



# Implementação e teste de método de cálculo de equilíbrio de instalações frigoríficas

## Marco Alexandre Onofre Dias

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

## Engenharia Mecânica

## Júri

Presidente: Prof. Mário Manuel Gonçalves da Costa Orientador: Prof. João Luís Toste de Azevedo Vogal: Prof. Luis Filipe Canhão Roriz

## Outubro de 2011

### **AGRADECIMENTOS**

Ao professor Toste Azevedo pela ajuda prestada ao longo destes meses no esclarecimento de dúvidas e orientação na realização deste trabalho.

Aos meus pais e irmã pelo apoio que transmitiram ao longo de todo este tempo, nos bons e menos bons momentos.

Aos meus colegas de trabalho pela compreensão da dificuldade de conciliar o trabalho com a realização da tese, especialmente nos meses finais.

Ao meu filho que apesar de por vezes dispensar mais tempo do que o previsto, dava mais força para efectuar as tarefas depois.

A todos os meus amigos.

#### Abstract

The present work presents an Excel/VBA model to calculate the equilibrium of components from a refrigeration installation. The main parameters to characterize equipments were calculated based on values presented in catalogues. For semi-hermetic compressors the global efficiency and a parameter from the volumetric efficiency were calculated based on a theoretical model. For the evaporators and condensers a value of their capacity (*AU*) was calculated for each model. In the case of compressor-condenser groups as there is no specific information from the condenser, the knowledge about the compressor was used in a program to determine the capacity of specific condensers used with different compressors.

The equilibrium between components is calculated iteratively adjusting the evaporation and condensation temperatures. Then the refrigeration capacity and the power consumption can be calculated for real working conditions of room and ambient temperature.

The validation of the program results is done comparing measured values of the evaporation and condensation temperatures for which differences are below 2°C and the electrical consumption of the compressor presents differences below 3%. The only case where a large difference was observed in the calculated evaporation temperature was justified by the regulation of the valve that when corrected led to the expected values.

Keywords: Refrigeration, Cooling cycle, Compressor model, Equilibrium of components, Model validation

#### Resumo

Este trabalho apresenta um programa em Excel/VBA para o cálculo do equilíbrio entre os componentes de uma instalação frigorífica. Foram calculados parâmetros de modelos a partir de valores obtidos de catálogos. Para o compressor semi-hermético determinaram-se correlações para o rendimento global e volumétrico de acordo com um modelo teórico. Para os evaporadores e condensadores foi determinado o valor de *AU* para cada modelo. No caso dos grupos compressor-condensador utilizou-se o programa para determinar o valor de *AU*.

O programa de equilíbrio de componentes determina a capacidade frigorífica, a potência absorvida e as temperaturas de evaporação e de condensação do sistema a partir da especificação dos componentes e das temperaturas da câmara e do ambiente, permitindo caracterizar a situação de funcionamento real.

A validação dos resultados do programa é feita comparando-os com valores medidos da pressão de evaporação e condensação e do consumo eléctrico do compressor. Observam-se diferenças na potência absorvida inferiores a 3% e diferença nas temperaturas de evaporação e condensação inferior a 2°C, excepto num caso em que a diferença de temperatura de evaporação é maior o que se devia à regulação da válvula de expansão que foi corrigida conduzindo a valores semelhantes aos esperados.

Palavras-chave: Refrigeração, Ciclo frigorífico, Modelo de compressor, Equilíbrio de componentes, Validação de modelo.

# Índice de Tabelas

Tabela 1 - Coeficiente γ no caso de se considerar compressão isentrópica	34
Tabela 2 - Coeficiente <i>n</i> no caso de se considerar compressão politrópica aproximando valores reais.	35
Tabela 3 – Variação da temperatura de sucção na instalação Manjarlima	49
Tabela 4 – Simulações efectuadas na instalação Manjarlima	50
Tabela 5 – Variação da temperatura de sucção na instalação Tozé Crispim	53
Tabela 6 – Variação da temperatura de sucção na instalação Bruno Terroal	56
Tabela 7 – Simulações efectuadas na instalação Bruno Terroal	57
Tabela 8 – Simulação efectuada na instalação Bruno Terroal – 2º ensaio	59

# Índice de Figuras

Figura 1 – Esquema de um ciclo frigorifico simples, (Wikipédia, 2011)	. 2
Figura 2 – Curvas características de funcionamento do compressor. Capacidade de refrigeração e potência consumida (Green e Perry, 2007)	. 5
Figura 3 – Curvas características de funcionamento do evaporador. (Green e Perry, 2007)	. 7
Figura 4 – Curvas características de funcionamento do condensador. (Green e Perry, 2007)	. 8
Figura 5 – Intersecção das curvas de funcionamento do compressor e condensador. (Green e Perry, 2007)	10
Figura 6 – Intersecção das curvas de funcionamento do grupo compressor-condensador com as características do evaporador. (Green e Perry, 2007)	10
Figura 7 – Apresentação de resultados no programa Solkane. (Solvay, 2011)	13
Figura 8 – Apresentação de resultados no programa Dorin. (Dorin, 2011)	14
Figura 9 – Apresentação de resultados no programa Bitzer. (Bitzer, 2011)	14
Figura 10 – Apresentação de resultados no programa Bitzer. (Bitzer, 2011)	15
Figura 11 – Apresentação de resultados no programa CoolPack. (CoolPack, 2011)	16
Figura 12 – Dimensionamento de um sistema de refrigeração no programa CoolPack. (CoolPack, 2011)	17
Figura 13 – Selecção de componentes no programa CoolPack - Compressor. (CoolPack, 2011)	17
Figura 14 – Perdas num compressor semi-hermético. (Hundy, et al, 2008)	21
Figura 15 – Diagrama P-h de um ciclo frigorífico. (Navarro, et al,2007)	22
Figura 16 – Valores típicos de Rendimento Isentrópico para os vários tipos de compressores. (Hundy, et al, 2008)2	23
Figura 17 – Valores típicos de rendimento volumétrico com razão de pressão. (Navarro et al, 2007)	24
Figura 18 – Esquema da regulação da válvula de expansão. (Stoecker,2004)	26
Figura 19 – Diagrama P-h do ciclo frigorífico considerado (adaptado de mspc, 2011)	30

Figura 20 – Comparação de valores de caudal de fluido frigorigéneo calculado com os do catálogo Bitzer	
Figura 21 – Variação dos rendimentos para dois compressores diferentes com a temperatura de evaporação, para temperatura de condensação de +45°C.	2
Figura 22 – Variação dos rendimentos para dois compressores diferentes com a razão de pressão, para temperatura de condensação de +45°C.	3
Figura 23 – Variação dos rendimentos para dois compressores diferentes com a razão de pressão, para temperatura de evaporação de -10ºC32	ł
Figura 24 – Valores do coeficiente <i>m</i> para vários fluidos com distinção por razão de pressão. 36	3
Figura 25 – Valores dos coeficientes do rendimento isentrópico para vários fluidos com distinção por razão de pressão	7
Figura 26 – Comparação dos valores obtidos de capacidade frigorífica com os de catálogo para um compressor de 20cv	3
Figura 27 – Comparação dos valores obtidos de potência absorvida com os de catálogo para um compressor de 20cv	)
Figura 28 – Variação do coeficiente global de transferência de calor <i>U</i> com velocidade dos ventiladores do evaporador40	)
Figura 29 – Variação do coeficiente global de transferência de calor <i>U</i> em função da velocidade do ventilador de condensador40	)
Figura 30 – Algoritmo de cálculo de equilíbrio de componentes.	ł
Figura 31 – Interface gráfica criada para o utilizador45	5
Figura 32 – Equipamento utilizado na medição de resultados. (TESTO 556) 46	3
Figura 33 – Montagem do aparelho. (TESTO 556)47	7
Figura 34 – Valores reais retirados da instalação Manjarlima48	3
Figura 35 – Apresentação do programa com valores reais da instalação Manjarlima49	)
Figura 36 – Valores reais retirados da instalação Tozé Crispim.	2
Figura 37 – Apresentação do programa com valores reais na instalação Tozé Crispim 53	3
Figura 38 – Valores reais retirados da instalação Bruno Terroal55	5
Figura 39 – Apresentação do programa com valores reais da instalação Bruno Terroal55	5
Figura 40 – Apresentação do programa com valores reais da instalação Bruno Terroal – 2ºensaio	3
Figura 41 – Apresentação do programa com valores reais da instalação Bruno Terroal - com afinação da válvula de expansão59	)

## Nomenclatura

Sím	bol	os I	latir	nos
OIIII	DUI		au	100

Área (m²)
Factor de Potência
Factor de gelo
Entalpia no ponto <i>i</i> do ciclo (kJ/kg)
Corrente eléctrica (A)
Caudal mássico (kg/s)
Parâmetro do rendimento volumétrico (Equação 9)
Índice de politrópica
Velocidade de rotação (rpm)
Pressão no ponto <i>i</i> do ciclo (MPa)
Capacidade frigorífica (W)
Razão de pressão
Temperatura Ambiente (°C)
Temperatura da Câmara (ºC)
Temperatura de Condensação (ºC)
Temperatura de Evaporação (ºC)
Coeficiente global de transferência de calor (W/m <sup>2</sup> K)
Diferença de Potencial (V)
Caudal Volumétrico (m <sup>3</sup> /s)
Volume específico do fluido (m <sup>3</sup> /kg)
Volume de Cilindrada (m <sup>3</sup> )
Volume Residual (m <sup>3</sup> )

 $\dot{W}_{\scriptscriptstyle Comp}$  Trabalho do compressor (W)

## Símbolos gregos

$\Delta T_{\rm ln}$	Diferença de temperatura média logaritmica (°C)
γ	Índice de isentrópica
$\eta_{\scriptscriptstyle Comp}$	Rendimento do Compressor
$\eta_{\scriptscriptstyle Vol}$	Rendimento Volumétrico do Compressor
$ ho_i$	Massa específica do fluido nas condições <i>i</i> do ciclo (kg/m <sup>3</sup> )

#### Abreviaturas

DTU	Technical University of Denmark
EER	Energy Efficiency Ratio
EES	Engineering Equation Solver
HR	Humidade relativa
NIST	National Institute of Standards and Technology
REFPROP	REFerence PROPerties
RP	Razão de pressões
VBA	Visual Basic for Applications

## Indice

Agradecimentos	i
Abstract	ii
Resumo	iii
Indice de Tabelas	iv
Indice de Figuras	iv
Nomenclatura	vi
Simbolos Gregos	vi
Abreviaturas	vi
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Motivação	1
1.2. Ciclos frigoríficos considerados	1
1.3. Comportamento de componentes	3
1.4. Equilíbrio de componentes	9
1.5. Programas de cálculo de ciclos frigoríficos	. 11
1.6. Objectivos e contributo da tese	. 18
1.7. Estrutura da tese	. 19
2. MODELOS DE COMPONENTES	. 20
2.1. Compressor	. 20
2.2. Evaporadores	. 25
2.3. Condensadores	. 28
3. REPRESENTAÇÃO DE DADOS DOS COMPONENTES	. 29
3.1. Modelo de compressor	. 29
3.2. Determinação dos parâmetros do modelo do compressor	. 34
3.3. Teste de modelo do compressor	37
3.4. Evaporadores	39
3.5. Condensadores	40
4. MODELO DE EQUILIBRIO DA INSTALAÇÃO	. 42
4.1. Algoritmo	. 42
4.2. Apresentação do Programa	. 45
5. VALIDAÇÃO DE RESULTADOS	. 46
5.1. Instrumentos Utilizados	. 46
5.2. Instalações Analisadas	. 47
6. CONCLUSÕES	. 60
7. TRABALHOS FUTUROS	. 61
REFERÊNCIAS	62

Anexo A – Tabelas dos Coeficientes <i>m</i> do rendimento volumétrico e coeficientes do rendimento isentrópico	65
Anexo B – Gráficos dos Coeficientes <i>m</i> do rendimento volumétrico e coeficientes do rendimento isentrópico.	69
Anexo C – Comparação dos valores de catálogo com os obtidos pelas várias aproximações para a marca Grasso e Dorin	72
Anexo D – Valores para alguns grupos compressor-condensadores	74

#### 1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo de introdução, apresenta-se em primeiro lugar a motivação para a realização desta tese e a seguir, na secção 1.2, algumas considerações sobre os ciclos frigoríficos simples analisados neste trabalho. Na secção seguinte 1.3 e 1.4 apresentam-se respectivamente, os métodos de análise dos componentes e do seu equilíbrio. Na secção 1.5 apresenta-se uma revisão de modelos de cálculo disponíveis de forma gratuita. Na secção 1.6 apresentam-se os objectivos e a contribuição apresentada nesta tese e finalmente na secção 1.7 a estrutura da tese.

#### 1.1. Motivação

A principal motivação para a realização deste trabalho deriva da actividade profissional do autor na montagem de instalações frigoríficas. Para além dos conhecimentos práticos de montagem e operação dos equipamentos sentiu-se a necessidade de aprofundar o conhecimento sobre o comportamento dos equipamentos individuais. Este estudo tem assim como objectivo analisar o funcionamento de instalações frigoríficas, nomeadamente a situação de equilíbrio entre os vários componentes de um sistema frigorífico. A análise permite interpretar as condições reais de funcionamento de instalações frigoríficas e ter a capacidade de seleccionar componentes para obter condições de funcionamento específicas maximizando a eficiência nas condições que se adeqúem às necessidades do cliente.

#### **1.2.** Ciclos frigoríficos considerados

Este trabalho limita-se a ciclos frigoríficos simples usando compressores semi-herméticos que abrangem uma grande gama de aplicações de câmaras de congelados e refrigerados. O dimensionamento destas instalações frigoríficas é efectuado recorrendo a uma previsão das necessidades de arrefecimento para manter a temperatura pretendida. Para além da temperatura a humidade relativa no interior de câmaras de conservação é importante pois tem influência na perda de água dos produtos. A potência dos equipamentos para arrefecimento depende de diversos factores que por ordem de importância são:

- Trocas térmicas com o ambiente que dependem das dimensões das câmaras e do isolamento utilizado. Para além das trocas pelas paredes e tecto existem ainda as perdas através do solo.

 Necessidades para efectuar o arrefecimento dos produtos ou para os congelar. Para além da potência necessária para as entradas de produtos, existe ainda o calor gerado pelos produtos nas câmaras de refrigerados onde mantêm respiração.

 Trocas de ar com o exterior, devido a ventilação, infiltrações e abertura de portas para acesso aos produtos.  Cargas térmicas internas devido à presença de luzes, ocupantes, incluindo o aquecimento de evaporadores para liquefazer o gelo formado.

O último aspecto do ciclo de descongelação dos evaporadores para além de afectar a carga térmica tem influência no tempo de disponibilidade da instalação pois quando se efectua este ciclo não se gera frio e ao longo da operação do evaporador é de esperar que a capacidade de transferência de calor varie um pouco sendo o efeito médio traduzido por um factor de gelo.

A complexidade das cargas térmicas e a dificuldade em conseguir prevê-las conduz em geral em sobredimensionar os sistemas frigoríficos de modo a terem capacidade de resposta nas condições mais críticas. No caso de grandes instalações os sistemas são dotados de uma maior flexibilidade devido à existência de diversos equipamentos em paralelo e de tanques de armazenamento de fluido frigorigéneo a baixa temperatura. Durante a operação do sistema as condições interiores e exteriores variam muito e por esse facto a situação de funcionamento dos componentes pode variar. Por outro lado quando se efectua um projecto existem diversas hipóteses para seleccionar os vários componentes que podem apresentar capacidades diferentes em relação a um ciclo termodinâmico de referência. Deste modo torna-se relevante dispor de ferramentas de análise das condições reais de funcionamento de ciclos em função das características dos componentes e das condições de operação.

No âmbito deste trabalho consideram-se ciclos frigoríficos simples constituídos por quatro componentes: compressor, condensador, evaporador e válvula de laminagem/expansão. De todos estes, o compressor é sem margem de dúvida o mais complexo, no lado oposto, está a válvula de laminagem, enquanto o condensador e o evaporador são permutadores de calor. A figura 1 apresenta um esquema do ciclo frigorífico simples permitindo identificar os componentes principais referidos.



Figura 1 – Esquema de um ciclo frigorifico simples, (Wikipédia, 2011).

Começando no compressor, o fluido frigorigéneo é comprimido da pressão de evaporação até à de condensação. A compressão é efectuada no estado de vapor sobreaquecido e conduz a um aumento de temperatura que conduz a alguma perda de calor do compressor. Na fase da admissão também poderá haver um aquecimento inicial do vapor devido à baixa temperatura na admissão. Desprezando os efeitos da transferência de calor do compressor para o ambiente, a potência absorvida pelo compressor semi-hermético é totalmente transferido para o fluído frigorigéneo e pode ser quantificado pelo produto do seu caudal pela variação de entalpia no compressor. Em seguida o fluido frigorigéneo passa num permutador de calor onde arrefece e condensa transferindo calor para um meio de arrefecimento que é ar ou água a temperaturas próximas da ambiente, mas que podem por isso variar. Após condensado, o fluido frigorigéneo atravessa a válvula de expansão, onde se vai expandir até à pressão a que está no evaporador. Como não existem trocas de calor significativas, a expansão é considerada como um processo com uma entalpia constante e o fluido frigorigéneo sai da válvula de expansão como uma mistura de duas fases. Por último, o fluido frigorigéneo vai passar pelo evaporador onde recebe calor do espaço a refrigerar, fazendo com que o fluido evapore e esteja em condições de entrar novamente no compressor. A regulação da válvula de expansão em geral é efectuada de forma a que o fluido na saída do evaporador apresente um pequeno grau de sobreaquecimento o que facilita o sistema de controle e minimiza a presença de gotas arrastadas na admissão. Considera-se neste trabalho que o grau de sobreaquecimento na saída do evaporador é o mínimo entre 5ºC e a diferença de temperatura da câmara e de evaporação. Na realidade o grau de sobre-aquecimento é regulado pela válvula de expansão termostática e pode influenciar a análise do equilíbrio dos componentes quando o grau de sobre-aquecimento for superior à diferença de temperatura necessária para a transferência de calor. Para os permutadores de calor na instalação, condensador e evaporador, pode-se expressar a taxa de transferência de calor pelo balanço de energia ao fluido, (caudal multiplicado por variação de entalpia) e por uma equação de transferência de calor multiplicando a capacidade de transferência de calor pela diferença média de temperatura entre o fluido frigorigéneo e o ar ou água com que o fluido troca calor.

