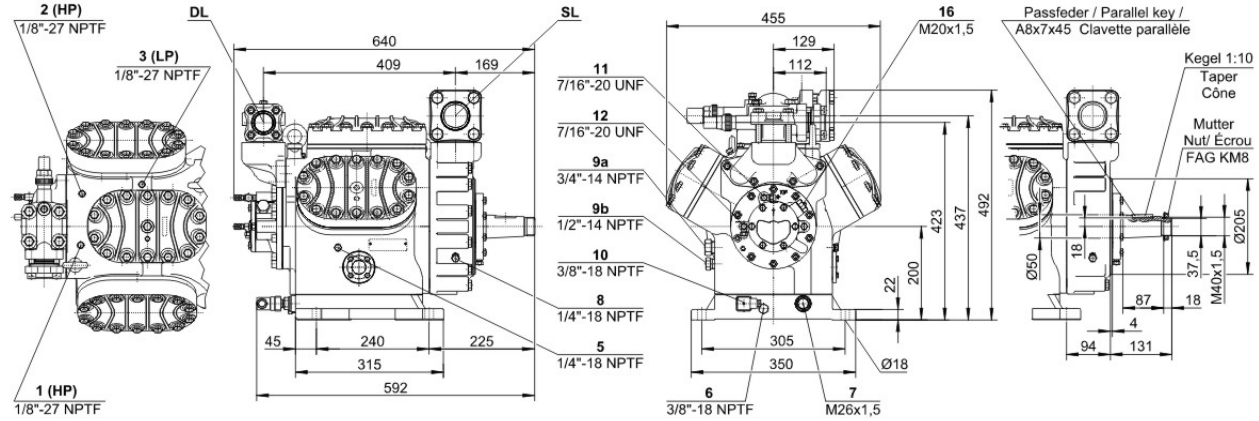
Seleção do motor ver "Dados Técnicos"
*conforme EN 12900 (temp. gás sucção 20°C, sem sub-resfriamento do líquido.

Limites de aplicação Standard 6F.2



Dados Técnicos: 6F.2Y-K

Dimensões e Conexões



Dados Técnicos

dados técnico	
Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	151,6 m3/h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	183,0 m3/h
No. de cilindros x diâmetro x curso	6 x 82 mm x 55 mm
Limite de velocidade permitido	900 .. 1750 1/min
Peso	161 kg
Pressão máxima (LP/H)	19 / 25 bar
Conexão da linha de sucção	54 mm - 2 1/8"
Conexão da linha de descarga	42 mm - 1 5/8"
Tipo de óleo R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	tc<55°C: BSE32 / tc>55°C: BSE55 (Option)
Tipo de óleo R22 (R12/R502)	B5.2 (Standard)
extenção do fornecimento	
Carga de óleo	5,0 dm3
carga protetiva	Standard
Válvula de sucção	Standard
Válvula de descarga	Standard
Válvula alívio de pressão	Standard
opções disponíveis	
Acoplamento (..-K) w. A/C + média temp.	KK620 [<22kW] / KK630 [<45kW] (Option)
Acoplamento (..-K) w. baixa temp.	KK625 [<22kW] / KK630 [<45kW] (Option)
Flange para acoplamento	Option
Polia do motor (..-S)	190, 210, 230 mm (Option)
Correias canal V	5 x SPA (Option)
Proteção da temperatura de desgarga do gás	Option (incl. INT69VS)
Alívio de partida	Option
Conexão para resfriamento a água	R 3/4" (Option)
Controle de capacidade	100-66-33% (Option)
Ventilador adicional	Option
Cabeçotes refriados a água	Option
Válvula do serviço de óleo	Option
Resistência de aquecimento de óleo	140 W (Option)
Monitoração da pressão de óleo	MP54 (Option)
Kit para aplicação marítima	Option