



**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Área Departamental de Engenharia Eletrotécnica Energia e Automação**



# **CONTROLO AVANÇADO EM INSTALAÇÕES DE FRIO INDUSTRIAL**

**BRUNO MIGUEL NEUTEL CALDEIRA**

Trabalho final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Eletrotécnica – Ramo de Automação

Orientador: Professor Doutor José Manuel Prista do Valle Cardoso Igreja

Júri:

Presidente: Professor Doutor Luís Manuel dos Santos Redondo

Vogais:

Professora Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca

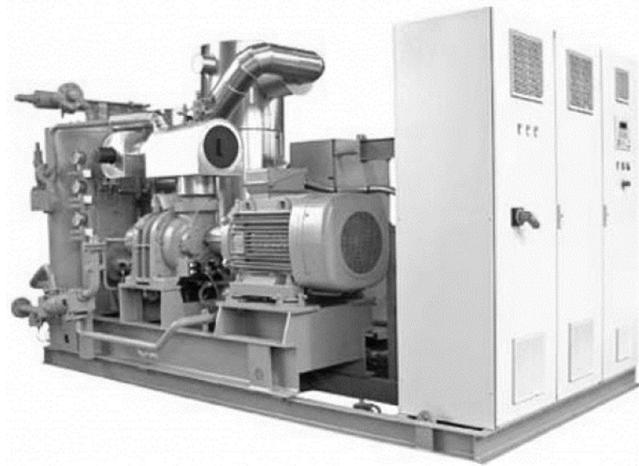
Professor Doutor José Manuel Prista do Valle Cardoso Igreja

**Dezembro de 2018**



**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Área Departamental de Engenharia Eletrotécnica Energia e Automação**



# **CONTROLO AVANÇADO EM INSTALAÇÕES DE FRIO INDUSTRIAL**

**BRUNO MIGUEL NEUTEL CALDEIRA**

Trabalho final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Eletrotécnica – Ramo de Automação

Orientador: Professor Doutor José Manuel Prista do Valle Cardoso Igreja

Júri:

Presidente: Professor Doutor Luís Manuel dos Santos Redondo

Vogais:

Professora Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca

Professor Doutor José Manuel Prista do Valle Cardoso Igreja

**Dezembro de 2018**



## **Resumo**

Esta dissertação tem como objetivo o estudo de uma instalação industrial de refrigeração e congelação. Os componentes mecânicos principais são analisados e estudados de forma a entender a sua importância em todo o processo que permite a refrigeração e congelação de produtos. O sistema de automação e controlo é também objeto de análise, num sentido mais prático por se tratar de um sistema aplicado e em funcionamento numa instalação de frio industrial.

É desenvolvido um modelo matemático que permite controlar a velocidade do tapete de um túnel de congelação espiral, de acordo com a temperatura pretendida de saída do produto.

**Palavras-chave:** Refrigeração Industrial, AVAC, Sistema de Controlo, Automação, SCADA.



## **Abstract**

The purpose of this thesis is the study of an industrial cooling and freezing plant. The main mechanic components are analyzed and studied to understand their importance on the process. Automation and control system is as well analyzed on a more practical way since it's installed and functioning on a real industrial installation. A mathematic model is developed to control the belt speed of a freezing tunnel according the product temperature setpoint selected.

**Key Words:** Cooling, Freezing, HVAC-R, Control system, Automation System, SCADA



## **Agradecimentos**

Gostaria de agradecer a todos que de alguma forma me ajudaram no meu trajeto académico e profissional, em especial:

Ao Instituto Superior de Engenharia de Lisboa – ISEL e a todos os seus docentes.

Ao Professor Doutor José Manuel Prista do Valle Cardoso Igreja, pela disponibilidade, sabedoria, conhecimento e motivação que me transmitiu durante a realização deste documento.

Ao Instituto Militar dos Pupilos do Exército, pelos valores com que me formou.

À ACSIS e à Johnson Controls Portugal, em concreto ao Eng.º Abreu Ferreira, Eng.º Jorge Vale e Eng.º Rui Henriques, pelos conhecimentos passados durante anos de cooperação.

À minha família e amigos pelo apoio e compreensão que demonstraram e pelo constante incentivo.



# Índice

1 - Introdução .....	1
2 – Conceitos Básicos .....	3
3 – Sistema .....	5
3.1. - Ciclo de Carnot .....	5
3.1.1. - COP .....	7
3.2 - Sistema de Refrigeração por compressão de vapor.....	9
3.2.1 - Ciclo Térmico Ideal .....	9
3.2.2 - Ciclo Térmico Real.....	10
3.3 - Sistemas Multipressão .....	12
3.3.1. - Remoção do gás “flash” .....	13
3.3.2 - Refrigeração de Líquido.....	15
3.3.3. - Refrigeração Intermédia.....	16
3.3.4 - Dois níveis de evaporação e um nível de compressão .....	18
3.3.5. - Compressão de duplo estágio e uma única temperatura de evaporação .....	19
3.3.6 - Compressão com duplo estágio e dois níveis de temperatura de evaporação .....	21
4 - Componentes do Sistema .....	22
4.1 – Compressores .....	22
4.1.1. - Compressores Alternativos.....	24
4.1.2. - Compressores Parafuso .....	30
4.1.3 - Compressor de Palhetas .....	33
4.1.4 - Compressores Scroll .....	35
4.1.5 - Compressores Centrífugos .....	36
4.1.6 - Compressores Axiais.....	38
4.2 - Condensadores .....	39
4.2.1 – Condensador refrigerado a ar.....	40
4.2.2 – Condensadores refrigerados a água.....	41
4.2.3 – Condensador evaporativo .....	42
4.3 - Evaporadores.....	43
4.3.1 – Evaporadores de ar .....	45
4.3.2 – Evaporadores de líquido .....	46

4.3.3 – Evaporadores por contacto .....	48
4.4 - Dispositivos de expansão.....	48
4.4.1 - Válvula de expansão manual .....	48
4.4.2 - Válvula de expansão automática .....	49
4.4.3 - Válvula de expansão termostática.....	49
4.4.4. - Válvula de expansão eletrónica .....	51
4.4.5. - Válvula de boia .....	52
4.4.6. - Tubo capilar.....	53
4.5 - Reservatórios de Líquido.....	54
5 – Fluidos Refrigerantes .....	57
5.1 – Classificação dos refrigerantes .....	58
5.2 - Principais tipos e características de fluidos refrigerantes.....	59
5.3 - Vantagens dos fluidos alternativos.....	61
5.4. - Segurança na utilização e manuseio de refrigerantes.....	62
6 – Controlo .....	64
6.1 - Controlo da Instalação.....	64
6.2. - Circuito de -7°C.....	73
6.3. - Circuito de -32°C.....	79
6.4. - Circuito -42°C.....	82
6.5. – Condensador.....	83
6.6. - Câmaras Congelados e refrigerados.....	85
6.7. - Espaços climatizados.....	88
7 - Supervisão .....	89
7.1 - Sistema de Supervisão SCADA.....	89
7.1.1 - Interface Humano-Máquina (HMI) .....	92
7.2. - Controlo de Acesso .....	92
7.3. - Sinóptico .....	92
7.3.1. – Sinóptico Principal .....	93
7.3.2 - Sinópticos individuais .....	95
8 – Controlo e Simulação.....	100
8.1 – Túnel de congelamento.....	100
8.2 – Evaporador .....	101
8.3 – Controlo .....	102

8.4 – Modelo do Sistema .....	105
8.4.1 – Modelo do túnel de congelamento .....	106
8.4.2 – Temperatura do produto .....	107
8.4.3 – Controlador PID .....	109
8.4.4 – Tapete rolante.....	110
8.5 – Simulações .....	111
9 – Conclusões.....	113

## Índice de Figuras

Figura 1 – Mudanças de fase da matéria.....	3
Figura 2 – Ciclo de refrigeração Carnot [1].....	5
Figura 3 – Ciclo de Carnot (Temperatura-Entropia) [1].....	5
Figura 4 – Ciclo de Carnot contido na região de saturação num diagrama p-h (a) e T-s (b) [4].....	7
Figura 5 – exemplo de limites de temperatura num circuito de refrigeração [4].....	8
Figura 6 – Ciclo teórico de refrigeração por compressão a vapor [2] (Adaptado).....	9
Figura 7 – Ciclo de refrigeração com depósito de líquido [1].....	10
Figura 8 – efeito do sobreaquecimento e subarrefecimento no diagrama P-h [2] (Adaptado).....	11
Figura 9 – Processo no dispositivo de expansão [4].....	13
Figura 10 – Remoção e compressão do gás “flash” [4] (adaptado).....	14
Figura 11 – Refrigeração com a imersão de um tubo no líquido presente no separador intermédio [1].....	15
Figura 12 – Refrigeração intermédia em diagramas P-V e P-H [4].....	16
Figura 13 – Ciclo com refrigeração intermédia [4] (adaptado).....	16
Figura 14 – Diagrama P-H com refrigeração intermédia [4].....	17
Figura 15 – Métodos para obtenção da refrigeração intermédia [1] (adaptado).....	18
Figura 16 – Sistema de uma única compressão e dois níveis de temperatura de evaporação – uso de válvula reguladora de pressão [1].....	19
Figura 17 – Sistema de duplo estágio com separador intermédio [4].....	19
Figura 18 – Sistema de compressão duplo com dois níveis de temperatura de refrigeração [4].....	21
Figura 19 – Gamas de aplicação de compressores [9].....	23
Figura 20 – Câmaras de compressor de efeito simples e de duplo efeito.....	25
Figura 21 – Princípio de Funcionamento de um compressor alternativo [10].....	26
Figura 22 – Compressor Alternativo [6].....	26
Figura 23 – controlo por descarga dos cilindros [32].....	27
Figura 24 – Controlo de capacidade através de válvula de bypass [9].....	28
Figura 25 – Sistema de controlo por bypass de gás quente [32].....	29
Figura 26 – Compressor parafuso.....	30
Figura 27 – Rotores de um compressor parafuso duplo [1] (adaptado).....	30
Figura 28 – Sequência de operação de um compressor parafuso [32].....	31
Figura 29 – Controlo de capacidade de um compressor parafuso [8].....	32
Figura 30 – Compressor de Palhetas [32].....	33
Figura 31 – Compressor de Palheta Simples [10].....	33
Figura 32 – Compressor Scroll em corte; espirais do compressor scroll e sucção e descarga nas espirais [18].....	35
Figura 33 – Desenho Esquemático de um compressor centrífugo [10].....	37
Figura 34 – Valores de razão de rejeição de calor em função das temperaturas de condensação e evaporação [11].....	39
Figura 35 – Condensador refrigerado a ar [1].....	40

Figura 36 – Condensador refrigerado a água: a) <i>Shell and coil</i> ; b) <i>Shell and tube</i> [10].	41
Figura 37 – Condensador evaporativo [1].	42
Figura 38 – Evaporador [15].	43
Figura 39 – Evaporador do tipo carcaça e tubo [10].	46
Figura 40 – Evaporador de placas [1].	47
Figura 41 – Válvula de expansão de pressão constante [8].	49
Figura 42 – Válvula de expansão termostática (equalização interna) [10].	50
Figura 43 – Válvula de expansão termostática (equalização externa) [10].	51
Figura 44 – Válvula de boia de alta pressão [10].	52
Figura 45 – Válvula de boia de baixa pressão [10].	53
Figura 46 – Reservatórios em instalações frigoríficas industriais [4] (adaptado).	55
Figura 47 – Evaporador alimentado por reservatórios do tipo <i>flowthrough</i> [4] (adaptado)	56
Figura 48 – Designação de refrigerantes [11].	60
Figura 49 – Compostos Inorgânicos [11].	60
Figura 50 – Impacto ambiental dos refrigerantes hidrocarbonos, R-12 e R-134 <sup>a</sup> [13].	61
Figura 51 – Classificação dos refrigerantes quanto à toxicidade e inflamabilidade [10].	63
Figura 52 – Programa: linha de código que gera o bit de prioridades dos compressores circuito -7°C [33].	67
Figura 53 – Esquema sonda RTD com configuração a três fios.	69
Figura 54 – Conversor de PT100 em 4-20mA.	70
Figura 55 – Configuração do conversor: Tipo de sensor, gama de temperaturas e tipo de ligação.	70
Figura 56 – Gama de valores no autómato para entrada analógica de 4-20mA.	71
Figura 57 – Conversão da entrada analógica em temperatura usando a função SCL2 [33].	71
Figura 58 – Reta da variação de temperatura e do sinal analógico do autómato.	72
Figura 59 – Manipulação do valor da temperatura para obtenção de mais uma casa decimal [33].	73
Figura 60 – Diagrama de relação entre setpoint e zona morta.	74
Figura 61 – Programação de definição das memórias de incremento e decremento [33].	74
Figura 62 – Tabela de conversão da numeração decimal para hexadecimal, octal e sistema binário [34].	75
Figura 63 – Sequência de incremento após ordem de decremento de capacidades dos compressores.	78
Figura 64 – Incremento inicial da palavra SEQ32_3, que regula a capacidade do compressor 3 [33].	80
Figura 65 - Alteração do valor da palavra seq_32 em função da ordem de incremento do circuito -32°C e da palavra que regula o compressor 3 [33].	81
Figura 66 – Cálculo da pressão de setpoint com a zona morta e determinação do bit de controlo de capacidades do condensador [33].	83
Figura 67 – Reinicialização do contador ao ocorrer nova ordem de incremento ou decremento; programação para incremento do valor da palavra cond_k [33].	84

Figura 68 – Saídas digitais de funcionamento dos componentes do condensador de acordo com o valor da palavra de controlo [33].....	84
Figura 69 – Gráfico de temperaturas e temperaturas pretendidas de uma câmara de congelados.....	86
Figura 70 - Diagrama de funcionamento de Câmaras .....	87
Figura 71 – Diagrama genérico de um sistema de controlo com SCADA [25] (adaptado) .....	90
Figura 72 – Sinóptico Principal da Instalação [33] .....	93
Figura 73 – Sinóptico do circuito de condensação [33].....	95
Figura 74 - Sinóptico do circuito de compressão -42°C [33].....	96
Figura 75 – Sinóptico de uma câmara de congelados [33] .....	98
Figura 76 – Diagrama de blocos clássico de um processo com um controlador PID [37] .....	102
Figura 77 – Diagrama de blocos de um controlador PID com um loop de feedback [38] .....	103
Figura 78 – Túnel de congelamento [39].....	105
Figura 79 – Implementação em Simulink do modelo do Túnel de congelamento e evaporador [27].....	106
Figura 80 – Gráfico da temperatura ambiente do túnel .....	107
Figura 81 – Implementação em Simulink do modelo da temperatura do produto .....	108
Figura 82 – Curva de refrigeração/congelamento do produto .....	109
Figura 83 – Modelo PID .....	110
Figura 84 – Função acumulativa da velocidade do tapete .....	110
Figura 85 – Gráficos A) Saída do controlador PID; B) Velocidade do tapete; C) Distância percorrida pelo produto; D) Temperatura do produto .....	111
Figura 86 – Gráficos A) Saída do controlador PID; B) Velocidade do tapete; C) Distância percorrida pelo produto; D) Temperatura do produto .....	112

## Lista de símbolos

Símbolo/Nomenclatura	Designação [Unidade]
A	Área (m <sup>2</sup> )
COP	Coefficiente de performance
c <sub>par</sub>	Calor específico do ar a pressão constante (kJ/kg °C)
c <sub>var</sub>	Calor específico do ar a volume constante (kJ/kg °C)
Calor latente	(J/kg)
Calor sensível	(J/kg)
d	distancia (m)
fluxo volumétrico	(m <sup>3</sup> /s)
h	Entalpia (kJ/kg)
k	Coefficiente de condutividade térmica (W/m.°C)
m <sub>ar</sub>	Caudal mássico de ar novo (kg/s)
m	Caudal mássico (kg/s)
P	Pressão (Pa)
P <sub>int</sub>	Pressão intermédia (Pa)
P <sub>aspiração</sub>	Pressão aspiração (Pa)
P <sub>descarga</sub>	Pressão descarga (Pa)
P <sub>evap</sub>	Pressão evaporação (Pa)
P <sub>cond</sub>	Pressão condensação (Pa)
ρ <sub>ar</sub>	Massa específica do ar (kg/m <sup>3</sup> )
ρ <sub>int</sub>	Massa específica do ar interior (kg/m <sup>3</sup> )
ρ	Massa específica (kg/m <sup>3</sup> )
s	Entropia (kJ/kg.°C)
Trabalho	(W)
T	Temperatura (°C)
t	tempo (segundos)
T <sub>e</sub>	Temperatura de entrada do ar (°C)
T <sub>r</sub>	Temperatura do fluido refrigerante (°C)
T <sub>s</sub>	Temperatura de saída do ar (°C)
Q	Carga térmica (W)
q <sub>a</sub>	Magnitude da refrigeração (kJ/Kg)
q <sub>r</sub>	Calor rejeitado (kJ/Kg)
U	Coefficiente global de transferência de calor (W/m <sup>2</sup> .°C)
V	Volume (m <sup>3</sup> )
ΔT <sub>m log</sub>	Diferença média logarítmica entre temperaturas (°C)
ΔT	Diferença de temperaturas (°C)
Δh	Diferença de entalpias (kJ/kg)
Ω	Resistência (Ohm)



## 1 - Introdução

Nos tempos correntes pode-se afirmar sem exagero que o AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado) se tornou uma especialidade imprescindível na qualidade de vida humana. Podemos encontrá-lo em qualquer espaço fechado, edifícios de escritórios, edifícios habitacionais e em instalações industriais. As oscilações térmicas entre as várias estações do ano, tal como a necessidade de uma superior eficiência em termos de produtividade e bem-estar das pessoas, tornaram o AVAC incontornável na garantia de conforto e saúde humana.

Um sistema de AVAC é constituído por componentes e equipamentos organizados de maneira a regular o ar, transportá-lo para um determinado espaço e controlar os parâmetros de qualidade do ar, dentro de limites pré-determinados. Podem, dependendo do objetivo para que são instalados, providenciar um bom ambiente para os ocupantes do espaço, otimizar o custo e consumo de energia, climatizar salas com necessidades especiais de temperatura e humidade, garantir a segurança de pessoas e bens com eficientes sistemas de ventilação e desenfumagem (caves, parques de estacionamento), climatizar salas de computadores e equipamentos informáticos e refrigerar ou congelar produtos.

A maior parte dos sistemas AVAC executam as seguintes funções:

- Fornecer a capacidade de arrefecer ou aquecer um espaço;
- Regular o ar, isto é, aquecer ou refrigerar, humidificar, limpar, purificar ou atenuar o ruído produzido por algum equipamento;
- Controlar e manter os parâmetros do ar, como a temperatura, humidade, fluxo, pureza e pressão diferencial entre o espaço e os espaços circundantes;

Os tipos de edifícios onde o AVAC é implementado são classificados como:

- Edifícios Institucionais, como hospitais e lares de idosos;
- Edifícios Comerciais, como lojas, armazéns e centros comerciais;
- Edifícios Residenciais;
- Edifícios e Instalações fabris;

Se o AVAC pudesse ser classificado em dois grupos, eles seriam: AVAC conforto e AVAC industrial, onde a diferença básica seria no objetivo a que se propõem. O AVAC conforto é direcionado para as pessoas, enquanto o AVAC industrial, é direcionado para o processo, sendo mais exigente quanto à regulação e controlo das temperaturas, precisão da humidade e pureza do ar.

O AVAC industrial, está presente em espaços onde se executam impressões, onde a humidade é essencial para a boa qualidade do trabalho realizado, em espaços onde se trabalha com matérias têxteis, para prevenir que as fibras partam e para reduzir a eletricidade estática, em locais onde o fabrico e manuseamento de material fotográfico é feito, em espaços onde se produz e trabalha com material eletrónico de alta precisão, em laboratórios, em salas de produção, em armazéns de refrigeração e congelação de produtos, etc. No AVAC industrial, é necessário cumprir os requisitos de refrigeração do processo industrial ou de fabrico, para garantir condições processuais fiáveis assegurando uma temperatura constante mínima requerida pelo processo, melhorando a eficiência do processo e reduzindo a perda do produto e as emissões para o ambiente. Quanto maior for a sensibilidade destes processos em relação à temperatura e/ou humidade, mais importante será cumprir estes requisitos.

O controlo é uma parte essencial no funcionamento de um sistema de AVAC e deve ser considerado desde o início do projeto. Um bom sistema de controlo de AVAC deverá garantir a estabilidade e fiabilidade de todo o sistema, regular e controlar os parâmetros mais importantes em resposta às variações internas e externas da instalação e procurar otimizar o custo e consumo de energia. O sistema de controlo do AVAC pode ser integrado com sistemas de controlo de acesso, alarmes de incêndio, sistemas de luzes do edifício e sistemas de gestão para otimizar o conforto, segurança e eficiência do sistema.

A refrigeração industrial é um pilar fundamental para o desenvolvimento sustentável de uma sociedade. Uma boa e eficaz malha de instalações de frio garante:

- O abastecimento alimentar, normal e de segurança, à população;
- Estabiliza os preços ao consumidor;
- Aumenta o período de vida útil dos produtos alimentares perecíveis, diminuindo assim também os desperdícios por falta de condições;
- Aumenta a garantia de qualidade e reduz os custos;
- Aumenta o rendimento dos agricultores e pescadores;
- Melhora a saúde pública;

O desenvolvimento das sociedades hoje em dia exige que cada vez mais os produtos alimentares sejam conservados por períodos longos, mas que a sanidade e a qualidade desses mesmos produtos devam ser defendidas ao longo de toda a cadeia alimentar e de toda a cadeia de frio.

## 2 – Conceitos Básicos

**Ventilação** - A ventilação consiste no processo de renovação do ar ambiente de qualquer espaço. Retira os elementos poluidores como a humidade, odores e contaminantes, controlado desta forma a qualidade do ar.

**Refrigeração** – Processo de remoção de calor de uma substância ou de um espaço até à sua temperatura de congelação. Não é um processo espontâneo.

**Congelação** – Processo de remoção de calor de um sólido ou fluido para temperaturas inferiores à sua temperatura de congelação. Não é um processo espontâneo.

**Calor** – É uma forma de energia que pode transmitir-se de um corpo para outro, em virtude da diferença de temperatura existente entre eles. Transmite-se da substância com a temperatura mais alta para a de temperatura mais baixa. Quando duas substâncias de temperaturas diferentes estão em contacto há uma tendência para que as suas temperaturas se igualem.

**Entalpia** – Também denominada entalpia absoluta, mensura em si não apenas a energia interna do sistema como também a energia armazenada no conjunto sistema-vizinhança. Define-se como  $H = U + PV$ , onde  $H$  é a entalpia,  $U$  a energia interna,  $P$  a pressão e  $V$  o volume. O fator  $PV$  representa a quantidade de energia associada ao conjunto sistema-vizinhança quando o sistema ocupa o volume  $V$  estando submetido à pressão  $P$ .

**Entropia** – É uma grandeza termodinâmica que mede o grau de irreversibilidade de um sistema. Procura dar grandeza à parcela de energia que não pode ser transformada em trabalho em transformações termodinâmicas a uma determinada temperatura. Por exemplo, trabalho pode ser convertido em calor e por sua vez o calor em energia térmica, mas a energia térmica não pode ser completamente convertida em trabalho.

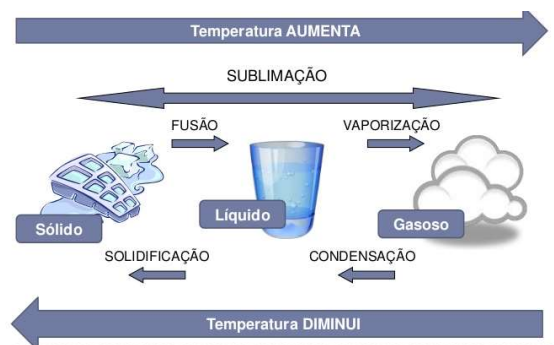


Figura 1 – Mudanças de fase da matéria [41] (adaptado)

Condensação – Processo de transformação de matéria no estado gasoso para o estado líquido.

Vaporização – Processo de transformação de matéria no estado líquido para o estado gasoso.

Solidificação – Processo de transformação de matéria no estado líquido para o estado sólido.

Fusão – Processo de transformação de matéria no estado sólido para o estado líquido.

Sublimação – Processo de transformação direta de matéria no estado sólido para a estado gasoso sem que passe pelo estado líquido.

Refrigerante – É um produto químico responsável pelas trocas térmicas que ocorrem nos sistemas de refrigeração e climatização. Este composto, pelas propriedades e capacidade de absorção de calor permite a refrigeração controlada de um determinado ambiente.

Pressão – Grandeza escalar que mensura a ação de uma ou mais forças sobre um determinado espaço, podendo este ser líquido, gasoso ou sólido.

Líquido saturado – Líquido que está numa determinada temperatura a pressão eminente de iniciar a transformação para o estado vapor.

Vapor saturado – Vapor que está numa determinada temperatura a pressão eminente de iniciar a transformação para o estado líquido.

Temperatura de saturação – O termo designa a temperatura na qual se dá a vaporização de uma substância pura a uma dada pressão.

### 3 – Sistema

Um método para obter refrigeração contínua é passar uma substância, denominada refrigerante, por uma série de processos, sendo que um dos quais faz a extração do calor. Entre os possíveis ciclos destaca-se o ciclo de Carnot.

#### 3.1. - Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot é ideal (reversível), é considerado o mais eficaz e permite uma rápida verificação da eficiência e rácios de transferência de calor de um sistema. É importante estudá-lo visto que devido ao facto de ser ideal, determina o limite máximo de eficiência, sendo que qualquer outro ciclo terá sempre um coeficiente de eficiência menor que o ciclo de Carnot. Este ciclo permite também o estudo da influência das temperaturas de funcionamento do ciclo.

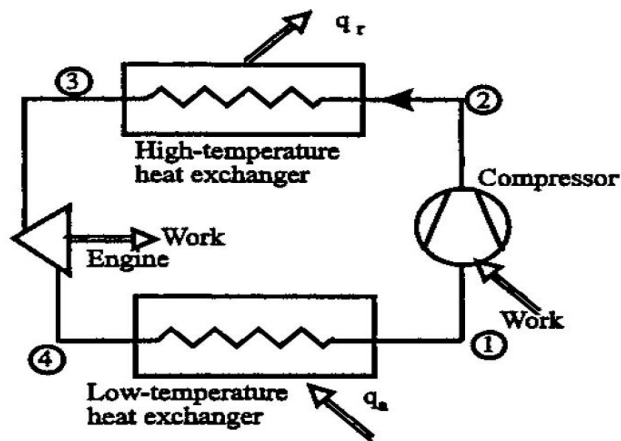


Figura 2 – Ciclo de refrigeração Carnot [1]

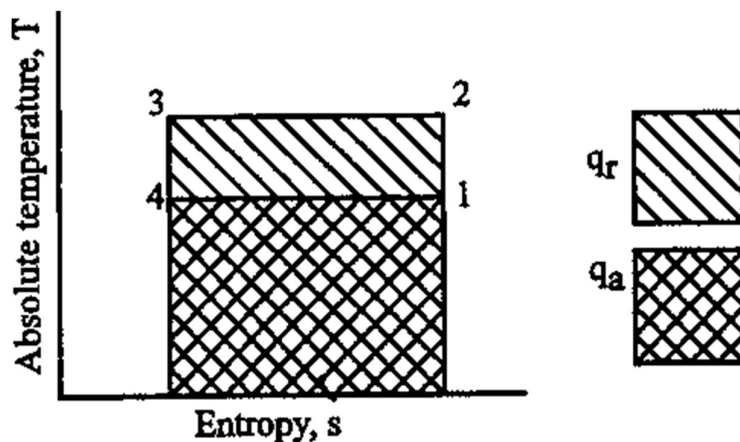


Figura 3 – Ciclo de Carnot (Temperatura-Entropia) [1]

Analisando a figura 3, verifica-se que a área do processo 2-3 corresponde ao calor rejeitado pelo sistema, enquanto a área 4-1, corresponde ao calor removido do ambiente a baixa temperatura.

Devido á forma retangular do ciclo de Carnot, pode-se dizer:

- $T_3=T_2$
- $T_4=T_1$
- $s_1=s_2$
- $s_4=s_3$

Logo, temos que a magnitude da refrigeração é:

$$q_a = T_1 (s_1 - s_4)$$

O calor rejeitado:

$$q_r = T_2 (s_2 - s_3)$$

Outra informação importante que podemos calcular através do gráfico presente na figura 3, é o trabalho realizado pelo ciclo:

$$q_a + \text{trabalho realizado} = q_r$$

Logo:

$$\text{Trabalho realizado} = q_r - q_a = (T_2 - T_1) (s_2 - s_1)$$

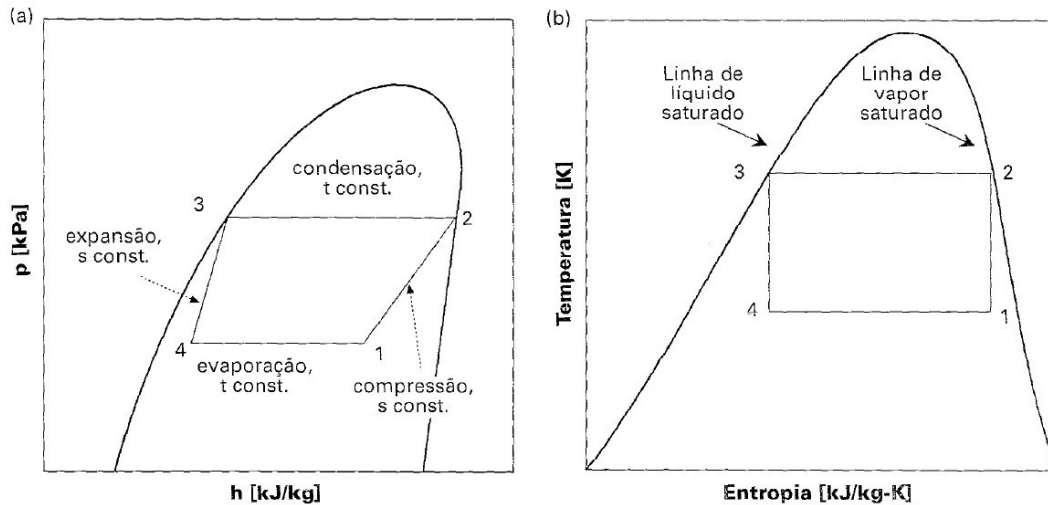


Figura 4 – Ciclo de Carnot contido na região de saturação num diagrama p-h (a) e T-s (b) [4]

O ciclo terá início no processo 4-1, em que o refrigerante se evapora à pressão constante. A evaporação originará uma mistura de líquido e vapor, sendo que no ponto 1 o refrigerante deverá estar num estado de vapor. Após o processo de compressão teremos o refrigerante num estado de vapor saturado. O processo seguinte será o da condensação do refrigerante a pressão constante, denominada pressão de condensação. O processo de condensação terá, como ilustrado, o seu final no ponto 3 onde o refrigerante se encontrará no estado de líquido saturado. Do ponto 3, o refrigerante iniciará o processo de expansão isoentrópica voltando ao ponto 4.

### 3.1.1. - COP

A eficiência de um ciclo é definida pelo rácio entre a energia na saída e a energia na entrada. Esta definição resulta bem para ciclos de potência, mas é um pouco ambígua quando se trata de sistemas de refrigeração. É por esse mesmo motivo adaptada, definindo-se a eficiência de um ciclo a relação entre a quantidade desejada e o custo para obter essa quantidade desejada. A quantidade desejada é a refrigeração e o custo é o trabalho que se realiza para obter essa mesma refrigeração. Esta eficiência de ciclo é chamada de COP (*Coefficient of performance*).

$$\text{COP} = \frac{\text{refrigeração}}{\text{trabalho realizado}} = \frac{q_a}{q_r - q_a} = \frac{T_1(s_2 - s_3)}{(T_2 - T_1)(s_2 - s_3)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Em qualquer ciclo é desejado um COP alto, visto que este indica que o trabalho que é necessário efetuar é pequeno para obter um determinado nível de refrigeração.

Para se obter um COP alto é necessário um consumo mínimo para uma determinada capacidade e para isso deve-se:

- Manter a temperatura de condensação ( $T_2$ ) o mais baixa possível;
- Manter a temperatura de evaporação ( $T_1$ ) o mais alta possível;

No entanto, é interessante observar que o COP é mais afetado por a elevação de um grau na temperatura de evaporação do que por uma variação igual na temperatura de condensação. O efeito das temperaturas de evaporação e condensação no COP não significa que estas possam ser fixadas arbitrariamente. Na realidade o ciclo de refrigeração remove calor de um ambiente a determinado nível de temperatura e rejeita-o noutro ambiente a um nível de temperatura superior. Os níveis de temperatura de evaporação e condensação são assim determinados pelo tipo de aplicação e pelo meio disponível para a rejeição do calor.

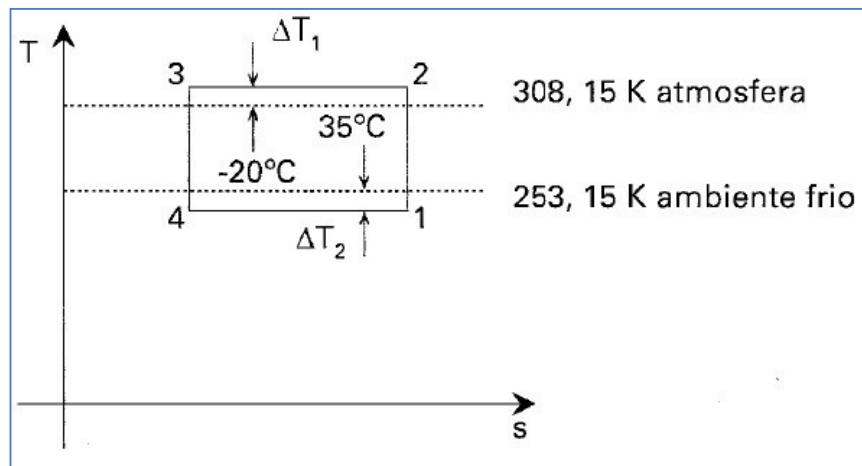


Figura 5 – exemplo de limites de temperatura num circuito de refrigeração [4]

Como se pode visualizar no exemplo dado pela figura 5, a temperatura do local a refrigerar é de  $-20^{\circ}\text{C}$  e a temperatura do ambiente onde se vai rejeitar o calor é de  $35^{\circ}\text{C}$ . Colocadas estas premissas, a temperatura de evaporação deverá ser inferior à temperatura do ambiente frio, permitindo desta forma a absorção de calor. Por sua vez a temperatura de condensação deverá ser superior à temperatura ambiente, possibilitando a rejeição do calor.

