



INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Departamento de Engenharia Mecânica



Análise Comparada de Evaporadores de Expansão Directa e Inundados

RUI MIGUEL DA SILVA NETO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Eng.º António Manuel Matos Guerra
Eng.º Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

Júri:

Presidente: Prof. Nuno Paulo Ferreira Henriques
Vogais: Prof. Eduardo António Oliveira Vicente Nunes
Prof. Francisco Manuel Fernandes Severo
Prof. António Manuel Matos Guerra
Prof. Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

Novembro de 2013

Resumo

Pretende-se com este trabalho de Mestrado, efectuar uma análise comparada entre evaporadores de expansão directa e inundados, e efectuar uma comparação entre o funcionamento de uma instalação frigorífica directa e indirecta, para conservar produtos alimentares perecíveis, nomeadamente pescado congelado.

O presente trabalho inicia-se com a definição dos principais objectivos que uma unidade frigorífica terá para a implementação de um sistema de expansão directa e para um sistema de expansão indirecta.

Neste projecto é importante conhecer toda a envolvência que existe para o dimensionamento de uma câmara frigorífica de congelados e como tal, será efectuada uma análise sobre os efeitos e impactos de transferência de calor, bem como uma comparação entre os fluidos adoptados quer para o sistema directo (R404A), quer para o sistema inundado (R717) e efectuar também uma comparação entre as principais diferenças entre estes sistemas, através dos seus métodos de alimentação.

Na parte final do presente trabalho, será efectuada um balanço energético das instalações, a nível termodinâmico e comparar as suas eficiências, uma vez que, é um factor muito importante para o dimensionamento e projecto de uma instalação frigorífica.

Por fim, será efectuada um estudo comparativo entre os dois sistemas apresentados, por forma a concluir qual a melhor solução encontrada.

Palavras-chave: Evaporadores, Expansão Directa, Inundados, Refrigeração, Transferência de Calor, Fluido Frigorígeno, Alimentação do Sistema, Câmara Frigorífica.

Abstract

The intent with this Master's degree work to accomplish a comparative analysis between direct expansion evaporators and flooded, and to accomplish a comparison between the operations of a direct and indirect refrigeration installation to conserve perishable alimentary products, particularly frozen fish.

The present work begins with the definition of the main objectives that a refrigerating unit will have for the implementation of a direct expansion system and for an indirect expansion system.

It is important to know in this project whole the existing surroundings for the frozen refrigerating chamber dimensioning. As such it will be performed an analysis on the effects and impacts of heat transfer as well as a comparison among the adopted fluids not only for the direct system (R404A), but also for the flooded system (R717). On the other hand it will also intend to perform a comparison among the main differences of between both systems.

At the end, this work would also emphasis an energy balance of the facilities at a thermodynamic level and will compare its efficiencies once this is a very important factor for the design and deployment of a refrigeration installation.

Finally, it will be perform a comparative study among the two presented systems, in order to conclude which is the best found solution.

Key-Words: Evaporators, Direct Expansion, Flooded, Refrigeration, Heat Transfer, Refrigerants, System Needs, Refrigerating Chamber.

Agradecimentos

A Deus e a Nossa Senhora de Fátima, pela paz e por toda a força interior que me deram, durante esta minha caminhada.

Aos Professores António Manuel Matos Guerra e Francisco Manuel Gonçalves dos Santos - Orientadores, por toda a instrução, por todo o apoio e pelos esclarecimentos de dúvidas que foram sempre surgindo.

À minha família, por todos os incentivos e apoio que me deram desde a fase inicial até ao momento de hoje, em especial ao meu irmão Rafael Neto e a uma pessoa querida, Viviane Carrico, pelo apoio e pela colaboração que tiveram no desenvolvimento da tese.

Aos meus colegas de mestrado, pelas ajudas, pela documentação emprestada, pelo apoio e pela amizade que sempre me transmitiram, especialmente ao Tiago Oliveira.

Aos funcionários da faculdade, principalmente aos responsáveis pela biblioteca, pela ajuda, pela disponibilidade e pelo incentivo que me demonstraram.

Índice

Objectivos.....	1
Motivação.....	2
1. Escopo do Trabalho.....	3
2. Transferência de Calor entre Líquido e Vapor Saturado.....	5
2.1. Diferentes Processos de Transmissão de Calor nos Evaporadores.....	6
2.2. Comparação dos Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção no Líquido e no Vapor Saturado.....	6
2.3. Importância do Coeficiente Global de Transmissão de Calor nos Evaporadores de Expansão Directa e Inundados.....	8
2.4. Comparação da Condutividade Térmica entre Líquido e Vapor Saturado.....	10
2.5. Viscosidade entre Líquido e Vapor Saturado.....	13
2.6. Velocidades de Escoamento entre Líquido e Vapor Saturado.....	17
2.7. Vantagens entre Líquido e Vapor na Saturado na Capacidade dos Evaporadores.....	18
3. Comparação entre o Ciclo Frigorífico de Expansão Directa e o Ciclo de Expansão Indirecto por Bombeamento e por Gravidade.....	20
3.1. O Ciclo Frigorífico.....	20
3.2. O Ciclo de Refrigeração.....	21
3.3. Ciclo Ideal de Refrigeração.....	21
3.4. Importância dos Diversos Processos de Transformação do Fluido Frigorígeno no Ciclo de Refrigeração.....	23
3.5. Comparação entre o Ciclo Real Simples e o Ciclo Ideal de Refrigeração.....	25
3.6. Importância do Efeito de Sobreaquecimento.....	26
3.7. Importância do efeito de Subarrefecimento.....	27
3.8. Balanço de Energia para o Ciclo de Refrigeração.....	28
3.9. Capacidade Frigorífica do Ciclo (Q_0).....	28
3.10. Potência Teórica do Compressor.....	29
3.11. Fluxo de Calor Rejeitado no Condensador.....	29
3.12. Válvula de Expansão.....	30
3.13. Coeficiente de Eficácia do Ciclo, ou Coeficiente de Performance (COP)...	30
3.14. Classificação dos Evaporadores de Expansão Directa e Inundados quanto ao seu Processo de Alimentação.....	31
3.15. Importância do Separador de Líquido nos Evaporadores Inundados.....	34
3.16. Vantagens entre Evaporadores de Expansão Directa e Inundados.....	35
4. Fluidos Adoptados pelos Sistemas de Expansão Directa e pelos Sistemas Inundados	38
4.1. Características de um Fluido Ideal.....	39
4.2. Características Físicas dos Fluidos Frigorígenos.....	39

4.3.	Características e Propriedades do R404A.....	40
4.4.	Características e Propriedades do Amoníaco (R717)	40
5.	Balanço Térmico de uma Instalação Frigorífica	43
5.1.	Metodologia de Cálculo.....	43
5.2.	Cálculo da Câmara de Congelados para um Sistema de Expansão Directa e Indirecta.....	48
5.3.	Balanço Térmico.....	50
5.4.	Carga Térmica, através das Paredes, Tecto e Pavimento (Q_1).....	50
5.5.	Carga Térmica, através da Abertura de Portas (Q_2).....	52
5.6.	Carga Térmica, através da Iluminação (Q_3).....	52
5.7.	Carga Térmica, devido ao Pessoal da Estiva (Q_4)	52
5.8.	Carga Térmica, devido aos Produtos Armazenados (Q_5)	53
5.9.	Carga Térmica, devido Empilhadores (Q_6).....	54
5.10.	Carga Intermédia (Q_{int}), Potência Intermédia do Compressor (P_{int}) e Potência Previsional do Evaporador (P_{Prev}).....	54
5.11.	Sistema Termodinâmico da Instalação com Evaporadores de Expansão Directa	55
5.12.	Cálculo para o Sistema de Expansão Directa.....	57
5.13.	Sistema Termodinâmico da Instalação com Evaporadores Inundados	58
5.14.	Cálculo para o Sistema Inundado.....	61
5.15.	Análise Termodinâmica das Instalações Frigoríficas.....	63
5.16.	Seleccção dos Equipamentos	64
5.17.	Instalação Frigorífica de Expansão Directa (R404A)	64
5.18.	Instalação Frigorífica de Expansão indirecta (R717).....	65
5.19.	Funcionamento das Instalações Frigoríficas	67
5.20.	Controlos de Alimentação Líquida	69
5.21.	Comparação Energética entre o Sistema de Expansão Directa e Inundado .	69
5.22.	Comparação da Potência Absorvida entre o Sistema de Expansão Directa e Inundado	71
5.23.	Comparação dos Consumos de Energia entre o Sistema de Expansão Directa e Inundado	72
6.	Conclusões	76
	Referências Bibliográficas.....	79
	Anexos.....	81
	Anexo A.....	81
	Anexo B.....	81
	Anexo C.....	81
	Anexo D.....	81

Índice de Figuras

Figura 1 - Evaporador de convecção natural com placas deflectoras.....	7
Figura 2 - Evaporador de convecção forçada	7
Figura 3 - Diagrama T-v de uma substância pura.....	12
Figura 4 - Escoamento de um fluido entre placas paralelas	13
Figura 5 - Taxa de Deformação entre um fluido Newtoniano e não Newtoniano.....	14
Figura 6 - Viscosidade cinemática para líquidos e gasosos, com a evolução da temperatura.....	15
Figura 7 - Diagrama de Mollier (P x h) para o fluido frigorígeno Amoníaco (R717).....	21
Figura 8 - Representação do ciclo ideal no diagrama P x h	22
Figura 9 - Esquema com os principais componentes do ciclo de refrigeração simples ..	23
Figura 10 - Diferenças entre o Ciclo Real (preto) e o Ciclo Ideal (azul)	25
Figura 11 - Efeito do Sobreaquecimento e do Subarrefecimento no Ciclo Real.....	28
Figura 12 - Válvula de Expansão Termostática.....	32
Figura 13 - Tubo Capilar	32
Figura 14 - Evaporador de Expansão Directa.....	32
Figura 15 - Evaporador Inundado Alimentado por Gravidade.....	33
Figura 16 - Evaporador Inundado Alimentado por Bombeamento	34
Figura 17 - Separador de Líquido	35
Figura 18 - Layout da Câmara Frigorífica.....	49
Figura 19 - Distribuição das Cargas Térmicas na Câmara Frigorífica	55
Figura 20 - Circuito da Instalação Frigorífica R404A.....	56
Figura 21 - Diagrama de Mollier da Instalação Frigorífica com R404A	56
Figura 22 - Circuito da Instalação Frigorífica R717.....	59
Figura 23 - Diagrama de Mollier da Instalação Frigorífica com R717	59
Figura 24 - Separador de Líquido de Baixa Pressão	61
Figura 25 - Depósito Intermédio	62

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor para fluidos líquidos e gasosos, por convecção natural e forçada.....	8
Tabela 2 - Comparação dos coeficientes globais de transmissão de calor ente alguns tipos de evaporadores de expansão directa e inundados.....	10
Tabela 3 - Condutividade Térmica de metais, líquidos e gases.....	11
Tabela 4 - Comparação da condutibilidade térmica entre líquido e vapor saturado	11
Tabela 5 - Comparação da viscosidade dinâmica entre líquido e vapor saturado.....	16
Tabela 6 - Velocidades recomendadas para líquido e vapor saturado.....	17
Tabela 7 - Taxas de Recirculação para o R717 em Relação à Tubagem Adoptada.....	33
Tabela 8 - Características dos fluidos frigorigéneos em estudo	41
Tabela 9 - Coeficiente minorante devido à presença de cortinas de ar ou lamelas	45
Tabela 10 - Tempo médio de abertura de portas, consoante o tipo de produto e porta ..	45
Tabela 11 - Quantidade de calor libertado por pessoa em função da temperatura da câmara frigorífica	46
Tabela 12 - Número máximo de horas de operação por dia em função do método de descongelção	47
Tabela 13 - Principais Características da Câmara Frigorífica para peixe congelado	49
Tabela 14 - Calor libertado por pessoa em função da temperatura	53
Tabela 15 – Quadro Resumo das Cargas Térmicas na Câmara Frigorífica.....	54
Tabela 16 - Propriedades Termodinâmicas do Fluido R404A	57
Tabela 17 – Propriedades Termodinâmicas do Fluido R717	60
Tabela 18 – Características Termodinâmicas das Instalações Frigoríficas	70
Tabela 19 – Potência Absorvida pelos Equipamentos das Instalações	71
Tabela 20 – Consumo Eléctrico da Instalação de Expansão Directa	73
Tabela 21 – Consumo Eléctrico da Instalação Inundada.....	74
Tabela 22 – Comparação entre os Consumos Energéticos das Instalações Frigoríficas ..	75

Nomenclaturas e Acrónimos

$\frac{dv}{dt}$ – Gradiente de Velocidade

\dot{m} – Caudal Mássico

ΔP_d – Diferença de Pressão no Condensador

ΔP_s – Diferença de Pressão no Evaporador

ΔP_{sub} – Subarrefecimento

ΔP_{sup} – Sobreaquecimento

ΔT – Diferença de Temperaturas

A – Área

AP – Alta pressão

BP – Baixa Pressão

C – Coeficiente Minorante devido à Presença de Cortinas de Ar ou Lamelas

PC – Ponto Crítico

c_1 – Calor Específico acima da Temperatura de Congelação

CO₂ ou R744 – Dióxido de Carbono

COP – Coeficiente de Eficácia do Ciclo ou Coeficiente de Performance

C_p e C_v – Calor Específico

d_{ton} – Tempo Médio de Abertura de Portas

e – Espessura

EF – Efeito Frigorífico

f_d – Tempo Médio de Abertura de Portas

GWP – Potencial de Aquecimento Global

H – Altura da Porta

h – Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção

h – Entalpia

h_{are} – Entalpia do Ar Exterior

h_{ari} – Entalpia do Ar Interior

h_e – Resistência Térmica Exterior

h_i – Resistência Térmica Interior

J – Joule

k – Condutividade Térmica

K – Temperatura em Graus Kelvin

kg – Quilograma

L – Largura da Porta
m – Massa
m – metro
 m_f – Caudal do Fluido Frigorífico
n – Taxa de Recirculação
 n_{emp} – Número de Empilhadores
NH₃ ou R717 – Amoníaco
 n_l – Número de Lâmpadas
 n_p – Número de Pessoas
°C – Temperatura em Graus Celsius
ODP – Potencial de Destruição de Ozono
P – Pressão
Pa – Pascal
 P_C – Pressão de Condensação
 P_{emp} – Potência do Empilhador
 P_{int} – Potência Intermédia
 P_1 – Potência de cada Lâmpada
 P_0 – Pressão de Evaporação
 P_{prev} – Potência Previsional dos Evaporadores
Q – Carga Térmica
q – Fluxo Máximo Admissível
 Q_1 – Carga Térmica através das Paredes, Tecto e Pavimento
 Q_2 – Carga Térmica devido à Abertura de Portas
 Q_3 – Carga Térmica devido à Iluminação
 Q_4 – Carga Térmica devido ao Pessoal de Estiva
 Q_5 – Carga Térmica dos Produtos Armazenados
 Q_6 – Carga Térmica dos Empilhadores
 Q_C – Calor Rejeitado no Condensador
 Q_{int} – Carga Intermédia
 Q_0 – Calor Absorvido ou Capacidade Frigorífica do Ciclo
 q_p – Quantidade de Calor Libertado por Pessoa
R – Resistência Térmica
R125 – Pentafluoretano
R1270 – Propileno

R134a – Tetrafluoretano
R143a – Trifluoretano
R290 – Propano
R404A – Hidrofluorcarboneto
 r_p – Taxa de Compressão
S – Entropia
s – Segundo
 t_{ab} – Tempo de Abertura de Portas
 T_C – Temperatura de Condensação
 T_F – Temperatura da Fonte Fria
 T_f – Temperatura do Fluido Frigorigéneo
 T_{fp} – Temperatura Final do Produto
 T_{ip} – Temperatura Inicial do Produto
 t_l – Tempo de Funcionamento das Lâmpadas
 T_O – Temperatura de Evaporação
ton. – Toneladas
 t_p – Tempo de Permanência das Pessoas
 T_Q – Temperatura da Fonte Quente
 T_s – Temperatura da Superfície
U – Coeficiente Global de Transmissão de Calor
v – Volume Específico
 v_{are} – Volume Específico do Ar Exterior
 v_{ari} – Volume Específico do Ar Interior
w – Watts
 W_C – Trabalho ou Potência do Compressor ou Energia Dissipada
x – Título
 γ – Razão entre Calor Específico
 η_v – Rendimento Volumétrico
 τ – Tensão de Corte
 ν – Viscosidade Cinemática
 μ – Viscosidade Dinâmica
 ρ – Densidade

Objectivos

Os principais objectivos, desta dissertação, são comparar uma instalação frigorífica que utiliza um sistema de evaporadores de expansão directa com uma instalação frigorífica que utiliza um sistema de evaporadores inundados, sendo que, para isso, é necessário conhecer outros pontos fundamentais:

1. Comparar os efeitos de transferência de calor entre líquido e vapor saturado.
2. Comparar os ciclos frigoríficos de expansão directa e inundados.
3. Comparar os efeitos dos fluidos utilizados nos evaporadores de expansão directa e nos evaporadores inundados.
4. Efectuar uma análise comparada entre uma instalação frigorífica com evaporadores de expansão directa e evaporadores inundados.
5. Efectuar uma análise termodinâmica e operacional, através dos custos de consumo energético e custos de funcionamento.
6. Análise conclusiva.

Motivação

Actualmente, a refrigeração tem um papel fundamentalíssimo na engenharia, pois esta é das indústrias que mais progresso tem feito ao longo das décadas. A refrigeração é extremamente importante e basilar em todos os nossos dias, pois esta é a principal responsável pelo abastecimentos dos nossos produtos alimentares perecíveis e não perecíveis, pois a importação e a exportação de produtos alimentares, faz-se em grande escala quer a nível nacional quer a nível mundial. É este desenvolvimento que faz com que a refrigeração encontre sempre as melhores soluções quer a nível energético, quer a nível ambiental, pois ao longo da história têm-se vistos inúmeras mudanças, para uma melhor vida dos humanos e do planeta.

Os equipamentos utilizados na refrigeração são aqueles que apresentam os montantes mais elevados, pois hoje em dia, têm-se efectuado novos desenvolvimentos na optimização dos fluidos frigorigéneos, para diminuir os seus custos de produção, aumentar o seu acesso ao mercado e fazer com que estes sejam o menos prejudiciais possível ao planeta.

Mais concretamente, a indústria comercial e/ou alimentar são muito dependentes dos sistemas de refrigeração, por isso, é que cada vez mais, é extraordinariamente importante dimensionar correctamente e efectivamente uma instalação frigorífica, através de um correcto estudo termodinâmico da instalação e uma optimização energética do sistema. Para tal, é fundamental definir da melhor forma possível os processos termodinâmicas a que uma instalação estará sujeita, através de um conhecimento profundo dos ciclos de refrigeração e também pela melhor relação entre os equipamentos necessários e adequados a cada instalação frigorífica.

1. Escopo do Trabalho

O presente trabalho resume-se a uma análise comparativa entre evaporadores de expansão directa e evaporadores inundados, pois estes apesar de terem algumas semelhanças, têm bastantes diferenças, pelo que, é importante estudar e compreender essas semelhanças e diferenças existentes, pois apesar de terem aspectos físicos idênticos, os seus interiores são bastantes díspares.

No presente trabalho, encontra-se dividido em quatro partes distintas, com o objectivo de visar as principais diferenças entre os evaporadores de expansão directa e os evaporadores inundados, onde na primeira parte deste trabalho, é possível efectuar uma análise comparativa, entre os efeitos de transferência de calor entre líquido e vapor saturado, pois é importante conhecer os diversos efeitos e coeficientes de transferência de calor a que um evaporador pode estar sujeito, uma vez que, este tanto trabalha com líquido como vapor, por isso, é extremamente importante conhecer estes processos de transferência de calor, visando a importância dos coeficientes globais de transmissão de calor nos evaporadores, a condutividade térmica entre líquido e vapor saturado, bem como as diferentes viscosidades e velocidades de escoamento entre líquido e vapor e por fim efectuar uma comparação entre as principais vantagens e desvantagens dos evaporadores ao trabalharem com líquido e vapor saturado.

Na segunda parte deste trabalho, é possível analisar de forma comparativa os ciclos frigoríficos de um sistema de expansão directa e de expansão inundado, sendo que neste último sistema, este pode ser alimentado por bombeamento ou por gravidade, como tal, é essencial compreender os ciclos de refrigeração, a importância dos principais e diferentes processos num ciclo de refrigeração. Mas no terceiro capítulo do presente trabalho, a maior importância consiste na principal diferença entre os diferentes sistemas de alimentação nos evaporadores de expansão directa e nos evaporadores inundados.

No quarto capítulo, efectua-se uma comparação entre os fluidos frigoríficos adoptados pelos sistemas de expansão directa e pelos sistemas inundados, em que para além de se verificarem quais as maiores vantagens e desvantagens destes fluidos frigoríficos,

verifica-se também quais as principais características e propriedades entre os fluidos em questão.

Na última parte deste trabalho, pretende-se efectuar uma análise prática entre os sistemas de expansão directa e os sistemas de expansão inundado, onde é dado um exemplo de uma instalação frigorífica para uma câmara de congelação para pescado congelado, em que, se define, toda a metodologia de cálculo para os balanços e cargas térmicas a que esta mesma câmara estará sujeita. Para além deste analogia das cargas térmicas, poderá comparar-se os diferentes sistemas termodinâmicos a que cada instalação estará sujeita, sendo que, o sistema de expansão directa é composto por apenas um estágio de trabalho, enquanto, o sistema inundado, serão aplicados dois estágios de trabalho, um de baixa e outro de alta pressão. Efectuar-se-á também a melhor escolha dos principais equipamentos a que os diferentes sistemas de refrigeração estarão sujeitos e por fim, será efectuada uma comparação energética entre os diferentes sistemas de refrigeração apresentados.

