



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Área Departamental de Engenharia Mecânica



CONSULFRIO
Projectos de frio Lda.

Estágio curricular na empresa Consulfrío

FILIPE PÊGO MATEUS
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

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

Orientadores:

Prof.^a Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca
Eng.^o Técnico Jorge Miguel de Sousa Santarém

Júri:

Presidente: Prof. Doutor João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Prof. Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos
Prof.^a Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca

Novembro de 2015



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Área Departamental de Engenharia Mecânica

Estágio curricular na empresa Consulfrío

FILIPE PÊGO MATEUS
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

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

Orientadores:

Prof.^a Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca
Eng.^o Técnico Jorge Miguel de Sousa Santarém

Júri:

Presidente: Prof. Doutor João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Prof. Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos
Prof.^a Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca

Novembro de 2015

Resumo

Este relatório apresenta-se como Trabalho Final de Mestrado, realizado no âmbito do Mestrado em Engenharia Mecânica no Instituto Superior de Engenharia de Lisboa e tem como objetivo a exposição das atividades desenvolvidas durante o estágio curricular.

O estágio teve a duração de nove meses, tendo-se iniciado em outubro de 2014, e foi realizado na empresa Consulfrío, na qual o estagiário integrou a equipa de projeto e consultoria de refrigeração. Durante o estágio, o aluno desenvolveu diversas atividades, tais como a análise de propostas para empreitadas, o dimensionamento de componentes para os sistemas frigoríficos e presenças em ações de formação.

O aluno esteve envolvido em projetos como um entreposto que incluía um ciclo de dupla compressão a amoníaco e em supermercados, em que havia um circuito de expansão direta a R134_A ou um circuito com água glicolada.

Para o entreposto foi realizado o parecer do dimensionamento de um separador de líquido, analisando dois métodos de cálculo. Também para o mesmo projeto foi verificado o dimensionamento de bombas e da tubagem.

No caso dos supermercados realizou-se a análise ao balanço térmico das câmaras, salas e expositores situados nos mesmos.

Além das atividades efetuadas com a empresa também houve a possibilidade de participar em ações de formação, acerca da tubagem COOL-FIT ABS Plus, o novo fluido frigorígeno OPTEON XP-40 e de instalação de variadores de velocidade e suas aplicações.

Neste trabalho é apresentado o *benchmarking* deste tipo de serviço em Portugal e uma proposta de melhoria ao balanço térmico.

O estágio permitiu a consolidação de conhecimentos adquiridos ao longo do percurso académico, através do contato direto com projetos e o acompanhamento dos vários processos construtivos empregues no mesmo.

Palavras-chaves: Refrigeração; Frio Comercial; Frio Industrial; Dimensionamento.

Abstract

This report is presented as “Final Masters Work” held under the Masters in Mechanical Engineering from the Instituto Superior de Engenharia de Lisboa and aims to show the activities carried out during the traineeship.

The internship lasted for nine months, having started in October 2014, was conducted in Consulfrío, where the trainee joined the project team and cooling consulting. During the internship, the student developed various activities, such as analysis of proposals for contracts, scaling of components for refrigeration systems and attendance at training sessions.

The student has been involved in projects such as a warehouse that included a double compression cycle ammonia and supermarkets, where there was a direct expansion of the R134A circuit or circuit with glycol water.

For the warehouse was carried out the opinion of the rating of a liquid separator, analyzing two calculation methods. Also for the same project was checked sizing of pumps and piping.

In the case of supermarkets, in which it performed the analysis to the thermal balance of the chambers, halls and exhibitors located in them.

In addition to the activities carried out with the company there was also the possibility of assist in training activities, on the COOL-FIT ABS Plus pipe, the new refrigerant OPTEON XP-40 and variable speed drives installation and applications.

This work presents the benchmarking of this type of service in Portugal and a proposal to improve the thermal balance.

The stage allowed the consolidation of the knowledge acquired throughout the academic route, through the direct contact with projects and the monitoring of many construction processes employed in it.

Keywords: *Refrigeration; Commercial Cold; Industrial Cold; Scaling.*

Agradecimentos

Em primeiro lugar à minha família e amigos, pelo apoio demonstrado ao longo de todo o meu percurso académico.

Ao Engenheiro Técnico Jorge Santarém, orientador do estágio curricular, pela forma como me acolheu e integrou na empresa e pelos conhecimentos transmitidos ao longo do estágio.

À Professora Cláudia Casaca, orientadora deste trabalho, pelo seu apoio e pela disponibilidade demonstrada.

Aos colegas de trabalho, Tiago Laureano, Jaime Cortes, Gonçalo Galego e José Fidalgo, pelos conhecimentos transmitidos ao longo de todo o tempo em que passei na empresa.

Ao Professor Chedas Sampaio, pela oportunidade que me deu para a realização do estágio; sem ele não teria sido possível.

Ao Instituto Superior de Engenharia de Lisboa que frequentei com muita satisfação e dedicação, durante a Licenciatura e Mestrado.

Aos meus colegas do Instituto pelo companheirismo e entreaajuda demonstrada ao longo de todo o curso.

Índice

1	Introdução.....	1
1.1	Estrutura do Trabalho.....	2
1.2	A Empresa.....	3
1.2.1	Frio Comercial.....	3
1.2.2	Frio Industrial.....	4
1.2.3	AVAC.....	4
1.3	Benchmarking.....	5
2	Descrição dos projetos.....	7
2.1	Entrepasto: Circuito de Duplo Estágio de Compressão a Amoníaco.....	7
2.2	Supermercados.....	9
2.2.1	Circuito de expansão direta.....	9
2.2.2	Circuito com água glicolada.....	10
3	Descrição do Estágio.....	13
3.1	Dimensionamento de separador de amoníaco horizontal.....	13
3.1.1	Método 1.....	13
3.1.2	Método 2.....	17
3.1.3	Conclusão.....	22
3.2	Dimensionamento de Bombas.....	23
3.3	Balances térmicos.....	25
3.3.1	Cálculo das capacidades frigoríficas.....	25
3.3.2	Dimensionamento dos componentes das centrais.....	29
3.4	Dimensionamento de tubagem.....	29
3.5	Tubagem <i>COOL-FIT ABS Plus (Georg Fischer)</i>	32
3.5.1	Condições de funcionamento pressão/temperatura.....	33
3.5.2	Montagem de uma junção de tubagem (soldadura química).....	34

3.6	Fluido frigorigéneo OPTEON XP-40	43
3.7	Instalação de Variadores de Velocidade e suas aplicações	44
3.7.1	Variadores Eletrônicos de Velocidade.....	44
3.7.2	Princípio de funcionamento de um VEV	45
3.7.3	Tipos de VEV	45
3.7.4	Parâmetros de VEV	46
3.7.5	Instalação de VEV	49
4	Proposta de Melhoria.....	51
5	Conclusões.....	59
	Referências Bibliográficas	61
	ANEXOS	63

Índice de Figuras

Figura 1 – Supermercado	3
Figura 2 - Interior de um entreposto	4
Figura 3 - Ar condicionado	5
Figura 4 - Localização das principais empresas	5
Figura 5 - Ciclo frigorífico de dupla compressão	7
Figura 6 – Esquema do Separador de líquido	14
Figura 7 – Esquema do Separador de líquido (vista transversal)	16
Figura 8 - Separador horizontal de duas fases. Fonte: Chemical Engineering Progress	18
.....	18
Figura 9 - Bomba WITT modelo HRP 5040 GF. Fonte: WITT	23
Figura 10 – Curva caraterística da bomba	25
Figura 11 - Esquema de princípio com as linhas identificadas.....	30
Figura 12 - Diagrama de Moody.....	31
Figura 13 - Tubos e acessórios COOL-FIT ABS Plus. Fonte: Georg Fischer	33
Figura 14 - Diagrama P/T para a tubagem COOL-FIT para água como fluido.....	34
Figura 15 - Diagrama P/T para a tubagem COOL-FIT para água glicolada como fluido	34
.....	34
Figura 16 - Marcar a medida necessária. Fonte: Georg Fischer	35
Figura 17- Cortar o tubo. Fonte: Georg Fischer	35
Figura 18 - Realizar o chanfre. Fonte: Georg Fischer	35
Figura 19 - Escarear o revestimento exterior. Fonte: Georg Fischer	35
Figura 20 - Tangit Diluente. Fonte: Georg Fischer	36
Figura 21 - Medir e marcar o comprimento do adaptador na inserção do tubo. Fonte: Georg Fischer	36
.....	36
Figura 22 – Verificar a data de fabrico do composto. Fonte: Georg Fischer.....	37
Figura 23 - Composto a fluir. Fonte: Georg Fischer.....	37
Figura 24 - Aplicar o composto no interior do tubo. Fonte: Georg Fischer	38
Figura 25 - Aplicar o composto na união do adaptador. Fonte: Georg Fischer.....	38
Figura 26 - Introdução do adaptador no tubo. Fonte: Georg Fischer	39
Figura 27 - Cordão contínuo e completo. Fonte: Georg Fischer	39
Figura 28 - Colocação da manga termoretatil. Fonte: Georg Fischer.....	39

Figura 29 - Aplicar uma capa de composto mais espesso no adaptador. Fonte: Georg Fischer	40
Figura 30 - Segurar no acessório na posição introduzida. Fonte: Georg Fischer	40
Figura 31 - Enchimento de cordão no espaço de inspeção. Fonte: Georg Fischer	41
Figura 32 - Aplicação da fita de selagem. Fonte: Georg Fischer	41
Figura 33 - Colocação da manga termoretátil. Fonte: Georg Fischer.....	42
Figura 34 - Aquecimento da manga. Fonte: Georg Fischer.....	42
Figura 35 - União terminada. Fonte: Georg Fischer.....	42
Figura 36 - Rampas linear e em S.....	47
Figura 37 - Multi-speed	47
Figura 38 - Curva tensão/frequência.....	47
Figura 39 - Rampa de desaceleração e frenagem reostática	48
Figura 40 - Esquema de Instalação de um VEV.....	49
Figura 41 - Densidade do pescado (Guerra, 2013a)	55
Figura 42 - Esquema de princípio do circuito de amoníaco	65
Figura 43 - Esquema de Princípio de Expansão Direta	66
Figura 44 - Esquema de Princípio de Expansão Direta com Água Glicolada	67

Índice Tabelas

Tabela 1 - Condições iniciais para aplicação dos métodos.....	22
Tabela 2 - Resultados obtidos na aplicação de cada método.....	23
Tabela 3 - Câmaras de Refrigerados.....	26
Tabela 4 - Salas climatizadas.....	28
Tabela 5 - Características das linhas de refrigerante.....	30
Tabela 6 - Rugosidade dos materiais.....	32
Tabela 7 - Dados iniciais da câmara de congelados.....	53
Tabela 8 - Dados para o cálculo de cargas térmicas.....	54
Tabela 9 - Valores de K.....	69
Tabela 10 - Tempos de holdup e surge do líquido.....	69
Tabela 11 – Determinação da altura mínima de líquido.....	69
Tabela 12 - Determinação da razão L/D.....	70
Tabela 13 - Conversão de altura e área cilíndricas.....	70
Tabela 14 - Determinação da espessura e área superficial.....	71
Tabela 15 - Seleção do tipo de topos.....	71

Nomenclatura

Símbolo	Designação
A	Área da superfície considerada [m^2]
A_{adic}	Área adicional que pode ser preenchido pelo líquido [m^2]
AFD	<i>Adjustable Frequency Drive</i>
A_H	Área da superfície dos topos [m^2]
A_{HLL}	Área de líquido alto [m^2]
A_{LLL}	Área de líquido baixo [m^2]
A_{NLL}	Área seccional para altura de líquido normal [m^2]
A_S	Área da superfície do cilindro [m^2]
A_T	Área seccional total [m^2]
A_{total}	Somatório das áreas das paredes, chão e teto [m^2]
A_V	Área de vapor [m^2]
A_{Vmin}	Área de passagem mínima do vapor [m^2]
C	Coefficiente devido à presença de cortina de ar ou lamela [$C = 0,25$ – com cortina de ar/ lamela; $C = 1$ – sem cortina de ar/ lamela]
CF	Capacidade frigorífica [kW]
cp_1	Calor específico acima da temperatura de congelação [$J.kg^{-1}.°C^{-1}$]
cp_2	Calor específico acima da temperatura de congelação [$J.kg^{-1}.°C^{-1}$]
D	Diâmetro [m]
d	Densidade de iluminação [$W.m^{-2}$]
e_i	Espessura da camada que constitui o painel [m]
ER	Capacidade frigorífica por comprimento linear [kW/m]
f	Coefficiente de atrito [adimensional]
FC	Fator de correção
f_d	Fluxo diário de produto [ton]
GCC	Grupo compressor-condensador
GWP	Potencial de aquecimento global (<i>Global-warming potencial</i>)
H	Altura da porta [m]
h_e	Entalpia específica do ar exterior [$J.kg^{-1}$]
h_{ext}	Coefficiente térmico de convecção na superfície exterior [$W.m^{-2}.°C^{-1}$]
H_{HLL}	Altura de líquido alto [m]
h_L	Entalpia de líquido saturado [kJ/kg]
H_{LLL}	Altura de nível baixo de líquido [m]
h_i	Entalpia específica do ar interior [$J.kg^{-1}$]
h_{int}	Coefficiente térmico de convecção na superfície interior [$W.m^{-2}.°C^{-1}$]
H_{NLL}	Altura de líquido normal [m]
H_V	Altura da área de vapor [m]
h_V	Entalpia de vapor saturado [kJ/kg]
K	Constante da velocidade terminal [m/s]
k	Condutividade térmica do material [$W/m °C$]
K_i	Coefficiente térmico de condução do material da camada que constitui o painel [$W.m^{-1}.°C^{-1}$]
L_{sep}	Comprimento do separador de líquido [m]
L_{por}	Largura da porta [m]
L	Calor latente de congelação do produto [$J.kg^{-1}$]
L/D	Razão comprimento/diâmetro
L_H	Comprimento dos topos [m]

L_{MIN}	Comprimento mínimo para a queda de líquido [m]
L_S	Comprimento do cilindro [m]
M	Modulação [m]
m	Peso do separador de líquido horizontal [kg]
m_p	Massa do produto introduzido por dia [kg]
\dot{m}_L	Caudal mássico no estado líquido [kg/h]
\dot{m}_V	Caudal mássico no estado vapor [kg/h]
N	Velocidade de rotação [rpm]
n	Frequência [Hz]
n_e	Número de empilhadores na câmara
n_p	Número de pessoas na câmara
P	Número de pólos
\dot{Q}	Carga térmica [W]
\dot{Q}_{ap}	Carga térmica devido à abertura de portas [W]
q_e	Calor libertado por cada empilhador [W]
\dot{Q}_i	Carga térmica devido à iluminação [W]
Q_{max}	Fluxo máximo de calor admissível [W/m ²]
q_p	Calor libertado por cada pessoa [W]
\dot{Q}_{pe}	Carga térmica devido à presença de pessoas da estiva [W]
\dot{Q}_{prod}	Carga térmica através do produto armazenado [W]
\dot{Q}_s	Carga térmica através das paredes, teto e pavimento [W]
\dot{Q}_{ue}	Carga térmica devido ao uso de empilhadores [W]
Re	Número de Reynolds [adimensional]
t_{sep}	Espessura do separador de líquido horizontal [m]
t	Tempo de funcionamento das lâmpadas [h]
T_1	Temperatura inicial do produto a armazenar [°C]
T_2	Temperatura de congelação do produto [°C]
T_3	Temperatura final do produto a armazenar no estado congelado [°C]
t_{ab}	Tempo de abertura da porta [min/h]
T_e	Temperatura exterior [°C]
t_e	Tempo de permanência na câmara [h]
T_H	Tempo de <i>holdup</i> [min]
T_i	Temperatura interior [°C]
t_p	Tempo de permanência das pessoas na câmara [h]
T_S	Tempo de <i>surge</i> [min]
t_{ton}	Tempo médio da abertura de portas para permitir a passagem de uma tonelada de produto [min/ton]
U	Coefficiente global de transmissão [W.m ⁻² .°C ⁻¹]
U_T	Velocidade vertical terminal do vapor [m/s]
U_V	Velocidade terminal permitida [m/s]
U_{VA}	Velocidade de vapor [m/s]
v	Velocidade do fluido [m/s]
V_{adic}	Volume adicional que pode ser preenchido pelo líquido [m ³]
v_e	Volume específico do ar exterior [m ³ .kg ⁻¹]
VEV	Variador Eletrónico de Velocidade
VFD	<i>Variable Frequency Drive</i>
V_H	Volume de <i>holdup</i> [m ³]
v_i	Volume específico do ar interior [m ³ .kg ⁻¹]

v_{int}	Volume específico do ar interior [$m^3.kg^{-1}$]
\dot{V}_L	Caudal volúmico de líquido [m^3/s]
V_S	Volume de <i>surge</i> [m^3]
V_T	Volume total [m^3]
\dot{V}_V	Caudal volúmico de vapor [m^3/s]
v_V	Volume específico de vapor saturado [m^3/kg]
v_p	Entrada diária do produto [%]
α	Ângulo do nível de líquido [° ou rad]
ΔT_{pa}	Varição de temperatura entre a superfície interior e exterior do painel considerado [°C]
ΔT_{po}	Varição de temperatura entre a superfície interior e exterior da porta [°C]
Δp	perda de carga ou queda de pressão [Pa]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s]
ρ	Massa específica do fluido [kg/m^3]
ρ_L	Massa específica no estado líquido [kg/m^3]
ρ_V	Massa específica no estado vapor [kg/m^3]
\emptyset	Tempo de queda de líquido [s]

1 Introdução

O relatório de Estágio de Natureza Profissional apresentado refere-se ao Trabalho Final de Mestrado em Engenharia Mecânica, no ramo de Energia, Refrigeração e Climatização, do Instituto Superior de Engenharia de Lisboa. O estágio curricular teve a duração de nove meses, com início em Outubro de 2014, terminado em Junho de 2015, onde o aluno integrou na equipa de projeto e consultoria de refrigeração na empresa Consulfrio.