## 3.2 - Sistema de Refrigeração por compressão de vapor

### 3.2.1 - Ciclo Térmico Ideal

Um ciclo térmico real deveria ter para comparação o ciclo de Carnot por este ser o ciclo com maior rendimento térmico. No entanto devido às peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor que envolve processos de compressão e expansão, torna-se impossível não considerar o efeito do atrito, definindo-se outro ciclo ideal. Este ciclo ideal é aquele que terá melhor eficácia nas condições de trabalho do ciclo real. O ciclo teórico simples da refrigeração por compressão a vapor é mostrado na figura 6, construído por um diagrama de Mollier P-h.

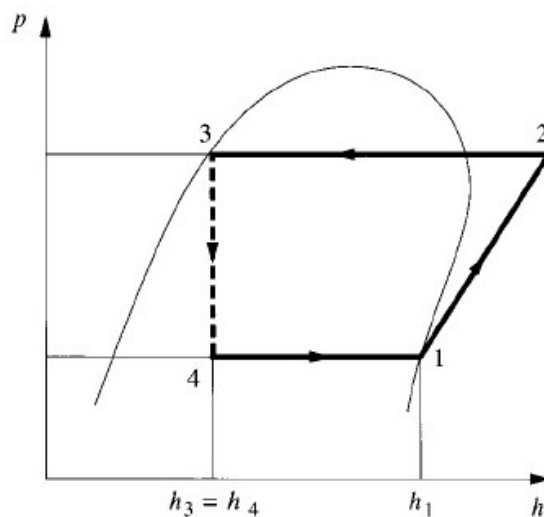


Figura 6 – Ciclo teórico de refrigeração por compressão a vapor [2] (adaptado)

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico, nos respetivos equipamentos são os seguintes:

1 - 2: Processo que ocorre no compressor, é um processo adiabático reversível, mantendo a entropia constante quando ocorre a compressão ( $S_1 = S_2$ ). O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador ( $P_0$ ) sendo então comprimido até atingir a pressão de condensação ( $P_C$ ) e com uma temperatura ( $T_2$ ) superior à temperatura de condensação ( $T_C$ ).

2 – 3: Processo que ocorre no condensador, é um processo de transferência de calor do refrigerante para o meio de arrefecimento, fazendo com que a temperatura ( $T_2$ ) de saída do compressor desça até à temperatura de condensação ( $T_C$ ), sendo de seguida o vapor condensado até se tornar líquido saturado à pressão de condensação ( $P_C$ ).

3 – 4: Processo que ocorre na válvula de expansão é um processo irreversível a entalpia constante, fazendo com que o líquido saturado à pressão de condensação ( $P_C$ ) fique à pressão do evaporador ( $P_0$ ). O facto de o processo ser irreversível faz com que a entropia do refrigerante ao deixar a válvula de expansão seja maior do que a entropia na sua entrada.

4 – 1: Processo que ocorre no evaporador, é um processo de transferência de calor a pressão constante ( $P_0$ ) e a temperatura constante ( $T_0$ ), fazendo com que o refrigerante que inicialmente se encontra no estado de vapor húmido passe a vapor saturado seco.

### 3.2.2 - Ciclo Térmico Real

O ciclo ideal é um conceito de extrema importância porque nos permite obter ideias e valores úteis à análise de um sistema de refrigeração. No entanto, como é expectável, do ciclo ideal para o ciclo real existem algumas diferenças que serão abordadas. Precisamos de saber como é que os sistemas reais se desviam dos ideais e uma das primeiras alterações é no esquema do sistema de refrigeração. Maior parte dos sistemas de refrigeração industrial incorpora um depósito (*receiver*), que permite a acumulação de líquido vindo do condensador e alimenta os evaporadores conforme a necessidade. A presença de um depósito não altera o ciclo de refrigeração.

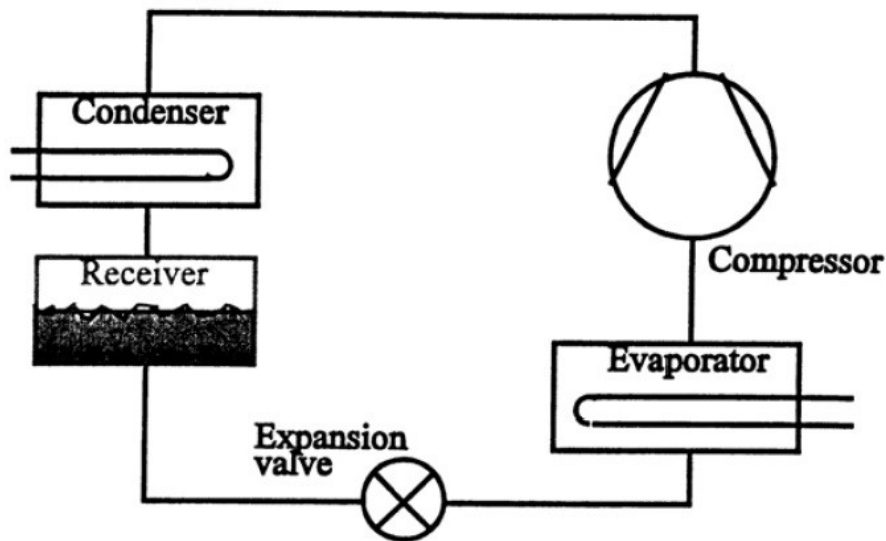


Figura 7 – Ciclo de refrigeração com depósito de líquido [1]

Outra das diferenças entre ciclos é que no real existe uma queda de pressão nas linhas de descarga, líquido e de sucção, assim como no próprio condensador e evaporador.

O refrigerante que sai do condensador pode encontrar-se num estado subarrefecido, facto que não é desejável visto que a energia que deveria ser usada para a condensação é usada para o subarrefecimento. Na saída do evaporador o refrigerante poderá estar ligeiramente sobreaquecido, prevenindo desta forma a entrada de refrigerante em estado líquido no compressor.

Comparando com o ciclo ideal, verifica-se que o processo de compressão é agora politrópico ( $S_1 \neq S_2$ ). Esta diferença pode provocar uma subida na temperatura de descarga do compressor, tornando-se num problema em relação a óleos lubrificantes usados em compressores frigoríficos e obrigando a um arrefecimento do compressor. Na figura 8 pode-se observar o efeito do sobreaquecimento e subarrefecimento no diagrama P-h.

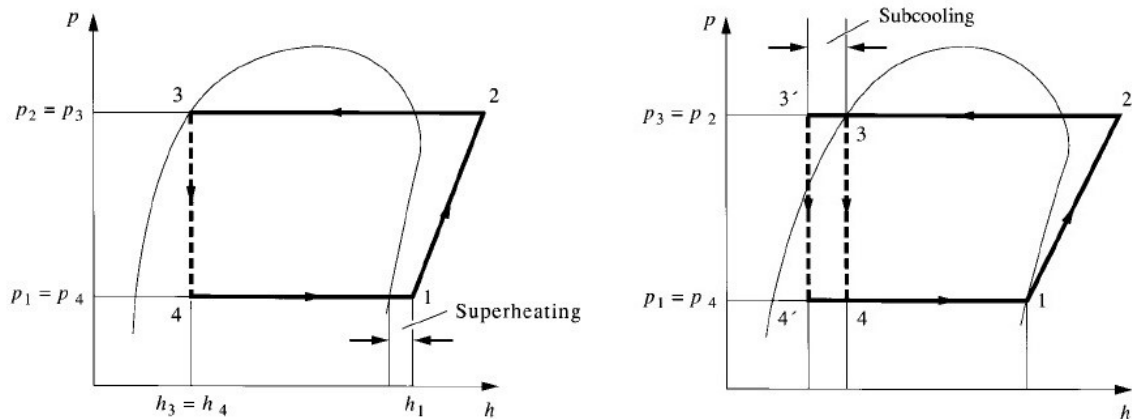


Figura 8 – efeito do sobreaquecimento e subarrefecimento no diagrama P-h [2] (adaptado)

### 3.3 - Sistemas Multipressão

Uma grande fração da refrigeração industrial opera com uma grande diferença entre temperaturas de evaporação e condensação, talvez 50°C a 80°C. Esta grande diferença de temperaturas impõe tanto oportunidades como problemas. Uma das oportunidades que se cria é a possibilidade de utilização de sistemas multipressão.

Um sistema multipressão é um sistema que é composto por mais de um nível de compressão. É um sistema de refrigeração que possui dois ou mais níveis de baixa pressão. Entende-se como baixa pressão aquela presente entre o dispositivo de expansão e da sucção do compressor. Um exemplo de um sistema de multipressão pode-se encontrar num matadouro, onde existem câmaras de congelamento de carne, que funcionam a -20°C e salas de trabalho cujos evaporadores funcionam a +5°C. Neste exemplo consideram-se apenas dois níveis de baixa pressão, mas os princípios aqui apresentados podem ser aplicados a sistemas com mais de dois níveis de baixa pressão.

#### Vantagens:

Em sistemas multipressão a recompressão do refrigerante reduz a potência requerida pelo compressor, para uma mesma capacidade de refrigeração. Este tipo de sistemas, quando comparado com um sistema simples tem como vantagens:

- Taxa de compressão menor para cada nível de compressão;
- Maior nível de refrigeração;
- Menor temperatura de descarga nos compressores;
- Maior flexibilidade para lidar com as variações de carga térmica;
- Reduz o desgaste do compressor, visto que necessita de uma menor capacidade (deslocamento volumétrico) para uma determinada pressão no evaporador e visto que a diferença de pressão de trabalho é mais reduzida.

#### Desvantagens:

- Custo inicial superior;
- Complexidade de projeto e construção maior;

A pressão entre a descarga do compressor de alto nível e a linha de sucção do compressor de baixo nível de um sistema de multipressão tem a denominação de pressão intermédia.

A análise dos sistemas multipressão, permitirá a introdução e estudo de vários aspetos importantes, entre os quais a remoção do gás “flash” e a refrigeração intermédia.

### 3.3.1. - Remoção do gás “flash”

O processo que ocorre na válvula de expansão suscita algumas dúvidas quanto à sua eficiência, visto que a linha correspondente ao processo 3-4 indica um aumento progressivo da fração de vapor. Inicialmente o refrigerante encontra-se em estado líquido à pressão de condensação e concluído o processo de expansão o refrigerante encontra-se então à pressão de evaporação sendo constituído por vapor e líquido. Este vapor é incapaz de absorver calor no evaporador e no entanto requer trabalho do compressor para atingir a pressão de condensação. Para efeito de análise, suponha-se que o processo de expansão é interrompido, resultando daí o ponto 3 como demonstrado na figura 9. Este ponto corresponde a uma mistura de vapor e líquido saturado.

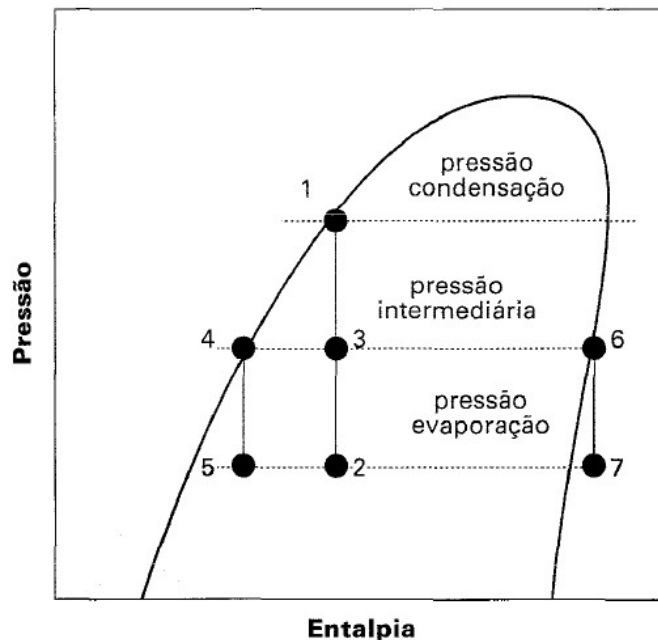


Figura 9 – Processo no dispositivo de expansão [4]

Com a intenção de resolver o problema do vapor ineficiente para a refrigeração é introduzido no ponto 3, após o processo de condensação, um equipamento denominado tanque flash ou economizador. Ao entrar neste tanque e ao passar pela válvula controladora de nível, parte do refrigerante transforma-se em vapor, provocando o arrefecimento do restante líquido até uma temperatura de saturação e uma pressão, denominada pressão intermédia. No tanque o vapor é encaminhado para um compressor, comprimido novamente até à pressão de condensação, enquanto o líquido (mais denso que o gás), sai do tanque (ponto 4) e é estrangulado pela válvula de expansão até à pressão de evaporação (ponto 5). Este processo é demonstrado na figura 10.

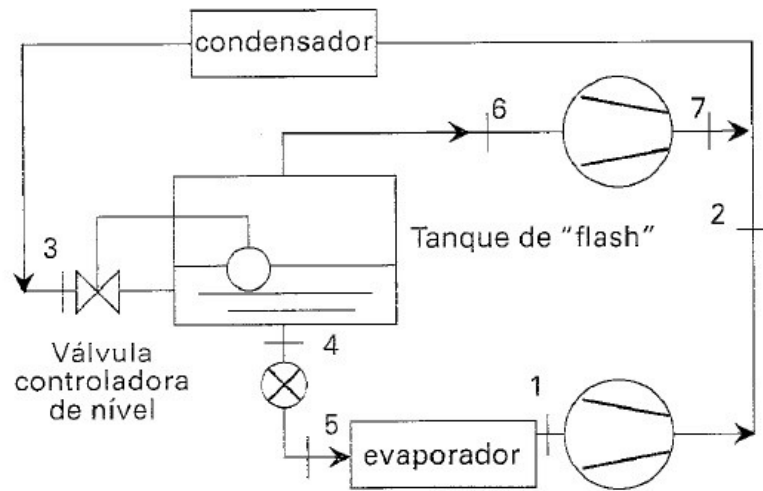


Figura 10 – Remoção e compressão do gás “flash” [4] (adaptado)

O ciclo com um tanque flash apresenta algumas vantagens e desvantagens quando comparado com o ciclo normal. Entre as primeiras está a redução da potência de compressão para uma mesma capacidade de refrigeração. Deve-se ainda sublinhar que esta redução na potência de compressão torna-se maior à medida que se aumenta a diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação. Implícito na redução da potência de compressão está a redução da potência do compressor principal, que implica também uma redução na dimensão das linhas de líquido para o evaporador e linhas de sucção. Como desvantagens a mais relevante é a necessidade de um maior investimento inicial, para a instalação do tanque, da válvula de boia e do compressor secundário. Outra desvantagem é a necessidade de a linha que liga o tanque flash ao evaporador ter de ser termicamente isolada, devido à baixa temperatura a que o líquido circula.

### 3.3.2 - Refrigeração de Líquido

Alguns dos benefícios da remoção do gás-flash podem ser obtidos através da refrigeração de líquido. Este método é bastante usado e consiste na imersão de um tubo no líquido presente no separador intermédio - figura 11. O líquido proveniente do condensador entra no separador e transfere o calor para o líquido a baixa temperatura. Este método é uma espécie de remoção de gás flash, mas tem como principal vantagem a de manter o líquido a alta pressão. Por este motivo, pode percorrer longas distâncias, suportando algumas perdas de pressão sem nunca passar a vapor. Apresenta como maior desvantagem o facto de não poder ser refrigerado até ao ponto de saturação, visto que a operação tem de decorrer com uma diferença entre a temperatura do líquido intermédio e o líquido refrigerado.

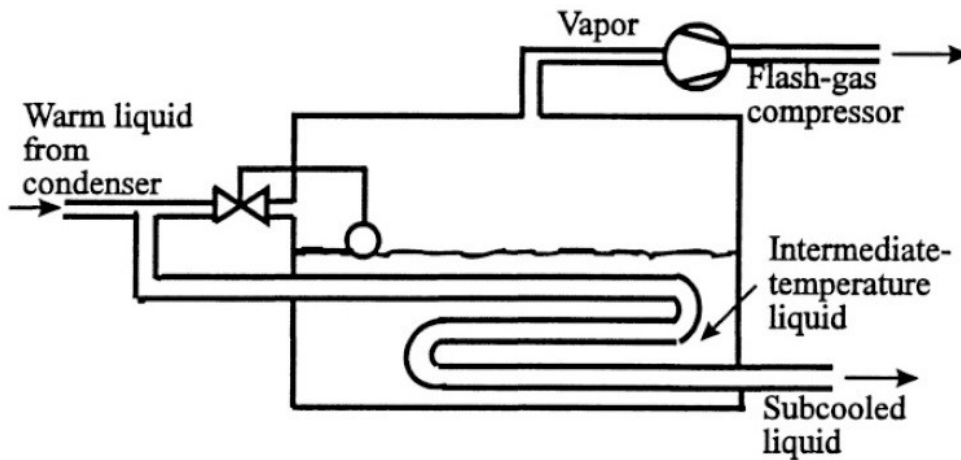


Figura 11 – Refrigeração com a imersão de um tubo no líquido presente no separador intermédio [1]

3.3.3. - Refrigeração Intermédia

Este processo implica que ao invés de uma compressão que leve o refrigerante da pressão de evaporação à pressão de condensação diretamente, seja feita uma compressão em duas etapas. Com recurso à figura 12 verifica-se que após uma primeira compressão 1-2 é efetuada uma refrigeração intermédia, após a qual o refrigerante é novamente comprimido, atingindo então a pressão de condensação.

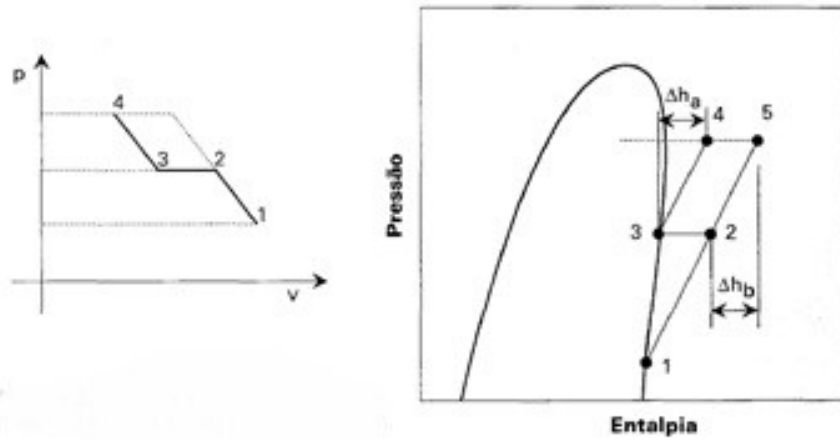


Figura 12 – Refrigeração intermédia em diagramas P-V e P-H [4]

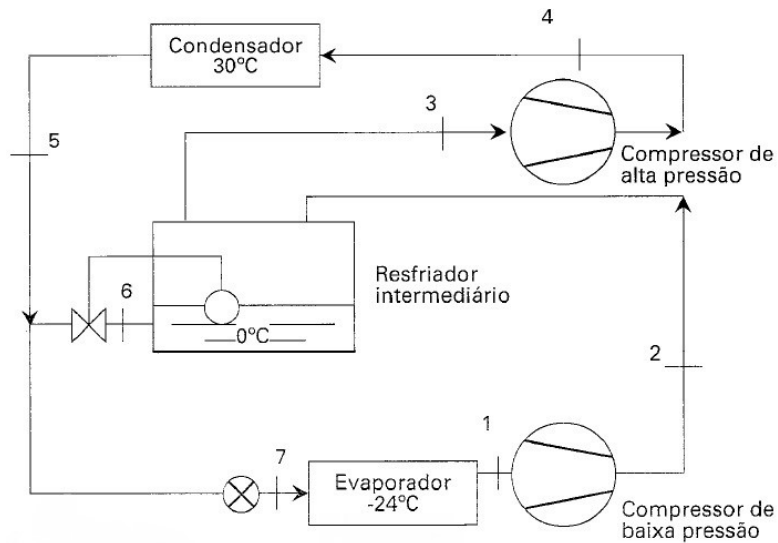


Figura 13 – Ciclo com refrigeração intermédia [4] (adaptado)

No ciclo apresentado na figura 13 o vapor de descarga do compressor de baixa pressão é borbulhado no líquido saturado à pressão intermédia, obtendo desta forma a refrigeração desejada, sendo de seguida encaminhado para o compressor de alta pressão.

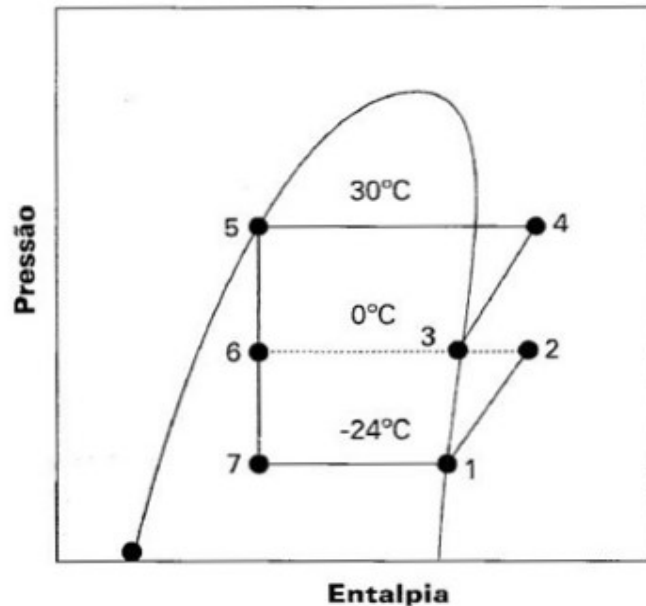


Figura 14 – Diagrama P-H com refrigeração intermédia [4]

A principal razão para a utilização deste processo está na tentativa de limitar a temperatura de descarga do compressor, que ao ser muito alta pode comprometer a lubrificação do compressor (no caso de compressores alternativos), além de comprometer a funcionalidade e reduzir a durabilidade das válvulas de descarga. Nem sempre a utilização deste processo implica a redução na potência de compressão.

Dois métodos para a obtenção da refrigeração intermédia são apresentados na figura 15. Em 15 A) temos o método que consiste, como já referido anteriormente, na imersão da linha de descarga do compressor de baixa, abaixo do nível do líquido presente no separador, causando desta forma o borbulhar e a evaporação de líquido. Outro método possível, apresentado na figura 15 B), passa por injetar líquido (spray) diretamente na linha de descarga do compressor de baixa e desta forma vaporizar o líquido para baixar a temperatura da descarga.

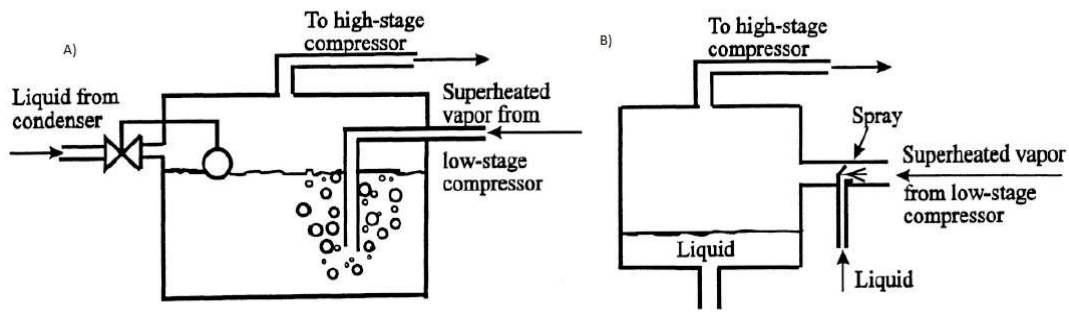


Figura 15 – Métodos para obtenção da refrigeração intermédia [1] (adaptado)

O conceito da imersão do vapor de descarga no líquido presente no separador é do ponto de vista de transferência de calor um processo com um alto nível de eficiência. No entanto apresenta algumas desvantagens. Uma delas é que o tubo de descarga deve ser submerso no líquido a uma distância entre 0,6-1,2m da superfície do líquido. Devido à carga estática do líquido no separador, a pressão de descarga vai ser ligeiramente superior à pressão na superfície do líquido, tendo para isso o compressor que desenvolver trabalho extra. Uma segunda desvantagem está na turbulência que o borbulhar do líquido causa dentro do separador, tornando o objetivo de separação do vapor e do líquido uma tarefa mais difícil.

Embora o método da injeção (spray) não permita atingir o grau de refrigeração que o método de imersão atinge, tem como vantagem a não criação de tanta turbulência no separador. Muitas vezes o líquido a ser injetado provém do condensador, passando antes por uma válvula de expansão. O controlo do nível dentro do separador é feito por uma válvula e um sensor térmico que mede a temperatura de saída do vapor para o compressor de alta. Se a temperatura for alta a válvula abre mais, para permitir a passagem de mais líquido para o separador.

### 3.3.4 - Dois níveis de evaporação e um nível de compressão

Embora o termo multipressão seja geralmente entendido como um sistema com vários níveis de compressão é também possível encontrar aplicações com dois níveis de evaporação e apenas um nível de compressão. Neste tipo de sistemas a temperatura de sucção do compressor é a mesma que a temperatura do evaporador de baixa temperatura. Uma válvula reguladora de pressão controla a pressão no evaporador de alta temperatura. Este tipo de aplicação pode ser utilizado onde exista a possibilidade da baixa temperatura ser prejudicial ou indesejada (salas de trabalho, salas de produtos descongelados, etc.).

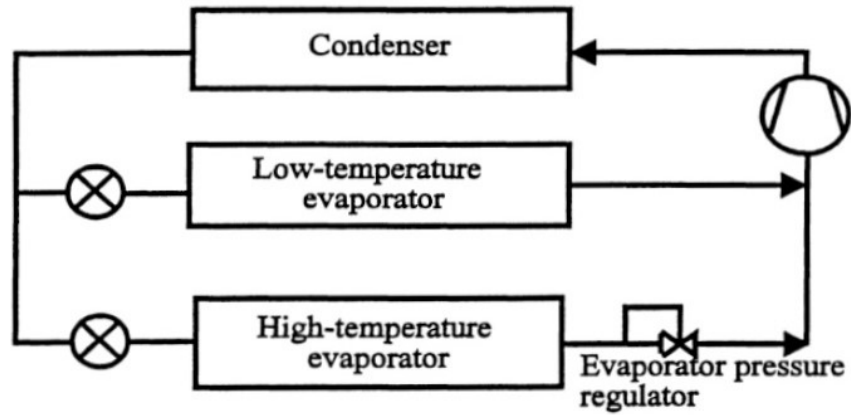


Figura 16 – Sistema de uma única compressão e dois níveis de temperatura de evaporação – uso de válvula reguladora de pressão [1]

### 3.3.5. - Compressão de duplo estágio e uma única temperatura de evaporação

Os sistemas de duplo estágio incluem no seu sistema um separador intermédio que serve um ou mais evaporadores que operam a uma única temperatura de evaporação. Um diagrama deste ciclo é mostrado na figura 17.

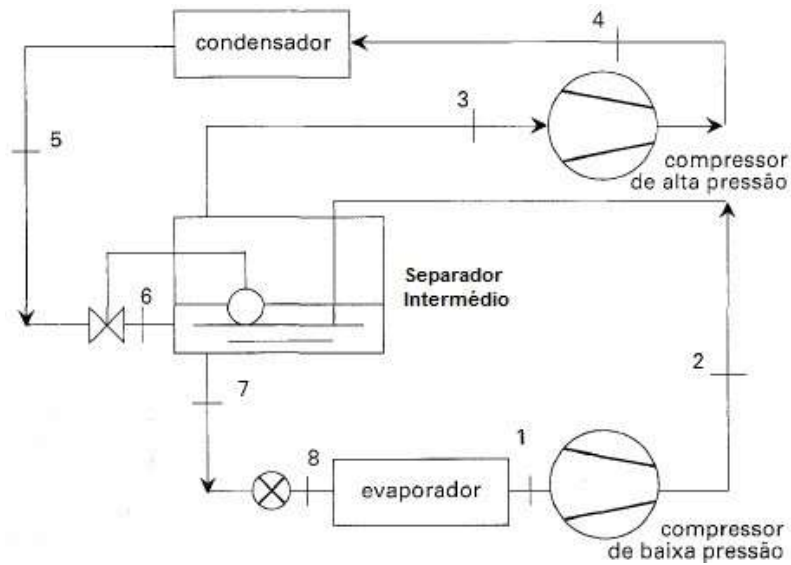


Figura 17 – Sistema de duplo estágio com separador intermédio [4]

O refrigerante no estado líquido proveniente do condensador passa pela válvula controladora de nível, sendo recolhido no tanque que faz o papel de refrigerador intermédio e de tanque “flash”. O refrigerante líquido separado do vapor é enviado ao evaporador através do dispositivo de expansão. Todo o vapor produzido e presente no tanque é enviado para o compressor de alta pressão e comprimido até à pressão de condensação.

Quando se trata de um sistema de duplo estágio de compressão com uma única temperatura de evaporação, resta ainda estudar qual o valor de pressão intermédia que exigirá uma capacidade de pressão combinada mínima, designada por pressão intermédia otimizada. Por comparação a pressão intermédia otimizada para um sistema de compressão de ar é:

$$p_{int,0} = \sqrt{(p_{aspiração})(p_{descarga})}$$

A pressão intermédia otimizada para um sistema duplo de compressão de vapor será ligeiramente superior à demonstrada na equação anterior, visto que neste tipo de sistema tem de se ter em consideração a quantidade de refrigerante responsável pela refrigeração intermédia. A pressão intermédia para estes sistemas será portanto mais alta para reduzir o fluxo de refrigerante para a refrigeração intermédia e também para reduzir a potência total necessária para compressão.

3.3.6 - Compressão com duplo estágio e dois níveis de temperatura de evaporação

Determinadas aplicações exigem que a instalação frigorífica opere a distintas temperaturas de evaporação.

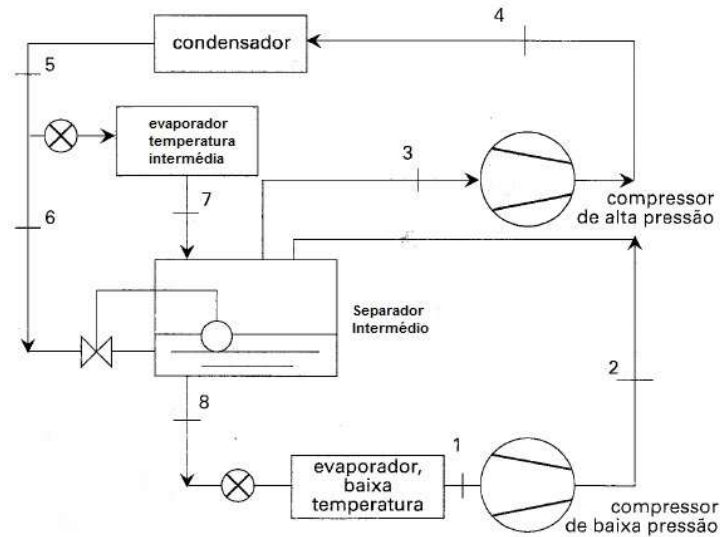


Figura 18 – Sistema de compressão duplo com dois níveis de temperatura de refrigeração [4]

No circuito apresentado na figura 18, o vapor que deixa o evaporador de alta temperatura é encaminhado para o refrigerador intermédio, sendo de seguida aspirado pelo compressor de alta pressão. O líquido presente no separador segue para o evaporador de baixa temperatura. Neste tipo de aplicações a pressão intermédia otimizada é regulada para cumprir os requisitos da temperatura do evaporador intermédio. No entanto, a alteração da pressão intermédia afetará, embora com efeito mínimo, a potência total necessária à compressão.

## 4 - Componentes do Sistema

### 4.1 – Compressores

Os compressores de refrigeração são o coração de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Tem a função de aumentar a pressão do refrigerante para que possa ser condensado para líquido, manipulado e evaporado para produzir o efeito de refrigeração.

Os compressores podem ser de deslocamento positivo ou dinâmicos. Um compressor de deslocamento positivo aumenta a pressão do refrigerante, reduzindo o volume interno da câmara de compressão. Os compressores dinâmicos aumentam a pressão do refrigerante principalmente devido à conversão de pressão dinâmica em pressão estática.

Como compressor de deslocamento positivo temos:

- Compressor alternativo: compreende um ou mais conjuntos de pistões e cilindros. O processo de compressão é efetuado em três etapas, denominadas de aspiração, compressão e descarga.
- Compressor rotativo de parafuso: constituído por dois rotores helicoidais, sendo um macho e outro fêmea, num invólucro estacionário com aberturas de sucção e descarga.
- Compressor de palhetas: o gás é comprimido num volume específico contra o cilindro, com as palhetas deslizantes forçadas contra a parede do cilindro. Quando o espaço entre palhetas passa em frente à abertura de sucção, o volume é grande. À medida que se desloca em torno do cilindro, o gás é comprimido visto que o volume vai-se tornando cada vez menor, atingindo o mínimo de volume e conseqüentemente o valor máximo de pressão ao passar pela abertura de descarga.
- Compressor Scroll: o gás passa entre duas espirais, sendo uma fixa e outra móvel. Conforme a espiral se movimentar, o gás é levado para o centro, o que faz com que a sua pressão aumente.

Como compressores dinâmicos temos:

- Compressor centrífugo: o gás entra de forma paralela ao eixo do rotor e sai perpendicularmente. Passa sucessivamente por cilindros conferindo-lhe estágios necessários ao aumento parcial da pressão até atingir a pressão de descarga.
- Compressor axial: constituído por palhetas fixas e palhetas móveis. As palhetas móveis têm o objetivo de acelerar o gás enquanto as palhetas fixas reduzem a velocidade e aumentam-lhe a pressão. O gás sai de forma paralela ao eixo do rotor.