A análise de cada um dos componentes é apresentada em detalhe no capítulo 2 desta tese, referindo-se de seguida nesta introdução apenas os modelos gerais para cada componente que permitem compreender a metodologia de análise do equilíbrio entre componentes de uma instalação frigorífica simples.

#### **1.3.** Comportamento de componentes

O objectivo da análise do equilíbrio entre componentes do ciclo frigorífico é o de determinar a situação de funcionamento dos equipamentos quando montados numa mesma instalação. O interesse desta análise surge do facto dos fabricantes dos vários componentes não serem os mesmos. Deste modo torna-se necessário referenciar as características dos componentes para condições típicas e o exercício a resolver na análise do equilíbrio é o efeito de alterar as características em relação aos valores assumidos na apresentação das características dos componentes. De seguida mostra-se como são apresentadas as características dos componentes e como se podem considerar as interacções entre eles.

#### Compressor

A grande parte dos compressores utilizada nas pequenas e médias instalações é do tipo alternativo com cilindros e êmbolos, em que o seu número pode ir deste apenas um, até ao caso em que podemos ter 2 linhas com 6 cilindros cada uma. Contudo, á medida que a necessidade de capacidade de refrigeração aumenta, os compressores de parafuso surgem como a melhor solução, e por fim, os compressores que nos conferem a maior capacidade são os compressores centrífugos que são utilizados nas instalações de potências superiores a 500kW e quando as temperaturas de evaporação não são demasiado baixas.

Os compressores de parafuso também são considerados quando o espaço existente na casa das máquinas é reduzido e é necessário o seu funcionamento durante muitas horas. O seu período de manutenção é normalmente muito superior quando comparados com os compressores alternativos. Estes compressores são ambos volumétricos e existem ainda outros tipos de configurações de compressores volumétricos para capacidades equivalentes às dos alternativos do tipo rotativo, espiral e de palhetas.

Neste trabalho apenas vão ser considerados os compressores semi-herméticos, pois como foi mencionado, é o tipo de compressores mais utilizados em instalações de pequeno e médio porte. Estes compressores são alternativos e são constituídos por cilindros e êmbolos. O facto de serem semi-herméticos significa que em caso de avaria, é possível proceder á substituição dos componentes, nomeadamente êmbolos, segmentos, biela, cambota, válvulas, entre outros. Como o fluido frigorigéneo atravessa o motor eléctrico, arrefecendo-o, considera-se no modelo um rendimento global comparando a potência eléctrica absorvida com um processo isentrópico. As considerações utilizadas ao longo deste trabalho são assim válidas apenas para este tipo de compressores, não se aplicando por isso a compressores como os de parafuso, centrífugos ou de outro tipo.

Os compressores frigoríficos são caracterizados por dois parâmetros principais e mais concretamente, a capacidade de refrigeração e a potência consumida. A razão entre os dois valores é a eficiência frigorífica do ciclo considerado.

A capacidade de refrigeração indicada pelos fabricantes de compressores corresponde ao produto do caudal de fluido frigorigéneo pela diferença de entalpias entre a saída e a entrada do evaporador para determinadas condições de referência de um ciclo simples. A potência consumida corresponde à potência eléctrica absorvida no motor.

As condições de referência do ciclo para o compressor na maioria dos fabricantes segue a norma EN12900 que considera a capacidade do compressor para uma temperatura de admissão de 20°C. Esta condição pode afectar de duas formas os valores reportados, pois

podem ser quantificados no efeito frigorífico e afectam a capacidade do compressor através da massa volúmica (Hundy et al, 2008).

A figura 2 apresenta uma curva típica de caracterização de um compressor em função das temperaturas de evaporação e de condensação. Este tipo de apresentação é efectuada por diversos fabricantes, sendo apresentada aqui para um caso genérico. A figura inclui uma lista dos dados mais relevantes onde falta a temperatura de admissão discutida acima. Stoecker (2004), propõem que os resultados de ensaios de compressores sejam representados por polinómios de terceiro grau envolvendo as várias combinações entre a temperatura de evaporação e de condensação em graus Celsius na forma:

$$y = c_1 + c_2 t_{Evap} + c_3 t_{Cond} + c_4 t_{Evap}^2 + c_5 t_{Evap} t_{Cond} + c_6 t_{Cond}^2 + c_7 t_{Evap}^3 + c_8 t_{Evap}^2 t_{Cond} + c_9 t_{Evap} t_{Cond}^2 + c_{10} t_{Cond}^3$$
(1)



Figura 2 – Curvas características de funcionamento do compressor. Capacidade de refrigeração e potência consumida (Green e Perry, 2007).

A interpretação qualitativa dos gráficos é simples. Ao aumentar a temperatura de evaporação reduz-se a razão de pressões e o caudal de fluido aumenta, aumentado a potência frigorífica. Ao mesmo tempo o trabalho de compressão aumenta devido ao maior caudal. Quando se diminui a temperatura de condensação também se reduz a razão de pressões o que pode aumentar o caudal. Este efeito e um pequeno aumento do efeito frigorífico podem explicar o aumento da potência frigorífica. A potência absorvida aumenta com a temperatura de condensação o que se pode dever ao aumento da variação de entalpia no fluido se sobrepor à

redução no caudal. Convém notar que a análise de equilíbrio de componentes pode ser efectuada numa primeira aproximação com as características dos equipamentos, expressas por curvas empíricas na forma da equação 1, sem analisar as propriedades termodinâmicas.

#### **Evaporador**

Os evaporadores podem ser de dois tipos: inundados ou secos. Nos evaporadores inundados a circulação pode ser natural ou forçada e funciona a partir de um tanque auxiliar, regressando o caudal ao mesmo tanque que tem a função de separar as fases, líquida para o evaporador e vapor para o compressor. Neste trabalho consideram-se evaporadores secos e neste caso o fluido frigorigéneo evapora totalmente e sofre um pequeno sobreaquecimento pelo que existe uma zona do evaporador onde a temperatura do fluido frigorigéneo varia. As características dos evaporadores são normalmente apresentadas em função da temperatura do espaço a refrigerar e da temperatura de evaporação. Os valores típicos da diferença de temperatura utilizados são de 8ºC e o sobreaquecimento do fluido à saída do evaporador tem então de ser inferior, considerado como 5ºC por defeito. Quando a diferença de temperatura entre o espaço a refrigerar e a de evaporação se anula, a capacidade do evaporador anula-se dando origem à representação indicada na figura 3. Obtém-se várias curvas dependendo da temperatura do espaço a arrefecer ou de variações no sistema de ventilação dos evaporadores. O efeito de formação de gelo nos evaporadores também se traduz por uma alteração da capacidade consoante a temperatura de funcionamento.

Mais uma vez, as várias considerações e aproximações efectuadas, aplicam-se apenas a evaporadores secos. O estudo de evaporadores do tipo inundado, como sai fora do âmbito deste trabalho, não foi considerado.



Figura 3 - Curvas características de funcionamento do evaporador. (Green e Perry, 2007).

#### Condensador

Nestes permutadores o fluido frigorigéneo entra sobreaquecido e condensa saindo no estado de líquido saturado. É aqui que é rejeitado o calor retirado do local a refrigerar e o aumento da entalpia no compressor. Existem três tipos de condensadores: os arrefecidos a ar, os arrefecidos a água e os condensadores evaporativos. Os mais utilizados para pequenas e médias instalações são os arrefecidos a ar e deste modo a análise considerada é limitada a este tipo de condensadores. A sua principal vantagem é a fácil instalação pois pode ser colocado em qualquer local desde que seja arejado, nomeadamente ao ar livre.

Os condensadores arrefecidos a água são utilizados para instalações de maior potência, no entanto a sua instalação é um pouco mais complexa, uma vez que vai ser necessário a criação de um circuito a água. Em relação aos condensadores evaporativos, são habitualmente utilizados quando se pretende obter uma redução na temperatura de condensação.

Os valores típicos de diferença de temperatura nos condensadores arrefecidos a ar, é da ordem dos 15°C, isto é, a temperatura de condensação é dada pela temperatura ambiente acrescentando estes 15°C (Bryant, 1997). A característica principal dos condensadores é a potência que consegue rejeitar que aumenta proporcionalmente com a diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do ambiente. O calor a dissipar no condensador aumenta com o aumento da temperatura de evaporação, pois o compressor aumenta o caudal,

aumentando a capacidade frigorífica e a potência absorvida conforme ilustrado na figura 2. Nesta análise não se considera as características do evaporador, mas apenas do compressor.

A figura 4 apresenta a capacidade frigorífica que se consegue obter em função da temperatura de evaporação para várias temperaturas de condensação para um determinado condensador. As curvas são representadas para um valor fixo da temperatura do meio de arrefecimento do condensador, pois se este variar a capacidade de dissipação do calor varia. Para condensadores arrefecidos a água ou com arrefecimento evaporativo é possível efectuar uma análise semelhante à apresentada, considerando a temperatura da água de arrefecimento ou a temperatura húmida do ar.

ing effect [kW]	Condenser
Evaporati	Tcond4 > Tcond3 Tcond3 > Tcond2
	Tcond1
	constant: - flow of the condenser cooling fluid - inlet temperature of condenser cooling fluid - heat transfer coefficient
	Evaporating temperature [°C]

Figura 4 – Curvas características de funcionamento do condensador. (Green e Perry, 2007).

#### Válvula de expansão

A principal finalidade da válvula de laminagem é proporcionar a redução da pressão do fluido frigorigéneo e controlar o fluxo de massa que entra no evaporador. Existem diversos tipos de válvulas no entanto neste trabalho, considera-se que são válvulas de expansão termostáticas compatíveis com os evaporadores de expansão directa. Estas vávulas mantêm um sobre aquecimento constante independentemente das condições do sistema, evitando assim a entrada de líquido no compressor.

#### 1.4. Equilíbrio de componentes

A selecção dos diversos componentes constituintes de uma instalação frigorífica deve ter sempre por base as características de cada um deles e a sua adequação aos outros. Numa instalação real as condições de funcionamento variam ao longo do tempo dai a relevância de uma metodologia para determinar o equilíbrio entre componentes.

A partir das características de funcionamento para cada componente o equilíbrio é determinado pelas condições de funcionamento compatíveis entre os componentes. O cálculo envolvendo várias variáveis pode ser efectuado resolvendo múltiplas equações em simultâneo, no entanto devido à simplicidade do sistema é possível utilizar um método sequencial de solução de equações formando um processo iterativo.

O ponto de partida ou a sequência a adoptar nesta análise passa por encontrar o ponto de funcionamento obtido pela intersecção entre a curva característica do compressor e do condensador. A figura 5 apresenta a intersecção entre as curvas de funcionamento do compressor e do condensador o que permite obter a potência frigorífica em função da temperatura de evaporação para uma determinada temperatura do meio de arrefecimento do condensador.

Na realidade para os sistemas de refrigeração de menor capacidade (menor de 40kW), os vários fabricantes produzem unidades grupo compressor-condensador que incorporam normalmente para além destes dois componentes, outros acessórios que apesar de não serem essenciais são importantes, nomeadamente um reservatório de fluido frigorigéneo, um pressostato, um visor de líquido, um filtro, etc. Neste caso as características do conjunto já são apresentados como na figura 5.

No caso destes componentes serem independentes pode-se determinar as características do seu conjunto eliminando a temperatura de condensação pois esta variável afecta o valor da potência frigorífica produzida no ciclo para ambos os equipamentos. A figura 5 apresenta uma representação gráfica da intersecção das características do compressor e do condensador para pontos com temperatura de condensação semelhante. Convém relembrar que as características do condensador foram representadas para um valor fixo da temperatura do meio de arrefecimento do condensador (e.g. ar) e portanto a curva determinada é válida para a temperatura do meio de arrefecimento. Para outras temperaturas do meio de arrefecimento é necessário alterar as características do condensador e determinar outras linhas de funcionamento do grupo compressor-condensador.



Figura 5 – Intersecção das curvas de funcionamento do compressor e condensador. (Green e Perry, 2007).

O passo seguinte é o de determinar a intersecção entre as características do grupo compressor-condensador com as características do evaporador, conforme representado na figura 6. É possível assim determinar a temperatura de evaporação, a de condensação, a capacidade frigorífica e a potência absorvida.



Evaporating temperature [°C]

Figura 6 – Intersecção das curvas de funcionamento do grupo compressor-condensador com as características do evaporador. (Green e Perry, 2007).

Com base na análise gráfica apresentada acima é possível avaliar de forma qualitativa a influência do aumento da capacidade de um dos componentes em relação aos restantes. Um aumento da capacidade do compressor iria conduzir a temperaturas de condensação mais elevadas e de evaporação mais baixas, aumentando a diferença de temperatura em ambos os permutadores.

O uso de um evaporador de maior capacidade diminui a diferença de temperatura nesse equipamento e assim produz um aumento na pressão de sucção. A redução da razão de pressão e o aumento da massa volúmica do gás que entra no compressor, aumenta o caudal mássico no compressor e permite assim aumentar a capacidade de refrigeração. A menor razão de pressão no compressor por outro lado diminui o trabalho específico e esse efeito sobrepõe-se ao aumento de caudal diminuindo a potência absorvida pelo compressor.

O uso de um condensador de maior capacidade diminui a temperatura de condensação e assim aumenta o efeito frigorífico. Adicionalmente a menor pressão de descarga do compressor reduz a razão de pressão aumentando o caudal e a potência frigorífica. A potência absorvida diminui devido à redução do trabalho específico.

A análise do equilíbrio de componentes num ciclo simples requer como se viu a obtenção das características de cada um deles e o recurso a um cálculo que determine a intersecção das curvas de funcionamento. Este tipo de cálculo pode ser automatizado recorrendo a polinómios característicos de funcionamento mas esta metodologia requer a representação de resultados para cada tipo de fluido frigorigéneo e não permite analisar o efeito de variações da temperatura de admissão.

#### 1.5. Programas de cálculo de ciclos frigoríficos

A utilização de programas de cálculo com recurso a métodos de avaliação das propriedades termodinâmicas apresenta a vantagem de não ser necessário à partida a obtenção de dados para todos os fluidos frigorigéneos.

A escolha do fluido frigorigéneo baseia-se em parte na gama de pressões para o intervalo de temperatura de uma certa aplicação. O que é aconselhável é evitar pressões demasiado baixas no evaporador e pressões demasiado altas no condensador. Adicionalmente para aumentar a capacidade frigorífica é desejável ter um valor elevado da entalpia de vaporização e um volume específico baixo nas condições de admissão no compressor. Nas instalações industriais, a utilização do amoníaco é normalmente a primeira opção, pois apresenta propriedades termodinâmicas muito favoráveis ao ciclo frigorífico e não é muito dispendioso. Os inconvenientes são a sua toxicidade e corrosibilidade que requerem cuidados particulares nas instalações. A nível industrial em alguns casos particulares usam-se hidrocarbonetos cujo problema principal é a sua flamabilidade. O grande desenvolvimento da refrigeração verificou-se com o desenvolvimento dos hidrocarbonetos halogenados em que alguns átomos de hidrogénio foram substituídos por cloro, flúor, brómio ou iodo. Estes fluidos frigorigéneos têm

um limite de toxicidade e flamabilidade menores e é a opção mais utilizada quando se trata de instalações industriais de pequenas/médias capacidades e todos os aparelhos domésticos e de ar condicionado.

Na indústria da refrigeração os fluidos frigorigéneos halogenados foram desenvolvidos pela DuPont e denominados por FREON. No seguimento do protocolo de Montreal os compostos com cloro e brómio (CFC – Clorofluorcarbonetos e BFC – Brómiofluorcarbonetos) foram proibidos e o uso de HFC – Hidrofluorcarbonetos foi restringido, conduzindo ao desenvolvimento de misturas contendo uma fracção de HFC menor. Para além da designação dos fluidos pela sua composição existe uma nomenclatura que permite identificar a sua composição, sendo usados a série 400 para misturas não azeotrópicas, a série 500 para misturas azeotrópicas, a 600 para hidrocarbonetos e a 700 para não orgânicos. Os fluidos frigorigéneos R11, R12 e posteriormente o R22 foram banidos e também as misturas que o contêm como era o caso do R502.

Por uma questão de aplicação e falando em termos muito gerais pode-se afirmar que a maior parte das instalações actuais de câmaras frigorificas de pequeno e médio porte funcionam com o R404a, as instalações industriais de grandes capacidades funcionam a amoníaco. O R404a é uma mistura de HFCs, nomeadamente R125 /R134a /R143a.