Por fim, será efectuada uma análise conclusiva entre as vantagens e desvantagens entre os evaporadores de expansão directa e inundados, bem como de qual a melhor solução a adoptar para o estudo referido anteriormente.

2. Transferência de Calor entre Líquido e Vapor Saturado

Termodinamicamente, o calor é definido como “*energia em trânsito de um corpo para outro como resultado de uma diferença de temperatura entre os dois corpos*” [1].

O processo de transferência de calor entre dois fluidos que se encontram a diferentes temperaturas e separados por uma parede sólida, ocorre em muitas aplicações de engenharia. Um dos equipamentos que é usado para implementar essa transferência de calor é o evaporador, que é o nosso caso de estudo, embora como se sabe, existem outros equipamentos, como por exemplo, aquecedores, serpentinas de arrefecimento, condensadores, torres de refrigeração, caldeiras, entre outros. Todos estes equipamentos têm em comum a função de transferir calor ou retirar calor de um meio.

Uma característica muito importante no projecto de um destes equipamentos, mais concretamente, nos evaporadores, é a análise térmica, que consiste na determinação da área requerida de transferência de calor, dadas as condições de escoamento e temperatura dos fluidos.

A refrigeração, atribui grande importância na área das aplicações, onde estejam evidentes fenómenos físicos que regulam ou controlam a transferência de calor de um corpo para outro corpo, ou para o meio envolvente, ou até mesmo através do próprio corpo. Na verdade, é possível encontrar, por um lado, uma troca de calor o mais perfeita possível entre um fluido frio e a circulação de um fluido quente, quer no interior e no exterior dos permutadores de calor, ou seja, no condensador e no evaporador. Por outro lado, não tão perfeito, é o que acontece nas trocas de calor entre uma câmara frigorífica e o ambiente exterior.

Como se sabe, na refrigeração, a mudança de fase de líquido para vapor, ou de vapor para líquido, são conseguidas através da evaporação e condensação, através dos evaporadores e condensadores, respectivamente. Estes processos são utilizados no projecto de trocadores de calor tanto para aquecimento como para arrefecimento, porque as taxas de transferência de calor envolvidas na evaporação ou na condensação, geralmente são elevadas [1].

2.1. Diferentes Processos de Transmissão de Calor nos Evaporadores

A transmissão de calor nos evaporadores, pode ser efectuada através de três métodos diferentes, por radiação, por condução e por convecção. Quando a transferência de calor, acontece por radiação, significa que este processo apresenta-se na forma de um movimento de onda semelhante às ondas de luz, onde a energia é transmitida de um corpo para outro sem qualquer tipo de intervenção. No entanto nem todos os corpos permitem esta propagação de calor e como tal, estes são distinguidos por corpos diatérmicos e atérmicos, ou seja, os corpos diatérmicos são aqueles que permitem a propagação de calor através deles e os corpos atérmicos são aqueles que não permitem a propagação de calor através de si.

No caso da transferência de calor por condução, esta acontece quando a energia térmica passa de um local para outro, através de partículas existentes entre elas, ou seja, a transmissão de energia de molécula para molécula por condução, é semelhante ao que acontece com as bolas de bilhar, onde toda ou parte da energia de movimento de uma bola é transmitida no momento de impacto às outras bolas aquando da colisão.

No caso da transferência de calor por convecção, esta só se realiza em fluidos líquidos e gasosos, que pode ser natural ou forçada. É considerada natural quando é originada pela diferença de densidades devido à diferença de temperaturas entre os fluidos e é considerada forçada, quando é originada por bombas de calor ou ventiladores [2].

2.2. Comparação dos Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção no Líquido e no Vapor Saturado

Conforme se evidenciou, a transferência de calor por convecção natural e forçada, são muito importantes para o estudo de um evaporador. Geralmente, os evaporadores de convecção natural, são utilizados para baixas velocidades do ar, como acontece nos frigoríficos domésticos, ou nos balcões frigoríficos de pequena dimensão dos supermercados e quanto mais elevada for a diferença entre a temperatura do evaporador e do espaço a refrigerar, mas elevada será a taxa de circulação do ar. Isto pode tornar-se desvantajoso, pois faz com que a humidade diminua e conseqüentemente pode

“desidratar” os alimentos que estejam em conservação. Na figura 1, é possível visualizar um evaporador com placas deflectoras de convecção natural.

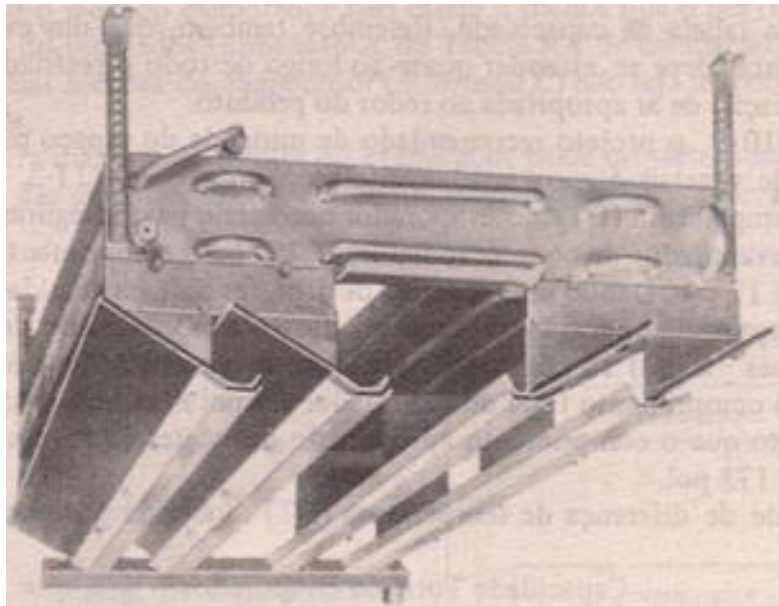


Figura 1 – Evaporador de convecção natural com placas deflectoras [1]

Os evaporadores de convecção forçada, são utilizados na refrigeração comercial, pois estes são de maior capacidade e estão equipados com serpentinas de tubo liso e equipados com um ou mais ventiladores para assegurar uma boa circulação do ar no interior de uma câmara frigorífica, conforme se pode verificar na imagem 2.



Figura 2 – Evaporador de convecção forçada [3]

Na tabela 1, é possível comparar os valores típicos do coeficiente de transmissão de calor por convecção natural e por convecção forçada, para o líquido e para o vapor.

Processo	Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção h (W/(m ² .K))	
	Líquido	Vapor
Convecção Natural	50 – 1000	2 – 25
Convecção Forçada	100 – 20000	25 – 250

Tabela 1 – Comparação dos coeficientes de transferência de calor para fluidos líquidos e gasosos, por convecção natural e forçada [2]

Conforme se constata os fluidos no estado líquido têm maiores coeficientes de transferência de calor independentemente do processo ser por convecção natural ou por convecção forçada. Contudo, verifica-se que através da convecção forçada consegue-se obter valores mais elevados para o coeficiente de transferência de calor.

A partir da tabela 1, é possível afirmar que os evaporadores que contenham mais percentagem de fluido líquido no seu interior, têm maiores coeficientes de transferência de calor por convecção. Contudo, convém referir que este coeficiente também depende das temperaturas do fluido frigorífero e da superfície de tubagem, pois para garantir coeficientes mais elevados é necessário que a diferença de temperaturas entre a superfície e o fluido seja o menor possível, conforme se pode ver na seguinte equação: [2]

$$h = \frac{Q}{A \cdot (T_s - T_f)} \quad (\text{equação 3.1})$$

em que:

Q – Carga térmica da superfície de contacto (W)

A – Área de superfície de contacto (m²)

T_s – Temperatura da superfície (°C)

T_f – Temperatura do fluido frigorífero (°C)

2.3. Importância do Coeficiente Global de Transmissão de Calor nos Evaporadores de Expansão Directa e Inundados

Na transferência de calor, o conceito de Coeficiente Global de Transmissão de Calor (U), é apresentado como um método de sistematizar as diferentes resistências térmicas

equivalentes existentes num processo de transferência de calor entre dois fluidos ou através de uma superfície, conforme ilustra a seguinte equação: [2]

$$U = \frac{1}{R} \quad \text{(equação 3.2)}$$

em que:

R – Resistência térmica devido às tubagens (°C/W)

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{\sum e}{k} + \frac{1}{h_e} \quad \text{(equação 3.3)}$$

em que:

h_i – Resistência térmica na superfície interior (W/(m².°C))

e – Espessura da superfície (m)

k – Condutividade térmica da superfície (W/(m².°C))

h_e – Resistência térmica na superfície exterior (W/(m².°C))

Tal como, o coeficiente de transmissão térmica, o coeficiente global de transmissão de calor, depende da carga térmica existente na superfície e também da diferença de temperaturas dos fluidos, conforme se verifica na seguinte equação:

$$U = \frac{Q}{A \cdot (T_Q - T_F)} \quad \text{(equação 3.4)}$$

em que:

Q – Carga térmica da superfície de contacto (W)

A – Área de superfície de contacto (m²)

T_Q – Temperatura da fonte quente (°C)

T_F – Temperatura da fonte fria (°C)

Na seguinte tabela estão exemplificados alguns modelos de evaporadores de expansão directa e inundados, onde se poderão comparar os seus valores referentes ao coeficiente global de transferência de calor:

Modelo	Coeficiente Global de Transmissão de Calor U (W/(m ² .°C))	
	Evaporador de Expansão Directa	Evaporador Inundado
Evaporador Tubular	244,15 – 561,55	244,15 – 732,45
Evaporador de Tubo Duplo	244,15 – 610,38	244,15 – 732,45
Evaporador Baudelot	292,98 – 732,45	488,30 – 976,60

Tabela 2 – Comparação dos coeficientes globais de transmissão de calor ente alguns tipos de evaporadores de expansão directa e inundados [4]

Conforme se verifica na tabela acima representada, para os mesmos modelos de evaporadores, os evaporadores de expansão indirecta conseguem atingir valores mais elevados relativamente ao coeficiente global de transmissão de calor. Isto acontece, porque os evaporadores inundados têm maiores quantidades de fluido líquido no seu interior, logo, conseguem obter coeficientes mais elevados que os evaporadores de expansão directa.

2.4. Comparação da Condutividade Térmica entre Líquido e Vapor Saturado

A condutividade térmica (k), quantifica a capacidade dos materiais em conduzir ou transportar energia térmica, ou seja, designa a capacidade dos materiais em proporcionar calor. Quanto mais elevada for a condutividade térmica de um determinado material, maior será a rapidez e mais eficiente será o transporte dessa energia térmica. A condutividade térmica é uma característica específica de cada material ou substância e tanto depende da sua pureza como da sua própria temperatura, normalmente, os materiais tornam-se melhores condutores de energia térmica à medida que a temperatura aumenta.

Na tabela 3 é possível verificar e relacionar os diferentes valores de condutividades térmicas para alguns líquidos e gases.

Material	Condutividade Térmica k (W/(m.°C))
Líquidos	
Água	0,556
Amoníaco (NH ₃)	0,540
Freon R12	0,073
Gases	
Hidrogénio	0,175
Ar	0,024
Vapor de Água (saturado)	0,0206
Dióxido de Carbono (CO ₂)	0,0146

Tabela 3 – Condutividade Térmica de metais, líquidos e gases [2]

Para se ter uma melhor ideia sobre a condutibilidade térmica entre líquido saturado e o vapor saturado da água, de seguida é apresentada uma tabela que relaciona estes, com o aumento da pressão e da temperatura. Esta tabela, permite-nos verificar que à medida que a temperatura e a pressão aumentam, a condutibilidade térmica da água no estado de líquido saturado e o vapor saturado, têm comportamentos opostos.

Temperatura (K)	Pressão (bar)	Condutividade Térmica do líquido saturado, k × 10³ (W/(m.K))	Condutividade Térmica do vapor saturado, k × 10³ (W/(m.K))
273,15	0,00611	569	18,2
300	0,03531	613	19,6
350	0,4163	668	23
373,15	1,0133	680	24,8
400	2,455	688	27,2
450	9,319	678	33,1
500	26,40	642	42,3
550	61,19	580	58,3
600	123,5	497	92,9
647,3	221,3	238	238

Tabela 4 – Comparação da condutibilidade térmica entre líquido e vapor saturado [5]

Conforme se verifica, o coeficiente de condutividade térmica para temperaturas e pressões mais elevadas, vai sempre aumentando no estado de vapor saturado, contudo, é no estado de líquido saturado que este consegue obter maiores coeficientes de condutibilidade térmica.

O ponto onde se verificam igualdade entre os coeficientes de condutividade entre o líquido e o vapor saturado, é denominado por ponto crítico, pois este é ponto de

transição entre o líquido e vapor saturado e para no qual os estados de líquido e vapor saturado são idênticos, conforme se pode verificar na figura 3.

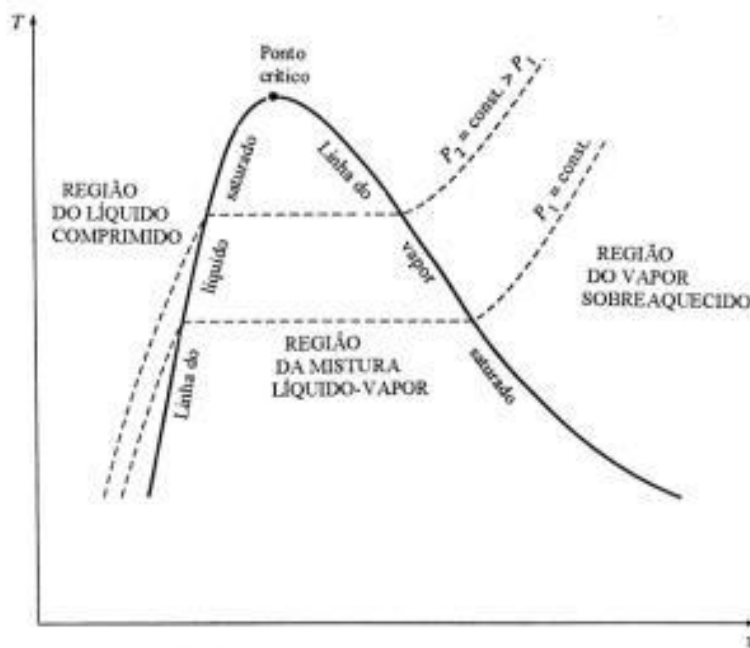


Figura 3 – Diagrama T-v de uma substância pura [5]

A região da mistura líquido-vapor, é uma região de transição da fase líquida para a fase de vapor, e esta mistura de líquido e vapor é possível ser determinada pela quantidade de vapor existente na mistura, através do título (x), que é a relação entre a quantidade de vapor pela quantidade total existente, ou seja:

$$x = \frac{m_{vapor}}{m_{total}} \quad (\text{equação 3.5})$$

em que:

$$m_{total} = m_{líquido} + m_{vapor} \quad (\text{equação 3.6})$$

em que:

m – massa de líquido ou de vapor

De referir ainda que o título varia entre 0% a 100%, sendo o valor de líquido saturado 0% e o valor de vapor saturado igual a 100%.

2.5. Viscosidade entre Líquido e Vapor Saturado

A viscosidade ao contrário da pressão, da temperatura e da massa específica, não é uma propriedade primária na caracterização de um fluido, mas sim uma propriedade secundária. Contudo, a viscosidade é uma propriedade bastante fundamental num fluido, pois é esta propriedade que faz referência às tensões locais num fluido em movimento com a taxa de deformação.

A viscosidade de um fluido, diferencia-se através da sua capacidade de escoamento, porque os fluidos no estado líquido ou gasoso têm uma menor resistência à deformação e é esta menor resistência que permite o fluido escoar. Esta resistência à deformação ao corte evidenciado pelos fluidos, é chamada de viscosidade, por isso, o valor desta, varia de fluido para fluido, contribuindo assim para o balanço das perdas de energia no transporte de fluidos. O fenómeno de turbulência, está muito relacionado com esta propriedade, uma vez que, a viscosidade para além de oferecer uma resistência à deformação, esta também tenderá a evitar o livre escoamento, pelo qual, desempenha um papel semelhante ao do atrito do fluido nas paredes das tubagens.

Veja-se o seguinte exemplo, para uma determinada massa de fluido líquido entre duas placas, onde a placa superior entra em movimento e a placa inferior fica imobilizada, assim, verifica-se que a película de fluido superior terá a velocidade da placa em movimento e a película de fluido inferior permanecerá em repouso tal como a placa. Esta é uma das características dos fluidos viscosos, conforme mostra a figura.

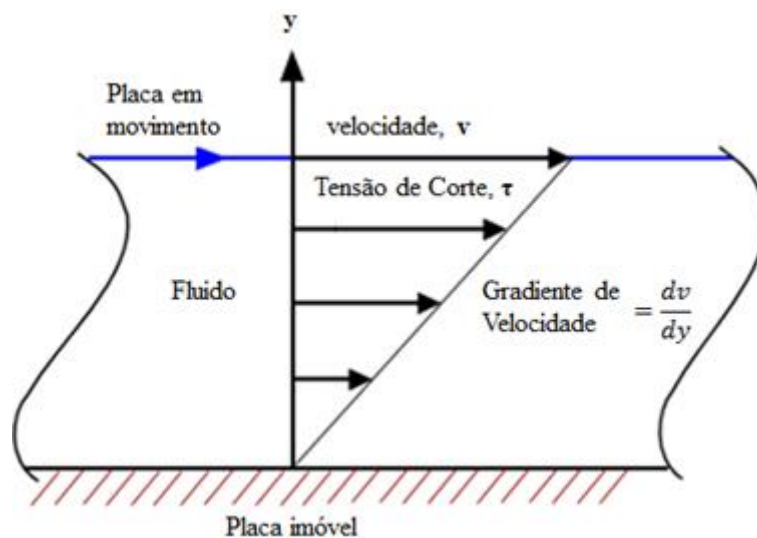


Figura 4 – Escoamento de um fluido entre placas paralelas [6]

Segundo a lei de Newton da viscosidade, a força necessária para mover uma lâmina sobre a outra é proporcional ao gradiente de velocidade. Este factor de proporcionalidade denomina-se por coeficiente de viscosidade ou viscosidade dinâmica, que é dado pela seguinte expressão:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (\text{equação 3.7})$$

em que:

τ - Tensão de corte

μ - Viscosidade dinâmica

$\frac{dv}{dy}$ - Gradiente de velocidade

Os fluidos que seguem esta equação, como a água e a maioria dos gases, são chamados fluidos Newtonianos, em homenagem a Sir Isaac Newton, que foi quem requereu essa lei de resistência em 1687. Os fluidos que não seguem esta equação, são designados fluido não Newtonianos, como por exemplo, os fluidos dilatantes ou pseudoplásticos, pois estes têm um comportamento mais complexo e não linear, como por exemplo, tintas, lamas ou plásticos líquidos. No diagrama seguinte, é possível comparar a diferença de comportamentos entre fluidos Newtonianos e fluidos não Newtonianos:

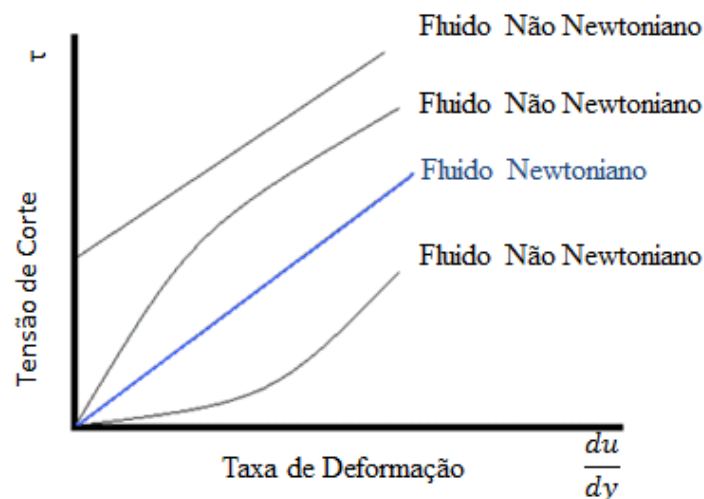


Figura 5 – Taxa de Deformação entre um fluido Newtoniano e não Newtoniano [6]

A viscosidade cinemática, relaciona-se directamente com a viscosidade dinâmica, devido à massa específica do fluido, pois esta é a razão entre a viscosidade dinâmica e a viscosidade cinemática. Logo, é possível afirmar:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{equação 3.8.})$$

em que:

ρ – Densidade do fluido (kg/m^3)

μ - Viscosidade dinâmica ($\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$)

ν - Viscosidade cinemática (m^2/s)

No caso dos fluidos líquidos, a viscosidade cinemática diminui com o aumento da temperatura e praticamente não é influenciada pela pressão. Enquanto, nos fluidos gasosos, a viscosidade cinemática aumenta com a temperatura e cresce muito ligeiramente com a pressão. No diagrama abaixo representado, podemos comparar a viscosidade cinemática entre fluidos líquidos e fluidos gasosos, à medida que a temperatura aumenta [6].