Os compressores podem ser ainda classificados pela pressão de evaporação:

1. Baixa pressão;
2. Média/Alta pressão;
3. Pressão comercial;

Na figura 19 são apresentadas as temperaturas de evaporação de acordo com as gamas de aplicação:

Gama de Aplicação	Temperatura de evaporação
Baixa Pressão de Evaporação (LBP)	-34,4 a -12,2°C
Média/Alta Pressão de Evaporação (MBP/HBP)	-15,0 a +12,8°C -20,0 a +10,0°C
Pressão Comercial de Evaporação (CBP)	-17,8 a +10,0°C
Alta Pressão de Evaporação/Condicionador de Ar (HBP/AC)	0,0 a +12,8°C

Figura 19 – Gamas de aplicação de compressores [9]

O uso de um compressor fora da sua gama de aplicação pode resultar nas seguintes consequências:

- Perda de rendimento;
- Superaquecimento;
- Alto consumo de energia;
- Redução do tempo de vida útil do compressor e componentes;

Dependendo da conceção de construção os compressores podem ser:

- **Herméticos:** tanto o compressor como o motor de acionamento estão localizados no interior de uma carcaça, minimizando as fugas de refrigerante e sendo os enrolamentos do motor na maioria dos casos arrefecidos pelo vapor da linha de sucção e em casos especiais arrefecidos por água refrigerada. A referida carcaça só apresenta no seu exterior os acessos para entrada e saída de refrigerante e para as ligações elétricas do motor.
- **Semi-Herméticos:** o compressor e o motor de acionamento estão localizados no interior de uma carcaça, mas é permitido o acesso para reparação e manutenção de pistões e válvulas.
- **Abertos:** o compressor e o motor de acionamento estão localizados em duas carcaças diferentes, tendo o compressor um eixo de acionamento que atravessa a carcaça para ligar ao motor. Nestes compressores deve ser prevista uma vedação especial, de forma a evitar as fugas de gás refrigerante ou infiltração de ar externo, quando a pressão do sistema for inferior à atmosférica.

### 4.1.1. - Compressores Alternativos

O compressor alternativo é um dos compressores mais utilizados na refrigeração industrial, em sistemas de pequena e média capacidade. Tendo sido o tipo de compressor utilizado no início da refrigeração industrial soube acompanhar a evolução dos compressores rotativos, podendo hoje em dia encontrar-se compressores com velocidades superiores a 3000 RPM.

Tanto nos compressores herméticos como nos semi-herméticos o refrigerante está em contacto com os enrolamentos do compressor, existindo a necessidade de se utilizarem refrigerantes que não reajam com o cobre.

Um compressor do tipo aberto é normalmente mais eficiente do que um do tipo hermético, visto que no segundo o refrigerante passa pelo motor para o arrefecer, exigindo posteriormente maior capacidade de compressão devido ao seu superaquecimento.

Os compressores alternativos podem ser classificados:

- De um ou mais cilindros;
- Horizontais, verticais, em V, em W ou radiais;
- De simples ou duplo efeito – figura 20;

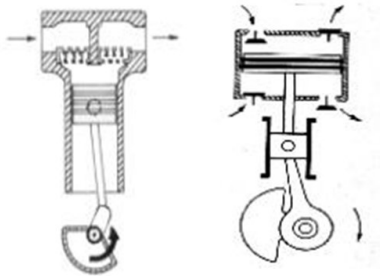


Figura 20 – Câmaras de compressor de efeito simples e de duplo efeito [9]

Um compressor de simples efeito efetua um ciclo (admissão, compressão e descarga) por cada movimento completo do pistão. Um compressor de duplo efeito efetua dois ciclos por cada movimento do pistão, visto que possui duas câmaras.

### Processo de compressão

O processo de compressão no cilindro é constituído pelas seguintes fases:

- Admissão;
- Compressão;
- Descarga;

**Admissão ou sucção** – Quando o pistão começa o movimento descendente a válvula de admissão abre. O movimento descendente do pistão faz com que a pressão interna diminua permitindo a entrada de refrigerante (em estado gasoso) na câmara. A fase da admissão termina assim que o pistão inicia o seu movimento ascendente.

**Compressão** – O início do movimento ascendente origina um ligeiro incremento da pressão dentro do cilindro fazendo com que a válvula de admissão feche. O refrigerante está agora confinado a um determinado volume e conforme o pistão sobe, esse volume vai diminuindo, fazendo com que a temperatura e pressão aumentem. A compressão continuará a decorrer enquanto a pressão dentro da câmara não atingir o valor que abre a válvula de descarga.

Descarga – Com a pressão interna da câmara a ser maior do que a das molas de descarga, estas abrem-se permitindo o escoamento do refrigerante a alta pressão e temperatura. Este processo começa antes do fim do movimento ascendente e termina quando o pistão inicia o movimento descendente.

A figura 21 mostra esquematicamente o princípio de funcionamento de um compressor alternativo.

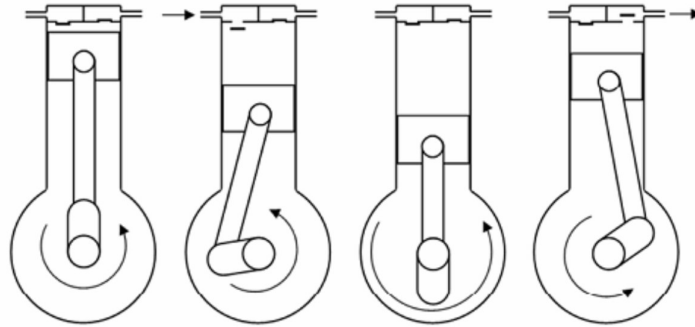


Figura 21 – Princípio de Funcionamento de um compressor alternativo [10]

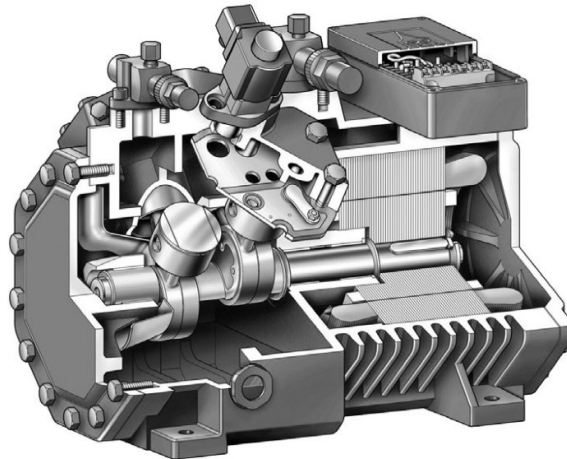


Figura 22 – Compressor Alternativo [6]

As duas características a nível de performance mais importantes são a capacidade de refrigeração e a energia necessária para a compressão. Estas são afetadas por vários fatores, entre eles e com maior influência estão a temperatura de descarga e sucção do compressor.

#### 4.1.1.1 - Controlo de capacidade

Um sistema que opera em regime permanente reage a uma redução da carga térmica diminuindo a pressão e a temperatura de evaporação. Estas mudanças nas condições de evaporação resultam na redução da capacidade do compressor, que acaba por ser igual à nova carga térmica. A redução da temperatura de evaporação pode resultar em formação de gelo na serpentina do evaporador, que para além de dificultar a passagem do ar e conseqüentemente a diminuição da pressão, reduz o fluxo de refrigerante que passa na serpentina.

No caso de compressores do tipo hermético que são arrefecidos pelo fluxo de gás refrigerante, a redução deste fluxo coloca em causa o sistema de refrigeração do compressor, originando o aumento da temperatura de operação do motor.

Diversos métodos são utilizados na redução e controlo da capacidade do compressor:

- Tudo ou nada (On-Off): indicado para sistemas de pequeno porte onde exista apenas uma variação ligeira da temperatura, evitando desta forma muitas paragens e arranques do compressor. Para isso é necessário que a carga térmica seja moderadamente constante. O compressor nesta situação pode ser atuado por um termóstato localizado no espaço onde está a carga térmica.
- Controlo por descarga dos cilindros: este método é aplicado com frequência nos compressores semi-herméticos. O controlo faz-se através da atuação de válvulas solenoides que por sua vez comandam o sistema hidráulico que age nos cabeçotes dos compressores, descarregando-os como se pode visualizar na figura 23. Ao descarregar-se o cilindro faz-se com que a válvula de sucção permaneça constantemente aberta. Desta forma o refrigerante entra no cilindro, mas não é comprimido, pois sai pela válvula de sucção quando o pistão sobe.

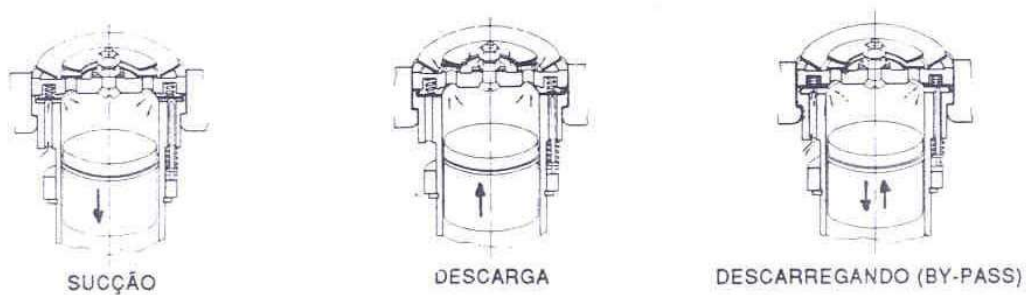


Figura 23 – controlo por descarga dos cilindros [32]

- Cavity de alívio: consiste num espaço deixado na cabeça dos cilindros com o intuito de aumentar o volume efetivo, permitindo o controlo da capacidade do compressor. Ao fim de cada ciclo e quando a válvula da cavity de alívio está aberta, o espaço enche-se de gás a alta pressão. No início da sucção este gás retorna ao cilindro, expandindo-se até à pressão de sucção antes que o vapor de baixa pressão entre no cilindro, controlando desta forma a capacidade do compressor.
- Bypass: o controlo por válvula de bypass é constituído por uma abertura na lateral do cilindro, que permite o retorno de parte do gás refrigerante diretamente à sucção na primeira parte da compressão. A percentagem de gás que retorna é determinada pela abertura da válvula. Com a válvula de ajuste de capacidade totalmente aberta, o volume do cilindro abaixo da abertura, retorna todo à sucção - Figura 24.

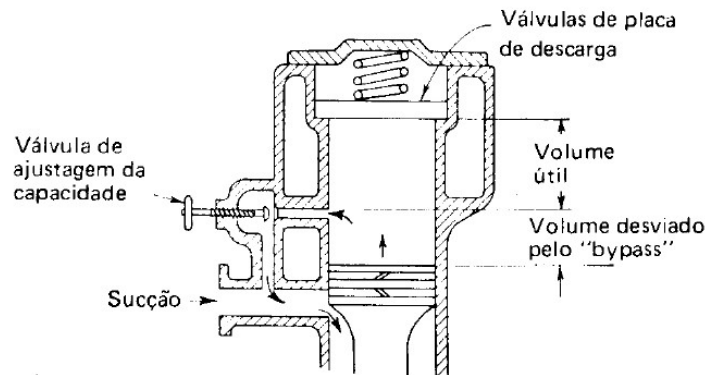


Figura 24 – Controlo de capacidade através de válvula de bypass [9]

- Compressores de várias velocidades: pressupõe a utilização de motores com várias velocidades de maneira a regular a capacidade do compressor. Embora não seja muito aplicado, a utilização de um variador de frequência é também uma opção para o controlo da capacidade.
- Fecho parcial da tubagem de sucção: o fecho parcial da tubagem de sucção faz com que o compressor trabalhe a uma pressão de sucção inferior ao da tubagem, reduzindo assim a sua capacidade.

- Controlo por derivação (bypass) de gás quente: este sistema funciona como solução para casos em que os compressores já estão a trabalhar com a capacidade mínima. Se um compressor estiver a trabalhar com a capacidade mínima e a carga térmica for inferior à capacidade resultam deste fator vários problemas para o sistema. Como solução propõe-se que se crie um bypass de gás quente para a linha de sucção, como ilustrado na figura 25, criando assim maior carga térmica e proporcionando uma pressão e temperatura estável na sucção. A passagem de gás quente para o sistema de baixa pressão é regulada por válvulas moduladoras atuadas por pressão. Logo que a pressão de sucção do compressor desce até o ponto de regulação da válvula, esta modula o fluxo de gás quente, estabilizando a pressão e a temperatura do lado de baixa. Estas válvulas são normalmente reguladas para fazer o bypass de uma carga de calor equivalente à capacidade mínima do compressor. Desta forma o compressor pode continuar a funcionar mesmo que a carga real seja zero.

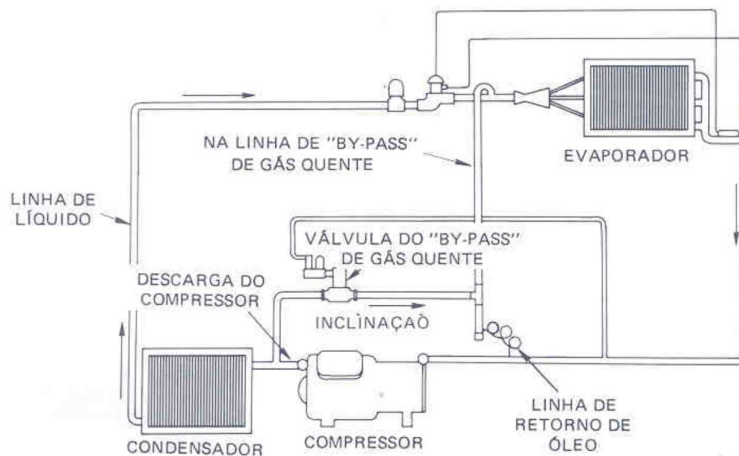


Figura 25 – Sistema de controlo por bypass de gás quente [32]

#### 4.1.2. - Compressores Parafuso

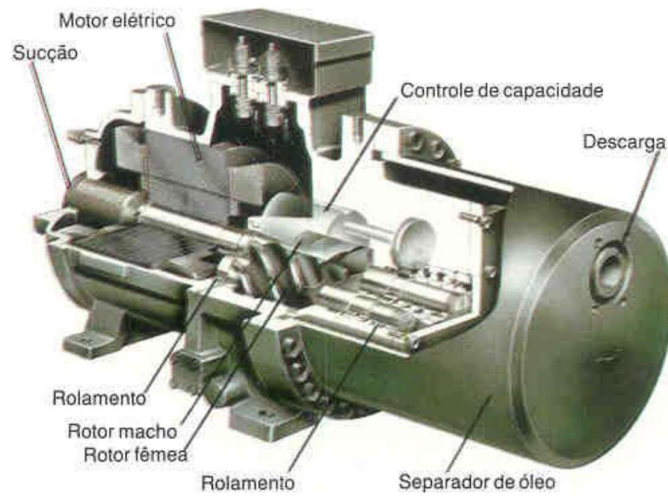


Figura 26 – Compressor parafuso [32]

As duas maiores categorias de compressores parafuso são o parafuso simples e parafuso duplo. O compressor de parafuso simples é constituído por um rotor helicoidal e duas rodas dentadas, sendo que o de parafuso duplo é constituído por dois rotores: um macho e um fêmea. Os compressores de parafuso duplo são mais utilizados que os simples, devido ao facto de apresentarem eficiência ligeiramente maior, de vibrarem menos e de serem menos ruidosos. São fabricados com potências de 70kW a 4500kW. Na figura 27 apresenta-se um corte transversal dos rotores de um compressor de parafuso duplo.

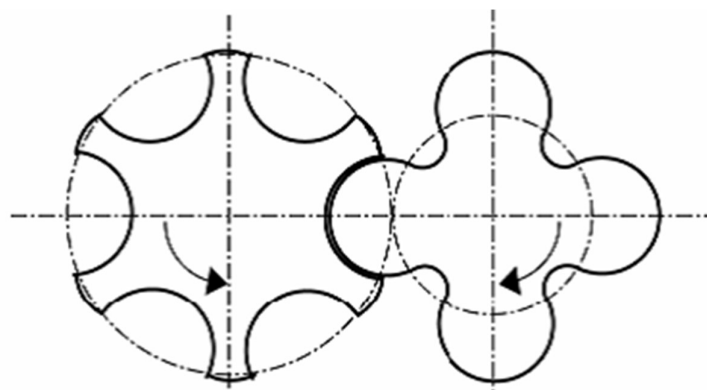


Figura 27 – Rotores de um compressor parafuso duplo [1] (adaptado)

**Admissão:** Conforme o rotor macho sai da cavidade do rotor fêmea, cria-se um espaço vazio. Esse espaço vazio encontra-se nessa altura em frente à porta de admissão de gases, que entram e preenchem a cavidade. A partir do momento em que a cavidade está completamente preenchida pelo gás, perde-se o contacto com a porta de admissão e inicia-se a compressão.

**Compressão:** Com a rotação o espaço entre rotores fica cada vez menor, fazendo com que o volume do gás diminua também. Na cavidade junto com o gás encontra-se também aproximadamente 30% de óleo, que efetua uma apreciável redução da temperatura final dos gases comprimidos, com notável ganho energético para a compressão.

**Descarga:** Quando a pressão do gás for igual à pressão de descarga, a compressão estará então finalizada, momento no qual a cavidade aparece em frente à porta de descarga.

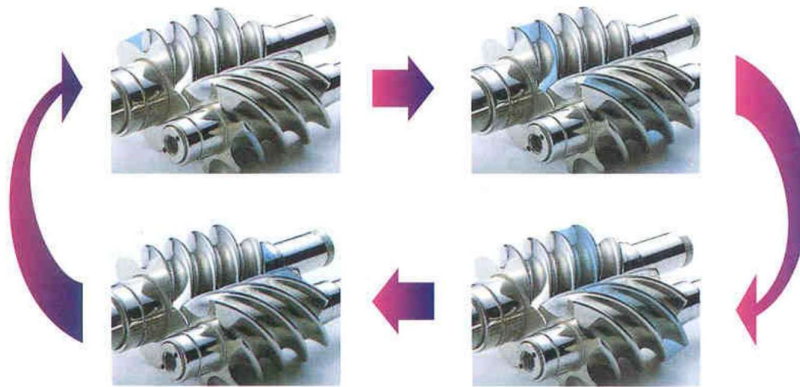


Figura 28 – Sequência de operação de um compressor parafuso [32]

### 4.1.2.1 - Relação de compressão

Esta é uma limitação dos compressores de parafuso, pois estão comprometidos a operar numa determinada relação de compressão. Significa, portanto, que para uma dada capacidade de descolamento volumétrico, o compressor possui uma proporção ideal entre o comprimento e o diâmetro do rotor combinados com definidos desenhos das janelas de admissão e descarga, para cada relação de compressão.

4.1.2.2 - Controlo de capacidade

O controlo de capacidade pode ser obtido através de uma válvula deslizante que se move paralelamente ao eixo do rotor e modifica o tamanho da abertura de acordo com a capacidade requerida. Esta válvula está localizada dentro do invólucro do rotor e pode ser controlada continuamente desde a plena capacidade até aproximadamente zero. O gás de sucção é desviado para a passagem de sucção antes da compressão, de forma que não é necessária nenhuma força adicional para obter a capacidade desejada, nem se registam perdas significativas.

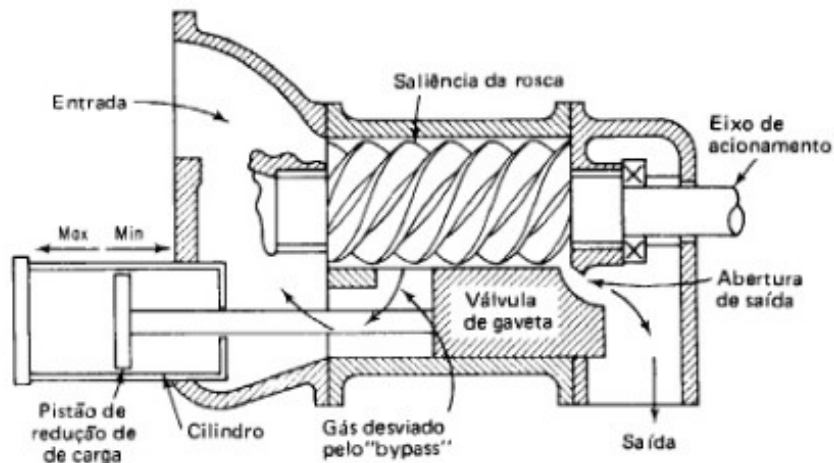


Figura 29 – Controlo de capacidade de um compressor parafuso [8]

Se o uso da válvula deslizante resultar no declínio da eficiência de compressão uma das alternativas mais atrativas é a variação de velocidade, recorrendo a motores de duas velocidades ou a variadores de frequência.

### 4.1.3 - Compressor de Palhetas

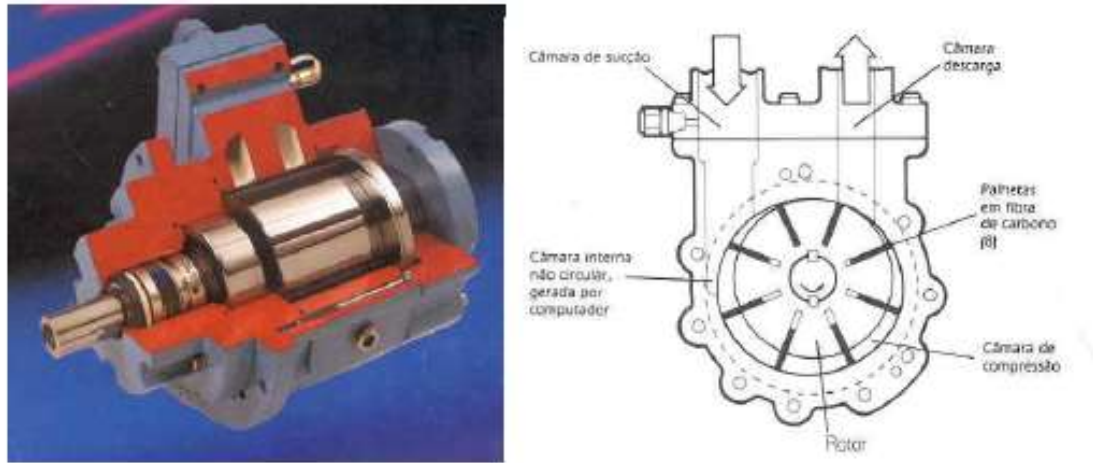


Figura 30 – Compressor de Palhetas [32]

Os compressores de palhetas podem ser:

- Compressores de palheta simples
- Compressores de múltiplas palhetas

Estes compressores devido ao movimento rotativo apresentam menor ruído em relação aos alternativos. Por esse motivo são frequentemente usados em congeladores domésticos, arcas domésticas, em equipamentos de ar-condicionado doméstico ou industrial e podem ser utilizados como compressores auxiliares (*boosters*) em sistemas de múltiplo estágio de compressão.

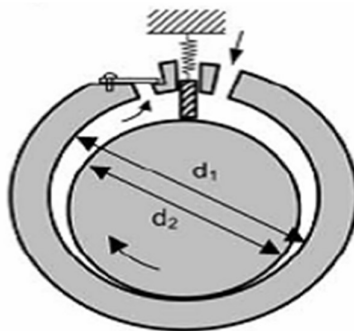


Figura 31 – Compressor de Palheta Simples [10]

Analisando a figura 31, observa-se que neste tipo de compressor a linha de centro do eixo de acionamento coincide com a do cilindro, porém é excêntrica em relação ao rotor, de maneira que o rotor e o cilindro permanecem em contacto à medida que gira. Uma palheta simples, acionada por mola, divide as câmaras de aspiração e descarga.

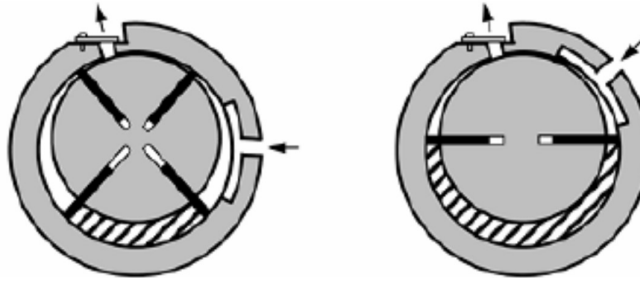


Figura 32 – Compressor de quatro e duas palhetas [10]

No compressor de palheta dupla o rotor gira em torno do próprio eixo, que não coincide com o eixo do cilindro. O rotor possui duas ou mais palhetas que permanecem em contacto com a superfície do cilindro pela ação da força centrífuga. Para o compressor de palheta dupla o deslocamento de cada rotação é proporcional ao dobro da área sombreada na figura 32. Para o de quatro palhetas o deslocamento é proporcional a quatro vezes a área sombreada. Até um determinado limite, o deslocamento por rotação cresce com o número de palhetas.

Embora os compressores rotativos sejam máquinas de deslocamento por causa do seu movimento giratório, do fluxo de gases e sucção mais constantes e suaves, eles são menos sujeitos a vibrações mecânicas e ao movimento de descarga associado ao compressor alternativo. Mas tal como no caso dos compressores alternativos, os compressores rotativos, experimentam perdas volumétricas e de compressão resultantes do movimento de admissão e descarga, passagem de óleo ao redor do elemento de compressão, aquecimento do cilindro, folga e atrito. Porém, dado que os volumes de folga e a reexpansão associada ao vapor de folga são pequenos, a eficiência volumétrica destes compressores é relativamente alta, variando entre os 60% e 80%, dependendo do projeto e das condições de operação.

#### 4.1.4 - Compressores Scroll

O compressor Scroll é um compressor do tipo hermético, o que significa que não se tem acesso aos seus componentes e que em caso de quebra ou avaria tem obrigatoriamente de ser substituído. O princípio de funcionamento do compressor Scroll é baseado num movimento orbital e difere fundamentalmente do tradicional compressor a pistão baseado num movimento alternativo, apresentando diversas vantagens como:

- Eficiência de 5 a 10% maior que um compressor alternativo de igual capacidade;
- Ausência de válvulas, sendo extremamente resistente a fugas de líquido;
- Menor quantidade de partes móveis em relação a um compressor alternativo;
- Operação suave e silenciosa;
- Baixa variação de torque com conseqüente aumento da vida útil e redução de vibração;
- A refrigeração do motor é efetuada pelo refrigerante, fazendo com que a temperatura dos enrolamentos do motor seja baixa, aumentando a sua eficiência e fiabilidade.

Para realizar o trabalho de compressão, o compressor Scroll é constituído por duas peças em forma de espiral, encaixadas face a face, uma sobre a outra. A espiral superior é fixa e apresenta uma abertura para a saída do gás. A espiral inferior é móvel, acionada por um motor com eixo excêntrico. A sucção do gás ocorre na extremidade do conjunto de espirais e a descarga ocorre através da abertura da espiral fixa. A espiral superior possui selos que deslizam sobre a espiral inferior, atuando de maneira semelhante aos anéis do pistão de um compressor alternativo, garantindo a vedação do gás entre superfícies de contacto das espirais.



Figura 32 – Compressor Scroll em corte; espirais do compressor scroll e sucção e descarga nas espirais [18]

O processo de compressão ocorre da seguinte forma:

1. Durante a fase de sucção o gás entra pela lateral da espiral;
2. As superfícies encontram-se formando bolsas de gás;
3. Na fase de compressão o volume da bolsa de gás vai progressivamente reduzindo, sendo o gás encaminhado para o centro da espiral.
4. Na fase da descarga o volume na parte central das espirais é reduzido a 0, forçando o gás a sair pela abertura de descarga.

### *4.1.4.1 - Controlo de capacidade*

O método mais comum para controlo de capacidades é a utilização de variadores de frequência para compressores de capacidade fixa. No entanto no caso de compressores moduladores, estes possuem portas de desvio que são controladas por um mecanismo de controlo, denominado anel de modulação. Estas portas permitem que durante a compressão o gás quente retorne à sucção, fazendo um bypass de refrigerante.

### 4.1.5 - Compressores Centrífugos

Os compressores centrífugos são utilizados em sistemas de grande porte devido à sua grande eficiência e fiabilidade. O refrigerante entra pela abertura central do rotor e devido à ação da força centrífuga, gerada pelas pás do rotor, ganha energia cinética à medida que é deslocado para a periferia. Do rotor o gás dirige-se para as pás do difusor ou para a voluta, onde parte da energia cinética é transformada em pressão.

Como vantagens estes compressores permitem o acoplamento direto e tem dimensões reduzidas, o rendimento volumétrico é alto e independente da relação de pressão do compressor. Não possui grande número de válvulas a não ser a da retenção da descarga e o seu funcionamento é mais silencioso quando comparado com outros tipos de compressores.

Como desvantagens este tipo de compressor não possibilita um grande incremento da pressão, pelo que em casos que seja necessária uma grande pressão, deverão ser usados sistemas de multipressão. Necessita de uma lubrificação eficiente visto que o atrito entre os rotores e a carcaça provoca um desgaste considerável.

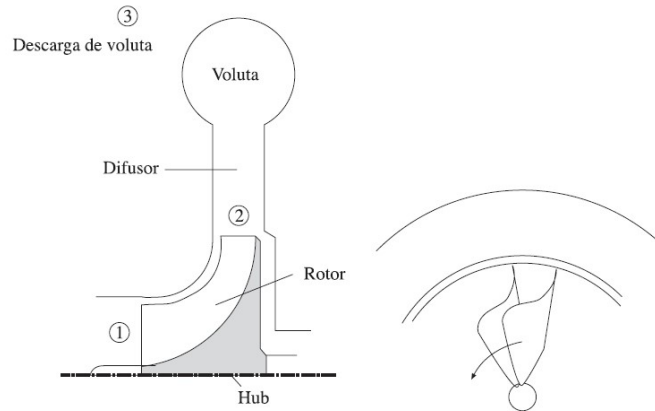


Figura 33 – Desenho Esquemático de um compressor centrífugo [10]

O funcionamento com uma carga térmica baixa causa sobreaquecimento do compressor. Por esta razão o mesmo não deve ser operado nestas condições continuamente, mas no caso de extrema necessidade de operação com cargas baixas, poderá ser necessária a instalação de um bypass para o gás quente.

### 4.1.5.1 - Controlo de capacidade

Os métodos mais eficientes utilizados no controlo de capacidade de compressores centrífugos são:

- Regulação das pás de pré-rotação na entrada do rotor
- Variação da rotação
- Pode-se desviar o refrigerante da descarga do compressor para a aspiração. Porém este não é um método com elevada eficiência.

### 4.1.6 - Compressores Axiais

O compressor axial é um compressor dinâmico formado por um ou mais estágios de compressão, sendo cada estágio composto por um par rotor/estator onde o gás refrigerante escoar em paralelo ao eixo do rotor. O rotor composto por palhetas móveis acelera o gás sendo o estator constituído por palhetas estáticas responsável pela desaceleração do gás transformando a enérgica cinética em entalpia com consequente ganho de pressão estática. Este processo é repetido em cada estágio até que a pressão desejada seja alcançada. Cada estágio produz pequenos aumentos de pressão, razão pela qual este tipo de compressor é geralmente composto por vários estágios.

Este tipo de compressor é adequado para instalações onde o fluxo constante e elevado seja necessário, com gases menos perigosos e cuja pressão de descarga não seja alta, embora seja possível obter taxas de compressão duas vezes superiores à dos compressores centrífugos, numa mesma carcaça.

#### 4.1.6.1 – *Controlo de capacidade*

O controlo de capacidades é possível através da alteração do ângulo das pás fixas do compressor, modificando a geometria do escoamento e produzindo uma ampla gama de possibilidades operacionais sem perdas significativas de rendimento. Uma desvantagem está na dependência de um mecanismo capaz de alterar simultaneamente a posição das pás.

## 4.2 - Condensadores

O condensador é o equipamento que tem como função rejeitar a energia absorvida na evaporação e o calor adicionado pelo compressor durante a compressão. O processo de rejeição do calor ocorre quando o refrigerante se encontra no estado de gás quente, sendo condensado para líquido e libertando o calor para a água e/ou ar.

A razão de rejeição de calor é o termo encontrado para relacionar a razão de transferência de calor entre um condensador e evaporador:

$$\text{razão de rejeição de calor} = \frac{\text{razão de calor rejeitado no condensador}}{\text{razão de calor absorvido pelo evaporador}}$$

Quando o motor do compressor é hermeticamente fechado, algum do calor associado com as ineficiências do motor elétrico é adicionado ao refrigerante, calor este que terá de ser rejeitado no condensador. Esta condição resulta num aumento da razão de rejeição de calor quando um compressor hermético é integrante do sistema.

As temperaturas de evaporação e condensação, também influenciam a razão de rejeição de calor.

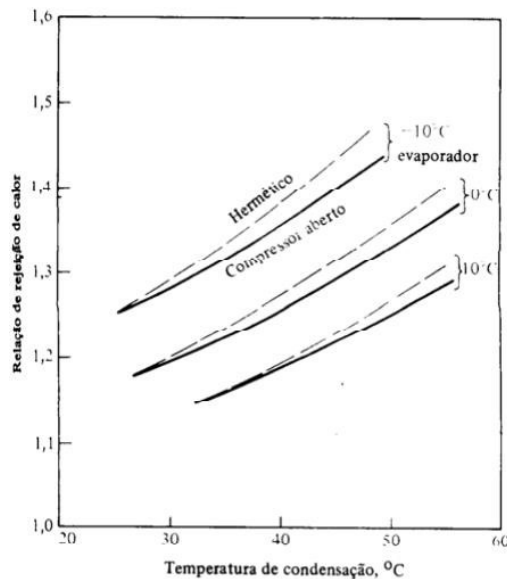


Figura 34 – Valores de razão de rejeição de calor em função das temperaturas de condensação e evaporação [11]

De acordo com o tipo de processo durante a condensação, os condensadores podem ser classificados como:

- Refrigerado a ar, Fig. 35;
- Refrigerado a água, Fig. 36;
- Evaporativo, Fig. 37;

### 4.2.1 – Condensador refrigerado a ar

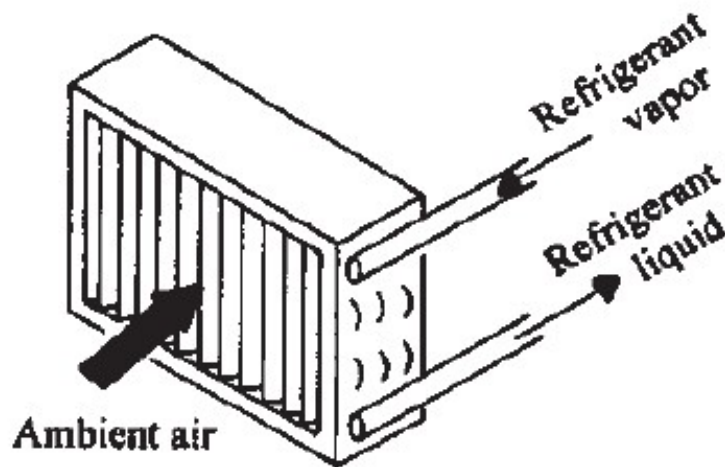


Figura 35 – Condensador refrigerado a ar [1]

No caso de o condensador ser refrigerado a ar, este é utilizado para absorver o calor da condensação durante todo o processo. São normalmente utilizados como parte integrante de um sistema de refrigeração de uma unidade fabril de pequena ou média capacidade. Podem também ser utilizados em situações em que não é economicamente viável a utilização de sistemas refrigerados por água, devido ao alto custo ou à indisponibilidade de água. Devem ser instalados num nível elevado em relação ao solo, para prevenir a acumulação de sujidade nas serpentinas e evitar qualquer obstrução de forma a garantir a entrada de ar frio e a saída de ar quente. As entradas de ar devem ser localizadas longe do lado de descarga de ar quente de forma a evitar a aspiração do mesmo pelos ventiladores. Devido à grande quantidade de ar que circula neste tipo de condensadores faz com que geralmente sejam muito ruidosos. Por esta razão devem ser consideradas as normas locais de ruído máximo e em algumas situações, especialmente em zonas residências, utilizar sistemas de controlo de velocidade dos ventiladores (motores de duas velocidades ou variadores de frequência).

