

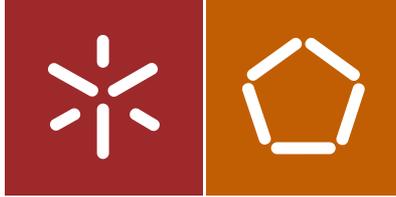


Dinis Rafael Goncalves Marinho

Caracterização e otimização
de uma vitrine frigorífica

Universidade do Minho
Escola de Engenharia





Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Dinis Rafael Goncalves Marinho

Caracterização e otimização
de uma vitrine frigorífica

Dissertação de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efectuado sob a orientação de
Professor Doutor Eurico Seabra
Professor Doutor Pedro Lobarinhas

julho de 2015

É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO INTEGRAL DESTA TESE APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE.

Universidade do Minho, *17/07/2015*

Assinatura : _____

Agradecimentos

O desenvolvimento desta dissertação foi influenciado por um conjunto de pessoas que estiveram diretas ou indiretamente envolvidos no desenvolvimento do meu trabalho. Desta forma, gostaria de prestar os meus agradecimentos.

Em primeiro lugar, agradeço aos meus orientadores, Professores Eurico Seabra e Pedro Lobarinhas, que me acompanharam desde o início, mostrando uma disponibilidade e sentido de orientação que permitiu o desenvolvimento do plano de trabalho da melhor forma possível.

Agradeço ainda aos colaboradores da Sovifrige pela sua prontidão a responder a todas as minhas dúvidas, mostrando uma atitude de comprometimento com o desenvolvimento do meu trabalho.

Por último, um reconhecimento especial aos meus pais, pela confiança, estímulo e ajuda prestada ao longo de todo o meu percurso académico. A eles lhes devo.

Resumo

O presente trabalho começa por realçar a importância da refrigeração na conservação alimentar, e a consequente necessidade da utilização de máquinas de frio. Desta forma, é feito um apanhado de todos os equipamentos de refrigeração existentes, e é aprofundada a informação relativa às vitrines existentes no mercado.

São também abordados os fluidos frigorigénios assim como os componentes necessários para o bom funcionamento de uma vitrine, focando com maior precisão o ciclo de frio e o seu funcionamento, tendo primeiramente por base os princípios termodinâmicos em que este se apoia.

Numa fase seguinte é feita a análise de uma vitrine *standard* do mercado com o intuito de detetar as suas falhas e apresentar possíveis soluções de melhoria para a mesma. Para tal é primeiramente feita uma caracterização do meio envolvente e também térmica dessa mesma vitrine.

São ainda propostas alterações no que toca à geometria da vitrine com o intuito de adaptar os processos de produção à injeção de poliuretano. Tendo por base essas alterações e a caracterização térmica são propostos novos componentes para o ciclo de frio, adaptados à envolvente em questão e às necessidades de refrigeração.

É ainda feita uma simulação na tentativa de uniformizar a temperatura da câmara superior, e com base na simulação, é proposta uma nova alteração na geometria da vitrine.

Por fim, é feita uma análise quanto à viabilidade de cada melhoria proposta, permitindo assim concluir quanto à possibilidade das suas implementações a nível industrial.

Abstract

This work starts by talking about the importance of refrigeration in the food conservation and the consequent need to use cold machines. Thus an overview of all existing refrigeration equipment is presented with special emphasis in the existing refrigerated showcases on the market. Refrigerant fluids are also covered as well as the components for the proper functioning of a refrigerated showcase, more precisely in the refrigeration cycle and its operations based on thermodynamic principles.

In a next stage it is performed an analyses of a standard refrigerated showcase in order to detect their failures and present possible solutions for improvement. For this, a characterization of thermal surroundings is primarily made, as well as a thermal characterization of the refrigerated showcase.

Changes in the showcase geometry are also proposed in order to adapt the production process to the injection of polyurethane. Based on these changes and thermal characterizations new components are proposed for the refrigeration cycle, adapting it to the environment in question and to the cooling needs.

A simulation is also made in attempt to standardize the temperature of the upper chamber. Based on the simulation, new changes of geometry of the showcase are proposed.

Finally, an analysis is made as the feasibility of each proposed improvement, allowing some conclusions regarding the possibility of their implementation at industrial level.