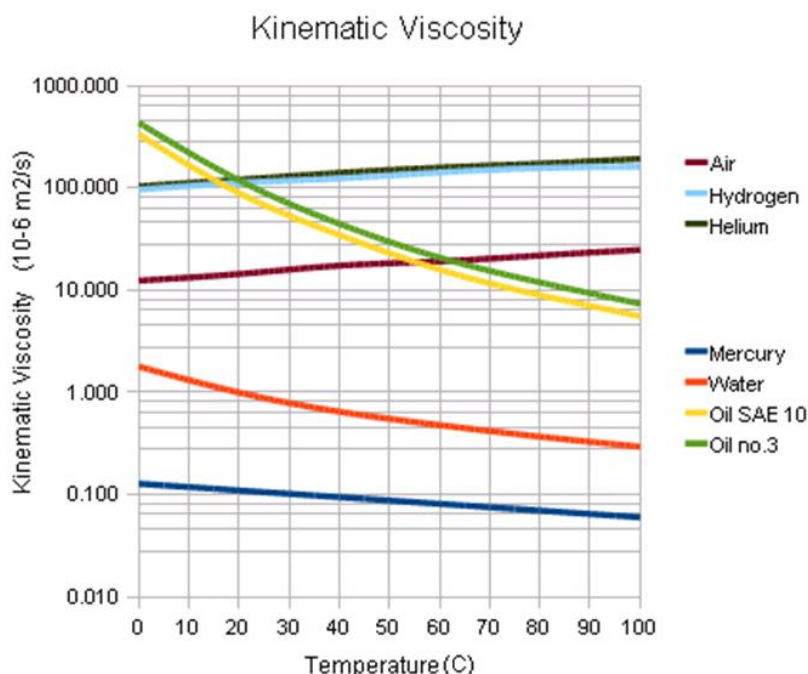


Figura 6 – Viscosidade cinemática para líquidos e gasosos, com a evolução da temperatura [7]

Feita esta análise, é deveras importante, efectuar uma investigação de forma comparativa, relativamente ao comportamento da viscosidade dinâmica entre líquido e vapor saturado, em função da pressão e da temperatura para a água nos estados de líquido saturado e de vapor saturado, embora se saiba que no ponto crítico a viscosidade dinâmica do líquido saturado seja igual ao valor da viscosidade dinâmica do vapor saturado, tal como já fora visto para outras propriedades anteriormente e conforme se pode verificar na seguinte tabela:

Temperatura (K)	Pressão (bar)	Viscosidade Dinâmica da água líquida saturada, $\mu \times 10^6$ (kg/m.s)	Viscosidade Dinâmica do vapor saturado da água, $\mu \times 10^6$ (kg/m.s)
273,15	0,00611	1750	8,02
300	0,03531	855	9,09
350	0,4163	365	11,09
373,15	1,0133	279	12,02
400	2,455	217	13,05
450	9,319	152	14,85
500	26,40	118	16,59
550	61,19	97	18,6
600	123,5	81	22,7
647,3	221,3	45	45

Tabela 5 – Comparação da viscosidade dinâmica entre líquido e vapor saturado [5]

Na tabela 5, é possível visualizar à medida que a temperatura e a pressão aumentam, a viscosidade dinâmica para o líquido saturado tem tendência a diminuir, ao invés, do que acontece com a viscosidade dinâmica do vapor saturado que tem tendência a aumentar.

Em geral, nos fluidos líquidos a viscosidade é muito dependente da temperatura, nos quais as forças de coesão desempenham um papel dominante, sendo que, a viscosidade nos líquidos diminui com a temperatura, conforme se vê na figura 6 e tabela 5. Já no vapor ou gases, são as colisões moleculares que originam as tensões internas, pelo que à medida que a temperatura aumenta, resulta um aumento da actividade molecular e um aumento da viscosidade. Contudo, no caso do vapor saturado é perceptível uma maior influência da pressão sobre a viscosidade dinâmica na proximidade da linha de saturação [7].

Em suma, a viscosidade é uma propriedade característica quer dos fluidos líquidos, quer dos fluidos no estado de vapor, que se caracteriza pela medida da resistência ao escoamento que um fluido oferece quando se encontra sujeito a um esforço tangencial.

Sendo, a viscosidade uma consequência do atrito interno que se produz no seio de um fluido, um dos inconvenientes práticos que se levantam, é saber qual a viscosidade que um fluido deve possuir. Por um lado, deve ser baixa, para que deste modo as forças de atrito também sejam, mas, por outro lado, deve ser elevada para permitir que o fluido escoe com maior rapidez.

Como tal, cada equipamento, independentemente de se tratar de um evaporador de expansão directa ou inundado, deve ter um valor de viscosidade concreto, para que esse equipamento tenha um bom desempenho num ciclo frigorífico [8].

2.6. Velocidades de Escoamento entre Líquido e Vapor Saturado

Nesta última parte do capítulo, é interessante comparar as velocidades de escoamento num fluido no estado líquido e no estado de vapor numa tubagem, como acontece no interior dos evaporadores. O maior entrave no escoamento de um determinado fluido para qualquer tubagem, é a geometria desta, pois uma tubagem com um grande número de curvas, não é favorável, uma vez que, pode apresentar maiores perdas de carga, como tal, o caudal desejado para o escoamento é um factor bastante importante a ser considerado [8].

A velocidade do escoamento de um fluido é uma propriedade fundamental que caracteriza esse fluido, independentemente de se se tratar de um fluido no estado líquido ou gasoso. No caso dos líquidos o principal factor de limitação da velocidade é a perda de carga, sendo, na maior parte dos casos práticos, em que se desconhece à partida o valor da velocidade a adoptar. Por isso, muitas vezes, altera-se o diâmetro das tubagens, com o conseqüente aumento das perdas de carga e respectivo custo dos equipamentos e da energia consumida, logo, o ideal é optar por velocidades recomendadas, de forma a otimizar o sistema de refrigeração.

Contudo, convém referir que os fluidos gasosos são fluidos compressíveis (a densidade do fluido altera-se em relação à pressão), logo, a queda de pressão, provoca um aumento gradual da velocidade ao longo do escoamento. Embora, esta velocidade seja limitada, uma vez que, a velocidade máxima de escoamento ocorre no fim da tubagem, ou seja, onde a pressão é mais baixa. Na tabela 6, poderá verificar-se a diferença de velocidades recomendadas para líquidos e vapor saturado [9].

Velocidades Recomendadas	
Fluido Líquido (Água)	1 a 3 (m/s)
Vapor Saturado húmido	20 a 40 (m/s)
Vapor Saturado seco	30 a 50 (m/s)

Tabela 6 – Velocidades recomendadas para líquido e vapor saturado [9]

Conforme é visível na tabela 6, o vapor saturado consegue atingir maiores velocidades que o líquido, uma vez que, se trata de um fluido compressível. De salientar, que na construção dos equipamentos de refrigeração, por razões de segurança, conforto, por limitação de ruídos e por limitação das perdas de carga, é frequente a utilização destas velocidades recomendadas.

Os evaporadores, trabalham com fluidos no estado de líquido e vapor, embora trabalhem mais tempo com mais quantidades de vapor do que líquido, pelo que, estes equipamentos têm de lidar com escoamentos bifásicos. O fluido no estado líquido escoar a uma determinada velocidade e é esta velocidade no interior da tubagem que afecta o crescimento das bolhas de vapor e a sua separação, tendo, um comportamento diferente ao longo da tubagem e conseqüentemente num aumento da velocidade, pois o título de vapor também aumenta.

2.7. Vantagens entre Líquido e Vapor na Saturado na Capacidade dos Evaporadores

A capacidade de um evaporador é definida pela taxa à qual o calor passa através das paredes do evaporador. Um evaporador seleccionado para qualquer aplicação específica deve ter capacidade de transmissão de calor para permitir ao fluido frigorífero absorver calor à taxa necessária para produzir o arrefecimento requerido, de modo a trabalhar nas condições projectadas.

Conforme se verificou no desenrolar deste capítulo, os fluidos no estado líquido, conseguem ter taxas de transmissão de calor mais elevadas, o que permite a um evaporador ter uma melhor eficiência de trabalho, pois este consegue obter um coeficiente global de transmissão de calor (U) elevado.

Contudo, existem outros factores determinantes para a obtenção de um coeficiente global de transmissão de calor mais elevado para um evaporador, pois depende do tipo de estrutura da serpentina e do material usado, depende também do volume da serpentina húmida interna, da velocidade e condutividade do fluido frigorífero no interior da serpentina, da quantidade de óleo presente no evaporador, da velocidade do

fluido (líquido ou gasoso) sobre a serpentina e da relação entre as superfícies interna e externa.

Outra vantagem dos fluidos líquidos, é que estes na transferência de calor por condução e convecção, também conseguem atingir valores mais elevados, embora na transferência de calor por convecção se atingem os coeficientes mais elevados. Neste contexto, os evaporadores inundados, como estão sempre “cheios” de líquido, são mais eficientes que os evaporadores de expansão directa.

A vantagem dos fluidos no estado de vapor, é que estes conseguem atingir maiores velocidades de escoamento, pelo que, em circuitos de menor dimensão, os seus ciclos de refrigeração tenham mais vantagens e menos custos associados às quantidades de fluido frigorígeno.

3. Comparação entre o Ciclo Frigorífico de Expansão Directa e o Ciclo de Expansão Indirecto por Bombeamento e por Gravidade

Na Refrigeração, o ciclo frigorífico é definido, “*quando um fluido frigorífero circula através de um sistema, onde este passa por determinados processos de transformação de estados ou condições*” [1].

Este capítulo aborda os ciclos termodinâmicos de refrigeração, desde o ciclo teórico simples de refrigeração, bem como uma análise ao ciclo real, de modo a efectuar-se uma comparação entre ambos. Será também importante efectuar uma análise de comparação entre os ciclos de refrigeração nos sistemas directos e inundados, através dos seus métodos de alimentação, pois esta é uma das características que os distingue fielmente.

Os sistemas inundados podem ser alimentados por bombeamento ou por gravidade, enquanto os sistemas directos são alimentados de forma directa e como tal, é preciso evidenciar estas diferenças e salientar os equipamentos e processos que os distinguem e/ou diferenciam. Será essencial abordar alguns pontos, como a importância do sobreaquecimento e subarrefecimento no ciclo frigorífico, pois estes dois processos são essenciais para um melhor desempenho do sistema de refrigeração.

3.1. O Ciclo Frigorífico

É considerado, um ciclo frigorífico quando um fluido frigorífero circula através de um sistema fechado e que passa por diversas transformações de estado, através dos seus equipamentos característicos. Esse fluido, ao passar por estes equipamentos importantíssimos num sistema de refrigeração, adquire diferentes estados termodinâmicos, embora regresse sempre ao seu estado inicial, por isso, é que se chama “ciclo”. O ciclo de refrigeração é composto por quatro processos essenciais, compressão, condensação, expansão e evaporação.

É importante conhecer cada processo existente no ciclo de refrigeração, quer individualmente quer globalmente no sistema, pois qualquer mudança de estado num destes processos por parte do fluido frigorífero, tem como consequência uma mudança

nos outros processos, uma vez que, todos precisam de trabalhar eficientemente e sucessivamente, para que a eficiência do ciclo seja o mais favorável possível [10].

3.2. O Ciclo de Refrigeração

Os ciclos de refrigeração, isto é, os ciclos termodinâmicos dos fluidos frigoríficos nos equipamentos de refrigeração, geralmente, são representados em diagramas de Pressão (P) x Entalpia (h) ou são representados em diagramas Temperatura (T) x entropia (s). Na figura 7 é possível visualizar o diagrama de Mollier relativo ao fluido frigorífico Amoníaco (R717 ou NH₃). Neste diagrama estão representadas as principais linhas características relativas às propriedades do fluido (Pressão, Entalpia, Entropia e volume específico).

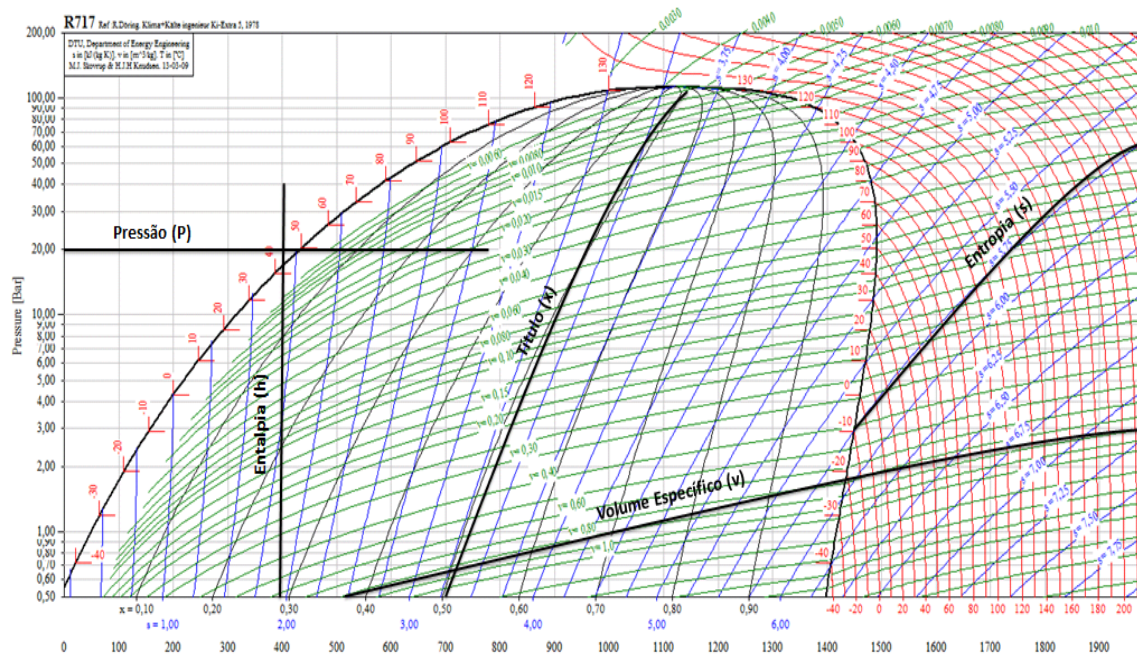


Figura 7 - Diagrama de Mollier (P-h) para o fluido frigorífico Amoníaco (R717) [11]

3.3. Ciclo Ideal de Refrigeração

Através da termodinâmica, sabe-se que o ciclo de maior rendimento térmico é o ciclo de Carnot e que o ideal seria comparar qualquer ciclo térmico real com este. Contudo, devido às particularidades dos ciclos de refrigeração, define-se sempre um ciclo ideal para se poder efectuar uma comparação com o ciclo real. A vantagem de se comparar qualquer ciclo real de refrigeração, depara-se que através deste e dos seus pontos

característicos é possível através deste ciclo real, criar-se um ciclo ideal para as mesmas condições de trabalho, por forma a retirar-se o melhor proveito do ciclo real [12].

Na figura 8 é possível visualizar o exemplo de um ciclo frigorífico com os principais componentes de um ciclo de refrigeração, num ciclo teórico simples construído no diagrama de Mollier no referencial Pressão x Entalpia.

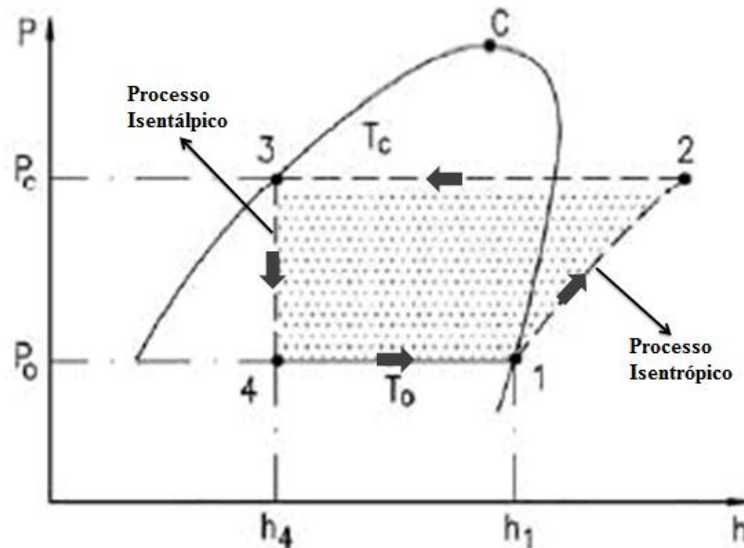


Figura 8 - Representação do ciclo ideal no diagrama P x h [5] – Imagem Adaptada

P_c – Pressão de Condensação (bar)

P_o – Pressão de Evaporação (bar)

T_c – Temperatura de Condensação ($^{\circ}C$)

T_o – Temperatura de Evaporação ($^{\circ}C$)

h – Entalpia ($kJ/(kg.^{\circ}C)$)

C – Ponto Crítico

Perante a representação no diagrama de Mollier, pode-se mostrar o ciclo de refrigeração simples esquematicamente com os principais equipamentos do ciclo de refrigeração simples, conforme se pode ver na figura 9.

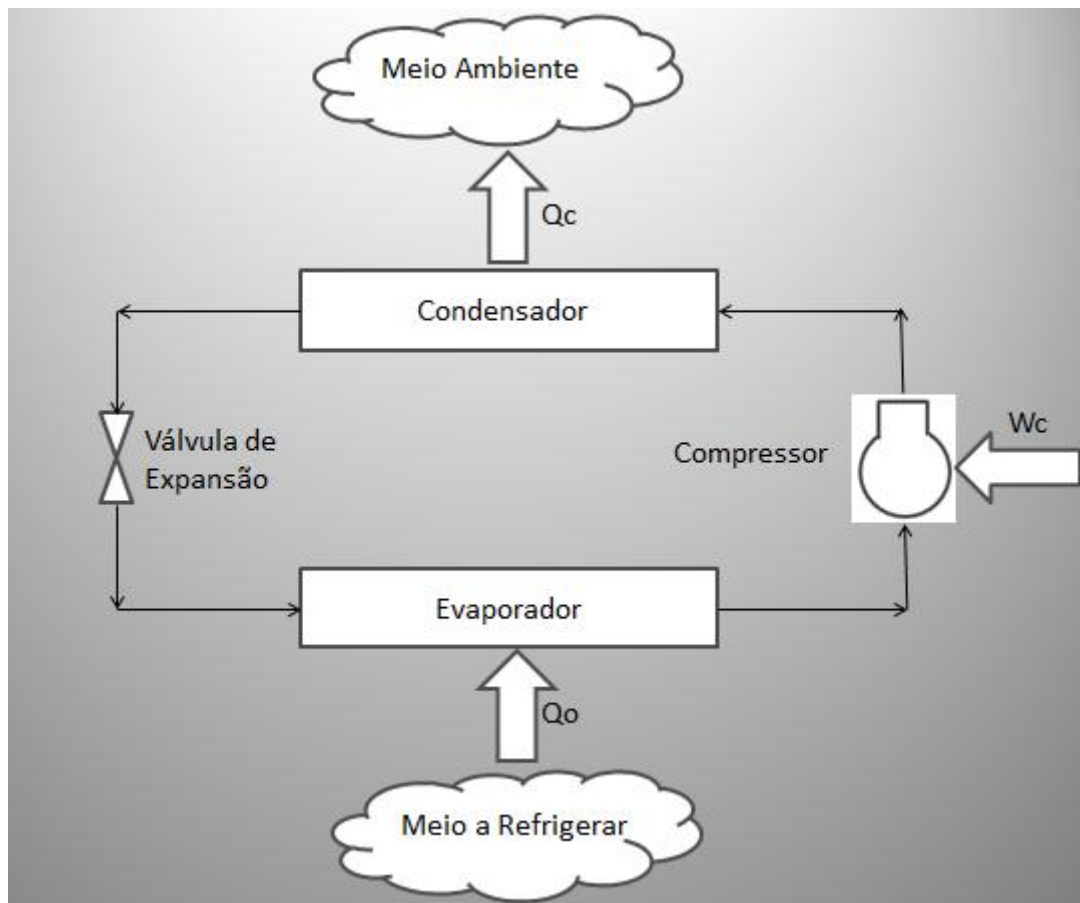


Figura 9 - Esquema com os principais componentes do ciclo de refrigeração simples [5] – Imagem Adaptada

W_c – Trabalho compressor ou Energia dissipada (W)

Q_o – Calor absorvido do meio a refrigerar ($\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$)

Q_c – Calor rejeitado ($\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$)

3.4. Importância dos Diversos Processos de Transformação do Fluido Frigorígeno no Ciclo de Refrigeração

No ciclo de refrigeração, o fluido frigorígeno utilizado tem de passar sempre pelos seus componentes essenciais, por isso, é importante conhecer cada processo existente no ciclo de refrigeração, pois qualquer mudança de estado provocada no fluido adoptado num destes processos, tem como consequência uma mudança de estado nos processos seguintes, uma vez que, todos precisam de trabalhar de forma eficiente e sucessiva.

✓ Processo de Compressão (1→2)

Trata-se de um processo adiabático reversível (entropia constante $S_1=S_2$), que ocorre no compressor e tem como principal função aspirar e comprimir o fluido frigorigéneo que se encontra no estado de vapor, ou seja, o fluido frigorigéneo no estado de vapor entra no compressor e actualmente os compressores mais modernos de alta velocidade, comprimem com muito maior rapidez o vapor e este fica em contacto com o cilindro do compressor por muito pouco tempo, até porque se trata de um processo de curta duração e a temperatura média entre o vapor (fluido frigorigéneo) e as paredes do cilindro é uma diferença relativamente pequena, por isso, é que teoricamente considera-se que o processo de compressão é um processo isentálpico. O fluido frigorigéneo entra no compressor à pressão do evaporador e com título a 100% ($x=1$), por forma a ser comprimido adiabaticamente no compressor, a temperatura e a entalpia aumentam com o aumento do trabalho executado sobre o vapor até atingir a temperatura de condensação, logo, conclui-se, que quanto maior for o trabalho exercido sobre o vapor, maior será o aumento na temperatura e na entalpia do fluido frigorigéneo.

✓ Processo de Condensação (2→3)

Após o processo de compressão, ocorre o processo de condensação que acontece no condensador. No entanto, quando o fluido frigorigéneo sai do compressor no estado de vapor sobreaquecido, arrefece até à sua temperatura de condensação e geralmente é na parte superior do condensador que ocorre a primeira parte deste processo, em que existe uma rejeição de calor por parte do fluido frigorigéneo para o meio a ser refrigerado. A segunda parte deste processo, é a condensação do fluido frigorigéneo, ou seja, o fluido frigorigéneo rejeita o calor da temperatura de condensação até que todo o vapor se transforme em líquido saturado à pressão de condensação. Num ciclo ideal, este processo acontece a uma pressão constante, ou seja, trata-se de um processo isobárico.