#### 4.2.2 – Condensadores refrigerados a água

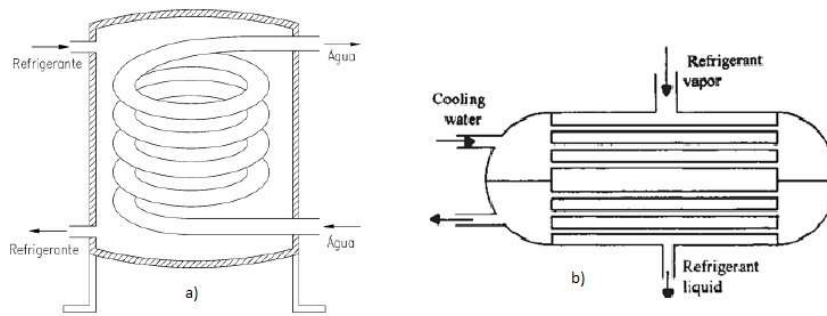


Figura 36 – Condensador refrigerado a água: a) *Shell and coil*; b) *Shell and tube* [10]

Os condensadores refrigerados a água, quando limpos e corretamente dimensionados, operam de forma mais eficiente que os condensadores refrigerados a ar, especialmente em períodos de elevada temperatura ambiente. Normalmente estes condensadores utilizam água proveniente diretamente de um rio, lago, mar, poço ou de uma torre de refrigeração.

Três tipos de condensadores refrigerados a água são conhecidos:

- Duplo-tubo:

O condensador de duplo tubo consiste em dois tubos, um dentro de outro. A água da condensação é bombeada para dentro do tubo de dentro e o refrigerante circula no espaço entre tubos. Devido à sua pequena área de condensação, este tipo de condensador é utilizado em pequenos sistemas de refrigeração.

- Carcaça e tubo horizontal (Shell and Tube):

O condensador de carcaça e tubo horizontal é constituído por uma carcaça cilíndrica no qual é instalada uma determinada quantidade de tubos horizontais e paralelos, ligados nas extremidades a duas placas. As chapas de tubos são soldadas à carcaça e perfuradas de modo a receber os tubos. Os tubos com as extremidades retificadas ou polidas são inseridos nos respetivos furos de chapas e as suas extremidades são soldadas ou trefiladas de modo a manter uma junta estanque ao gás. A água de refrigeração circula por dentro dos tubos e o refrigerante escoar dentro da carcaça, em volta dos tubos.

- Carcaça e serpentina (Shell and Coil):

Um condensador de carcaça e serpentina é muito semelhante ao condensador de carcaça e tubo horizontal. Consistem numa carcaça constituída por uma serpentina. Não possuem flanges removíveis, permitindo a sua limpeza apenas recorrendo ao uso de produtos químicos. A água passa através da serpentina e o gás refrigerante vindo do compressor é descarregado dentro da carcaça para se condensar no exterior dos tubos frios.

### 4.2.3 – Condensador evaporativo

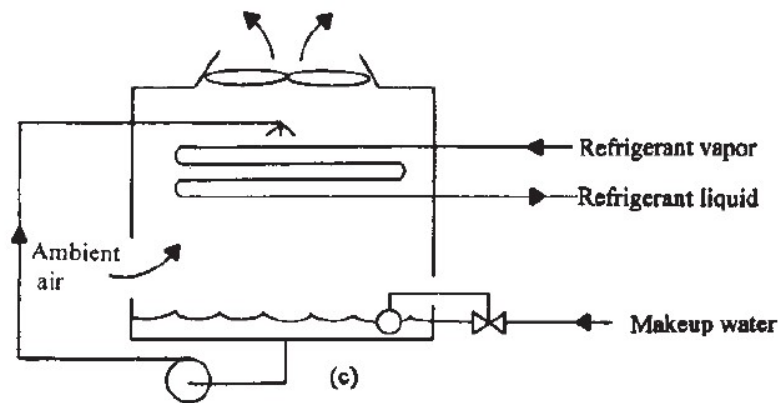


Figura 37 – Condensador evaporativo [1]

Os condensadores evaporativos são formados por uma espécie de torre de refrigeração mecânica, no interior da qual é instalada uma série de tubos por onde escoo o fluido refrigerante. O topo dessa torre é constituído por bicos injectores que pulverizam água sobre a tubulação de refrigerante, provocando a sua condensação. Ao mesmo tempo que uma parcela da água evapora e, num mecanismo combinado de transferência de calor e massa entre a água e o ar, esta é também refrigerada. A água que cai após passagem pela tubagem é recirculada por uma bomba sendo o nível de água controlado por uma válvula de boia presente na tubagem de reposição. Uma vantagem deste condensador em relação ao condensador refrigerado a água é que a bomba tem uma capacidade menor que a requerida pelo condensador refrigerado a água, traduzindo-se em menor consumo de energia. Para evitar a criação excessiva de incrustações nas zonas de contacto da água com o refrigerante superaquecido, algumas torres de refrigeração possuem uma serpentina acima da zona onde a água é borrifada. Esta serpentina tem a função de reduzir a temperatura do refrigerante pela troca de calor com o ar saturado que sai do condensador.

### 4.3 - Evaporadores



Figura 38 – Evaporador [15]

O evaporador é um componente no qual o refrigerante evapora extraindo o calor do ar circundante, da água ou de outras substâncias. É a parte do sistema de refrigeração onde o fluido refrigerante sofre uma mudança de estado, passando da fase líquida para a fase gasosa.

A eficiência do evaporador num sistema de refrigeração depende de três requisitos principais, que devem ser considerados no projeto e na seleção do mesmo:

- Deve ter uma superfície com dimensão suficiente para absorver a carga de calor necessária, sem uma diferença excessiva de temperatura entre o refrigerante e a substância a refrigerar.
- Deve possuir o espaço necessário para o refrigerante líquido e para que o vapor do refrigerante se separe do líquido.
- Deve ter espaço suficiente para a circulação do refrigerante sem queda de pressão excessiva entre a entrada e a saída.

Podem ser classificados de acordo com o meio a ser refrigerado ou de acordo com o tipo de alimentação do refrigerante.

Quanto ao tipo de alimentação podem ser secos ou inundados.

- Secos: o refrigerante entra no evaporador de forma intermitente através de uma válvula de expansão, geralmente do tipo termostática, sendo completamente vaporizado e superaquecido ao absorver calor enquanto escoar nos tubos. A principal desvantagem deste tipo de evaporador está relacionada com o seu,

relativamente baixo, coeficiente global de transferência de calor resultante da dificuldade em manter a superfície dos tubos molhada com refrigerante e de ter a superfície necessária para promover o superaquecimento.

- Inundados: O líquido após ser admitido por uma válvula de expansão do tipo boia, escoo através dos tubos da serpentina removendo o calor do meio a ser refrigerado. Ao receber o calor o refrigerante evapora, formando uma mistura de líquido e vapor, a qual ao sair do evaporador é conduzida até um separador de líquido. Este separador tem como objetivo efetuar a separação do líquido e do vapor. O vapor é aspirado pelo compressor, enquanto o líquido retorna para o evaporador. Como existe líquido em contacto com toda a superfície dos tubos, este tipo de evaporador usa de forma efetiva toda a superfície de transferência de calor, resultando em elevados coeficientes globais de transferência de calor.

Os evaporadores inundados podem ter ainda a sua alimentação classificada como:

- Alimentação por gravidade: os separadores de líquido que podem ser individuais, parciais ou únicos, alimentam por gravidade todos os evaporadores da instalação.
- Recirculação de líquido: os evaporadores são alimentados com fluido refrigerante, através de bombas, obtendo assim um fluxo de líquido refrigerante muito maior do que a taxa de vaporização, fazendo com que este tipo de evaporadores contenha sempre refrigerante líquido.

Quanto ao tipo de meio ou substância a refrigerar podem ser evaporadores:

1. Ar;
2. Líquido;
3. Contacto;

### 4.3.1 – Evaporadores de ar

Num evaporador de ar o refrigerante vaporiza no interior de tubos, aletados ou lisos e refrigera diretamente o ar que escoar pela superfície externa do evaporador. Os evaporadores de ar podem ainda ser classificados como evaporadores de circulação natural ou evaporadores de circulação forçada.

- Circulação natural do ar: podem ser constituídos tanto por tubos lisos ou por tubos aletados, sendo bastante utilizados em situações onde é desejada baixa velocidade do ar e elevada humidade no ambiente a refrigerar. O coeficiente de transmissão de calor destes evaporadores é baixo, o que exige grandes áreas de troca de calor.
- Circulação forçada: é atualmente o tipo de evaporador mais utilizado em câmaras frigoríficas, salas de processamento e túneis de congelamento, sendo constituídos basicamente por uma serpentina aletada e ventiladores. Quanto à posição do ventilador em relação à serpentina, estes evaporadores podem ser classificados como:

- *Draw-Through* (ventilado por sucção). Esta configuração permite maior alcance do fluxo de ar-frio, porém o calor dissipado pelo motor do ventilador não é retirado imediatamente.

- *Blow-Through* (ventilado por sopro/insuflação). O alcance desta configuração é menor, contudo tem a vantagem de que o calor dissipado pelo motor do ventilador é retirado do ar imediatamente após a sua libertação.

#### 4.3.2 – Evaporadores de líquido

Um evaporador de líquido tem a função de o refrigerar até uma determinada temperatura e depois bombeá-lo para equipamentos remotos, tais como serpentinas de câmaras frigoríficas ou de *fan-coils*, onde será utilizado para a refrigeração de outras substâncias ou meios.

Os principais tipos de evaporadores de líquidos são:

- Carcaça e tubo (*shell and tube*) - tubular:

São fabricados em vastas gamas de capacidade, podendo ser do tipo inundado ou seco. Como o nome sugere consiste numa carcaça e uma série de tubos dispostos de forma paralela. Nos secos o refrigerante flui pelos tubos enquanto no inundado o refrigerante está na carcaça.

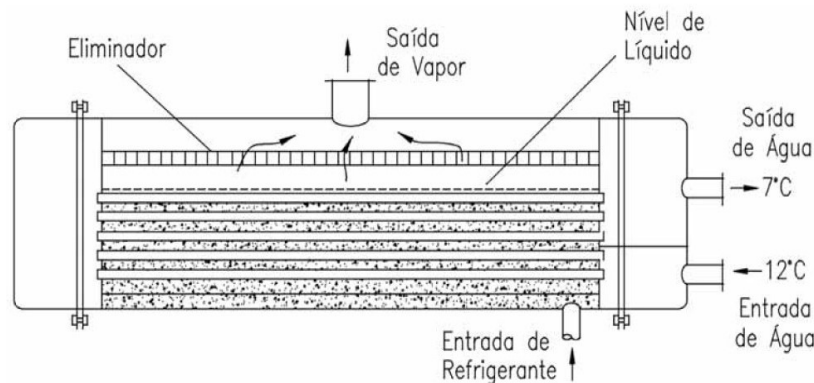


Figura 39 – Evaporador do tipo carcaça e tubo [10]

- Carcaça e serpentina (*shell and coil*) - tubular:

Nestes evaporadores do tipo seco, o refrigerante escoar por dentro do tubo, que é moldado em forma de serpentina e o líquido a refrigerar circula por fora do mesmo. Em alguns casos o evaporador opera em modo inundado, com o refrigerante na carcaça e o líquido a refrigerar a circular dentro da serpentina.

- Cascata ou *baudelot*:

Estes evaporadores são utilizados para a refrigeração de líquidos, normalmente água para processo até uma temperatura em torno de 0,5°C acima do seu ponto de congelamento. É projetado de maneira a evitar danos se houver congelamento

do líquido. Os modelos dos evaporadores antigos eram constituídos por uma série de tubos, onde circulava o refrigerante, dispostos uns por cima dos outros, sobre os quais o líquido a refrigerar escorre numa fina película. Nos modelos mais recentes, utilizam-se chapas estampadas e corrugadas de aço inoxidável, com as ondulações a servir de passagem para o refrigerante. A superfície contínua permite melhor controlo da distribuição do líquido e o aço inoxidável oferece uma superfície higiénica e de fácil limpeza.

- Evaporadores de placas:

Este tipo de evaporadores tem um alto coeficiente de transmissão de calor e por essa razão a sua utilização em instalações tem vindo a aumentar. Pode ser alimentado por gravidade, recirculação por bomba ou por expansão direta (válvulas termostáticas). Estes evaporadores são construídos a partir de lâminas planas de metal percorridas por tubos onde circula o líquido a refrigerar e o refrigerante em direções opostas.

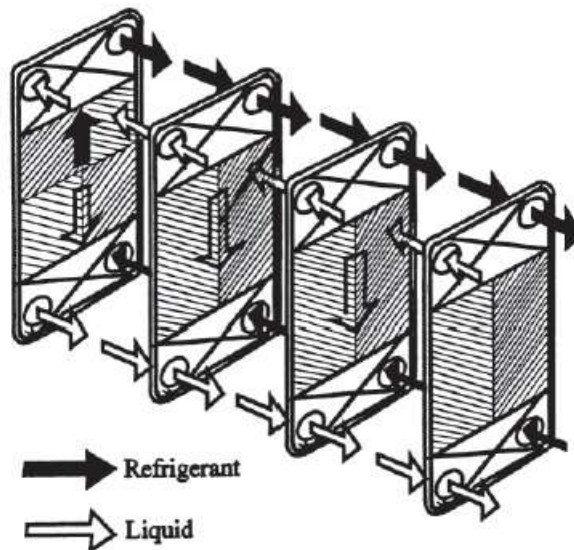


Figura 40 – Evaporador de placas [1]

### 4.3.3 – Evaporadores por contacto

Estes evaporadores são um caso particular dos evaporadores de placas, sendo muito utilizados para o congelamento de produtos sólidos, pastosos ou líquidos. Atualmente são construídos em chapas de alumínio, porém no passado foi utilizado principalmente o cobre e aço na sua constituição. A alimentação destes evaporadores pode ser efetuada através da gravidade, recirculação por bomba ou expansão direta. São frequentemente utilizados como serpentinas de prateleiras de congeladores. O refrigerante circula através dos canais e o produto a congelar é colocado entre as placas.

## 4.4 - Dispositivos de expansão

Num sistema de refrigeração o dispositivo de expansão tem a função de reduzir a pressão do refrigerante desde a pressão de condensação até à pressão de evaporação. Ao mesmo tempo este dispositivo tem de regular o fluxo de refrigerante que chega ao evaporador, de modo a satisfazer a carga térmica aplicada ao mesmo.

Entre os principais dispositivos de expansão temos:

- Válvula de expansão manual;
- Válvula de expansão automática;
- Válvula de expansão termostática
- Válvula de expansão eletrónica;
- Válvula de boia;
- Tubo Capilar;

### 4.4.1 - Válvula de expansão manual

A válvula de expansão manual é como o próprio nome indica uma válvula de comando manual. Para fazer variar o fluxo de refrigerante que entra no evaporador pode-se abrir ou fechar a válvula manualmente. A principal desvantagem da válvula de expansão manual é que ela é inflexível às mudanças de carga do sistema, tendo de ser ajustada sempre que ocorre uma alteração da carga do sistema. Também deve ser aberta ou fechada cada vez que o compressor para ou arranca. É apropriada para uso em grandes sistemas e onde a carga seja relativamente constante.

#### 4.4.2 - Válvula de expansão automática

A válvula de expansão automática ou de pressão constante mantém uma pressão constante na sua saída, inundado mais ou menos o evaporador independentemente da carga térmica. Resulta da interação de duas forças opostas: pressão do fluido refrigerante no evaporador e da pressão da mola. A pressão do refrigerante exercida sobre um lado do diafragma atua para mover a agulha na direção de fecho do orifício da válvula, enquanto a pressão da mola agindo sobre o lado oposto do diafragma move a agulha da válvula na direção de abertura do orifício. É importante notar que as características desta válvula são tais que esta fechará suavemente quando o compressor é desligado e permanecerá fechada até que o compressor volte a ser ligado. Por questões relacionadas com o seu princípio de funcionamento estas válvulas adaptam-se melhor a instalações com apenas um evaporador de capacidade reduzida e onde a carga térmica seja relativamente constante, tendo por isso um uso limitado.

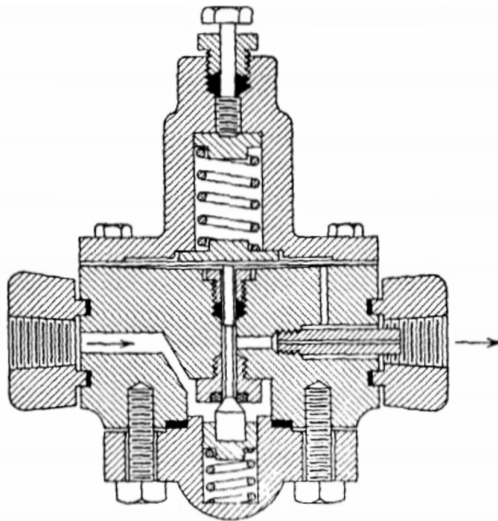


Figura 41 – Válvula de expansão de pressão constante [8]

#### 4.4.3 - Válvula de expansão termostática

A válvula de expansão termostática (VET) tem uma alta eficiência e uma grande capacidade de adaptação a qualquer tipo de aplicação, sendo por estas razões a válvula mais utilizada em sistemas de refrigeração de expansão direta. Estas válvulas regulam o fluxo de refrigerante que entra no evaporador de forma a manter um determinado grau de superaquecimento no vapor à saída do mesmo.

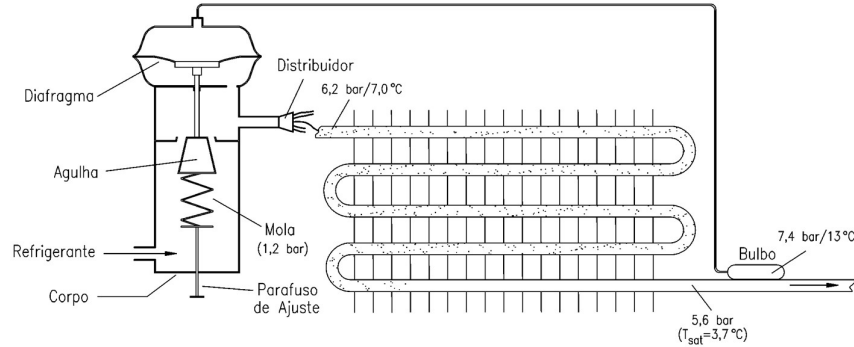


Figura 42 – Válvula de expansão termostática (equalização interna) [10]

A figura 42 mostra o esquema de uma válvula de expansão termostática (equalização interna) conectada a uma serpentina de expansão direta. Estas válvulas são constituídas por corpo, mola, diafragma, parafuso de ajuste e bulbo termicamente sensível. O funcionamento deste tipo de válvulas está dependente tanto da pressão do evaporador como da pressão do bulbo. O bulbo instala-se na saída do evaporador e tem como objetivo a captação da temperatura do gás refrigerante na saída do evaporador. No diafragma atua por cima a pressão dependente da temperatura do bulbo e por baixo a pressão da mola e a pressão do evaporador, que no caso das VET de equalização interna é igual à pressão de entrada do evaporador. Em evaporadores simples, com pouca perda de carga (menos de 20kPa), a abertura da válvula ocorre quando aumenta a temperatura do bulbo ou há uma diminuição da pressão do evaporador.

Quanto mais elevado for o rendimento do evaporador e maior o circuito de refrigerante, maior será a sua resistência à circulação de líquido, aumentando a perda de carga. Com o aumento da perda de carga, maior será a diferença de pressão entre a entrada e saída do evaporador. Essa pressão originará neste tipo de válvulas, uma maior pressão por baixo do diafragma e obrigará a que a pressão do bulbo tenha de aumentar consideravelmente para a válvula se manter aberta. Este facto origina que o líquido evapore muito mais cedo resultando por isso numa inutilização de parte considerável da superfície de troca de calor do evaporador.

Uma VET de equalização externa - figura 43, possui uma tubagem de pequeno diâmetro que conecta a câmara localizada abaixo do diafragma com a saída do evaporador. Desta forma e ao contrário das VET de equalização interna, a pressão no diafragma e a pressão de evaporação não são iguais. As serpentinas de expansão direta, principalmente aquelas alimentadas por distribuidores de líquido, de grande dimensão e de elevado rendimento apresentam perdas de carga consideráveis. As válvulas de expansão geralmente utilizadas nestes casos são do tipo equalização externa, visto que estas eliminam a influência da perda de carga, assegurando desta forma em condições de plena carga a capacidade total da serpentina.

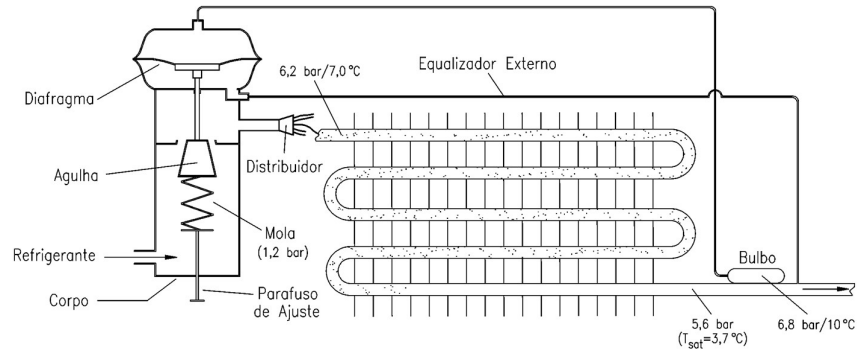


Figura 43 – Válvula de expansão termostática (equalização externa) [10]

#### 4.4.4. - Válvula de expansão eletrónica

A válvula de expansão eletrónica é capaz de promover um controlo mais preciso e eficiente do fluxo de refrigerante, resultando numa significativa economia de energia. São controladas por um microprocessador com o objetivo específico de manter o superaquecimento, utilizando para isso termístores colocados na entrada do compressor. Atualmente existem três tipos básicos de válvulas de expansão eletrónicas: as acionadas por motores de passo, as modeladas por impulsos e as analógicas. Os motores de passo podem ser eletronicamente controlados, podendo obter-se rotação contínua do seu eixo nas duas direções. Além disto o seu eixo pode ser movimentado de forma muito precisa em frações da sua rotação. No caso das válvulas modeladas por impulsos, são utilizadas válvulas solenóides para controlar o fluxo de refrigerante. As válvulas solenóide são do tipo On/Off, isto é, tem apenas dois estados possíveis, abertas ou fechadas. No entanto podem ser controladas, através da alteração do tempo ou largura do impulso e a frequência das aberturas. O fecho repentino da válvula pode causar golpes de líquido na linha de refrigerante. A introdução de um amortecimento onde o refrigerante líquido é forçado a passar por cima ou por baixo do êmbolo da válvula por uma pequena passagem, pode ser uma boa solução para reduzir a velocidade de abertura e fecho. Ao invés de se utilizar uma válvula solenóide pode-se utilizar uma válvula analógica, que permite que o seu êmbolo seja regulado em várias posições, ao longo do seu curso.

Comparativamente às válvulas de expansão termostática, as principais vantagens das válvulas eletrónicas são:

- Tem um controlo mais preciso da temperatura;
- Proporcionam um controlo consistente do superaquecimento, mesmo em condições de pressão variável;
- Permitem a operação a menores pressões de condensação. Este fator é especialmente importante quando se tem uma baixa temperatura ambiente;
- Permitem uma economia de energia de pelo menos 10%.

#### 4.4.5. - Válvula de boia

As válvulas de boia são um tipo de válvula de expansão que mantem o nível de líquido constante num recipiente, diretamente no evaporador ou nos separadores de líquido. Existem dois tipos de válvulas de boia para sistemas de refrigeração: as de alta pressão e as de baixa pressão.

As válvulas de boia de alta pressão são como o nome indica colocadas na parte de alta pressão do sistema, recebendo numa câmara o líquido a alta pressão, como apresentado na figura 44.

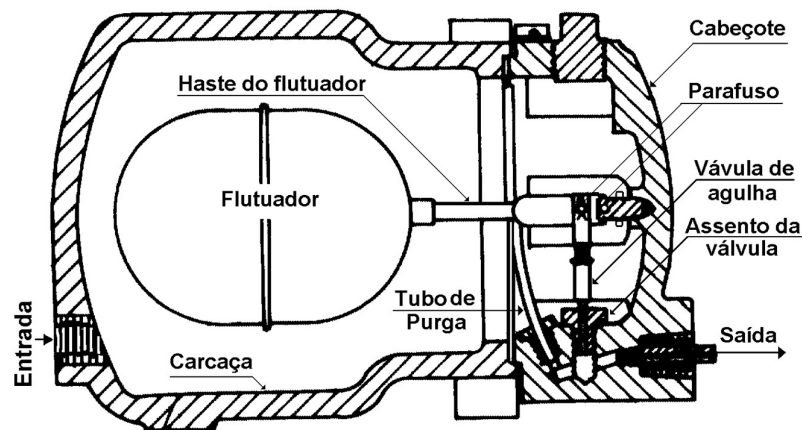


Figura 44 – Válvula de boia de alta pressão [10]

A agulha obturadora da válvula está conectada com o flutuador de forma que qualquer elevação do nível de líquido a alta pressão na câmara abrirá a válvula, permitindo a passagem de refrigerante para o evaporador. Desta forma o dispositivo permite que o líquido passe para o evaporador em quantidade igual aquela que é condensada. Como a câmara de alta pressão comporta apenas uma pequena quantidade de refrigerante, a maior parte do líquido é armazenado no evaporador. Assim, o controlo da carga de refrigerante é essencial, sendo que cargas excessivas podem levar à aspiração de líquido pelo compressor, enquanto a falta de fluido pode reduzir a capacidade do sistema. Podem ser usadas em sistemas inundados ou de expansão direta.

As válvulas de boia de baixa pressão são colocadas no lado de baixa pressão e o método de controlo é o nível de líquido dentro do flutuador. Controlam a alimentação de refrigerante de forma a manter um nível de líquido constante no evaporador. São consideradas um dos melhores dispositivos que existem para evaporadores ou serpentinas inundadas. Ao aumentar a demanda no evaporador fazendo com que o nível de líquido diminua, o flutuador move-se para baixo, abrindo a válvula e injetando mais

refrigerante no evaporador. Em sistemas de pequena capacidade, o flutuador é colocado diretamente dentro do evaporador em vez de se usar uma câmara separada. A operação das válvulas de boia de baixa pressão pode ser efetuada de uma forma contínua ou intermitente, isto porque o controlo da carga de refrigerante não é tão crítico como no caso das válvulas de alta pressão.

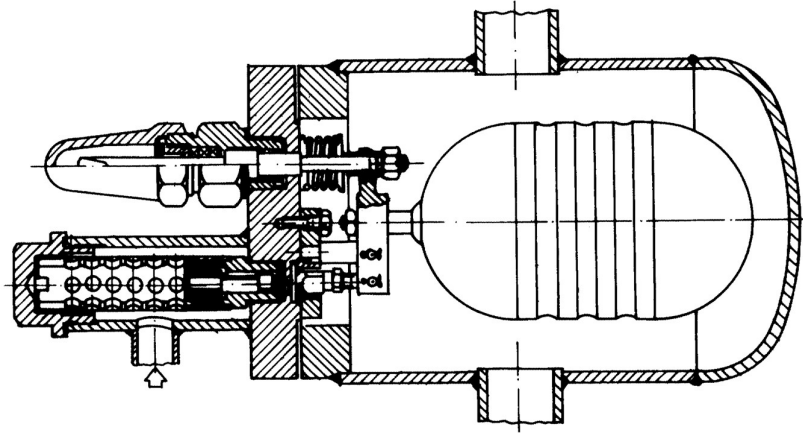


Figura 45 – Válvula de boia de baixa pressão [10]

### 4.4.6. - Tubo capilar

Nos sistemas de pequena capacidade o dispositivo de expansão mais utilizado é o tubo capilar, o qual nada mais é do que um tubo de pequeno diâmetro, com determinado comprimento, que conecta a saída do condensador com a entrada do evaporador. O refrigerante líquido que entra no tubo capilar ao ser estrangulado, perde pressão e aumenta a velocidade, resultando na evaporação do refrigerante. Quando se utiliza os tubos capilares num sistema de refrigeração têm de ser tomados alguns cuidados adicionais com a instalação. A presença de humidade, resíduos sólidos ou o estrangulamento do componente poderão obstruir parcial ou totalmente a passagem do refrigerante através do capilar, prejudicando o desempenho do equipamento. É aconselhável a utilização de um filtro antes do capilar de modo a reter impurezas e materiais estranhos, evitando o entupimento do mesmo. O tubo capilar difere de outros dispositivos de expansão também pelo facto de não obstruir o fluxo de refrigerante para o evaporador quando o sistema está desligado. Quando o compressor é desligado ocorre a equalização de pressões e o líquido residual do condensador passa totalmente para o evaporador. Estando este líquido residual à temperatura de condensação e se for em grande quantidade, provocará o degelo do evaporador e/ou ciclo de funcionamento curto do compressor. Além disto há ainda o risco de ao ligar o compressor algum líquido passar do evaporador para o compressor. Por estas razões a carga de refrigerante num

sistema em que se utiliza um tubo capilar é crítica e por isso a carga de refrigerante deve ser a mínima possível para satisfazer os requisitos do evaporador.

Qualquer refrigerante em excesso poderá provocar os seguintes eventos:

- Durante a operação haverá uma elevação da pressão de condensação, provocando uma redução da eficiência do sistema;
- Existirá a tendência de um maior fluxo de refrigerante através do capilar, com uma conseqüente variação da capacidade frigorífica;
- Pode sobrecarregar o motor do compressor;
- Durante o tempo que o sistema está desligado, todo o líquido excedente passará do condensador para o evaporador;

O uso de um tubo capilar deve ser evitado em sistemas onde seja utilizado um compressor em aberto, devido às fugas que ocorrem nestes compressores e em sistemas onde o compressor esteja localizado a uma distância considerável do evaporador, devido à dificuldade em carregar com exatidão as longas linhas de sucção e de líquido que requerem uma grande carga de refrigerante, que por sua vez se concentraria no evaporador quando o sistema estivesse desligado.

### 4.5 - Reservatórios de Líquido

Os reservatórios de líquido nos sistemas frigoríficos industriais têm como função o armazenamento de líquido refrigerante para compensar as variações de consumo, a produção de refrigerante líquido e efetuar a separação de líquido do vapor, evitando assim a migração de líquido para os compressores.

O reservatório de líquido é um tanque cilíndrico colocado no circuito após o condensador, sendo equipado com duas válvulas de serviço. Uma válvula liga o circuito do condensador ao reservatório e outra liga o reservatório à linha de líquido.

Visto que as instalações de frio industrial operam a temperaturas muito baixas obrigam por isso a periódicas descongelações dos evaporadores, pelo que todos os sistemas devem ter um reservatório com capacidade suficiente para armazenar o volume total de refrigerante. No caso de se utilizar um condensador carcaça e tubo o próprio condensador tem volume suficiente para armazenar o refrigerante, não sendo necessária a utilização de um reservatório de líquido. Os reservatórios devem ter equipamentos de segurança que em caso de emergência garantam a segurança da instalação.

Um princípio básico na escolha e cálculo de volume de um reservatório é que no decorrer da operação normal da instalação ele não atinja o estado completamente cheio ou vazio. Deve sempre existir vapor acima do nível mais alto de líquido para evitar a rutura do reservatório, assim como não deve ser permitido que o reservatório seja completamente drenado de forma a garantir que apenas líquido segue para o seguinte equipamento.

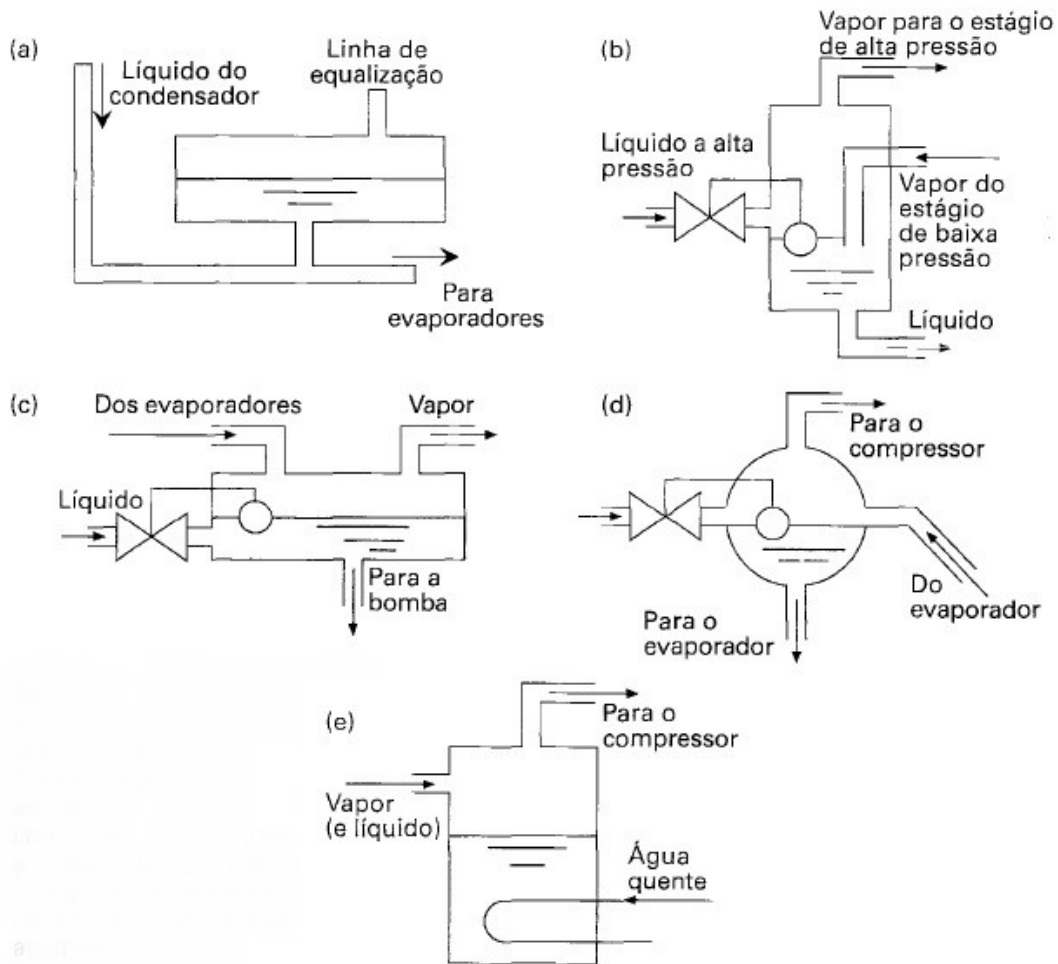


Figura 46 – Reservatórios em instalações frigoríficas industriais [4] (adaptado)

Os reservatórios consoante a sua utilização podem ser agrupados em categorias:

- Alta-pressão – figura 46 (a);
- *Flash-Tank* – figura 46 (b);

- Baixa-pressão – figura 46 (c), (d);
- Acumulador – figura 46 (e);

Considerando que a gravidade tem um papel fundamental na separação de líquido, os reservatórios de líquido podem ser divididos em dois tipos, de acordo com a direção de escoamento de vapor, horizontal ou vertical.