A refrigeração, numa definição simples, é remover calor de um determinado corpo. O calor é uma forma de energia que o homem não pode destruir. Portanto, ao ser removido, o calor é transferido de um local onde não é desejado para um outro que não incomoda. O calor ao ser removido, a temperatura da substância da qual foi removida tende a baixar, enquanto a temperatura da substância que absorve calor tende a subir (Portal da Refrigeração, 2015).

Um produto alimentar, ao longo de algum tempo, deteriora-se, tornando-se perigoso para quem o ingerir ou, um mal menor, perdendo nutrientes. Esta deterioração, que é tanto maior quanto menor é a quantidade de água do produto, tem origem em vários fenómenos como oxidações, crescimento de microrganismos e a variação de temperatura e humidade a que pode estar sujeito. Felizmente, o frio tem uma ação inibidora em alguns desses fenómenos degenerativos, sendo por isso um agente conservador por excelência. Ao contrário de outras técnicas de conservação, o frio pouco altera os produtos nas suas características nutricionais, bioquímicas ou organoléticas. A tecnologia frigorífica recorre a diferentes técnicas e níveis térmicos, de acordo com os tipos de produtos e tempos de conservação pretendidos. O frio deve ser utilizado somente em produtos de primeira qualidade, pois o seu uso não melhora uma matéria-prima deficiente. Deve ser aplicado tão depressa quanto possível, para não dar tempo a que se iniciem os processos de deterioração, e não pode ser interrompido a sua ação até à utilização final.

Sendo a refrigeração essencial na conservação de grande parte dos produtos alimentares, considera-se de extrema importância que os seus responsáveis diretos, como os projetores, os técnicos e os gerentes de loja, tenham dele um conhecimento que lhes possibilite otimizar as suas diversas atividades, contribuindo para o seu melhor

funcionamento, melhor qualidade dos produtos, melhor exposição e tudo isto com um mínimo de consumo energético (Cunha, 1999).

Com o presente estágio curricular, o aluno pretendeu adquirir experiência profissional e estabelecer o primeiro contacto com o mercado de trabalho, relacionando os conhecimentos adquiridos ao longo do trajeto académico com os aspetos práticos profissionais.

1.1 Estrutura do Trabalho

O presente relatório de estágio encontra-se dividido pelos seguintes capítulos, dos quais o presente constitui a introdução. A Introdução apresenta os objetivos e a descrição da estrutura do trabalho, assim como a relevância dos temas abordados na área para a sociedade. Também é apresentada uma breve descrição da empresa, sua missão e enquadrá-la a nível nacional.

No segundo capítulo é descrito o funcionamento de instalações de frio, relacionando a experiência profissional com a teoria. São apresentados três ciclos frigoríficos relacionados com os projetos em que o aluno esteve envolvido: ciclo de dupla compressão a amoníaco, circuito de expansão direta do R134A e circuito de expansão direta do R134A com água glicolada.

O capítulo três faz referência ao trabalho realizado na Consulfrío. São apresentados os dimensionamentos dos projetos e acompanhamentos na obra, devidamente documentados e sua justificação. São apresentados o dimensionamento de separadores de líquido horizontal, bombas e de tubagem e a análise ao balanço térmico das câmaras, salas e expositores situados nos mesmos. Também é apresentada informação adquirida em ações de formação acerca da tubagem COOL-FIT ABS Plus, o novo fluido frigorígeno OPTÉON XP-40 e de instalação de variadores de velocidade e suas aplicações.

No Capítulo quatro é abordado os pontos fracos dos métodos de trabalho da empresa e a sua justificação, propondo melhoria à análise dos balanços térmicos.

O quinto e último Capítulo faz uma apreciação global do estágio realizado e uma reflexão dos objetivos delineados e conhecimentos adquiridos.

1.2 A Empresa

A Consulfrio foi fundada em 26 de Junho de 1996 pelo Eng.º Francisco Cunha, especialista em refrigeração, como empresa de projetos de frio comercial, frio industrial e AVAC, executando cadernos de encargos e análises de propostas e ainda efetuando as fiscalizações das respetivas obras. Enumeram-se projetos de instalações frigoríficas no país e no estrangeiro, fruto da aceitação internacional progressivamente reconhecida pela independência e rigor na execução dos projetos e na finalização das respetivas obras. É a empresa consultora do Grupo Jerónimo Martins, elaborando os respetivos cadernos de encargos e análises de propostas e fiscalização das obras das lojas Pingo Doce e Recheio.

1.2.1 Frio Comercial

Num mercado exigente (figura 1, cedida pela Consulfrio), uma empresa necessita de estar sempre a par das últimas inovações, bem como da legislação em vigor. Para cada desafio, a equipa da Consulfrio tem capacidade para escolher a solução técnica mais correta, economicamente mais viável e energeticamente mais rentável. Para otimizar as instalações frigoríficas, a recuperação de energia é um dado adquirido nos projetos (por exemplo, gás quente das centrais frigoríficas para produção de águas quentes sanitárias ou aquecimento de pavimentos).

As auditorias às instalações frigoríficas auxiliam os clientes a reduzir as perdas energéticas por isolamentos deficientes (realizando por exemplo termografias). Com base na interpretação dos registos de dados das instalações, através dos sistemas de gestão centralizadas, a Consulfrio ajuda a otimizar o funcionamento das mesmas, redefinindo os parâmetros das instalações e conseguindo com isso maiores poupanças energéticas. A elaboração dos cadernos de encargos e dos projetos das instalações frigoríficas é uma mais-valia para o cliente, de forma a ter instalações melhor dimensionadas.



Figura 1 – Supermercado

1.2.2 Frio Industrial

A Consulfrio apresenta soluções adaptadas às necessidades de cada cliente, sustentadas por uma gestão de projetos de excelência e por uma atualização contínua da engenharia de refrigeração. O *layout* da instalação, normalmente elaborado pelo cliente, é otimizado com as necessárias correções específicas da especialidade, como o sistema de refrigeração mais adequado (para além das instalações habituais, também projetam instalações amigas do ambiente), tendo em conta a minimização dos custos adicionais e do dispêndio energético. Assim, fazem o estudo, elaboram os projetos e fiscalizam as respetivas montagens de instalações frigoríficas industriais para a conservação dos produtos frescos e congelados, fabrico de gelo, túneis de congelação contínuos e descontínuos, entrepostos frigoríficos, etc. (Figura 2, cedida pela Consulfrio).



Figura 2 - Interior de um entreposto

1.2.3 AVAC

Ao longo dos anos a Consulfrio tem desenvolvido projetos de AVAC (figura 3, cedida pela Consulfrio), com o objetivo de reduzir o consumo de energia, dimensionando equipamentos com variação de velocidade e rendimentos bastante elevados. Cada vez mais existe a preocupação com o ar que se respira. Assim, todos os equipamentos de climatização especificados nos projetos cumprem os requisitos de redução de emissões de gases com efeito de estufa. Estes requisitos são impostos pelo protocolo de Quioto e pela legislação da Comunidade Europeia. Os projetos de AVAC têm em conta parâmetros necessários, como a melhoria da eficiência energética dos edifícios, a adoção de sistemas de climatização que permitam melhorar o seu desempenho energético efetivo, a garantia para uma boa qualidade do ar interior e a manutenção adequada das instalações durante o funcionamento (Website da Consulfrio,2015).



Figura 3 - Ar condicionado

1.3 Benchmarking

Não existe uma empresa semelhante à Consulfrio a nível nacional, mas possui concorrência no que respeita ao serviço que pratica. São o caso das empresas instaladoras e de fornecedores de equipamentos, que poderão apresentar alguma consultoria aos clientes.

Na figura 4 é apresentado um mapa de Portugal com a localização das principais empresas na área da refrigeração e AVAC. A empresa localizada a verde é o local da Consulfrio (Chelas, Lisboa), as de azul são de refrigeração e as de vermelho são de AVAC. Observando o mapa, grande parte das empresas situam-se na zona de Lisboa, mas que praticam o serviço para todo o país e estrangeiro.

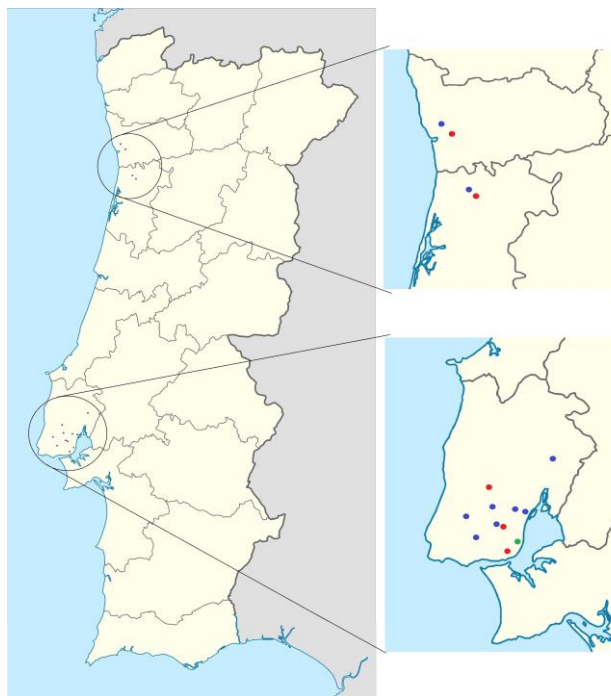


Figura 4 - Localização das principais empresas

Como foi dito anteriormente, a empresa é consultora do Grupo Jerónimo Martins. Quando uma loja ou entreposto do grupo está em construção, a Consulfrío apresenta o seu projeto no que toca à refrigeração e AVAC e lança a concurso para as empresas instaladoras. Cada instalador apresenta a sua proposta para análise. Para além da projeção das instalações, também pratica a fiscalização das mesmas em todas as lojas.

No entanto, visto que este serviço não é frequente em Portugal, é possível encontrar outros prováveis clientes, como por exemplo o Continente, Lidl, Aldi, Minipreço, Jumbo e Coviran.

2 Descrição dos projetos

Neste capítulo é descrito o funcionamento das instalações de frio dos projetos em que o estagiário esteve envolvido. Nesses projetos, não executou nenhum em completo, tendo realizado componentes que completam os projetos referidos.

2.1 Entreposto: Circuito de Duplo Estágio de Compressão a Amoníaco

Um dos projetos apresentado é de um entreposto com um circuito de amoníaco em duplo estágio de compressão. A compressão em múltiplos estágios tem como objetivos minimizar os problemas decorrentes da elevada diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação e reduzir a potência de compressão necessária. A figura 5 representa um ciclo frigorífico de dupla compressão através de um diagrama de Mollier (pressão/ entalpia).

Se o processo de expansão for interrompido a uma pressão intermédia no estado 3, correspondente a uma mistura em equilíbrio de vapor saturado, estado 6, e líquido saturado, estado 7, o processo de expansão de 1 até 4 pode ser considerado uma combinação dos processos 1 – 2 e 3 – 4.

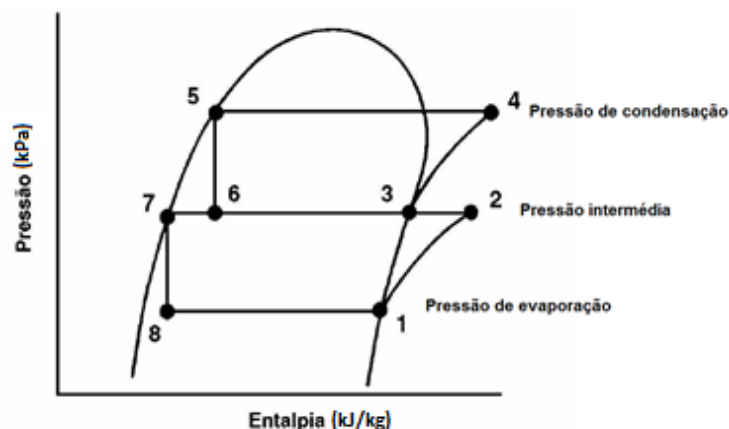


Figura 5 - Ciclo frigorífico de dupla compressão

O vapor sobreaquecido produzido em 2 não tem efeito frigorífico e ainda é necessário comprimi-lo até à pressão de condensação. A fim de reduzir o trabalho de compressão, pode ser feita a eliminação desse vapor no chamado separador intermédio.

No separador intermédio o líquido proveniente do condensador é expandido até uma pressão intermédia. O vapor produzido neste processo é comprimido até à pressão de

condensação, o líquido, por sua vez, é conduzido até um dispositivo de expansão onde a sua pressão será reduzida até à pressão de evaporação.

A alimentação de fluido refrigerante aos evaporadores é realizada para o circuito de refrigerados a partir do separador de líquido a $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ e para o circuito de congelados através do separador de líquido de $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$, ambos por bombeamento. O fluido a alta pressão irá condensar num condensador evaporativo no caso do circuito de refrigerados e no caso do circuito de congelados no separador de líquido de $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

No âmbito deste projeto foi dimensionado os separadores de líquido e as bombas de amoníaco, da instalação frigorífica do entreposto.

O esquema de princípio encontra-se representado no Anexo I, figura 41.

O amoníaco entra no compressor de baixa pressão como vapor saturado, no compressor é comprimido até à pressão intermédia, libertando vapor sobreaquecido no separador de líquido de média pressão. De seguida o fluido, no estado vapor saturado, é aspirado pelos compressores de alta pressão até à pressão de condensação.

Seguidamente o fluido refrigerante entra no condensador no estado de vapor sobreaquecido, aqui baixa a sua temperatura libertando calor sensível e dá-se a condensação com a libertação de calor latente. O processo continua com um subarrefecimento do amoníaco pela tubagem até ao depósito de líquido. O líquido subarrefecido sofre uma expansão para o separador de média pressão e como consequência uma queda de pressão. Assim, forma-se uma mistura que inicia o efeito refrigerante nesse separador.

A partir do separador de média pressão, duas bombas, uma de reserva, bombeiam o amoníaco até às válvulas de regulação de caudal de cada evaporador do circuito de refrigerados.

O amoníaco entra no evaporador e inicia-se o processo de evaporação até atingir, à saída do evaporador, um título retirando assim calor da câmara frigorífica. O restante líquido retorna ao separador, de aspiração húmida, dando origem a uma mistura de fluido refrigerante. O vapor saturado formado é aspirado pelos compressores de baixa pressão.

De forma a evitar que os compressores trabalhem numa maior gama de temperaturas, o separador de baixa pressão é alimentado pelo separador de média, ou seja, o líquido chega ao separador de baixa pressão a uma temperatura mais baixa do que se fosse alimentado pelo depósito de líquido. Assim consegue-se que os compressores sejam mais “pequenos” para a mesma capacidade frigorífica. Desta forma o líquido proveniente do

separador de média pressão é injetado no separador de baixa pressão. O líquido sofre uma expansão, formando-se uma mistura de líquido e vapor saturado. A partir do separador de baixa pressão, o líquido é bombeado através de bombas até aos evaporadores do circuito de congelados.

No evaporador, o amoníaco sofre um processo de evaporação até atingir um título de mistura. É retirado calor à câmara frigorífica. O vapor saturado formado é aspirado pelos compressores de baixa pressão.

2.2 Supermercados

Outro dos projetos apresentados é para o dimensionamento do sector de refrigeração para supermercados. Em cada supermercado projetado pela Consulfrio existe uma central de refrigerados que irá alimentar os expositores, as câmaras de refrigerados e as salas climatizadas. O fluido utilizado pela central é o R134_A. As câmaras de congelados têm cada uma a sua central que funciona a R404_A. Dependendo das condições de projeto, existem dois tipos de circuitos que podem ser montados em cada supermercado: circuito de expansão direta e circuito de expansão indireta com água glicolada.

2.2.1 Circuito de expansão direta

O circuito de refrigerados e de climatização é composto por uma instalação por expansão direta de R134_A com compressores em paralelo no circuito principal. O conjunto de compressores do circuito de refrigerados comprime para o seu condensador de ar independente.

As câmaras de congelados têm grupos independentes a funcionar a R404_A com condensação, através de um condensador a ar remoto.

Para a câmara de congelados é feita uma instalação por circulação forçada de ar com evaporador por expansão direta. A descongelação do evaporador normalmente é feita por resistências elétricas.

No caso das câmaras e salas, a instalação é feita por circulação forçada de ar por evaporadores, com superfícies de permuta, diferenciais de temperatura e caudais de ar que possibilitem uma homogeneidade de temperaturas e humidades relativas convenientes à boa armazenagem dos produtos. Os evaporadores selecionados são do tipo de circulação forçada de ar, com exceção dos da câmara de peixe, que são estáticos pois

é uma câmara em que necessita que os evaporadores ocupam quase toda a área do teto da câmara.

A descongelação dos evaporadores das câmaras e expositores com temperaturas entre 0 °C e 1 °C são por resistências elétricas e por recirculação de ar nas restantes câmaras de refrigerados, expositores e zonas climatizadas.

Para condições higrométricas mais severas, como é o caso nas câmaras de bacalhau, câmaras de refrigerados de padaria e sala de preparação de talho são usadas resistências elétricas, colocadas à frente de cada evaporador e comandadas por humidostatos com as respetivas sondas colocadas na aspiração de cada evaporador.

Os compressores são selecionados para 16 a 18 horas de funcionamento por dia, nas condições mais rigorosas (verão e forte movimentação dos produtos), possibilitando assim uma perfeita descongelação dos evaporador(es) e evitando sobrecargas de trabalho e consequentemente desgastes e avarias prematuras.

Toda a tubagem e acessórios de circulação do R134_A e R404_A devem ser dimensionados de acordo com as capacidades frigoríficas respetivas, comprimentos e perdas de carga admissíveis e velocidades de arrastamento de óleo no circuito de R134_A e R404_A.

O esquema de princípio do circuito encontra-se representado no Anexo I, figura 42.

2.2.2 Circuito com água glicolada

O circuito de refrigerados e de climatização é composto por uma instalação por expansão direta de R134_A na casa das máquinas que refrigerará a água glicolada por meio de permutadores de placas.

A água glicolada, distribuída por bombagem (ou bombeamento), refrigerará todas as câmaras, expositores, zonas climatizadas, condensadores dos grupos da câmara de congelados.

A aplicação de um sistema de refrigeração indireto para os consumidores de temperatura positiva usando o monopropilenoglicol como refrigerante secundário e o R134_A como refrigerante primário, é devido às seguintes razões (Centauro, 2015):

- Obtenção de uma maior uniformidade de temperaturas nas câmaras, salas e expositores.
- Possíveis fugas de fluido frigorígeno muito menos dispendiosas.
- Preço do glicol muito inferior ao do R134_A.
- Pequena carga de R134_A na central.