✓ Processo de Expansão (3 → 4)

Trata-se de um processo isentálpico, onde existe uma queda de pressão, desde a pressão de condensação até atingir a pressão de evaporação, que ocorre na válvula de expansão. Válvula esta, que tem como principal objectivo reduzir a pressão do sistema de refrigeração através de uma expansão isentálpica, teoricamente, isto acontece sem perdas ou ganho de calor nas tubagens. Além disso, esta válvula tem também como objectivo controlar a quantidade de fluido que entrará no evaporador. De referir ainda

ΔP_d – Diferença de Pressão no Condensador (bar)

ΔT_{sub} – Subarrefecimento (°C)

ΔP_s – Diferença de Pressão no Evaporador (bar)

ΔT_{sup} – Sobreaquecimento (°C)

PC – Ponto Crítico

Uma das diferenças entre o ciclo real e o ciclo teórico, depara-se com a queda de pressão nas linhas de sucção e de descarga, no condensador e no evaporador, por efeito de atritos nas tubagens. Outra diferença é o sobreaquecimento, na linha de sucção do compressor, processo este, que tem como finalidade evitar a entrada de líquido no compressor (factor muito importante para um bom funcionamento e desempenho do compressor). No ciclo real existe também um subarrefecimento do fluido frigorígeno à saída do condensador. Outra diferença importante, é relativamente ao processo de compressão, pois este processo é feito isentropicamente no ciclo ideal, enquanto no ciclo real, este processo é feito politropicamente ($S_1 \neq S_2$). Devido a esta diferença, a temperatura do fluido à saída do compressor (T_2) pode ser muito elevada, no que se pode tornar um inconveniente em relação aos óleos lubrificantes usados nos compressores, pelo que, obriga a que estes tenham um arrefecimento forçado na cabeça do compressor [4].

3.6. Importância do Efeito de Sobreaquecimento

Termodinamicamente o sobreaquecimento, é um aquecimento que se dá ao fluido frigorígeno quando aquecido até uma temperatura superior ao seu ponto de ebulição, o mesmo é afirmar que para o ciclo de refrigeração, traduz-se no aumento da temperatura do fluido frigorígeno quando estes já se encontra na fase de vapor ao absorver mais energia sob a forma de calor, imediatamente após o processo de evaporação ($1 \rightarrow 1'$), sendo este efeito extremamente importante, uma vez que, elimina o perigo que qualquer fase líquida do fluido frigorígeno entre na linha de sucção do compressor. Isto permite um aumento do efeito frigorífico, pois a área de trabalho do compressor é igualmente maior.

$$\frac{h_{1'} - h_4}{h_{2'} - h_{1'}} > \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{equação 4.1})$$

Contudo, convém referir que para a maioria dos fabricantes de evaporadores inundados que utilizem o amoníaco como fluido frigorigéneo, não é aconselhável a aplicação deste efeito. Quando este efeito é aplicado, o aumento de temperatura deva ser entre 5 a 10°C no máximo [1].

3.7. Importância do efeito de Subarrefecimento

O efeito de subarrefecimento, traduz-se na diminuição da temperatura do fluido frigorigéneo, após o processo de condensação (3 → 3'), ou seja, o fluido frigorigéneo no estado líquido saturado é arrefecido abaixo da temperatura de saturação, pelo que “força” este a mudar de fase por completo. Na prática, este efeito pode ser obtido, por exemplo, através do sobredimensionamento do condensador, por forma a que:

$$\frac{h_1 - h_{4'}}{h_2 - h_1} > \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{equação 4.2})$$

O subarrefecimento, pode acontecer de forma natural ou de forma mecânica, sendo a forma mais comum, o subarrefecimento natural, que é conhecida como a redução da temperatura que acontece no interior do condensador, sem ajuda de qualquer permutador de calor.

Já o subarrefecimento mecânico, acontece através de um permutador de calor interno, cascatas de subarrefecimento independente ou “boosters”. Tal como o efeito de sobreaquecimento, o subarrefecimento deve ser entre 5 a 10°C no máximo.

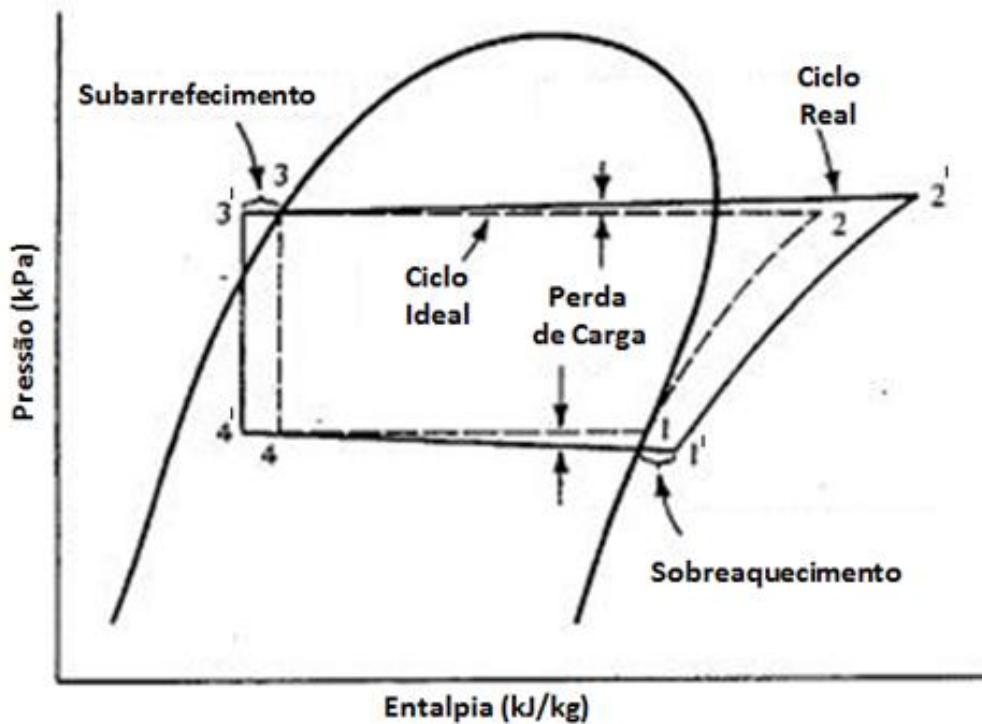


Figura 11 – Efeito do Sobreaquecimento e do Subarrefecimento no Ciclo Real [4] – Imagem Adaptada

3.8. Balanço de Energia para o Ciclo de Refrigeração

Considera-se o sistema de balanço de energia do ciclo de refrigeração, quando este opera em regime permanente e nas condições de projecto, ou seja, à temperatura de condensação e à temperatura de evaporação. O ciclo real e o ciclo ideal, apesar de terem comportamentos idênticos, o ciclo real apresenta um coeficiente de eficácia inferior comparativamente com o ciclo ideal, o que é normal. A grande diferença é que a análise do ciclo ideal permite de uma forma mais simples verificar quais os parâmetros que têm maior influência no coeficiente de eficácia do ciclo.

3.9. Capacidade Frigorífica do Ciclo (Q_0)

A capacidade frigorífica do ciclo, é a quantidade de calor retirada do meio ou produto que se quer refrigerar por unidade de tempo, através do evaporador. Para o sistema funcionar em regime permanente e ao desprezar-se a variação da energia potencial, da primeira lei da termodinâmica obtém-se a capacidade frigorífica:

$$Q_0 = m_f \cdot (h_1 - h_4) \quad (\text{equação 4.3})$$

em que:

Q_0 - Capacidade Frigorífica do Ciclo (kJ/s)

m_f - Caudal de Fluido Frigorigéneo (kg/s)

h_1 – Entalpia no Fim da Evaporação (kJ/kg)

h_4 – Entalpia no Início da Evaporação (kJ/kg)

O Efeito Frigorífico (EF) define-se pela quantidade de calor retirado por um quilo de fluido frigorigéneo através do evaporador, ou seja:

$$EF = h_1 - h_4 \quad (\text{equação 4.4})$$

em que:

EF – Efeito Frigorífico (kJ/kg)

h_1 – Entalpia no Fim da Evaporação (kJ/kg)

h_4 – Entalpia no Início da Evaporação (kJ/kg)

3.10. Potência Teórica do Compressor

A potência teórica do compressor é definida pela quantidade de energia fornecida ao fluido frigorigéneo por unidade de tempo, através do compressor, de modo, a que o fluido frigorigéneo passe do estado de vapor saturado, para o estado de vapor sobreaquecido. Ao aplicar-se a primeira lei da termodinâmica em regime permanente e ao desprezar-se a variação da energia cinética e potencial obtém-se:

$$W_c = m_f \cdot (h_2 - h_1) \quad (\text{equação 4.5})$$

em que:

W_c – Potência do Compressor (kJ/s)

m_f - Caudal de Fluido Frigorigéneo (kg/s)

h_2 – Entalpia no Fim da Compressão (kJ/kg)

h_1 – Entalpia no Início da Compressão (kJ/kg)

3.11. Fluxo de Calor Rejeitado no Condensador

O fluxo de calor rejeitado no condensador, designa-se pela quantidade de calor rejeitada no condensador por unidade de tempo, para um sistema funcionar em regime permanente, que é obtido através da equação 4.6 e como tal, o condensador a ser

especificado para um sistema de refrigeração deve ser capaz de rejeitar o fluxo de calor previamente calculado.

$$Q_c = m_f \cdot (h_2 - h_3) \quad (\text{equação 4.6})$$

em que:

Q_c – Calor Rejeitado no Condensador (kJ/s)

m_f – Caudal de Fluido Frigorífero (kg/s)

h_2 – Entalpia no Início da Condensação (kJ/kg)

h_3 – Entalpia no Fim da Condensação (kJ/kg)

3.12. Válvula de Expansão

Como se sabe, existem vários tipos e modelos de válvulas de expansão, mas em todas elas, o processo ideal é adiabático. Ao aplicar-se a primeira lei da termodinâmica e ao desprezar-se a variação da energia cinética e potencial obtém-se:

$$\dot{m} \cdot h_3 = \dot{m} \cdot h_4 \Leftrightarrow h_3 = h_4 \quad (\text{equação 4.7})$$

em que:

\dot{m} – Caudal Mássico (kg/s)

h_3 – Entalpia no Fim da Condensação / Início da Expansão (kJ/kg)

h_4 – Entalpia no Fim da Expansão / Início da Evaporação (kJ/kg)

3.13. Coeficiente de Eficácia do Ciclo, ou Coeficiente de Performance (COP)

O COP, é dos parâmetros mais importantes na análise de uma instalação de refrigeração. O enunciado de Kelvin-Planck do segundo princípio da termodinâmica, afirma que nenhuma máquina térmica pode converter em trabalho todo o calor que recebe, pois é impossível a qualquer máquina que funcione por ciclos receber calor de uma única fonte e produzir uma quantidade de trabalho equivalente, isto é o mesmo que dizer, nenhuma máquina térmica consegue ter um rendimento de eficácia total, ou seja, de 100% [5].

Conforme foi possível estudar na termodinâmica, o objectivo de uma máquina frigorífica é retirar calor do espaço a refrigerar, mais conhecida por Energia Útil, mas para que, este objectivo se verifique, é sempre necessário dar trabalho à referida

máquina, mais conhecida por energia dissipada. A razão entre a energia útil e a energia dissipada, é conhecida pela Performance do Ciclo (COP), conforme se verifica na seguinte equação:

$$COP = \frac{\text{Energia util}}{\text{Energia dissipada}} = \frac{Q_0}{W_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{equação 4.8})$$

em que:

Q_0 – Capacidade Frigorífica do Ciclo (kJ/s)

W_c – Potência do Compressor (kJ/s)

h_1 – Entalpia no Início da Compressão (kJ/kg)

h_2 – Entalpia no Início da Condensação (kJ/kg)

h_4 - Entalpia no Início da Evaporação (kJ/kg)

Pode-se concluir a partir desta equação que para o ciclo ideal, o COP depende fundamentalmente das propriedades energéticas do fluido frigorígeno e consequentemente das temperaturas de condensação e evaporação. Para além do COP depender sempre das propriedades do fluido frigorígeno, depende também dos processos de subarrefecimento e sobreaquecimento.

Visadas de uma forma simples as características e processos fundamentais de um ciclo de refrigeração, bem como os principais factores que têm maior influência na performance do ciclo frigorífico, será efectuada de seguida uma analogia directa a um dos equipamentos mais importantes no ciclo frigorífico, nomeadamente, o evaporador. Conforme já fora referido, um dos objectivos mais importantes dos evaporadores, independentemente do seu tipo, é a sua capacidade em retirar calor de um meio, que pode ser efectuada de forma directa ou indirecta.

3.14. Classificação dos Evaporadores de Expansão Directa e Inundados quanto ao seu Processo de Alimentação

Como definido no início do capítulo, um dos objectivos deste, é proceder a uma análise comparada entre evaporadores de expansão directa e inundados, essencialmente quanto ao seu tipo de alimentação. É precisamente, esta característica que permite diferenciar um evaporador de expansão directa de um evaporador inundado.

Os evaporadores de expansão directa, possuem um dispositivo de controlo do fluido frigorígeno, pelo que, este só admite a quantidade de líquido suficiente para que seja totalmente evaporado até atingir a saída da serpentina. Todo o fluido frigorígeno sai da serpentina no estado de vapor e todo ele deve estar isento de gotículas líquidas, muitas vezes caracterizado por vapor seco, por isso, é que a maioria dos fabricantes designa este tipo de evaporadores, por evaporadores “secos” [1].

O seu tipo de alimentação ou injeção do fluido frigorígeno é feito de forma directa, ou seja, o caudal de fluido que entra no evaporador é limitado para que este seja completamente vaporizado quando estiver na parte final do evaporador. Este controlo do caudal na entrada do evaporador é feito por intermédio de uma válvula de expansão e para este tipo de alimentação, geralmente é utilizada uma válvula de expansão termostática ou um tubo capilar, por forma, a garantir que a vaporização do fluido frigorígeno no evaporador seja efectuada por completo, de modo, a evitar a propagação de líquido no interior da linha de sucção do compressor.

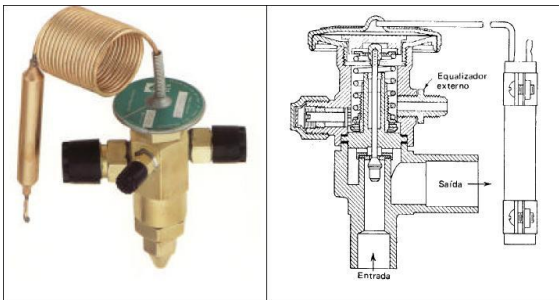


Figura 12 – Válvula de expansão termostática [13]

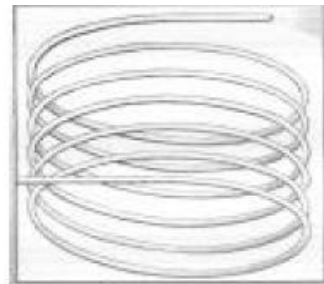


Figura 13 – Tubo capilar [13]

Na figura 14 está representado o exemplo, de como o evaporador de expansão directa é alimentado pelo fluido frigorígeno.

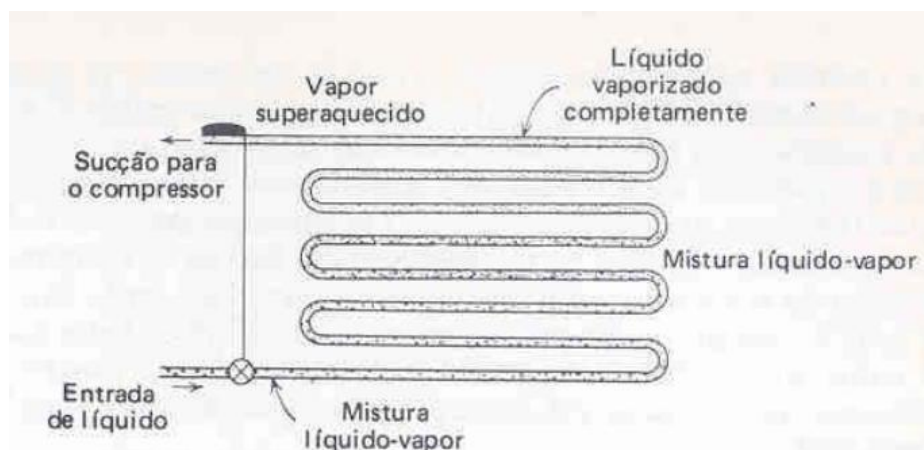


Figura 14 – Evaporador de expansão directa [1]

Relativamente aos evaporadores inundados, estes têm dois tipos de alimentação diferentes, uns podem ser alimentados por bombeamento ou recirculação e outros por gravidade.

Quando a alimentação é efectuada por gravidade, estes evaporadores são providos com um separador de líquido/vapor pois este serve como um colectador de líquido, do qual o fluido líquido circula por gravidade através do circuito do evaporador. O nível de líquido no separador é mantido por uma válvula do tipo bóia e a formação de vapor produzida por acção da ebulição do fluido frigorígeno nas tubagens é separado do líquido na parte superior do separador e este entra directamente e de forma contínua na linha de sucção para o compressor. Na figura 15 está representado o exemplo de um evaporador inundado alimentado por gravidade.

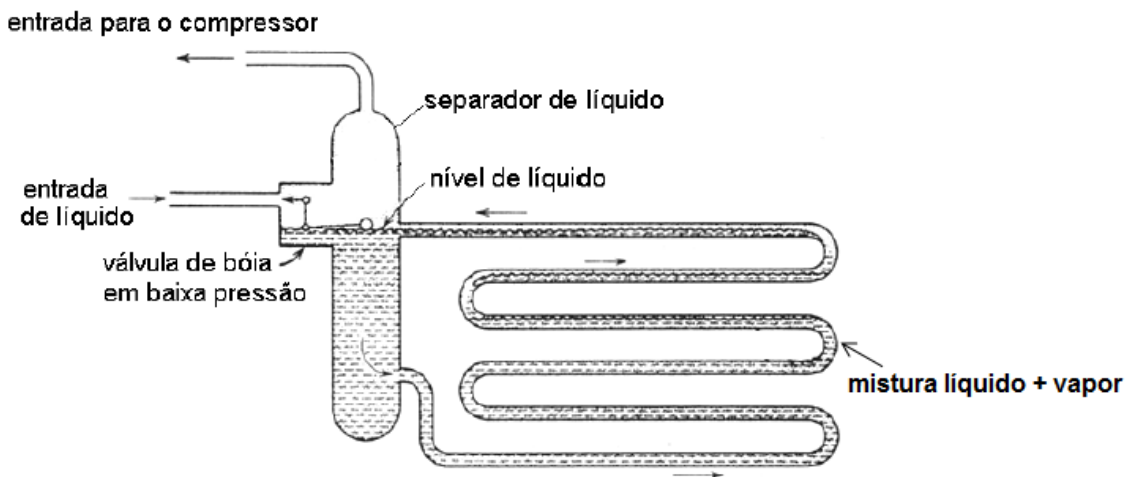


Figura 15 – Evaporador Inundado Alimentado por Gravidade [1]

Por bombeamento, é quando a alimentação do evaporador é efectuada a partir do separador de líquido, através de uma bomba, com um caudal de fluido mais elevado que a taxa de vaporização, logo, significa que no interior destes evaporadores existe sempre fluido no estado líquido. A relação entre a quantidade de fluido frigorígeno que entra no evaporador e a quantidade de fluido frigorígeno que se evapora, devido à carga aplicada é conhecida pela Taxa de Recirculação (n).

$$n = \frac{\text{caudal de fluido frigorígeno}}{\text{caudal de fluido vaporizado}} \quad (\text{equação 4.9})$$

Fluido Frigorígeno – Alimentação	Taxa de Recirculação
R717 – Alimentação por cima e tubagem de grande diâmetro	6 – 7
R717 – Alimentação normal e tubagem de pequeno diâmetro	2 – 4

Tabela 7 – Taxas de Recirculação para o R717 em Relação à Tubagem Adoptada [13]

De referir ainda, que no caso dos evaporadores alimentados através do método de bombeamento ou recirculação de líquido, a maioria dos fabricantes defende que se devem seguir sempre as recomendações técnicas para cada equipamento, porque se houver uma adequada recirculação de líquido, a humidade das superfícies internas da tubagem, proporcionam um melhor desempenho do evaporador e conseqüentemente de toda a instalação frigorífica. Na figura seguinte está representado o exemplo de um ciclo de refrigeração de expansão indirecta por bombeamento.

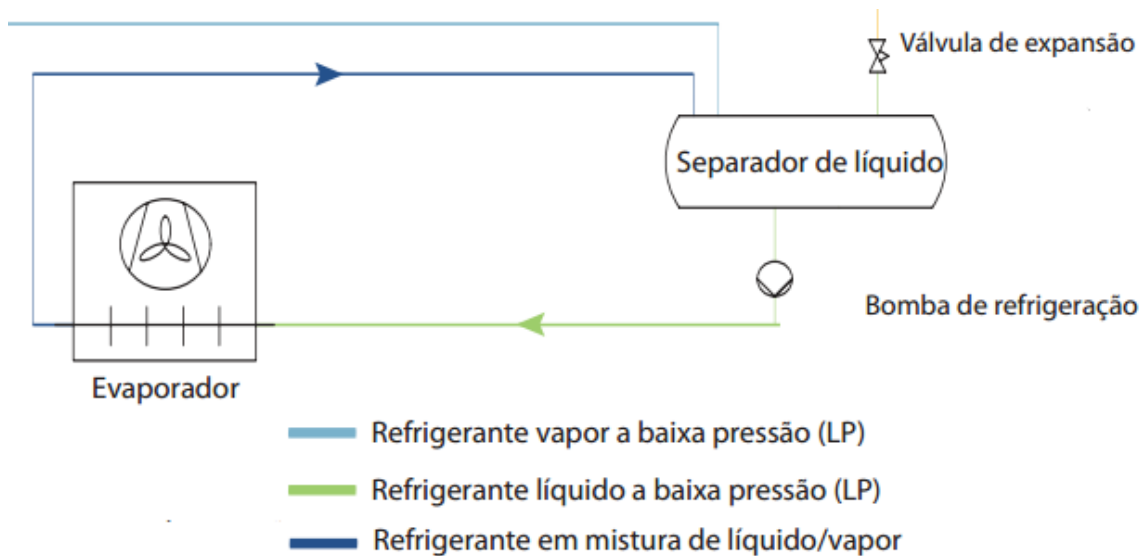


Figura 16 – Evaporador Inundado Alimentado por Bombeamento [14]

3.15. Importância do Separador de Líquido nos Evaporadores Inundados

A principal função do separador de líquido, tal como o seu próprio nome indica é separar a parte líquida do fluido frigorígeno da parte de vapor do fluido. Geralmente é colocado no circuito de baixa pressão, para reduzir a velocidade de escoamento, de modo, a que a separação das gotículas de líquido do vapor seja mais eficiente, para além de facilitar a drenagem do líquido.