Para pequenas capacidades de refrigeração e em equipamentos hoteleiros, balcões, vitrinas, etc, frigoríficos domésticos, pode e é normalmente utilizado Freon R134a, tal como para o ar condicionado automóvel. Os equipamentos domésticos de Ar condicionado funcionam com misturas criadas nos tempos mais recentes –R410.

Existem no mercado alguns programas de cálculo que permitem determinar as características de alguns componentes ou realizar cálculos de ciclos, no entanto as duas vertentes não se encontram muito desenvolvidas. Em qualquer dos casos os programas recorrem a formulações para o cálculo das propriedades termodinâmicas e para cálculos mais avançados das propriedades de transporte (viscosidade, condutibilidade, etc).

A formulação das funções de estado e a determinação das características dos fluidos frigorigéneos é efectuada por laboratórios de referência, nomeadamente dos Estados Unidos da América que produziram o pacote REFPROP (REFerence PROPerties). Este programa pode ser adquirido ao NIST (National Institute of Standards and Technology) e na presente tese utiliza-se uma biblioteca de funções para o cálculo de propriedades REFPRO 8.0. Esta biblioteca é uma referência importante por ser utilizada por diversos programas referidos de seguida. Para além da biblioteca de funções existe um programa que permite produzir tabelas e gráficos de propriedades termodinâmicas mas não existem funções de cálculo associadas a ciclos frigoríficos.

Um dos principais fabricantes de fluidos frigorigéneos que é a Solvay disponibiliza um programa que permite o cálculo das propriedades dos seus produtos que têm a designação comercial SOLKANE usada em paralelo com a designação R###. O outro fabricante principal que é a Dupont designa actualmente os fluidos frigorigéneos por SUVA para além da

designação R### e disponibilizam informação em tabelas diagramas mas não em suporte informático. O programa SOLKANE para além da apresentação das propriedades em tabelas apresenta menus para o cálculo de vários tipos de ciclos termodinâmicos apresentando-se um exemplo na figura 7. Os cálculos baseiam-se em valores especificados pelo utilizador para o rendimento isentrópico do compressor e para valores das temperaturas de evaporação e condensação, não se conseguindo considerar características de equipamentos reais.



Figura 7 – Apresentação de resultados no programa Solkane. (Solvay, 2011).

Os fabricantes de compressores dispõem também de programas de cálculo, sendo analisados os que se encontraram disponíveis na internet da Dorin (2011) e da Bitzer (2011).

No caso da Dorin o programa de selecção dos compressores permite ao utilizador especificar condições de operação e potência pretendida e o programa selecciona os compressores com capacidade semelhante à pretendida apresentando detalhes sobre os valores obtidos no ciclo. No caso do resultado indicado na figura 8, pode-se observar o resultado para um ciclo standard que é definido com uma temperatura de admissão de 20°C, sendo o efeito frigorífico também quantificado considerando a entalpia até atingir essa temperatura. O programa permite no entanto alterar essas condições e verificar como variam as suas características.



Figura 8 – Apresentação de resultados no programa Dorin. (Dorin, 2011).

No caso da Bitzer o programa apresenta funcionalidades idênticas, no entanto existe um menu de abertura que permite seleccionar entre vários tipos de equipamentos incluindo compressores alternativos herméticos, semi-herméticos e de parafuso, bem como unidades compressor-condensador. Com base na especificação de condições o programa apresenta também a possibilidade de selecção de compressor apresentando duas soluções mais próximas, como exemplificado na figura 9.

2-stage Semi-he	rmetic Reciprocati	ng Compressors						×
Calculate	Export	Ĺ, Limits	' T. <u>D</u> ata	<u>EEE</u> Tables		? Help		K ose
Input data				Output data				
Refrigerant		R404A	•					
Reference tem	perature	Dew point ter	np. 🔻	Compressor	model S	4G-12.2Y-40P	S6J-16.2Y-40	<b>)</b>
Cooling cap	acity	15	kW	Cooling capa	city 1	3.68 kW	19.33 kW	-
C Compresso	or model			Cooling capa	city * 9.	.61 kW	14.38 kW	
	-			Evaporator ca	pacity 1	3.68 kW	19.33 kW	
Evaporating SS	ε <b>τ</b>	-35	-°C	Power input	9.	.37 kW	13.21 kW	
Condensing SI	от	40	°C	Current (400V	) 1	6.50 A	22.0 A	
with sub co	oler			Voltage range	3	80-420V	380-420V	
Liquid subcool	ing		к	Condensing	apacity 2	3.1 kW	32.5 kW	
Suction gas te	mperature	20	°C	COP/EER	1.	.46	1.46	
Power supply	50 H	Iz 🔻 Standa	ard 🔻	COP/EER *	1.	.02	1.09	
Useful superhe	at	100%		Mass flow LP	2	60 kg/h	389 kg/h	
o o o la caponia		1		Mass flow HP	3	97 kg/h	551 kg/h	
				Intermed. pres	ssure 4	.69 bar(a)	5.70 bar(a)	
				Mean tempera	ature -7	7.72 °C	-1.84 °C	-
Messages								
*According to	EN12900 (20°C su	ction gas temp., (	0K liquid subcooli	ng)			<u>^</u>	
							<b>V</b>	

Figura 9 – Apresentação de resultados no programa Bitzer. (Bitzer, 2011).

No entanto, para um dos compressores pode-se analisar em maior detalhe as características de funcionamento, nomeadamente uma tabela com a potência frigorífica e a temperatura de evaporação em função das temperaturas de evaporação e de condensação. Um aspecto interessante neste programa é incluir a possibilidade de se produzirem os coeficientes dos polinómios do terceiro grau referidos na equação (1) como se ilustra na figura 10.

-stage Sen	ni-hermet	ic Recipro	ocating (	Compresso	rs		_		_			4	
<ul> <li>✓</li> </ul>		<b>J</b>				2		====			?		$\sim \times$
<u>C</u> alculat	te	<u>E</u> xport		<u>L</u> imits	1	ī. <u>D</u> ata		<u>T</u> ables			<u>H</u> elp		<u>C</u> lose
Input data							Out	tput data					
Refridera	nt		Γ	R404A		-							<b>A</b>
Reference	 temnerat	huro	l l	Dew point t	emn		Co	mpressor	r model	S6J	-16.2Y-40P		
C Coolin	a canacitu	,		bew points			C	ooling capa	acity	19.3	3 kW		
0.000	ig capacity				KVV		C	ooling capa	acity *	14.3	8 kW		
• Comp	ressor mo	del		S6J-16.2Y		<b>-</b>	Ev	aporator c	apacity	19.3	3 kW		
Evaporatio	ng SST		ŀ	-35	°C		P	ower input		13.2	1 kW		
Condensi	ng SDT		4	40	°C		C	urrent (400	V)	22.0	A		
🔽 with s	ib cooler												
Liquid s	Performan	ice table:	2-stage	Semi-hern	netic Rec	iprocatin <u>c</u> 1	j Compi	ressors					2
Suction	Performa	nce table	Folyno	iniai uispia	iy   input								
Powers	Presenta	ation of co	ompress	sor perform	nance da	ta with po	lynomia	ils to EN 12	2900 / A	RI 540		ſ	<ul> <li>Image: A start of the start of</li></ul>
	Belvnom	see regis	ter "Inpu	<u> </u>								<u>c</u>	alculate
Useful s	v = c1 +	c2*to + c3	*tc + c4*	to^2 + c5*to	o*tc + c6*t	tc^2 + c7*t	0^3 + c8	3*tc*to^2 +	c9*to*te	^2 + c10*to	^3		₿ <u>n</u>
	Coefficie	nts:											Сору
		c1	c2	c3	c4	c5	c6	c7	c8	c9	c10		
	Q [W]	49413	931	147.3	2.22	2.94	-5.38	-0.02	0.02	-0.05	0.03		Export
Message	P [W]	15481	185.3	70.1	-0.34	1.48	3.99	-0.01	0.00	0.03	-0.03		
*Accord	m [kg/h]	1172	30.9	5.56	0.27	0.15	-0.08	0.00	0.00	-0.00	0.00		
	1[41]	25.1	0.25	0.11	-0.00	0.00	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00		

Figura 10 – Apresentação de resultados no programa Bitzer. (Bitzer, 2011).

Como se pode observar os programas de cálculo auxiliares dos fornecedores de fluidos frigorigéneos e de compressores não abordam a questão do equilíbrio entre componentes. Este tipo de cálculos pode ser efectuado recorrendo a programas de simulação de processos que basicamente fornecem como facilidade a disponibilidade de funções para o cálculo de propriedades e por outro lado a possibilidade de resolver numericamente sistemas de equações não lineares. O programa EES (Engineering Equation Solver) é um destes programas que se encontra amplamente divulgado no meio universitário pois existem vários livros que apresentam um conjunto extenso de problemas que são resolvidos recorrendo a esse programa. Esta é uma das razões para a existência de um outro programa que utiliza como base o EES e que se destina especificamente à análise de ciclos frigoríficos que é o CoolPack (2011) produzido pelo Mechanical Eng. Dept. da DTU Technical University of Denmark.

O programa CoolPack distribuído gratuitamente inclui um menu para o cálculo de propriedades dos fluidos frigorigéneos incluindo a possibilidade de apresentar diagramas. Num outro menu

permite o cálculo de ciclos termodinâmicos nos quais se podem considerar algumas variações como por exemplo o aquecimento na linha de aspiração do compressor, a perda de calor do compressor, perdas de carga nas linhas entre os componentes, etc. Os cálculos são efectuados pelo programa EES que resolve um conjunto de equações não lineares que se encontram pré-implementadas. O cálculo é elaborado por um método de Newton-Raphson generalizado o que requer uma boa aproximação inicial para os valores das variáveis conduzindo em alguns casos a dificuldade de convergência e ai o programa indica o resíduo máximo na solução e em que equação/variáveis ocorre.

O programa CoolPack tem alguns menus relacionados com o equilíbrio entre componentes e inclui funções para a partir das características de componentes determinar os seus parâmetros de funcionamento, nomeadamente o rendimento isentrópico e volumétrico para o compressor e a capacidade de transferência para os evaporadores ou condensadores. Estes parâmetros no entanto não são constantes e variam com as condições de operação. Na figura 11 apresenta-se um dos vários menus deste programa onde neste caso se consegue determinar vários valores do equilíbrio dos componentes – compressor, evaporador e condensador.

Kerreicher Stein auf der Kerreicher Stein auf der Kerreichen Stein auf der Kerreichen Stein auf der Kerreichen		
🔀 File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help		
PROCESS SPECIFICATION FOR PRESENT SITUATION		
EVAPORATOR	CONDENSER	
Evaporation temperature (T <sub>E</sub> ) [°C]  -10,0 AT <sub>SH</sub> [K]: 5	Condensing temperature (T <sub>C</sub> ) [°C] 🔽 35 🛛 AT <sub>SC</sub> [K]: 2	
Temperature of air or water entering evaporator [°C]: 2	Temperature of air or water entering condenser [°C]: 25,0	
T <sub>E</sub> : -10 [°C] p <sub>E</sub> : 434,1 [kPa] UA-value: 2,207 [kW/K]	T <sub>C</sub> : 35 [°C] p <sub>C</sub> : 1608 [kPa] UA-value: 3,715 [kW/K]	
NOTE: Evaporating pressure = suction pressure	NOTE: Condensing pressure = discharge pressure	
SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (SGHX)	REFRIGERANT	
No SGHX:	η <sub>T</sub> : 0,00 [-]	
CYCLE CAPACITY		
Volumetric efficiency (1 VOL ) [-] 💽 0,8 Q <sub>E</sub> : 26,49 [kW]		
COMPRESSOR PERFORMANCE		
isentropic efficiency (η <sub>IS</sub> ) [-] <b>τ</b> 10 η <sub>IS</sub> : 10,000 [-]	$\dot{W}$ : 10,00 [kW] Displacement rate ( $\dot{V}_D$ ) [m <sup>3</sup> /h]: 50	
COMPRESSOR HEAT LOSS		
Heat loss factor (f <sub>Q</sub> ) [%]	T <sub>2</sub> : 61,7 [°C] Q <sub>LOSS</sub> : 1,00 [kW]	
COMPRESSOR INLET TEMPERATURE		
T1[°C]: 3,0 &T <sub>SH,SL</sub> : 8,0 [K]		

|--|

Figura 11 – Apresentação de resultados no programa CoolPack. (CoolPack, 2011).

Para além desta opção, o programa apresenta a possibilidade de especificar a capacidade de permutadores de calor através dos dados para uma das condições de diferença de temperatura no evaporador e condensador. A representação do compressor também tem em conta diversos factores como os rendimentos isentrópico e volumétrico e perdas de calor do compressor. A

determinação desses valores no entanto deve ser feita a partir de características de funcionamento dos equipamentos e não existe uma metodologia para considerar a variação desses parâmetros. Por outro lado a introdução de dados para determinar as características tem de ser feita manualmente em menu apropriado tornando o processo pouco prático. Na figura 12 é apresentado o primeiro menu que tem os vários sub-diagramas. Acedendo a estes é possível especificar os vários componentes assim como as tubagens de interligação entre eles - figura 13.



Figura 12 – Dimensionamento de um sistema de refrigeração no programa CoolPack. (CoolPack, 2011).

Kerre EES Distributable c:\program files\coolpack\eescooltools\pack_4.exe 2. Tool_D1 - [Compressor]		
🌇 File Edit Search	Options Calculate Tables Plots Windows Help	
COMPRESSOR		
Calculate	COMPRESSOR PERFORMANCE	
7 Help	lsentropic efficiency η <sub>IS</sub> : Average _ η <sub>IS</sub> : 0,650 [-] Ŵ: 1,43 [kW] Ů <sub>S</sub> : 5,32 [m <sup>3</sup> /h]	
Print	If "User Defined" is selected, then $\eta_{\text{IS},\text{USER}}$ must be specified	
	COMPRESSOR HEAT LOSS	
SUB-DIAGRAM WINDOWS	Heat loss factor f_Q [%] IO f_Q: 10 [%] QLOSS: 0,14 [KW] T_2: 57,8 [°C]	
Evaporator		
Condenser		
SGHX		
Pipes		
State Points		
🛗 Home		
OTHER	CALCULATION OF CATALOG DATA	
TOOLS	> CONVERSION OF REFRIGERATING CAPACITY TO COMPRESSOR CATALOG CONDITION	
Compressor	T <sub>E,CATALOG</sub> [°C]: 10,0 Q <sub>E,CATALOG</sub> : 3,60 [kW]	
	T <sub>C,CATALOG</sub> [°C]: 40,0	
T <sub>S,CATALOG</sub> [°C]: 25,0 (Suction gas temperature)		
	Volumetric efficiency myoL [-]: 0,800 $\dot{V}_{D,CAT}$ [m <sup>3</sup> /h]: 8,54	

Figura 13 – Selecção de componentes no programa CoolPack - Compressor. (CoolPack, 2011).

O programa CoolPack é uma ferramenta bastante útil e inclui o cálculo de equilíbrio entre componentes para analisar o efeito de alteração de algum dos valores das suas características. A utilização de valores de equipamentos reais no entanto não é fácil de implementar. O uso de um método de cálculo geral para a convergência das equações é um aspecto importante para permitir incluir diversos fenómenos, no entanto requer alguns cuidados na sua utilização para conseguir convergência.

Em conclusão o programa CoolPack é o único que permite uma análise de funcionamento de componentes num ciclo, no entanto não permite a inclusão de informação real de fabricantes e este foi uma das motivações do presente trabalho, pelo que se optou por desenvolver uma aplicação para esse efeito.

#### 1.6. Objectivos e contributo da tese

O principal objectivo deste trabalho é o de preparar um programa de cálculo que permita analisar a situação de funcionamento de uma instalação frigorífica simples constituída por: compressor, condensador e evaporador, podendo considerar-se mais do que uma unidade em paralelo mas com características iguais. O cálculo deve tomar em consideração as condições de temperatura do ambiente e da câmara onde se situam os evaporadores e deve calcular as temperaturas de evaporação e condensação, a capacidade frigorífica, a potência absorvida pelo compressor e a eficiência EER.

O desenvolvimento deste tipo de cálculo para um instalador tem o interesse de permitir comparar propostas de diversos fornecedores de algum dos componentes para um determinado sistema frigorífico. Senão vejamos: Qualquer fabricante quererá vender só o seu produto e não nos vai aconselhar por outro, mesmo que saiba que o seu não tem as melhores prestações. Estamos a ver isto, na óptica quer do instalador, quer do cliente final.

Por outras palavras imaginemos, a empresa A, só vende compressores DORIN, condensadores e evaporadores CENTAURO, a empresa B, vende compressores BITZER com evaporadores e condensadores ECO, e assim sucessivamente contudo, é possível que haja instalações que poderiam estar melhor projectadas caso estivessem a funcionar por exemplo com um compressor BITZER, e evaporadores ECO e condensador de outro fabricante qualquer. A instalação pode assim ter prestações melhores, o custo de aquisição pode ser inferior e também o consumo de energia pode ser inferior.

Outro dos objectivos passa por conseguir arranjar uma forma de reproduzir os catálogos dos vários fabricantes, nomeadamente os dos compressores. Com certeza que para toda uma infinidade de compressores, cada fabricante não esteve a fazer ensaios específicos a cada um. Existirá um ou outro parâmetro estrutural, que será suficiente para determinar o valor da potência absorvida, assim como da sua capacidade frigorífica. Á partida este parâmetro

18

estrutural será apenas o volume varrido pelo êmbolo. No entanto, os dois parâmetros referidos acima, serão sempre função do fluido, da temperatura de evaporação, condensação e sucção.