- Reparação de fugas muito fácil e sem parar a instalação.
- Coeficiente de permuta superior.

Todas estas vantagens compensam amplamente a necessidade de bombagem (ou bombeamento) da água glicolada.

As câmaras de congelados têm um grupo independente a funcionar a R744 (CO₂) com condensação através de um permutador (BPHE) arrefecido por água glicolada.

O conjunto de compressores do circuito de refrigerados e de climatização comprime para um condensador a ar.

Para as câmaras frigoríficas de congelados mantém-se pela instalação por circulação forçada de ar com evaporador por expansão direta pois a água glicolada não tem condições termodinâmicas para refrigerar uma câmara a -20 °C. A descongelação do evaporador será por resistências elétricas.

No caso das câmaras e salas opta-se por uma instalação por circulação forçada de ar por frigodifusores, com superfícies de permuta, diferenciais de temperatura e caudais de ar que possibilitem uma homogeneidade de temperaturas e humidades relativas convenientes à boa armazenagem dos produtos.

Os evaporadores/frigodifusores a selecionar são do tipo de circulação forçada de ar com exceção dos da câmara frigorífica de peixe, que são estáticos.

A descongelação dos frigodifusores das câmaras e expositores com temperaturas entre 0 °C e 1 °C será por resistências elétricas e por recirculação de ar nas restantes câmaras de refrigerados, expositores e zonas climatizadas.

Para condições higrométricas mais severas, como é o caso nas câmaras de bacalhau, sala de talho e câmara de refrigerados da padaria, são usadas resistências elétricas e/ou baterias de água quente, colocadas à frente de cada frigodifusor e comandadas por humidostatos com as respetivas sondas colocadas na aspiração de cada frigodifusor.

Os compressores são selecionados para 16 a 18 horas de funcionamento por dia, nas condições mais rigorosas (verão e forte movimentação dos produtos), possibilitando assim uma perfeita descongelação dos evaporador(es)/permutador(es) e evitando sobrecargas de trabalho e conseqüentemente desgastes e avarias prematuras.

Toda a tubagem e acessórios de circulação do R134_A e da água glicolada deverão ser dimensionados de acordo com as capacidades frigoríficas respetivas, comprimentos e perdas de carga admissíveis e velocidades de arrastamento de óleo no circuito de R134_A.

O esquema de princípio encontra-se representado no Anexo I, figura 43.

3 Descrição do Estágio

Este capítulo faz referência ao trabalho realizado na Consulfrío. São apresentados os dimensionamentos dos projetos e acompanhamentos na obra, devidamente documentados e sua justificação. São apresentados o dimensionamento de separadores de líquido horizontal, bombas e de tubagem e a análise ao balanço térmico das câmaras, salas e expositores situados nos mesmos. Também é apresentada informação adquirida em ações de formação acerca da tubagem COOL-FIT ABS Plus, o novo fluido frigorígeno OPTEON XP-40 e de instalação de variadores de velocidade e suas aplicações.

3.1 Dimensionamento de separador de amoníaco horizontal

Para o projeto do entreposto frigorífico (circuito de duplo estágio de compressão a amoníaco), foi verificado se as dimensões dos separadores de amoníaco estavam bem mensuradas. Foram adotados dois métodos de cálculo distintos, para validar o dimensionamento dos mesmos. Existem outros métodos (Todd & Douglas, 2001) mas não foram analisados devido à pouca informação relevante.

3.1.1 Método 1

A figura 6 apresenta um esquema de um separador de líquido. Os estados de líquido e vapor da mistura são separados através da gravidade e da bombagem. O vapor, sendo mais leve, ascende até aos compressores, enquanto o líquido é tirado pelas bombas para ser levado até aos evaporadores (Guerra, 2013b).

Este método tem os seguintes pressupostos:

- A velocidade linear máxima ($U_{máx}$) do vapor saturado no interior do separador normal é de 0,35 m/s;
- A área de passagem de vapor é de 2/3 da área total;
- O tempo de queda de líquido (\emptyset) é de 2,5 s;

Considera-se 20% de sobredimensionamento no cálculo do volume de líquido.

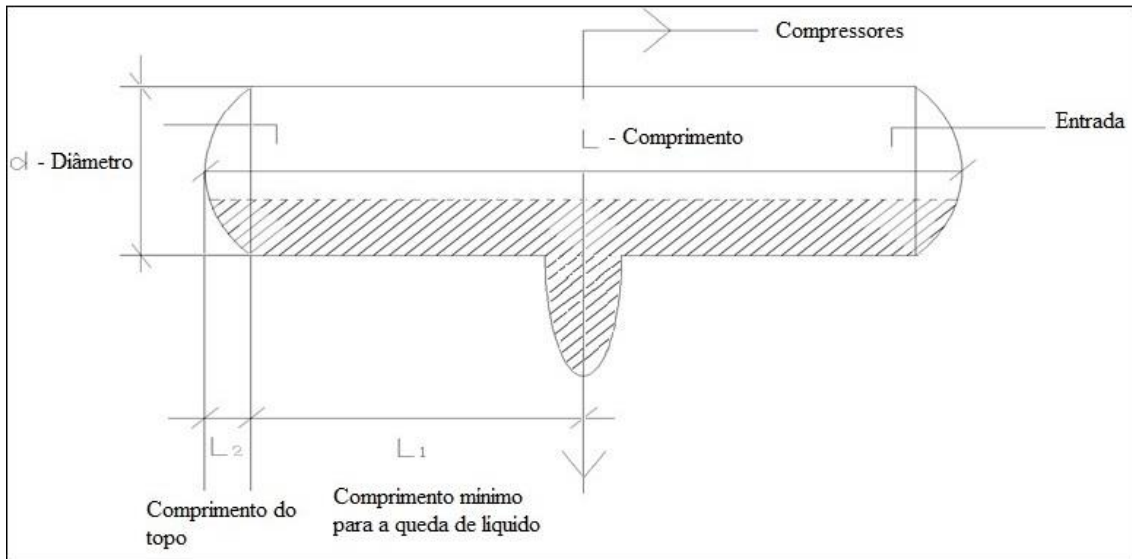


Figura 6 – Esquema do Separador de líquido

O procedimento é o seguinte:

1. Cálculo do caudal mássico, \dot{m}_V , e volúmico, \dot{V}_V , de vapor ao sair para o compressor:

$$\dot{m}_V = \frac{\dot{Q}_L}{h_V - h_L} \text{ [kg/s]} \quad (1)$$

$$\dot{V}_V = \dot{m}_V \times v_V \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (2)$$

\dot{Q}_L – Capacidade frigorífica [kW]

h_V - Entalpia de vapor saturado [kJ/kg]

h_L - Entalpia de líquido saturado [kJ/kg]

\dot{m}_V - Caudal mássico no estado vapor [kg/h]

v_V - Volume específico de vapor saturado [m³/kg]

2. Selecionar o diâmetro, D , do separador:

$$U_{V\text{máx}} \geq \frac{\dot{V}_V}{A_V} \rightarrow D \leq \sqrt{\frac{6 \times \dot{V}_V}{\pi \times U_{\text{máx}}}} \text{ [m]}, U_{\text{máx}} = 0,35 \text{ m/s} \quad (3)$$

\dot{V}_V - Caudal volúmico de vapor [m³/s]

A_V - Área de vapor [m²]

$U_{V\text{máx}}$ – Velocidade linear máxima do vapor saturado no interior do separador [m/s]

3. Cálculo da área de passagem do vapor, A_V :

$$A_V = \frac{2}{3} \times \pi \times \frac{D^2}{4} [m^2] \quad (4)$$

4. Cálculo da velocidade linear do vapor no interior do separador, U_V :

$$U_V = \frac{\dot{V}_V}{A_V} [m/s] \quad (5)$$

5. Cálculo do comprimento do separador, L :

$$L_{MIN} = U_V \times \emptyset [m] \quad (6)$$

$$L = L_S + L_H = 2 \times (L_{MIN} + D) [m] \quad (7)$$

L_{MIN} - Comprimento mínimo para a queda de líquido [m]

\emptyset - Tempo de queda de líquido [s]

L_S - Comprimento do cilindro [m]

L_H - Comprimento dos topos [m]

6. Cálculo do volume de líquido, V_L :

$$V_L = \frac{1}{3} \times L \times \pi \times \frac{D^2}{4} \times 1,2 [m^3] \quad (8)$$

7. Cálculo da área de passagem mínima de vapor, A_{Vmin} , para $U_{máx}$:

$$A_{Vmin} = \frac{\dot{V}_V}{U_{Vmáx}} [m^2] \quad (9)$$

\dot{V}_V - Caudal volúmico de vapor [m^3/s]

$U_{Vmáx}$ - Velocidade linear máxima do vapor saturado no interior do separador [m/s]

8. Cálculo da área adicional, A_{adic} , que poderá ser preenchida com líquido:

$$A_{adic} = A_V - A_{Vmin} [m^2] \quad (10)$$

9. Cálculo do volume adicional, V_{adic} , e total, V_T :

$$V_{adic} = A_{adic} \times L [m^3] \quad (11)$$

$$V_T = V_L + V_{adic} [m^3] \quad (12)$$

10. Cálculo dos níveis mínimos e máximos (ver figura 7):

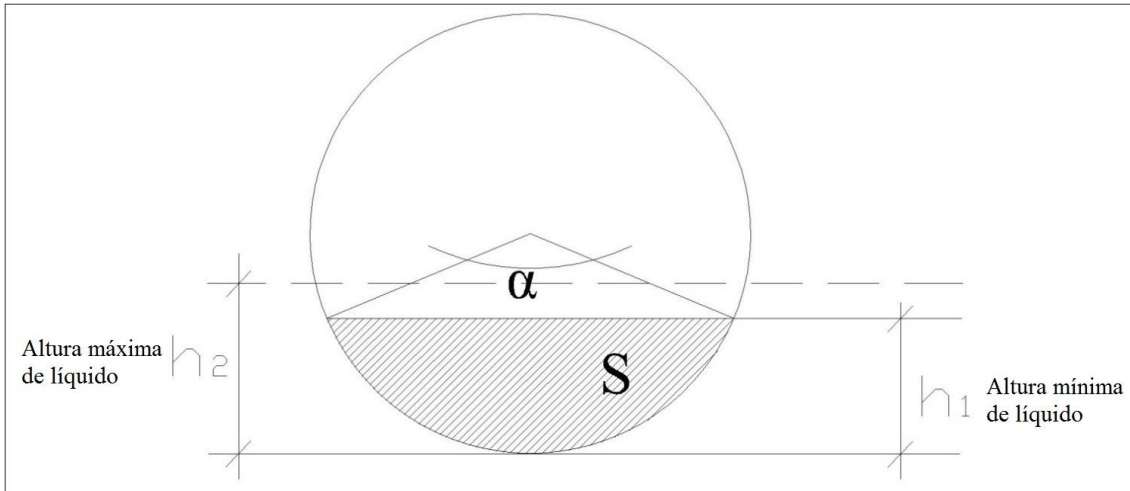


Figura 7 – Esquema do Separador de líquido (vista transversal)

$$A_{LLL} = \pi \times \frac{D^2}{4} [m^2] \quad (13)$$

$$A_{HLL} = A_V + A_{adic} [m^2] \quad (14)$$

A_{LLL} - Área de líquido baixo [m²]

D - Diâmetro [m]

A_{HLL} - Área de líquido alto [m²]

A_V - Área de vapor [m²]

A_{adic} - Área adicional que pode ser preenchido pelo líquido [m²]

$$A_{LLL} = \frac{D^2}{8} (\alpha_{mín} - \sin \alpha_{mín}) [m^2] \quad (15)$$

$$H_{LLL} = \frac{D}{2} \left(1 - \frac{\cos \alpha_{mín}}{2}\right) [m] \quad (16)$$

$\alpha_{mín}$ - Ângulo do nível mínimo de líquido [° ou rad]

$$A_{HLL} = \frac{D^2}{8} (\alpha_{máx} - \sin \alpha_{máx}) [m^2] \quad (17)$$

$$H_{HLL} = \frac{D}{2} \left(1 - \frac{\cos \alpha_{máx}}{2}\right) [m] \quad (18)$$

$\alpha_{máx}$ - Ângulo do nível máximo de líquido [° ou rad]

3.1.2 Método 2

A separação de líquido e vapor é geralmente realizada por três etapas:

- 1) Separação primária, usando um desviador de entrada para que o líquido arrastado no vapor faça com que as maiores gotas colidam com o desviador e depois caiem por gravidade;
- 2) Separação por gravidade das pequenas gotas do vapor que flui através da área seccional de vapor;
- 3) *Mist eliminator*, onde as gotas mais pequenas são fundidas, formando gotas maiores para depois serem separadas por gravidade do vapor.

Para a segunda separação, a velocidade permitida deve ser calculada de modo que a área seccional de vapor consiga ser subsequentemente determinada. Realizando um equilíbrio de forças entre a força gravítica e a força de arrasto, é obtido a velocidade terminal constante, U_T :

$$U_T = K \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V}} \text{ [m/s]} \quad (19)$$

em que

$$K = \sqrt{\frac{4 g D_p}{3 C_D}} \quad (20)$$

K - Constante da velocidade terminal [m/s]

ρ_L - Massa específica no estado líquido [kg/m³]

ρ_V - Massa específica no estado vapor [kg/m³]

g – Constante gravitacional [9,81 m/s²]

D_p – Diâmetro das gotas [m]

C_D - Coeficiente de arrasto

A velocidade vertical permitida, U_V , é menor que a velocidade terminal constante, U_T .

Normalmente tem valor entre 75 a 100 % de U_T (Stoecker, 1998).

O diâmetro das gotas não é adequadamente previsível para que os valores da constante da velocidade terminal, K (equação 20), para *mist eliminators* sejam tipicamente empíricas. Existem numerosas publicações e recomendações de fabricantes para determinar o valor de K . A tabela 9 do Anexo II apresenta fórmulas de determinar K através da *Gas Processor's Supplier Association* (GPSA) e da *York Mist Eliminator* (Svreck & Monnery, 1993).

Se não houver *mist eliminator*, recomenda-se a utilização de valores da GPSA ou um valor de K “teórico” calculado pela equação 20 se o tamanho das gotas de líquido for conhecido. O coeficiente de arrasto, C_D , pode ser determinado através da tabela 9 do Anexo II.

Antes de proceder ao dimensionamento, é necessário clarificar algumas definições e critérios. O tempo de *holdup* é o tempo que demora o líquido a descer do nível médio (NLL) para o nível baixo (LLL), mantendo um caudal de saída normal constante. É baseado na reserva necessária para manter um bom controlo e funcionamento seguro das instalações a jusante. O tempo de *surge* é o tempo que demora o líquido a subir do nível médio (NLL) para o nível máximo (HLL), mantendo um caudal de entrada normal sem qualquer caudal de saída. Geralmente é baseado em requisitos de acumular líquido como resultado de variações ou transtornos a montante ou a jusante. Na ausência de requisitos específicos, o tempo de *surge* pode ser considerado metade do tempo de *holdup*.

Os valores necessários para proceder ao dimensionamento são:

- Massa específica do líquido e vapor;
- Caudal mássico do líquido e vapor;
- Pressão de operação;
- Temperatura de funcionamento.

A seção transversal é ocupada por vapor e líquido como é mostrado na figura 8 (Svreck & Monnery, 1993).

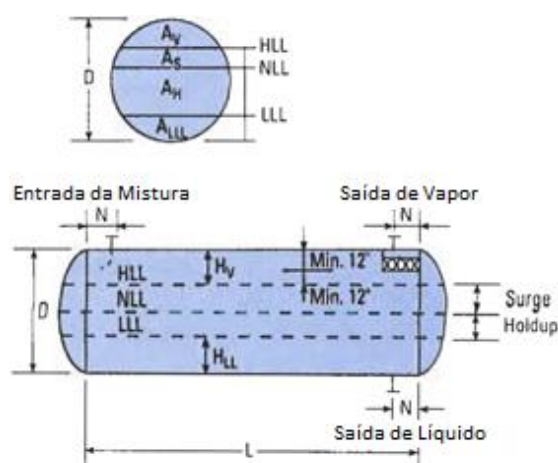


Figura 8 - Separador horizontal de duas fases. Fonte: Chemical Engineering Progress

Quando é dimensionado o separador, geralmente um diâmetro é assumido, LLL é selecionado ou calculado, NLL é escolhido através do líquido de *holdup*, HLL é escolhido através do líquido de *surge*. A área seccional entre HLL e o topo do separador é usado

como área ocupada por vapor. O comprimento do separador é calculado para acomodar o *holdup* e *surge* ou para facilitar a separação de vapor/líquido. Esta abordagem de dimensionamento, ou variações dela, são cálculos iterativos.

Os volumes de *holdup* e *surge* ocupam 60% do separador e são calculados vindos do tempo de *holdup* e de *surge* que são selecionados de acordo com a tabela 2 do Anexo.

A área seccional de líquido baixo é em função da altura de nível de líquido baixo.

A altura mínima de vapor é especificada com 1 ou 2 ft ou 20% do diâmetro, assumindo isso para a área seccional de vapor. Essa área só aumenta se o comprimento do separador necessário para a separação for muito maior do que o comprimento necessário para o *holdup* e *surge*, para um dado diâmetro.

A velocidade horizontal permitida pode ser maior que a velocidade terminal vertical e com isso pode ser equacionado o tempo de “residência” das gotas de líquido. Isto é, o tempo necessário para atravessar horizontalmente entre a entrada e a saída deve ser maior que o tempo necessário para assentar a distância vertical para a superfície de líquido.

$$L \geq H_V; U_H \geq U_T \quad (21)$$

Pode ser rearranjado em termos da velocidade horizontal permitida, U_H :

$$U_H \leq \frac{L}{H_V} \times U_T \quad (22)$$

O comprimento L , dividido pela altura de vapor, H_V , é sempre maior que a unidade. A velocidade horizontal permitida é um tópico muito subjetivo com várias abordagens empíricas para modificar o valor “K” vertical disponível na literatura. Os procedimentos de concepção subsequentes usam uma “abordagem de gota de decantação” semelhante ao procedimento API (*American Petroleum Institute*) (API,2015). Deve-se notar que no cálculo de U_T , para o separador horizontal, deve ser usado um valor K de “*no mist eliminator*”.