De referir ainda que este equipamento tem um melhor desempenho para temperaturas mais baixas, na figura 17, é possível visualizar o exemplo de um separador de líquido.

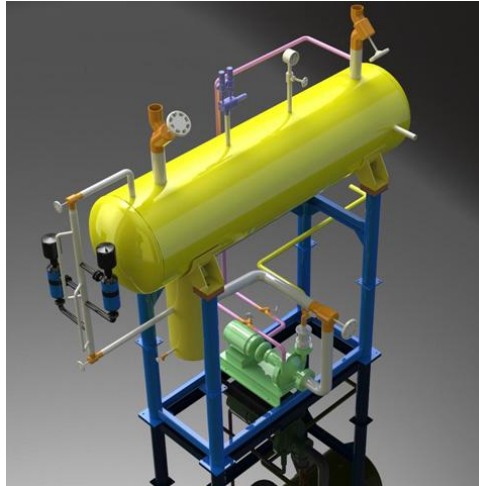


Figura 17 – Separador de Líquido [15]

3.16. Vantagens entre Evaporadores de Expansão Directa e Inundados

- ✓ Principais Vantagens dos Evaporadores de Expansão Directa:
 - São mais simples na concepção do projecto;
 - Têm um custo inicial mais baixo;
 - Requerem menores caudais de fluido frigorigéneo;
 - Melhor segurança no retorno do óleo ao compressor;
 - Mais facilidade na distribuição do frio devido às suas linhas de circulação serem mais pequenas;
 - Menor probabilidade de congelação do fluido frigorigéneo em alguns pontos no arrefecimento;

- ✓ Principais Vantagens dos Evaporadores Inundados
 - Apresentam uma maior eficiência no ciclo de refrigeração;
 - Quantidade de líquido sempre nivelado;
 - Menor perda de carga na linha de sucção;
 - Menor probabilidade de arrasto de impurezas (lamas ou sujidade);
 - Fácil regulação;
 - Maior segurança para o compressor, porque enviam maiores quantidades de vapor sobreaquecido, uma vez que, o separador de líquido evita o envio de gotículas líquidas [12].

Em suma, os evaporadores de expansão directa, são aqueles que trabalham com alimentação do fluido frigorigéneo de forma intermitente, sendo controlada através de uma válvula manual ou automática (termostática). Este tipo de evaporador não trabalha repleto de líquido, de modo a evitar a entrada de líquido no compressor, uma vez que, estes têm como função enviar vapor saturado, ou ligeiramente sobreaquecido para o compressor. Este tipo de evaporador tem uma grande utilização nas instalações frigoríficas de menor capacidade.

Já os evaporadores inundados, geralmente, são alimentados por meio de uma válvula de expansão (bóia), que fazem com que o fluido escoe pelas tubagens da serpentina, por forma a retirar ou remover, o calor do meio a ser refrigerado. O fluido frigorigéneo ao receber calor no evaporador, uma parte dele evapora, o que origina uma mistura de líquido e vapor. Esta mistura, após sair do evaporador é dirigida para um separador de líquido, de modo que o fluido no estado de vapor saturado seja aspirado pelo compressor, enquanto o líquido saturado retorna ao evaporador ciclicamente.

Como neste tipo de evaporador, existe líquido em contacto com toda a superfície da tubagem, este usa de forma eficiente toda a sua superfície de transferência de calor, pelo qual resulta um coeficiente global de transferência de calor mais elevado.

A grande diferença entre os sistemas de alimentação por gravidade ou por bombeamento, está relacionada com o seu método de alimentação. Os sistemas alimentados por bombeamento, como o nome indica, necessitam de uma bomba, que permita ao sistema bombear de forma eficaz o fluido frigorigéneo no estado líquido desde o separador de líquido para o evaporador, enquanto no sistema de refrigeração por gravidade, não necessita deste acessório.

A distinção entre um sistema de expansão indirecta e um sistema directo, não está no formato ou no tamanho do equipamento de transferência de calor, mas sim no modo em que esta transferência é empregada, ou seja, no processo de calor latente através da evaporação do fluido frigorigéneo primário, ou no processo de calor sensível com a utilização de um fluido frigorigéneo secundário, como acontece nos sistemas de ar condicionado, pois hoje em dia, já existem chillers alternativos que são de expansão directa de água. No caso dos evaporadores inundados, o fluido frigorigéneo é evaporado

na serpentina do evaporador, que por exemplo pode estar imerso num tanque de salmoura, onde a salmoura, actua como fluido frigorigéneo secundário, e esta é circulada para as serpentinas das câmaras frigoríficas para arrefece-las, em vez da serpentina do evaporador que contem o fluido frigorigéneo principal ou primário [1].

4. Fluidos Adoptados pelos Sistemas de Expansão Directa e pelos Sistemas Inundados

Num sistema de refrigeração, o fluido frigorígeno, é considerado “*qualquer corpo ou substância que age como um agente refrigerante (térmico), pela absorção de calor de outro corpo ou substância... O refrigerante é o fluido de trabalho do ciclo que alternadamente vaporiza e condensa quando absorve e cede calor, respectivamente*” [1].

No século XIX, os fluidos frigorígenos utilizados pela refrigeração eram à base de fluidos naturais, como o Propano (R290), o Propileno (R1270), o Amónia (R717) e o Dióxido de Carbono (R744). Estes fluidos para além de serem naturais, tinham como prós, uma boa capacidade de refrigeração, um baixo potencial de aquecimento global (GWP) e eram quimicamente inactivos, contudo, tinham alguns contras, como o elevado grau de solubilidade com os óleos lubrificantes utilizados na altura e por serem fluidos inflamáveis e explosivos [16].

Como tal, foram feitas pesquisas e investigações, por forma a encontrarem-se novos fluidos como os fréon's R11, R12, R22, R123, entre outros. Apesar de estes fluidos terem excelentes propriedades termodinâmicas, por não serem considerados explosivos, tinham o grande entrave de serem fluidos muito prejudiciais para o ambiente e para o ser humano, sendo que, alguns especialistas na área da saúde afirmavam que estes fluidos eram substâncias cancerígenas, e como tal, mais uma vez, a refrigeração teve a obrigação de encontrar fluidos alternativos, conforme reporta o protocolo de Montreal (década de 80) e o de Quioto (década de 90) [17].

Foram desenvolvidos novos fluidos alternativos, como o R134a (Hidrocarboneto halogenado), o R404A (mistura azeotrópica) e apostou-se novamente no R717 e R744 (Compostos inorgânicos), sendo abordados o R404A e o R717, para o projecto de uma instalação frigorífica de expansão directa e para uma instalação da expansão indirecta, respectivamente [16].

4.1. Características de um Fluido Ideal

É considerado um fluido frigorígeno, aquele que consegue absorver calor de uma determinada substância, do meio ambiente a ser arrefecido. Até aos dias de hoje, ainda não existe nenhum fluido ideal, de modo que, um fluido para ser considerado bom na sua aplicabilidade, deve reunir o maior número de boas propriedades possível. Um bom fluido frigorígeno, deverá ter as seguintes características:

- O calor latente de evaporação deve ser elevado;
- Evaporar-se a pressões acima da pressão atmosférica;
- Baixa temperatura de ebulição;
- Condensar-se a pressões moderadas;
- Ter boas e estáveis propriedades físicas e termodinâmicas;
- Não ser corrosivo, nem inflamável, nem tóxico;
- Ser inodoro;
- Ser quimicamente estável;
- Fácil detecção em caso de fugas;
- Ter um reduzido volume específico, para que o compressor tenha menos trabalho;
- Ter uma boa miscibilidade com óleos lubrificantes, para não criar efeitos indesejáveis sobre os materiais da unidade de refrigeração;
- Boa disponibilidade comercial e baixo custo [1].

4.2. Características Físicas dos Fluidos Frigorígenos

Cada fluido frigorígeno tem as suas propriedades e as suas características, uns mais semelhantes a outros, por isso, é que para se obter um rendimento máximo a partir do fluido frigorígeno, é necessário que o ciclo real seja o mais próximo possível do ciclo ideal, e para tal é essencial que a relação do calor mássico seja próximo de 1, ou seja, $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1$. É também necessário que a capacidade térmica específica do vapor saturado seja mais baixa possível e que o calor latente de evaporação seja o mais elevado possível [5].

Quando se produz um fluido frigorífero, é fundamental produzi-lo de modo a que seja o mais neutro possível perante o máximo de materiais possíveis, principalmente nos de maior uso a nível mundial.

A nível de segurança, os fluidos devem ser perfeitamente estáveis às temperaturas de trabalho durante o ciclo frigorífico e estes não devem ser inflamáveis nem explosivos quando se misturam com o ar, independentemente da sua quantidade na mistura com o ar. No caso de eventuais fugas, estes não devem ter consequências nos produtos a serem refrigerados, nem apresentar qualquer risco de perigo para o ser humano.

Infelizmente, até aos dias de hoje, não existe nenhum fluido frigorífero ideal, por isso, é que devem ser escolhidos os fluidos com maior proximidade a estes parâmetros [12].

4.3. Características e Propriedades do R404A

O fluido frigorífero R404A é um fluido composto por 52% de Trifluoretano (R143a), por 44% de Pentafluoretano (R125) e por 4% do Tetrafluoretano (R134a). O R404A, é bastante utilizado em equipamentos de transporte frigorífico e também na Refrigeração Comercial para médias e baixas temperaturas. Apesar de apresentar custos mais elevados de produção, é um fluido benéfico para os compressores, devido à temperatura de descarga ser mais baixa e por se tratar de um fluido não inflamável. Contudo, convém referir que desde 2011 a Europa tem vindo a restringir a sua aplicação nas instalações de Ar Condicionado Automotivo [18].

4.4. Características e Propriedades do Amoníaco (R717)

O amoníaco, é bastante utilizado na Refrigeração Industrial e Comercial, pois este tem uma boa performance termodinâmica de transferência de calor e de massa e propriedades ambientais adequadas, para além de que, tem também uma boa capacidade de refrigeração e uma baixa reactividade com os óleos lubrificantes. Em caso de fuga ou quando este é libertado para a atmosfera não contribui para a destruição da camada de ozono nem para o aquecimento global, sendo que, alguns fabricantes o consideram como um fluido “amigo” do ambiente, mas “inimigo” do homem quando exposto a este,

devido à sua toxicidade, corrosividade e inflamabilidade com o cobre, que perfazem nas suas maiores desvantagens. O amoníaco apresenta um baixo custo de produção.

O homem em caso de inalação, este pode provoca-lhe grandes irritações e algumas dificuldades respiratórias; em caso de contacto com a pele, pode provocar-lhe queimaduras graves; em caso de contacto com olhos, pode provocar lesões graves na vista ou até mesmo cegueira; em caso de ingestão, pode provocar náuseas, vômitos e lesões na boca, lábios e esófago.

De referir ainda que o amoníaco é muito semelhante ao R22, relativamente à sua pressão e temperatura de saturação e à taxa de escoamento volumétrico por unidade de capacidade de refrigeração, temperatura crítica mais elevada e com baixo custo de produção. Provavelmente, este é o fluido mais utilizados nos sistemas de refrigeração indirecta, ou seja, nas aplicações cujas utilizem evaporadores inundados. Este fluido é benéfico em equipamentos mais compactos, uma vez que, trabalha consideravelmente bem, mesmo com pequenas quantidades de caudal [19].

Na tabela 8, é possível visualizar de forma comparativa, algumas características entre estes fluidos.

Fluido Nome	R404A	R717
	Hidrofluorcarboneto	Amoníaco
Fórmula Química	CH ₃ CF ₃ (52%) + CHF ₂ CF ₃ (44%) + CH ₂ FCF ₃ (4%)	NH ₃
Densidade (kg/m ³)	484	0,73
Ponto de Ebulição a 1 atmosfera (°C)	-46,4	-33,3
Ponto de Fusão (°C)	-175,4	-77,73
Tóxico	Não	Sim
Inflamável	Não	Sim
ODP (Potencial de Destruição do Ozono)	0	0
GWP (Potencial de Aquecimento Global)	3278	0
Aplicação	Refrigeração Comercial e Transportes Frigoríficos	Refrigeração Comercial e Indústria Farmacêutica

Tabela 8 – Características dos fluidos frigoríficos em estudo [18 e 19]

Nesta tabela, destacam-se algumas propriedades destes fluidos em análise e logo se verifica que o R404A, tem uma densidade muito elevada em relação ao R717, o que significa que este fluido exige mais quantidades de caudal por unidade de espaço. Quanto ao ponto de ebulição, ambos têm um valor próximo, embora o R404A atinja este a uma temperatura mais baixa. Relativamente ao R717, é um fluido tóxico e inflamável, pelo que, devem-se ter cuidados adicionais nas instalações frigoríficas. Quanto ao ODP e ao GWP, verifica-se que nenhum apresenta risco de destruição da camada de ozono, embora o R404A apresente níveis mais elevados quanto ao aquecimento global. Destacar ainda que na refrigeração comercial os fluidos com maior preferência são o R404A e o R717, pelo que, no capítulo 5, será feita uma análise comparativa entre uma instalação com R404A e outra com o R717, uma vez que, a primeira terá a utilização de um evaporador de expansão directa e a outra com um evaporador inundado.

Como vimos, desde os primórdios da refrigeração, têm havido diversas mudanças e restrições quanto á utilização dos fluidos frigorigéneos, ou por motivos ambientais ou pela saúde humana, ou pelo proveito das suas características, para se obter um melhor aproveitamento das instalações frigoríficas, quer a nível económico de construção e manutenção, quer a nível de consumos energéticos e consumos de fluidos.

De salientar que estes fluidos referenciados neste capítulo são aqueles que actualmente têm uma melhor saída no mercado, de destacar, que o R134a é bastante utilizado na refrigeração comercial para médias e altas temperaturas e em evaporadores de expansão directa. O R744, é bastante utilizado em instalações “móveis” para baixas temperaturas e também em evaporadores de expansão directa. O R404A, também é muito utilizado em equipamentos de transporte frigorífico e na refrigeração comercial e tal como o R134a e o R744, também são utilizados em evaporadores de expansão directa. Quanto ao R717, é bastante utilizado na refrigeração industrial e comercial, especialmente para baixas temperaturas, mas este é aplicado nos evaporadores inundados.

5. Balanço Térmico de uma Instalação Frigorífica

O balanço térmico da instalação frigorífica tem como principal objectivo determinar a capacidade frigorífica necessária da instalação, uma vez que, este balanço térmico é determinado através dos seguintes factores:

- Condições de trabalho;
- Do clima envolvente à instalação
- Calor específico do produto armazenado;
- Calor de respiração ou fermentação do produto (quando aplicável);
- Calor introduzido devido à abertura de portas e das renovações de ar;
- Pessoal de estiva e empilhadores;
- Calor libertado pela iluminação da câmara e de outros equipamentos instalados;
- Calor introduzido devido à descongelação dos evaporadores [20].

As cargas térmicas de uma câmara frigorífica estão divididas em cargas externas e internas. As cargas externas estão associadas à transmissão de calor através das paredes, tectos e pavimento, das renovações de ar e da abertura de portas a que a câmara frigorífica está sujeita. Enquanto, as cargas internas, estão associadas às condições de armazenamento do produto (temperatura de entrada, calor de respiração ou de fermentação), as cargas térmicas através da iluminação, do pessoal de estiva, dos empilhadores e porta-paletes, dos métodos de descongelação, ventiladores dos evaporadores e através de outros equipamentos que possam estar no interior da câmara frigorífica.

5.1. Metodologia de Cálculo

A primeira parte da metodologia de cálculo, destina-se às cargas térmicas que envolvem a câmara frigorífica, e estas podem ser internas ou externas, uma vez que, quando os produtos são congelados, resultam várias cargas térmicas, que se formam através da retirada de calor [20].

- ✓ Cargas Térmicas através das paredes, tecto e pavimento (Q_1), pela equação 3.1, conforme evidenciado anteriormente:

$$Q_1 = U \times S \times \Delta T$$

em que:

U – Coeficiente de Transmissão de Calor ($W/m^2\text{°C}$)

S – Superfície de contacto (m^2)

ΔT – Diferença de temperaturas entre o exterior e o interior da câmara (°C)

O Coeficiente de Transmissão de Calor é obtido através das equações 3.2 e 3.3, vistas anteriormente.

$$U = \frac{1}{R}$$

$$R = \frac{1}{hi} + \frac{\sum e}{k} + \frac{1}{he}$$

em que:

$\frac{1}{hi}$ – Resistência Térmica de convecção na superfície interna ($W/(m^2\text{°C})$)

$\sum e$ – Somatório das resistências térmicas da espessura dos materiais das paredes (m)

k – Condutividade térmica da parede ($W/(m^2\text{°C})$)

$\frac{1}{he}$ – Resistência Térmica de convecção na superfície externa ($W/(m^2\text{°C})$)

A espessura das paredes, do tecto e do pavimento é obtida através de:

$$e = \frac{k \times \Delta T}{q} \quad (\text{equação 5.1})$$

em que:

q – Fluxo máximo admissível para a câmara (W/m^2)

ΔT – Diferença de temperatura entre o exterior e o interior da parede, tecto ou pavimento (°C)

- ✓ Carga Térmica devido à abertura de Portas (Q_2):

$$Q_2 = 8 + (0,067 \times \Delta T) \times \frac{t_{ab}}{v_i} \times L \times H \times (h_{are} - h_{ari}) \times \sqrt{H \times \left(1 - \frac{v_{ari}}{v_{are}}\right)} \times C \quad (\text{equação 5.2})$$

em que:

ΔT – Diferença de temperatura entre as duas faces da porta (°C)

t_{ab} – Tempo de abertura da porta (min./hora)

v_{ari} - volume específico do ar interior (m³/kg)

v_{are} – Volume específico do ar exterior (m³/kg)

h_{are} - entalpia do ar exterior (kJ/kg)

h_{ari} – entalpia do ar interior (kJ/kg)

L – Largura da porta (m)

H – Altura da porta (m)

C – Coeficiente minorante devido à presença de cortinas de ar ou lamelas.

Coeficiente minorante devido à presença de cortinas de ar ou lamelas (C)

Porta sem Cortina de Ar

1

Porta com Cortina de Ar ou Lamelas

0,25

Tabela 9 – Coeficiente minorante devido à presença de cortinas de ar ou lamelas [20]

O cálculo do tempo de abertura de portas, é dado por uma estimativa do tempo máximo em que o produto entra ou sai da câmara, que é dado por:

$$t_{ab} = d_{ton} \times \frac{f_d}{24} \quad (\text{equação 5.3})$$

em que:

f_d – Fluxo diário de produto (ton)

d_{ton} – Tempo médio da abertura de portas em minutos para permitir a passagem de uma tonelada de produtos (min/ton)

Tipo de Porta	Tipo de Produto	d_{ton}
Porta de abertura manual	Carcaças de animais suspensas	15
	Produtos paletizados	6
Porta de abertura automática	Carcaças de animais suspensas	1
	Produtos paletizados	0,8

Tabela 10 – Tempo médio de abertura de portas, consoante o tipo de produto e porta [20]

✓ Carga térmica devido à iluminação (Q_3)

A iluminação é sempre um factor importante a considerar numa câmara frigorífica, pois alguns fabricantes defendem que esta deve estar sempre protegida por uma armadura, por causa de ter uma maior resistência à humidade, devendo a sua potência variar entre os 10,8 e os 16,2 W/m².

$$Q_3 = n_l \times P_l \times \frac{t_l}{24} \quad (\text{equação 5.4})$$

em que:

n_l – Número de lâmpadas

P_l – Potência de cada lâmpada (W)

t_l – Tempo de funcionamento das lâmpadas (horas/dia)

✓ Carga Térmica devido ao pessoal da estiva (Q_4)

Sempre que entra alguém numa câmara frigorífica, automaticamente está a libertar calor para o seu interior, por isso, é que é recomendável estar presente o mínimo de tempo necessário, para evitar maiores consumos e dissipações energéticas. Esta carga é calculada da seguinte forma:

$$Q_4 = n_p \times q_p \times \frac{t_p}{24} \quad (\text{equação 5.5})$$

em que:

n_p – Número de pessoas no interior da câmara

q_p – Quantidade de calor libertado por pessoa (W)

t_p – Tempo de permanência no interior da câmara (horas/dia)

A quantidade de calor libertado por pessoa é dada pela seguinte tabela:

Temperatura da Câmara (°C)	Quantidade de Calor Libertado por Pessoa (W)
15	200
5	240
0	270
-20	390
-25	420

Tabela 11 – Quantidade de calor libertado por pessoa em função da temperatura da câmara frigorífica [20]

✓ Carga Térmica dos Produtos Armazenados (Q_5)

Os produtos ao entrarem numa câmara frigorífica têm sempre calor associado ao seu corpo, pois estas antes de entrarem vêm do exterior em transportes frigoríficas e podem estar a diferentes temperaturas, por isso, este cálculo é dado pela seguinte expressão:

$$Q_5 = \frac{m \times c_1 \times (T_{ip} - T_{fp})}{86400} \quad (\text{equação 5.6})$$

em que:

m – massa do produto introduzido por dia (kg)

c_1 – Calor específico acima da temperatura de congelação (J/(kg°C))

T_{ip} – Temperatura inicial do produto (°C)

T_{fp} – Temperatura final do produto (°C)

✓ Carga Térmica dos Empilhadores (Q_6)

A dissipação de calor dos empilhadores é dada por:

$$Q_6 = \frac{P_{emp} \times n_{emp} \times n_{horas}}{24} \quad (\text{equação 5.7})$$

em que:

P_{emp} – Potência do empilhador (W)

n_{emp} – número de empilhadores

n_{horas} – número de horas de trabalho por dia

✓ Carga Intermédia (Q_{int})

A carga intermédia é dada pelo somatório de todas as cargas até aqui dimensionadas:

$$Q_{int} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (\text{equação 5.8})$$

✓ Carga Térmica, através da descongelação

Outra consideração importante a ter em conta, principalmente, numa câmara de congelados, é na congelação dos alimentos, é garantir de uma forma eficiente que o descongelamento da câmara de congelados seja efectuado em condições precisas e continuamente mantidas e o sistema de descongelação adoptado deve basear-se na seguinte tabela:

Método de Descongelação	Número Máximo de Horas de Operação por Dia
Ar (acima de 1°C)	16 a 20
Água ou Salmoura	20 a 22
Gás Quente	20 a 22
Eléctrica	20 a 22

Tabela 12 – Número máximo de horas de operação por dia em função do método de descongelação [20]

É importante referir, que o tempo de funcionamento normal dos compressores para este tipo de câmaras, é entre 16 a 20 horas, por forma a facilitar a descongelação e também possíveis sobrecargas de capacidade, por isso, a Potência Intermédia para os Compressores é dada por:

$$P_{int} = \frac{Q_{int}}{16} \quad (\text{equação 5.9})$$

A carga térmica previsional, é definida como a soma de todas as cargas associadas à câmara num período diário, sendo que, deve-se atribuir um coeficiente de segurança entre 10 a 20%, por forma, a instalação da câmara frigorífica, não ficar dimensionada nos seus limites. Esta carga é também conhecida pela Potência Previsional dos Evaporadores:

$$P_{prev} = 1,2 \times Q_{int} \quad (\text{equação 5.10})$$

5.2. Cálculo da Câmara de Congelados para um Sistema de Expansão Directa e Indirecta

Neste capítulo, o principal objectivo é comparar analiticamente uma instalação frigorífica para produtos congelados, utilizando um evaporador de expansão directa (Sistema de Expansão Directa) e outra com um evaporador inundado (Sistema de Expansão Indirecta) e visto tratar-se de uma câmara de congelados, os fluidos adoptados para esta análise comparativa é o R404A para o sistema directo e o R717 para o sistema inundado.