Quanto à forma como armazenam e distribuem o líquido, existem dois tipos de reservatórios:

- *Flow through type*: o líquido deixa o condensador e flui para os evaporadores através do reservatório. A pressão no reservatório é menor do que a pressão à saída do condensador.
- *Surge type*: este tipo de reservatório permite a passagem do líquido diretamente para a válvula de expansão e mantém-no a uma temperatura baixa.

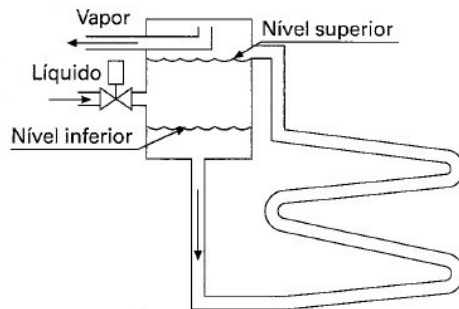


Figura 47 – Evaporador alimentado por reservatórios do tipo *flowthrough* [4] (adaptado)

## 5 – Fluidos Refrigerantes

Fluido refrigerante é o fluido que absorve o calor de uma substância ou do ambiente a ser refrigerado. Em termos mais técnicos pode-se dizer que um refrigerante é um fluido que absorve calor evaporando-se a baixa temperatura e pressão e cede calor condensando-se a uma alta temperatura e pressão.

Não há fluido que reúna todas as propriedades desejáveis, de modo que um refrigerante considerado bom para ser aplicado em determinado tipo de instalação frigorífica nem sempre é recomendado para ser utilizado em outra. Considera-se um bom refrigerante, aquele que reúne o maior número possível de boas qualidades, relativamente a um determinado fim.

As principais propriedades e características desejáveis de um bom refrigerante são:

- Pressão de condensação não muito elevada – para uma determinada temperatura de condensação, que é função da temperatura da água e do ar, quanto menor for a temperatura de condensação do refrigerante, menor será a relação de compressão e conseqüentemente melhor será o desempenho do compressor. Além deste fator se a pressão do lado do ciclo de alta pressão for relativamente baixa, esta característica favorecerá a segurança da instalação.
- Pressão de evaporação não muito baixa – é desejável que o refrigerante apresente uma pressão correspondente á temperatura de evaporação não muito baixa, para evitar vácuo no evaporador e um valor baixo de eficiência volumétrica do compressor, devido à grande relação de compressão.
- Ter pequeno volume específico (menor trabalho do compressor) – se o refrigerante apresentar um valor alto de calor latente de evaporação e um pequeno volume específico na fase de vapor, o fluxo em volume no compressor será pequeno e o tamanho da unidade de compressão será menor. No entanto, em alguns casos de pequenas unidades de compressores centrífugos, é preferível que o refrigerante apresente valores altos de volume específico evitando assim a diminuição da eficiência do compressor;
- Ter elevado calor latente de evaporação – se o refrigerante tiver alto calor latente de evaporação, será necessário menor fluxo de refrigerante para uma determinada capacidade de refrigeração;
- Coeficiente de performance elevado – o refrigerante utilizado deve ter um coeficiente de performance elevado, pois o custo de operação está essencialmente relacionado com este coeficiente;

- Condutibilidade térmica elevada – um valor elevado da condutibilidade térmica do refrigerante é importante na melhoria das propriedades de transferência de calor;
- Baixa viscosidade na fase líquida e gasosa – devido ao pequeno atrito fluido dos refrigerantes pouco viscosos as perdas de carga serão menores;
- Ser quimicamente estável (não se altera apesar de suas repetidas mudanças de estado no circuito de refrigeração);
- Não ser corrosivo;
- Não ser inflamável;
- Não ser tóxico;
- Ser inodoro;
- Deve permitir com facilidade a localização de fugas;
- Ter miscibilidade com óleo lubrificante e não deve atacá-lo ou ter qualquer efeito indesejável sobre os outros materiais da unidade.
- Em caso de fugas não deve atacar, deteriorar ou danificar o produto armazenado;
- Não deve contribuir para o aquecimento global e não deve afetar a camada de ozono;
- Devem ser de preços moderados e facilmente disponíveis – a disponibilidade comercial do refrigerante está intimamente associada ao seu preço. O uso de um refrigerante ideal que apresente um custo elevado torna-se impraticável.

### 5.1 – Classificação dos refrigerantes

Os refrigerantes podem ser divididos em três classes, conforme a sua maneira de absorção ou extração do calor das substâncias a serem refrigeradas.

- Classe 1 – inclui os refrigerantes que refrigeram materiais por absorção do calor latente. São exemplo desta classe os CFCs, HCFCs e os HFCs;
- Classe 2 – os refrigerantes desta classe são os que refrigeram substâncias pela absorção de seus calores sensíveis. São elas: ar, salmoura de cloreto de cálcio, salmoura de cloreto de sódio (sal comum) e álcool;

- Classe 3 – este grupo consiste em soluções que contêm vapores absorvidos de agentes liquidificáveis ou meios refrigerantes. Essas soluções funcionam pela natureza da sua habilidade em conduzir os vapores liquidificáveis que produzem um efeito de refrigeração pela absorção do calor latente. Um exemplo deste grupo é o amoníaco, que é uma solução composta de água destilada e amoníaco puro. O amoníaco é também usado em grandes máquinas com finalidades industriais. É um gás incolor, com odor forte e característico. A sua temperatura de ebulição à pressão atmosférica é aproximadamente  $-33^{\circ}\text{C}$ . É combustível ou explosivo quando misturado com ar em certas proporções (um volume de amoníaco para dois volumes de ar). Devido ao seu alto calor latente são possíveis grandes efeitos de refrigeração com maquinaria relativamente reduzida. É extremamente tóxico.

Os refrigerantes de classe 1 são empregados no tipo de compressão padrão dos sistemas de refrigeração. Os refrigerantes da classe 2 são empregados como agentes refrigerantes imediatos entre a classe 1 e a substância a ser refrigerada e fazem o mesmo trabalho que a classe 3. Os refrigerantes da classe 3 são empregados no tipo de absorção padrão dos sistemas de refrigeração.

### 5.2 - Principais tipos e características de fluidos refrigerantes

1. CFC – são moléculas formadas pelos elementos cloro, flúor e carbono. (exemplos: R-11, R-12, R502, etc.). Utilizados em ar-condicionado automóvel, refrigeração comercial, refrigeração doméstica, etc.

Os CFCs destroem a camada de ozono. Devido à sua nocividade, foram criados dois tipos de refrigerantes alternativos: HCFCs e HFCs.

2. HCFC – Alguns átomos de cloro são substituídos por hidrogénio. (exemplos: R-22, R-141b, etc.). Utilizados em ar-condicionado de janela, unidades *split*, unidades *self-contained*, câmaras frigoríficas, etc.
3. HFC – Todos os átomos de cloro são substituídos por hidrogénio. (exemplo: R-134a, R-404A, R-407C, etc.). Utilizados em ar-condicionado automóvel, refrigeração industrial, refrigeração doméstica, etc.
4. Compostos Inorgânicos – Os compostos inorgânicos foram os primeiros refrigerantes utilizados e alguns continuam com grande utilização até hoje.

Os refrigerantes são designados de acordo com a norma ASHRAE 34-1992, por no máximo números de quatro algarismos, de acordo com a seguinte regra:

- 1º Algarismo (a contar da direita) = N° de átomos de flúor (F);
- 2º Algarismo (a contar da direita) = N° de átomos de hidrogénio + 1 (H+1);
- 3º Algarismo (a contar da direita) = N° de átomos de carbono – 1 (C-1);
- 4º Algarismo (a contar da direita) = utilizado para designar compostos derivados de hidrocarbonetos não saturados;

Exemplos:

Designação	N.º Químico	Fórmula Química
Refrigerante 11	Tricloromonofluorometano	C Cl <sub>3</sub> F
Refrigerante 12	Diclorodifluorometano	C Cl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>
Refrigerante 22	Monoclorodifluorometano	CHCl F <sub>2</sub>
Refrigerante 115	Dicloropentafluoretano	C <sub>2</sub> Cl F <sub>5</sub>

Figura 48 – Designação de refrigerantes [11]

Os isómeros são designados pelos sufixos “a”, “b”, “c”, etc., em ordem crescente de assimetria espacial. No caso do refrigerante 134a, este é um isómero do composto 134.

As misturas azeotrópicas são designadas pela série 500, os compostos orgânicos, pela série 600 e os compostos inorgânicos pela série 700, em ordem crescente, de acordo com a massa molecular. Por exemplo, o amoníaco tem massa molecular 17 enquanto a água tem massa molecular 18.

R-717	Amoníaco	N H <sub>3</sub>
R-718	Água	H <sub>2</sub> O
R-729	Ar	
R-744	Dióxido de Carbono	C O <sub>2</sub>
R-764	Dióxido de Enxofre	S O <sub>2</sub>

Figura 49 – Compostos Inorgânicos [11]

Tem vindo a ser aplicadas, algumas alterações que visam a adaptação dos equipamentos que trabalhavam com CFCs para que estes possam trabalhar com fluidos alternativos, tornando-os mais eficientes, modernos e económicos. A linha de fluidos

alternativos também de “*blends*” é uma boa alternativa para a conversão de equipamentos que estão em operação, pois exigem mínimas alterações no sistema original e na maioria dos casos não é necessária a substituição do compressor.

### 5.3 - Vantagens dos fluidos alternativos

- São utilizados nos equipamentos de refrigeração não havendo necessidade de troca de componentes (dispositivo de expansão, compressor, etc.).
- Na generalidade são compatíveis com óleo mineral, óleo alquilbenzeno e com os materiais existentes.
- A carga de fluido refrigerante do equipamento com fluido alternativo é 80% da carga de fluido original. A carga do fluido refrigerante deve ser feita somente na forma líquida.

Durante os últimos anos vários refrigerantes alternativos foram avaliados, sendo que o R134a por apresentar propriedades físicas e termodinâmicas relativamente semelhantes às do R12 e por não conter cloro, tem sido considerado o substituto do R12. Entre outras alternativas ao R12 que atendem às características ambientais fundamentais estão também os hidrocarbonos.

REFRIGERANTE	ODP	GWP	TEMPO DE VIDA
R 12	1,00	7100	120 anos
R 134a	0	3200	16 anos
PROPANO (R 290)	0	< 5	meses
BUTANO (R 600)	0	< 5	semanas

ODP – Potencial de destruição do ozono.

GWP – Potencial de aquecimento global (comparado ao CO<sub>2</sub>)

Figura 50 – Impacto ambiental dos refrigerantes hidrocarbonos, R-12 e R-134<sup>a</sup> [13]

Numa análise da figura 50, observa-se que o R-134a não destrói a camada de ozono. Tal característica deve-se à ausência de cloro nas suas moléculas. Entretanto os refrigerantes R-290 e R-600 têm a seu favor o facto de exercerem um efeito mínimo no aquecimento da terra e de ter um tempo de vida na atmosfera bastante curto, ao contrário dos refrigerantes R-12 e R-134a.

#### 5.4. - Segurança na utilização e manuseio de refrigerantes

A segurança na utilização e no manuseio de refrigerantes está relacionada a quatro aspetos básicos:

- Toxicidade;
- Potencial cancerígeno;
- Potencial mutagénico;
- Inflamabilidade;

Segunda a norma ASHRAE 34-92 esta classifica os refrigerantes de acordo com o seu nível de toxicidade e inflamabilidade. Cada refrigerante recebe uma designação composta por dois caracteres alfa numéricos: o primeiro é uma letra maiúscula que caracteriza o nível de toxicidade e o segundo é um algarismo que indica o seu grau de inflamabilidade. Dependendo do grau de toxicidade para concentrações abaixo de 400 ppm, os compostos são classificados em dois grupos:

- Classe A – Compostos cuja toxicidade não foi identificada;
- Classe B – Foram identificadas evidências de toxicidade;

Quanto ao nível de inflamabilidade os refrigerantes são classificados em três grupos:

- Classe 1 – Não observa propagação de chama em ar a 18°C e 101,325kPa.
- Classe 2 – Limite inferior de inflamabilidade (LII) superior a 0,10kg/m<sup>3</sup> a 21°C e 101,325kPa e poder calorífico inferior a 19.000 kJ/Kg.
- Classe 3 – Inflamabilidade elevada, caracterizando-se por LII inferior ou igual a 0, 10kg/m<sup>3</sup> a 21°C e 101,325kPa e poder calorífico superior a 19.000 kJ/Kg.

A classificação de alguns refrigerantes quanto á sua toxicidade e inflamabilidade é apresentada na figura 51.

Refrigerante	Classe	Refrigerante	Classe	Refrigerante	Classe
R11	A1	R134a	A1	R502	A1
R12	A1	R152a	A2	R507a	A1
R13	A1	R401A	-	R170	A3
R22	A1	R402A	-	R290	A3
R23	A1	R403A	-	R600	A3
R32	A2	R404A	-	R600a	A3
R113	A1	R407A	-	R717	B2
R123	B1	R410A	-	R718	A1
R125	A1	R500	A1	R744	A1

Figura 51 – Classificação dos refrigerantes quanto à toxicidade e inflamabilidade [10]

Como pode ser observado os refrigerantes CFC são classificados como A1, isto é, não inflamáveis e não tóxicos. O R123, HCFC, substituto do R11 é classificado como B1, requerendo cuidados no seu manuseamento. Os HFC substitutos dos CFC não são considerados tóxicos, mas podem apresentar um certo grau de inflamabilidade. O amoníaco classificado como B2 é tóxico e apresenta grau médio de inflamabilidade. O dióxido de carbono, o R12 e o R22 não são considerados inflamáveis, embora a pressões superiores a 1380 kPa uma mistura de 50% de ar e 50% de R22 possa entrar em combustão induzida por elevadas temperaturas.

## 6 – Controlo

### 6.1 - Controlo da Instalação

O controlo de uma instalação é de extrema importância porque garante que as condições de operação são cumpridas. Regula e controla as variáveis mais importantes do sistema, como a temperatura, humidade e pressões, controla o arranque e paragem dos componentes da instalação, supervisiona a segurança da instalação de forma a garantir que todos os objetivos a que a instalação se propõe são cumpridos, com eficiência e com o menor número de falhas.

O sistema de automação instalado visa o controlo de uma instalação de frio industrial, composta por três circuitos de temperatura. A instalação é constituída por um túnel de congelação, câmaras de congelados, câmaras de refrigerados e salas de trabalho refrigeradas. Os grandes grupos de controlo desta instalação são os seguintes:

- Compressores: circuito  $-32^{\circ}\text{C}$ , circuito  $-7^{\circ}\text{C}$  e circuito  $-42^{\circ}\text{C}$ ;
- Condensador;
- Evaporadores túnel, câmaras e salas: circuito  $-32^{\circ}\text{C}$ , circuito  $-7^{\circ}\text{C}$  e circuito  $-42^{\circ}\text{C}$ ;

Para o controlo da instalação em análise foi considerado um autómato modular, constituído por CPU, cartas de entradas e saídas digitais e cartas de entradas analógicas. Para apoio e operação técnica foi instalada na sala de máquinas, uma consola de ecrã táctil (HMI) com uma aplicação instalada que permite ao técnico a observação do estado e valores de variáveis e alteração de *setpoints*. Na sala de controlo e registo foi instalado um computador com um sistema de supervisão, permitindo a observação do estado geral e individual da instalação, notificação de alarmes e que através de um sistema de palavras-chave permite a alteração dos *setpoints* das variáveis a controlar pelo sistema de automação.

A segurança numa instalação é de extrema importância. Deverá ser dos primeiros fatores a ter em consideração de maneira a garantir a segurança e o bem-estar dos trabalhadores da instalação assim como salvaguardar a condição de todos os equipamentos e produtos.

Nesta instalação, existiam dois tipos de emergências que ao serem ativadas desencadeiam importantes processos:

- Botão de paragem de emergência geral;
- Detetor de fuga de amoníaco;

No caso da ativação da paragem de emergência toda a instalação obrigatoriamente interrompe o seu funcionamento. Não só os comandos do autómato são desativados, como qualquer equipamento que possa funcionar em modo manual será impedido de arrancar. No caso de haver uma fuga de refrigerante o autómato gera uma saída digital que irá ativar um alarme sonoro e um alarme virtual no sistema SCADA, de forma a alertar o responsável da instalação ou a equipa de manutenção para a ocorrência e o tipo de alarme ativo.

Para além destes dispositivos de segurança, cada equipamento tem individualmente o seu conjunto de elementos que podem gerar alarmes de maneira a preservar o seu estado e alertar para o evento ocorrido.

Os compressores independentemente do circuito a que pertencem tem o mesmo tipo de dispositivos e alarmes:

- Pressão alta;
- Pressão baixa;
- Temperatura de descarga alta;
- Pressão diferencial de óleo;
- Temperatura alta de óleo;
- Paragem de emergência individual;
- Disparo do disjuntor magneto-térmico que alimenta o motor elétrico do compressor;

No caso do condensador, constituído por uma bomba e dois ventiladores:

- Disparo do disjuntor magneto-térmico que alimenta a bomba;
- Disparo do disjuntor magneto-térmico que alimenta o ventilador de menor potência;
- Disparo do disjuntor magneto-térmico que alimenta o ventilador de maior potência;

No caso do evaporador, constituído pelos ventiladores e pela válvula de expansão:

- Disparo dos disjuntores magneto-térmicos que alimentam os ventiladores;

A nível dos circuitos de  $-7^{\circ}\text{C}$ ,  $-32^{\circ}\text{C}$  e  $-42^{\circ}\text{C}$ :

- Nível alto dos separadores;
- Nível baixo dos separadores;
- Disparos dos disjuntores magneto-térmicos que alimentam as bombas de circulação de líquido;

Todos estes alarmes quando ativos, geram uma animação gráfica no sistema de supervisão e na consola localizada na sala de máquinas, de forma a alertar o operador da ocorrência do alarme. Neste conjunto de alarmes há prioridades diferentes, isto é, consoante a natureza e gravidade do alarme, este poderá ter a capacidade de parar a instalação ou equipamento.

Os objetivos a que o sistema de automação se propõe são o de possibilitar o melhor rendimento do equipamento, controlar a instalação dentro dos parâmetros estabelecidos, isto com a maior economia de energia possível e com o menor número de problemas a registar. Foram criadas várias condições de funcionamento para otimizar o consumo de energia, evitar falhas nos equipamentos e reduzir o desgaste mecânico dos componentes.

1. Tempo entre arranques – é frequente numa instalação deste tipo ver-se o compressor arrancar e parar muitas vezes por hora. Devido ao facto de o sistema ser complexo e lidar com muitas variáveis, pode acontecer que o compressor tendo entrado ao funcionamento seja obrigado a parar para sua própria segurança e que num curto espaço de tempo essa mesma condição já não se encontre ativa. Neste caso o compressor teria então todas as condições para voltar a arrancar. A condição criada e que visa a preservação do equipamento neste caso é que o impulso de arranque ao funcionamento do compressor ative um temporizador de trezentos segundos (cinco minutos). Só após esse intervalo o compressor poderá arrancar novamente. Este tempo mínimo de intervalos entre arranques é configurável através da consola instalada na casa das máquinas.

2. Prioridade de funcionamento – nos equipamentos instalados no sistema de forma redundante, onde só há a necessidade de funcionamento de um deles de cada vez, criou-se uma condição de prioridade. Esta condição de prioridade serve para regular o arranque dos equipamentos e tem como objetivos que o número de arranques e os períodos de funcionamento sejam nivelados entre equipamentos. Dando mais uma vez o exemplo dos compressores, foi criado um bit que vai definir qual o compressor a entrar em funcionamento.

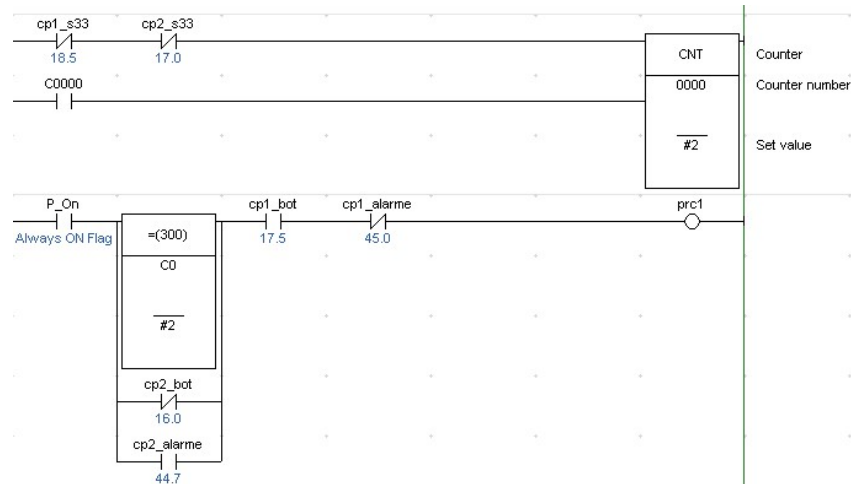


Figura 52 – Programa: linha de código que gera o bit de prioridades dos compressores circuito -7°C [33]

A figura 52 demonstra a forma como funciona o bit de prioridades. Utilizou-se um contador com um valor inicial de 2. Este contador só terá os valores 1 e 2, visto que quando tiver o valor 0, ele próprio reiniciará a contagem. O valor no contador mudará cada vez que ambos os compressores estiverem desligados.

O bit estará ligado e dará prioridade de funcionamento ao compressor 1 nas seguintes situações:

- a) O contador tiver o valor 2 e o comutador do compressor 1 estiver ligado e o compressor 1 não estiver em alarme;
- b) O comutador do compressor 2 estiver desligado (independentemente do valor do contador de prioridade) e o comutador do compressor 1 estiver ligado e o compressor 1 não estiver em alarme;
- c) O compressor 2 estiver em estado de alarme (independentemente do valor do contador de prioridade) e o comutador do compressor 1 estiver ligado e o compressor 1 não estiver em alarme;

No caso de o contador estar a 1, o bit de prioridade estará desligado, dando prioridade de arranque ao compressor 2.

3. Descongelação dos evaporadores nas câmaras - devido ao facto de as temperaturas dentro das câmaras poderem ser muito baixas pode ocorrer a formação de gelo no evaporador, diminuindo dessa forma a sua eficiência. Para evitar esta diminuição da eficiência criou-se um ciclo de descongelação, tendo sido para esse efeito criadas quatro variáveis:
  - a) Variável que contabiliza o tempo decorrido de funcionamento da câmara após descongelação;
  - b) Variável que contabiliza o tempo decorrido da descongelação;
  - c) Variável de *setpoint* de intervalo entre descongelações;
  - d) Variável de *setpoint* de duração da descongelação.

Quando o tempo decorrido de funcionamento da câmara (a) é igual ao *setpoint* de intervalo entre descongelações (c) o evaporador entra em descongelação. O tempo de descongelação será contabilizado na variável b até que esta seja igual ao valor da variável d. Finda a descongelação os valores das variáveis a e b vão a 0 e a câmara volta ao seu normal funcionamento. Todos os valores de *setpoint* referidos podem ser alterados a partir do sistema de supervisão.

4. Fins de curso nas portas das câmaras – estes dispositivos são de extrema importância porque neste tipo de instalações há uma constante movimentação de produto nas câmaras. Muitas vezes as portas das câmaras permanecem abertas por longos períodos fazendo com que a temperatura da câmara suba e que numa tentativa de o sistema combater este incremento da temperatura, haja uma maior demanda no consumo de energia. Com a utilização dos fins de curso pretende-se que quando a porta esteja aberta, a ventilação pare e que ative uma sinalização no sistema de supervisão. Desta forma o operador poderá imediatamente saber qual a razão da subida de temperatura e dos ventiladores se encontrarem parados.
5. Alarme por temperatura alta – considerando que os fins de curso das portas de algumas câmaras não foram instalados ou poderão não funcionar devidamente (falhas mecânicas), decidiu-se criar um alarme de temperatura alta. Este é ativado quando a temperatura da câmara atinge um limite máximo de temperatura após um determinado intervalo de tempo, ambos predefinidos. Estes

dois parâmetros são introduzidos pelo operador no sistema de supervisão. Se a temperatura da câmara atingir o valor máximo predefinido e se mantiver igual ou acima desse valor no tempo parametrizado, ativará o alarme no sistema de supervisão. É importante que o tempo parametrizado neste alarme não seja inferior à duração do tempo da descongelação, descrito no ponto 3.

Dada a importância da segurança numa instalação de frio, verifica-se que parte fundamental desta está na aquisição de sinais correspondentes às variáveis dos diversos equipamentos. As variáveis adquiridas pelo sistema de controlo são:

- Pressão do circuito de condensação;
- Pressão do circuito  $-7^{\circ}\text{C}$ ;
- Pressão do circuito  $-32^{\circ}\text{C}$ ;
- Pressão do circuito  $-42^{\circ}\text{C}$ ;
- Temperatura da água do condensador;
- Temperatura do glicol;
- Temperaturas do túnel, câmaras, salas e corredores;

Todos os sinais das sondas acima referidas são do tipo 4-20mA, exceto as sondas de temperatura de túneis, câmaras, salas e corredores. Para estas divisões foram utilizadas termo resistências, que são sensores que se baseiam no princípio de variação da resistência ôhmica em função da temperatura. Neste caso utilizaram-se PT100 a três fios, que é uma RTD (*resistance temperature detector*) de platina que a  $0^{\circ}\text{C}$  apresenta uma resistência de  $100\Omega$ . Três fios permite ao conversor isolar a resistência dos condutores e calcular exclusivamente a resistência do sensor, obtendo desta forma uma leitura da temperatura mais precisa.

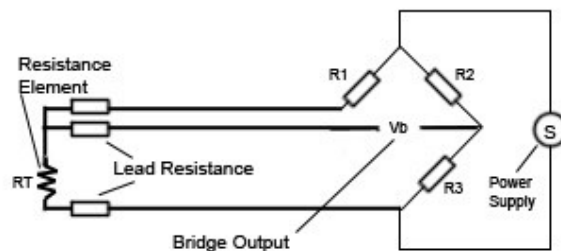


Figura 53 – Esquema sonda RTD com configuração a três fios [36]

Para a conversão do sinal óhmico em 4-20mA usou-se o seguinte conversor programável:



Figura 54 – Conversor de PT100 em 4-20mA [35]

E a seguinte configuração:

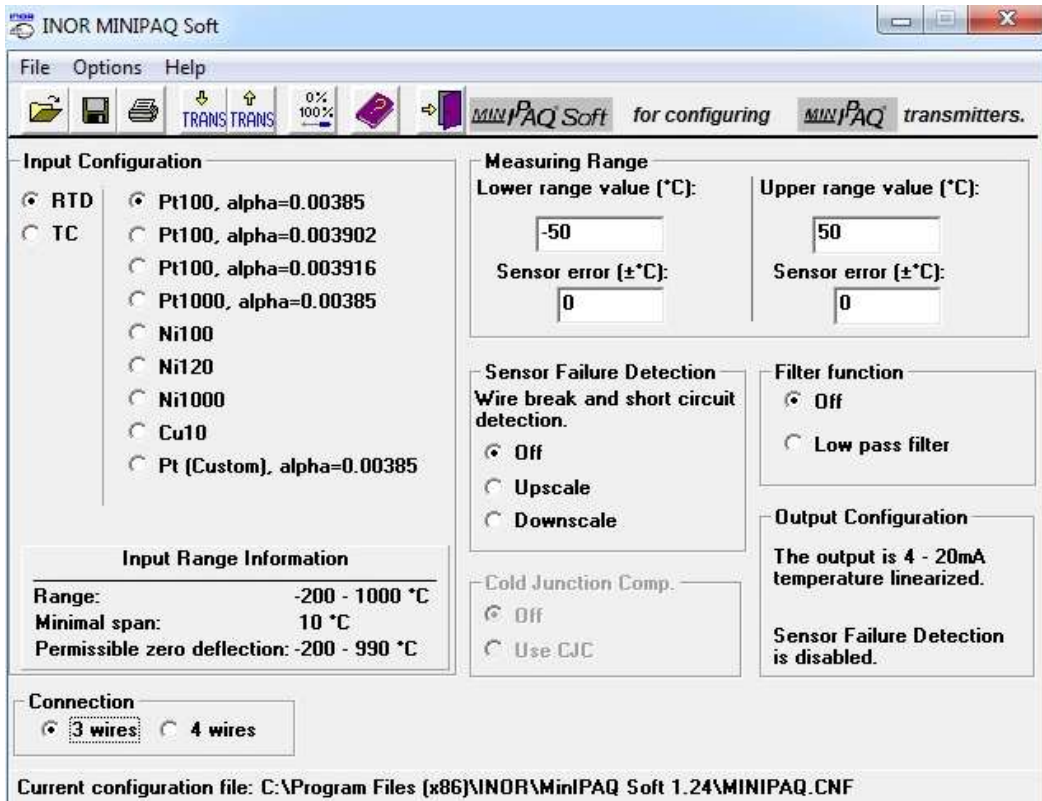


Figura 55 – Configuração do conversor: Tipo de sensor, gama de temperaturas e tipo de ligação [35]

No autómato o sinal de entrada analógica será de acordo com a seguinte figura:

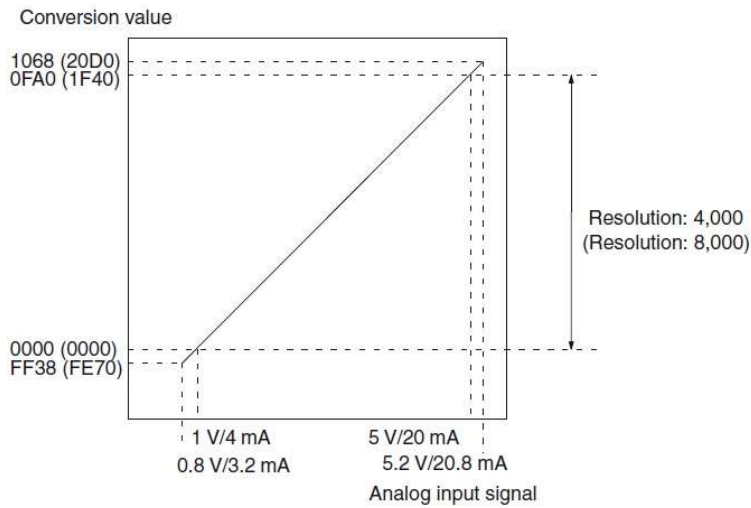


Figura 56 – Gama de valores no autómato para entrada analógica de 4-20mA [40]

Para uma resolução de 4000 o valor da variável interna do autómato variará entre 0 e 0FA0 (4000).

Quanto ao tratamento desta variável e a sua conversão em graus celsius, existem duas hipóteses:

A – Utilização de uma função do autómato para escalonamento e conversão do sinal;

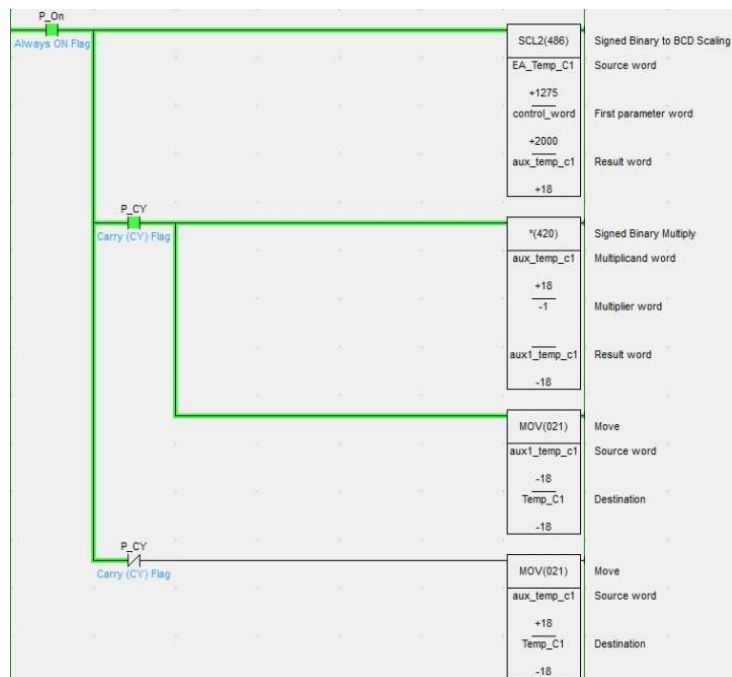


Figura 57 – Conversão da entrada analógica em temperatura usando a função SCL2 [33]

A função do autómato SCL2 converte o sinal analógico (0-4000) diretamente numa variável que corresponde à temperatura. No entanto visto que a conversão é feita para valores entre -50 e +50 °C, o sinal do valor convertido é dado por uma memória do sistema denominada Carry. Quando esta memória está ativa, com valor 1, indica que o valor da conversão é negativo, ou se por sua vez a memória se encontra no estado zero indica que o valor é positivo.