Para além destes objectivos pretende-se realizar um programa, que para além de todos os conhecimentos científicos que vai ter de respeitar, seja de fácil utilização e possa ser utilizado por qualquer pessoa, bastando para isso, conhecimentos básicos de refrigeração.

#### 1.7. Estrutura da tese

Este documento encontra-se organizado da seguinte forma:

**Capitulo 1** – Apresenta-se a motivação do trabalho e é efectuado um enquadramento ao tema. De seguida é apresentado um ciclo termodinâmico simples, assim como as características dos componentes que o constituem. Por fim é feita referência a alguns programas de cálculo existentes demonstrando algumas qualidades e limitações. Finalmente apresentam-se os objectivos deste trabalho.

**Capitulo 2** – São apresentados alguns modelos existentes para explicar o funcionamento dos vários componentes de um ciclo frigorifico. Os modelos incluem aspectos termodinâmicos e de transferência de calor.

**Capitulo 3** – Apresenta-se uma análise de dados dos catálogos dos fabricantes e são calculados parâmetros do modelo. Os valores dos parâmetros são analisados em função das condições de operação e na sequência apresenta-se uma comparação dos valores de catálogo com os determinados pelo programa.

**Capitulo 4** – Apresenta-se o algoritmo desenvolvido para o cálculo do equilíbrio entre componentes, recorrendo às funções e parâmetros apresentados nos capítulos 2 e 3.

**Capitulo 5** – Apresentam-se valores medidos em instalações reais e a comparação com os valores calculados pelo programa desenvolvido nesta tese.

**Capitulo 6** – Apresentam-se as principais conclusões do trabalho desenvolvido e as limitações detectadas que podem conduzir a desenvolvimentos futuros.

**Capitulo 7** – Apresentam-se os tópicos para desenvolvimento posterior da ferramenta de análise desenvolvida.

#### 2. MODELOS DE COMPONENTES

Este capítulo apresenta os modelos termodinâmicos e de transferência de calor utilizados para descrever cada um dos componentes de um ciclo frigorífico. Para cada componente apresentam-se modelos de análise propostos na literatura. Este capítulo inclui assim na secção 2.1 o modelo para o compressor semi-hermético, na secção 2.2 o modelo para o evaporador e na secção 2.3 o modelo para o condensador arrefecido a ar.

#### 2.1. Compressor

As características dos compressores fornecidas em catálogos correspondem à potência frigorífica num ciclo padrão e à potência absorvida em função das temperaturas de evaporação e condensação. O funcionamento do compressor é caracterizado por um rendimento global que relaciona a potência absorvida pelo fluido numa evolução isentrópica com a potência fornecida ao motor eléctrico. Para além do rendimento global é importante caracterizar o rendimento volumétrico pois este relaciona o caudal volumétrico que o compressor consegue comprimir em relação ao caudal de volume deslocado em função das condições de operação. Uma vez que o rendimento volumétrico é influenciado pelas condições da compressão é analisado posteriormente.

O rendimento global representa a razão entre a potência fornecida ao fluido e a potência fornecida ao motor eléctrico. Este valor resulta do produto dos rendimentos eléctrico, mecânico e isentrópico na hipótese da compressão ser adiabática.

A potência consumida pelo compressor em corrente monofásico é dada pela seguinte expressão:

$$\dot{W}_{Comp} = V \times I \times \cos\phi \tag{2}$$

No caso do compressor ser trifásico, e como a medição é feita apenas numa das fases, a formula é dada por:

$$\dot{W}_{Comp} = \sqrt{3} \times V \times I \times \cos\phi \tag{3}$$

Para motores eléctricos o valor do factor de potência cos  $\Phi$  é tipicamente 0,88.

Existem diversos factores que influenciam o rendimento do compressor, sendo usual definir em termodinâmica o rendimento isentrópico como sendo a razão entre o trabalho de compressão em condições isentrópicas em relação ao real. O modelo de compressão ideal isentrópico considera a evolução reversível e adicionalmente que não existem trocas de calor. Para os compressores frigoríficos em que a temperatura ao longo da compressão varia desde um valor

em geral menor que a temperatura ambiente e uma temperatura superior, as perdas de calor para o ambiente são pequenas por isso pode-se definir o rendimento isentrópico que traduz o efeito de irreversibilidades e.g. atrito. O rendimento do compressor é ainda afectado pelo rendimento eléctrico e mecânico.

O rendimento eléctrico é a razão entre a potência que é transferida ao veio e esta potência eléctrica. A potência transferida no veio nos compressores herméticos ou semi-herméticos não é normalmente medida devido ao conjunto motor eléctrico-compressor se encontrar no mesmo invólucro. O mesmo se pode dizer acerca do rendimento mecânico devido ao atrito que faz com que parte do trabalho fornecido ao veio não seja transferida para o trabalho no êmbolo. As perdas associadas ao motor eléctrico e ao compressor transformam-se em calor que no caso de compressores herméticos ou semi-herméticos é quase integralmente absorvido pelo fluido frigorigéneo que passa em contacto com esses componentes como ilustrado na figura 14.



Figura 14 – Perdas num compressor semi-hermético. (Hundy, et al, 2008).

A análise do rendimento do compressor torna-se assim complexa devido a incluir diversos fenómenos cuja análise requer a definição de um modelo como o apresentado por Navarro et al (2007a,b). Neste modelo considera-se a evolução no interior do compressor como uma série de processos (1 a 8) que é comparado na figura 15 com a evolução (1-8\*) que corresponde à evolução isentrópica.



Figura 15 – Diagrama P-h de um ciclo frigorífico. (Navarro, et al,2007).

Os processos considerados são os seguintes:

1-2: Aquecimento do vapor devido ao arrefecimento do motor eléctrico e compressor.

2-3: Aquecimento do vapor devido á transferência de calor proveniente da zona quente do compressor (descarga)

3-4: Queda de pressão na válvula de admissão

4-5: Compressão isentrópica nas condições reais de admissão no cilindro.

5-6: Perda de pressão na válvula de escape

6-7: Arrefecimento do vapor devido ao calor transferido para o lado da admissão.

Neste modelo a compressão entre os pontos 4 e 5 é considerada isentrópica ou por aproximação a perda de calor durante a compressão é equivalente ao efeito das irreversibilidades. O modelo desenvolvido inclui 10 parâmetros que foram ajustados para um determinado compressor (Navarro et al, 2007a). Alguns destes parâmetros são adimensionais tais como o rendimento eléctrico e mecânico que apresentam valores típicos de 86% a 90% para cada um destes valores. A fracção de calor do motor eléctrico e compressor que é transferido para o fluído é de 90%. Outro valor adimensional que é estimado com base nos resultados dos ensaios é o volume residual no compressor em relação ao volume máximo para o qual se obteve um valor que é cerca do dobro do valor real (geométrico). Esta diferença é explicada pela ocorrência de condensação de algum gás no final da compressão junto à válvula de admissão onde a temperatura é menor. Esta massa condensada volta a evaporar durante a admissão pelo que se traduz na prática por um maior volume residual no interior do compressor.

Outros factores que têm dimensões dependem da perda de carga nas válvulas, caudal de fuga de fluido frigorigéneo através dos segmentos e transferência de calor. Para estes fenómenos são propostos sub-modelos para os quais se determinam parâmetros característicos tais como coeficientes de perda de carga localizada, coeficientes de convecção, etc que se demonstram tomar valores plausíveis para explicar os valores obtidos. O ajuste de coeficientes para um compressor qualquer é efectuado por um método de Monte Carlo e a aplicação dos submodelos requer o conhecimento detalhado da configuração dos compressores.

No total considerando cerca de 10% no motor eléctrico, 10% de perdas mecânicas e 10% de outras perdas associadas na compressão incluindo irreversibilidades, perdas do cilindro e efeitos da condensação, conclui-se que o rendimento global do compressor hermético ou semi-hermético é no máximo da ordem de 70%. Considerando todo o equipamento como um conjunto por vezes designa-se por rendimento isentrópico o rendimento do compressor tal como representado por exemplo na figura 16 onde se comparam valores para vários tipos de compressores permitindo observar que variam com a razão de pressões e que o compressor alternativo perde menos rendimento ao aumentar a razão de pressões, quando comparado com outros compressores volumétricos.



Figura 16 – Valores típicos de Rendimento Isentrópico para os vários tipos de compressores. (Hundy, et al, 2008).

A partir da evolução no interior do compressor hermético pode-se definir o rendimento global ou isentrópico pela razão entre a potência numa compressão isentrópica (1-8\*) e a potência realmente consumida:

$$\eta_{Comp} = \frac{\dot{m} \times (h_{8^*} - h_1)}{\dot{W}_{Comp}} \tag{4}$$

O modelo proposto por Navarro el al (2007) para além de permitir relacionar o rendimento do compressor com o rendimento eléctrico, as perdas mecânicas e a evolução no cilindro, permite também derivar uma expressão para o rendimento volumétrico. O rendimento volumétrico representa o caudal de fluido frigorigéneo em relação ao caudal que seria obtido se todo o volume varrido pelo cilindro conseguisse deslocar o fluído nas condições de admissão, ponto 1.

$$\eta_{Vol} = \frac{\dot{m}}{\dot{V}\rho_1} \tag{5}$$

Para além do rendimento volumétrico teórico que será apresentado a seguir, Navarro et al (2007a) incluem dois termos adicionais que correspondem às perdas de fluído durante a compressão e ao efeito da condensação no final da compressão:

$$\eta_{Vol} = \frac{\rho_4}{\rho_1} \eta_{Vol,T} - \frac{\dot{m}_{Fugas} + \dot{m}_{Condensaç\tilde{o}}}{\dot{V}\rho_1}$$
(6)

O caudal volumétrico deslocado é um dado disponível para os compressores explicitamente ou pode ser facilmente calculado como o produto da velocidade de rotação pelo volume (deslocado) dos cilindros:

$$\dot{V} = \left(N/60\right) \times V_C \tag{7}$$

A razão de massas específicas só pode ser conhecida se considerarmos o aquecimento do fluido ao passar no motor e exterior do compressor e esse efeito deve aumentar com a razão de pressão. O caudal de fugas e de condensação na compressão também se podem relacionar com a razão de pressão que aumentam esses efeitos. Deste modo é expectável que o rendimento volumétrico se correlacione bem com a razão de pressões, como sugerido por *Navarro et al (2007)*, na *figura 17*.



Figura 17 - Valores típicos de rendimento volumétrico com razão de pressão. (Navarro et al, 2007).

A expressão para o rendimento volumétrico teórico pode ser deduzida considerando uma evolução politrópica na compressão, considerando os índices da figura 15. O rendimento volumétrico teórico referido antes pode ser calculado pela relação entre o caudal mássico

teórico deslocado e o deslocado nas condições de entrada. O caudal mássico teórico deslocado resulta da diferença entre a massa admitida e a massa que fica no volume residual do cilindro:

$$\eta_{Vol} = \frac{(V_C + V_R)\rho_4 - V_R\rho_5}{V_C\rho_4} = 1 - \frac{V_R}{V_C} \left(\frac{\rho_5}{\rho_4} - 1\right)$$
(8)

Considerando o processo de compressão representado por uma politrópica de índice *n* podese substituir a razão entre as massas específicas pela razão de pressão entre a saída e a entrada do compressor ( $r_P$ ) conduzindo a:

$$\eta_{Vol} = 1 - \frac{V_R}{V_C} \left( \left( \frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) = 1 - m \left( r_P^{\frac{1}{n}} - 1 \right)$$
(9)

onde se introduziu o parâmetro *m* que em teoria é um parâmetro que depende da razão de compressão e da geométrico do compressor. De acordo com o trabalho de Navarro et al (2007a) o valor desse parâmetro obtido do processo de ajustamento era muito maior que o real o que não acontecia quando se introduzia o efeito da condensação durante a compressão. Se este aspecto for desprezado é então de esperar que o valor de *m* seja superior ao real que também não é conhecido em geral para os compressores. Nos compressores analisados por Navarro et al (2007a) os valores reais de *m* eram 0,029 e 0,037 e os valores obtidos no ajuste sem considerar a condensação foram de 0,053 a 0,071 ou seja da ordem do dobro do valor real, mas dependem do tipo de fluido e da razão de pressão. As perdas devido às fugas também dependem da razão de pressão por isso se considerarmos a expressão do rendimento volumétrico teórico para representar a realidade é de esperar que o parâmeto *m* dependa da razão de pressão e de outros parâmetros. O índice da politrópica *n* pode ser ajustado a partir da evolução equivalente que é determinada pelo rendimento global do compressor.

#### 2.2. Evaporadores

Os evaporadores são permutadores de calor para transferir o calor da câmara que se pretende arrefecer para o fluido frigorigéneo que posteriormente é comprimido de modo a permitir rejeitar a energia nos dois processos para o ambiente no condensador.

Os evaporadores considerados nas instalações analisadas neste trabalho são secos ou seja apresentam à saída o estado de vapor sobre-aquecido. O controlo do caudal é efectuado por uma válvula que é controlada pelo grau de sobre-aquecimento do vapor na saída do evaporador que em geral é regulado para valores entre 4 e 8ºC (Stoecker, 2004). A diferença entre a temperatura da câmara e a de evaporação deve ser superior ao valor da regulação de modo a poder ser atingido o grau de sobreaquecimento no evaporador. A figura 18 apresenta um esquema da regulação pela válvula o que provoca que parte do evaporador é utilizado para o sobreaquecimento do vapor.



Figura 18 – Esquema da regulação da válvula de expansão. (Stoecker,2004).

O coeficiente de transferência de calor durante a ebulição que ocorre no interior dos tubos conduz a um coeficiente de convecção interior elevado que pode ser da ordem de 5000 a 15000 W/m<sup>2</sup>oC, (Stoecker, 2004) enquanto para o vapor sobreaquecido é bastante menor e inferior a 100 W/m<sup>2</sup>oC. O coeficiente global de transferência de calor considera as resistências em série de convecção interior, condução nos tubos normalmente com alhetas e a convecção exterior do ar. É usual considerar um valor médio calculado para o coeficiente global de transferência com base no coeficiente médio interior durante a ebulição e neste caso o valor obtido é normalmente controlado pelo coeficiente de convecção exterior para permutadores com ar. A excepção acontece no caso em que o grau de sobreaquecimento é elevado quando uma parte significativa da área do evaporador é usada com escoamento de vapor no interior. Adicionalmente o coeficiente de convecção no interior na zona de sobre aquecimento é inferior ao valor na zona de mudança de fase. Este caso específico exige considerar o cálculo do evaporador com as duas zonas de mudança de fase e a de sobre-aquecimento em série o que não é considerado aqui.

Considerando então desprezável a zona de sobreaquecimento a temperatura no interior do evaporador, à parte o efeito de perdas de carga, é constante. Na realidade no caso de misturas não-azeotrópicas como é o caso do R404a existe alguma variação da temperatura no processo de mudança de fase a pressão constante efeito que é desprezado. Nestas condições a evolução da temperatura do ar é sempre equivalente em qualquer ponto do evaporador pois a temperatura do lado do frigorigéneo é constante. A taxa de transferência de calor pode ser escrita em função da diferença de temperatura logaritmica, sem necessitar de factor correctivo:

$$Q = AU\Delta T_{IN} \tag{10}$$
Em alternativa ao uso da diferença média de temperatura logarítmica pode-se usar a diferença entre as temperaturas de entrada dos dois fluidos multiplicada por um factor  $\theta$  (Azevedo, 2005) que é função do valor de número de unidades de transferência NTU e da razão de capacidades térmicas dos fluidos que neste caso é nulo considerando a mudança de fase no evaporador.

$$Q = AU \left( T_{Cam} - T_{Evap} \right) \theta \tag{11}$$

O valor de NTU é a razão entre a capacidade global de transferência AU e a capacidade térmica do ar. Deste modo se mantivermos constantes o caudal de ar e o coeficiente global de transferência mantém-se o valor de  $\theta$  e portanto a taxa de transferência de calor varia proporcionalmente à diferença entre as temperaturas de entrada.