As câmaras frigoríficas, são espaços destinados à conservação de alimentos, que se regem pelo controlo da temperatura e humidade nesse espaço, para um determinado produto, com o objectivo, de manter essa conservação o maior tempo possível e mantendo as propriedades do produto. Existem dois tipos de câmaras frigoríficas, as câmaras de refrigerados e as câmaras de congelados, sendo as câmaras de congelação responsáveis por uma maior conservação dos produtos, uma vez que, a congelação é um meio de conservação que visa a preservação da integridade e qualidade do produto. Por isso, este estudo será efectuado a uma câmara de congelação de pescado, logo as temperaturas de congelação nunca poderão ser inferiores a -18°C [21].

Visto tratar-se de uma câmara de congelados de pescado com um volume de 12500m^3 . Este tipo de câmaras recebe os seus produtos, vindos em camiões de transporte frigorífico com temperaturas inferiores a -18°C , para continuarem o seu processo de congelação, como acontece com as sardinhas, carapaus e outros peixes.

Dados da Câmara:

Câmara de Congelados de Pescado	
Dimensões	50 x 25 x 10 m
Temperatura interior	-25°C
Humidade Relativa	90%
Entrada máxima diária	200 ton
Temperatura de Evaporação	-25°C
Temperatura de Condensação	45°C
Paredes e Tectos	
Isolamento	Poliuretano
Pavimento	
Isolamento	Aglomerado de cortiça
Porta	
Tipo de porta	Deslizante Automática
Dimensões	2,00 x 2,50 m
Isolamento	Poliuretano
Iluminação	12 W/m ²
Produto de armazenamento	Pescado Congelado
Tipo de produto	Paletizado
Temperatura de entrada do produto	-18°C
Calor específico médio do produto	2 100 J/(kg.°C)
Pessoal de Estiva	
Número de pessoas	4
Tempo de permanência por dia	4h/dia

Tabela 13 – Principais Características da Câmara Frigorífica para peixe congelado

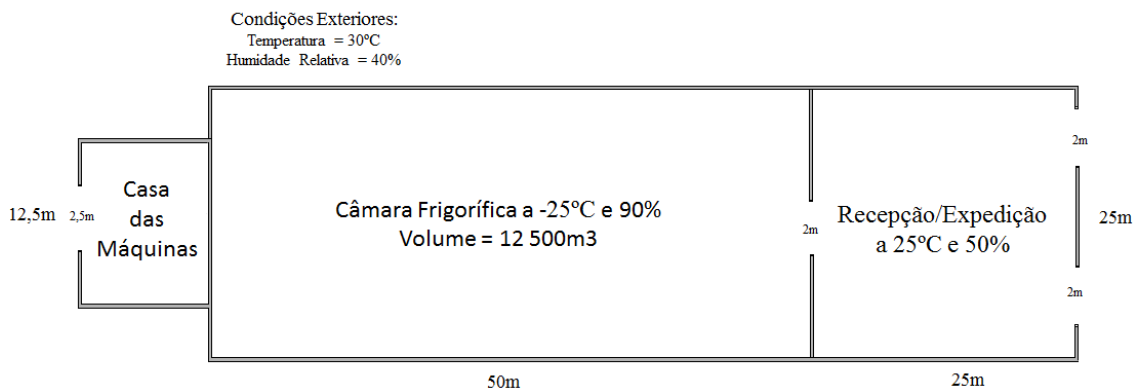


Figura 18 – Layout da Câmara Frigorífica

5.3. Balanço Térmico

De seguida serão evidenciados os resultados obtidos, consoante a metodologia de cálculo descrita no capítulo anterior. É nesta fase de resultados, que se obterá a potência frigorífica da instalação e para começar será apresentada uma tabela com os dados definidos para o cálculo da câmara.

	Câmara de Congelados	Recepção/Expedição	Solo	Exterior
Temperatura (°C)	-25	25	20	30
Humidade Relativa (%)	90	50	-	40
Capacidade (kg)	200 000	-	-	-
Área Pavimento (m ²)	1 250	-	-	-
Volume (m ³)	12 500	-	-	-
Volume Específico (m ³ /kg) ¹	0,703	0,858	-	0,873
Entalpia (kJ/kg) ²	-22,516	49,590	-	56,568

Outras considerações e dados importantes:

Outros dados importantes	
h_i	15 W/(m ² .°C)
h_e	30 W/(m ² .°C)
$k_{\text{poliuretano}}$	0,022 W/(m ² .°C)
$k_{\text{aglomerado de cortiça}}$	0,035 W/(m ² .°C)
q^3	8 W/m ²

Após estas considerações importantes, seguidamente serão apresentados os resultados obtidos das respectivas cargas térmicas.

5.4. Carga Térmica, através das Paredes, Tecto e Pavimento (Q₁)

De referir algumas considerações importantes para o cálculo e dimensionamento das câmaras frigoríficas, por exemplo, as paredes, o tecto e o pavimento, devem ser construídos por materiais impermeáveis, antiaderentes, laváveis, absorventes mas não tóxicos, por forma a permitir um escoamento adequado das superfícies. Os isolamentos

¹ Dados obtidos através da carta psicométrica a nível do mar

² Dados obtidos através da carta psicométrica a nível do mar

³ Dados obtidos através do Instituto Internacional do Frio [22]

devem ter condutividades térmicas baixas, devem ser bastante resistentes à compressão, devem ter uma boa impermeabilidade e também devem ser resistentes ao fogo.

Cálculo da espessura do isolamento, do coeficiente global de transmissão de calor e das áreas de secção da câmara:

Secções da Câmara	
Parede 1	500m ²
Parede 2	250m ²
Parede 3	500m ²
Parede 4	250m ²
Tecto	1250m ²
Pavimento	1250m ²

Espessura do Isolamento	
Paredes e Tecto	151mm
Pavimento	197mm
Valores Padrão	
Paredes e Tecto	180mm
Pavimento	200mm

Coeficiente Global de Transmissão de Calor	
Paredes e Tectos	0,121 W/(m ² .°C)
Pavimento	0,173 W/(m ² .°C)

Após estes cálculos intermédios, obtém-se as seguintes cargas para as diversas secções da câmara:

Carga Térmica das paredes, tecto e pavimento (Q ₁)	
Parede 1	3 320,527W
Parede 2	1 509,330W
Parede 3	3 320,527W
Parede 4	1 509,330W
Tecto	8 301,317W
Pavimento	9 730,231W
Total	27 691,262W

5.5. Carga Térmica, através da Abertura de Portas (Q_2)

Para as câmaras frigoríficas de congelação, geralmente as portas são isoladas com 100 ou 150 mm de poliuretano com chapa de ferro galvanizado. Convém referir, que o tempo médio de abertura de portas, depende sempre do tipo de produto armazenado.

Outros dados importantes das portas (abertura)	
Comprimento	2,00m
Altura	2,50m
Coefficiente minorante	1
d_{ton}	0,8min/ton
f_d	200ton

Carga Térmica, através da porta (Q_2)	
t_{ab}	6,667min/hora
Total	8 907,848W

5.6. Carga Térmica, através da Iluminação (Q_3)

A iluminação deve ser adequada para permitir um correcto desenvolvimento de operações. O tipo de lâmpadas e o tipo de luz, influenciam sempre a carga térmica da câmara, pois, esta carga é menor quando se utilizam lâmpadas de vapor de mercúrio ou fluorescentes e é maior quando se utilizam lâmpadas incandescentes.

Carga Térmica de Iluminação (Q_3)	
Número de Lâmpadas	150
Potência de cada Lâmpada	12W
Tempo de Funcionamento	12horas
Total	900W

5.7. Carga Térmica, devido ao Pessoal da Estiva (Q_4)

As pessoas dissipam calor para o ambiente, embora dependa sempre dos seus movimentos, da sua temperatura corporal, das suas roupas e por isso, é sempre importante ter em consideração estes factores. Foram consideradas apenas duas pessoas

na câmara, para um período máximo de três horas por dia, sendo, o calor libertado para o interior da câmara de 420W por pessoa.

Carga Térmica do Pessoal de Estiva (Q_4)	
Número de Pessoas na câmara	4
Tempo Permanência por dia	4
Calor Libertado Por Pessoa	420
Total	280W

Temperatura no Interior da Câmara Frigorífica ($^{\circ}\text{C}$)	Quantidade de Calor Libertado por Pessoa (W/h)
+15	200
+5	240
0	270
-20	390
-25	420

Tabela 14 – Calor libertado por pessoa em função da temperatura [20]

5.8. Carga Térmica, devido aos Produtos Armazenados (Q_5)

Tal como, as pessoas, os produtos armazenados também libertam calor, quando submetidos a temperaturas menores que a sua temperatura interna, para que através de uma câmara frigorífica a sua temperatura seja reduzida à temperatura definida.

Carga Térmica através dos Produtos Armazenados (Q_5)	
Massa de Produto por dia	200 000kg
C_p^4	2 100J/(kg. $^{\circ}\text{C}$)
T_i	-18 $^{\circ}\text{C}$
T_f	-25 $^{\circ}\text{C}$
Total	34 027,778W

⁴ Valor retirado do Balanço Térmico das Instalações Frigoríficas [20]

5.9. Carga Térmica, devido Empilhadores (Q_6)

O trabalho com os equipamentos móveis, como os empilhadores, libertam calor e como tal, também são cargas que se devem ter em conta.

Carga Térmica através dos empilhadores (Q_6)	
Período de trabalho	3 Horas
Número de Empilhadores	1
Potência do empilhador	4 500W
Total	562,5W

5.10. Carga Intermédia (Q_{int}), Potência Intermédia do Compressor (P_{int}) e Potência Previsional do Evaporador (P_{Prev})

Quadro resumo com a carga total intermédia, potência intermédia dos compressores e da potência final previsional dos evaporadores:

Cargas Térmicas	
Paredes, Tecto e Pavimento (Q_1)	27 691,262W
Abertura de Portas (Q_2)	8 907,848W
Iluminação (Q_3)	900W
Pessoal de Estiva (Q_4)	280W
Produto Armazenado (Q_5)	34 027,778W
Empilhador (Q_6)	562,5W
Carga Intermédia (Q_{int})	72 369,388W \approx 72,5kW
Potência Intermédia Compressor (P_{int})	4 523,087W \approx 4,6kW
Potência Previsional Evaporador (P_{Prev})	5 427,704W \approx 5,5kW

Tabela 15 – Quadro Resumo das Cargas Térmicas na Câmara Frigorífica

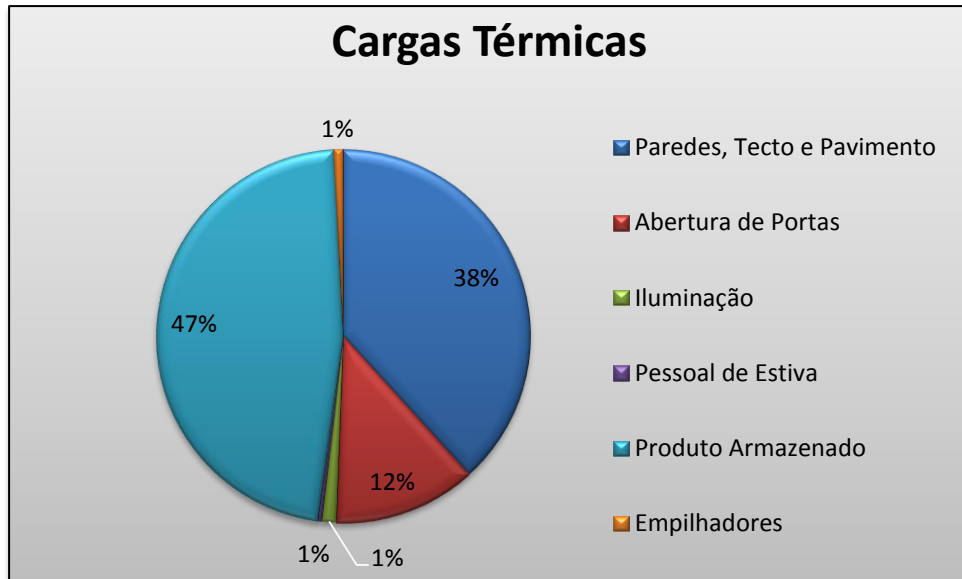


Figura 19 – Distribuição das Cargas Térmicas na Câmara Frigorífica

Perante o diagrama da figura 19, pode-se verificar que a carga que apresenta maior contribuição, é a carga provocada pelos produtos armazenados, pois devido ao dimensionamento e à quantidade de produto que entra e sai é bastante considerável. Em seguida a carga que apresenta uma grande fatia é a carga através das paredes, tecto e pavimentos, pois estas encontram-se em contacto directo com as condições do ambiente exterior, que são um pouco extremas. Deve-se também ter em conta a carga dos através das aberturas de portas, pois estas permitem a entrada de calor para a câmara proveniente da expedição, pelo que obriga a que os equipamentos da câmara frigorífica tenham um maior trabalho, para compensar as perdas de carga.

De referir ainda, que a carga intermédia para esta câmara é aproximadamente 72,5kW.

5.11. Sistema Termodinâmico da Instalação com Evaporadores de Expansão Directa

Na figura 20 e 21 é possível visualizar o circuito frigorífico simples de expansão directa utilizando como fluido frigorigéneo o R404A, através de um esquema frigorífico e através do Diagrama de Mollier, respectivamente. Trata-se de um sistema de andar único, cuja temperatura de evaporação é de -25°C e a temperatura de condensação de 45°C , com um subarrefecimento e sobreaquecimento de 10°C .

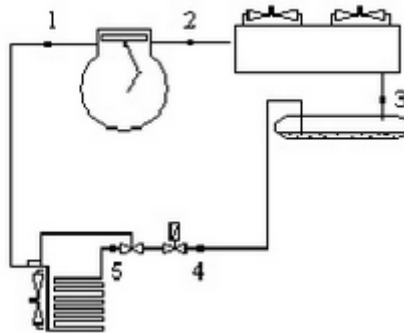


Figura 20 – Circuito da Instalação Frigorífica R404A

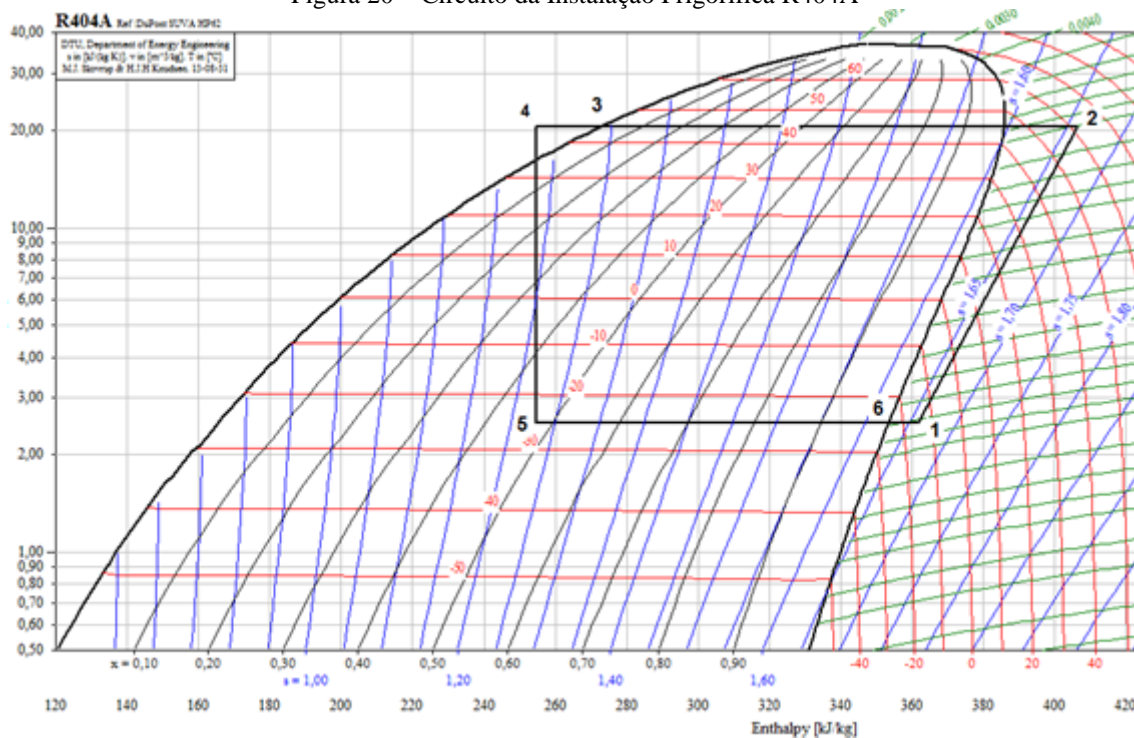


Figura 21 – Diagrama de Mollier da Instalação Frigorífica com R404A [11]

Perante as figuras 21 e 22, onde se pode ver o circuito frigorífico e o ciclo de refrigeração do sistema de expansão directa de andar único entre as temperaturas -25°C (evaporação) e 45°C (condensação) e que o efeito de subarrefecimento e sobreaquecimento tenha uma redução e acréscimo de 10°C , respectivamente.

Quando o fluido frigorigéneo procedente do depósito líquido, chega à válvula de expansão, no estado de líquido subarrefecido (4), este sofre uma expansão isentálpica, até à entrada do evaporador (5), com um título de 47,2% de vapor.

Seguidamente, o fluido frigorigéneo evapora totalmente no evaporador e antes de entrar no compressor, passa por um sobreaquecimento de 10°C, controlado pelo bolbo termostático da válvula de expansão e imediatamente a seguir é comprimido isentropicamente pelo compressor desde o estado 1 até ao estado 2.

Na tabela 16, é possível verificar os respectivos dados do ciclo de refrigeração para um sistema de expansão directa utilizando o R404A como fluido frigorigéneo.

Pontos	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Volume Esp. (m ³ /kg)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia kJ/(kg.K)	Título	Estado
1	-15	2,5	0,0825	361,58	1,659	-	Vapor Sobr.
2	61,76	20,5	0,0101	406,33	1,659	-	Vapor Sobr.
3	45	20,5	-	273,06	-	0	Líquido Sat.
4	35	20,5	-	254,78	-	-	Líquido Sub.
5	-25	2,5	-	254,78	-	0,472	Mistura
6	-15	2,5	0,0777	352,78	1,624	1	Vapor Sat.