B – Aferição dos valores da reta que define a variação do sinal e cálculo do valor de temperatura através de operações aritméticas;

A reta de variação de temperatura e do sinal analógico é a seguinte:

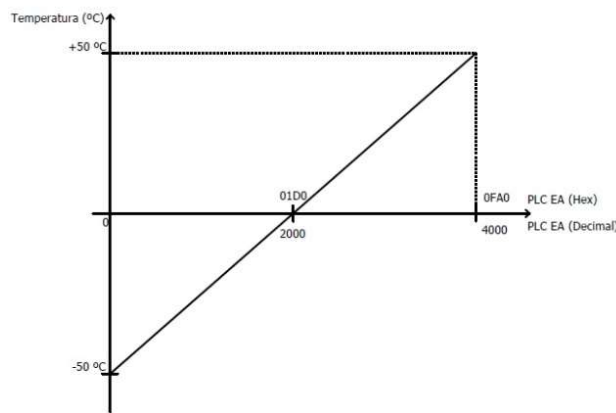


Figura 58 – Reta da variação de temperatura e do sinal analógico do autómato

Determina-se que a equação que define a reta é:

$$y = \frac{1}{40}x - 50$$

Utilizando a equação da reta e recorrendo às funções de divisão e subtração do autómato é possível determinar a temperatura que corresponde a um determinado valor da entrada analógica. Para uma maior resolução da temperatura final, decidiu-se dividir o valor da entrada analógica por 4 e efetuar a subtração por 500, de forma a obter um valor inteiro em que o último dígito é na realidade uma casa decimal (exemplo figura 59 – Valor da conversão -182, Valor da temperatura -18,2°C).

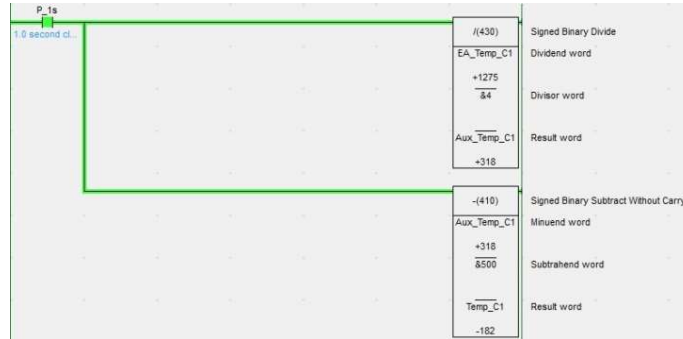


Figura 59 – Manipulação do valor da temperatura para obtenção de mais uma casa decimal [33]

As variáveis adquiridas pelo sistema de controlo para além do papel que desempenham na segurança da instalação têm outra função bastante importante. Na maioria dos casos elas controlam o circuito em que estão inseridos. São exemplos as sondas de temperatura das câmaras e salas, que definem a necessidade de refrigerar o espaço, o sensor de pressão do circuito de condensação que vai controlar a pressão a que o condensador deve trabalhar, o sensor de pressão do circuito  $-7^{\circ}\text{C}$ , o sensor de pressão do circuito  $-32^{\circ}\text{C}$  e o sensor de pressão do circuito  $-42^{\circ}\text{C}$ , que controlam a pressão a que cada circuito funciona regulando a capacidade de funcionamento dos compressores.

## 6.2. - Circuito de $-7^{\circ}\text{C}$

Este circuito tem como objetivo alimentar os evaporadores localizados nos corredores, salas de trabalho, câmaras refrigeradas e antecâmaras. A refrigeração de corredores e antecâmaras é importante pois diminui fortemente a carga térmica nas áreas circundantes das câmaras de temperaturas mais baixas. Para além disso permite uma gradual transição de temperaturas entre espaços e divisões, criando um ambiente suportável para o trabalho humano (com o equipamento correto) e permite o manuseamento de produtos sem deteriorar a sua qualidade e condição.

Como já foi referido, o circuito é controlado pelo valor medido no sensor de pressão na linha de sucção do compressor. Esta pressão do circuito vai ser comparada a um valor de *setpoint*, pré-definido pelo técnico de refrigeração. A pressão do refrigerante sendo igual a este *setpoint* terá reunido todas as condições para realizar o seu propósito. Para tornar o controlo mais fiável e estável criou-se também uma variável denominada zona morta, cujo objetivo é evitar o incremento ou decremento das capacidades do compressor, se o valor medido da pressão estiver nesta zona à volta do *setpoint*.

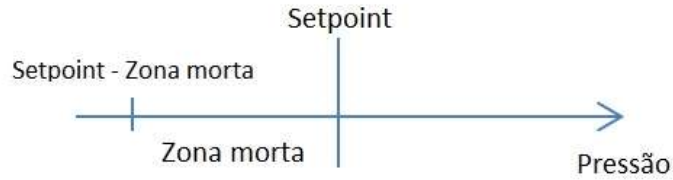


Figura 60 – Diagrama de relação entre setpoint e zona morta

A figura seguinte demonstra toda a programação relativamente à variável da zona morta, assim como o processo que leva à ativação das memórias de incremento e decremento.

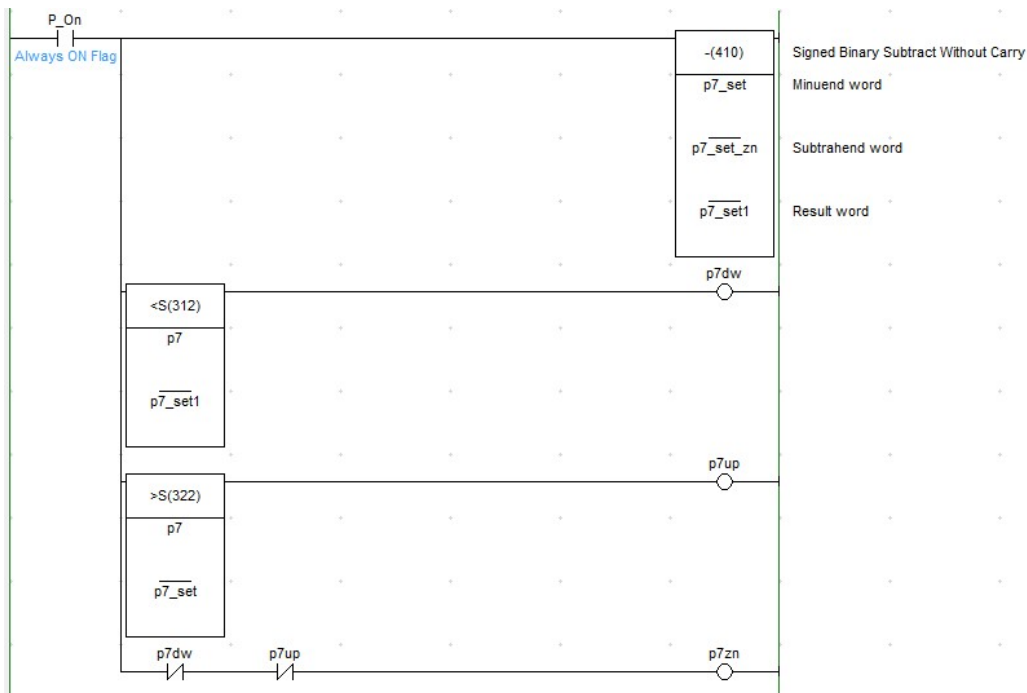


Figura 61 – Programação de definição das memórias de incremento e decremento [33]

Analisando a figura 61, verifica-se que na primeira linha é gerada a variável que corresponde ao setpoint subtraído da zona morta pretendida (setpointzn). Na segunda linha o bloco de comparação verifica se a pressão medida no circuito é inferior ao valor da memória correspondente ao setpoint com zona morta. No caso de esta comparação ser verdadeira, isto é, a pressão medida for inferior ao setpointzn e enquanto a condição se mantiver, o bit p7dw estará ativo. No mesmo ciclo a linha seguinte faz a comparação entre a pressão medida e o setpoint escolhido, ativando o bit de p7up se a pressão for superior ao setpoint definido. A seleção dos blocos de comparação foi feita de forma a

nunca ser possível ter os dois bits de pressão baixa (p7dw) e pressão alta (p7up) no estado 1 ao mesmo tempo. No caso de nenhum dos bits (p7up e p7dw) estar ativo, o bit de indicação de que a pressão do circuito  $-7^{\circ}\text{C}$  se encontra na zona morta (p7zn), terá o estado lógico 1.

Os bits gerados p7dw e p7up vão ter um papel preponderante no controlo da pressão no circuito. Enquanto algum destes bits estiver ativo, o compressor terá de reagir de forma a satisfazer as necessidades do sistema. Tendo em conta que num sistema a funcionar a regime permanente, a uma baixa na carga térmica o sistema reage com a redução da pressão e da temperatura de evaporação, estes bits vão influenciar o funcionamento do compressor, mais propriamente vão controlar e regular a sua capacidade.

Os compressores utilizados neste circuito, são dois compressores alternativos possuindo 5 capacidades cada um, ou seja, cada compressor vai ter 6 estados possíveis:

1. Parado;
2. Em funcionamento a 33% de capacidade;
3. Em funcionamento a 50% de capacidade;
4. Em funcionamento a 67% de capacidade;
5. Em funcionamento a 83% de capacidade;
6. Em funcionamento a 100% de capacidade;

Para controlar o arranque, paragem, incremento e decrémento de capacidades, foi criada uma palavra, que vai definir o estado e a capacidade de funcionamento dos compressores, denominada seq\_p7. Esta palavra vai controlar os compressores através de um sistema de numeração, denominado sistema hexadecimal. O sistema hexadecimal é um sistema de numeração posicional que representa os números em base 16 – portanto utilizando 16 símbolos, sendo eles: 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, A, B, C, D, E, F. As conversões da numeração decimal para a hexadecimal e para o sistema binário são mostradas na seguinte figura:

Decimal	Binário	Octal	Hexadecimal
0	0000	0	0
1	0001	1	1
2	0010	2	2
3	0011	3	3
4	0100	4	4
5	0101	5	5
6	0110	6	6
7	0111	7	7
8	1000	10	8
9	1001	11	9
10	1010	12	A
11	1011	13	B
12	1100	14	C
13	1101	15	D
14	1110	16	E
15	1111	17	F

Figura 62 – Tabela de conversão da numeração decimal para hexadecimal, octal e sistema binário [34]

A palavra que controla e regula o incremento e decrémento das capacidades dos compressores seq<sub>p7</sub> vai ter 11 estados possíveis. A sequência será:

1. 0 – Ambos os compressores parados;
2. 1 – Primeiro compressor em funcionamento a 33% e segundo compressor parado, com código binário: 0000 0000 0000 0001;
3. 3 – Primeiro compressor em funcionamento a 50% e segundo compressor parado, com código binário: 0000 0000 0000 0011;
4. 7 – Primeiro compressor em funcionamento a 67% e segundo compressor parado, com código binário: 0000 0000 0000 0111;
5. F – Primeiro compressor em funcionamento a 83% e segundo compressor parado, com código binário: 0000 0000 0000 1111;
6. 1F – Primeiro compressor em funcionamento a 100% e segundo compressor parado, com código binário: 0000 0000 0001 1111;
7. 3F – Primeiro compressor em funcionamento a 100% e segundo compressor em funcionamento a 33%, com código binário: 0000 0000 0011 1111;
8. 7F – Primeiro compressor em funcionamento a 100% e segundo compressor em funcionamento a 50%, com código binário: 0000 0000 0111 1111;
9. FF – Primeiro compressor em funcionamento a 100% e segundo compressor em funcionamento a 67%, com código binário: 0000 0000 1111 1111;
10. 1FF – Primeiro compressor em funcionamento a 100% e segundo compressor em funcionamento a 83%, com código binário: 0000 0001 1111 1111;
11. 3FF – Primeiro compressor em funcionamento a 100% e segundo compressor em funcionamento a 100%, com código binário: 0000 0011 1111 1111;

No caso de os compressores estarem em funcionamento, a palavra que controla o funcionamento e as capacidades dos compressores no circuito pode ir a zero obrigando os compressores a pararem. Isto acontece quando ocorrem os seguintes eventos:

- Nível do separador -7°C alto;
- Os dois seletores dos compressores desligados;
- Os dois compressores em avaria;

O incremento do valor da palavra `seq_p7` é como já foi visto anteriormente definido pelo facto de a pressão do circuito se encontrar acima do setpoint definido. Por outro lado, o decremento ocorre quando a pressão é inferior ao valor da memória do setpoint subtraído da zona morta. No entanto, esta variação de capacidades é temporizada, sendo controlada por duas variáveis denominadas tempo de incremento e tempo de decremento. Esta temporização foi criada para não permitir que num curto espaço de tempo a sequência de controlo de capacidades passe do mínimo para o máximo ou vice-versa. Para além disso, esta temporização permite que antes de um novo incremento ou decremento de capacidade o sistema estabilize, fazendo com que após alguma alteração da capacidade do compressor, o sistema aguarde pela reação da pressão antes de atuar novamente. Desta forma o sistema tem a capacidade de reagir a qualquer mudança eficazmente, mas ao mesmo tempo não reagir demasiado depressa de maneira a ultrapassar as necessidades de pressão, adaptando-se à carga térmica existente.

Sendo um dos objetivos da automação a eficiência energética da instalação, o evitar do desgaste dos equipamentos e a otimização ao máximo do sistema optou-se por efetuar uma sequência de decremento de capacidades do compressor ligeiramente diferente da correspondente ao incremento de capacidades. Tenha-se como exemplo ambos os compressores a trabalharem em plena capacidade, a sequência de decremento de capacidades será a seguinte:

1. 3FF – Primeiro compressor em funcionamento a 100% e segundo compressor em funcionamento a 100%, com código binário 0000 0011 1111 1111;
2. 1FF – Primeiro compressor em funcionamento a 100% e segundo compressor em funcionamento a 83%, com código binário = 0000 0001 1111 1111;
3. FF – Primeiro compressor em funcionamento a 100% e segundo compressor em funcionamento a 67%, com código binário = 0000 0000 1111 1111;
4. 7F – Primeiro compressor em funcionamento a 100% e segundo compressor em funcionamento a 50%, com código binário = 0000 0000 0111 1111;
5. 6F – Primeiro compressor em funcionamento a 83% e segundo compressor em funcionamento a 50%, com código binário = 0000 0000 0110 1111;
6. 67 – Primeiro compressor em funcionamento a 67% e segundo compressor em funcionamento a 50%, com código binário = 0000 0000 0110 0111;
7. 63 – Primeiro compressor em funcionamento a 50% e segundo compressor em funcionamento a 50%, com código binário = 0000 0000 0110 0011;

8. 23 – Primeiro compressor em funcionamento a 50% e segundo compressor em funcionamento a 33% com o código binário = 0000 0010 0011;
9. 3 – Primeiro compressor em funcionamento a 50% e segundo compressor parado com o código binário = 0000 0000 0011;
10. 1 – Primeiro compressor em funcionamento a 33% e segundo compressor parado com o código binário = 0000 0000 0001;
11. 0 – Ambos os compressores parados;

Com este tipo de controlo no caso de uma ordem de decremento, o compressor que não tem a prioridade de arranque reduz a sua capacidade para 50% e em seguida o compressor prioritário atuará da mesma forma. Este procedimento serve para poupar energia e prevenir o desgaste a nível mecânico dos compressores, evitando que estes arranquem e parem demasiadas vezes quando há variação da necessidade de refrigeração. Permite também ter alguma flexibilidade a nível de resposta a uma eventual alteração da carga térmica.

No caso de o sistema estar na sequência de decremento de capacidades e existindo uma alteração a nível da carga térmica que exija maior capacidade dos compressores, a sequência de incremento será igual à de decremento no sentido inverso até que se atinja um valor que faça parte da sequência de incremento. Depois disso a palavra de incremento seguirá os valores da sequência de incremento. Por exemplo, se o circuito estiver em funcionamento e a palavra seq\_p7 tiver o valor de 23, ao ocorrer uma ordem de incremento, os valores das palavras seguintes serão:



Figura 63 – Sequência de incremento após ordem de decremento de capacidades dos compressores

### 6.3. - Circuito de -32°C

Este circuito é o maior de toda a instalação visto que serve as câmaras de congelados existentes, que na generalidade terão temperaturas de funcionamento na ordem dos 20 graus negativos. Para a compressão do circuito temos neste caso à disposição dois compressores de 3 capacidades cada um. No caso de estes dois compressores não serem suficientes para que as câmaras atinjam a temperatura desejada, é possível selecionar um compressor do circuito de -42°C para trabalhar no circuito de -32°C, dando desta forma maior potência, capacidade de compressão e consequentemente de refrigeração. O controlo dos dois compressores de três capacidades é em quase tudo similar ao controlo dos compressores do circuito de -7°C. No entanto neste caso a palavra de controlo será a seq\_p32 e no caso de incremento terá sete hipóteses de valores:

1. 0 – Ambos os compressores parados;
2. 1 – Primeiro compressor com a capacidade de 33% e segundo parado, com o código binário = 0000 0001;
3. 3 – Primeiro compressor com a capacidade de 67% e segundo parado, com o código binário = 0000 0011;
4. 7 – Primeiro compressor com a capacidade de 100% e segundo parado, com o código binário = 0000 0111;
5. F – Primeiro e segundo compressor a 100% e 33% de capacidade, respetivamente, com o código binário = 0000 1111;
6. 1F – Primeiro e segundo compressor a 100 e 67% de capacidade, respetivamente, com o código binário = 0001 1111;
7. 3F – Primeiro e segundo compressor a 100% de capacidade com o código binário = 0011 1111;

No caso de dois compressores estarem a funcionar com a capacidade máxima, teremos então a seguinte sequência de decréscimo de capacidades:

1. 3F – Primeiro e segundo compressor a 100% de capacidade com o código binário = 0011 1111;
2. 1F - Primeiro compressor a 100% de capacidade e segundo compressor a 67% de capacidade, com o código binário = 0001 1111;

3. 1B – Primeiro e segundo compressor a 67% de capacidade, com o código binário = 0001 1011;
4. B – Primeiro compressor a 67% de capacidade e segundo compressor a 33% de capacidade, com o código binário = 0000 1011;
5. 3 – Primeiro compressor com a capacidade de 67% e segundo parado, com o código binário = 0000 0011;
6. 1 – Primeiro compressor com a capacidade de 33% e segundo parado, com o código binário = 0000 0001;
7. 0 – Ambos os compressores parados;

Como referido anteriormente, para além destes dois compressores (compressores 5 e 6), a instalação tem a possibilidade de trabalhar com mais um compressor. O compressor nº 3 pode trabalhar tanto para o circuito de -42°C como para o circuito de -32°C, podendo escolher-se o regime pretendido através de um seletor colocado no quadro elétrico da casa das máquinas e tendo de realizar uma série de operações manuais na casa das máquinas. No caso de o regime pretendido para o funcionamento do compressor nº 3 ser o circuito de -32°C, este vai-se comportar sempre como o compressor líder. Significa isto que ao existir necessidade de compressão neste circuito, este compressor será sempre o primeiro a arrancar, sendo seguido pelos compressores 5 e 6 de acordo com o sistema de prioridades. Criou-se para controlar o compressor 3 uma nova palavra, denominada Seq32\_3 que tem como valor mínimo 0, onde o compressor está parado e como valor máximo 1F, em que o compressor estará em funcionamento na máxima capacidade.

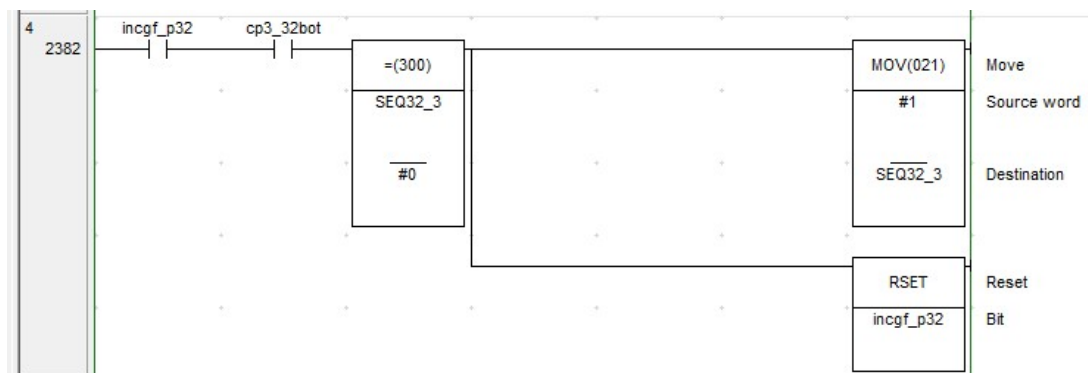


Figura 64 – Incremento inicial da palavra SEQ32\_3, que regula a capacidade do compressor 3 [33]

Quando o compressor 3 atinge a máxima capacidade no caso de continuar a existir necessidade de incremento, a palavra seq\_p32 que nesse momento tem o valor 0 e que controla os compressores 5 e 6 é alterada de forma a colocar os compressores em funcionamento e regular a sua capacidade.

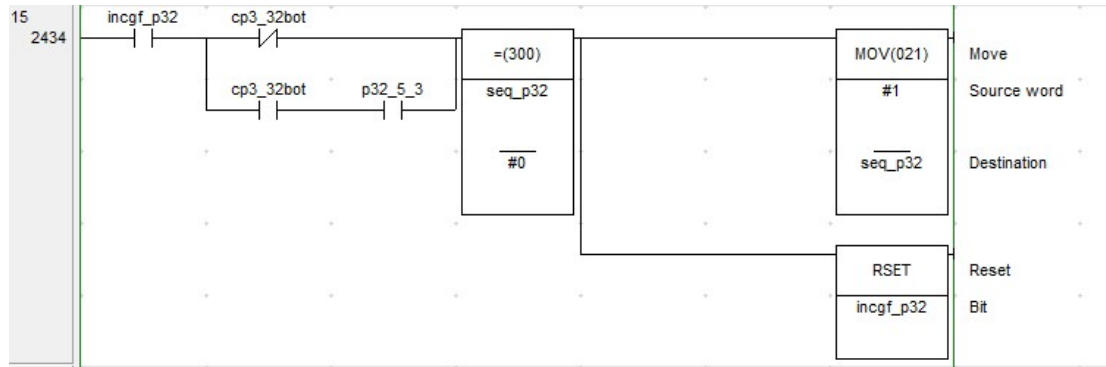


Figura 65 - Alteração do valor da palavra seq\_32 em função da ordem de incremento do circuito -32°C e da palavra que regula o compressor 3 [33]

Como se pode observar na análise da figura 65, verifica-se que ao existir a ordem de incremento e a palavra seq\_p32 estando a 0, o valor desta pode passar a 1 nos seguintes casos:

- Não tendo o sinal do seletor que coloca o compressor nº3 no circuito -32°C - isto representa que os compressores 3 e 4 têm ordem para iniciar o funcionamento de forma a satisfazer as exigências do circuito;
- Tendo o sinal do seletor que coloca o compressor nº3 no circuito -32°C e que o bit quatro da palavra que controla as capacidades do compressor nº3 tenha o estado lógico um – o que significa que estando o compressor nº3 autorizado a trabalhar para o circuito -32°C, este terá de estar a trabalhar à máxima capacidade para que os outros compressores tenham autorização de início de funcionamento.

Quando alguma destas condições ocorrer, a palavra seq\_32 será incrementada do valor 0 para 1, o que levará ao compressor (5 ou 6) do circuito -32°C com prioridade a entrar em funcionamento.

Temos para o circuito -32°C, duas palavras que vão controlar os compressores: SEQ32\_3 e seq\_p32. Ao ocorrerem determinados eventos, como medida de segurança os valores destas palavras vão para zero, obrigando os compressores a pararem. Os eventos são os seguintes:

- Seletores desligados dos compressores 5 e 6;
- Alarme de avaria dos compressores 5 e 6;

- Alarme de avaria dos compressores 1 e 2;
- Nível de líquido baixo no separador de  $-7^{\circ}\text{C}$ ;
- Nível de líquido baixo no separador de  $-32^{\circ}\text{C}$ ;
- Alarme do compressor 3 ativo (SEQ32\_3)
- Seletor de compressor 3 para o circuito de  $-42^{\circ}\text{C}$  (SEQ32\_3);

### 6.4. - Circuito $-42^{\circ}\text{C}$

O circuito de  $-42^{\circ}\text{C}$  é semelhante ao circuito de  $-7^{\circ}\text{C}$ . É constituído por dois compressores, um de cinco capacidades e outro de três, sendo que o de cinco capacidades (compressor 3) pode trabalhar como já foi referido anteriormente, para o circuito de  $-32^{\circ}\text{C}$ . Tal como nos restantes circuitos, para nivelar o total de horas de funcionamento criou-se um sistema de prioridades. No caso de o compressor 3 estar a servir o circuito  $-32^{\circ}\text{C}$  esse sistema de prioridades está inativo. O controlo do incremento ou decréscimo de capacidades de compressão é semelhante aos outros circuitos, isto é, recorre-se à comparação entre a pressão medida no circuito e um valor *setpoint*. Resulta desta comparação o valor a ser colocado na palavra seq\_p42, que varia entre 0 e FF.

1. 0 – Ambos os compressores parados;
2. 1 – Compressor 4 em funcionamento a 33% e compressor 3 parado, ou compressor 3 a 33% e compressor 4 parado com o código binário= 0000 0001;
3. 3 – Compressor 4 em funcionamento a 50% e compressor 3 parado, ou compressor 3 a 67% e compressor 4 parado com o código binário= 0000 0011;
4. 7 – Compressor 4 em funcionamento a 67% e compressor 3 parado, ou compressor 3 a 100% e compressor 4 parado com o código binário= 0000 0111;
5. F – Compressor 4 em funcionamento a 83% e compressor 3 parado, ou compressor 3 a 100% e compressor 4 a 33% com o código binário= 0000 1111;
6. 1F – Compressor 4 em funcionamento a 100% e compressor 3 parado, ou compressor 3 a 100% e compressor 4 a 50% com o código binário= 0001 1111;
7. 3F – Compressor 4 em funcionamento a 100% e compressor 3 em funcionamento a 33%, ou compressor 3 a 100% e compressor 4 a 67% com o código binário= 0011 1111;

8. 7F – Compressor 4 em funcionamento a 100% e compressor 3 em funcionamento a 67%, ou compressor 3 a 100% e compressor 4 a 83% com o código binário= 0111 1111;
9. FF – Compressor 4 em funcionamento a 100% e compressor 3 em funcionamento a 100%, ou compressor 3 a 100% e compressor 4 a 100% com o código binário= 1111 1111;

## 6.5. – Condensador

O condensador é um dos componentes mais importantes numa instalação de refrigeração. É neste componente que o calor retirado da instalação é rejeitado. O condensador nesta instalação é constituído por uma bomba de água e dois ventiladores. O controlo destes componentes é feito através de uma comparação entre o valor de pressão medido e o valor de pressão *setpoint*. A zona morta foi definida de 1Bar e é um valor fixo.

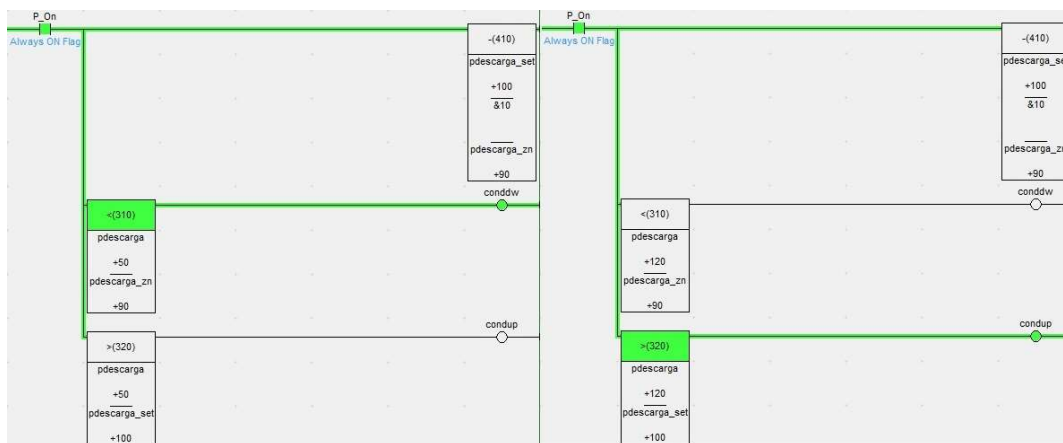


Figura 66 – Cálculo da pressão de setpoint com a zona morta e determinação do bit de controlo de capacidades do condensador [33]

Ao existir uma nova ordem de incremento ou decremento o contador que controla a temporização é reiniciado. Este contador contabiliza os segundos desde que a ordem de incremento ou decremento ocorreu e visa controlar a entrada ao funcionamento ou a paragem dos componentes do condensador. São parametrizáveis no sistema SCADA ou através da consola HMI os intervalos de tempo entre incrementos ou decrementos de capacidades.

A palavra de controlo de capacidade (cond\_k na figura seguinte) tem 4 valores possíveis: 0, 1, 2 e 3, que no caso de uma ordem de incremento ou decremento constante serão alterados após os intervalos de tempo definidos.

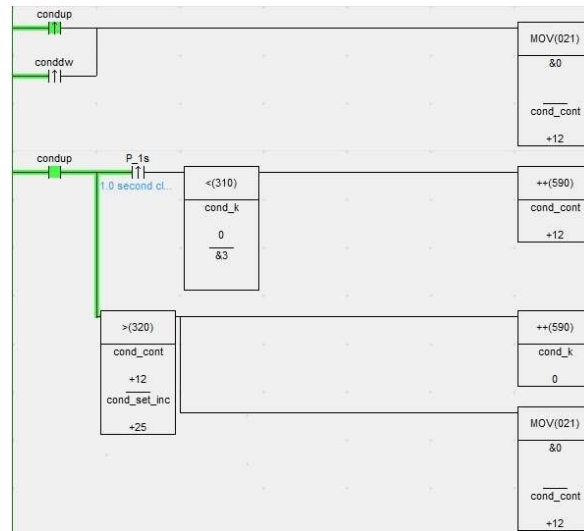


Figura 67 – Reinicialização do contador ao ocorrer nova ordem de incremento ou decremento; programação para incremento do valor da palavra cond\_k [33]

A entrada em funcionamento dos equipamentos dependerá do valor da palavra cond\_k:

- Cond\_k com valor 0 – Todos os equipamentos parados;
- Cond\_k com valor 1 – Bomba de água em funcionamento;
- Cond\_k com valor 2 – Bomba de água e ventilador de menor potência em funcionamento;
- Cond\_k com valor 3 – Bomba de água e ambos os ventiladores em funcionamento;

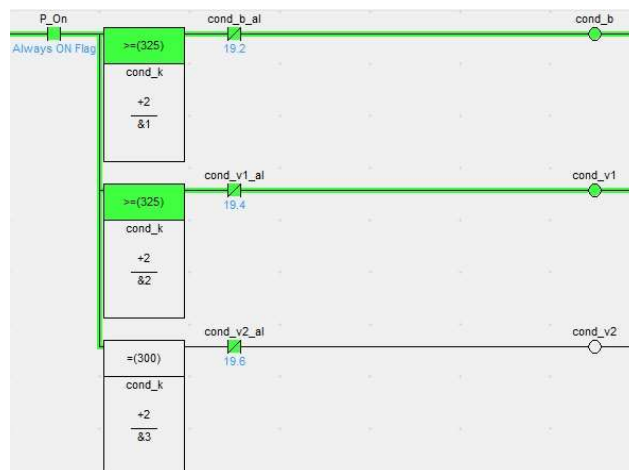


Figura 68 – Saídas digitais de funcionamento dos componentes do condensador de acordo com o valor da palavra de controlo [33]

## 6.6. - Câmaras Congelados e refrigerados

As câmaras de congelados e refrigerados podem ser analisadas em conjunto visto que o seu processo de funcionamento e controlo é praticamente igual. Os únicos pontos em que diferem são no circuito refrigerante que as “alimenta” e consequentemente na temperatura *setpoint* das mesmas.

O funcionamento das câmaras está dependente antes de tudo, de dois seletores ON/OFF, que indicam se câmara pode funcionar.

- Seletor localizado no quadro;
- Seletor virtual no sistema de supervisão;

Quando ambos os seletores estão ligados, ativam uma memória que inicia o processo de funcionamento. Se esta memória tiver valor zero, nenhum dos componentes da câmara funcionará em modo automático. A entrada em funcionamento dos componentes da câmara depende da necessidade de refrigeração. Criou-se para esse efeito uma palavra e uma memória de cada câmara denominadas temperatura alta e auxiliar-frio, respetivamente. A palavra temperatura alta será o resultado da soma da temperatura pretendida com um valor de diferencial térmico introduzido no sistema de supervisão. A memória auxiliar de frio indicará a necessidade de refrigeração da câmara e terá o estado lógico um, quando:

1. A temperatura da câmara for superior ao *setpoint* de temperatura e for superior ao *setpoint* de temperatura alta;
2. A temperatura da câmara for superior ao *setpoint* de temperatura e tiver a memória auxiliar-frio ligada;

Este tipo de controlo permitirá que no interior da câmara a temperatura varie dentro de uma gama, não prejudicial ao estado do produto, fazendo com que a válvula de frio e a válvula de sucção não estejam sempre ligadas/abertas. O arranque da memória auxiliar-frio ocorre exatamente de acordo com a sequência indicada, isto é, apenas quando a temperatura da câmara é superior à temperatura alta, a memória auxiliar-frio muda o seu estado lógico de 0 para 1. Esta memória colocará em funcionamento o sistema de refrigeração que fará com que a temperatura da câmara desça abaixo da temperatura-alta, desativando a linha de código descrita em 1) e ativando o código descrito em 2), que permitirá que a temperatura continue a decrescer até atingir o *setpoint* de temperatura. Neste caso e enquanto a temperatura da câmara for superior à temperatura desejada a memória de auxiliar-frio terá sempre o estado lógico 1.

Na figura seguinte pode-se analisar melhor o funcionamento da câmara, a variação da temperatura e a alteração de estado da memória auxiliar de frio.