Índice

Agradecimentos	iii
Resumo	v
Abstract.....	vii
Índice de Figuras	xi
Índice de Tabelas	xv
Índice de Equações	xvii
1 Introdução.....	1
1.1 Estrutura.....	1
1.2 Âmbito e objetivos.....	2
2 Enquadramento.....	3
2.1 Breve história da refrigeração.....	3
2.2 Refrigeração e conservação alimentar	4
2.2.1 Refrigeração de produtos alimentares.....	5
2.2.2 Congelação de produtos alimentares	6
2.3 Eficiência energética e legislação aplicável.....	8
3 Máquinas de frio.....	13
3.1 Equipamentos de refrigeração	13
3.2 Vitrines	19
3.2.1 Equipamentos de frio positivo	20
3.2.2 Equipamentos de frio negativo	23
4 Fundamentos de refrigeração.....	27
4.1 Conceitos básicos da termodinâmica.....	27
4.2 Fluidos frigorigénios.....	29
4.2.1 Utilização de fluidos frigorigénios	29
4.2.2 História dos fluidos frigorigénios	29
4.2.3 Seleção de um fluido frigorigénio	30
4.3 Máquinas térmicas e ciclos frigoríficos	34
4.3.1 Ciclos de refrigeração	36
4.3.2 Diagrama de Mollier.....	41
4.4 Componentes do ciclo de frio.....	42
4.4.1 Compressores.....	43
4.4.2 Evaporadores	46
4.4.3 Condensadores.....	47
4.4.4 Acessórios de um circuito de refrigeração.....	48
5 Caso de estudo	49
5.1 Escolha do equipamento a analisar e caracterização térmica	49
5.1.1 Caracterização do meio envolvente	52

5.1.2	Levantamento e análise de todos os componentes da linha de frio	55
5.1.3	Análise do ciclo de frio.....	57
5.2	Determinação dos ganhos térmicos	60
5.2.1	Caracterização dos painéis.....	62
5.2.2	Ganhos térmicos pela envolvente sobe forma de radiação	67
5.2.3	Ganhos térmicos sobe forma de convecção e condução	68
5.2.4	Calor relativo à energia interna dos produtos expostos	71
5.2.5	Ganhos térmicos diversos	72
5.2.6	Variação da necessidade de refrigeração em função do tempo	75
6	Implementação de ações e melhorias	79
6.1	Avaliação das possíveis alterações de geometria	79
6.1.1	Redução dos ganhos térmicos através de alterações nos painéis críticos	81
6.1.2	Redução dos ganhos térmicos através da alteração dos processos de fabrico	82
6.2	Avaliação de possíveis alterações na linha de frio	88
6.3	Análise do novo ciclo de frio.....	90
6.4	Avaliação de possíveis melhorias na circulação do ar na câmara superior	93
7	Conclusão e trabalhos futuros.....	101
8	Referências	105
	Anexos	110

Índice de Figuras

Figura 2-1 - modelo de etiquetagem energética.....	11
Figura 3-1 Balcão de serviço refrigerado	13
Figura 3-2 - bancada frigorífica	14
Figura 3-3 - Armário de exposição central múltiplo	14
Figura 3-4 - Armário de exposição central único	15
Figura 3-5 - armário de exposição refrigerado sem portas, coberto	15
Figura 3-6 - armário de exposição refrigerado sem portas, não coberto	16
Figura 3-7 - Armário de exposição com prateleiras sem portas, com câmara de refrigeração ...	16
Figura 3-8 - Armário de exposição refrigerado com portas	17
Figura 3-9 – frigorífico	17
Figura 3-10 - Arca frigorífica	18
Figura 3-11 - Arca frigorífica central com vidros	18
Figura 3-12 - Congelador com portas de vidro	19
Figura 3-13 - vitrine refrigerada ventilada.....	20
Figura 3-14 - vitrine refrigerada com gavetas	21
Figura 3-15 - Vitrine para Gelados.....	21
Figura 3-16 - vitrine para produtos alimentares frios	22
Figura 4-1 diagrama de funcionamento de uma máquina térmica.....	34
Figura 4-2 diagrama de funcionamento de uma máquina frigorífica	35
Figura 4-3 - Diagrama PV do ciclo de Carnot.....	35
Figura 4-4 - Ciclo de refrigeração de Carnot.....	36
Figura 4-5 - sistema de refrigeração e diagrama T-s para refrigeração universal com compressor único.....	37
Figura 4-6 - sistema de refrigeração e diagrama T-s para compressão de vapor.....	38
Figura 4-7 - sistema de refrigeração e diagrama T-s para refrigeração a gás	39
Figura 4-8 - sistema de refrigeração e diagrama T-s para refrigeração em cascata.....	40
Figura 4-9 - sistema de refrigeração e diagrama T-s para compressão por andares	41
Figura 4-10 – descrição do diagrama de Moillier para o R22	42
Figura 4-11 - Tipos de compressores existentes.....	43
Figura 5-1 – Vitrine em estudo.....	49
Figura 5-2 - diferentes componentes da vitrine em estudo.....	50
Figura 5-3 - estrutura da vitrine em estudo.....	51
Figura 5-4 - Temperaturas extremas mensais em Portugal continental	52
Figura 5-5 - valores médios mensais da humidade relativa em Portugal continental.....	53
Figura 5-6 - propriedade do ar ambiente considerado no caso em estudo.....	54