Tabela 16 – Propriedades Termodinâmicas do Fluido R404A [11]

5.12. Cálculo para o Sistema de Expansão Directa

- ✓ Cálculo do caudal mássico a circular nos evaporadores:

$$Q_{int} = \dot{m} \times (h_1 - h_5)$$

$$\dot{m} = \frac{72,5}{361,58 - 254,78} = 0,679 \text{ kg/s}$$

- ✓ Cálculo da potência do compressor

$$W_c = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

$$W_c = 0,679 \times (406,33 - 361,58) = 30,38 \text{ kW}$$

- ✓ Cálculo da potência dissipada no condensador:

$$Q_c = \dot{m} \times (h_2 - h_4)$$

$$Q_c = 0,679 \times (406,33 - 254,78) = 102,88 \text{ kW}$$

- ✓ Rendimento volumétrico do compressor:

$$\eta_V = \left(1 - 0,05 \frac{P_c}{P_0}\right) \times 100\%$$

$$\eta_V = \left(1 - 0,05 \frac{20,5}{2,5}\right) \times 100\% = 59\%$$

- ✓ Taxa de Compressão:

$$r_p = \frac{P_c}{P_0}$$

$$r_p = \frac{20,5}{2,5} = 8,2$$

- ✓ Cálculo do Coeficiente de Performance

$$COP = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} =$$

$$COP = \frac{361,579 - 254,777}{406,328 - 361,579} = 2,39$$

5.13. Sistema Termodinâmico da Instalação com Evaporadores Inundados

Nas figuras 23 e 24 é possível visualizar o circuito frigorífico de expansão indirecta de dois andares, utilizando como fluido frigorígeno o R717A, através de um esquema frigorífico e através do Diagrama de Mollier, respectivamente. Ao contrário do sistema directo, este sistema é composto por dois andares, um de baixa pressão e outro de alta pressão, logo, esta instalação possui um sistema de dupla compressão, em que um opera entre -35°C e -5°C (baixa pressão) e outro entre os -5°C e os 40°C . Como este sistema é composto por dois andares, convém referir que o fluido frigorígeno alimenta os evaporadores por bombeamento a partir de um separador de líquido a -30°C . De salientar ainda, que o depósito intermédio é de injeção total e que o fluido condensará num condensador do tipo evaporativo e posteriormente terá um subarrefecimento de 10°C à saída do condensador.

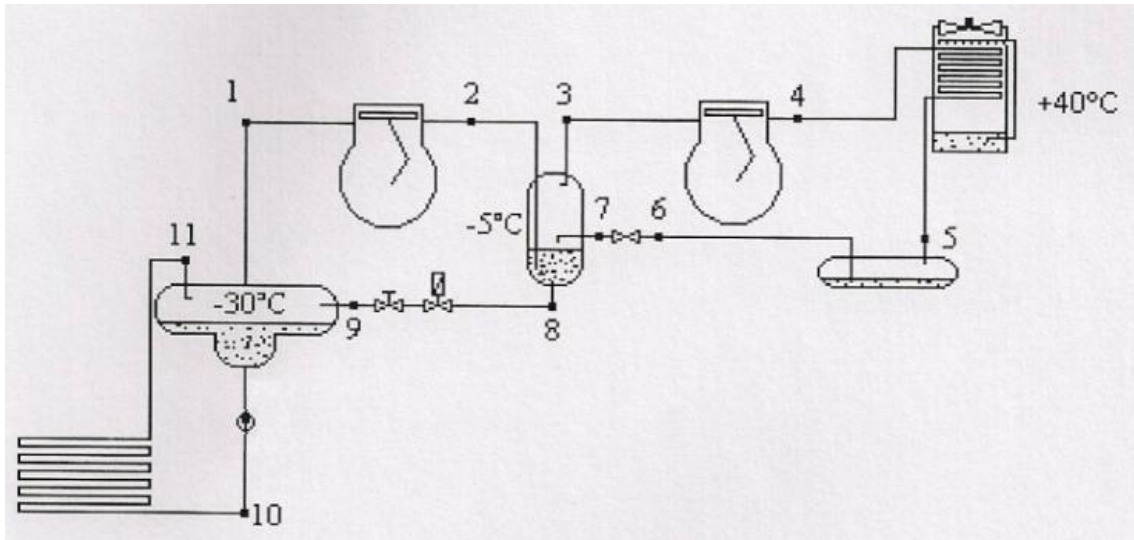


Figura 22 – Circuito da Instalação Frigorífica R717

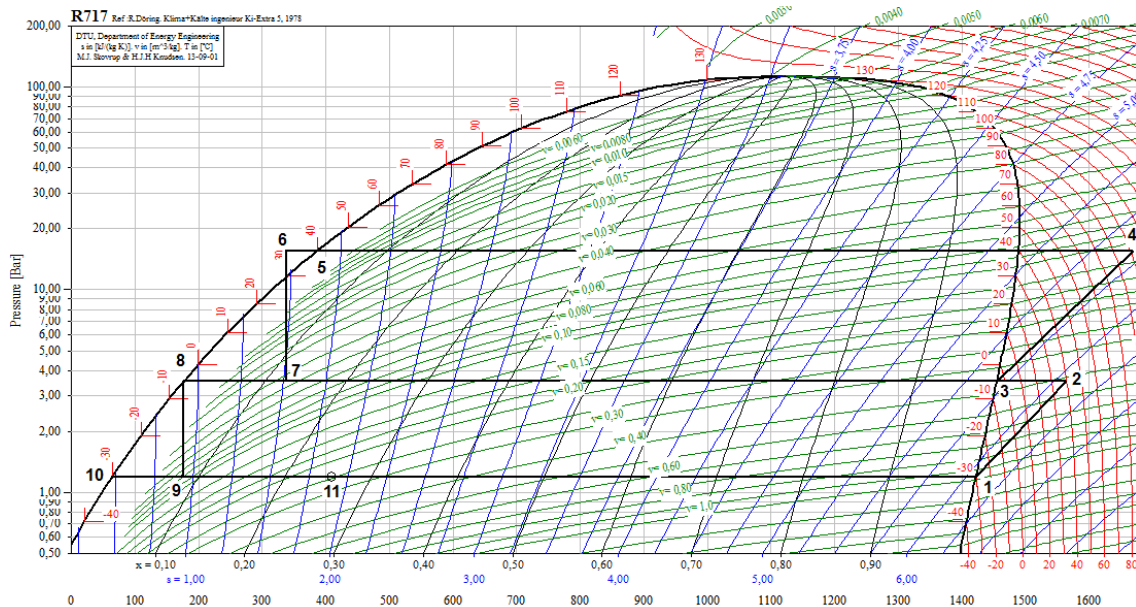


Figura 23 - Diagrama de Mollier da Instalação Frigorífica com R717 [11]

No sistema de refrigeração inundado, o fluido frigorigéneo (R717) entra no compressor no estado de vapor saturado (1) e é comprimido até atingir a pressão intermédia do ciclo (3,55bar) no ponto 2, onde acaba por libertar vapor sobreaquecido no depósito intermédio. Depois o fluido novamente no estado de vapor saturado (3) é aspirado pelo compressor de alta pressão, onde comprime até atingir a entrada do condensador (4).

Seguidamente, o fluido frigorigéneo entra no condensador onde inicialmente se encontra no estado de vapor sobreaquecido e vai sofrendo uma diminuição de temperatura ao longo do processo de condensação a 40°C. Depois, surge o efeito de

subarrefecimento do fluido em 10°C ainda dentro do condensador (5 para 6), prolongando-se pelo depósito de líquido. O fluido no estado de líquido subarrefecido, passa pelo processo de expansão até ao depósito intermédio e conseqüentemente uma queda de pressão (7).

No depósito intermédio, como o fluido se encontra num estado de mistura, a parte que se encontra no estado de vapor é encaminhada para o compressor de alta pressão, enquanto a parte no estado de líquido saturado (8), é expandido, até originar uma nova mistura de líquido e vapor (9). Em seguida, a bomba de recirculação, bombeia o fluido no estado líquido até à entrada do evaporador, onde a parte de fluido evaporado, é aspirado pelo compressor de baixa pressão, retomando novamente o ciclo de refrigeração.

O cálculo das entalpias nos pontos 10 e 11 é obtido através das tabelas SI para o amoníaco, em que o caudal é bombeado quatro vezes mais que o caudal obtido pelo efeito refrigerante, entre as curvas de saturação [23].

Pontos	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Volume Esp. (m ³ /kg)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia kJ/(kg.K)	Título	Estado
1	-30	1,20	0,962	1422,46	6,061	1	Vapor Sat.
2	40	3,55	0,417	1565,20	6,061	-	Vapor Sobr.
3	-5	3,55	0,346	1455,16	5,682	1	Vapor Sat.
4	102	15,55	0,110	1670,41	5,682	-	Vapor Sobr.
5	40	15,55	-	387,04	-	0	Líquido Sat.
6	30	15,55	-	339,04	-	-	Líquido Sub.
7	-5	3,55	0,044	339,04	-	0,12	Mistura
8	-5	3,55	-	176,52	-	0	Líquido Sat.
9	-30	1,20	0,080	176,52	-	0,08	Mistura
10	-30	1,20	0,002	63,56	-	0	Líquido Sat.
11	-30	1,20	0,239	403,29 ⁵	-	0,25	Mistura

Tabela 17 – Propriedades Termodinâmicas do Fluido R717

⁵ Valor obtido através da equação nas Tabelas SI do Amoníaco [23]

$$h_{11} = h_{10} + 0,25 \times (h_1 - h_{10})$$

$$h_{11} = 403,29 \text{ kJ/kg}$$

5.14. Cálculo para o Sistema Inundado

- ✓ Cálculo do caudal que circula no interior do evaporador:

$$Q_{int} = \dot{m} \times (h_{11} - h_{10})$$

$$\dot{m} = \frac{72,5}{403,29 - 63,56} = 0,213 \text{ kg/s}$$

- ✓ Balanço energético para o separador de líquido de baixa pressão:

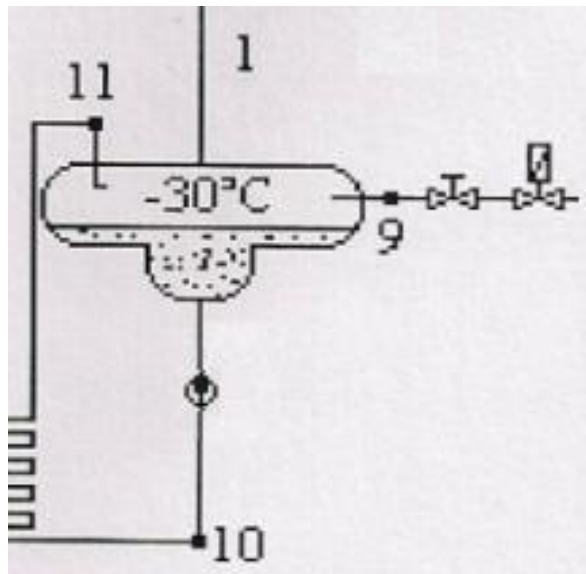


Figura 24 – Separador de Líquido de Baixa Pressão

$$\dot{m}_1 h_9 + \dot{m} h_{11} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m} h_{10}$$

$$\dot{m}_1 = 0,058 \text{ kg/s}$$

- ✓ Balanço energético no depósito intermédio:

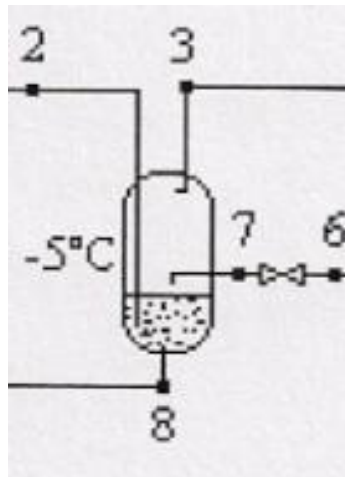


Figura 25 – Depósito Intermédio

$$\dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_2 h_7 = \dot{m}_1 h_8 + \dot{m}_2 h_3$$

$$\dot{m}_2 = 0,072 \text{ kg/s}$$

- ✓ Cálculo da potência do compressor de baixa pressão:

$$W_{cBP} = \dot{m}_1 \times (h_2 - h_1)$$

$$W_{cBP} = 8,27 \text{ kW}$$

- ✓ Cálculo da potência do compressor de alta pressão:

$$W_{cAP} = \dot{m}_2 \times (h_4 - h_3)$$

$$W_{cAP} = 15,50 \text{ kW}$$

- ✓ Cálculo da potência dissipada no condensador:

$$Q_c = \dot{m}_2 \times (h_4 - h_6)$$

$$Q_c = 0,072 \times (1670,41 - 339,04) = 95,86 \text{ kW}$$

- ✓ Rendimento volumétrico do compressor de baixa pressão:

$$\eta_v = \left(1 - 0,05 \frac{P_i}{P_0}\right) \times 100\%$$

$$\eta_v = \left(1 - 0,05 \frac{3,55}{1,20}\right) \times 100\% = 85,21\%$$

- ✓ Rendimento volumétrico do compressor de alta pressão:

$$\eta_V = \left(1 - 0,05 \frac{P_C}{P_i}\right) \times 100\%$$

$$\eta_V = \left(1 - 0,05 \frac{15,55}{3,55}\right) \times 100\% = 78,10\%$$

- ✓ Taxa de Compressão:

$$r_{BP} = \frac{P_C}{P_i}$$

$$r_{BP} = \frac{3,55}{1,20} = 2,96$$

$$r_{AP} = \frac{P_C}{P_i}$$

$$r_{AP} = \frac{15,55}{3,55} = 4,38$$

- ✓ Cálculo do Coeficiente de Performance

$$COP = \frac{Q_{int}}{W_{CBP} + W_{CAP}}$$

$$COP = \frac{72,5}{8,27 + 15,50} = 3,05$$

5.15. Análise Termodinâmica das Instalações Frigoríficas

Quer para os sistemas de expansão directa, quer para os sistemas inundados, a eficiência energética a nível termodinâmico, indica o quanto uma instalação com equipamentos reais se aproxima de um comportamento ideal.

Um dos parâmetros mais importantes, na análise de comparação entre uma instalação de expansão directa e uma instalação inundada, é o Coeficiente de Performance do ciclo, pois este, determina o rácio entre o aquecimento ou arrefecimento através da energia consumida.

Através dos resultados obtidos nos cálculos anteriores, facilmente se concluiu que a instalação inundada, ou seja, a que utiliza os evaporadores inundados, apresenta melhores resultados, nomeadamente no COP. A instalação em sistema inundado, apresenta também compressores com uma menor potência, quer o de baixa e alta pressão em comparação com a instalação em sistema directo, mas comparativamente à temperatura do fluido frigorífero à saída do compressor verifica-se que a instalação directa tem uma temperatura bastante inferior à do sistema inundado.

No entanto, todos os resultados obtidos, estão próximos uns dos outros, uma vez que, para a instalação de expansão directa, aplicou-se o efeito de sobreaquecimento e subarrefecimento, para melhorar a eficiência da instalação, conforme abordada nos capítulos anteriores.

5.16. Selecção dos Equipamentos

Antes de se efectuar uma análise energética, aos sistemas de expansão directa e inundados, é estritamente necessário efectuar uma correcta selecção dos equipamentos a utilizar nas referidas instalações.

5.17. Instalação Frigorífica de Expansão Directa (R404A)

Nesta instalação são utilizados 4 evaporadores de expansão directa do tipo DDC, são utilizados 2 compressores do tipo piston semi-herméticos montados em paralelo e um condensador arrefecido a ar e a válvula de expansão é do tipo termostática com equalização externa.

✓ Características dos Compressores [24]:

- Marca: Bitzer
- Modelo: 4FE-35Y
- Tipo: Piston Compressor
- Capacidade Frigorífica: 35kW
- Volume aspirado: 101,8 m³/h

✓ Características do Grupo de Condensação [25]:

- Marca: Centauro
- Modelo: ACH/E 450/110T
- Potência: 109,62kW
- Volume Interno: 30,70dm³
- Ventiladores: 1
- Potência dos Ventiladores: 4,55kW

✓ Características dos Evaporadores [26]:

- Marca: Centauro
- Modelo: DDC
- Tipo: 8P2/35
- Potência: 20,7kW
- Volume: [540 – 620] m³
- Ventiladores: 2
- Potência dos Ventiladores: 2,2kW
- Projecção de ar: 27m

5.18. Instalação Frigorífica de Expansão indirecta (R717)

Nesta instalação são utilizados 4 evaporadores inundados, são utilizados 4 compressores do tipo alternativo aberto, sendo montados em paralelo com o mesmo colector de aspiração quer para os compressores de baixa pressão, quer para os compressores de alta pressão. Esta instalação requer ainda de uma bomba de alimentação do fluido frigorigéneo.

✓ Características dos Compressores de baixa pressão [27]:

- Marca: GEA
- Modelo: HG4/465-4
- Tipo: Semi-hermético baixa pressão
- Capacidade Frigorífica: 9kW
- Volume aspirado: 40,5 m³/h

✓ Características dos Compressores de alta pressão [28]:

- Marca: GEA
- Modelo: 2HGZX7/1620-4
- Tipo: Semi-hermetic alta pressão
- Capacidade Frigorífica: 22kW
- Volume aspirado: 46,9 m³/h

✓ Características do Grupo de Condensação [29]:

- Marca: Evapco
- Modelo: eco-ATC-867
- Potência: 108kW
- Ventiladores: 1
- Potência dos Ventiladores: 4,55kW

✓ Características dos Evaporadores [30]:

- Marca: Mipal
- Modelo: Hdh 235
- Potência unitária: 21,85kW
- Ventiladores: 4
- Potência dos Ventiladores: 1,9kW
- Potência de descongelação: 45,5kW
- Projecção de ar: 21m

✓ Características da Bomba de Alimentação [31]:

- Marca: WITT
- Modelo: HRP 5040
- Potência: 2 kW
- Caudal Volumétrico: 5,6 m³/h

5.19. Funcionamento das Instalações Frigoríficas

✓ Instalação Frigorífica de Expansão Directa

Na instalação de expansão directa, a câmara frigorífica tem um termóstato instalado, capaz de detectar sempre um aumento de temperatura na câmara, quando isso acontece, este acciona uma válvula do tipo solenóide instalada a montante da válvula de expansão termostática de modo, a que o evaporador seja alimentado pelo fluido frigorígeno por expansão directa.

Os compressores quando estão em funcionamento, são lubrificados pelo seu óleo característico, de modo a temperatura do fluido frigorígeno à saída do compressor não ser tão elevada. Após a compressão do fluido frigorígeno, este segue para o condensador, onde existe uma rejeição de calor para o exterior. A condensação do fluido frigorígeno e a respectiva dissipação de calor, permitirá baixar a temperatura de condensação.

Na instalação frigorífica de expansão directa, a descongelação nos evaporadores é efectuada por meio de resistências eléctricas que estão equipadas nas serpentinas do evaporador, pois estas são responsáveis pelo aquecimento do evaporador até fundir por completo a camada de gelo existente. A descongelação é activada por intermédio de um microprocessador ou temporizador que controla periodicamente os intervalos de descongelação, que se realizam de 8 em 8 horas. É este temporizador que faz disparar a válvula solenóide que fecha o circuito do fluido frigorígeno e conseqüentemente desliga os ventiladores do evaporador e controla o tempo de trabalho das resistências, ligando-as automaticamente durante 20 a 30 minutos, de modo a causar a fusão do gelo. O gelo decai para um tabuleiro que se encontra aquecido, para facilitar a drenagem dos condensadores, por sua vez, estes condensados, escoam pelas tubagens que estão aquecidas através das resistências e vão directamente para um sifão colocado no exterior da câmara frigorífica. Após este intervalo de descongelação e com a limpeza realizada, o processo de refrigeração é novamente reiniciado [32].

✓ Instalação Frigorífica Inundada

A instalação frigorífica de expansão indirecta, quando se encontra em funcionamento, o termóstato da câmara proporciona abertura da electroválvula da linha de líquido que

alimenta o evaporador por intermédio da bomba de alimentação. Quando a bomba alimenta os evaporadores e o líquido começa a descer no separador de líquido, existe um controlador electrónico que abre a electroválvula para deixar entrar o fluido no estado líquido no separador.

A descarga do vapor sobreaquecido do compressor de baixa pressão no depósito intermédio, aumenta de forma conseqüente a pressão que actua no pressostato de zona neutra no compressor de alta pressão, originando o seu arranque. A expansão e o nível de trabalho no depósito intermédio são controlados por uma válvula do tipo bóia, pois esta permite efectuar um bom controlo da quantidade de líquido existente no depósito intermédio.

Quando o fluido frigorigéneo é bombeado pela bomba de alimentação para os evaporadores, uma parte deste é evaporado, enquanto a outra parte regressa ao separador de líquido com a ajuda da bomba de alimentação.

Quando é efectuada a aspiração do vapor sobreaquecido pelos compressores, verifica-se um aumento da pressão e temperatura do fluido frigorigéneo, pelo que, os compressores são arrefecidos através do óleo de lubrificação. De referir ainda que, o funcionamento do compressor de alta pressão e o funcionamento dos ventiladores do condensador é efectuado simultaneamente.

Por fim, após o arrefecimento do fluido frigorigéneo, este é descarregado para o depósito a jusante ao condensador, onde se verifica um ligeiro arrefecimento, sendo que, este é composto por um sistema de purga de ar para uma melhor regulação da pressão.

Na instalação inundada, o método de descongelação utilizado é por intermédio de um gás quente. Este gás quente que provém da descarga do compressor, necessita de uma válvula do tipo solenóide colocada entre a descarga do compressor e o evaporador. Quando a válvula é aberta, o gás quente da descarga do compressor é “desviado” do condensador e segue para o evaporador, para um ponto antes da válvula reguladora de líquido. A descongelação obtém-se por intermédio do gás quente que é cedido ao evaporador, logo daqui resulta uma condensação deste gás, onde uma parte do seu

estado líquido permanece no evaporador, enquanto a restante parte retorna ao compressor, onde este acaba por evaporá-lo. A principal desvantagem deste método durante o processo de descongelação, depara-se com a quantidade de gás quente disponível no compressor, pois esta é limitada, porque não há evaporação do líquido (gás quente) no evaporador [1].

5.20. Controlos de Alimentação Líquida

Tanto os evaporadores de expansão directa como os evaporadores inundados têm que ter um controlo de alimentação líquida, para garantir uma maior eficiência no trabalho do equipamento. Por exemplo, os evaporadores com mais do que um dispositivo de aspiração têm que ter uma válvula de expansão e a linha de sucção separada para cada secção.