O coeficiente de transferência depende essencialmente da configuração dos tubos e alhetas e da velocidade do ar que circula através do evaporador. Nos evaporadores pode ocorrer condensação da humidade do ar e solidificação formando uma película de gelo em torno dos tubos. Para temperaturas positivas e velocidades do ar superiores a 3 m/s (Stoecker, 2004), a água pode ser arrastada, usando-se velocidades inferiores se pretendermos recolher os condensados junto ao evaporador. A velocidade do ar para além de ter efeito na troca de calor no evaporador afecta também a transferência de calor e de massa junto aos produtos. Como ocorre condensação (ou solidificação) junto ao evaporador a humidade relativa no interior das câmaras é influenciada pela diferença de temperatura entre a câmara e a evaporação. Nesse sentido em catálogos antigos da Centauro (Azevedo, 2011) propunha-se uma correlação na forma:

$$T_{Cam} - T_{Evap} = 5 + (90 - HR)/5$$
 para HR<90% (12a)

,

.

$$T_{Cam} - T_{Evap} = 5 - (HR - 90)/2,5$$
 para 90% < HR < 97,5% (12b)  
$$T_{Cam} - T_{Evap} = 2 - (HR - 97,5)/1,5$$
 para HR > 97,5% (12c)

Para se atingir humidades relativas elevadas no interior das câmaras pelo critério anterior seria necessário recorrer a um elevado sobredimensionamento do evaporador o que não se torna económico nem fácil de controlar. Nessas situações utilizam-se humidificadores do ambiente que introduzem no entanto uma carga térmica adicional no evaporador pois este tem de condensar uma quantidade de água adicional. Neste caso não se pode estabelecer uma relação entre a diferença de temperatura e a humidade relativa como indicado na equação 12. A análise do evaporador torna-se complexa sendo necessário definir a linha de operação das cargas térmicas como sugerido em Stoecker (2004). Para dimensionamento no entanto sugerese considerar as hipóteses referidas anteriormente com AU e caudal de ar no evaporador constante. A formação de gelo no entanto é um factor que ocorre sempre para temperaturas negativas e portanto deve ser considerado o seu efeito na capacidade de transferência do evaporador. No catálogo de evaporadores da Centauro dispõe-se de uma tabela de factores de

para HR>97,5%

(12c)

gelo em função da temperatura da câmara que permitiram por ajuste linear obter as seguintes equações:

$$F_{Gelo} = 1,05$$
 para  $T_{Cam} > 16,5^{\circ}C$  (13a)

$$F_{Gelo} = 0.984 + T_{Cam}(^{o}C)/250$$
 para 4°C <  $T_{Cam}$  < 16,5°C (13b)

$$F_{Gelo} = 0.87 + T_{Cam} (^{o}C)/30.8$$
 para 0°C <  $T_{Cam}$  < 4°C (13c)

$$F_{Gelo} = 0.87 + T_{Cam} (^{o}C)/223$$
 para -25°C <  $T_{Cam}$  < 0°C (13d)

Nos catálogos mais antigos da Centauro (Azevedo, 2011) o factor de gelo para além de depender da temperatura da câmara era ainda função da humidade relativa mas como este parâmetro não é analisado adopta-se a representação acima indicada. Os valores do factor de gelo são específicos para os modelos considerados, podendo ser substancialmente diferentes com evaporadores de convecção natural por exemplo.

### 2.3. Condensadores

À semelhança dos evaporadores os condensadores são permutadores de calor neste caso para transferir calor do fluido frigorigéneo para o meio de arrefecimento que se considera ar atmosférico a uma temperatura característica  $T_{Amb}$ . No caso dos condensadores existe em geral um grau de sobreaquecimento do vapor à entrada do condensador que se traduz numa maior diferença de temperatura na zona de entrada. Adicionalmente a diferença entre os coeficientes de convecção associados a convecção forçada e os de condensação é menor que para o caso do evaporador e por isso despreza-se a zona de entrada do condensador em termos da distribuição de temperatura. Na saída do condensador pode existir algum sub-arrefecimento do líquido mas quando este existe é muito pequeno.

Considerando então a temperatura do fluido frigorigéneo como constante a taxa de transferência de calor pode ser expressa por:

$$Q = AU(T_{Cond} - T_{Amb})\theta$$
<sup>(14)</sup>

Onde o factor  $\theta$  é constante por depender dos valores da razão de capacidades caloríficas r que é nulo e do número de unidades de transferência que se mantém constante para caudal do ar constante.

### 3. REPRESENTAÇÃO DE DADOS DOS COMPONENTES

No presente capítulo vão ser apresentados os dados disponíveis nos catálogos dos fabricantes com uma breve explicação de como foram obtidos. Com eles vão ser explicados como se consegue obter outros parâmetros nomeadamente os rendimento isentrópico e volumétrico, secção 3.1. Na secção 3.2 são determinados os valores dos vários coeficientes do modelo utilizado. Por último, é feita uma comparação entre os valores de catálogo e os determinados pelo modelo para alguns compressores, secção 3.3. A secção 3.4 e 3.5 apresentam respectivamente os valores obtidos para o coeficiente global de transferência de calor (*U*) para evaporadores e condensadores.

#### 3.1. Modelo de compressor

Para constituir uma base de dados de compressores, seleccionaram-se três marcas das quais se obtiveram catálogos com algum grau de detalhe, nomeadamente dos fabricantes: Bitzer, Grasso e Dorin. As características dos compressores são apresentadas considerando um ciclo de referência -figura 19- definido pela norma EN 12900, (Bitzer), em que a temperatura de admissão no compressor é de 20°C e não existe sub-arrefecimento de liquido. No entanto existem catálogos com outros valores, nomeadamente a temperatura de sucção ser dado pela temperatura de evaporação mais 10°C (Grasso). Alguns fabricantes actualmente disponibilizam como referido no capítulo 1 programas de cálculo em que, por exemplo no caso da Bitzer permitem avaliar a capacidade frigorífica e a potência absorvida no compressor para outras condições especificadas pelo utilizador. Em qualquer dos casos apresenta-se sempre a capacidade frigorífica do ciclo especificado e a que se obtém com o efeito frigorífico a incluir o aquecimento até 20°C.

Este capítulo vai apresentar valores apenas de compressores da Bitzer. Todos os cálculos foram efectuadas para as outras duas marcas de compressores mas, uma vez que a variedade de informação disponível pelos outros fabricantes é menor, a metodologia aplicada no caso da Bitzer funciona de igual forma para os restantes casos. O conjunto de todos os resultados são apresentados nos anexos A, B e C.



Figura 19 - Diagrama P-h do ciclo frigorífico considerado (adaptado de mspc, 2011).

As evoluções apresentadas representam os quatro componentes que constituem um ciclo teórico de compressão a vapor, assim:

Evolução 1-2: Compressão de vapor real comparada com a compressão isentrópica usada como referência (compressor)

Evolução 2-3: Calor removido do sistema (condensador)

Evolução 3-4: Liquido saturado transformado em líquido + vapor, devido a uma redução de pressão (válvula de expansão)

Evolução 4-0: Calor absorvido na área a refrigerar (evaporador)

Evolução 0-1: Sobreaquecimento do fluido frigorigéneo na linha de aspiração (Esta evolução é pequena em instalações reais mas tem de ser considerada para as condições da norma EN 12900)

A partir dos catálogos ou programas dos fabricantes de compressores de refrigeração, conseguem-se obter valores para alguns parâmetros:

• Potência absorvida no compressor

$$W_{Comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \tag{15}$$

Capacidade frigorífica definida de acordo com o ciclo.

$$Q0_{Frig} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$
(16)

Para além destas características os catálogos fornecem as características geométricas do compressor como o número de cilindros, o diâmetro e o curso e ainda a velocidade de rotação. No caso da informação ser disponibilizada através de programas de cálculo são ainda disponibilizados os valores de:

• Capacidade do evaporador.

$$Q0_{Evap} = \dot{m}(h_0 - h_4)$$
(17)

Este valor só será diferente da capacidade frigorífica, no caso da temperatura de sucção seja diferente de 20°C. Este valor é calculado por exemplo no programa da Bitzer mas não é disponibilizado em catálogos.

Calor rejeitado no condensador

$$Q_{Cond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \tag{18}$$

- EER (Energy Efficiency Ratio)
- <sup>m</sup> Caudal mássico

Todos estes parâmetros, são apresentados em função da temperatura de evaporação, a temperatura de condensação, a temperatura de sucção e o fluido frigorigéneo.

Neste trabalho as características dos equipamentos foram inseridas numa folha de cálculo acoplada à biblioteca de cálculo "REFPROP", que permite determinar os valores da entalpia e entropia e todos os parâmetros termodinâmicos, nos vários pontos do ciclo frigorífico indicado na figura 19. De seguida indica-se como foi efectuado o tratamento dos dados de modo a obter os parâmetros do modelo que foram ajustados.

O caudal mássico fornecido pelo compressor é definido com base nos valores da capacidade frigorífica indicada no catálogo a partir de:

$$\dot{m} = \frac{Q0_{Frig}}{(h_1 - h_4)} \tag{19}$$

No caso da Bitzer em que o programa de selecção dos compressores apresenta também os valores dos caudais de fluido frigorigéneo efectuou-se uma comparação dos valores do catálogo com os calculados da equação anterior na figura 20. Observam-se algumas pequenas diferenças e verificou-se que os valores do caudal indicado no programa por vezes conduziam a valores absurdos dos rendimentos isentrópico e volumétrico, pelo que se optou por considerar as capacidades frigoríficas como significativos.



Figura 20 – Comparação de valores de caudal de fluido frigorigéneo calculado com os do catálogo Bitzer.

O rendimento do compressor é calculado a partir da potência absorvida e da potência correspondente à evolução isentrópica:

$$\eta_{Comp} = \dot{m}(h_{2s} - h_1) / \dot{W}_{Comp}$$
<sup>(20)</sup>

As condições da admissão são especificadas de acordo com o ciclo de referência indicado na, figura 19.

Os dados disponíveis são da potência eléctrica absorvida pelo compressor, pelo que devido á falta de dados, não se pode desagregar o rendimento do compressor nos diversos factores que são: rendimento isentrópico, mecânico e eléctrico. Considerou-se que o rendimento global corresponde ao rendimento isentrópico.

O Rendimento Volumétrico é calculado a partir da seguinte expressão:

$$\eta_{Vol} = \frac{\dot{m}v_1}{\dot{V}} \tag{21}$$

Depois de determinados estes parâmetros, é possível fazer algumas análises de como vão variar nomeadamente os valores destes rendimentos quer com as dimensões do compressor, quer quando variamos ou a temperatura de evaporação, ou a temperatura de condensação. A figura 21 apresenta a variação dos rendimentos com a temperatura de evaporação para dois compressores 4.2Y de 4 Cv e 20.2Y de 20 Cv.



Figura 21 – Variação dos rendimentos para dois compressores diferentes com a temperatura de evaporação, para temperatura de condensação de +45ºC.

O comportamento do rendimento volumétrico é o esperado pois á medida que se aumenta a temperatura de evaporação diminui a razão de pressões e deste modo aumenta o rendimento volumétrico. A figura 22 apresenta ambos os rendimentos para a temperatura de condensação

de 45°C tal como na figura 21 mas representados em função da razão de pressões. O rendimento isentrópico é apresentado por outros autores (e.g. Figura 16) em função da razão de pressão.



Figura 22 – Variação dos rendimentos para dois compressores diferentes com a razão de pressão, para temperatura de condensação de +45°C.

O rendimento volumétrico diminui á medida que a razão de pressões aumenta de uma forma aproximadamente linear. Pode-se observar também que o rendimento volumétrico é menor para o compressor de menor capacidade. Um dos aspectos que decerto tem bastante influência prende-se com o facto de que á medida que aumenta a dimensão do compressor, as perdas térmicas vão sendo menores, fazendo com que o rendimento volumétrico aumente. A dimensão do compressor afecta também o rendimento isentrópico que convém relembrar inclui o mecânico e aumenta com a dimensão do compressor. A variação do rendimento do compressor com a razão de pressão apresenta uma ligeira diminuição com a razão de pressão após um máximo como sugerido na figura 16.

Para além do efeito da variação da temperatura de evaporação, mantendo a temperatura de condensação considerada na figura anterior, a figura 23 apresenta a variação dos rendimentos variando a temperatura de condensação mantendo a temperatura de evaporação. Pode-se observar comparando esta figura com a figura 22 que os rendimentos apresentam um andamento das curvas semelhantes, incluindo neste caso valores da razão de pressão menores.



Figura 23 – Variação dos rendimentos para dois compressores diferentes com a razão de pressão, para temperatura de evaporação de -10°C.

### 3.2. Determinação dos parâmetros do modelo do compressor

No sentido de serem aplicados os modelos apresentados na secção 2.1.2, é necessário determinar os vários parâmetros que definem a equação (9).

#### Determinação do parâmetro n

A determinação do coeficiente *n* da politrópica, é dado por:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n \Longrightarrow n = \frac{\ln(P_2/P_1)}{\ln(v_1/v_2)}$$
(22)

Este cálculo é efectuado com o auxílio de uma tabela simples em Excel e com funções determinadas pelo REFPRO. No caso de uma evolução isentrópica os valores obtidos correspondem ao coeficiente da isentrópica  $\gamma$  e são apresentados na tabela 1. Os valores calculados encontram-se de acordo com os apresentados por Stoecker (2004), que para a amoniaco toma o valor aproximadamente de 1,28, enquanto que para o R22 é de 1.11.

Fluido	R22	R134a	R404a	Amoniaco
γ	1,125	1,055	1,019	1,277

Tabela 1 - Coeficiente  $\gamma$  no caso de se considerar compressão isentrópica.

Na realidade a compressão não é isentrópica e o parâmetro *n* foi calculado através de uma média dos valores obtidos neste caso para dois compressores distintos, um de 4 cv e outro de

20, fazendo variar neles a temperatura de evaporação fixando uma de condensação e viceversa. Foram retirados cerca de 20 valores e denota-se que eles têm um desvio bastante pequeno, como era de esperar, pois este parâmetro só depende do fluido. Os valores obtidos são apresentados na tabela 2.

Fluido	R22	R134a	R404a	Amoniaco
n	1,206	1,112	1,093	1,312

Tabela 2 - Coeficiente n no caso de se considerar compressão politrópica aproximando valores reais.

#### Determinação do parâmetro m

Como foi referido, a equação que define o modelo para o rendimento volumétrico é a mencionada em (9), uma vez que já foi determinado o parâmetro *n* fica a faltar apenas o parâmetro *m*, uma vez que a razão de pressão,  $r_p$  é facilmente determinável. O valor de *m* foi calculado com base nos valores do rendimento volumétrico da seguinte forma:

$$m = \frac{1 - \eta_{Vol}}{(r_n^{1/n} - 1)}$$
(23)

Este parâmetro de acordo com o modelo teórico da secção 2.1.2, depende apenas da geometria dos cilindros pelo que se considerou um ajustamento para cada fabricante. No entanto observou-se pelos valores calculados que para além da variação com a razão de pressões  $r_p$ , variavam também bastante com o fluído. O anexo A apresenta os ajustamentos obtidos considerando os dados de todos os compressores onde na primeira aproximação a única distinção considerada foi as várias marcas. Na segunda aproximação, foi criado um outro filtro e a distinção já contempla também razões de pressão superiores e inferiores a 5. Por fim na terceira aproximação que foi a aproximação utilizada, foi criada mais uma distinção em função do fluido frigorigéneo.

É obvio que quanto maior for a aproximação utilizada ou quanto mais distinção houver melhor será a aproximação e menor será o erro entre os valores de catálogo e os obtidos pelo programa. Observa-se no entanto diferenças importantes entre os factores determinados para os vários fabricantes o que é natural por depender da geometria dos cilindros.

A figura 24 apresenta os valores de *m* em função da razão de pressão para alguns compressores da Bitzer. O anexo B, apresenta os valores do mesmo parâmetro para os compressores das outras marcas.

O facto de não se obter um valor de *m* constante deve-se à simplificação introduzida na análise. Os valores de *m* podem no entanto ser representados de forma razoável em função da razão de pressão.



Figura 24 – Valores do coeficiente *m* para vários fluidos com distinção por razão de pressão.

### Determinação do rendimento isentrópico

Uma vez definidos todos os coeficientes necessários na expressão a utilizar no rendimento volumétrico (equação 9), o último passo é determinar o rendimento isentrópico para se conseguir quantificar a potência absorvida pelo compressor.

Tendo em conta que o rendimento isentrópico já foi definido acima a melhor forma de o quantificar será deixá-lo em função da razão de pressão. As expressões utilizadas foram polinómios do segundo grau e são apresentadas em detalhe no anexo A. A figura 25 apresenta os valores para o rendimento isentrópico em função da razão de pressão para os fluidos considerados. No anexo A apresentam-se outros ajustamentos realizados.



Figura 25 – Valores dos coeficientes do rendimento isentrópico para vários fluidos com distinção por razão de pressão.

#### 3.3. Teste de modelo do compressor

Para atingir os objectivos deste trabalho é necessário dispor de um modelo que consiga "reproduzir" os catálogos dos fabricantes e de chegar aos valores de potência do compressor e capacidade frigorífica, a partir das temperaturas de evaporação e de condensação. Para isso implementaram-se funções numa macro de Excel na linguagem VBA para o cálculo da potência absorvida no compressor e da capacidade frigorífica considerando um grau de sobreaquecimento fixo. Estes cálculos são efectuados a partir da temperatura de evaporação, de condensação e a de sucção, do fluido frigorigéneo, e neste caso também o volume varrido. De seguida apresenta-se a sequência de cálculo das potências pretendidas.

#### Cálculo da capacidade frigorífica

- Cálculo de propriedades nos pontos 1 e 4.
- Cálculo do parâmetro m para o compressor e fluidos seleccionados.
- Cálculo do rendimento volumétrico (equação 9).
- Cálculo do caudal mássico (equação 19).
- Cálculo da capacidade frigorífica (equação 16).

#### Cálculo da potência absorvida

 Cálculo do parâmetro rendimento isentrópico para o compressor e fluidos seleccionados.

- Cálculo de propriedades nos pontos 1 e 2
- Cálculo do rendimento volumétrico (equação 9).

- Cálculo do caudal mássico (equação 19).
- Cálculo da potência absorvida (equação15).

Partindo apenas de parâmetros estruturais do compressor, é possível chegar aos valores referidos que são apresentados nas figuras 26 e 27, onde são comparados com os valores dos catálogos.