Figura 5-7 - Propriedades termodinâmicas no interior da câmara da vitrine em estudo	54
Figura 5-8 - linha de frio da vitrine em estudo	55
Figura 5-9 - Variáveis de entrada da linha de frio de origem	67
Figura 5-10 – diagrama pressão – entalpia do ciclo de frio de origem.....	59
Figura 5-11 - descrição dos processos do ciclo de frio.....	60
Figura 5-12 - vitrine standard, localização dos painéis 1 a 8.....	62
Figura 5-13 - Vitrine standard – localização dos Painéis 9, 12 e 13.....	63
Figura 5-14 - Vitrine Standard – Localização dos painéis 10, 11, 14, 15, 16, e 17	63
Figura 5-15 - vista em corte dos painéis 1,2,3,9 e 10	64
Figura 5-16 - Vista em corte dos painéis 6 e 8: Aço inox; Poliestireno; Aço inox	64
Figura 5-17 - vista em corte dos painéis 12 e 13: Aço inox; Poliestireno; Aço inox	65
Figura 5-18 - vista em corte do painel 15: Aço inox; Poliestireno; Aço inox	65
Figura 5-19 - vista em corte dos painéis 4,5,7,11,14,16 e 17: Madeira; Aço inox; Poliestireno; Aço inox.....	66
Figura 5-20 - repartição dos ganhos térmicos em função dos painéis à temperatura ambiente de 32°C.....	70
Figura 5-21 - repartição dos diferentes tipos de ganhos térmicos para a temperatura ambiente de 32°C.....	75
Figura 5-22 - Variação da temperatura ao longo do dia	76
Figura 5-23 - variação da carga térmica ao longo do dia.....	77
Figura 6-1 - resposta da linha de frio às necessidades de refrigeração.....	80
Figura 6-2 - laterais 1 e 2 superiores	85
Figura 6-3 - laterais 1 e 2 inferiores.....	85
Figura 6-4 - base da câmara superior.....	86
Figura 6-5 - base da câmara inferior.....	86
Figura 6-6 - Montagem dos componentes de base da vitrine	87
Figura 6-7 - características da unidade condensadora	89
Figura 6-8 - Características complementares da unidade condensadora	89
Figura 6-9 - dimensões da unidade condensadora	89
Figura 6-10 - Variáveis de entrada do novo ciclo.....	90
Figura 6-11 - representação do novo ciclo de frio.....	91
Figura 6-12 - descrição dos processos do ciclo de frio.....	92
Figura 6-13 - perfil lateral, entrada (traço interrompido azul ar a azul)	93
Figura 6-14 - volume de ar da câmara superior	94
Figura 6-15 - malha da câmara de origem.....	95
Figura 6-16 - temperaturas de origem na câmara superior - vista lateral	96
Figura 6-17 - temperaturas de origem na câmara superior - vista frontal.....	96

Figura 6-18 -perfil de velocidades de origem na câmara superior - vista lateral.....	97
Figura 6-19 - pressões de origem na câmara superior - vista lateral	98
Figura 6-20 - Pressões na câmara superior, com nova geometria - vista lateral.....	98
Figura 6-21 - perfil de velocidades na câmara superior, com nova geometria - vista lateral	99
Figura 6-22 - temperaturas na câmara superior, com nova geometria - vista.....	100
Figura 6-23 - Temperaturas na câmara superior, com nova geometria - vista frontal.....	100
Figura 9-1 - Seleção do evaporador da câmara superior	1
Figura 9-2 - seleção do evaporador da câmara inferior	2
Figura 9-3 - estado termodinâmico em cada ponto ara o ciclo de origem.....	3
Figura 9-4 - estado termodinâmico em cada ponto para novo ciclo	4