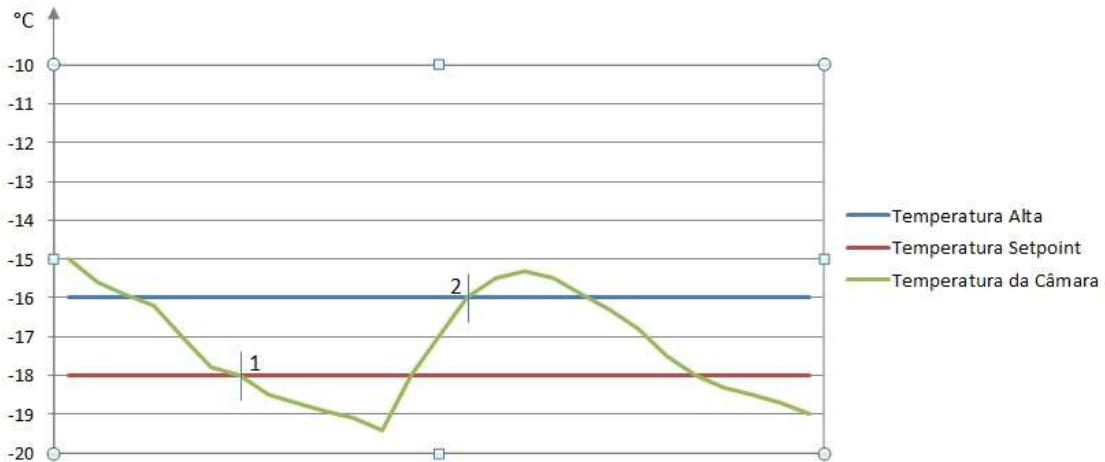


Figura 69 – Gráfico de temperaturas e temperaturas pretendidas de uma câmara de congelados

Como descrito anteriormente, quando a temperatura é superior à temperatura alta a memória auxiliar de frio estará ligada, isto é, a câmara estando em funcionamento terá os componentes ligados de forma a atingir a temperatura desejada. Ao atingir a temperatura desejada, a câmara entrará num estado de hibernação em que mudará o estado da memória auxiliar de frio para 0 que por sua vez desligará os componentes, responsáveis pela refrigeração da câmara. Por influência de cargas térmicas externas ou por outras razões (por exemplo, a colocação de novo produto dentro da câmara e/ou a abertura da porta por tempos prolongados) a temperatura poderá subir, fazendo com que no ponto 2 do gráfico, a memória auxiliar de frio altere o seu estado lógico para 1.

Quando a memória auxiliar-frio tem o estado lógico 1, autorizará os restantes componentes, numa determinada ordem, a entrarem em funcionamento. Os primeiros componentes a entrar em funcionamento serão a válvula de frio e válvula de sucção, seguidas da ventilação. Dependendo da fase de controlo da câmara, a entrada em funcionamento destes componentes é realizada de forma imediata ou após uma temporização. No caso de nos encontrarmos no primeiro ciclo (exemplo: primeiro arranque da instalação) as válvulas de frio e sucção e a ventilação entrarão ao funcionamento ao mesmo tempo. No caso de a câmara ter acabado um ciclo de descongelação, as válvulas de frio e sucção terão uma temporização de entrada ao trabalho de 120 segundos e a ventilação terá um atraso de entrada ao trabalho de 180 segundos. O atraso da entrada em funcionamento das válvula de frio e sucção terá o objetivo que o líquido presente na serpentina escorra para uma placa presente no fundo do evaporador, enquanto o atraso da entrada em funcionamento da ventilação deve-se à

tentativa de solidificação das partículas de água líquidas que permaneçam na serpentina após a descongelação.

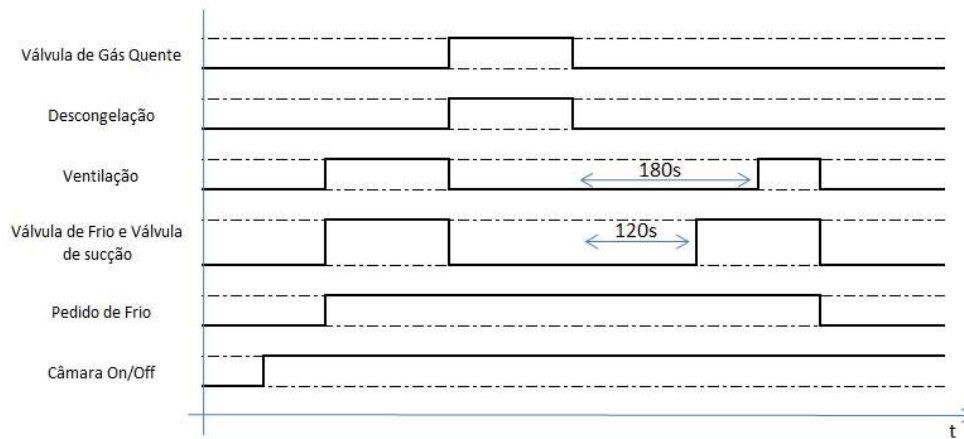


Figura 70 - Diagrama de funcionamento de Câmaras

As descongelações são processo importante nos evaporadores, porque permitem o seu correto funcionamento. Por as temperaturas ambiente nas câmaras de congelados serem muito baixas tende a formar-se na serpentina do evaporador uma camada de gelo, que vai engrossando com o funcionamento do evaporador. Se não se efetuar uma descongelação, esta camada de gelo dificultará a passagem de ar entre as serpentinas, baixado em grande escala o efeito refrigerante conseguido. A descongelação tem, portanto, o objetivo de fazer passar pela serpentina um gás quente, capaz de eliminar a camada de gelo presente.

Para que a descongelação ocorra o utilizador tem de atribuir valores a duas variáveis no sistema de supervisão:

- Tempo de intervalo entre descongelações;
- Tempo de duração da descongelação;

A rotina criada para a descongelação, contabiliza o tempo de funcionamento da câmara, isto é, o tempo total em que ambos os seletores da câmara estão ligados. Ao comparar esse valor com o tempo programado de intervalo entre descongelações e no caso de ser superior, a câmara entra no modo de descongelação. Ao entrar neste modo, a ventilação e a válvula de frio desligam, a válvula de gás quente recebe ordem para ligar e o contador de funcionamento da câmara é reiniciado. Quando o tempo de funcionamento da câmara for superior ao valor programado no sistema de supervisão para o intervalo da descongelação, a descongelação é dada por terminada, desligando a válvula de gás quente e dando início á sequência de arranque de frio da câmara.

## 6.7. - Espaços climatizados

Entende-se como espaços climatizados as salas de trabalho, corredores e antecâmaras que pela sua proximidade com as câmaras de congelados e refrigerados, devem ter uma temperatura controlada. Evita-se desta forma que as câmaras de congelados e refrigerados tenham uma grande carga térmica nas redondezas e que o produto ao ter de ser deslocado ou trabalhado/manipulado, sofra uma alteração prejudicial do seu estado e condição. Visto que neste conjunto de espaços se englobam também as salas de trabalho (por exemplo salas de tratamento de carne), é de toda a conveniência que a temperatura da sala seja baixa, mas que ao mesmo tempo seja suportada pelo ser humano. O controlo destes espaços difere quando comparado com o controlo de câmaras de congelados e refrigerados na temperatura *setpoint* e na inexistência de descongelações. O facto de as temperaturas desejadas para estes espaços serem positivas faz com que, na normal operação da câmara não se crie gelo nas serpentinas do evaporador. Por essa razão não há necessidade de descongelações.

## 7 - Supervisão

### 7.1 - Sistema de Supervisão SCADA

O termo SCADA (*Supervisory Control And Data Aquisition*) na automação, refere-se a sistemas de supervisão, controlo e aquisição de dados compostos por um ou mais computadores que monitorizam e controlam um processo.

O principal objetivo de um sistema SCADA é de proporcionar uma interface de alto nível do operador com o processo, informando-o em tempo real de todas as ocorrências na planta/instalação.

Os painéis convencionais permitiam informar o estado do processo industrial, monitorizando sinais representativos de medidas e estados de dispositivos, através de um painel de lâmpadas e indicadores, sem qualquer tipo de interface com o operador. Com a evolução tecnológica os computadores assumiram um papel fundamental na gestão, recolha e tratamento de dados, tornado possível a sua visualização num ecrã e a geração de comandos de programação para execução de funções de controlo complexas.

Atualmente os sistemas SCADA utilizam tecnologias de nível informático e comunicação para automatizar a monitorização e controlo dos processos industriais, efetuando recolha de dados em ambientes complexos, eventualmente dispersos geograficamente e proporcionando uma interface de alto nível do operador com o processo, informando-o "em tempo real" de todos os eventos que ocorram na instalação, com recurso às interfaces Homem – Máquina (HMI).

Estes sistemas revelam-se de crucial importância na estrutura de gestão das empresas, facto pelo qual deixaram de ser vistos como meras ferramentas operacionais, ou de engenharia e passaram a ser considerados como uma importante fonte de informação.

A utilização de sistemas SCADA permite uma série de vantagens, quando comparado com sistemas com painéis convencionais:

- Redução de gastos com montagem de painéis de controlo e projeto;
- Redução de custos da aquisição, de manutenção e substituição de instrumentos de painel, pois no sistema SCADA os instrumentos são virtuais;
- Redução de espaço necessário para a sala de controlo;
- Dados disponíveis em formato eletrónico, facilitando a geração de relatórios e integração com sistemas ERP (*Enterprise Resource Planning*) ou SIGE (Sistemas Integrados de Gestão Empresarial);
- Facilidade e praticabilidade de operação, pois os instrumentos são apresentados ao operador de maneira simples e de fácil acesso;

Em contrapartida existe a necessidade de mão-de-obra capacitada para desenvolver as interfaces homem-máquina.

Um sistema SCADA normalmente é constituído pelos seguintes subsistemas:

- Estação de supervisão: Esta unidade promove a Interface Humano-Máquina (HMI), apresenta dados de processo ao operador e por meio deste o operador monitoriza e controla o processo;
- Um sistema de controlo e/ou aquisição de dados: geralmente o sistema de controlo de tempo real é constituído por uma unidade separada do sistema de supervisão. Esta pode ser constituída por um ou vários conjuntos de Controladores de Lógica Programável (PLC), controladores *multi-loop*, controladores *single-loop*, Unidade Terminal Remota (RTU), entre outros. Estas unidades são conectadas aos sensores e atuadores do processo. Convertem os sinais dos sensores para dados digitais e os dados digitais de controlo para os atuadores;
- Infraestrutura de comunicação que conecta o sistema de supervisão às unidades de controlo.

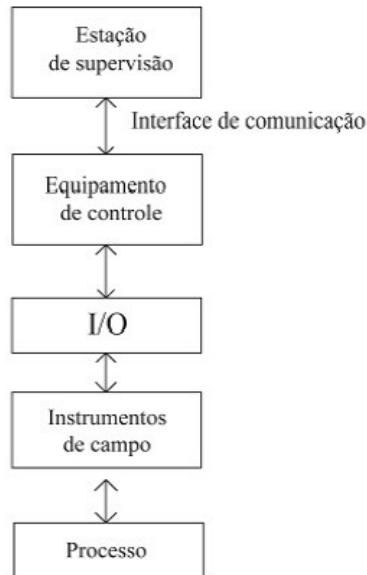


Figura 71 – Diagrama genérico de um sistema de controlo com SCADA [25] (adaptado)

Os principais sistemas de supervisão podem oferecer três funções básicas:

- Funções de supervisão: Inclui todas as funções de monitorização do processo tais como: sinópticos com animação, gráficos de tendência de variáveis analógicas e digitais, tabelas de dados das variáveis medidas e controladas, etc.
- Funções de operação: Os sistemas SCADA substituíram com vantagens as funções das mesas de controlo. Permitem ligar e desligar equipamentos e alterar sequências de equipamentos, operação de malhas de controlo, alterar o modo de funcionamento de equipamentos, etc.
- Funções de controlo: Alguns sistemas de supervisão possuem a capacidade de definir diretamente ações de controlo, sem depender de um nível intermédio de controlo. Todas as ações de entrada e saída são executadas diretamente através de I/O ligados diretamente à estação de supervisão ou a alguma estação remota.

Um sistema SCADA tem a função de monitorizar e controlar pequenas instalações ou sistemas complexos com grandes áreas. Como já referido, muitas ações de controlo são executadas automaticamente através de unidades remotas (RTU) ou por controladores de lógica programável (PLC). Normalmente o sistema de supervisão não executa diretamente funções de comando, auxiliando apenas o equipamento de controlo nas respetivas tarefas.

Como se pode visualizar na figura 71 a aquisição de dados é inicialmente efetuada pelo equipamento de controlo. Os dados são compilados e formatados e finalmente transmitidos para o sistema de supervisão. Tipicamente os sistemas SCADA possuem uma base de dados geralmente denominada como base de dados *tagname* que contém dados dos pontos I/O. Cada ponto representa um valor de entrada ou saída monitorizada ou controlada pelo sistema. Um ponto pode estar direcionado para uma entrada ou saída digital, para uma entrada ou saída analógica ou para uma memória interna do sistema. Cada ponto da base de dados pode ser definido que tipo de ponto é (Booleano, Inteiro, Real, etc...), se tem algum texto associado a ele (Ligado/Desligado), a nível de entradas e saídas que tipo de ponto é (entrada, saída, memória interna), qual a frequência de atualização do valor, que tipo de comunicação deve ser utilizada com o PLC, valor mínimo e máximo expectável e taxa de conversão entre o valor medido e o valor a apresentar, entre outras possibilidades que geralmente o software SCADA oferece.

### 7.1.1 - Interface Humano-Máquina (HMI)

A unidade de interface humano-máquina (HMI) é o equipamento que apresenta os dados de processo ao operador e possibilita a este a intervenção no processo. Inicialmente as HMI eram plataformas que não eram baseadas nas plataformas PC, limitando muito o campo de desenvolvimento e atuação. Atualmente através da aplicação instalada no PC, pode-se desempenhar as funções descritas anteriormente, gerar e imprimir relatórios e comunicar via Ethernet/TCP-IP com qualquer rede. As informações do processo são apresentadas na HMI na forma de sinóptico permitindo ao utilizador a visualização da representação esquemática da planta controlada.

Os sistemas de supervisão são constituídos por dois módulos básicos, um que permite a criação e desenvolvimento do projeto e outro que permite apenas a sua execução. Para o desenvolvimento do projeto não é geralmente necessário o conhecimento de alguma linguagem de programação específica, visto que a programação de grande parte dos sistemas de supervisão é automatizada ou baseada em módulos de programação em VBA (Visual Basic for Applications) ou VBS (Visual Basic Script).

### 7.2. - Controlo de Acesso

Quase todos os sistemas de supervisão permitem a distribuição de aplicações por várias entidades do sistema espalhadas numa rede local. É assim natural que existam múltiplos utilizadores com acesso ao sistema SCADA, eventualmente com responsabilidades específicas no que diz respeito à manutenção e à interação com as diversas aplicações de supervisão.

As funcionalidades para controlo de acessos permitem limitar o acesso de utilizadores a determinadas partes do sistema ou ao sistema na sua totalidade. Desta forma podem evitar-se situações de utilização abusiva do sistema por utilizadores não qualificados, impossibilitando-os de causar estragos, mesmo que inadvertidamente. A mais simples das proteções consiste na obrigatoriedade de introdução de uma senha para inicialização do sistema. Outros tipos de proteção consistem por exemplo, na definição de níveis de acesso ou na definição de operações condicionais. Neste último caso a condição para a realização de uma operação pode consistir simplesmente, na introdução de uma senha.

### 7.3. - Sinóptico

Os sinópticos fornecem uma representação gráfica geral da planta em substituição dos painéis sinópticos tradicionais. Constituem o meio mais eficaz de apresentação dos dados dos processos supervisionados. Através de um sinóptico pode-

se captar rapidamente a informação mais relevante do sistema, qualquer que seja o tipo de aplicação. Esta eficiência está dependente da representação gráfica utilizada nos dispositivos supervisionados e da utilização de cores, sons e animações gráficas.

Cada sinóptico representa uma área do processo com um certo nível de detalhe. Para se obter uma visão mais detalhada de uma determinada área pode-se recorrer a um novo sinóptico, denominado sub-sinóptico no caso de ser de uma hierarquia inferior, ou no caso de apresentar uma visão de uma outra camada do mesmo sinóptico (sistema *multi layer*).

Para alguns tipos de processo recomenda-se o uso de um sinóptico tipo plano infinito que traz a representação global de um sistema distribuído geograficamente, tal como um oleoduto, um sistema de controlo de tráfego de uma cidade, um sistema de controlo de estações e linhas de comboio, etc. Esta técnica é denominada *full-graphics*.

### 7.3.1. – Sinóptico Principal

O sistema de supervisão e aquisição de dados em estudo nesta dissertação permitirá ao operador efetuar funções de supervisão e operação.

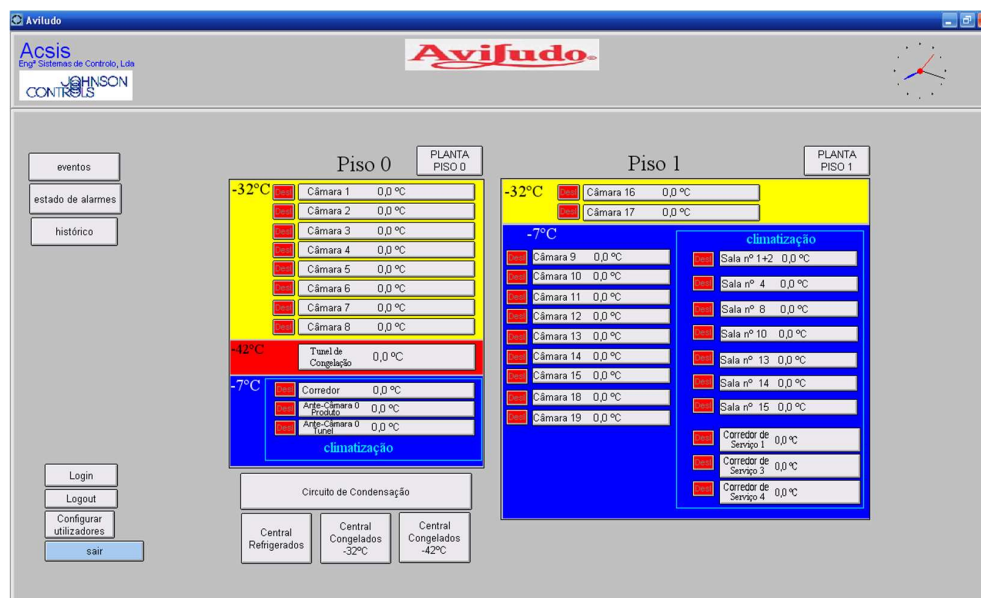


Figura 72 – Sinóptico Principal da Instalação [33]

No sinóptico apresentado, estão disponíveis as seguintes funcionalidades:

- Funções de supervisão:

1. Observar a disposição das câmaras, salas e corredores de acordo com o circuito a que pertencem e o piso onde estão localizados;
  2. Visualizar a temperatura das câmaras, salas e corredores da instalação;
  3. Observar o estado atual de câmaras, salas e corredores – congelação/descongelação ou paradas;
  4. Verificar a existência de algum tipo de alarme e a localização do mesmo;
  5. Aceder aos sinópticos individuais de cada câmara, sala ou corredor;
  6. Aceder às plantas de ambos os pisos;
  7. Aceder ao sinóptico do circuito de condensação;
  8. Aceder aos sinópticos dos circuitos de refrigeração de  $-7^{\circ}\text{C}$ ,  $-32^{\circ}\text{C}$  ou  $-42^{\circ}\text{C}$ ;
  9. Aceder à lista de alarmes ativos;
  10. Visualizar o histórico de alarmes;
  11. Visualizar o histórico de eventos ocorridos – registo de logins, erros de comunicação com o PLC, etc.;
  12. Efetuar o Login/Logout de utilizadores;
- Funções de operação
    1. Alterar o estado de funcionamento das câmaras, salas ou corredores, consoante exista a necessidade ou ocupação das mesmas. Esta alteração de estado está dependente do nível de autorização que o utilizador possua.

### 7.3.2 - Sinópticos individuais

#### 7.3.2.1. - Sinóptico individual do circuito de condensação



Figura 73 – Sinóptico do circuito de condensação [33]

No sinóptico referente ao circuito de condensação é possível:

- Funções de supervisão:
  1. Observar o estado de funcionamento dos ventiladores e da bomba;
  2. Visualizar a pressão de condensação medida e o respetivo *setpoint*;
  3. Observar o estado do seletor do circuito de condensação – On/Off;
  4. Observar a temperatura da água de condensação;
  5. Visualizar qual o estado da pressão de condensação – zona neutra, pressão alta ou baixa;
  6. Observar os valores dos temporizadores para incremento e decremento de capacidades;
  7. Aceder ao registo de temperatura medida;
  8. Aceder ao registo de pressão medida;
  9. Aceder ao gráfico com as variáveis do circuito de condensação;

- Funções de operação:
  1. Alterar o *setpoint* da pressão desejada no circuito de condensação;
  2. Modificar o *setpoint* dos temporizados para incremento e decremento das capacidades do condensador;

7.3.2.2. - Sinóptico individual do circuito de compressão -42°C

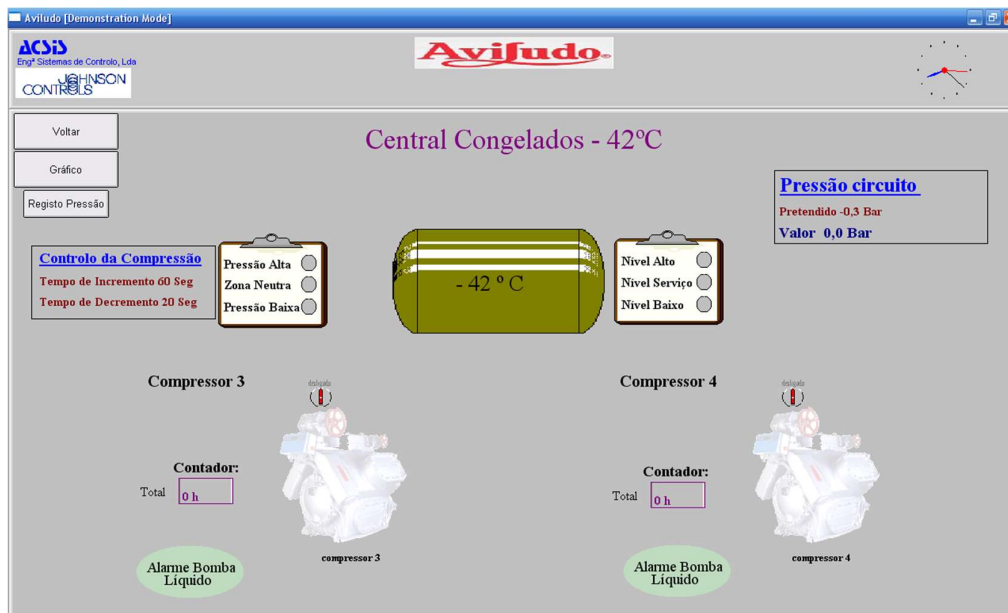


Figura 74 - Sinóptico do circuito de compressão -42°C [33]

Neste sinóptico é possível:

- Funções de supervisão:
  1. Observar o estado de funcionamento dos compressores;
  2. Observar o estado do seletor individual de cada compressor – On/Off;
  3. Visualizar o estado e a capacidade atual de funcionamento de cada compressor;
  4. Visualizar o valor dos contadores de tempo de funcionamento de cada compressor;
  5. Visualizar a existência de alarme da bomba de líquido;

6. Visualizar qual o estado da pressão do circuito – zona neutra, pressão alta ou baixa;
  7. Visualizar a pressão medida no circuito e o respetivo *setpoint*;
  8. Observar os valores dos temporizadores para incremento e decrémento de capacidades;
  9. Observar o nível de líquido no separador do circuito -42°C – nível de serviço, alto ou baixo;
  10. Aceder ao registo de pressão do circuito;
  11. Aceder ao gráfico da pressão do circuito;
- Funções de operação:
    1. Alterar o *setpoint* da pressão desejada no circuito de compressão -42°C;
    2. Modificar o *setpoint* dos temporizados para incremento e decrémento das capacidades do circuito de compressão -42°C;

7.3.2.3. - Sinóptico individual de câmara de congelados

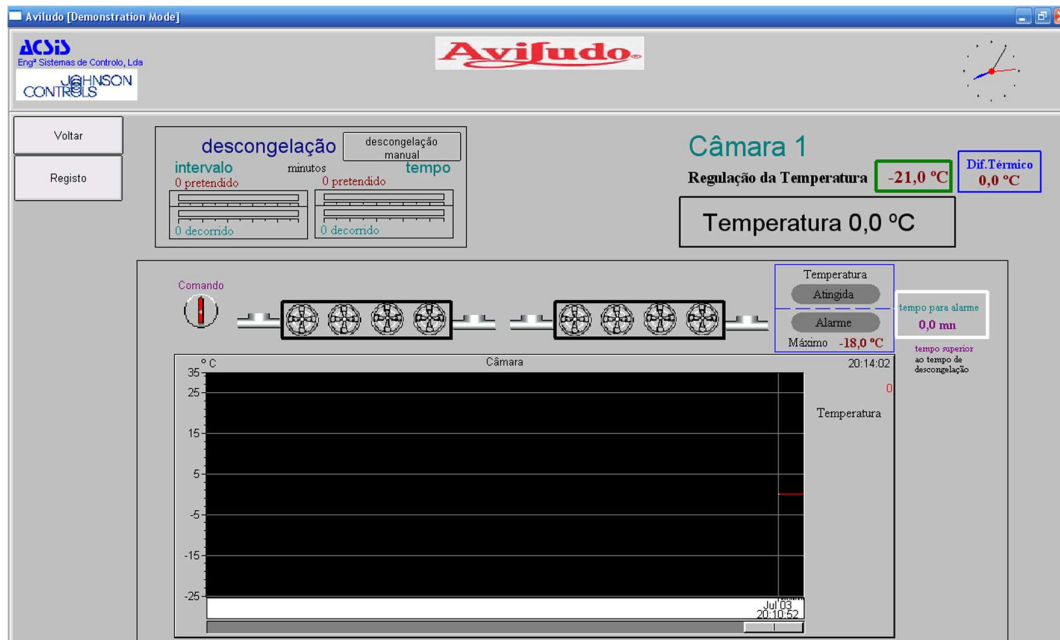


Figura 75 – Sinóptico de uma câmara de congelados [33]

No sinóptico apresentado, estão disponíveis as seguintes funcionalidades:

- Funções de supervisão:
  1. Observar o estado do seletor individual da câmara – On/Off;
  2. Visualizar o estado da válvula de frio de cada evaporador;
  3. Visualizar o estado da válvula de descongelação de cada evaporador;
  4. Observar o estado de funcionamento da ventilação de cada evaporador;
  5. Visualizar a temperatura medida da câmara e o respetivo *setpoint*;
  6. Observar qual o valor de *setpoint* de diferencial térmico;
  7. Observar se a temperatura da câmara foi atingida;
  8. Observar se a câmara se encontra em alarme de temperatura alta;
  9. Observar qual o valor de temperatura máxima escolhido;
  10. Visualizar qual o valor do temporizado para ativar o alarme de temperatura alta;

11. Visualizar o gráfico de temperatura da câmara;
  12. Visualizar o intervalo de tempo pretendido entre descongelações;
  13. Visualizar o tempo decorrido após descongelação;
  14. Visualizar o intervalo de tempo pretendido para duração das descongelações;
  15. Visualizar o tempo decorrido da descongelação;
  16. Aceder ao registo da temperatura da câmara;
- Funções de operação:
    1. Alterar o valor do *setpoint* da temperatura da câmara;
    2. Alterar o valor do *setpoint* de diferencial térmico da câmara;
    3. Alterar o valor do *setpoint* de temperatura máxima que vai ativar o alarme de temperatura alta;
    4. Alterar o valor do temporizado que vai ativar o alarme de temperatura alta;
    5. Ativar/forçar uma descongelação manual;
    6. Alterar o valor do intervalo de tempo entre descongelações;
    7. Alterar o valor do intervalo de tempo de duração das descongelações;

## 8 – Controlo e Simulação

Apresenta-se neste capítulo um modelo de controlo da velocidade do tapete rolante de um túnel de congelamento espiral. O objetivo proposto é controlar a frequência de funcionamento do motor do tapete rolante e desta forma o tempo que o produto permanece dentro do túnel de congelação, de acordo com a curva de congelamento e temperatura do produto.

### 8.1 – Túnel de congelamento

Adaptando o modelo de um túnel de congelamento desenvolvido na dissertação de Francisco Salvador (*São Paulo, 1999 - Projeto de um Sistema de Refrigeração Industrial com 'Set-Point' Variável*) [27], e considerando-se o volume de controlo do interior do túnel de congelamento (VC1) são adotadas as hipóteses de propriedades uniformes, ar seco em todo o volume, ar como sendo um gás ideal, a carga térmica total (que inclui a carga térmica de perdas), a massa de ar do ambiente como sendo invariável durante o tempo, calores específicos do ar como sendo constantes e energia interna como sendo igual à entalpia (Vargas-Parise, 1992). Pelas equações de balanço de massa e energia, obtém-se:

$$\frac{dT_1}{dt} = [Q + \dot{m}_{ar} c_{p_{ar}} (T_2 - T_1)] \frac{1}{c_{v_{ar}} m_1}$$

Q – Fluxo de calor (kW)

T – Temperatura (°C)

$\dot{m}_{ar}$  – caudal mássico de ar (kg/s)

$c_{p_{ar}}$  – calor específico do ar a pressão constante (kJ/kg °C)

$m_1$  – massa de ar (kg)

$c_{v_{ar}}$  – calor específico do ar a volume constante (kJ/kg °C)

O volume de controlo do lado do evaporador (VC2), considerando as mesmas condições anteriores e que há troca de calor exclusivamente com o lado do refrigerante do evaporador (VC3), da mesma forma obtém-se:

$$\frac{dT_2}{dt} = [\dot{m}_{ar} c_{p_{ar}} (T_1 - T_2) - Q_3] \frac{2}{c_{v_{ar}} m_2} - \frac{dT_1}{dt}$$

$Q_3$  – calor trocado no evaporador (kW)

$m_2$  – massa de ar (kg)

## 8.2 – Evaporador

O evaporador é o equipamento onde ocorre a troca de calor entre o ambiente e o fluido refrigerante. A capacidade de uma serpentina de refrigeração pode ser escrita como:

$$Q = U A \Delta t_{m \log}$$

Q – Fluxo de calor (kW)

U – coeficiente global de transferência de calor (kW/m<sup>2</sup> °C)

$\Delta t_{m \log}$  – diferença média logarítmica de temperaturas de entrada e saída do ar (°C)

A – Área de troca de calor (m<sup>2</sup>)

A diferença média logarítmica pode ser definida:

$$\Delta t_{m \log} = \frac{(t_e - t_r) - (t_s - t_r)}{\ln \frac{(t_e - t_r)}{(t_s - t_r)}}$$

T<sub>e</sub> – temperatura de entrada do ar (°C)

T<sub>s</sub> – temperatura de saída do ar (°C)

T<sub>r</sub> – temperatura do fluido refrigerante (°C)

As equações necessárias para a implementação de um modelo para simulação do comportamento das temperaturas e calor num túnel de congelamento estão encontradas.

### 8.3 – Controlo

Para controlo de velocidade do tapete rolante optou-se pelo uso de um controlador proporcional-integral-derivativo (PID).

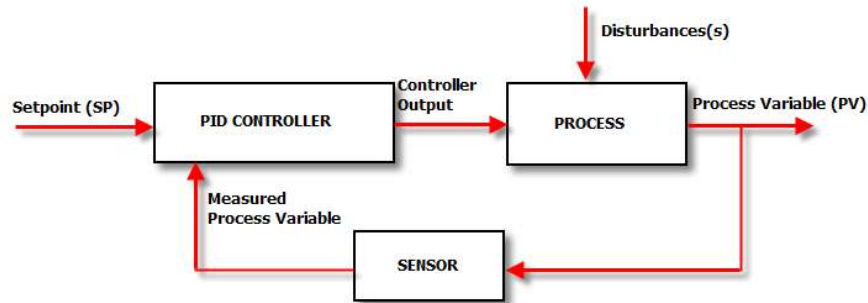


Figura 76 – Diagrama de blocos clássico de um processo com um controlador PID [37]

Um controlador PID é um sistema em malha fechada onde a variável do processo é o parâmetro do sistema que precisa ser controlado, como a temperatura, pressão, fluxo, etc. Um controlador PID calcula constantemente o valor de erro  $e(t)$  como a diferença entre o valor desejado e o valor medido da variável do processo, aplicando um fator corretivo baseado em termos proporcionais (P), integrais (I) e derivativos (D). O controlador tenta minimizar o erro ao longo do tempo ajustando uma variável de controlo  $u(t)$ , como a posição de uma válvula de controlo, velocidade, tensão de alimentação a uma resistência de aquecimento.

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt}$$

Ou

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt + K_p T_d \frac{de(t)}{dt}$$

Onde  $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$ , todos não negativos, correspondem aos coeficientes dos termos proporcional, integral e derivativo.

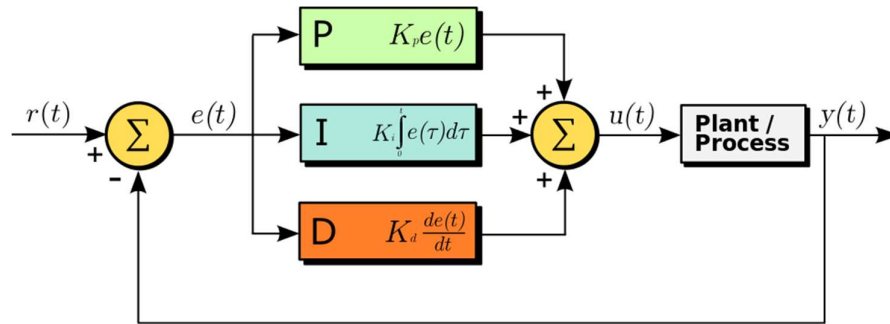


Figura 77 – Diagrama de blocos de um controlador PID com um loop de feedback [38]

Neste modelo:

- O fator P é influenciado pelo valor atual do erro. Por exemplo, com um erro grande e positivo, o valor de saída do controlador será grande e positivo.
- O fator I é influenciado pelo valor passado do erro. Por exemplo, se a atual saída do controlador não é suficientemente forte, o valor integral acumulará com o decorrer do tempo e o controlador aplicará uma reposta mais forte.
- O fator D é influenciado pela trajetória futura do erro, baseado na atual variação. Por exemplo, se a influência do termo proporcional faz com que o valor da variável a controlar tenha uma trajetória que ultrapasse o *setpoint*, o termo derivativo irá para zero ou valores negativos de forma a evitar este comportamento.

Tipos de controladores:

P – É um controlador que reagirá proporcionalmente ao erro. Se o coeficiente  $K_p$  for elevado a reação será rápida, mas a estabilização da variável a ser controlada no valor desejado será difícil. Se o coeficiente  $K_p$  for baixo a reação será lenta, podendo a variável a controlar nem sequer se aproximar do valor desejado.

I – É um controlador que aumenta a ação não só em relação ao erro, mas também ao tempo a que o erro persiste. Tem a capacidade de trazer o erro para zero, mas seria demasiado lento no início, significativo mesmo que o erro se aproximasse de zero (a ação aumenta desde que o erro seja superior a zero) e lento quando o erro fosse inferior a zero potenciando oscilações em torno do valor pretendido.