O procedimento incorpora uma otimização de diâmetro e comprimento para minimizar o peso do separador. Para adicionar um grau de conservadorismo ao *design*, o volume disponível nos topos é ignorado (Svreck & Monnery, 1993). O procedimento é o seguinte:

1. Cálculo de caudal volumétrico de vapor, \dot{V}_V :

$$\dot{V}_V = \frac{\dot{m}_V}{3600 \times \rho_V} [m^3/s] \quad (23)$$

\dot{m}_V - Caudal mássico no estado vapor [kg/h]

ρ_V - Massa específica no estado vapor [kg/m³]

2. Cálculo de caudal volumétrico de líquido, \dot{V}_L :

$$\dot{V}_L = \frac{\dot{m}_L}{60 \times \rho_L} \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (24)$$

\dot{m}_L - Caudal mássico no estado líquido [kg/h]

ρ_L - Massa específica no estado líquido [kg/m³]

3. Cálculo da velocidade vertical terminal do vapor, U_T :

$$U_T = K \times \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V}} \text{ [m/s]} \quad (25)$$

$$U_V = 0,75 \times U_T \text{ [m/s]} \quad (26)$$

K - Constante da velocidade terminal [m/s]

ρ_L - Massa específica no estado líquido [kg/m³]

ρ_V - Massa específica no estado vapor [kg/m³]

U_V - Velocidade terminal permitida [m/s]

A constante K é adquirida na tabela 9 no Anexo II.

4. Seleção do tempo de *holdup*, T_H , e cálculo do volume de *holdup*, V_H :

$$V_H = T_H \times \dot{V}_L \text{ [m}^3\text{]} \quad (27)$$

O tempo de *holdup* é adquirido na tabela 10 no Anexo II.

5. Seleção do tempo de *surge*, T_S , e cálculo do volume de *surge*, V_S :

$$V_S = T_S \times \dot{V}_L \text{ [m}^3\text{]} \quad (28)$$

O tempo de *surge* é adquirido na tabela 10 no Anexo II.

6. Obtenção da razão de comprimento/diâmetro estimado, L/D , e cálculo do diâmetro, D , e da área seccional total, A_T :

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \times (V_H + V_S)}{0,6 \times \pi \times \frac{L}{D}}} \text{ [m]} \quad (29)$$

$$A_T = \frac{\pi \times D^2}{4} \text{ [m}^2\text{]} \quad (30)$$

A razão comprimento/diâmetro é obtida na tabela 12 no Anexo II.

7. Cálculo da altura de nível baixo de líquido, H_{LLL} , usando a tabela 11 do Anexo II ou pela seguinte equação

$$H_{LLL} = 0,04 \times D + 0,178 [m] \quad (31)$$

Se o diâmetro, D , for maior ou igual a 4 in (1,192 m), a altura é igual a 9 in (0,229 m).

8. Cálculo da área de líquido baixo (A_{LLL}):

Usando a razão H_{LLL}/D , obter A_{LLL}/A_T usando a tabela 6 do Anexo e calcular A_{LLL} .

9. Obter a altura da área de vapor, H_V , e cálculo da área de vapor, A_V :

Selecionar H_V para maior do que 20% de D ou 0,61 m (0,305 m se não houver um *mist eliminator pad*). Usando a razão H_V/D , obter A_V/A_T usando a tabela 13 do Anexo II e calcular A_V .

10. Cálculo do comprimento mínimo de acomodação, L_{sep} , dos volumes de *holdup* e *surge*:

$$L_{sep} = \frac{V_H + V_S}{A_T - A_V - A_{LLL}} [m] \quad (32)$$

11. Cálculo de tempo de queda do líquido, ϕ :

$$\phi = \frac{H_V}{U_V} [s] \quad (33)$$

12. Cálculo da velocidade de vapor atual, U_{VA} :

$$U_{VA} = \frac{\dot{V}_V}{A_V} [m/s] \quad (34)$$

13. Cálculo do comprimento mínimo para a queda do líquido, L_{MIN} :

$$L_{MIN} = U_{VA} \times \phi [m] \quad (35)$$

14. Determinação do comprimento, L , e do novo L/D :

Se:

- $L_{sep} < L_{MIN}$, considerar L_{MIN} – resulta de algum extra de *holdup*;
- $L_{sep} \ll L_{MIN}$, aumentar H_V e repetir o procedimento a partir do ponto 9;
- $L_{sep} > L_{MIN}$, considerar L – dimensionamento aceitável;

- $L_{sep} \gg L_{MIN}$, L apenas pode ser reduzido e L_{MIN} aumentado se H_V for reduzido (repetir a partir do ponto 9);
- $L/D < 1,5$, diminuir D e repetir o procedimento a partir do ponto 6;

15. Cálculo da espessura do cilindro e dos topos do separador (tabela 14 do Anexo II);

16. Cálculo da área de superfície do cilindro e dos topos do separador (tabela 15 do Anexo II);

17. Cálculo do peso aproximado do separador:

$$m = 7849,06 \times t \times (A_s + 2 \times A_H) [kg] \quad (36)$$

m - Peso do separador de líquido horizontal [kg]

18. Otimizar as dimensões do separador:

Aumentar ou diminuir D de maneira a obter o peso mínimo e L/D mantenha entre 1,5 e 6.

19. Cálculo das alturas de líquido alto (H_{HLL}) e normal (H_{NLL}):

$$H_{HLL} = D - H_V [m] \quad (37)$$

$$A_{NLL} = A_{LLL} + \frac{V_H}{L} [m^2] \quad (38)$$

Usando a razão A_{NLL}/A_T , obter H_{NLL}/D usando a tabela 6 do Anexo e calcular H_{NLL} .

3.1.3 Conclusão

Para comparar os dois métodos, foram utilizados as condições iniciais apresentados na tabela 1.

Tabela 1 - Condições iniciais para aplicação dos métodos

Condições iniciais	
Capacidade frigorífica	136,2 kW
Entalpia do vapor saturado a -30 °C (NH ₃)	1422,86 kJ/kg
Entalpia do líquido saturado a -5 °C (NH ₃)	176,96 kJ/kg
Volume específico a -30 °C (NH ₃)	0,961 m ³ /kg

Os resultados obtidos estão apresentados na tabela 2.

Tabela 2 - Resultados obtidos na aplicação de cada método

Dimensões (em mm)	Método 1	Método 2
Diâmetro	800	900
Comprimento	1970	1920
Altura mínima de líquido	290	229
Altura média de líquido	-	500
Altura alta de líquido	340	600

Enquanto o método 1 dispõe de pressupostos, o método 2 aparentemente é mais completo. No entanto, ao aplicar as condições iniciais para cada método (propriedades dos fluidos e capacidade frigorífica), as dimensões dos separadores apresentam valores semelhantes, exceto nos valores de altura mínima e máxima de líquido no separador, tendo a consequência da dificuldade de identificar qual deve ser as alturas ideais para o líquido.

3.2 Dimensionamento de Bombas

Para o mesmo projeto do entreposto frigorífico, foi verificado o modelo das bombas de amoníaco. As bombas apresentadas pelo cliente para o projeto foram do fabricante WITT, modelo HRP (figura 9).

As bombas de refrigerante WITT são especialmente concebidas para o bombeamento de líquido refrigerante. São caracterizadas pela sua capacidade comprovada para bombear mistura líquido-vapor, com um aspeto de particular importância com a diminuição da temperatura de evaporação.



Figura 9 - Bomba WITT modelo HRP 5040 GF. Fonte: WITT

As bombas do HRP, com impulsores radiais, são equipados para bombear misturas líquidas de vapor sob condições equivalentes às das bombas de tipo aberto. A bomba é

acionada por um motor, encapsulada. A caixa do estator suporta bomba de alta pressão nominal dando uma boa segurança (WIIT, 2015).

Principais vantagens:

- Grande segurança;
- Trabalha com quase todos os fluidos refrigerantes;
- Cobre uma ampla gama de aplicações;
- Também adequado para CO₂ à pressão de 40 bar (abaixo de 5 °C);
- Bom desempenho mesmo com rápida diminuição no separador de pressão;
- Não é necessário a linha de degaseificação;
- Possibilidade de instalação suspensa;
- Possibilidade de remover o óleo, em particular nos modelos verticais.

Para o dimensionamento das bombas é necessário saber qual a capacidade frigorífica e a temperatura do fluido à saída do separador de líquido. Com esses parâmetros é possível calcular o caudal volúmico que a bomba empregará para o projeto.

$$\dot{V}_n = n \times \dot{V} = n \times \dot{m} \times v = n \times \frac{\dot{Q}}{h_v - h_L} \times \frac{1}{\rho} \quad [m^3/h] \quad (39)$$

n – Taxa de recirculação

\dot{V} – Caudal volúmico [m^3/s]

\dot{m} – Caudal mássico [kg/s]

v – Volume específico [m^3/kg]

h_v - Entalpia de vapor saturado [kJ/kg]

h_L - Entalpia de líquido saturado [kJ/kg]

ρ - Massa específica [kg/m^3]

A letra n representa a taxa de recirculação, que é o quociente entre a quantidade de refrigerante que entra no evaporador e a quantidade de refrigerante que evapora devido à carga aplicada (Stoecker & Jabardo, 2002).

A figura 10 apresenta um exemplo de um gráfico com uma curva característica de bomba, que relaciona entre si o caudal e a altura manométrica. Cada curva representa o limite de funcionamento da bomba, e para a bomba estar bem dimensionada, o ponto de funcionamento do projeto deve ter coordenadas de forma que esteja abaixo da linha da curva da bomba (área identificada).

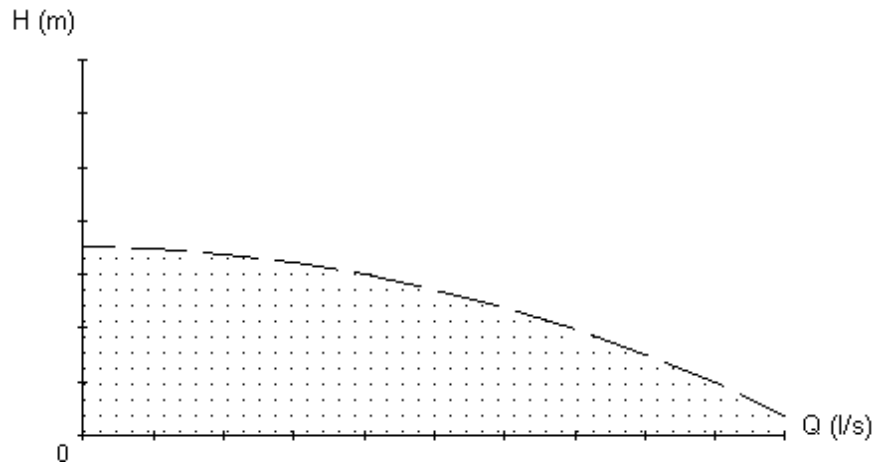


Figura 10 – Curva caraterística da bomba

3.3 Balanços térmicos

Outros trabalhos realizados na empresa foi a análise de propostas por instaladores acerca dos balanços térmicos dos expositores, câmaras frigoríficas e salas climatizadas para os supermercados. Consiste em comparar os valores das capacidades frigoríficas das propostas com os resultados obtidos e verificar se os equipamentos estão bem dimensionados.

Através do cálculo dos balanços térmicos podemos determinar a potência necessária para o funcionamento de uma instalação frigorífica. A partir desse valor são seleccionados os equipamentos, controlos e acessórios necessários para um correto funcionamento. O balanço térmico é deduzido através de determinadas cargas térmicas da instalação.

3.3.1 Cálculo das capacidades frigoríficas

3.3.1.1 Expositores de refrigerados

Um expositor frigorífico é um móvel onde os produtos alimentares são expostos para serem adquiridos pelo consumidor. Se for o próprio consumidor a retirá-los do expositor, então este chama-se auto serviço (A/S). No caso de ser o contrário, ou seja, quando o produto é retirado por um funcionário da loja, chama-se serviço tradicional (S/T).

Não tendo as condições de conservação de uma câmara frigorífica, onde o cliente não entra, é um compromisso a que tem de se recorrer para que o cliente veja o produto que pode comprar. Um expositor apenas deve conservar o produto, não sendo a sua função de baixar-lhe a temperatura. Devem permanecer o mínimo tempo possível, podendo garantir a sua conservação, em condições ótimas, num período de 24 a 72 horas (Cunha, 1999).

O cálculo da capacidade frigorífica consiste na seguinte expressão:

$$CF_{ER} = M \times ER [kW] \quad (40)$$

A modulação, M , é o comprimento de exposição (m) dos expositores e o coeficiente ER é a capacidade frigorífica por comprimento linear (kW/m) é relacionado com o tipo de produto armazenado na vitrina ou mural.

Exemplos de Vitrinas e Murais:

- Vitrina de Pastelaria A/S;
- Vitrina de Charcutaria S/T;
- Mural de 4ª Gama;
- Mural de Laticínios, Iogurtes e Sumos A/S;
- Mural de Bacalhau e Afins.

3.3.1.2 Câmara de Refrigerados

O dimensionamento das câmaras de refrigerados baseiam-se no tipo de produto que se pretende armazenar. Este dimensionamento depende se o produto apresenta embalado ou nu, em que quantidades e se vem à temperatura prevista de armazenagem ou deve ser arrefecido na câmara.

O cálculo da capacidade frigorífica consiste em:

$$CF_{CR} = CF_{Volume\ câmara} \times FC [kW] \quad (41)$$

CF_{CR} é a capacidade frigorífica relacionado com o volume interno da câmara e o fator de correção, FC , representa a correção da capacidade frigorífica, dependendo do tipo de produto que é armazenado na câmara. Para o dimensionamento do evaporador/frigodifusor, para além de ter a capacidade de refrigerar a câmara, também deverá ter um diferencial de temperatura de 6 °C entre a temperatura do interior da câmara e a temperatura de evaporação.

A tabela 3 apresenta o tipo de câmara e a temperatura a que devem ser instalada.

Tabela 3 - Câmaras de Refrigerados

Câmara de Refrigerados	Temperatura (°C)
Câmara de Bacalhau	+ 3 °C
Câmara de Refrigerados de Padaria	+ 2 °C
Câmara de Frutas e Legumes	+ 4 °C
Câmara de Laticínios	+ 2 °C
Câmara de Charcutaria	+ 2 °C
Câmara de <i>Take-Away</i>	+ 1 °C
Câmara de Peixe	+ 0,5 °C
Câmara de Talho	+ 0 °C
Câmara de Carne de Aves	+ 0 °C

Para o caso das câmaras de carnes frescas, têm que ser refrigeradas até pelo menos 7 °C antes de saírem do matadouro ou das instalações de qualquer sala de desmancha ou entreposto frigorífico. Se a carne se apresentar nua, para além das medidas rigorosas de higiene para evitar a sua sujidade, deve-se considerar que a evaporação de água das camadas mais superficiais levará a uma perda de peso e à desidratação da superfície.

Nas câmaras de peixe, para que o pescado se conserve bem é necessário que mantenha a pele húmida, envolvendo o pescado em gelo moído. Para além de refrigerar, ao derreter o gelo manterá a pele sempre húmida. Não é necessário considerar o arrefecimento do produto, o qual é conseguido com o gelo.

No caso dos produtos hortofrutícolas, são seres vivos (respiram, amadurecem e transpiram) que produzem calor e libertam etileno que acelera a maturação da fruta e anidrido carbónico que provoca a sua alteração. Para a conceção das câmaras frigoríficas destes produtos, devem ser previstos dispositivos de renovação do ar, se a sua dimensão e frequência de abertura de portas não permitirem uma renovação natural. As frutas e legumes são produtos muito exigentes e diversificados em relação às condições termo higrométricas de conservação. É, portanto, necessário organizar grupos de produtos que requeiram condições semelhantes para definir as características e o número de câmaras adequado.

Em câmaras de laticínios e de charcutaria, estes produtos apresentam geralmente acondicionados e com as condições de conservação indicadas pelo fabricante. Para produtos que requeiram níveis térmicos semelhantes não há inconveniente em se fazer a armazenagem conjunta de laticínios e charcutaria, desde que eles estejam acondicionados.

Em câmaras de bacalhau, os parâmetros ideais de conservação são de cerca de 4 °C de temperatura e 75 % de humidade relativa. Como o bacalhau é um peixe que tem cerca de 80 % de água, após a secagem esta percentagem deve ser reduzida até 50%, dependendo do tipo de bacalhau, segundo a lei (Decreto Lei nº 25, 2005). O bacalhau não deve ser exposto em zonas húmidas, tais como ao lado de bancadas de peixe com gelo. Deve ser conservado em caixas arejadas para que os nichos de humidade que se formam possam evaporar rapidamente (Cunha, 1999).

3.3.1.3 Salas Climatizadas

As salas climatizadas são espaços que não necessitam de ter uma temperatura muito baixa mas deverão ter o controlo do mesmo. Para o cálculo da capacidade frigorífica aplica-se

$$CF_{SC} = V_{Sala} \times FC [kW] \quad (42)$$

CF_{SC} é o volume interno da sala e o fator de correção, FC , representa a correção da capacidade frigorífica por volume, dependendo da função a que a sala está destinada. Para o dimensionamento do frigidifusor para as salas, para além de ter a capacidade de refrigerar a câmara, também deverá ter um diferencial de temperatura de 10 °C entre a temperatura do interior da sala e a temperatura de evaporação.

A tabela 4 apresenta o tipo de câmara e a temperatura a que devem ser instalada.