Índice de Tabelas

Tabela 2-1 temperatura de armazenamento e humidade relativa de alimentos comuns.....	6
Tabela 4-1 Vantagens e desvantagens de refrigerantes substitutos.....	33
Tabela 5-1 catálogo de unidades compressoras Danfoss – compressores alternativos.....	56
Tabela 5-2 características da unidade condensadora Danfoss em estudo.....	56
Tabela 5-3 características dos painéis 1,2,3,9 e 10.....	64
Tabela 5-4 Características dos painéis 6 e 8.....	65
Tabela 5-5 características dos painéis 12 e 13.....	65
Tabela 5-6 Característica do painel 15.....	66
Tabela 5-7 Características dos painéis 4,5,7,11,14 e 16 e 17.....	66
Tabela 5-8 ganhos térmicos por radiação.....	67
Tabela 5-9 variáveis de entrada.....	69
Tabela 5-10 ganhos térmicos por painel em função da temperatura.....	70
Tabela 5-11 Variáveis de entrada dos produtos a refrigerar.....	71
Tabela 5-12 Produtos e variáveis consideradas.....	72
Tabela 5-13 ganhos relativos à energia interna dos produtos para um dia.....	72
Tabela 5-14 Variáveis de entrada para infiltrações.....	74
Tabela 5-15 Ganhos térmicos por infiltrações.....	77
Tabela 6-2 Cálculo de coeficiente de convecção para a caixa-de-ar.....	81
Tabela 6-2 reduções de ganhos térmicos nos painéis 1,3 e 10.....	83
Tabela 6-33 reduções de ganhos térmicos nos painéis 4, 5, 6, 7, 8, 12, 13, 14, 15, 16 e 17.....	88

Índice de Equações

Equação 1.....	27
Equação 2.....	27
Equação 3.....	28
Equação 4.....	28
Equação 5.....	28
Equação 6.....	28
Equação 7.....	34
Equação 8.....	35
Equação 9.....	45
Equação 10.....	45
Equação 11.....	45
Equação 12.....	46
Equação 13.....	46
Equação 14.....	46
Equação 15.....	46
Equação 16.....	47
Equação 17.....	48
Equação 18.....	68
Equação 19.....	69
Equação 20.....	69
Equação 21.....	70
Equação 22.....	70
Equação 23.....	70
Equação 24.....	70
Equação 25.....	72
Equação 26.....	74
Equação 27.....	75
Equação 28.....	75

1 Introdução

A indústria da refrigeração é uma indústria de dimensão muito ampla, que apresenta os mais diversos problemas e desafios técnicos. Este é um dos principais ramos de trabalho e tem um papel essencial na sociedade dos dias de hoje.

Uma das características que define a indústria da refrigeração são as temperaturas de evaporação abrangidas. Estas vão desde 15°C até -60/70°C, utilizando-se para isso os mais variados sistemas de refrigeração. Diferentes ciclos podem ser implementados para diferentes máquinas de frio, diferentes aplicações, adotando diferentes formas.

Para conseguir responder aos requisitos desejados pelos utilizadores, a indústria da refrigeração tem sido obrigada a evoluir, tanto a nível tecnológico nos seus processos de produção, como a nível da eficiência energética dos produtos que produz, de modo a reduzir os custos de consumo e o impacto ambiental.

No contexto deste trabalho, é então também importante olhar de modo aprofundado, para os processos de produção de uma vitrine frigorífica e para as questões de eficiência energética da mesma. Ao longo dos anos foram desenvolvidos vários modelos de vitrines frigoríficas, sendo que existe uma grande margem de evolução para este tipo de equipamentos. Para que as empresas portuguesas se possam manter competitivas, é importante apostar então na melhoria dos seus equipamentos, garantindo desta forma que haja inovação nos seus processos, e guardando como principal objetivo a máxima qualidade ao mínimo custo.