A primeira aproximação refere um ajustamento considerando todos os compressores de cada marca. Na segunda, é criado um filtro considerando razões de pressão superiores e inferiores a 5. Por último, a terceira aproximação faz a distinção ainda por fluido frigorigéneo, tal como é referido no Anexo A.

No entanto consegue-se concluir que os valores dos erros não são assim tão diferentes quando se passa da primeira para a terceira aproximação. No limite, se os valores utilizados de *m* e rendimento isentrópico fossem os exactos para um determinado compressor, os valores de catálogo seriam os mesmos que os determinados pelo programa.

A figura 26 apresenta uma comparação dos valores de catálogo com os das várias aproximações da capacidade frigorífica de um compressor de 20cv da marca Bitzer.



Figura 26 – Comparação dos valores obtidos de capacidade frigorífica com os de catálogo para um compressor de 20cv.

No caso de comparar os valores de potência absorvida, é visível na figura 27 que os resultados são bastante idênticos entre as várias aproximações e os valores de catálogo.



Figura 27 – Comparação dos valores obtidos de potência absorvida com os de catálogo para um compressor de 20cv.

Nesta secção são apenas apresentados as comparações correspondentes a um modelo da marca Bitzer. No Anexo C são demonstradas as respectivas comparações para modelos das marcas Grasso e Dorin.

#### 3.4. Evaporadores

Dependendo do tipo de aplicação utilizam-se diversos tipos de evaporadores. Podem ser cúbicos, de tecto, de tecto com duplo fluxo, redondos etc. Tal como aconteceu com os compressores, também aqui será apresentado apenas as características de alguns modelos disponíveis, neste caso apenas da marca Centauro.

A capacidade de cada evaporador é definida pela capacidade frigorífica para um determinado valor de diferença de temperatura entre a câmara e a evaporação. No caso de misturas não azeotrópicas (série 400) considerou-se que a temperatura de evaporação corresponde à saída do evaporador. Nos catálogos onde se apresentam valores da capacidade em função da diferença de temperatura, conclui-se que a capacidade de transferência AU é constante, considerando que o valor de  $\theta$  também o é (equação11).

Os catálogos incluem informação referente à geometria global do evaporador, área dos ventiladores, área frontal, área de transferência e o caudal de ar. Considerando como aproximação que  $\theta$ =1, calculou-se o coeficiente global de transferência U que se encontra representado em função da velocidade do ar dos ventiladores na figura 28 para vários evaporadores da marca Centauro. Como se pode observar, os valores da velocidade dos ventiladores estão de acordo com os mencionados na secção 2.2, da ordem dos 3 m/s. A área frontal dos evaporadores é muito superior à área coberta pelos ventiladores o que dá origem a valores médios da ordem de 0,5 m/s.

Os valores dos coeficientes foram obtidos por defeito ( $\theta$ =1) e são típicos de convecção forçada com ar (Incropera e Witt, 2003). Como seria de esperar o coeficiente aumenta com a velocidade, observando-se uma dependência com uma potência de expoente 0,6



Figura 28 – Variação do coeficiente global de transferência de calor *U* com velocidade dos ventiladores do evaporador.

### 3.5. Condensadores

Os dados do fabricante para este tipo de permutadores são habitualmente semelhantes aos disponibilizados para o evaporador. À semelhança do caso dos evaporadores, analisou-se como varia o coeficiente global de transferência com a velocidade. Neste caso considerou-se a velocidade média na área frontal do condensador. A figura 29 apresenta os resultados, permitindo observar que o expoente da velocidade é um valor típico, 0,65.



Figura 29 – Variação do coeficiente global de transferência de calor *U* em função da velocidade do ventilador de condensador.

Outro tipo de condensadores considerados são os modelos que incorporam os grupos compressor-condensador. Nestes casos a informação disponibilizada é a capacidade do

conjunto. Como tal existe a necessidade de contabilizar apenas a capacidade do condensador. Optou-se neste caso por estimar a capacidade do condensador para os vários grupos considerando uma diferença média de temperatura entre condensação e ar de 15°C.

Para isso considera-se que o calor que o condensador tem de rejeitar é igual á soma da capacidade do compressor com a sua potência absorvida. A determinação destes dois valores é feita pelo programa de cálculo desenvolvido pois como foi demonstrado na secção 3.3, os resultados são aceitáveis, permitindo estimar o calor dissipado por:

$$Q_{\text{Cond}} = Q_{0\text{Comp}} + W_{\text{Comp}}$$
(24)

A partir dos valores calculados e considerando a diferença de temperatura de 15°C obtiveramse estimativas do valor de *AU* considerando  $\theta$ =1 para cada condensador. Estes valores são apresentados no anexo D. A partir da análise dos resultados observa-se que os valores apresentam variações da ordem de 30%. Estas diferenças justificam-se pois quando se varia a potência a rejeitar em ± 30%, uma vez que o *AU* $\theta$  só depende do caudal de ar que é o mesmo, então a diferença de temperatura real poder oscilar também ± 30% (10°C a 20°C). A temperatura de condensação pode em cada caso ser calculada com o valor médio de *AU* $\theta$  a partir de:

$$T_{Cond} = T_{Ar} + Q_{Cond} / (AU\theta)$$
 (25)

### 4. MODELO DE EQUILIBRIO DA INSTALAÇÃO

Neste capítulo descreve-se o algoritmo que foi construído para calcular o equilíbrio de componentes tendo como base os modelos apresentados nos capítulos anteriores. Neste capítulo apresenta-se também uma descrição da interface desenvolvida para a utilização do programa.

### 4.1. Algoritmo

O cálculo é iniciado com a identificação dos componentes do sistema:

Compressor: Marca e modelo, volume deslocado, velocidade de rotação.

Evaporador: Marca e modelo, capacidade em termos de AUθ.

Condensador: Marca e modelo, capacidade em termos de  $AU\theta$ .

Identifica-se ainda o número de evaporadores por câmara e o número de compressores e condensadores caso existam em paralelo com características idênticas. Define-se ainda o fluido frigorigéneo e as condições do problema:

Temperatura ambiente, temperatura da câmara, número de câmaras.

Após a identificação do problema pelos dados acima procede-se ao cálculo do equilíbrio entre componentes organizado em dois ciclos iterativos em cascata para calcular respectivamente a temperatura de evaporação e de condensação. O algoritmo é apresentado na figura 30 onde se incluem os módulos que são explicados a seguir.

O algoritmo segue a apresentação indicada no capítulo 1 ou seja primeiro efectua-se o cálculo do equilíbrio entre o compressor e o condensador de modo a obter as características do conjunto compressor-condensador em função da temperatura do ar.

Este cálculo é realizado no ciclo iterativo interior em função de uma temperatura de evaporação do ciclo exterior. Este módulo é organizado efectuando os cálculos dos parâmetros indicados de seguida:

- Caudal de fluido frigorigéneo com base no rendimento volumétrico.

- Capacidade frigorífica considerando um sobreaquecimento à saída do evaporador de acordo com o valor considerado.

- Potência absorvida na compressão com base no rendimento do compressor.

Potência a rejeitar no condensador como soma dos valores anteriores a partir da equação
 (24)

- Cálculo de nova aproximação para a temperatura de condensação a partir da equação (25):

- Verificação de diferença entre este valor e o assumido e no caso de ser inferior a 0,01 °C saída deste processo iterativo.

O cálculo da temperatura de condensação encontra-se no interior do ciclo iterativo para a temperatura de evaporação no qual se efectuam os cálculos indicados a seguir:

- Capacidade frigorífica do evaporador com base na capacidade de transferência AU0

- Definição de erro com diferença entre capacidade frigorífica fornecida pelo compressor e capacidade frigorífica a partir da capacidade do evaporador.

$$Erroi = Qi0Comp - Qi0Evap$$
(26)

- Correcção da temperatura de evaporação

Na primeira iteração com variação de -1°C

Nas iterações seguintes utilizando o método da secante:

$$T_{Evap}^{i+1} = \left(T_{Evap}^{i} * Erro^{i-1} - T_{Evap}^{i-1} * Erro^{i}\right) / (Erro^{i-1} - Erro^{i})$$
(27)

onde o índice superior designa o número da iteração considerada.

 Verificação de diferença entre este valor e o assumido e o inicial e no caso de ser inferior a 0,01 °C saída deste processo iterativo.



Figura 30 – Algoritmo de cálculo de equilíbrio de componentes.

### 4.2. Apresentação do Programa

Um dos objectivos referidos tem a ver com a criação de um programa no qual a sua utilização possa ser simples e directa. Para tal foi desenvolvida uma interface gráfica a partir de algumas ferramentas disponíveis no Excel. Para além de valores especificados em algumas células, o utilizador terá também de seleccionar um dos valores das várias *combobox* disponíveis. Existem algumas células que estão interligadas entre si e o seu valor vai alterar consoante os dados introduzidos, no entanto apenas os que tem as margens identificadas, neste caso a amarelo é que o utilizador deve preencher. É o caso da temperatura da câmara, da temperatura ambiente, da temperatura de sucção do compressor e do número de evaporadores. Para as *combobox* o utilizador terá de seleccionar não só o fluido frigorigéneo mas também a marca do compressor e o modelo de cada um dos componentes: evaporador, condensador e compressor.

Uma vez seleccionados todos os parâmetros mencionados, existe um botão "Calcular" que está ligado a uma Macro que vai efectuar o equilíbrio e determinar todos os parâmetros.

Existem valores que estão visíveis ao utilizador, nomeadamente a temperatura da evaporação e de condensação a capacidade em kW dos evaporadores e condensadores, mas correspondem apenas a valores auxiliares utilizados para o cálculo.



A figura 31 apresenta pela primeira vez o aspecto gráfico da interface criada.

Figura 31 – Interface gráfica criada para o utilizador.

Como se consegue observar foi criada uma tabela "Resultados" que apresenta a simulação efectuada e mostra os valores da capacidade frigorífica, da potência absorvida pelo compressor, dos rendimentos isentrópico e volumétrico da razão de pressão e do EER. Na coluna mais á direita são apresentados os valores da temperatura de evaporação e condensação a que o sistema estará a funcionar.

# 5. VALIDAÇÃO DE RESULTADOS

Este capitulo procura demonstrar e comparar os resultados obtidos pelo programa com os obtidos em instalações reais. Na secção 5.1 vão ser apresentados os aparelhos utilizados para fazer as medições reais. Na secção posterior, 5.2, é feita uma exposição das características de cada instalação e apresentam-se a comparação entre os valores calculados e os modelos.

## 5.1. Instrumentos Utilizados

Para que fosse possível uma melhor análise das várias instalações, utilizou-se um manómetro digital da TESTO (MODELO 556) apresentado na figura 32. Este equipamento é dotado de memória (Data logger), que permite gravar e posteriormente exportar para um computador os valores medidos. Efectuaram-se medições da pressão de evaporação e de condensação. O equipamento permite ainda o registo de temperaturas com uma sonda específica que não se encontra disponível.





Figura 32 – Equipamento utilizado na medição de resultados. (TESTO 556).

Para se ajustar o aparelho, as únicas definições que tem de ser verificadas são: o fluido frigorigéneo – nas instalações analisadas foi sempre o R404a - e a duração do ensaio e o intervalo em segundos entre registos. As tomadas de pressão são ligadas ao compressor por intermédio de tubos, um á linha de aspiração, outro á linha da compressão.

Foi também utilizado um multímetro para se determinar a potência consumida pelo compressor e utilizou-se num caso um termopar K ligado ao multímetro para medir a temperatura na linha de aspiração do compressor. Este termopar foi também utilizado para medir a temperatura do ar.

# 5.2. Instalações Analisadas

1<sup>ª</sup> - Instalação

Cliente: MANJARLIMA, Lda

Morada: Sobral Monte Agraço

#### Equipamento:

1 - Compressor BITZER Mod: 4H - 15.2Y

1 - Evaporador CENTAURO Mod: DD/E - 7120 Esp

 Condensador Multi-circuitos. Criada especificamente para esta instalação, não estando disponível informação das características do circuito considerado.

No primeiro ensaio realizado com o analisador da TESTO, foi colocado em paralelo os manómetros analógicos utilizados no dia-a-dia permitindo verificar a consistência entre os valores. Na figura 33 é apresentada uma fotografia retirada no local onde é possível verificar o tipo de montagem efectuado.

Este ensaio durou 30 minutos e foram feitas leituras em intervalos de 1 minuto, pelo que não se consegue observar com muito detalhe as variações ocorridas. A figura 34 apresenta os valores observados ao longo do ensaio, já convertidos para temperaturas equivalentes à pressão na linha de aspiração e descarga no compressor.



Figura 33 – Montagem do aparelho. (TESTO 556).

- A medição foi feita quando se estava a carregar a câmara, o que fez com que nessa altura os equipamentos parassem quando a porta se encontrava aberta fazendo subir a temperatura.
- A partir dos 6 minutos (480s) o equipamento ficou a funcionar em contínuo diminuindo a temperatura até chegar por volta dos 16minutos (960s) aproximadamente à temperatura de -22°C.
- Aos 23 minutos (1380s) chegou aos -20°C e o compressor arrancou. Estava a consumir 18 Ampere por fase.



• Aos 28 minutos (1680s) a câmara parou novamente.

Figura 34 – Valores reais retirados da instalação Manjarlima.

Para fazer a análise a este sistema, comecemos por desprezar a primeira parte do gráfico, pois nesta altura a câmara sofreu algumas oscilações no funcionamento, uma vez que estava a ser carregada. A partir dos 500s começou a funcionar normalmente, sem interferências de ninguém, e a temperatura de evaporação baixou até aos -28,9°C enquanto a temperatura da câmara baixou até aos -22°C aos 16 minutos (960s) e pouco depois desligou-se. É também visível que o compressor esteve a funcionar durante outros dois períodos distintos, próximos dos instantes ao fim de 5 minutos (300s) e 25 minutos (1500s).

No que diz respeito á temperatura de condensação, ela vai manter-se aproximadamente no mesmo valor, pois a temperatura ambiente não varia de forma significativa e a diferença para a temperatura de condensação é da ordem de 10°C.

Uma vez que este sistema está ligado a um condensador multi-circuitos, e como não está disponível a capacidade exacta correspondente a este circuito do condensador, assume-se um condensador dos vários disponíveis no programa que possua uma capacidade ligeiramente superior á do evaporador. O recurso a estes tipos de condensadores é feito quando a potência frigorífica a instalar é elevada pois torna-se não só mais económico como também mais compacto.

A figura 35 mostra a interface gráfica do programa criado, neste caso com as características dos componentes correspondentes a esta instalação e a temperatura de admissão de -20°C.



Figura 35 – Apresentação do programa com valores reais da instalação Manjarlima.

Nesta instalação não se efectuou a medição da temperatura de sucção pelo que foram efectuadas simulações para vários valores. A tabela 3 apresenta os resultados obtidos no caso de se variar a temperatura de sucção. Está é uma das varias funcionalidades do programa desenvolvido, a de alterar alguns parâmetros do sistema e ver qual o seu comportamento.

	Valores medidos	Simulação		
		Tem	p. Sucção	(ºC)
		20	0	-20
Cap.Frigo. (kW)		15,12	16,03	17,07
Pot. Abs. (kW)	10,43	10,98	10,82	10,59
EER		1,38	1,48	1,61
Temp. Evap. (ºC)	-28,9	-27,33	-27,65	-28,01
Temp. Cond. (°C)	35,3	33,69	33,94	34,21

Tabela 3 – Variação da temperatura de sucção na instalação Manjarlima.

Apesar de não se ter retirado um valor para a temperatura de admissão no compressor, um valor típico anda á volta de 2ºC acima da temperatura a que está regulada a câmara. De salientar que a instalação da linha de aspiração do compressor é sempre isolada. A influência da temperatura de admissão do fluido no compressor afecta bastante a capacidade frigorífica através do caudal enquanto os outros parâmetros apresentam pequenas variações.

Os valores medidos através do analisador TESTO e os calculados pelo programa são comparáveis. As diferenças entre a temperatura de evaporação são pouco significativas e constituem o primeiro resultado de validação do método. O facto de se tratar de uma instalação de congelados existe alguma incerteza adicional devido ao factor de gelo.

A temperatura de condensação também apresenta um bom acordo mas é conveniente relembrar que neste caso não se dispunha de informação exacta sobre o condensador pois trata-se de uma unidade já com cerca de 10 anos de existência.

Outro valor retirado no sistema analisado foi a potência consumida pelo compressor. Neste caso a medição é feita recorrendo a um multímetro e basta para isso, envolver um dos fios da alimentação do compressor no aparelho e observa-se o valor em torno de 18 Ampere. Partindo da equação (3) chegamos ao valor de potência consumida de

 $\sqrt{3} \times 380 \times 18 \times 0.88 = 10.43 kW$  e o programa calcula o valor de 10.59 kW, o que é na realidade um valor bastante próximo do medido.

É importante referir que o multímetro tem aproximações às décimas mas durante o ensaio este valor nunca é constante, pode ter desvios da ordem de 1 Ampere por excesso ou por defeito.

Uma vez que não existe informação correcta acerca da capacidade do condensador, por se tratar de um multi-circuitos, optou-se por explorar mais as capacidades do programa desenvolvido de modo a verificar as alterações do sistema quando se altera apenas o condensador. As simulações apresentadas na tabela 4 foram efectuadas com os mesmos dados de entrada, e considerando a temperatura de sucção de -20°C.