Tabela 4 - Salas climatizadas

Sala Climatizada	Temperatura (°C)
Apoio de Talho	+ 10/12 °C
Apoio de Peixaria	+ 12 °C
Apoio de Charcutaria	+ 10/12 °C
Apoio de Frutas e Legumes	+ 12 °C
Sala de Lixos	+ 10/12 °C
Buffer de Frescos	+ 8/10 °C
Apoio de Take-Away	+ 10/12 °C
Apoio de Pastelaria	+ 10/12 °C
Circulação/ Corredor	+ 12 °C
Sala de Paletes de Frutas e Legumes	+ 4 °C
Sala de Paletes de Laticínios	+ 2 °C

3.3.1.4 Câmaras de Congelados

As câmaras de congelados são destinadas a armazenar os produtos já congelados. Não se aplicam a congelar produtos, pois não têm potência frigorífica para uma congelação correta. São polivalentes em relação aos produtos, podendo armazenar todo o tipo de produtos em simultâneo, desde que estejam embalados ou acondicionados e que a temperatura no interior seja igual ou inferior a -18 °C. Nos supermercados supervisionados pela Consulfrio há dois tipos de câmaras: câmara de congelados de padaria e câmara de congelados (para restantes produtos) (Cunha, 1999).

O cálculo da capacidade frigorífica é efetuado através da equação:

$$CF_{CC} = CF_{Volume\ câmara} \times FC [kW] \quad (43)$$

CF_{CC} é a capacidade frigorífica relacionada com o volume interno da câmara e o fator de correção, FC , representa a correção da mesma, dependendo do tipo de produto que é armazenado na câmara. Para o dimensionamento do evaporador/frigidifusor, para além

de ter a capacidade de refrigerar a câmara, também deverá ter um diferencial de temperatura de 6 °C entre a temperatura do interior da câmara e a temperatura de evaporação. Para estas câmaras, é necessário que os evaporadores tenham resistência elétrica para a descongelação do gelo que fica acumulado na saída de ar do evaporador.

3.3.2 Dimensionamento dos componentes das centrais

A capacidade frigorífica total para a central de refrigerados é obtida a partir das capacidades frigoríficas dos expositores, câmaras de refrigerados e salas. O compressor ou conjunto de compressores deverão ter a capacidade frigorífica suficiente para extrair o calor dos expositores e espaços refrigerados. Para o dimensionamento do(s) condensador(es) para a central é necessário que suporta o calor rejeitado pelo(s) compressor(es), para uma diferença de temperatura de 8 °C entre a temperatura de condensação e a temperatura do exterior.

Para cada câmara de congelados tem um GCC (grupo compressor-condensador). Estes GCC's podem fazer a condensação através de um condensador a ar ou por um permutador de placas.

3.4 Dimensionamento de tubagem

A tubagem tem como função básica transportar o refrigerante entre os distintos componentes da instalação. Uma preocupação bastante generalizada no dimensionamento de linhas é a de que o seu diâmetro e comprimento seja suficientemente elevado. Esta preocupação é, de certo modo, conservadora, uma vez que são poucos os casos em que o tamanho pode representar um problema para a operação da instalação, como por exemplo ocorre na linha de aspiração um arraste adequado do óleo do compressor e a velocidade de vapor deve ser limitada. Por outro lado, a redução no tamanho pode comprometer a eficiência da instalação, apesar de ser atraente do ponto de vista económico e de espaço.

O transporte do fluido refrigerante entre os componentes da instalação frigorífica ocorre em condições variadas, dependendo do estado de fluido e do equipamento a que ele serve. A figura 11 e a tabela 5 apresenta um resumo das condições e critérios que devem vigorar nas diferentes zonas de um circuito frigorífico industrial. Pode ser observado que o refrigerante circula no estado líquido ou vapor, exceto na linha de retorno do evaporador ao separador de líquido, na qual escoam uma mistura bifásica.

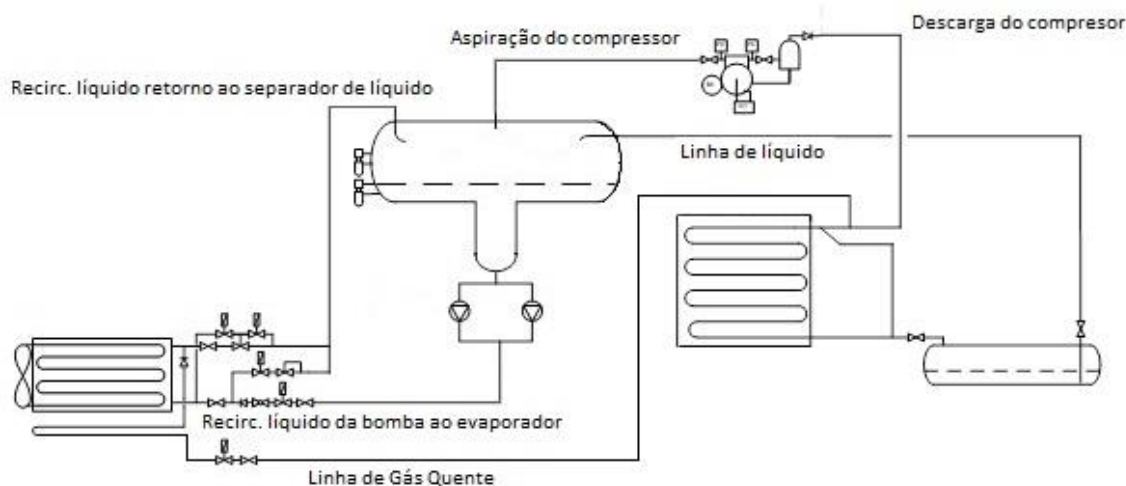


Figura 11 - Esquema de princípio com as linhas identificadas

Tabela 5 - Características das linhas de refrigerante

Tipo de linha	Estado físico do refrigerante	Queda de pressão permitida	Caraterísticas físicas da linha
Aspiração do compressor	Vapor	Baixa, exceto para permitir o retorno de óleo	Sifonamento para o óleo em sistemas de expansão direta
Descarga do compressor		Moderada	-
Linha de líquido	Elevações devem ser limitadas		
Recirculação de líquido da bomba ao evaporador	Líquido		-
Recirculação de líquido retorno ao separador de líquido	Líquido/Vapor	Baixa	Inclinação descendente
Linhas de gás quente para degelo	Vapor	Moderada	-

A obtenção do diâmetro pode ser feita a partir da capacidade frigorífica que o fluido transporta ao longo da tubagem.

$$\dot{Q} = \dot{m} \times \Delta h = A \times \rho \times c \times (h_V - h_L) = \frac{\pi \times D^2}{4} \rho \times c \times (h_V - h_L) [kW] \quad (44)$$

Por fim,

$$D = \sqrt{\frac{4 \times \dot{Q}}{\pi \times \rho \times c \times (h_V - h_L)}} [m] \quad (45)$$

O dimensionamento da tubagem baseia-se na limitação da perda de carga, o que implica uma redução de pressão, que corresponde a uma diminuição de temperatura de saturação correspondente.

A equação fundamental da perda de carga é a seguinte:

$$\Delta P = f \frac{L \rho v^2}{D} [Pa] \quad (46)$$

A velocidade do fluido da equação 48 corresponde à média na secção transversal do tubo, definida como a razão entre o caudal volumico e a área de secção, ou seja:

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{\pi D^2/4} [m/s] \quad (47)$$

O coeficiente de atrito, f , depende do número de Reynolds do escoamento, Re , e da rugosidade da superfície do tubo, podendo ser obtido no Diagrama de Moody (figura 11). O número de Reynolds é um valor adimensional, definido como:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (48)$$

A grandeza μ é a viscosidade dinâmica do fluido. O número de Reynolds determina o regime de escoamento do fluido no tubo, que pode ser laminar (para $Re < 2000$) ou turbulento (para $Re > 3000$). Em aplicações frigoríficas, os números de Reynolds são superiores a 2000, de modo a que o regime laminar é raramente encontrado. Os parâmetros físicos de definição do número de Reynolds pode ser obtidos a partir dos seguintes argumentos:

- o diâmetro, D , é conhecido;
- a velocidade, c , é obtida a partir da equação 48;
- a massa específica, ρ , e a viscosidade dinâmica, μ , podem ser obtidas em tabelas de propriedades termodinâmicas dos refrigerantes. A massa específica é igual ao inverso do volume específico.

No diagrama de Moody (figura 12), observa-se que, para escoamentos laminares, a rugosidade da superfície do tubo não afeta o coeficiente de atrito. No entanto, em escoamento turbulento, o coeficiente de atrito depende da rugosidade, a qual aparece em termos de uma rugosidade específica, ϵ/D . A rugosidade depende do material que é composto a tubagem, de acordo com a tabela 6.

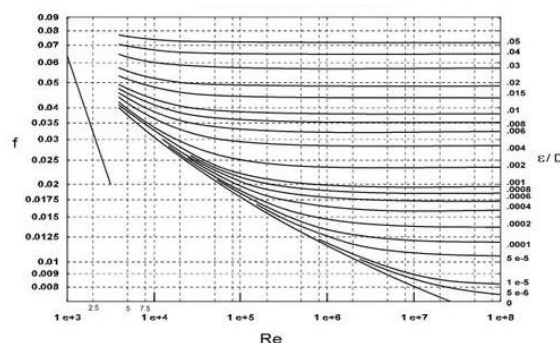


Figura 12 - Diagrama de Moody

Tabela 6 - Rugosidade dos materiais

Material	Rugosidade, ϵ
aço	$4,6 \times 10^{-5}$ m
cobre	$1,5 \times 10^{-6}$ m

O uso generalizado de *software's* de cálculos rápidos e superficiais faz com que as cartas e os ábacos entrem em desuso, preferindo-se o uso de correlações. Um dos principais problemas da maioria das correlações mais precisas propostas para o coeficiente de atrito é que se trata de expressões logarítmicas, o que dificulta o cálculo.

A perda de carga em linha compõe-se das tubagens retas, de acordo com os procedimentos referidos anteriormente, e os acessórios tais como curvas, tês, válvulas e outros elementos de tubulação, que introduzem as denominadas “perdas de carga localizadas”. Estas são geralmente expressas em termos de perdas equivalentes relativamente a tubagem reta de mesmo diâmetro. As tabelas de comprimentos equivalentes de vários acessórios podem ser encontradas na literatura. A perda de carga total numa linha é avaliada como um comprimento total, cujo valor corresponde à soma dos comprimentos de tubo reto e equivalente (Stoecker & Jabardo, 2002).

3.5 Tubagem *COOL-FIT ABS Plus* (Georg Fischer)

O *ABS COOL-FIT Plus* é um sistema de tubos de plástico completamente pré-isolado para sistemas de refrigeração secundárias e de arrefecimento operadas com soluções de água glicolada. O sistema baseia-se no tubo de ABS resistente ao frio (permite temperaturas entre -50 °C e 60 °C) e ao impacto (submetido a ensaios de impacto de acordo com a norma ISO 17025:2002), isolado com espuma de poliuretano de alta qualidade, além de um tubo exterior, robusto e resistente a raios UV. Para além da tubagem, o sistema também é constituído por acessórios, como válvulas e uniões de tubagem (figura 13). A superfície interior lisa do tubo ABS prevê perda mínima de pressão, enquanto a baixa condutividade térmica de plástico e o isolamento assegura os custos de energia baixos e de operação.



Figura 13 - Tubos e acessórios COOL-FIT ABS Plus. Fonte: Georg Fisher

O *COOL-FIT* é ideal para uso em armazenamento a frio, na produção de alimentos e de bebidas (por exemplo, em cervejarias, laticínios, matadouros), em supermercados, bem como para o processo de arrefecimento em sistemas de água de refrigeração industrial (Georg Fisher, 2015).

Tem como vantagens:

- Menos 30% de suportes que a tubagem plástica convencional;
- Mais leve que os sistemas metálicos;
- Dilatações e contrações reduzidas comparadas com a tubagem plástica convencional;
- Rapidez na união entre tubagem e acessórios;
- Resistentes aos raios ultravioletas e à corrosão;
- Custo reduzido.

3.5.1 Condições de funcionamento pressão/temperatura

A classificação de pressão para tubos termoplásticos são sempre identificados para água a 20 °C. Os tubos podem ser utilizados para temperaturas mais elevadas, mas é um princípio fundamental na tubagem termoplástica que se a temperatura de trabalho é aumentada, em seguida, a pressão de trabalho deve ser reduzida.

A figura 14 (Georg Fisher, 2015) mostra que, para tubos *COOL-FIT ABS Plus* e acessórios, as pressões máximas admissíveis em várias temperaturas até à temperatura de trabalho máxima permitida de 40 °C. A figura é baseado numa temperatura ambiente de 20 °C com água como fluido. Um fator de segurança de 1,8 está incorporado em todos os cálculos com um tempo de vida útil mínima de 25 anos.

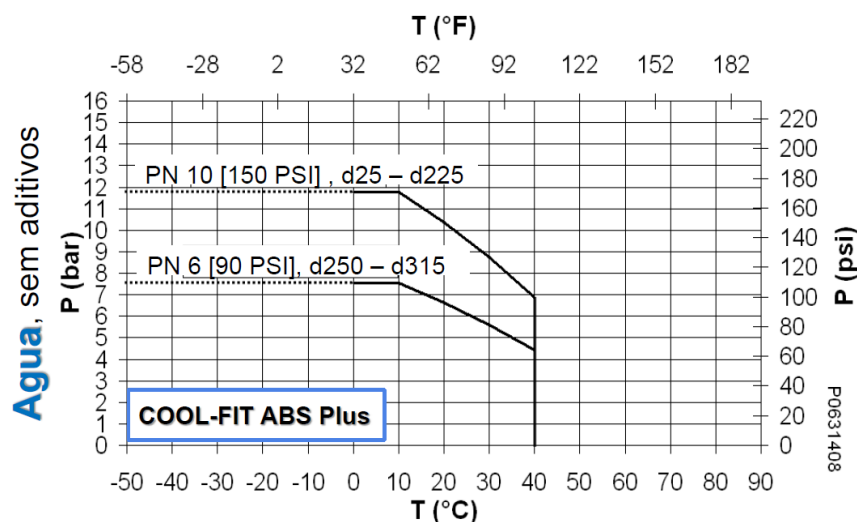


Figura 14 - Diagrama P/T para a tubagem COOL-FIT para água como fluido

Se o fluido for água diluída com glicol até 50% (percentagem máxima admissível de concentração), aplica-se na curva o fator de redução de potência de 0,6 (figura 14).

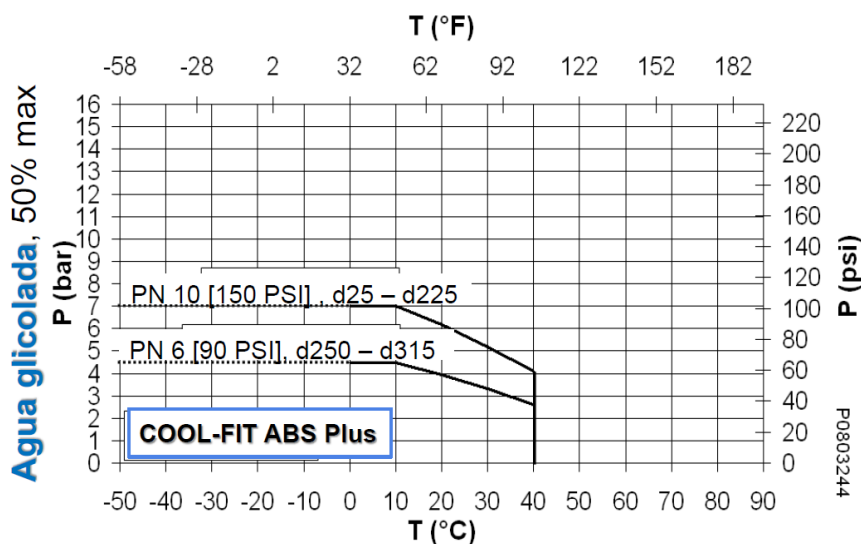


Figura 15 - Diagrama P/T para a tubagem COOL-FIT para água glicolada como fluido

3.5.2 Montagem de uma junção de tubagem (soldadura química)

É apresentado, passo a passo, a ligação entre um tubo COOL-FIT e um acessório de curva, com o auxílio de um adaptador de união. As imagens seguintes foram cedidas pelo fabricante do produto (Georg Fisher, 2015).

Marcar com um marcador branco a medida necessária no revestimento do tubo para posterior corte (figura 16).



Figura 16 - Marcar a medida necessária. Fonte: Georg Fischer

Cortar o tubo pela marca com uma serra de madeira. O corte deve ser perpendicular ao tubo. Pode ser usado uma serra de fita ou outra serra mecânica, assegurando sempre o corte vertical (figura 17).



Figura 17- Cortar o tubo. Fonte: Georg Fischer

Realizar o chanfre no tubo pelo interior com um escareador. É importante que o lado interno do tubo tenha chanfre para o encaixe (figura 18).



Figura 18 - Realizar o chanfre. Fonte: Georg Fischer

Escarear o revestimento exterior com um escareador ou navalha (figura 19).



Figura 19 - Escarear o revestimento exterior. Fonte: Georg Fischer

Limpar o interior do tubo e o exterior do adaptador com o diluente *Tangit*, produto que é adquirido juntamente com a tubagem, usando papel branco (figura 20). Limpar os componentes somente uma vez por todo o diâmetro e usar suficiente diluente para prevenir a formação de resíduos de papel aderidos a superfície.



Figura 20 - Tangit Diluente. Fonte: Georg Fischer

Medir o comprimento do adaptador que entra no tubo *COOL-FIT*. Marcar a profundidade de inserção do adaptador no interior do tubo (figura 21). O comprimento do pincel também pode ser usado como indicador da profundidade de inserção em que o composto deve ser aplicado no interior do tubo de ABS, o que evitará a necessidade de marcar o tubo.



Figura 21 - Medir e marcar o comprimento do adaptador na inserção do tubo. Fonte: Georg Fischer

Verificar a data de fabrico do composto que se encontra na parte inferior da lata *Tangit* (figura 22). O composto poderá ser usado até 2 anos depois da data de fabrico. Se necessário, anotar o número de série e a data de produção para uma rastreabilidade completa do projeto.