A continuidade do desenvolvimento das vitrines frigoríficas tem então de passar pela escolha das vitrines mais comercializadas e na respetiva deteção de falhas na mesma. Desta forma, em função de análises ao ciclo de frio e análises térmica, é possível tentar corrigir problemas e diminuir custos variados.

1.1 Estrutura

Tendo por vista a atual situação do mercado, este trabalho consiste na análise e melhoria de um equipamento de produção de frio positivo, sendo este definido como um modelo *standard* existente no mercado, designado por vitrine frigorífica.

Primeiramente, é feito um enquadramento acerca da refrigeração, relativo à sua história que permite compreender a sua evolução ao longo do tempo; é também abordada a conservação alimentar de modo a entender a importância que esta ocupa na nossa sociedade. É ainda abordado

numa fase inicial o conceito de eficiência energética, obtendo pela mesma forma algumas noções relativas à legislação em vigor.

Para a realização do presente trabalho, são também definidas ao longo do trabalho condições de funcionamento teóricas, com base na qual são apresentados resultados e conclusões relativas a possíveis melhorias. Deste modo, a principal motivação para a realização deste projeto prende-se com a possível aplicação das soluções que se possam identificar na linha de produção, com ganhos em termos de desempenho do equipamento, tanto numa perspetiva de melhoria da sua eficiência, como processos de fabrico.

Serve também de motivação para este trabalho, a possibilidade de encontrar um método de análise, ou um algoritmo, que permita estudar equipamentos com características semelhantes, com margem de evolução e aplicação de melhorias semelhantes.

1.2 Âmbito e objetivos

Este trabalho tem como objetivo estudar alguns equipamentos de refrigeração existentes no mercado, nomeadamente as vitrines frigoríficas.

Para isso, torna-se essencial a análise de fluidos frigorigénios, sistemas de refrigeração, e ciclos de frios existentes. É ainda importante para este trabalho uma correta análise térmica da vitrine em estudo, tanto do meio envolvente, como dos painéis pelas quais esta é composta procurando saber com a maior exatidão as perdas térmicas existentes. O presente trabalho passa ainda pela deteção de falhas no equipamento ou ainda possibilidade de redução de custos de produção e aumento de eficiência energética. Numa fase final, o trabalho em questão tem também como objetivo encontrar soluções de melhoria do equipamento, que apresentem viabilidade e que possam ser implementadas numa empresa hoteleira.

2 Enquadramento

Para a realização do presente trabalho, é importante conhecer a evolução tecnológica que se foi dando ao longo dos anos e as necessidades que se foram criando. Desta forma, ao longo deste capítulo, é apresentada um breve história da refrigeração, bem como um subcapítulo referente à conservação alimentar, que foi a razão do desenvolvimento das máquinas de frio. É também apresentada uma breve abordagem à eficiência energética e legislação aplicada, de modo a perceber as obrigações de fabricantes, e conseguir a melhor informação para os consumidores.

2.1 Breve história da refrigeração

A refrigeração é uma prática usada há muitos anos e foi inicialmente conseguida pelo uso de gelo. O gelo então desejado era obtido em regiões com climas favoráveis à sua formação, sendo posteriormente levado para locais próximos do de utilização. Uma vez no local, o gelo era então guardado em ambientes de baixa temperatura (em salas frias bem isoladas) até ao momento da sua utilização. Para além do gelo, a água no seu estado líquido era também utilizada como método muito importante de refrigeração, não deixando no entanto de ser utilizada à medida que o tempo foi passando (Costa, 2011).

No século XVIII, com a crescente evolução tecnológica, foi possível notar a presença de microrganismos, enzimas e bactérias presentes nos alimentos. Descobriu-se então que a deterioração dos alimentos era causada pelo desenvolvimento desses mesmos organismos, e procurou-se cada vez mais encontrar uma solução para conseguir travar esses fenómenos. Percebeu-se com o decorrer do tempo que a solução para o problema acabaria por passar pelo arrefecimento dos alimentos. Assim, deu-se um desenvolvimento nos equipamentos de refrigeração, que foi considerado um dos mais importantes na evolução tecnológica até hoje. Essa evolução diz-se tão importante porque conseguiu melhorar substancialmente vários aspetos na vida de cada um, nomeadamente em termos de qualidade de alimentação e durabilidade da mesma (Costa, 2011).