	Valores Reais	Simulação		
		Cap. Co	ondensad	or (kW)
		30,07	17,96	33,5
Cap.Frigo. (kW)		17,07	14,89	17,28
Pot. Abs.(kW)	10,43	10,59	11,39	10,51
EER		1,61	1,31	1,64
Temp. Evap. (ºC)	-28,9	-28,01	-27,21	-28,09
Temp. Cond (°C)	35,3	34,21	42,29	33,42

Tabela 4 - Simulações efectuadas na instalação Manjarlima.

Como se pode verificar, a simulação feita considerando um condensador de menor capacidade (17,96kW) calcula valores de capacidade frigorífica inferiores e potência absorvida, ligeiramente superior, assim como a temperatura de condensação que atinge valores bastante elevados. Quer isto dizer que com este modelo de condensador o sistema estaria a funcionar em piores condições ou provavelmente nem funcionaria devido á elevada pressão de condensação. Quando a simulação considera uma capacidade ligeiramente superior do condensador (33,5kW), os valores são ligeiramente melhores e a temperatura de evaporação aproxima-se um pouco mais dos valores determinados, no entanto e como era de esperar a temperatura de condensação desce ligeiramente, o que é benéfico para o sistema.

### 2ª Instalação

Cliente: TOZÉ CRISPIM Morada: Povoa de Penafirme

#### Equipamento:

- 1 Grupo Compressor/ Condensador Mod: CBS 124V2/ 4CC-9.2Y
- 2 Evaporadores CENTAURO Mod: MT/E 4084
- Esta medição de 30 minutos, foi feita em intervalos de 2 segundos, logo a análise é bastante mais pormenorizada.
- Nos primeiros instantes a porta estava a ser aberta, pelo que os valores podem não ser conclusivos.
- Aos 10 minutos (600s) a câmara arrancou, estava a 11,5°C. Estava a consumir, 13 Ampere por fase.
- A temperatura ambiente era de cerca de 25/26ºC.
- Parou por temperatura, regulada para 0°C, aos 26minutos (1560s) e obrigou-se a arrancar aos 29 (1740s).

A figura 36 apresenta os valores retirados nesta instalação, que como foi mencionado foram bastante mais pormenorizados, tendo em conta o intervalo de tempo escolhido.



Figura 36 – Valores reais retirados da instalação Tozé Crispim.

Neste exemplo é possível verificar com maior detalhe os valores da instalação. Consegue-se detectar os dois picos em que a pressão de condensação (representada no gráfico pela temperatura equivalente) vem a valores bastante baixos, por se estar a retirar valores de 2 em 2 segundos. Este valor não é muito relevante e a sua explicação tem a ver com a válvula eléctrica. Quando a câmara chega à temperatura desejada tanto a temperatura de condensação como a de evaporação baixam pois a pressão vai baixar. O valor da pressão correspondente à temperatura de evaporação mostrada no gráfico de -46°C corresponde a cerca de 1 bar enquanto do lado do condensador a temperatura atinge um valor próximo da temperatura ambiente que neste caso como referido é 25/26°C.

Quando a temperatura da câmara chega ao valor pretendido, existe um controlador digital, nos sistemas mais recentes, que vai dar informação a uma válvula eléctrica colocada na linha da compressão para fechar, no entanto o compressor continua a funcionar durante uns segundos, fazendo com que o fluido frigorigéneo fique armazenado na linha que vai desde a saída do compressor até esta válvula, nomeadamente no condensador e essencialmente num depósito. Quando chega á temperatura predefinida para o sistema arrancar, habitualmente 2 ou 3ºC de diferencial entre a paragem e o arranque da câmara, o mesmo controlador electrónico dá a informação para abrir a válvula eléctrica, ouve-se a passagem do fluido frigorigéneo nos tubos, baixando a pressão no lado do condensador e poucos segundos depois o compressor vai arrancar.

Na figura 37 é feita a simulação do programa, com as características correctas dos vários componentes.

TE	emperatura Ambiente <u>26</u> Número de câmaras 1 Imperatura Câmara Nº1	Fluic Temperatura Evapo Temperatura de Conde	lo R404a <b>▼</b> ração -8 ensação 41	
Evaporador	Condens	Temperatura de su Cador	cção 2 Con	npressor
Numero de Evaporadores por câmara	Selecione o condensador	CB5124V2	Marca B	ITZER 💌
Capacidade kW 16,35	Capacidade kW	30,06667	Volume Varrido (	),009021
		RESUL	TADOS	
raicilial	Capacidade Frigorifica Potência Absorvida COMP.	21,15 kW 7,35 kW	Temperatura Evaporação	-5,67 °C
Udivului	Rendimento ISENTROPICO Rendimento VOLUMETRICO	61,0% 83,4%		
	Razão PRESSÃO EER	3,24 2,88	Temperatura Condensação	35,49 ℃
		· · · · · ·		

Figura 37 – Apresentação do programa com valores reais na instalação Tozé Crispim.

Tal como na instalação anterior neste caso também não foi determinado o valor da temperatura de admissão. Como tal foi criada a tabela 5 onde é possível verificar as variações quando se altera a temperatura de sucção. De salientar novamente que o valor mais realista será o da ultima coluna pois corresponde à temperatura de sucção com um diferença de temperatura de 2 graus.

	Valores Reais	Simulação		
		Tem	p. Sucção	(°C)
		20	10	2
Cap.Frigo. (kW)		19,82	20,53	21,15
Pot. Abs. (kW)	7,53	7,44	7,40	7,35
EER		2,66	2,78	2,88
Temp. Evap. (ºC)	-6,3	-5,31	-5,50	-5,67
Temp. Cond. (°C)	37,1	35,08	35,32	35,49

Tabela 5 – Variação da temperatura de sucção na instalação Tozé Crispim.

Nesta instalação não existe falta de informação dos componentes, todas as características de cada um deles é a considerada na simulação. Mais uma vez é possível verificar a consistência dos valores, para o caso da temperatura de evaporação, pois existe uma diferença inferior a 1°C.

No caso da temperatura de condensação a diferença que existe é ligeiramente superior, da ordem dos 1,6°C, representando uma diferença de 15% da diferença de temperatura entre o condensador e o ambiente. Este valor pode ser explicado pela falta de manutenção,

nomeadamente de limpeza periódica do condensador por se encontrar num local sujeito a poeiras.

O valor medido na instalação de consumo de energia do compressor por volta dos 13 Ampere é sensivelmente o mesmo que o programa devolve pois:

 $\sqrt{3} \times 380 \times 13 \times 0.88 = 7.53 kW$  e o programa dá o valor de 7.35 kW.

### 3ª Instalação

Cliente: Bruno Terroal

Morada: Malveira

#### Equipamento:

- 1 Grupo Compressor/ Condensador Mod: CBS 103V2/ 4FC-5.2Y
- 1 Evaporador CENTAURO Mod: CBN/E 4F2/17
- Câmara estava desligada, o ensaio começou assim que se ligou o sistema.
- A temperatura exterior era de 20/21°C, mas dentro da câmara estava 16°C pois ainda era inicio da manhã e a zona onde a câmara está instalada é fresca. A temperatura da câmara foi regulada para -1°C.
- O compressor, estava a consumir cerca de 6 a7 Ampere.
- Uma outra medição efectuada foi a temperatura de admissão no compressor. Foi colocado um termopar, ligado ao multímetro, junto á admissão do compressor e em seguida foi isolado com a mesma manga que reveste a tubagem desta linha. Os valores medidos foram de encontro ao esperado pois mostraram que a temperatura na admissão é sensivelmente da ordem de 1 a 2 graus inferiores á temperatura da câmara.
- Esta medição foi feita em intervalos de 3s.

Na figura 38 são apresentados os valores reais retirados desta instalação.



Figura 38 – Valores reais retirados da instalação Bruno Terroal.

Neste exemplo é possível verificar com maior detalhe como está a variar a temperatura de evaporação do sistema, assim como o tempo que ela demora até atingir o seu ponto de funcionamento. Isto tem a ver única e exclusivamente com o facto da câmara estar desligada e demorar mais tempo do que o habitual até atingir a temperatura desejada, uma vez que até as paredes de isolamento não estavam ainda frias.

Na figura 39 é apresentada a simulação no programa.



Figura 39 – Apresentação do programa com valores reais da instalação Bruno Terroal.

Nesta instalação foi determinado o valor da temperatura de sucção que, como era de esperar é da ordem dos 2 graus superior á temperatura da câmara. No entanto e tal como nos outros sistemas, foi efectuada uma simulação variando a temperatura de sucção, apresentada na tabela 6. A escolha do valor 20°C na temperatura de sucção está apenas relacionado com a

norma EN12900 mencionada pela Bitzer. Como já tinha sido observado verifica-se uma diferença na capacidade frigorífica e poucas diferenças nas temperaturas.

		Simulação				
	Valores Reais	Valores Temp. Sucção (ºC)				
		20	10	1		
Cap.Frigo. (kW)		10,35	10,69	11,02		
Pot. Abs. (kW)	4,05	4,1	4,08	4,05		
EER		2,53	2,62	2,72		
Temp. Evap. (ºC)	-14,2	-6,47	-6,65	-6,82		
Temp. Cond. (°C)	33	35,43	35,77	36,1		

Tabela 6 – Variação da temperatura de sucção na instalação Bruno Terroal.

Os valores que se obtêm no programa não vão de encontro aos registados pelo analisador da TESTO, mais concretamente na temperatura de evaporação. As medições foram efectuadas com base no final do primeiro ciclo de operação do sistema. Na figura 38 pode-se constatar que a temperatura diminui ao longo do tempo o que poderá afectar o funcionamento dos diversos componentes, incluindo a válvula de expansão.

Reparemos que o evaporador tem muito mais capacidade do que o condensador, isto não é muito habitual, já o oposto é mais frequente. Esta situação tem a ver com a experiência neste tipo de casos, pois o produto a que a câmara se destina é alfaces. A alface precisa de muita humidade, inclusive possui um sistema paralelo de água canalizada com dispersores para elevar a humidade na câmara. Por outro lado, neste tipo de produtos é conveniente que a ventilação no evaporador esteja a funcionar o mínimo de tempo possível, pois quanto mais tempo tiver a funcionar mais vai "secar" o produto. Daí o evaporador ser sobredimensionado para que se consiga atingir temperatura o mais rápido possível no sentido de se poder parar a ventilação. No entanto a capacidade frigorífica para além do evaporador depende do compressor que determina o caudal máximo que se pode obter.

O uso de dispersores de água introduzem um aumento da carga latente pois o evaporador quando funciona vai condensar mais humidade aumentando as necessidades de frio, daí ser necessário um evaporador sobredimensionado. O programa ao considerar uma capacidade do evaporador maior vai prever que a diferença de temperatura é inferior conduzindo ao valor indicado na tabela. Convém notar que o factor de gelo considerado depende apenas da temperatura da câmara e não considera a influência de existirem dispersores de água. O aumento da humidade pode conduzir a uma diminuição do factor de gelo que se fosse considerado, fazendo diminuir a temperatura de evaporação calculada.

Outro factor a ter em conta na análise dos resultados, prende-se com a regulação da válvula de expansão termostática que poderá não estar bem dimensionada e afinada. Se o orifício seleccionado estiver sub-dimensionado tem o efeito de diminuir de evaporação e o caudal na instalação. Se a válvula apresenta uma regulação para um diferencial elevado de temperatura, então ela vai fechar quando o valor da temperatura à saída do evaporador aproxima-se da temperatura da câmara. A exigência de um grande grau de sobre aquecimento implica que a área do evaporador para que esse sobre aquecimento se dê é elevada e deste modo a capacidade do evaporador para a zona de mudança de fase é reduzida. Este aspecto não foi considerado no modelo desenvolvido onde se desprezou a área para o sobreaquecimento de modo a conduzir a um valor de AU e de  $\theta$  constantes.

Para a temperatura de condensação observa-se que o programa prevê 36,1°C enquanto o valor medido é de 33°C. Esta diferença pode-se dever em parte ao facto de se ter considerado um valor médio de *AU* calculado a partir de um tipo de condensador usado com compressores diferentes. Uma alternativa para a análise efectuada seria estimar a capacidade de transferência a partir da velocidade do ar no condensador.

O valor medido na instalação de consumo de energia do compressor – 6 a 7 Ampere é sensivelmente o mesmo que o programa devolve pois:

 $\sqrt{3} \times 380 \times 6 \times 0.88 = 3.48kW$  ou  $\sqrt{3} \times 380 \times 7 \times 0.88 = 4.05kW$  e o programa devolve o valor de 4.05*kW*.

Partindo da ideia de que o evaporador está mal projectado ou então que esta instalação se trata de uma excepção no que diz respeito á selecção dos vários componentes, foram efectuadas mais um vez outras simulações no programa, alterando a capacidade do evaporador. Na tabela 7 é apresentado o resultado destas simulações.

		Simulação				
	Valores Reais	Cap. Evaporador (kW)				
		16,81	10,87	9,04		
Cap.Frigo. (kW)		11,02	10,04	9,57		
Pot. Abs. (kW)	3,48 - 4,05	4,05	3,86	3,77		
EER		2,72	2,6	2,54		
Temp. Evap. (ºC)	-14,2	-6,82	-9,2	-10,4		
Temp. Cond. (°C)	33	36,1	34,85	34,24		

Tabela 7 – Simulações efectuadas na instalação Bruno Terroal.

Como se pode verificar, os valores da capacidade frigorífica diminuem ligeiramente como era de esperar assim como os da potência absorvida. Já a temperatura de evaporação e condensação atingiriam valores mais credíveis. Esta simulação permite avaliar o efeito da redução da capacidade do evaporador que se poderia dever ao aumento do efeito do gelo ou da exigência de um grau de sobreaquecimento maior pela válvula de expansão.

Uma vez que as diferenças entre a simulação e os valores obtidos nesta instalação são elevadas foi feito um novo ensaio para verificar se a origem do problema seria a afinação da válvula de expansão termostática. A figura 40 apresenta os valores reais da temperatura de evaporação e condensação do sistema.



Figura 40 – Apresentação do programa com valores reais da instalação Bruno Terroal – 2ºensaio.

Verificou-se que os valores de temperatura de evaporação eram muito baixos e por volta dos 900s foi feita uma ligeira abertura na válvula de expansão. Consegue-se observar que a partir desse instante a temperatura de evaporação subiu. Entretanto a duração do ensaio chegou ao fim e foi feito um novo ensaio, com a válvula de expansão afinada. Os valores obtidos são apresentados na figura 41.



Figura 41 – Apresentação do programa com valores reais da instalação Bruno Terroal - com afinação da válvula de expansão.

As únicas diferenças entre este ensaio e o primeiro têm simplesmente a ver com a temperatura ambiente, que neste dia registava valores de 14°C. Mais uma vez, a câmara estava regulada para -1°C, a temperatura de sucção era cerca de 1°C e o valor de intensidade de corrente variava entre 6 a 7 Ampere. Uma vez que uma das variáveis de entrada se alterou, foi feita uma nova simulação no programa e os valores são apresentados na tabela 8.

		Simulação		
	Valores Reais	Temp. Sucção (⁰C)		
		1		
Cap.Frigo. (kW)		11,92		
Pot. Abs. (kW)	3,48 - 4,05	3,74		
EER		3,19		
Temp. Evap. (ºC)	-7,1	-7,32		
Temp. Cond. (°C) 27,5		30,73		

Tabela 8 – Simulação efectuada na instalação Bruno Terroal – 2º ensaio.

É possível verificar que os valores obtidos para a temperatura de evaporação são semelhantes aos registados na instalação o que permite concluir que a afinação da válvula de expansão revelou melhorias significativas e foi fundamental para melhorar o funcionamento do sistema.

# 6. CONCLUSÕES

Foi desenvolvida um programa de cálculo que permite analisar o equilíbrio de componentes de um ciclo frigoríficos, podendo incluir dados de equipamentos de diferentes fabricantes. O desenvolvimento do programa em VBA numa folha de cálculo, permite a sua utilização fácil, incluindo a determinação de parâmetros para novos equipamentos.

Verifica-se que o modelo do compressor requer o ajuste do rendimento do compressor e do parâmetro *m* do rendimento volumétrico em função do fabricante e do fluido frigorigéneo pois baseia-se num modelo simplificado. O uso de modelos mais avançados no entanto requer informação detalhada não disponível. A metodologia desenvolvida considera no entanto um modelo termodinâmico ao contrário de uso de correlações de resultados de compressores específicos. Para os evaporadores e condensadores foram calculados coeficientes globais de transferência de calor que apresentam valores típicos.

Com base nos modelos dos componentes foi desenvolvido um algoritmo de cálculos iterativos para determinar a capacidade frigorífica, a potência absorvida e as temperaturas de evaporação e de condensação. O programa permite avaliar o efeito de alterar um dos componentes ou o valor das condições de operação como por exemplo a temperatura da câmara, ambiente ou a de sucção.

O programa foi testado para três instalações. Em todos os exemplos analisados é possível verificar que o valor da potência consumida pelo compressor tem um erro associado inferior a 3%. Em relação às temperaturas de evaporação e condensação obtiveram-se diferenças inferiores a 2°C.

### 7. TRABALHOS FUTUROS

Com base no trabalho desenvolvido, levantaram-se diversos tópicos para desenvolvimento dos modelos em relação aos considerados. O desenvolvimento de modelos para os rendimentos do compressor com maior detalhe requer informação dos fabricantes que poderá ser solicitada referente a aspectos dimensionais que permitiriam avaliar a aplicação do modelo de Navarro et al (2007). Uma tarefa inicial nesse sentido seria a avaliação do modelo proposto por aqueles autores para um compressor concreto para analisar como fazem variar o parâmetro *m* utilizado no modelo simplificado de rendimento volumétrico.