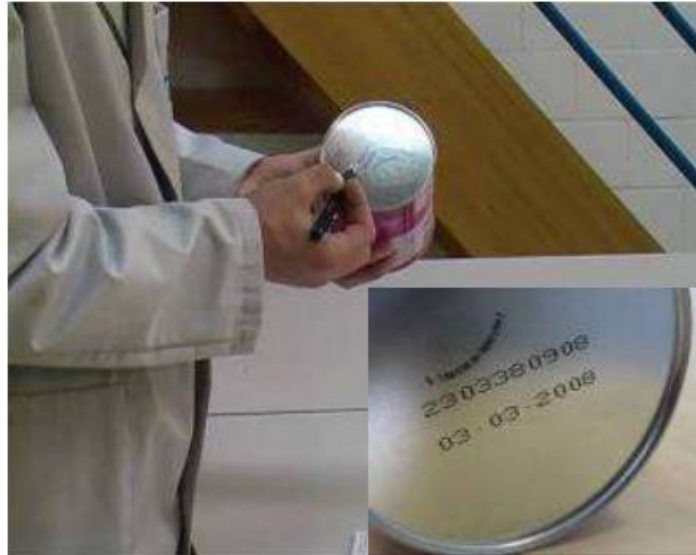


Figura 22 – Verificar a data de fabrico do ccomposto. Fonte: Georg Fischer

Abrir a lata e agitar o Composto *Tangit* com uma chave de parafusos limpa. Agitar o composto *Tangit* é muito importante, para que os ingredientes se misturem convenientemente e o composto se ative e ganhe a viscosidade adequada. Este procedimento é necessário repetir depois de uma paragem. Depois de agitar, o composto deve fluir suavemente (figura 23). Não usar o composto *Tangit* se estiver com grumos ou não fluir. Não adicionar dissolvente ao composto *Tangit ABS* com grumos.



Figura 23 - Composto a fluir. Fonte: Georg Fischer

Aplicar uma capa fina de composto *Tangit ABS* no interior do *COOL-FIT* (figura 24). Usar quantidade suficiente de composto. Uma capa mais espessa de composto será aplicada sobre o adaptador. Verificar a marca de profundidade no interior do tubo até donde se tem que aplicar o composto.

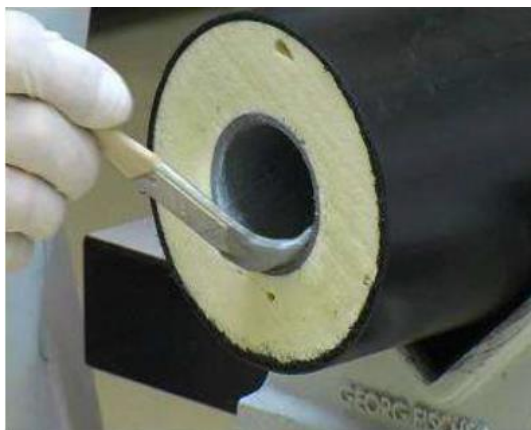


Figura 24 - Aplicar o composto no interior do tubo. Fonte: Georg Fischer

Aplicar o composto com um pincel de tamanho adequado no lado da união do adaptador, sempre no sentido longitudinal (figura 25). O composto deve ser aplicado na totalidade da superfície do adaptador, sem deixar espaços secos. Usar uma quantidade suficiente de composto. A capa no adaptador deve ser mais espessa do que a capa no interior do tubo.



Figura 25 - Aplicar o composto na união do adaptador. Fonte: Georg Fischer

Introduzir o adaptador no tubo *COOL-FIT* de uma só vez até ao batente e manter essa posição durante 15 segundos (figura 26). Não deve ser rodado. O tempo máximo de todo o processo de união é de 60 segundos a partir do primeiro contacto do composto com o ABS. A união tem que ser completamente realizada no máximo em 60 segundos, a uma temperatura de 20 °C. O tempo conta desde que tocamos com o composto no tubo ou no acessório. Para temperaturas mais altas o tempo de união é mais curto.



Figura 26 - Introdução do adaptador no tubo. Fonte: Georg Fischer

Cada união deve formar um cordão contínuo e completo (excesso de composto) bem visível (figura 27). Este indica que uma quantidade suficiente de composto foi aplicada e que união foi realizada corretamente. Depois de introduzido o adaptador, retirar o excesso de composto com uma folha de papel seco e limpo.



Figura 27 - Cordão contínuo e completo. Fonte: Georg Fischer

Colocar a manga termoretratil da dimensão correta pelo exterior do tubo *COOL-FIT ABS Plus* (figura 28). A manga termoretratil usar-se-á mais tarde para selar o espaço de inspeção.



Figura 28 - Colocação da manga termoretatil. Fonte: Georg Fischer

Limpar o lado interior do acessório e a parte exterior do adaptador com o diluente *Tangit* empregnado em papel industrial branco (figura 29). Limpar os componentes uma só vez, mas na totalidade da superfície a soldar, para evitar voltar a sujar a superfície já limpa. Usar o diluente *Tangit* em quantidade suficientemente abundante para prevenir que o papel se desfaça e deixe fibras soltas na superfície.

Comprovar que o composto é aplicado na totalidade da superfície sem deixar espaços secos sem composto. Usar suficiente quantidade de composto. Usar quantidade suficiente de composto, mas aplicar uma capa mais espessa no adaptador.



Figura 29 - Aplicar uma capa de composto mais espessa no adaptador. Fonte: Georg Fischer

Verificar previamente qual é a direção e o alinhamento que o acessório deve ser instalado (já deve estar marcado), só então introduzir o acessório sobre o adaptador de uma só vez até ao batente (figura 30). Não Rodar.

Segurar o acessório na posição introduzida durante 15 segundos, esperando a fixação do composto.



Figura 30 - Segurar no acessório na posição introduzida. Fonte: Georg Fischer

Deve ser bem visível um cordão completo à volta de toda a circunferência, formado pelo excesso de composto. Retirar o excesso de composto com um pouco de papel limpo e seco. O composto *Tangit ABS (Solvent Cement)* dissolve e solda os componentes ABS juntos. Para dimensões superiores a d200 é necessário utilizar uma ferramenta de calibração antes de realizar a união interna do tubo.

Limpar o revestimento exterior em PE à volta do espaço de inspeção com o produto de limpeza *Tangit* e papel branco industrial.

Encher completamente com o cordão de isolamento o espaço de inspeção (figura 31).



Figura 31 - Enchimento de cordão no espaço de inspeção. Fonte: Georg Fischer

Aplicar a fita de selagem à volta de todo o espaço de inspeção isolado (figura 32). A fita deve estar centrada entre ambas peças unidas.



Figura 32 - Aplicação da fita de selagem. Fonte: Georg Fischer

Deslizar a manga termoretrátil sobre o espaço de inspeção isolado e selado (figura 33). Pressionar a manga sobre a fita de selagem em quatro pontos.



Figura 33 - Colocação da manga termoretátil. Fonte: Georg Fischer

Ajustar a chama do maçarico até obter uma chama branca regular (figura 34). Começar a aquecer a manga à volta de todo o diâmetro. Assegurar que a chama está em constante movimento para evitar queimar os componentes. Não fixar a chama num só ponto.



Figura 34 - Aquecimento da manga. Fonte: Georg Fischer

Parar o aquecimento da manga quando estiver vulcanizada com o revestimento exterior de PE. A união *COOL-FIT ABS Plus* está completa (figura 35).



Figura 35 - União terminada. Fonte: Georg Fischer

3.6 Fluido refrigerante OPTEON XP-40

Houve a oportunidade de participar numa ação de formação, promovida pela empresa Aldifrio, acerca da mudança de fluidos refrigerantes que deverão ser tomadas nas instalações frigoríficas nos próximos anos. Segundo a normativa EU 517/2014, está previsto para 2022 o fim do uso dos refrigerantes R404_A e do R507 devido ao seu elevado potencial de aquecimento global (GWP > 2500) e o fim para todos o HFC e misturas contendo HFC's com GWP > 150, para frigoríficos e congeladores de uso comercial (hermeticamente fechado).

Para a seleção do refrigerante deve-se considerar:

- a segurança e sustentabilidade – baixo GWP, baixa inflamabilidade, toxicidade favorável;
- o rendimento – eficiência energética;
- e o custo – custo inicial de operações e total de uso influenciado pela tecnologia.

O Opteon XP-40 ou R449_A é o novo refrigerante para substituir o R404_A, concebido pela *DuPont* (ASHRAE Classe 1). Semelhantes ao R404_A e R507_A, atualmente amplamente utilizado nos sistemas de refrigeração de expansão direta do meio industrial e comercial e baixa temperatura propriedades termodinâmicas. O Opteon XP-40 é adequado para utilização em novos sistemas, e para a conversão eficaz e simples dos sistemas existentes.

O R404_A tem sido o gás refrigerante extremamente útil para um certo número de aplicações, incluindo sistemas de refrigeração comerciais, tais como os que são frequentemente usados em supermercados. No entanto, os sistemas de refrigeração geram muitas emissões diretas e indiretas de CO₂.

Embora seja um refrigerante eficaz, o R404_A tem um dos mais altos potenciais de aquecimento global (GWP) do que qualquer gás refrigerante, muitas vezes levando altas emissões de gases com efeito de estufa diretos e, portanto, alta emissões de CO₂.

Um foco crescente sobre o impacto ambiental dos refrigerantes está incitando a requisição de soluções de refrigeração que podem fornecer desempenho de refrigeração satisfatória com um impacto de aquecimento global inferior. Isso está impulsionando soluções de refrigeração ambientalmente amigáveis para o topo da agenda de sustentabilidade corporativa. Além disso, a legislação local, tais como a regulação f-gás da UE 517/2014, visa cada vez mais gases de refrigeração com um GWP alta.

Desenvolvido pela DuPont, Opteon XP40 é um refrigerante com base HFO que combina excelente desempenho de refrigeração com a melhoria da eficiência energética e propriedades ambientais. Com um GWP de apenas 1397, ele fornece uma solução refrigerante longo prazo (Linde, 2015).

O R449_A é projetado para uso em expansão direta de baixa e média temperatura comercial e aplicações industriais.

3.7 Instalação de Variadores de Velocidade e suas aplicações

Houve a oportunidade de participar numa ação de formação acerca da instalação de variadores de velocidade e suas aplicações.

Na indústria, nos motores elétricos a força motriz ocupa um papel muito importante no consumo energético. Os preços dos motores elétricos de alta eficiência tem vindo a baixar pois os principais fabricantes mundiais têm desenvolvido novos materiais magnéticos, reduzindo as perdas no circuito magnético e aumentando a eficiência que num típico motor rodará os 90 a 93% para os 95 a 98%. Os motores elétricos são responsáveis por cerca de 60% do consumo energético nos países mais industrializados.

3.7.1 Variadores Eletrónicos de Velocidade

Uma grande parte das aplicações utiliza força motriz beneficiária, em termos de consumo de energia elétrica e de desempenho global, se a velocidade do motor ajustar às necessidades do processo. A utilização de variadores eletrónicos de velocidade (VEV's) permite responder a alterações nas condições de carga do motor através da variação da sua velocidade.

Os VEV podem substituir com vantagem dispositivos de estrangulamento de caudais, utilizados em diversas aplicações na indústria.

- Variadores de Frequência - os variadores de frequência, dependendo do campo de aplicação, conseguem períodos de amortização face à redução de custos energéticos muito atraentes. Os benefícios de utilizar um variador de frequência são que suavizam os movimentos nos equipamentos, otimizam o processo, necessita de pouca manutenção, melhora as condições ambientais e diminui o consumo energético.
- Cuidados na aplicação - os principais critérios quando se analisa a aplicabilidade de um variador eletrónico de velocidade a um motor são:

- Quando o motor não se encontra sobreaquecido na aplicação presente, pois com a diminuição da velocidade a ventilação intrínseca do motor também será reduzida. Pode-se estudar a possibilidade de instalar um ventilador externo para melhorar o arrefecimento do motor.
- Se é esperado que haverá um aumento da velocidade, terá de se analisar os limites físicos do motor e as outras componentes mecânicas externas, como polias, correias, redutores, ...
- A carga a suportar pelo motor poderá ser aumentada devido ao aumento de velocidade possível.

3.7.2 Princípio de funcionamento de um VEV

A velocidade de rotação de um motor de corrente alternada depende da frequência e do número de pólos, como se comprova pela expressão seguinte:

$$N = \frac{120 \times n}{p} [rpm] \quad (49)$$

Na realidade, não se passa bem assim, pois esta velocidade que calculamos é a chamada velocidade de sincronismo, e o motor quando é ligado diretamente à rede terá uma velocidade nominal um pouco inferior. Sendo que a diferença entre estas duas velocidades é chamado o escorregamento, que existe sempre pois é ele que origina o binário ou torque que o motor terá. Como se trata de variadores eletrónicos de velocidade, considera-se a velocidade de sincronismo (Capelli, 2006).

3.7.3 Tipos de VEV

A diferenciação dos VEV é feita com base no tipo de controlo usado, pelo que existem dois tipos: escalar (*open loop*) e vetorial (*open loop* e *close loop*)

- Controlo escalar

Consiste no conceito original do conversor de frequência, em que se mantém o rácio voltagem/frequência (V/f) ao longo de toda a gama de variação de frequência, de forma a se manter a magnetização do motor constante. É um modo popular devido a uma versatilidade de aplicações.

É geralmente aplicado quando não há a necessidade de reposta rápida a solicitações em termos de torque e velocidade. O controlo é do tipo *open loop*, ou seja, não existe *feedback* do valor real de velocidade. Este é o tipo mais comum de VEV, devido á sua simplicidade e porque a maioria das aplicações não requer grande precisão e resposta rápida no controlo de velocidade.

É simples e necessita de poucos ajustes e nas aplicações onde mexemos na curva V/f, resulta em economia de energia. Aplica-se em acionamento de vários motores com o mesmo variador (multimotor) e na economia de energia em cargas com variação quadrática de torque e velocidade (ex: bombagem e ventilação).

- **Controlo vetorial**

Permite respostas rápidas e elevado nível de precisão no controlo da velocidade e/ou do torque. Basicamente a corrente de alimentação ao motor é decomposta em dois vetores, um para a geração de fluxo magnético e outro para a geração de torque, cada um deles controlado separadamente. Sendo um controlador mais complexo. Encontra um campo vasto de aplicações na elevação de cargas (Capelli, 2006).

Existem dois tipos de *vector control*, *open loop (sensorless)* ou *closed loop (feedback)*.

- *Speed feedback* – necessita de um sensor de velocidade acoplado ao motor. Este controlador tem uma grande precisão tanto no controlo da velocidade como no controlo do torque.

- *Sensorless* – mais simples do que o *closed loop control*, mas não tem boa performance a baixas velocidades.

3.7.4 Parâmetros de VEV

- **Parâmetros de Leitura**

Permitem visualizar os valores programados nos parâmetros de regulação, de configuração, do motor, e das funções especiais.

- **Parâmetros de Regulação**

São valores ajustáveis a serem utilizados pelas funções do inversor. Exemplos:

- Tempo de aceleração e de desaceleração: a rampa linear é mais simples e indicada para cargas de pouca inércia. A rampa em S (figura 36) permite obter a aceleração/desaceleração de cargas em que a necessidade de uma partida/parada de forma suave, não ocorrendo choques mecânicos no sistema.

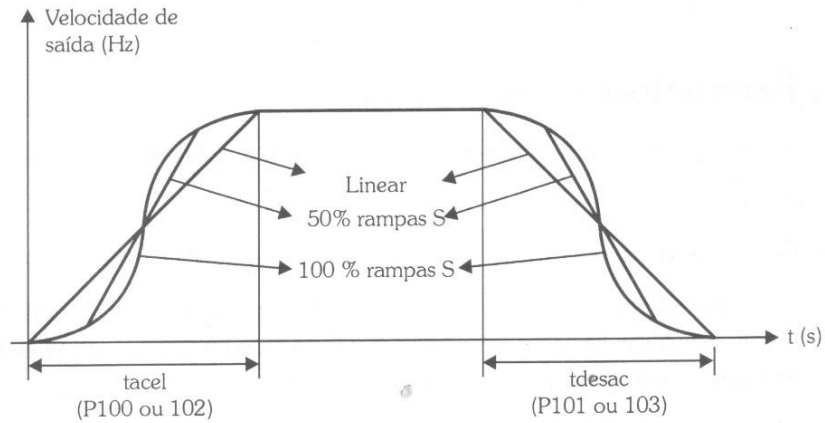


Figura 36 - Rampas linear e em S

- *Multi-speed* (figura 37): permite a variação da frequência de saída do inversor por meio de combinação de entradas digitais.

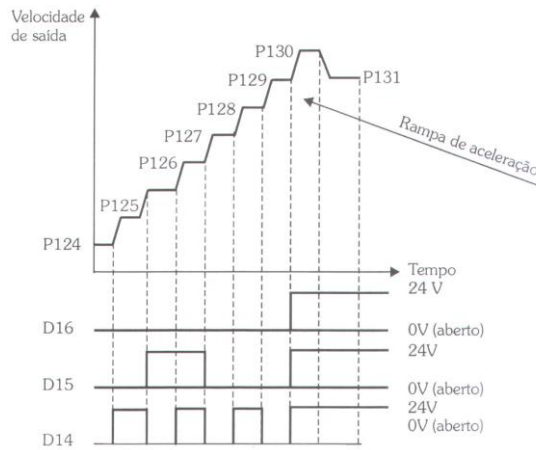


Figura 37 - Multi-speed

- *Curva tensão/frequência ajustável* (figura 38): Esta função permite a alteração das curvas características padrão definidas, que relacionam a tensão e a frequência de saída do inversor e, conseqüentemente, o fluxo de magnetização do motor, a fim de adequar a uma necessidade específica.

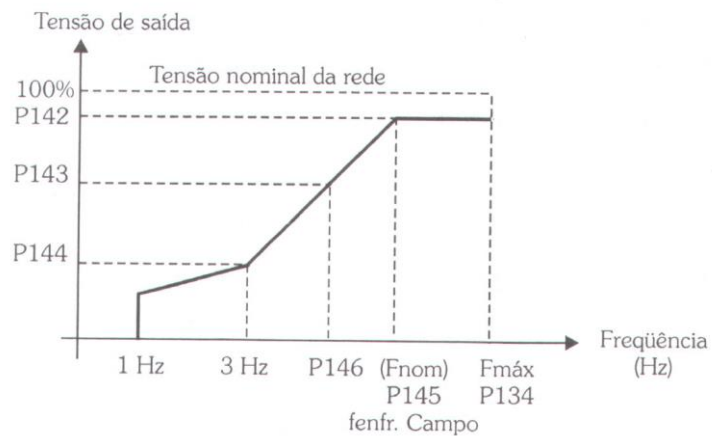


Figura 38 - Curva tensão/frequência

- Parâmetros de configuração

Define as características do inversor, as funções a serem executadas, bem como as funções das entradas e saídas.