Um dos passos mais importantes na evolução da refrigeração foi dado por Jacob Perkins em 1834. Este foi o primeiro a conseguir descrever o funcionamento de um equipamento de refrigeração cíclico. No entanto, tendo em conta questões religiosas e políticas, não foi dada grande importância ao seu trabalho, sendo este retomado mais tarde por James Harrison. Este deu a conhecer os equipamentos de refrigeração por compressão mecânica, abrindo assim as portas para o desenvolvimento desses mesmos mecanismos e respetivos fluidos frigorigénios utilizados (Matos, s.d.).

Foi com o aparecimento da eletricidade, por Thomas Edson, que se deu o avanço dos equipamentos de refrigeração, possibilitando a implementação de motores em sistemas de refrigeração. Com esta inovação, percebeu-se que estes equipamentos teriam muita utilidade no futuro, sendo por isso importante a continuação de investigação neste ramo. Deste modo, em 1928, Thomas Midgely apresentou soluções de gases refrigerantes a utilizar, que irão ser aprofundadas mais à frente no capítulo 4, na secção dos fluidos frigorígenos (Matos, s.d.).

2.2 Refrigeração e conservação alimentar

O frio é bastante utilizado na conservação dos alimentos, tanto os de origem animal como vegetal. Basicamente, o frio tem como função conservar os alimentos retardando ou inibindo a multiplicação microbiana, ou seja, a ação dos agentes de putrefação. A conservação pelo frio (temperaturas próximas e abaixo dos 0°C), permite controlar a proliferação microbológica, de forma a retardar o desenvolvimento microbiano ou até mesmo impedindo-o. A conservação atenua também as reações químicas e enzimáticas, sendo que estas reações se passam a dar de forma muito mais lenta. Neste contexto, assume-se que embora alguns microrganismos estejam presentes nos alimentos, dependendo do tipo de alimento e microrganismo, os mesmos podem ser consumidos sem prejuízo para a respetiva qualidade e saúde do consumidor. Essa condição só se verifica se estes alimentos forem armazenados/conservados a temperaturas em que não exista a possibilidade de desenvolvimento microbiano e em alguns casos específicos, das respetivas toxinas, que podem causar danos muito graves na saúde do consumidor (Lidon. Silvestre. 2008).

Assim, de uma forma geral, pode-se afirmar que a conservação dos produtos alimentares pelo frio, caso a aplicação deste método de conservação seja realizado de forma correta, tem a vantagem de preservar grande parte das características nutritivas e organoléticas (boa aparência) dos alimentos. Por outro lado, o consumo de congelados tem-se tornando cada vez mais frequentes e a refrigeração doméstica é a principal arma contra a deterioração dos alimentos e consequente desperdício.

2.2.1 Refrigeração de produtos alimentares

Na refrigeração utilizam-se temperaturas acima do ponto de congelamento. Neste processo apesar de não ocorrer eliminação dos microrganismos, inibe-se o seu ciclo de reprodução e, conseqüentemente, retarda-se a deterioração dos alimentos.

Segundo alguns autores, para manter os alimentos refrigerados é necessário mantê-los a uma temperatura de saturação entre -1 e 8°C, (Lidon. Silvestre. 2008). No entanto, outros dizem que a refrigeração é um processo que tem por finalidade reduzir a temperatura dos alimentos para valores compreendidos entre os 2 e 7°C (Pinto. Neves. 2010), sendo que o impacto sobre as propriedades nutricionais e sensoriais é mais ténue. As considerações acima efetuadas no que diz respeito às temperaturas de refrigeração variam em função de vários parâmetros. Assim, quando se trata de refrigeração, é importante não só ter em conta a temperatura aplicada mas, conjuga-la com parâmetros como, humidade relativa, a velocidade de circulação do ar, composição da atmosfera circundante, renovação de ar e incompatibilidade entre produtos armazenados (Freitas. Figueredo. 2000).

A temperatura de refrigeração deve ser aplicada em função do tipo de alimentos ou do tempo de conservação pretendido e deve ser constante e uniforme dentro da câmara. A humidade relativa é outro parâmetro que convém também ser controlado, pois uma humidade relativa demasiado baixa vai provocar perdas de água dos alimentos, sendo que o produto vai perder peso e vai também perder características em termos de qualidade. No entanto, se for aplicada uma humidade relativa muito elevada, vai favorecer a multiplicação dos microrganismos, nomeadamente fungos, sendo que variações de humidade e também de temperaturas, podem causar condensação da água nas superfícies dos alimentos (FreitasA. Figueredo. 2000).