D – Um controlador derivativo não considera o erro, mas sim a variação do erro, significando isto que este controlador não pode trazer a variável controlada para o valor desejado. Uma ação significativa quando o erro é pequeno criará instabilidade e oscilação.

PI – Este tipo de controlador é rápido na resposta e aumenta o tempo de estabilização em torno do valor pretendido. É o controlador mais usado e a melhor escolha a não ser no caso em que a estabilização da variável de processo demore muito tempo.

PD – Este tipo de controlador diminui a oscilação em torno do valor desejado assim como o tempo total de estabilização.

## 8.4 – Modelo do Sistema

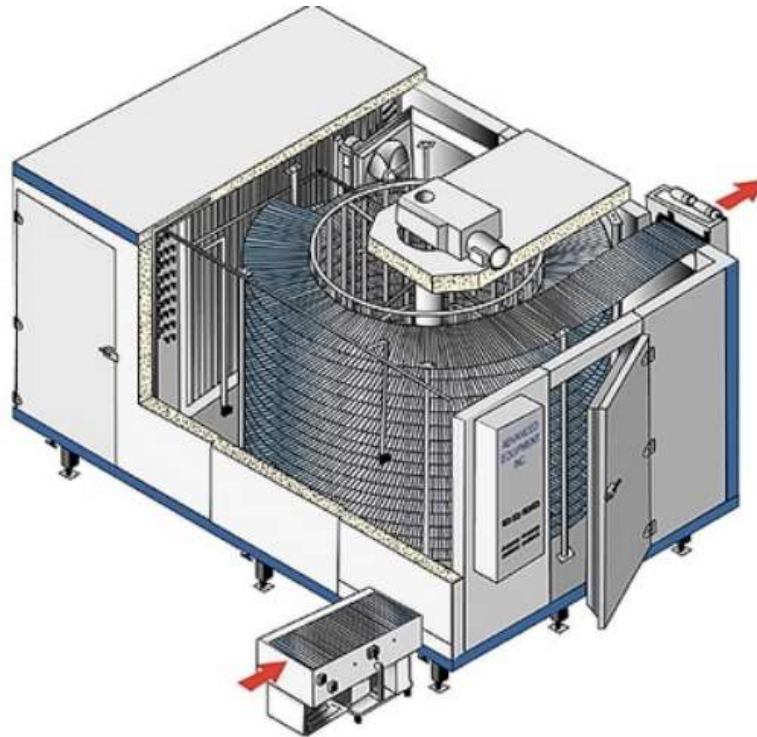


Figura 78 – Túnel de congelamento [39]

Para simulação do sistema, entende-se aqui o cálculo das variáveis operacionais que constituem o modelo do sistema através da solução simultânea do conjunto de equações formado pelas equações de desempenho dos equipamentos, das propriedades termodinâmicas das substâncias e dos balanços de massa e energia.

A simulação será constituída por vários modelos:

- Modelo do túnel de congelamento;
- Modelo da temperatura do produto;
- Modelo do PID controlador da velocidade do tapete;

8.4.1 – Modelo do túnel de congelamento

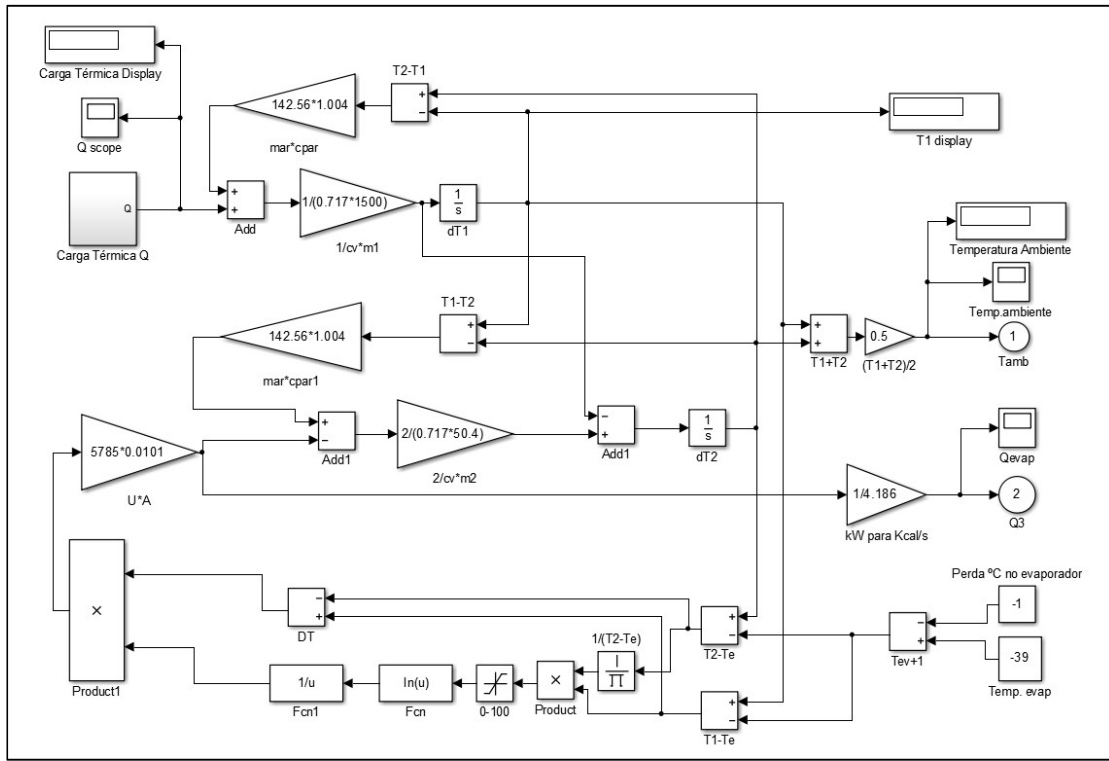


Figura 79 – Implementação em Simulink do modelo do Túnel de congelamento e evaporador [27]

A figura apresenta a implementação em Simulink do modelo para o evaporador e para o túnel de congelamento, tendo como base as equações apresentadas no ponto 8.1 e 8.2. A essas equações foi adicionado uma característica prática e real que representa a perda de carga na pressão de sucção no evaporador.

Os parâmetros considerados para a simulação deste modelo e de acordo com a dissertação de Francisco Salvador [27] são os seguintes: fluxo de ar  $99\text{m}^3/\text{s}$ , massa de ar  $m_1 = 1500\text{ kg}$ , massa de ar  $m_2 = 50,4\text{ kg}$ , densidade do ar  $\rho_{\text{ar}} = 1,44\text{ kg}/\text{m}^3$  (para temperatura de  $-30^\circ\text{C}$ ),  $c_{p\text{ar}} = 1,004\text{ kJ}/\text{kg K}$ ,  $c_{v\text{ar}} = 0,717\text{ kJ}/\text{kg K}$ , coeficiente global de troca de calor  $U = 0,0101\text{ kW}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$  e superfície de troca térmica  $A = 5785\text{m}^2$ . Temperatura de evaporação  $-39^\circ\text{C}$ , com perda de carga de  $1^\circ\text{C}$ . Admite-se coeficiente médio e fixo de troca de calor. Carga térmica constante de  $460\text{ kW}$ .

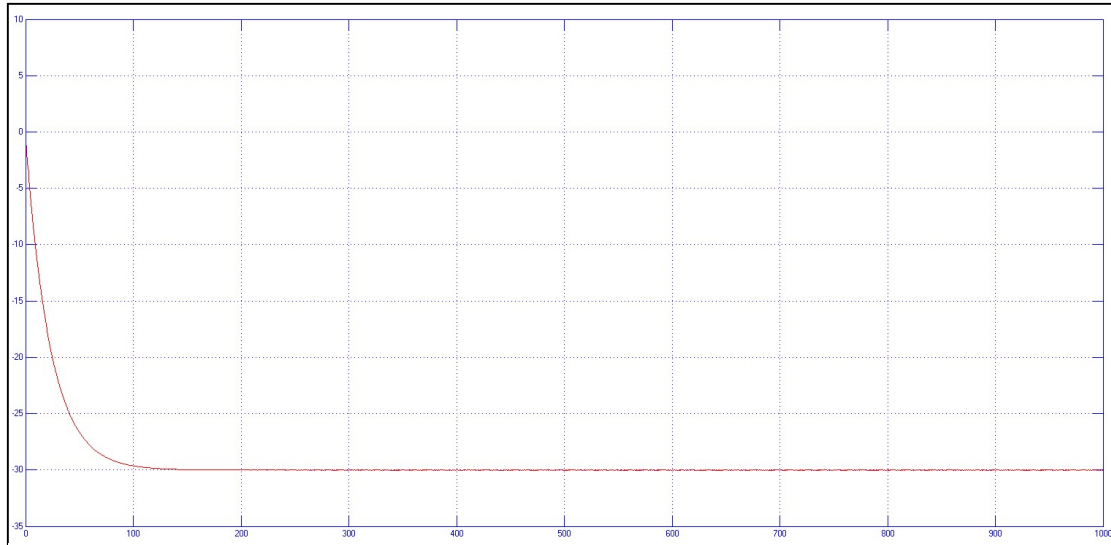


Figura 80 – Gráfico da temperatura ambiente do túnel (Tempo[s] – Temperatura[°C])

A temperatura ambiente do túnel considerada é a média aritmética entre as temperaturas T1 e T2.

#### 8.4.2 – Temperatura do produto

A temperatura do produto é calculada no modelo recorrendo à Lei de Newton para a refrigeração. Esta lei expressa que a razão de diminuição de calor de um corpo, sem fonte interna ou externa de calor, é proporcional à diferença de temperatura entre o corpo e o ambiente. Esta lei é verdadeira para a condução térmica, mas é apenas aproximadamente verdadeira em condições de transferência de calor por convecção. Para efeitos de simulação aceitou-se esta aproximação da lei de refrigeração de Newton. A taxa de transferência de calor observada é proporcional à diferença de temperatura que é expressa pela seguinte equação.

$$\frac{dT}{dt} = -k (T - Tm)$$

$\frac{dT}{dt}$  -variação da temperatura no tempo

k-constante de proporcionalidade

T-temperatura do objeto

$Tm$  – temperatura do ambiente

Trabalhando a equação obtêm-se:

$$T(t) = Ce^{-kt} + Tm$$

C – Constante, igual à diferença da temperatura ambiente e a temperatura do corpo inicial.

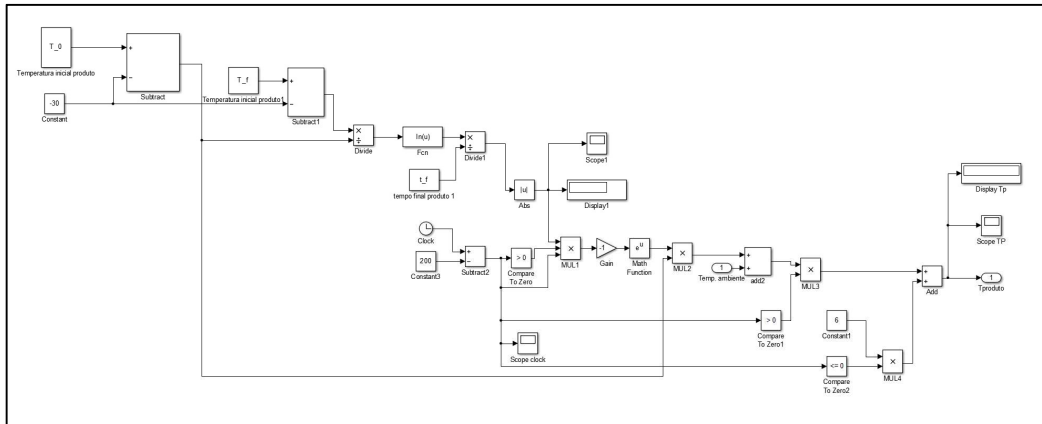


Figura 81 – Implementação em Simulink do modelo da temperatura do produto

O relógio que é referência para o cálculo da temperatura tem um offset de 200 segundos. Este offset deve-se ao facto de o túnel precisar desse período para atingir a temperatura ambiente de -30°C. O produto apenas entra no túnel quando a temperatura ambiente já se encontra estabilizada nos -30°C.

Para um produto cuja temperatura varie dos 6°C aos -18°C em 1200 segundos, com uma temperatura ambiente estável de -30°C, a respectiva curva de temperatura será:

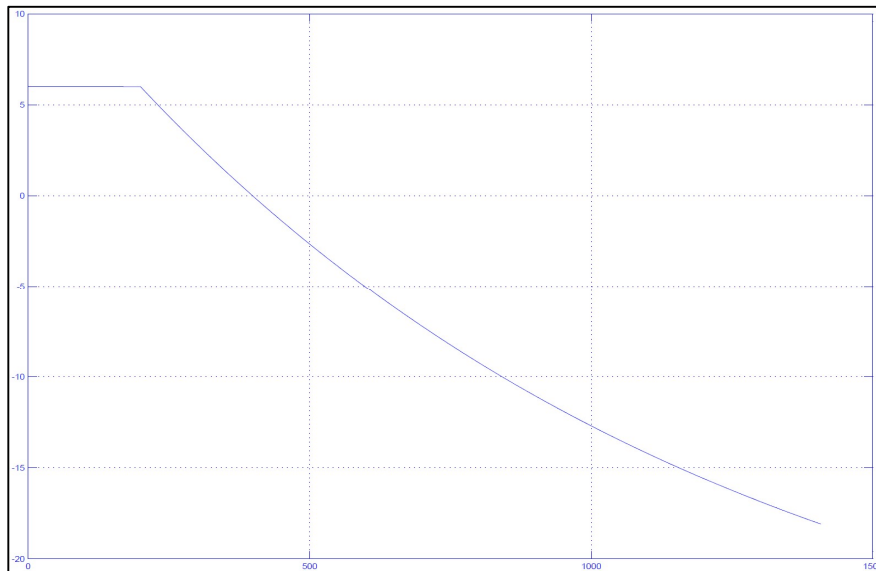


Figura 82 – Curva de refrigeração/congelamento do produto (Tempo[s] – Temperatura[°C])

### 8.4.3 – Controlador PID

O controlador PID do modelo de simulação para controlo de velocidade do tapete rolante é baseado nas fórmulas apresentadas no capítulo 8.4. O controlador opera sobre o erro medido entre o sinal de referência e a variável do processo, isto é,  $e(t) = T_{\text{produto}} - T_{\text{sepoint}}$ .

Como se poderá ver no modelo implementado no Simulink, os valores negativos gerados foram desconsiderados e não entram no valor de saída do controlador PID. Usou-se também uma função de saturação, que restringe a saída do controlador entre um mínimo (30%) e um máximo (100%).

Outra solução possível para controlo da velocidade era o uso da ferramenta/módulo PID disponibilizada pelo Matlab/Simulink.

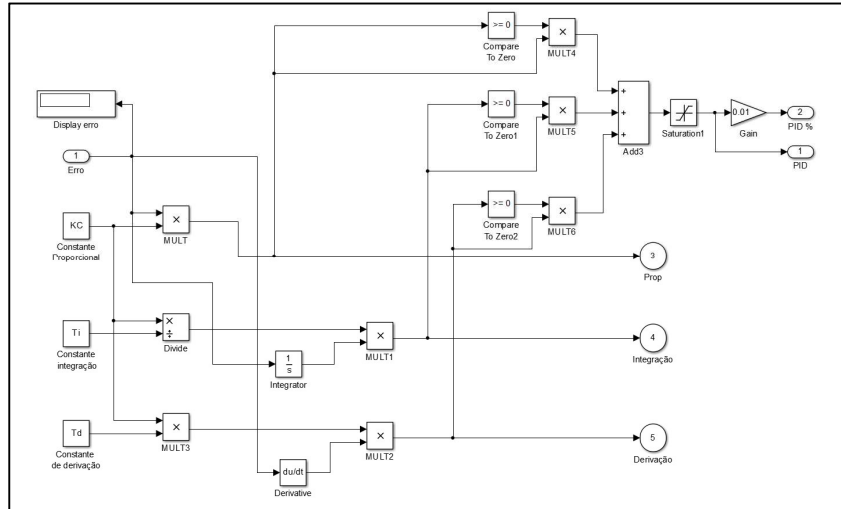


Figura 83 – Modelo PID

#### 8.4.4 – Tapete rolante

A distância percorrida pelo tapete rolante é calculada usando uma ferramenta do Matlab/Simulink denominada soma acumulativa. Esta função permite somar uma variável, neste caso a variável será a velocidade instantânea do tapete rolante, periodicamente. Quando a distância percorrida é maior ou igual ao comprimento total do tapete rolante (30 metros) a simulação é interrompida.

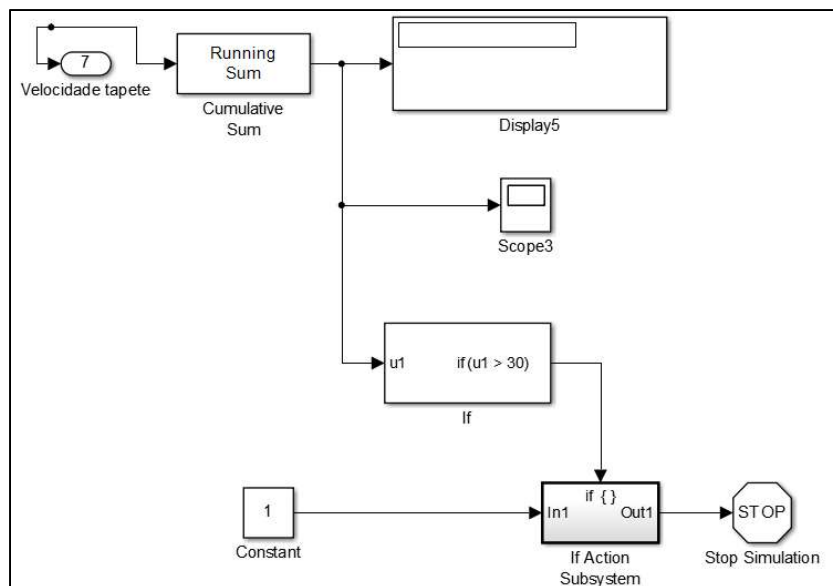


Figura 84 – Função acumulativa da velocidade do tapete

## 8.5 – Simulações

### Simulação do produto A

#### Dados da Simulação

Produto A – curva de +6°C a -18°C em 1200s;

Setpoint = -18°C;

Kc=1.5;

Ti=465;

Td=0;

Velocidade máxima do tapete=0.06 m/s;

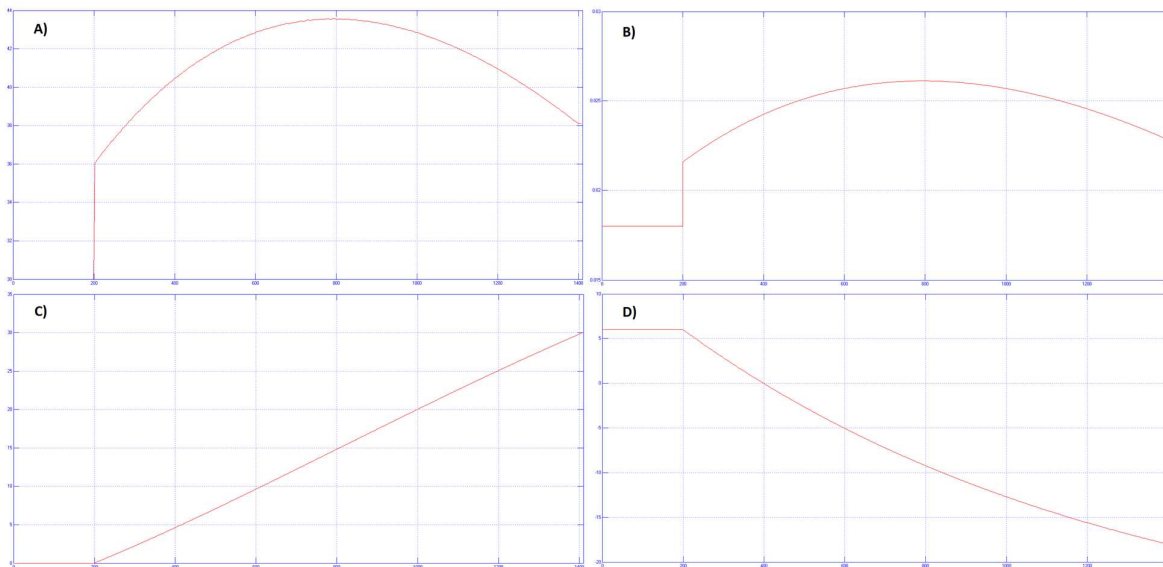


Figura 85 – Gráficos A) Saída do controlador PID (Tempo[s] – Saída PID[%]); B) Velocidade do tapete (Tempo[s] – Velocidade[m/s]); C) Distância percorrida pelo produto(Tempo[s] – Distância[m]); D) Temperatura do produto (Tempo[s] – Temperatura[°C]);

A temperatura final do produto nesta simulação é de -18,08°C, tendo o produto estado dentro do túnel 1208 segundos e percorrido o total de 30,007 metros.

A alteração dos parâmetros do controlador PID para a utilização da constante de tempo derivativa ( $T_d=0,5$ ), fez com que o produto saísse do túnel com exatamente a mesma temperatura, -18,08°C, em menor tempo, 1207 segundos e percorrido a distância de 30,022 metros.

Simulação do produto B

Dados da Simulação

Produto B – curva de +6°C a -18°C em 750s;

Setpoint = -18°C;

$K_c=1.5$ ;

$T_i=152,5$ ;

$T_d=0$ ;

Velocidade máxima do tapete=0.06 m/s;

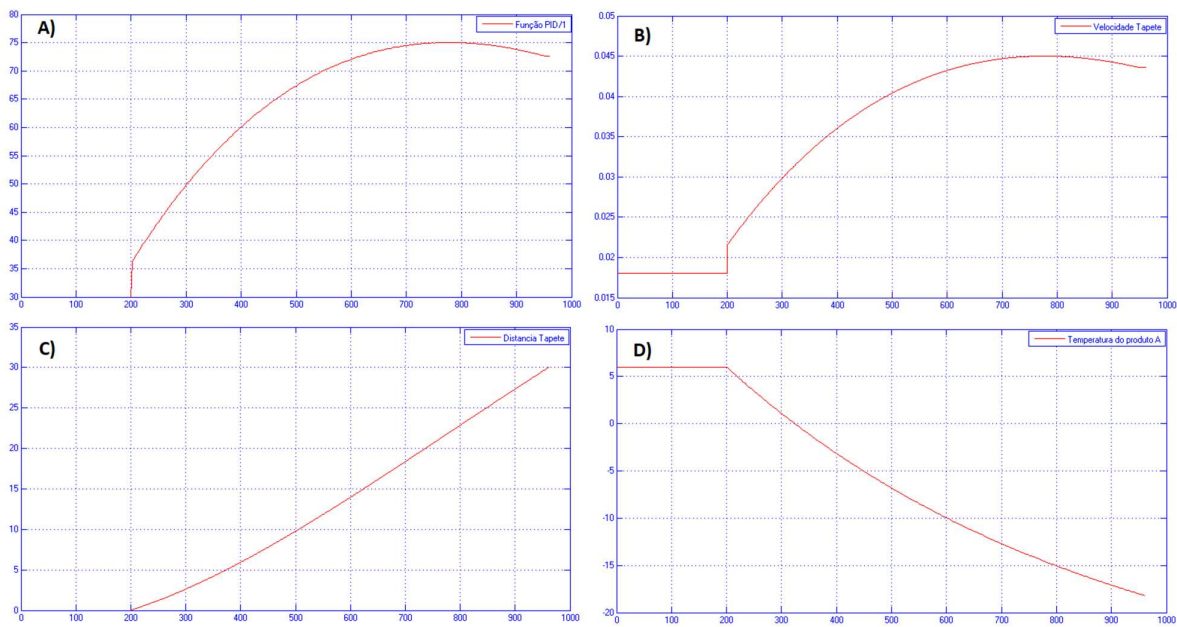


Figura 86 – Gráficos A) Saída do controlador PID (Tempo[s] – Saída PID[%]); B) Velocidade do tapete (Tempo[s] – Velocidade[m/s]); C) Distância percorrida pelo produto (Tempo[s] – Distância[m]); D) Temperatura do produto (Tempo[s] – Temperatura[°C]);

A temperatura final do produto nesta simulação é de -18,18°C, tendo o produto estado dentro do túnel 761 segundos e percorrido o total de 30,009 metros.

A alteração dos parâmetros do controlador para a utilização do termo derivativo ( $T_d=0,5$ ), fez com que o produto saísse do túnel exatamente à mesma temperatura, -18,18°C, em menor tempo, 760 segundos e percorrido a distância de 30,004 metros.

## 9 – Conclusões

Esta dissertação propunha-se em primeiro lugar em estudar os equipamentos de uma instalação de refrigeração industrial, assim como analisar as transformações pelas quais o refrigerante passa durante todo o processo. Quem lê este documento fica a conhecer os processos que são necessários para a refrigeração ocorrer, embora alguns temas tenham ficado por abordar e aprofundar. Desde coeficientes de performance, à influência das temperaturas de evaporação e condensação na eficiência do sistema, estudo mais aprofundado das características termodinâmicas do sistema, pressões de funcionamento, características termodinâmicas dos refrigerantes, etc.

Em segundo lugar e de um ponto de vista mais técnico, descrever o sistema de controlo e supervisão. Focou-se a explicação mais na eficiência energética e mecânica possibilitada pelo controlo dos compressores e no controlo de temperatura das câmaras de uma instalação real.

Em ambas as simulações do modelo de controlo de temperatura de um produto, verifica-se que o uso do termo derivativo do PID não resulta em melhorias significativas de controlo e de resultado. Relativamente à análise dos resultados, como esperado, o controlador da congelação do produto B é muito mais rápido e amplo do que o da outra simulação. Com o produto B, o controlador atinge o máximo de 75%, 550 segundos após a entrada do produto, enquanto com o produto A o máximo é de 44% após 600 segundos. Em relação ao bloco proporcional do controlador PI, em ambas as simulações o seu valor inicial é exatamente igual, 36 %, visto que o valor do erro em  $t=0$  é igual. Considerando a vasta gama de tempos de congelação de produtos, há a necessidade em cada simulação, de ajustar o termo integral ao tempo total de congelação do produto. O equilíbrio térmico entre o produto e o túnel, verificar-se-ia apenas se o produto permanecesse dentro do túnel por um período maior. Ao se colocar um corpo A de temperatura  $T_A$  e um corpo B de temperatura  $T_B$  em contacto térmico, permitindo a transferência de calor entre eles, o sistema formado pelos corpos tenderá para uma mesma temperatura. Considerando que o túnel é constituído por uma fonte de remoção de calor, a temperatura do produto tenderia a estabilizar nos  $-30^\circ\text{C}$ , isto é, na temperatura ambiente do túnel.

## Bibliografia

- [1] Wilbert F. Stoecker, “Industrial Refrigeration Handbook”, ISBN 978070616233, Europe: McGraw-Hill Education, 1998.
- [2] Shan K. Wang, “Handbook of Air Conditioning and Refrigeration”, Second Edition, ISBN 0-07-068167-8, New York: McGraw-Hill, 2001.
- [3] Rex Miller, Mark R. Miller, “Air Conditioning and Refrigeration”, ISBN 978-0-07-146788-9, New York: McGraw-Hill, 2006.
- [4] W.F. Stoecker, J.M. Saiz Jabardo, “Refrigeração Industrial”, Segunda edição, ISBN 85-212-03505-5, Editora Edgard Blücher LTDA, 2002.
- [5] ASHRAE 2000 “HVAC Systems and Equipment Handbook”, ISBN 1883413834, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineer, 2000.
- [6] G.F. Hundy, A.R. Trott, T.C. Welch, “Refrigeration and Air Conditioning”, Fourth Edition, ISBN 978-0-7506-8519-1, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2008.
- [7] Danfoss, “Refrigeration - an introduction to the basics”. Disponível em <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PF000F202.pdf>. Acesso em novembro 2017.
- [8] Prof. Luiz Carlos Martinelli Júnior, “Refrigeração e Ar-Condicionado Parte 1”. Disponível em [https://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/1/1b/RAC\\_I.pdf](https://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/1/1b/RAC_I.pdf). Acesso em março 2018.
- [9] Prof. Luiz Carlos Martinelli Júnior, “Refrigeração e Ar-Condicionado Parte 2”. Disponível em [https://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/b/bb/RAC\\_II.pdf](https://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/b/bb/RAC_II.pdf). Acesso em março 2018.
- [10] Prof. Dr. Marcelo José Pirani, “ENG176 Refrigeração e Ar-Condicionado, Parte 1 Refrigeração”. Disponível em <http://www.marioloureiro.net/ensino/manuaisOutros/refrigeracao/RefrigeracaoUnivBahia2.pdf>. Acesso em março de 2018.
- [11] Prof. Eng. Milton Serpa Menezes, “Refrigeração e Ar Condicionado”, disponível em <https://www.passeidireto.com/arquivo/39652594/apostila-refrigeracao-e-ar-condicionado>. Acesso em março de 2018.
- [12] “Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial” disponível em <http://www.mme.gov.br/documents/10584/1985241/Efic%20En%20em%20Sist%20de%20Refrig%20Ind%20e%20Com-Eletronbras-05.pdf>. Acesso em novembro 2017.
- [13] Professor Fábio Ferraz, “Apostila de Refrigeração”. Disponível em <https://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/09/ref13.pdf>. Acesso em novembro 2017.
- [14] “Controlos automáticos Danfoss “. Disponível em <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PA000C208.pdf>. Acesso março de 2018.
- [15] Adriano A. P. Silva, Prof. Dr. Giorgia T. Aleixo, “Sistemas Mecânicos III Refrigeração Industrial” Disponível em <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAA22cAI/refrigeracao-industrial>. Acesso em outubro de 2017.
- [16] “Multi-Stage Vapour Compression Refrigeration Systems”. Disponível em [http://www.pfri.uniri.hr/~bernecic/literatura/PPO\\_BS\\_BPUS/Multy\\_stage\\_ref\\_comp.pdf](http://www.pfri.uniri.hr/~bernecic/literatura/PPO_BS_BPUS/Multy_stage_ref_comp.pdf). Acesso em outubro de 2017.

- [17] “Boas Práticas da Refrigeração”. Disponível em <https://pt.slideshare.net/sergiofonseca11/apostila-boas-praticas-de-refrigeracao-senai-44-pg-br>. Acesso em outubro de 2017.
- [18] Miquéias Carlos Rodrigues Alves, “Refrigeração Industrial”. Disponível em [http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAD\\_8AI/sistemas-refrigeracao-industrial](http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAD_8AI/sistemas-refrigeracao-industrial). Acesso em março de 2018.
- [19] “Refrigeration Cycle - A Trane Air Conditioning Clinic”. Disponível em <http://www.tranebelgium.com/files/book-doc/22/fr/22.v67u8zhe.pdf>. Acesso em outubro 2017.
- [20] “HVAC Handbook – New edition – Part. 7 – Refrigeration Equipment”. Disponível em <http://docshare.tips/download/584adab0b6d87f6d358b4b84>. Acesso em outubro 2017.
- [21] “Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems Application Handbook”. Disponível em <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PA000C202.pdf>. Acesso março de 2018.
- [22] “Aula SCADA”. Disponível em [http://www.foz.unioeste.br/~romeu/CIP/2\\_Aula\\_scada.pdf](http://www.foz.unioeste.br/~romeu/CIP/2_Aula_scada.pdf). Acesso março de 2018.
- [23] “3 Wire RTD sensor”. Disponível em <http://www.thermometricscorp.com/3-wire-rtd.html>. Acesso em outubro de 2017.
- [24] António Casimiro Costa - “Uma Panorâmica Sobre Sistemas SCADA”, Trabalho, Instituto Superior Técnico, 1995.
- [25] “Sistema SCADA Supervisorio”. Disponível em <https://www.passeidireto.com/arquivo/36614274/apostila-de-redes-industriais-e-sistemas-supervisorios>. Acesso em março 2018.
- [26] “SCADA” Documento eletrónico disponível em <https://en.wikipedia.org/wiki/SCADA>. Acesso em março de 2018.
- [27] Francisco Salvador – “Projeto de um Sistema de Refrigeração Industrial com Set-Point Variável”, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1999.
- [28] “PID Controller” Documento eletrónico disponível em [https://en.wikipedia.org/wiki/PID\\_controller](https://en.wikipedia.org/wiki/PID_controller). Acesso em março de 2018.
- [29] “PID for Dummies”. Documento eletrónico disponível em [https://www.csimn.com/CSI\\_pages/PIDforDummies.html](https://www.csimn.com/CSI_pages/PIDforDummies.html). Acesso em março de 2018.
- [30] “Conversor de temperatura RTD”. Manual e especificações disponível em <https://www.inor.com/produkt/minipaq-hlp/>. Acesso em outubro de 2017.
- [31] Prof. Luiz Carlos Martinelli Júnior, “Refrigeração e Ar-Condicionado Parte 3 - Compressores”. Disponível em <https://pt.scribd.com/document/275051402/Refrigeracao-e-Ar-Condicionado-Parte-03-Compressores>. Acesso em março 2018.
- [32] “5 – compressores” Documento eletrónico disponível em [https://docs.ufpr.br/~rudmar/refri/material/5\\_COMPRESSORES.pdf](https://docs.ufpr.br/~rudmar/refri/material/5_COMPRESSORES.pdf). Acesso em Maio de 2018.
- [33] Imagens gentilmente cedidas pela ACSIS, LDA – Engenharia de sistemas de controlo e pela Johnson Controls.
- [34] <http://tecnologia.culturamix.com/tecnologias/o-que-e-sistema-binario>
- [35] <https://www.inor.com/products/temperature-transmitters/>

- [36] <http://www.thermometricscorp.com/3-wire-rtd.html>
- [37] [https://www.csimn.com/CSI\\_pages/PIDforDummies.html](https://www.csimn.com/CSI_pages/PIDforDummies.html)
- [38] <https://www.elprocus.com/the-working-of-a-pid-controller/>
- [39] <https://advancedfreezer.com/spiral-freezer-small-medium-iqf-capacity/>
- [40] Omron CJ1M PLC manual [http://www.omron.com.tw/data\\_pdf/mnu/w393-e1-17\\_cj1h\\_cj1g\\_cj1m-cpu.pdf?id=31](http://www.omron.com.tw/data_pdf/mnu/w393-e1-17_cj1h_cj1g_cj1m-cpu.pdf?id=31)
- [41] <https://pt.slideshare.net/ThaisEastwoodVaine/mudanas-de-estado-fsico>