Para os permutadores de calor preparar uma metodologia que permita estimar a área correspondente à zona de mudança de fase e a de sobre-aquecimento no evaporador ou arrefecimento inicial no condensador. Nesta análise numa primeira hipótese não será necessário considerar a variação do coeficiente de transferência pois este é mais determinado pelo lado do ar e permitiria assim desenvolver um modelo sem entrar no cálculo detalhado de coeficientes de transferência de transferência de calor.

No caso dos condensadores que funcionam integrados com os compressores deveria ser testado o cálculo da sua capacidade de transferência com base na velocidade do ventilador.

Para o desenvolvimento posterior do programa desenvolvido é importante a aquisição de mais resultados experimentais, nomeadamente para uma mesma instalação a funcionar em condições diferentes o que depende do clima e das condições no interior das câmaras.

# REFERÊNCIAS

- Azevedo, J.L.T, 2011, Comunicação pessoal.
- Azevedo, J.L.T., 2002, Formulário de Permutadores de Calor.
- Bitzer, 2011, Bitzer software 5.3.1, http://www.bitzer.de/eng/productservice/software/3
- Bryant, A.C. 1997 Refrigeration Equipment, Butterworth-Heinemann.
- CoolPack, 2011, Version 1.46, http://www.ipu.dk/English/IPU-Manufacturing/Refrigeration-and-energy-technology/Downloads/CoolPack.aspx, Department of Mechanical Engineering-Technical University of Denmark.
- Dorin, 2008, Catálogo de compressores, Dorin, Italia.
- Dorin, 2011, http://officine-mario-dorin-s-p-a.software.informer.com/
- Grasso, Catálogo de compressores, Grasso, Holanda.
- Green, D.W. and Perry, R.H., 2007 -Chemical Engineering's Handbook, 8th Edition, Mc Graw Hill.
- Hundy, G.F., Trott, A.R., Welch, T.C., 2008 Refrigeration And Air Condicioning, 4th Edition.Elsevier.
- Incropera, F.P e DeWitt, D.P. 2003 Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5th Edition, LTC Editora.
- Mspc, http://www.mspc.eng.br/fltetc/refrig\_110.shtml#diagr
- Navarro, E., Granryd, E, Urchueguia, J.F. e Coberian, J.M., 2007b A phenomenological model for analyzing reciprocation compressors, International Journal of Refrigeration, 30: 1254-1265.
- Navarro, E., Urchueguia, J.F., Corberian, J.M. e Granryd, E. 2007a Performance analysis of a series of hermetic reciprocation compressors working with R290 (propane) and R407C, International Journal of Refrigeration, 30: 1244-1253.
- REFPROP, 2009, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database, http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm
- Solvay, 2011, http://www.solvaychemicals.com/EN/products/Fluor/Software.aspx
- Stoecker, Wilbert F. 2004 Industrial Refrigeration Handbook, McGraw-Hill.
- Wikipédia, 2011, http://en.wikipedia.org/wiki/file:Refrigeration.png

## **ANEXOS**

# **Anexo A** – Tabelas dos Coeficientes *m* do rendimento volumétrico e coeficientes do rendimento isentrópico

De acordo com o modelo do rendimento volumétrico na equação (9) o parâmetro *m* ajustado para os compressores é apresentado nas tabelas seguintes. O mesmo se passa em relação aos valores de rendimento isentrópico. Os ajustamentos foram efectuados considerando uma aproximação quadrática.

$$Ax^2 + Bx + C$$

Numa primeira aproximação foi feita uma distinção apenas pela marca dos compressores, abordando assim todos os compressores considerados de cada marca. Na tabela A.1 são apresentados os coeficientes *m*, enquanto na tabela A.2 são os valores de rendimento isentropico.

### Caso 1: $\rightarrow$ Divisão em 3 marcas

Coeficiente m

BITZER	6.1146 e-4	-1.3617 e-2	1.2245 e-1
GRASSO	9.8272 e-4	-1.6711 e-2	1.3783 e-1
DORIM	7.4857 e-3	-9.3041 e-2	3.2910 e-1

Tabela A.1 –	Coeficientes	m da distinção	o apenas por	r marca de	compressor.
		2			

Rendimento Isentrópico

BITZER	-1.7249 e-3	2.5111 e-2	5.4599 e-1
GRASSO	-2.1257 e-3	-1.1460 e-2	7.2665 e-1
DORIM	-6.7398 e-3	7.6131 e-2	3.9594 e-1

Tabela A.2 – Coeficientes rendimento isentrópico da distinção apenas por marca de compressor.

Como segunda aproximação, foi criado um filtro que faz a distinção também por razão de pressão. Foram criadas distinções para os casos de razão de pressão superiores ou inferiores a 5. As tabelas A.3 e A.4 dizem respeito aos coeficientes *m* para razão de pressão inferior a 5, e superior a 5, respectivamente. As aproximações obtidas para os coeficientes de rendimento isentrópico são semelhantes ás anteriores, pelo que não vão ser apresentadas.

## Caso 2: → Divisão em 3 marcas com Razão de Pressão

BITZER	2.5828 e-3	-3.1881 e-2	1.642 e-1		
GRASSO	5.3378 e-3	-5.0206 e-2	1.9419 e-1		
DORIM	2.3409 e-2	-1.9139 e-1	4.7017 e-1		

### Coeficiente *m* para rp<5

Tabela A.3 – Coeficientes *m* da para razão de pressão inferior a 5.

Coeficiente *m* para rp>5

BITZER	3.81 e-4	-9.3996 e-3	1.0494 e-1
GRASSO	1.7346 e-4	-5.0665 e-3	1.0123 e-1
DORIM	0	-8.4838 e-3	-1.2022e-1

Tabela A.4 – Coeficientes de rendimento isentrópico para razão de pressão inferior a 5.

O último filtro considerado, foi o de fazer a separação também por fluido frigorigéneo. Estes coeficientes são os que estão a ser utilizados no programa. A tabela A.5 apresenta os coeficientes *m* da marca Bitzer para os vários fluidos e razão de pressão inferior a 5. A tabela A.6, mostra os valores para razão de pressão superior a 5. Na mesma sequência, as tabelas A.7 e A.8 fazem a mesma distinção para a marca Grasso. Em relação á marca Dorim, os catálogos só comteplam um fluido, pelo que a distinção entre razões de pressão é apresentado na tabela A.9.

## **Caso 3:** $\rightarrow$ Divisão em 3 marcas c/ Razão de Pressão e com Fluido frigorigéneo

BITZER

RP<5

Fluido

R22	-2.6572e-3	1.5362 e-2	6.0938 e-2
R134a	-2.163e-3	6.1811 e-3	8.6811 e-2
R404a	2.1308e-3	-2.9021 e-2	1.601e-1

Tabela A.5 – Coeficientes *m* da para razão de pressão inferior a 5 para os vários fluidos da marca Bitzer .

RP>5

R22	5.7518e-4	-1.1721e-2	1.1591 e-1
R134a	3.5723e-4	-8.871e-3	1.0059e-1
R404a	7.5825e-4	-1.5666e-2	1.273e-1

Tabela A.6 – Coeficientes *m* da para razão de pressão superior a 5 para os vários fluidos da marca Bitzer.

### GRASSO

RP<5

Fluido

Fluido

Fluido

R22	1.18303e-2	-8.675e-2	2.4957e-1
R134a	6.991e-3	-5.911e-2	1.9668e-1
Amonia	2.9384e-3	2.22139e-2	1.7366e-1

### Tabela A.7 – Coeficientes *m* da para razão de pressão inferior a 5 para os vários fluidos da marca Grasso.

RP>5

R22	3.9714e-4	-7.675e-3	1.1432e-1
R134a	3.3041e-4	-6.0355e-3	9.2224e-2
Amonia	0	2.13e-3	1.2434e-1

## Tabela A.8 - Coeficientes *m* da para razão de pressão superior a 5 para os vários fluidos da marca Grasso.

DORIN

RP<5	2.3409e-2	1.9139e-1	4.7017e-1
RP>5	0	-8.4838e-3	1.2022e-1

Tabela A.9 – Coeficientes *m* para razão de pressão da marca Dorin.

Tal como para o coeficiente *m*, também os coeficientes do rendimento isentrópico são apresentados da mesma maneira. Na tabela A.10 é feita uma exposição da marca Bitzer para os vários fluidos para o caso de razão de pressão inferior a 5 e na tabela A.11, para razão de pressão superior a 5. As tabelas A.12 e A.13 dizem respeito á marca Grasso para razões de pressão superiores e inferiores a 5 respectivamente. A tabela A.14 apresenta os valores da Dorin.

#### BITZER

### RP<5

### Fluido

R22	5.0786e-3	4.3e-2	7.3109e-1
R134a	6.5925e-2	-5.0973e-1	1.5779
R404a	-1.1388e-2	1.0667e-1	3.6741e-1

Tabela A.10 – Coeficientes do rendimento isentrópico para razão de pressão inferior a 5 para os vários fluidos da marca Bitzer.

RP>5

Fluido

R22	-1.5565e-3	1.189e-2	6.1931e-1
R134a	-1.2704e-3	1.6799e-2	5.9308e-1
R404a	-1.1982e-3	1.8923e-2	5.5584e-1

Tabela A.11 – Coeficientes do rendimento isentrópico para razão de pressão superior a 5 para os vários fluidos da marca Bitzer.

GRASSO

RP<5

Fluido

R22	-3.117e-2	2.2574e-1	3.8057e-1
R134a	-3.5361e-2	2.6408e-1	2.5198e-1
Amonia	-1.2703e-3	6.5588e-2	7.1023e-1

Tabela A.12 – Coeficientes do rendimento isentrópico para razão de pressão inferior a 5 para os vários fluidos da marca Grasso.

### RP>5

Fluido			
R22	-5.9025e-4	-5.9058e-3	8.192e-1
R134a	-2.7064e-3	2.3457e-2	6.7745e-1
Amonia	0	-7.7716e-2	1.1018

Tabela A.13 – Coeficientes do rendimento isentrópico para razão de pressão superior a 5 para os vários fluidos da marca Grasso.

DORIN

RP<5	-1.8514e-2	1.4885e-1	2.9164e-1
RP>5	0	1.7312e-2	4.7282e-1

Tabela A.14 – Coeficientes do rendimento isentópico para razão de pressão da marca Dorin.

# **Anexo B** – Gráficos dos Coeficientes *m* do rendimento volumétrico e coeficientes do rendimento isentrópico.

O anexo B apresenta os gráficos que deram origem aos coeficientes apresentados no Anexo A para a terceira aproximação.

De notar que se conseguem aproximações bastante razoáveis nos gráficos da Grasso e Dorim pois a quantidade de dados disponíveis é muito inferior á da Bitzer.

As figuras B.1 a B.3 apresentam a determinação do parâmetro *m* para as várias marcas de compressores, com a respectiva distinção de fluido frigorigéneo e razão de pressão.



Figura B.1 – Coeficientes *m* em função da razão de pressão e do fluido frigorigéneo da marca Bitzer.



Figura B.2 – Coeficientes *m* em função da razão de pressão e do fluido frigorigéneo da marca Grasso.



Figura B.3 – Coeficientes *m* em função da razão de pressão e do fluido frigorigéneo da marca Dorin.

As figuras B4 a B6 apresentam da mesma forma a determinação do *rendimento isentrópico* para as várias marcas de compressores e os diversos fluidos frigorigéneos.



Figura B.4 – Coeficientes do *rendimento isentrópico* em função da razão de pressão e do fluido frigorigéneo da marca Bitzer.



Figura B.5 – Coeficientes do *rendimento isentrópico* em função da razão de pressão e do fluido frigorigéneo da marca Grasso.



Figura B.6 – Coeficientes do *rendimento isentrópico* em função da razão de pressão e do fluido frigorigéneo da marca Dorin.

# **Anexo C –** Comparação dos valores de catálogo com os obtidos pelas várias aproximações para a marca Grasso e Dorin.

Neste anexo serão apresentados os gráficos correspondentes á comparação dos valores obtidos pelas várias aproximações com os valores de catálogo para as outras marcas de compressores consideradas no programa.

A figura C.1 demonstra os valores obtidos de capacidade frigorífica para um compressor da Grasso. Os valores de potência absorvida vêm na figura C.2.



Figura C.1 – Comparação dos valores obtidos de capacidade frigorífica com os de catálogo para um compressor Grasso modelo RC46.



Figura C.2 – Comparação dos valores obtidos de Potência Frigorifica com os de catálogo para um compressor Grasso modelo RC46.

A figura C.3 e a figura C.4 apresentam a comparação dos valores de catálogo com os determinados pelo programa para um compressor específico da marca Dorin. A figura C.3 apresenta os valores para a capacidade frigorífica.



Figura C.3 – Comparação dos valores obtidos de capacidade frigorífica com os de catálogo para um compressor Dorin modelo H1000CC.

A figura C.4 apresenta os valores de Potência Absorvida para o mesmo compressor.



Figura C.4 – Comparação dos valores obtidos de capacidade frigorífica com os de catálogo para um compressor Dorin modelo H1000CC.

### **Anexo D –** Valores para alguns grupos compressor-condensadores.

A tabela D.1 apresenta os valores de catálogo disponíveis para alguns modelos de grupos compressor-condensador, nomeadamente a capacidade frigorífica do conjunto e o volume varrido pelo compressor. Com eles são calculados os valores da capacidade do condensador e em seguida o valor médio de AU de cada modelo.

TAMB = +35									
			r404a				aumedio	qomedio	
MODELO	Q0	Vvarrido	Wcomp(cal	Q0comp(ca	QCONDE	Aucond			
CBS 23V1/2KC-05.2Y	2120	0,0011	1,0502403	2,042345	3,09259	0,2062			
CBS 33 V1/ 2 KC- 05.2	2250	0,0011	1,0502403	2,042345	3,09259	0,2062	0,3035	2793,33	
CBS 33 V2/ 2 KC- 05.2	2290	0,0011	1,0502403	2,042345	3,09259	0,2062	0,3035	2866,67	
CBS 33V1/2JC-07.2Y	2820	0,0014	1,3489753	2,623278	3,97225	0,2648			
CBS 33V2/2JC-07.2Y	2890	0,0014	1,3489753	2,623278	3,97225	0,2648			
CBS 44V1/ 2JC- 0.72T	3200	0,0014	1,3489753	2,623278	3,97225	0,2648	0,3269	3806,67	
CBS 44V2/ 2JC-0.72T	3190	0,0014	1,3489753	2,623278	3,97225	0,2648	0,3269	3796,67	
CBS 33V1/2HC-1.2Y	0	0,0018	1,6850522	3,276829	4,96188	0,3308			
CBS 33V2/2HC-1.2Y	-	0,0018	1,6850522	3,276829	4,96188	0,3308			
CBS 33V1/2HC-2.2Y	3310	0,0018	1,6850522	3,276829	4,96188	0,3308			
CBS 33V2/2HC-2.2Y	3420	0,0018	1,6850522	3,276829	4,96188	0,3308			
CBS 44V1/2HC-2.2Y	3910	0,0018	1,6850522	3,276829	4,96188	0,3308			
CBS 44V2/2HC-2.2Y	3900	0,0018	1,6850522	3,276829	4,96188	0,3308			
CBS 33V1/2GC-2.2Y	0	0,0021	1,9616155	3,814646	5,77626	0,3851			
CBS 33V2/2GC-2.2Y	-	0,0021	1,9616155	3,814646	5,77626	0,3851			
CBS 44V1/2GC-2.2Y	4310	0,0021	1,9616155	3,814646	5,77626	0,3851			
CBS 44V2/2GC-2.2Y	4300	0,0021	1,9616155	3,814646	5,77626	0,3851			
CBS53V1/2GC-2.2YT	4430	0,0021	1,9616155	3,814646	5,77626	0,3851			
CBS53V2/2GC-2.2YT	4410	0,0021	1,9616155	3,814646	5,77626	0,3851			
CBS53V1/2FC-2.2Y	-	0,0026	2,4692317	4,80178	7,27101	0,4847	0,5018	5625	
CBS53V2/2FC-2.2Y	-	0,0026	2,4692317	4,80178	7,27101	0,4847	0,5319	5203,33	
CBS 53V1/2FC-3.2Y	5230	0,0026	2,4692317	4,80178	7,27101	0,4847			tevap=-5
CBS 53V2/2FC-3.2Y	5210	0,0026	2,4692317	4,80178	7,27101	0,4847			
CBS 58V1/2FC-3.2YT	5630	0,0026	2,4692317	4,80178	7,27101	0,4847	0,4847		
CBS 58V2/2FC-3.2YT	5650	0,0026	2,4692317	4,80178	7,27101	0,4847			
CBS 53V1/2EC-2.2Y	-	0,0032	2,9406305	5,718483	8,65911	0,5773			
CBS 53V2/2EC-2.2Y	-	0,0032	2,9406305	5,718483	8,65911	0,5773			
CBS 53V1/2EC-3.2Y	6020	0,0032	2,9406305	5,718483	8,65911	0,5773			
CBS 53V2/2EC-3.2Y	5990	0,0032	2,9406305	5,718483	8,65911	0,5773			

Tabela D.1 – Dados de alguns modelos de grupos compressor-condensador da marca Bitzer e respectivo tratamento para determinar *AU* do condenador.