A velocidade de circulação do ar tem importância na medida em que ajuda a manter uma humidade relativa uniforme em toda a câmara, assim como a temperatura, sendo assim essencial para uma boa transferência de calor. A renovação de ar através da aplicação de sistemas apropriados e abertura de portas também é essencial no que diz respeito a evitar à acumulação de substâncias tóxicas ou prejudiciais.

Deve também ser tida em conta a incompatibilidade entre produtos, relativamente à temperatura que requerem, humidade relativa e emissão de compostos voláteis. Com isto, pode se dizer que o controlo da temperatura de refrigeração durante o armazenamento dos produtos alimentares, bem como o conhecimento dos intervalos de temperaturas em que diferentes microrganismos se podem desenvolver, é muito importante para garantir a fidelidade, credibilidade

e segurança do alimento.

Tendo por base os fatores acima citados, apresentam-se de seguida na tabela 2-1 as condições de armazenamento para alguns alimentos.

Tabela 2-1 - temperatura de armazenamento e humidade relativa de alimentos comuns (Stoecker. 1998), (Lobarinhas. 2014)

Propriedades	Temperatura de armazenamento [°C]	Humidade relativa [%]
Maçãs	de 0 a 3	de 90 a 95
Melões	de 5 a 10	de 90 a 95
Pessegos	de -0,5 a 0	de 90 a 95
Peras	de -1,6 a -0,5	de 90 a 95
Framboesas	de -0,5 a 0	de 90 a 95
Feijões	de 4 a 7	de 90 a 95
brocolos	0	de 95 a 100
alface	de 0 a 1	de 95 a 100
ervilhas	0	de 95 a 98
batatas	de 3 a 4	de 90 a 95
tomates	de 7 a 10	de 90 a 95
limões	14	87
laranjas	de 1 a 4	de 85 a 90
Produtos de panificação	de 3 a 5	de 85 a 90
Ovos	0,5	de 80 a 85
Queijo	6	de 85 a 90

2.2.2 Congelação de produtos alimentares

A congelação é o processo que diminui as temperaturas dos alimentos, fazendo com que a água que está presente nos alimentos passe para o estado sólido, de modo a que não danifique o alimento, não prejudique a sua aparência, a sua textura, conservando o alimento dos agentes patogénicos (Pinto. Neves. 2010)

O processo de congelação dos alimentos ocorre em três fases: numa primeira fase a temperatura diminui até -1°C, numa segunda fase (fase de cristalização), que deve ser curta, ocorre a congelação da maior parte da água de constituição do alimento, entre -1 e -5°C. Numa terceira fase a temperatura deve descer até aos valores a que se pretende efetuar a armazenagem dos alimentos, que vai depender do tempo de armazenagem pretendida.

Para que a congelação dos alimentos seja eficaz e segura, dependendo do tipo de alimento, são requeridos tratamentos prévios aos alimentos como a desidratação (cerca de 50% da água em

frutos e legumes), (Lidon. Silvestre. 2008).

As principais vantagens de congelação de alimentos é a conservação das características organoléticas (boa aparência), nutritivas, assim como permitir inibir ou diminuir a velocidade das reações enzimáticas, químicas, desenvolvimento microbiano, aumentando assim o tempo de vida útil do alimento. A grande desvantagem deste método é a necessidade de um fluxo contínuo de frio, idealmente sem interrupções, (Pinto. 2010)). Para que o processo de congelação seja eficaz, requer-se temperaturas de -18°C ou menos, sendo que é importante ter em atenção se a congelação dos produtos alimentares é realizada de forma lenta ou rápida, assim como a velocidade da circulação do ar ou do fluido frigorígeno, tamanho, forma da embalagem, e o tipo de alimento, (Lidon. Silvestre, 2008).

Para manter as características iniciais dos alimentos o ideal é aplicar uma congelação rápida, que normalmente se processa num intervalo de 30 minutos. A congelação em questão pode decorrer de uma imersão num fluido frigorígeno, em contacto direto com condutas de circulação do fluido frigorígeno (com temperaturas oscilando entre -18°C e -46°C), ou passagem de uma corrente de ar frio (oscilando entre -18°C e -35°C) através dos alimentos. As características dos alimentos na congelação são dependentes do tamanho dos cristais que se formam aquando do arrefecimento dos mesmos. Quanto mais rápido é o arrefecimento menor serão as dimensões dos cristais e vice-versa. Assim, uma congelação rápida dos alimentos vai permitir minimizar a destruição das células, fazendo com que se minimize o seu rebentamento/eliminação e perdas das características dos produtos alimentares.