Nas situações em que o motor é utilizado em processos que exigem paragens rápidas, o tempo de desaceleração é muito pequeno e podemos assim recorrer a frenagem elétrica ou mecânica. Mediante o tempo de desaceleração especificado pelo usuário, pode ser um recurso da frenagem quando os requisitos de travagem não são muito rígidos. A frenagem pode ser por injeção de corrente contínua, em que é aplicado ao estator uma tensão contínua, obtida pelo disparo dos transístores do inversor, não recorrendo a nenhum dispositivo adicional. Outra opção é a frenagem reostática, usada para dissipar a energia através de um grupo de resistências de potência durante uma travagem rápida do motor, evitando sobretensões no barramento do *driver*. Este processo é utilizado para baixar instantaneamente a velocidade do motor, só depois se aplica uma tensão contínua, conseguindo uma travagem rápida e preservando o inversor.

Nesta situação a frenagem é controlada por uma rampa de desaceleração em que a frequência aplicada ao motor é reduzida de uma forma controlada (figura 39). Assim o motor comporta-se como um gerador assíncrono e fornece um torque de frenagem (Capelli, 2006).

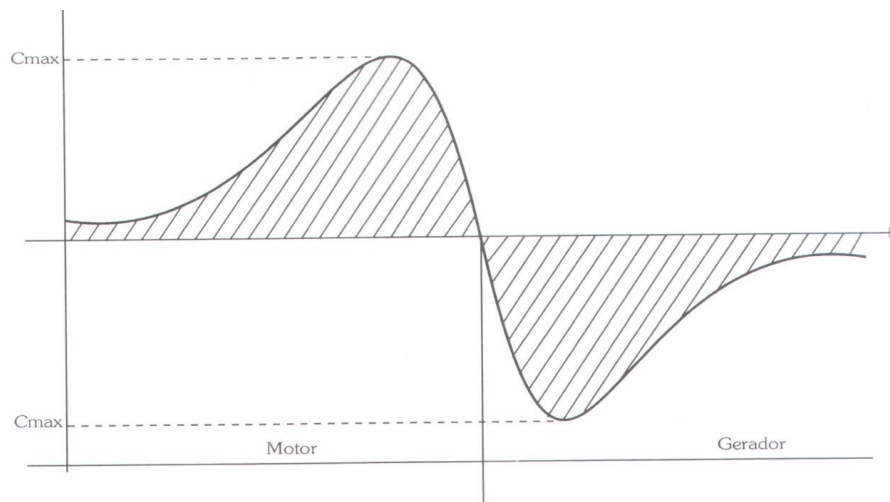


Figura 39 - Rampa de desaceleração e frenagem reostática

- Parâmetros do motor: tensão, corrente, rotação e frequência do motor.

3.7.5 Instalação de VEV

A figura 40 apresenta um esquema de um variador eletrônico de velocidade montado a um motor, constituído pelos seguintes elementos:

- Sistema de corte do dispositivo em caso de emergência ou para manutenção;
- Fusíveis para proteção da instalação;
- Fusíveis ultra-rápidos que protegem o inversor;
- Reactância ou transformador isolador (ruído elétrico);
- Dispositivo de saída: relé térmico e reactância.

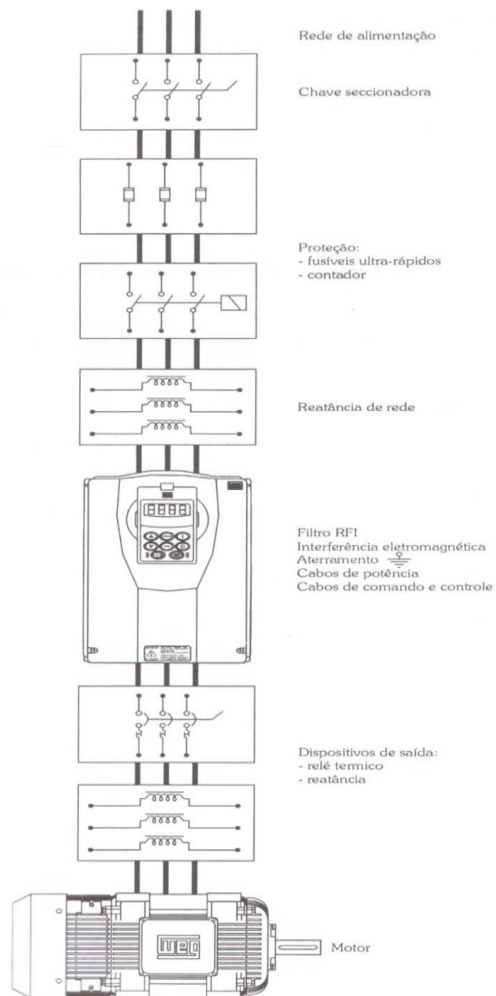


Figura 40 - Esquema de Instalação de um VEV

4 Proposta de Melhoria

A proposta que apresento, segundo as tarefas realizadas, é para o cálculo dos balanços térmicos para as câmaras frigoríficas e salas climatizadas. Apesar do método utilizado pela empresa para o cálculo as cargas térmicas ser mais prático, não tem em consideração muitos fatores (nem sempre fáceis de identificar), não obtendo valores precisos e assim influenciar o valor das cargas térmicas. As cargas térmicas podem ser externas ou internas (Guerra, 2013a).

As cargas térmicas externas são:

1) Carga térmica através das paredes, teto e pavimento, \dot{Q}_s :

$$\dot{Q}_s = U \times A \times \Delta T_{pa} [W] \quad (50)$$

em que:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \sum \frac{e_i}{K_i} + \frac{1}{h_{ext}}} [W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}] \quad (51)$$

A espessura pode ser calculada a partir de:

$$e = \frac{k \times \Delta T_{pa}}{Q_{max}} [m] \quad (52)$$

$$\dot{Q}_s = U \times A \times \Delta T_{pa} \Leftrightarrow \dot{Q}_s = \frac{k}{e} \times A \times \Delta T_{pa} \Leftrightarrow e = \frac{k \times A \times \Delta T_{pa}}{\dot{Q}_s} [m] \quad (53)$$

U - Coeficiente global de transmissão [$W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$]

A - Área da superfície considerada [m^2]

ΔT_{pa} - Variação de temperatura entre a superfície interior e exterior do painel considerado [$^{\circ}C$]

h_{int} - Coeficiente térmico de convecção na superfície interior [$W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$]

e_i - Espessura da camada que constitui o painel [m]

K_i - Coeficiente térmico de condução do material da camada que constitui o painel [$W.m^{-1}.^{\circ}C^{-1}$]

h_{ext} - Coeficiente térmico de convecção na superfície exterior [$W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$]

k - Condutividade térmica do material [$W/m.^{\circ}C$]

Q_{max} - Fluxo máximo de calor admissível [W/m^2]

2) Cargas térmicas devido à abertura de portas, \dot{Q}_{ap} :

$$\dot{Q}_{ap} = 8 + (0,067 \times \Delta T) \times \frac{t_{ab}}{v_{int}} \times L_{por} \times H \times a \times C [W] \quad (54)$$

em que:

$$t_{ab} = t_{ton} \times \frac{f_d}{24} [min/h] \quad (55)$$

$$a = (h_e - h_i) \times \left[H \times \left(1 - \frac{v_i}{v_e} \right) \right]^{0,5} \quad (56)$$

t_{ab} - Tempo de abertura da porta [min/h]

v_{int} - Volume específico do ar interior [$m^3.kg^{-1}$]

L_{por} - Largura da porta [m]

H - Altura da porta [m]

C - Coeficiente devido à presença de cortina de ar ou lamela [$C = 0,25$ – com cortina de ar/ lamela; $C = 1$ – sem cortina de ar/ lamela]

t_{ton} - Tempo médio da abertura de portas para permitir a passagem de uma tonelada de produto [min/ton]

f_d - Fluxo diário de produto [ton]

h_e - Entalpia específica do ar exterior [$J.kg^{-1}$]

h_i - Entalpia específica do ar interior [$J.kg^{-1}$]

v_i - Volume específico do ar interior [$m^3.kg^{-1}$]

v_e - Volume específico do ar exterior [$m^3.kg^{-1}$]

As cargas térmicas internas são as seguintes:

1) Carga térmica devido à iluminação, \dot{Q}_i :

$$\dot{Q}_i = A \times d \times \frac{t}{24} [W] \quad (57)$$

A - Área do teto da câmara [m^2]

d - Densidade de iluminação [$W.m^{-2}$]

t - Tempo de funcionamento das lâmpadas [h]

2) Carga térmica devido à presença de pessoas, \dot{Q}_{pe} :

$$\dot{Q}_{pe} = n_p \times q_p \times \frac{t_p}{24} [W] \quad (58)$$

\dot{Q}_{pe} - Carga térmica devido à presença de pessoas da estiva [W]

n_p - Número de pessoas na câmara

q_p - Calor libertado por cada pessoa [W]

t_p - Tempo de permanência das pessoas na câmara [h]

3) Carga térmica devido ao uso de empilhadoras, \dot{Q}_{ue} :

$$\dot{Q}_{ue} = n_e \times q_e \times \frac{t_e}{24} [W] \quad (59)$$

n_e - Número de empilhadores na câmara

q_e - Calor libertado por cada empilhador [W]

t_e - Tempo de permanência na câmara [h]

4) Cargas térmicas relacionadas com o produto armazenado, \dot{Q}_{prod} :

No caso dos produtos se encontrarem a temperaturas superiores à do túnel de congelação:

$$\dot{Q}_{prod} = \frac{m_p \times (cp_1 \times (T_1 - T_2) + L \times cp_2 \times (T_3 - T_2))}{86400} [W] \quad (60)$$

No caso dos produtos se encontrarem no estado congelado (câmara de congelados):

$$\dot{Q}_{prod} = \frac{m_p \times cp_2 \times (T_3 - T_2)}{86400} [W] \quad (61)$$

m_p - Massa do produto introduzido por dia [kg]

cp_1 - Calor específico acima da temperatura de congelação [$J.kg^{-1}.\text{°C}^{-1}$]

cp_2 - Calor específico acima da temperatura de congelação [$J.kg^{-1}.\text{°C}^{-1}$]

T_1 - Temperatura inicial do produto a armazenar [°C]

T_2 - Temperatura de congelação do produto [°C]

T_3 - Temperatura final do produto a armazenar no estado congelado [°C]

Por vezes alguns desses fatores são desconhecidos para um cálculo completo das cargas térmicas das instalações.

Para comparação, é apresentado um exemplo de um cálculo de cargas térmicas para uma câmara de congelados de pescado, apresentado na tabela 7:

Tabela 7 - Dados iniciais da câmara de congelados

Câmara de Congelados	
Dimensões	8 x 3,5 x 3 m
Temperatura no interior [T_3]	-20 °C
Temperatura no exterior [T_e]	18,2 °C
Temp. entrada produto [T_2]	-15
Duração do ciclo [t_{ton}]	6 h
Entrada diária do produto [v_p]	8% do volume

- Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento (equações 50 a 53 e 62):

Para o cálculo das cargas térmicas foi considerado painéis isotérmicos em poliuretano de 120 mm de espessura.

Tabela 8 - Dados para o cálculo de cargas térmicas

ΔT_{pa} (°C)	38,2
e (mm)	120
A_{total} (m ²)	125
U (W m ⁻² °C ⁻¹)	0,391

$$\dot{Q} = U \times A_{total} \times \Delta T_{pa} = 0,391 \times 125 \times 38,2 = 1867,03 \text{ W} \quad (62)$$

- Carga térmica devido a abertura de portas (equações 54 a 56 e 62 a 67):

A porta da câmara de congelados é automática e deslizante, com as dimensões de 2,2 por 2.6 metros. E as lamelas são feitas de um plástico flexível e resistente a baixas temperaturas. Considera-se tempo médio de abertura de portas de 6 minutos para a passagem de uma tonelada e um coeficiente de presença de cortina de 0,8, devido ao possível desgaste da cortina de lamelas. Por interpolação de tabelas da sebenta de termodinâmica (ISEL,2011), a entalpia, h , e o volume específico, v , interiores e exteriores são:

- $h_e = 281,3 \text{ kJ/kg}$;
- $h_i = 248,2 \text{ kJ/kg}$;
- $v_i = 0,7027 \text{ m}^3 / \text{kg}$;
- $v_e = 0,7963 \text{ m}^3 / \text{kg}$.

Para a determinação do fluxo diário do produto, f_D , considera-se que o pescado está congelado e paleteado, o que implica que a densidade é de 250 kg/m³ (figura 41).

DENSIDADE DE ESTIVA
para armazenagem de produtos alimentares perecíveis em câmaras frigoríficas

PRODUTO	CONSERVAÇÃO	TIPO DE ARMAZENAGEM		DENSIDADE
Hortícolas	Refrigerada			100 a 150 Kg/m ³
	Congelada	Embalados		200 a 300 Kg/m ³
		A Granel		300 Kg/m ³
Fruta	Refrigerada			150 a 220 Kg/m ³
Carnes *	Refrigerada	Suspensa em rail	Via baixa	175 Kg/m ²
			Via alta	330 Kg/m ²
	Congelada	Paletizada	260 a 320 Kg/m ³	
Aves	Refrigerada	Paletizada		175 Kg/m ³
	Congelada	Paletizada		300 Kg/m ³
Ovos				85 Kg/m ³
Leite		Engarrafado	120 Kg/m ³	
		Em pacotes	800 a 1000 Kg/m ³	
Manteiga				300 a 330 Kg/m ³
Queijo		Em estantes	150 a 200 Kg/m ³	
		Empilhado	300 a 400 Kg/m ³	
Pescado	Refrigerado	Em caixas com gelo **		160 Kg/m ³
	Congelado	Paletizado	230 a 270 Kg/m ³	
		A Granel	150 a 175 Kg/m ³	

NOTA: Os valores apresentados são meros indicadores, devendo considerar-se crescentes em função do aumento do volume bruto da câmara

(*) - Amunção por metro linear de via aérea
Arefecimento - 2,5 meias reses/m; 2,5 suínos por metro; 8 ovinos/caprino/m
Conservação - 3,0 meias reses/m; 3,0 suínos por metro; 10 ovinos/caprino/m

(**) - 1 Kg de gelo/2 a 3 Kg de pescado

Figura 41 - Densidade do pescado (Guerra, 2013a)

$$f_D = V_{câmara} \times \rho_{produto} \times v_p = 84 \times 250 \times 0,08 = 1680 \text{ kg} \quad (63)$$

O fluxo diário do produto é de 1,68 toneladas. Para obter o tempo de abertura da porta, t_{ab} , considera-se uma entrada diária de 8% do volume e 6 minutos de abertura de portas para permitir a passagem de uma tonelada de produto por hora.

$$t_{ab} = t_{ton} \times \frac{f_d}{24} = 6 \times \frac{1,68}{24} = 0,42 \text{ min/h} \quad (64)$$

$$a = (h_e - h_i) \times \left[H \times \left(1 - \frac{v_i}{v_e} \right) \right]^{0,5} \quad (65)$$

$$= (281,3 - 248,2) \times \left[2,6 \times \left(1 - \frac{0,7027}{0,7963} \right) \right]^{0,5}$$

$$= 18,3 \text{ m}^2$$

Assim,

$$\dot{Q}_{ap} = 8 + (0,067 \times \Delta T) \times \frac{t_{ab}}{v_{int}} \times L_{por} \times H \times a \times C \quad (66)$$

$$= 8 + (0,067 \times 33) \times \frac{0,42}{0,7027} \times 2,2 \times 2,6 \times 18,3 \times 0,8$$

$$= 118,66 \text{ W}$$

- Cargas térmicas devido ao uso de empilhadores (equações 59 e 67):

No processo de congelação, não há uso de empilhadores, logo a carga térmica pelo seu uso é nula.

$$\dot{Q}_{ue} = 0 \text{ W} \quad (67)$$

- Cargas térmicas devido à iluminação (equações 57, 58, 68 e 69):

A iluminação da câmara deve ser resistente à humidade, ser estanque à água e é revestida por uma armadura de proteção.

$$A = 8 \times 3,5 = 28 \text{ m}^2 \quad (68)$$

Considera-se a densidade de iluminação de 12 W/m^2 e o tempo de funcionamento de 12 horas.

$$\dot{Q}_i = A \times d \times \frac{t}{24} = 28 \times 12 \times \frac{12}{24} = 168 \text{ W} \quad (69)$$

- Cargas térmicas devido ao pessoal da estiva (equações 59 e 70):

Considera-se 2 pessoas, cada uma com calor libertado de 420 W (Guerra, 2013a) e com um tempo de permanência de 3 horas por dia.

$$\dot{Q}_{pe} = n_p \times q_p \times \frac{t_p}{24} = 2 \times 420 \times \frac{3}{24} = 105 \text{ W} \quad (70)$$

- Cargas térmicas devido ao produto armazenado (equações 61 e 71):

Como o produto é armazenado no estado congelado, a massa do produto introduzido por dia é de 60 toneladas, o calor específico é de $1004,24 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ e a massa do produto introduzido por dia, m_p , é de 1960 kg .

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{prod} &= \frac{m_p \times cp_2 \times (T_3 - T_2)}{86400} = \frac{1960 \times 1004,24 \times |-20 - (-15)|}{86400} \\ &= 113,91 \text{ W} \end{aligned} \quad (71)$$

- Juntando todas as cargas térmicas, obtêm-se a carga total, \dot{Q}_t :

$$\dot{Q}_t = 1867,03 + 118,66 + 0 + 168 + 105 + 113,91 = 2267,6 \text{ W} \quad (72)$$

A carga térmica total da câmara de congelados é cerca de $2,27 \text{ kW}$.