Conforme já foi referido os evaporadores de expansão directa, geralmente, utilizam válvulas de expansão do tipo termostáticas de forma a controlarem o sobreaquecimento, este tipo de válvulas trabalha na diferença de pressão entre a lâmpada que é sensível à temperatura de sucção e a pressão abaixo do diafragma, que é a pressão efectiva de sucção. A válvula de expansão termostática é concebida para manter um sobreaquecimento predefinido no gás de sucção, embora, a parte de detecção da pressão do sistema responda quase imediatamente a uma mudança de condições, o bolbo de temperatura com sensor deve ser superior à inércia térmica, antes do seu efeito se fazer sentir sobre o elemento de alimentação da válvula. Por este motivo, quando a capacidade do compressor diminui subitamente, a válvula de expansão pode sobrealimentar a presença de líquido na linha de sucção e reduzir a alimentação. Portanto, um acumulador de sucção deve ser instalado nos evaporadores de expansão directa de baixa temperatura com múltiplos sistemas de válvulas de expansão [12].

5.21. Comparação Energética entre o Sistema de Expansão Directa e Inundado

Um sistema económico é sempre importante, não só pelos custos em si, mas também pela gestão energética envolvida no sistema, ou seja, ter um sistema de refrigeração

económico é benéfico, pois o vapor gerado durante o processo de subarrefecimento é recolhido parcialmente pelo compressor através do seu ciclo de compressão e pode ser compactado apenas a partir da pressão de entrada no compressor (que é maior do que a pressão de sucção) para a pressão de descarga no compressor, isto, resulta numa capacidade adicional de refrigeração com um menor aumento no consumo energético da unidade de refrigeração.

No entanto, executar um sistema mais económico, torna-se mais difícil para pressões mais elevadas, com rácios de fluidos frigoríficos mais elevados, com fluxos de transferência de calor mais altos, contudo, também se torna útil e muito importante obter um sistema mais económico, mas acima de tudo que seja capaz de proporcionar uma boa eficiência ao longo da sua operação, mesmo sendo um sistema de dois estágios compostos e com uma manutenção mais simples, de modo a evitar-se tempos demorados na sua manutenção.

Conforme foi possível analisar, o sistema inundado apresenta uma eficiência energética ligeiramente superior ao sistema de expansão directa, conforme é possível visualizar na tabela 18, onde estão apresentadas as características mais importantes das instalações frigoríficas em estudo.

	Sistema de Expansão Directa (R404A)	Sistema Inundado (R717)
Eficiência Frigorífica (kJ/kg)	98	339,73
Caudal Mássico (kg/s)	0,679	Baixa Pressão = 0,058
		Alta Pressão = 0,072
		Total = 0,213
Rendimento Volumétrico	59%	Baixa Pressão = 85,21%
		Alta Pressão = 78,10%
Taxa de Compressão	8,20	Baixa Pressão = 2,96
		Alta Pressão = 4,38
COP	2,39	3,05

Tabela 18 – Características Termodinâmicas das Instalações Frigoríficas

Perante a tabela 18, verifica-se que nos evaporadores inundados, o fluido frigorífico apresenta um melhor efeito frigorífico, uma vez que, as propriedades do R717 são de extrema adaptabilidade a este tipo de evaporadores.

Já a instalação de expansão directa, necessita de maiores quantidades de caudal mássico em comparação com a instalação inundada e verifica-se também que a taxa de compressão é muito mais elevada na instalação de expansão directa do que na instalação inundada.

Por fim, destacar o melhor coeficiente de performance da instalação inundada, muito devido às características da instalação e das propriedades do fluido frigorígeno em utilização.

5.22. Comparação da Potência Absorvida entre o Sistema de Expansão Directa e Inundado

Na tabela 18, é possível comparar os consumos de energia eléctrica que cada instalação terá, através dos seus principais equipamentos instalados.

Potência	Sistema de Expansão Directa (R404A)	Sistema Inundado (R717)
Compressores (W)	2 x 35000	2 x 9000 + 2 x 22000
Ventiladores do Condensador (W)	4550	4550
Ventiladores dos Evaporadores (W)	4 x 2 x 2200	4 x 4 x 1900
Potência de Descongelação (W)	45500	-
Bomba de alimentação (W)	-	2000
Total (W)	137 650	98 950

Tabela 19 – Potência Absorvida pelos Equipamentos das Instalações

Através da tabela 19, verifica-se que as potências totais das instalações são próximas, embora a instalação inundada apresenta uma menor potência nos principais equipamentos da instalação, logo, é de esperar que esta mesma instalação apresenta menores consumos energéticos que a instalação de expansão directa.

Quanto aos números de arranque dos compressores nas referidas instalações, é de salientar, que a instalação inundada necessitará de menos arranques, pois neste tipo de instalação por bombeamento, quando existe a necessidade de remover cargas térmicas nos evaporadores, a bomba de alimentação entra em funcionamento deixando os

compressores “parados”, enquanto, a instalação de expansão directa não o pode fazer, pois não tem nenhuma bomba de alimentação, pelo que, força aos compressores efectuarem este trabalho extra.

5.23. Comparação dos Consumos de Energia entre o Sistema de Expansão Directa e Inundado

É preciso comparar também, os consumos de energia a que cada instalação está sujeita, pois nos dias de hoje, é extremamente importante ter uma instalação cuja o seu consumo de energia seja o mais baixo possível e como tal, nas tabelas 20 e 21, é possível comparar o comportamento entre ambas as instalações, através dos seus consumos de energia nas diferentes horas do dia.

Tipo de Horas	Horas	Tarifa (€/kWh)	Compressores R404A (kWh)	Custo diário de Energia (€)	Ventiladores Cond. R404A (kWh)	Custo diário Energia (€)	Ventiladores Evap. R404A (kWh)	Custo diário de Energia (€)	Descongelação R404A (kWh)	Custo diário de Energia (€)
Vazio	00.00 - 01.00	0,0655	70	4,585	4,55	0,298	17,6	1,153	45,5	2,980
Sup. Vazio	01.00 - 02.00	0,0596	70	4,172	4,55	0,271	17,6	1,049	45,5	2,712
Sup. Vazio	02.00 - 03.00	0,0596	70	4,172	4,55	0,271	17,6	1,049	45,5	2,712
Sup. Vazio	03.00 - 04.00	0,0596	70	4,172	4,55	0,271	17,6	1,049	45,5	2,712
Sup. Vazio	04.00 - 05.00	0,0596	70	4,172	4,55	0,271	17,6	1,049	45,5	2,712
Cheias	05.00 - 06.00	0,1003	70	7,021	4,55	0,456	17,6	1,765	45,5	4,564
Cheias	06.00 - 07.00	0,1003	70	7,021	4,55	0,456	17,6	1,765	45,5	4,564
Cheias	07.00 - 08.00	0,1003	70	7,021	4,55	0,456	17,6	1,765	45,5	4,564
Ponta	08.00 - 09.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Ponta	09.00 - 10.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Ponta	10.00 - 11.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Cheias	11.00 - 12.00	0,1003	70	7,021	4,55	0,456	17,6	1,765	45,5	4,564
Cheias	12.00 - 13.00	0,1003	70	7,021	4,55	0,456	17,6	1,765	45,5	4,564
Cheias	13.00 - 14.00	0,1003	70	7,021	4,55	0,456	17,6	1,765	45,5	4,564
Cheias	14.00 - 15.00	0,1003	70	7,021	4,55	0,456	17,6	1,765	45,5	4,564
Cheias	15.00 - 16.00	0,1003	70	7,021	4,55	0,456	17,6	1,765	45,5	4,564
Ponta	16.00 - 17.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Ponta	17.00 - 18.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Ponta	18.00 - 19.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Ponta	19.00 - 20.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Cheias	20.00 - 21.00	0,1003	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Cheias	21.00 - 22.00	0,1003	70	7,021	4,55	0,456	17,6	1,765	45,5	4,564
Cheias	22.00 - 23.00	0,1003	70	7,021	4,55	0,456	17,6	1,765	45,5	4,564
Vazio	23.00 - 24.00	0,0655	70	4,585	4,55	0,298	17,6	1,153	45,5	2,980
Total	-	-	1120	96,068	72,8	6,244	281,6	24,154	728	62,444

Tabela 20 – Consumo Eléctrico da Instalação de Expansão Directa R404A

Tipo de Horas	Horas	Tarifa (€/kWh)	Compressores R717 (kWh)	Custo diário de Energia (€)	Ventiladores Cond. R717 (kWh)	Custo diário de Energia (€)	Ventiladores Evap. R717 (kWh)	Custo diário de Energia (€)	Bomba Alim. R717 (kWh)	Custo diário de Energia (€)
Vazio	00.00 - 01.00	0,0655	62	4,061	4,55	0,298	30,4	1,991	2	0,131
Sup. Vazio	01.00 - 02.00	0,0596	62	3,695	4,55	0,271	30,4	1,812	2	0,119
Sup. Vazio	02.00 - 03.00	0,0596	62	3,695	4,55	0,271	30,4	1,812	2	0,119
Sup. Vazio	03.00 - 04.00	0,0596	62	3,695	4,55	0,271	30,4	1,812	2	0,119
Sup. Vazio	04.00 - 05.00	0,0596	62	3,695	4,55	0,271	30,4	1,812	2	0,119
Cheias	05.00 - 06.00	0,1003	62	6,219	4,55	0,456	30,4	3,049	2	0,201
Cheias	06.00 - 07.00	0,1003	62	6,219	4,55	0,456	30,4	3,049	2	0,201
Cheias	07.00 - 08.00	0,1003	62	6,219	4,55	0,456	30,4	3,049	2	0,201
Ponta	08.00 - 09.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Ponta	09.00 - 10.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Ponta	10.00 - 11.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Cheias	11.00 - 12.00	0,1003	62	6,219	4,55	0,456	30,4	3,049	2	0,201
Cheias	12.00 - 13.00	0,1003	62	6,219	4,55	0,456	30,4	3,049	2	0,201
Cheias	13.00 - 14.00	0,1003	62	6,219	4,55	0,456	30,4	3,049	2	0,201
Cheias	14.00 - 15.00	0,1003	62	6,219	4,55	0,456	30,4	3,049	2	0,201
Cheias	15.00 - 16.00	0,1003	62	6,219	4,55	0,456	30,4	3,049	2	0,201
Ponta	16.00 - 17.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Ponta	17.00 - 18.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Ponta	18.00 - 19.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Ponta	19.00 - 20.00	0,1313	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Cheias	20.00 - 21.00	0,1003	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
Cheias	21.00 - 22.00	0,1003	62	6,219	4,55	0,456	30,4	3,049	2	0,201
Cheias	22.00 - 23.00	0,1003	62	6,219	4,55	0,456	30,4	3,049	2	0,201
Vazio	23.00 - 24.00	0,0655	62	4,061	4,55	0,298	30,4	1,991	2	0,131
Total	-	-	992	85,089	72,8	3,949	486,4	41,721	32	2,745

Tabela 21 - Consumo Eléctrico da Instalação Inundada R717

Conforme se pode ver, ambas as instalações estão propostas a trabalhar 16 horas, pelo que, tentou-se que nas horas de ponta, as instalações não trabalhem, uma vez que, estas são as horas de maior custo na tarifa energética. Assim, esta optimização no funcionamento das instalações faz com que, o custo mensal e anual seja menor. Salientar ainda, que os valores das tarifas, foram retirados no sítio da EDP Portugal para as tarifas de Média Tensão para longas utilizações [33].

Através das tabelas 20 e 21, é possível comparar os consumos energéticos diários de ambas as instalações frigoríficas e a partir daqui obter-se o consumo mensal destas instalações. No entanto, é preciso ter em conta, qual a potência contratada e o termo fixo contratado.

Assim, na tabela 22, é possível constatar os valores finais mensais para as diferentes instalações:

	Instalação Directa (R404A)	Instalação Inundada (R717)
Consumo Diário	188,91€	133,50€
Consumo Mensal	5 856,21€	4 138,50€
0,0474 €/kWh.dia	104,49€	75,04€
27,59 €/Mês	27,59€	27,59€
Valor Total Mensal	5 988,29€	4 241,13€
Valor Total Anual	71 859,48€	50 893,56€

Tabela 22 – Comparação entre os Custos Energéticos das Instalações Frigoríficas

Conforme se pode verificar na tabela 22, os consumos energéticos anuais são bastante inferiores na instalação inundada em cerca de 20 000€ comparativamente com a instalação de expansão directa. Logo, conforme foi referido nos capítulos anteriores do presente trabalho, a instalação inundada é mais económica que uma instalação de expansão directa.

6. Conclusões

Conforme já fora referido, um evaporador independentemente de ser de expansão directa ou inundado, quando é seleccionado para qualquer aplicação, este deve ter uma boa capacidade de transmissão de calor, para permitir ao fluido frigorigéneo uma boa capacidade de absorção de calor à taxa necessária para produzir o arrefecimento requerido, de modo a trabalhar nas condições de projecto.

O coeficiente global de transmissão de calor, para um evaporador, depende do tipo de estrutura das serpentinas de arrefecimento e dos materiais usados, para além de que depende do volume da serpentina húmida interna, depende também da velocidade de escoamento e da condutividade do fluido frigorigéneo quer no estado de vapor, quer no estado líquido. Conforme já fora referido, a transmissão de calor por condução é mais elevada nos fluidos líquidos do que nos fluidos no estado de vapor, logo, neste contexto, conclui-se que os evaporadores inundados são mais eficientes que os evaporadores de expansão directa, uma vez que trabalham com maiores quantidades de fluido líquido no seu interior.

A principal diferença entre os evaporadores de expansão directa e os evaporadores inundados, para além de ser um trabalhar repleto de líquido enquanto o outro não, está relacionado com o tipo de alimentação a que estes estão sujeitos. No caso dos evaporadores de expansão directa, estes são alimentados de forma intermitente através de uma válvula termostática, uma vez que, este não trabalha repleto de líquido, por forma a evitar a entrada de líquido no compressor e enviar o fluido ligeiramente sobreaquecido para o compressor.

Quanto aos evaporadores inundados, geralmente são alimentados por intermédio de uma válvula de expansão do tipo bóia, em que pode ser efectuado por bombeamento ou por gravidade. Os evaporadores alimentados por bombeamento, necessitam que a instalação frigorífica necessita de uma bomba, para poder bombear de forma eficaz o fluido frigorigéneo no estado líquido desde o separador de líquido até ao evaporador, enquanto no sistema de refrigeração por expansão directa não necessita deste equipamento auxiliar.

Como nos evaporadores inundados, existe líquido em contacto com toda a superfície da serpentina, este usa de forma eficiente toda a sua superfície de transferência de calor, no qual resulta um coeficiente global de transmissão de calor mais elevado.

Os fluidos adoptados nas instalações frigoríficas de expansão directa e inundadas, R404A e R717 respectivamente, têm bastantes diferenças, mas ambos são aplicados com maior abrangência na refrigeração comercial para baixas temperaturas, embora se verifiquem entre estes fluidos uma grande diferença na sua densidade, pois o R404A tem uma densidade bastante elevada e o seu ponto de fusão é muito menor relativamente ao R717. Já o Amoníaco, apresenta uma boa performance termodinâmica de transferência de calor e boa capacidade de refrigeração. Ambos não são destrutíveis para a camada de ozono, mas o R404A tem um elevado potencial de aquecimento global, enquanto o R717 é nulo. Contudo o amoníaco é um fluido bastante tóxico e inflamável e incompatível com alguns metais como o caso do cobre, ao invés do R404A.

Relativamente às instalações frigoríficas abordadas, a instalação que tem um melhor desempenho energético, é a instalação inundada, uma vez que, o consumo anual energético é de aproximadamente 51 000€, enquanto na instalação de expansão directa é aproximadamente 72 000€, o que significa que ao fim de 10 anos se verifique um diferença entre estas de aproximadamente 210 000€, sendo que, para este estudo não foram abordados os custos de instalação e os custos de manutenção das instalações.

No entanto, convém referir, que uma instalação inundada tem sempre um custo inicial mais elevado em cerca de 25% quando comparado com uma instalação de expansão directa. Conforme já fora referido, a instalação inundada necessita de maiores cuidados, por causa da utilização do Amoníaco pois este pode ser corrosivo quando em contacto com o cobre ou com as suas ligas e também por ser um fluido bastante tóxico, embora, em caso de fuga seja facilmente detectado devido ao seu forte odor. Quanto às tubagens utilizadas, como se sabe, o valor do aço é superior ao valor do cobre, logo, a instalação inundada será mais cara devido à incompatibilidade do Amoníaco com o cobre.

Uma das desvantagens que a instalação inundada apresenta, está relacionada com a casa das máquinas, uma vez que, esta instalação necessita de um espaço maior

comparativamente com a instalação de expansão directa, pois utiliza mais compressores, de alta e baixa pressão, necessita também de espaço para o depósito de líquido e para o depósito intermédio, enquanto neste aspecto a instalação de expansão directa torna-se mais simples na sua concepção, no entanto, esta também apresenta uma taxa de compressão mais elevada e apresenta uma menor eficiência energética que a instalação inundada.

Um aspecto muito importante a ter em conta, na instalação de expansão directa, é o efeito de sobreaquecimento que existe à entrada do compressor, pois este processo é importante não só para melhorar a eficiência da instalação, mas sobretudo, para evitar que o compressor aspire qualquer parte do fluido frigorígeno no estado líquido, o invés desta situação é que este processo, origina um maior consumo energético por parte do compressor

Perante estes factores de vantagens e desvantagens em ambas as instalações, quer através do seu funcionamento, quer através da análise termodinâmica e quer a nível económico, a melhor e a solução mais adequada para este projecto frigorífico é a instalação inundada.

Referências Bibliográficas

- [1] DOSSAT, Roy J., *Princípios de Refrigeração*, 4ª edição, Hemus editora, 1997
- [2] HOLMAN, J. P., *Transferência de Calor*, McGraw-Hill editora, 1983
- [3] <http://www.centauro.pt/index.php/pt/produtos/41-gamas-centauro/140-evaporadores>
- [4] <http://pt.scribd.com/doc/58806460/56/Figura-2-20-Evaporadores-de-expansao-direta>
- [5] Termodinâmica I, ISEL, 2008
- [6] WHITE, Frank M., *Mecânica dos Fluidos*, 4ª edição, 2002.
- [7] http://www.engineeringtoolbox.com/dynamic-absolute-kinematic-viscosity-d_412.html
- [8] ASHRAE Handbook, *Fundamentals*, SI Edition, 1997
- [9] MENDES, Carlos António da Silva, *Redes de Fluidos*, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Edição 2008/9
- [10] COSTA, Ênio Cruz, *Refrigeração*, 3ª edição Editora Edgard Blücher Ltda., 1982.
- [11] Software CoolPack
- [12] CREUS, J. Alarcon, *Tratado Prático de Refrigeração Automática*, 8ª edição Dinalivro, 1978.
- [13] <http://www.ebah.pt/content/ABAAAfWEUAK/sistemas-refrigeracao>
- [14] http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/48D6F5C3-35FB-4F1B-B984-AF299D1EADA5/0/29508_DANFOSS_WEB.pdf
- [15] <http://www.recrusul.com.br/site/pt/detalhe-produto.asp?idProduto=12>
- [16] ASHRAE Handbook, *Refrigeration*, I-P Edition, 2010
- [17] http://europa.eu/legislation_summaries/environment/tackling_climate_change/128060_pt.htm
- [18] <http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R404A.pdf>
- [19] <http://pt.wikipedia.org/wiki/Amon%C3%ADaco>
- [20] GUERRA, António Manuel Matos, *Balanço Térmico das Instalações Frigoríficas*, ISEL
- [21] SANTOS, Francisco Manuel Gonçalves, *Instalações Frigoríficas*, ISEL 2008

- [22] <http://www.iifiir.org/medias/medias.aspx?INSTANCE=EXPLOITATION>
- [23] STOECKER, W. F., *Industrial Refrigeration Handbook*, McGraw-Hill editora, 1998
- [24] Ver descrição completa em: <http://www.bitzer.de/eng/productservice/p3/1559>
- [25] Ver descrição completa em: <http://centauro.pt/files/CT/CT-CD-0003-1.pdf>
- [26] Ver descrição completa em: <http://www.centauro.pt/index.php/pt/produtos/41-gamas-centauro/140-evaporadores>
- [27] Ver descrição completa em: http://www.bock.de/en/Product_overview.html?ArticleID=1243
- [28] Ver descrição completa em: http://www.bock.de/en/Product_overview.html?ArticleID=2037&lang=en
- [29] Ver descrição completa em: http://www.evapco.com/sites/evapco.com/files/160a_-_eco-atc_brochure_0.pdf
- [30] Ver descrição completa em: http://www.mipal.com.br/pdf/Industriais/Industriais/2011_01_20_Hdh%20Industrial.pdf
- [31] Ver descrição completa em: http://www.th-witt.de/witt/useranhaenge/liste/en/02_hrp/01_hrp-manual_de_en.pdf
- [32] GUERRA, António Manuel Matos, SANTOS, Francisco Manuel Gonçalves, *Aulas da unidade curricular Produção de Frio*, ISEL 2008
- [33] ASHRAE Handbook, *Refrigeration Systems and Applications*, SI Edition, 1990
- [34] Vide em: http://www.edpsu.pt/pt/EDP%20Docs/Tarifario_2013T1_BTE_MT_AT_MAT.pdf
- [35] ASHRAE Handbook, *Refrigeration*, I-P Edition, 2010
- [36] INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., *Introducing to Heat Transfer*”, New York 1985
- [37] SANTOS, Francisco Manuel Gonçalves, *Aulas da unidade curricular Refrigeração*, ISEL 2011

[38] SANTOS, Francisco Manuel Gonçalves, *Instalações Frigoríficas*, Lisboa
Fevereiro de 2008

Anexos

Os anexos do presente trabalho encontram-se no CD em anexo.

Anexo A

Anexo A – Cálculos Efectuados para as Cargas Térmicas

Anexo B

Anexo B – Cálculos Efectuados para os Consumos Energéticos das Instalações

Anexo C

Anexo C – Selecção dos Principais Equipamentos para o Sistema Directo

Anexo D

Anexo D – Selecção dos Principais Equipamentos para o Sistema Inundado