No caso dos balanços térmicos realizados na empresa, aplicando a equação 43, a capacidade frigorífica relacionada com o volume da câmara (6 kW para volumes entre 80 e 85 m^3) e o fator de correção que depende do tipo de produto que é armazenado (para câmaras de congelados, $1,2$ para produtos de padaria e 1 para o resto), a carga que obtemos é de:

$$\dot{Q} = CF_{Volume \text{ câmara}} \times FC = 6,0 \times 1 = 6,0 \text{ kW} \quad (73)$$

Existe uma diferença de $3,63 \text{ kW}$. Mesmo que a diferença não seja significativa, é possível dimensionar os componentes (evaporadores, compressores e condensador) de modelo abaixo, de forma a economizar um pouco mais de energia.

O método utilizado para calcular as cargas térmicas é baseado em constantes para cada intervalo de volume. Estas constantes foram adquiridas pela experiência ao longo do tempo na prática na construção das câmaras frigoríficas entre a empresa como consultora e as empresas instaladoras.

No entanto, para além das cargas térmicas referidas anteriormente, também podem ser consideradas outras cargas como a carga de renovações de ar, de resistências e ventiladores dos evaporadores e a carga térmica de resfriamento do produto.

5 Conclusões

O presente Trabalho Final de Mestrado teve o objetivo de apresentar as experiências adquiridas e vividas ao longo do estágio curricular na Consulfrio.

O estágio compreendeu a integração na equipa, tendo desenvolvido várias atividades, por forma a conhecer e compreender os modos de funcionamento dos projetos.

Ao longo de nove meses foi possível ao estagiário auxiliar nos projetos, tendo assistido e colaborado em todos os processos referentes aos mesmos. As atividades realizadas no estágio permitiram relacionar os conhecimentos teóricos adquiridos durante o curso de engenharia mecânica na ADEM do ISEL com os aspetos práticos.

No caso do separador de líquido, existem dois métodos que apresentam valores semelhantes, exceto nos valores de altura mínima e máxima de líquido no separador. No entanto são dois métodos que podem ser utilizados, independente da apreciação de quem executar.

Apesar do método utilizado pela empresa para calcular as cargas térmicas ser mais prático do que foi apresentado na proposta, não tem em consideração muitos fatores (nem sempre fáceis de identificar) e assim não se obtém valores precisos que influencia as cargas térmicas.

Este contato diário possibilitou a aplicação dos conhecimentos teóricos anteriormente adquiridos, fazendo com que o estagiário aperfeiçoasse o seu sentido crítico e crescimento como engenheiro.

Assim se pode concluir que os objetivos traçados para o presente estágio foram bem sucedidos, tendo o estagiário continuado a trabalhar na empresa, após o final do estágio.

Referências Bibliográficas

API, 2015. http://www.api.org/publications-standards-and-statistics/standards/whatsnew/publication-updates/new-refining-publications/api_standard_521 [Acedido em 27 de agosto de 2015]

Capelli, A. (2006). *Automação Industrial*. Editora Érica

Centauro, 2015. *Boletim técnico – Descongelação Híbrida*. <http://www.centauro.pt/files/TB/TB-0005-0.pdf> [Acedido em 12 de Maio de 2015]

Cunha, F. M. S. A. (1999). *Guia prático da utilização do Frio nas pequenas, médias e grandes superfícies*. Lisboa. Edição Jerónimo Martins.

Decreto-Lei nº 25/2005, 2015. *Conservação do Bacalhau*. Diário da República - I Série-A 28 de janeiro de 2005.

Georg Fisher, 2015. http://www.gfps.com/content/gfps/country_US/en_US/products/piping/cool-sys/coolfitplus.html [Acedido em 20 de março de 2015]

Guerra, A. M. (2013a). *Balanço Térmico de Instalações Frigoríficas*. Lisboa. ISEL.

Guerra, A. M. (2013b). *Refrigeração*. Lisboa. ISEL.

ISEL (2011). *Sebenta de Termodinâmica - Adaptação do livro "Termodinâmica, Y. A. Çengel e M. A. Boles*. Lisboa. ISEL.

Linde, 2015. http://www.linde-gas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/BAMPG_Refrigerants_R449A17_140677.pdf [Acedido em 23 de maio de 2015]

Norma ISO 17025 (2002), *General requirements for the competence of testing and calibration laboratories*.

Normativa UE Nº 517/2014. *Regulamento do Parlamento Europeu do Conselho*, 16 de abril de 2014.

Portal da Refrigeração, 2015. *O que é a Refrigeração*. http://www.refrigeracao.net/Topicos/o_que_e_refrigeracao.htm [Acedido em 1 de junho de 2015]

Stoecker, W. F. (1998). *Industrial Refrigeration Handbook*. U.S.A. Editora Mc Graw Hill.

Stoecker, W. F., & Jabardo, J. M. (2002). *Refrigeração Industrial*. São Paulo – Brasil. Editora Edgard Blücher Ltd.

Svreck, W. Y., & Monnery, W. D. (1993). *Design Two-Phase Separators Within the Right Limits*. Chemical Engineering Progress, pp. 53-60.

Todd, B. J., & Douglas, T. R. (2001). *Gravity Separator Fundamentals and Design*. Long Beach. ILAR.

Website da Consulfrío, 2015. Obtido de <http://www.consulfrio.com/> [Acedido em 20 de janeiro de 2015]

WITT, 2015. *Bombas herméticas para refrigerante.* http://www.th-witt.de/witt/useranhaenge/liste/es/02_hrp/02_hrp-folleto_de_en_fr_es.pdf [Acedido em 9 de fevereiro de 2015]

ANEXOS

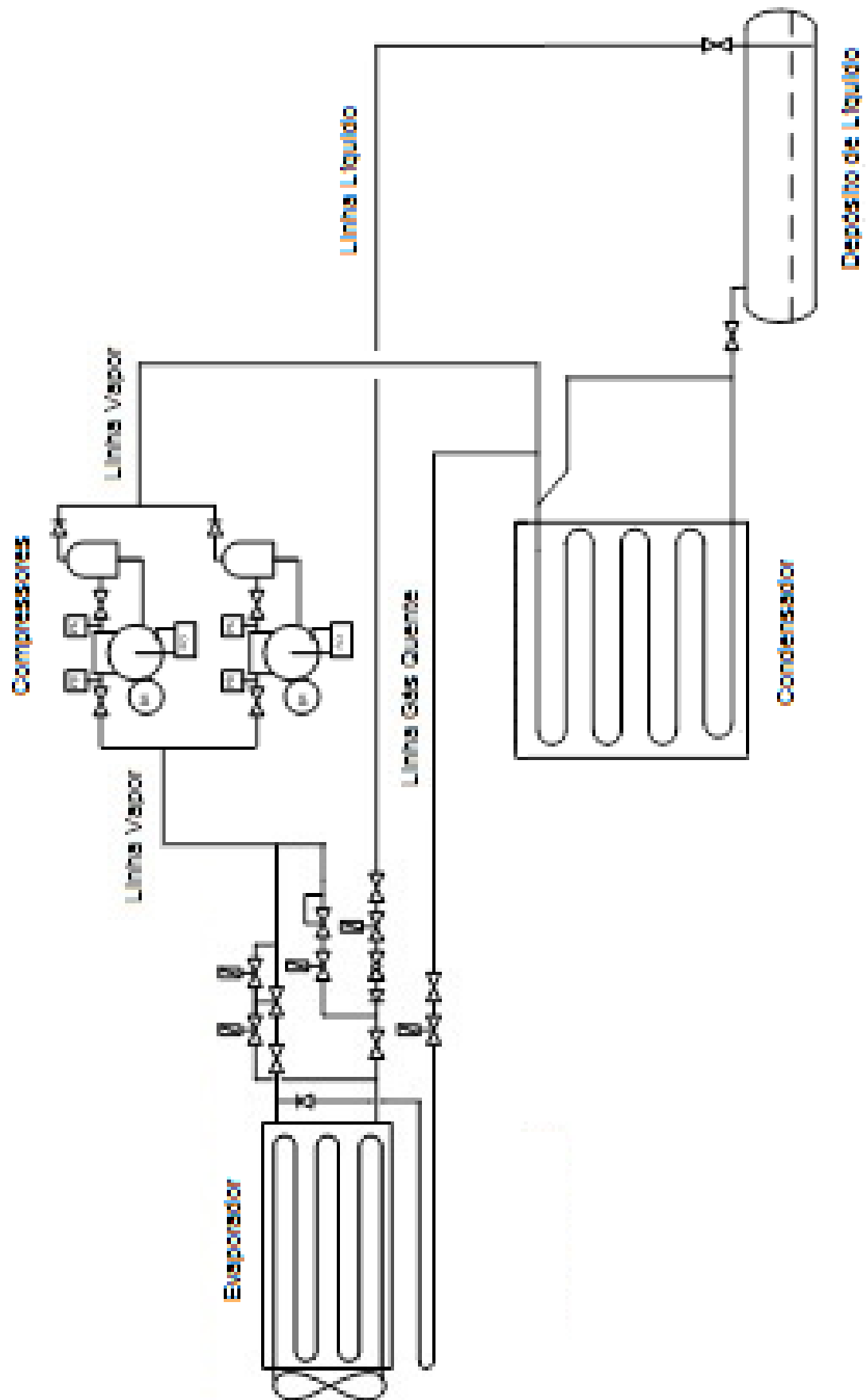


Figura 43 - Esquema de Princípio de Expansão Direta

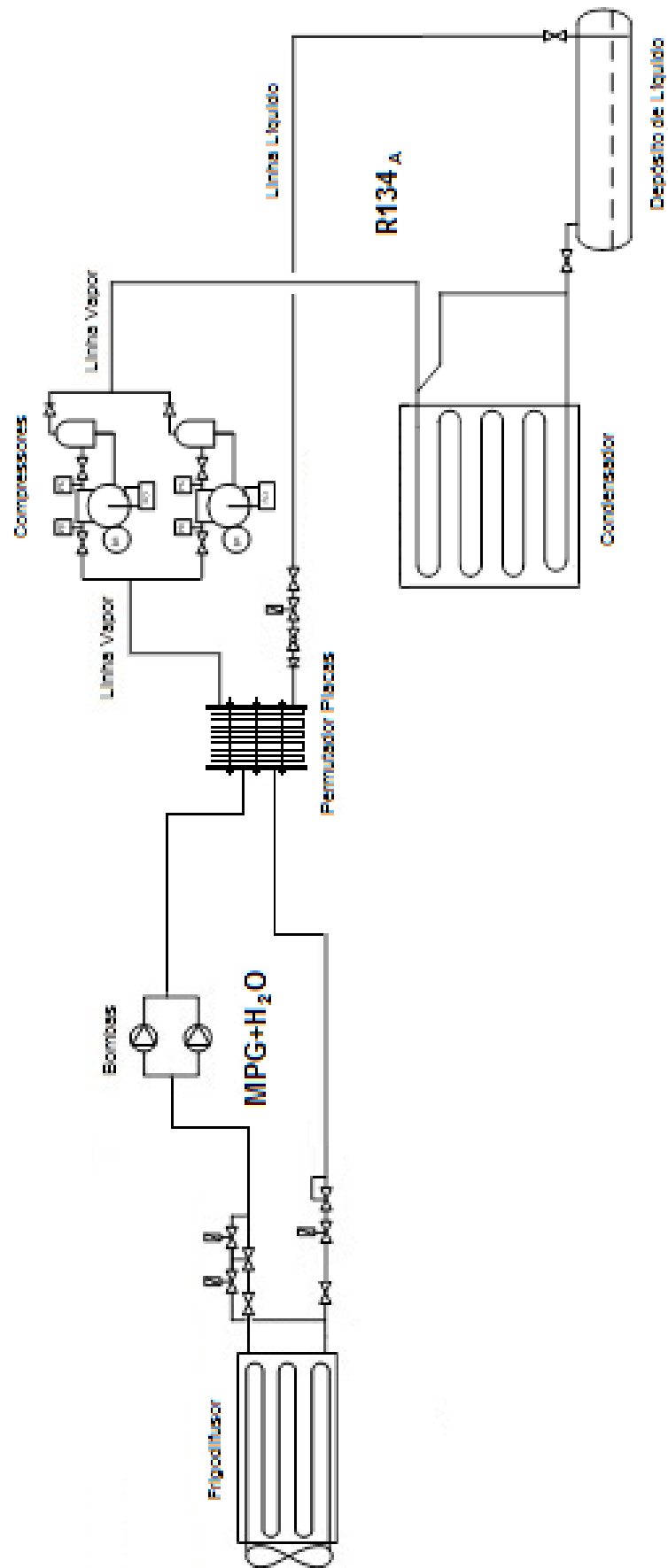


Figura 44 - Esquema de Princípio de Expansão Direta com Água Glicolada

Anexo II - Tabelas para o dimensionamento de separadores de líquido (Método 2)

Tabela 9 - Valores de K

Mist Eliminator		
$1 \leq P \leq 15$	$K = 0.1821 + 0.0029P + 0.0460 \ln(P)$	P, psia
$15 \leq P \leq 40$	$K = 0.35$	
$40 \leq P \leq 5,500$	$K = 0.430 - 0.023 \ln(P)$	
GPSA		
$0 \leq P \leq 1,500$	$K = 0.35 - 0.01(P - 100/100)$	P, psig
<ul style="list-style-type: none"> • Most vapors under vacuum $K = 0.20$. • For glycol and amine solutions, multiply K by 0.6-0.8. • For vertical vessels without mist eliminators, divide K by 2. • For compressor suction scrubbers, mole sieve scrubbers and expander inlet separators multiply K by 0.7-0.8. 		
Theoretical (no mist eliminator)		
$K = \sqrt{\frac{4gD_p}{3C_D}}$		
$C_D = \exp(Y)$ $Y = 8.411 - 2.243X + 0.273X^2 - 1.865E - 2X^3 + 5.201E - 4X^4$		
$X = Lr \left(\frac{0.95 + 8\rho_v D_p^3 (\rho_L - \rho_v)}{\mu_v^2} \right)$		
Notes:		
D_p , ft		
ρ , lb/ft ³		
μ , cP		
1 micron = 3.28084×10^{-4} ft		

Tabela 10 - Tempos de holdup e surge do líquido

Services	Holdup Times (NLL-HLL) min.	Surge Time (NLL-LLL) min.	
A. Unit Feed Drum	10	5	
B. Separators			
1. Feed to column	5	3	
2. Feed to other drum or tankage			
a) with pump or through exchanger	5	2	
b) without pump	2	1	
3. Feed to fired heater	10	3	
C. Reflux or product accumulator			
1. Reflux only	3	2	
2. Reflux and product	3+	2+	
• based on reflux (3 min.) + appropriate holdup time of overhead product (per B-1, 2,3)			
D. Column bottoms			
1. Feed to another column	5	2	
2. Feed to other drum or tankage			
a) with pump or through exchanger	5	2	
b) without pump	2	1	
3. Feed to fired boiler	5-8	2-4	
• based on reboiler vapor expressed as liquid (3 min.) + appropriate holdup time for the bottom product (per D-1, 2)			
E. Compressor suction/interstage scrubber			
• 3 min between HLL (HLA) and HLSD			
• 10 min from bottom tangent line to HLA			
F. Fuel gas knockout drum			
• 20 ft slug in the incoming fuel gas line between NLL and HLSD			
G. Flare knockout drum			
• 20 to 30 min. to HLL			
Personnel	Factor	Instrumentation	Factor
Experienced	1.0	Well instrumented	1.0
Trained	1.2	Standard instrumented	1.2
Inexperienced	1.5	Poorly instrumented	1.5

Tabela 11 – Determinação da altura mínima de líquido

Vessel diameter	Horizontal LLL
≤ 4 ft	9 in.
6 ft	10 in.
8 ft	11 in.
10 ft	12 in.
12 ft	13 in.
16 ft	15 in.

Tabela 12 - Determinação da razão L/D

Vessel Operating Pressure (psig)	L/D
$0 < P \leq 250$	1.5-3.0
$250 < P \leq 500$	3.0-4.0
$500 < P$	4.0-6.0

Tabela 13 - Conversão de altura e área cilíndricas

$$Y = (a + cX + eX^2 + gX^3 + iX^4) / (1.0 + bX + dX^2 + fX + X^3)$$

H/D to A/A_T
 $Y = A/A_T$
 $X = H/D$

$a = 4.755930E-5$
 $b = 3.924091$
 $c = 0.174875$
 $d = -6.358805$
 $e = 5.668973$
 $f = 4.018448$
 $g = -4.916411$
 $h = -1.801705$
 $i = -0.145348$

A/A_T to H/D
 $Y = H/D$
 $X = A/A_T$
 $a = 0.00153756$
 $b = 26.787101$
 $c = 3.299201$
 $d = -22.923932$
 $e = 24.353518$
 $f = -14.844824$
 $g = -36.999376$
 $h = 10.529572$
 $i = 9.892851$

Tabela 14 - Determinação da espessura e área superficial

	Wall Thickness (in.)	Surface Area (ft ²)
Shell	$\frac{PD}{2SE-1.2P} + t_c$	πDL
2:1 Elliptical Heads	$\frac{PD}{2SE-0.2P} + t_c$	$1.09D^2$
Hemispherical Heads	$\frac{PD}{4SE-0.4P} + t_c$	$1.571D^2$
Dished Heads	$\frac{0.885PD}{SE-0.1P} + t_c$	$0.842D^2$
Appropriate Vessel Height	$W = \left(490 \frac{lb}{ft^3} \right) \left(\frac{t}{12} \right) (A_s + 2A_H)$	

Notes:

P, design pressure, psig (typically, operating pressure + (15-30) psi or 10-15%, whichever greater)

T, design pressure, °F (typically, operating pressure +25-50°F if $T_{op} > 200^\circ\text{F}$, if $T_{op} < 200^\circ\text{F}$, 250°F

- under 650°F does not reduce wall thickness
- if overpressure caused by boiling, should be T_{BP}

D, diameter, in.

S, allowable stress, psi (Reference 9)

E, joint efficiency, (0.6-1.0), 0.85 for spot examined joints, 1.0 for 100% x-ray joints

t_c , corrosion allowance, in, typically 0 to q in.

t, in., larger of t_s and t_r (to nearest q in.)

Tabela 15 - Seleção do tipo de topos

1. 2:1 elliptical heads are typically used when $D < 15$ ft and $P > 100$ psig.
2. Hemispherical heads are typically used when $D > 15$ ft regardless of P .
3. Dished heads with knuckle radius = 0.6D are typically used when $D < 15$ ft and $P < 100$ psig.

Notes:

P = design pressure

D = drum diameter