Os efeitos físicos da congelação apresentam uma grande influência no aspeto final do alimento pois, por exemplo, durante o armazenamento sob congelação pode ocorrer a sublimação dos cristais de gelo que se encontram na superfície. Esse acontecimento causa a designada queimadura na superfície do alimento, que se traduz pelo aparecimento de uma zona mais seca e granulosa na sua superfície (Freitas. Figueredo. 2000).

Concluindo, no que diz respeito ao armazenamento de produtos alimentares congelados, em câmaras de conservação, é muito importante que a temperatura de conservação de produtos alimentares congelados seja mantida de forma uniforme, pois diferenças de temperaturas que possam acontecer, podem prejudicar as características dos produtos alimentares a vários níveis. Os danos ocorridos podem dar-se tanto a nível das suas características organoléticas, de textura, de perdas de sabor e ainda num possível aumento de desenvolvimento microbiano. Se os requisitos de temperatura descritos nos dois parágrafos anteriores forem cumpridos desde o congelamento até à confeção e preparação do produto não serão notadas quaisquer alterações nas suas características originais.

Em relação aos equipamentos utilizados, na indústria alimentar os sistemas de congelação mais usuais envolvem contacto com sólidos (congeladores por contacto de placas), líquidos ou gases frios (congeladores de ar forçado ou de leito fluidizado). Adicionalmente podem utilizar-se sistemas de refrigeração de congelação bifásica, (Lidon. Silvestre, 2008). No que diz respeito aos equipamentos utilizados, é feita uma abordagem mais aprofundada no capítulo 3.

2.3 Eficiência energética e legislação aplicável

À medida que o tempo foi passando, a evolução tecnológica permitiu satisfazer as necessidades da nossa sociedade e aumentar o seu conforto. No entanto, com o aumento do conforto e da tecnologia, surgem frequentemente aumentos de consumo energético, o que torna importante não existirem desperdícios para conseguir reduzir o impacto ambiental, e poupar também nos custos de obtenção de energia. O facto de conseguir minimizar os consumos energéticos de um determinado equipamento mantendo a finalidade para o qual o mesmo foi feito é chamado de eficiência energética.

Uma vez que a eficiência energética acaba por se traduzir na otimização que realizamos no consumo de energia, é necessário ter em atenção alguns fatores em especial no que toca a sistemas de refrigeração. Assim para melhorar a eficiência energética de uma máquina de frio é importante considerar os seguintes fatores (Silva, 2005):

- iluminação usada;
- quantidades e condições de armazenamentos dos produtos;
- proximidades com instalações que libertem calor;
- localização passível de incidência de radiação solar;
- vedação e fecho das portas e cortinas de ar;
- existência de termostato;
- existência de ventilação forçada;
- formação de gelo junto ao evaporador e nas tubulações;
- condensador próximo de fontes de calor;
- correta instalação e manutenção da unidade compressora e tubulações.

Sendo os pontos acima referentes a instalações comerciais e industriais, e o presente trabalho relativo apenas a vitrines frigoríficas, é importantes perceber de modo mais detalhado de que formas a eficiência energética de um equipamento é mais ou menos afetada por eles.

Para equipamentos de menor escalas, a eficiência energética não está tanto ligada a fatores como iluminação, vedação de portas entre outros. No entanto alguns dos fatores acima referidos podem apresentar um peso relativamente importante.

No que diz respeito à disposição dos produtos no interior da vitrine, é importante ter certos cuidados pois estes poderão criar alguma oposição à circulação do ar. Desta forma é importante não sobrecarregar o equipamento de alimentos para que o ar possa passar livremente. É ainda importante fazer com que a geometria do equipamento e a disposição dos produtos não crie zonas mortas de passagens do ar, para que os produtos aí presentes possam ser devidamente refrigerados, aumentando consequentemente a eficiência do sistema.

O posicionamento do equipamento é um dos fatores mais importantes quando se fala de eficiência energética de máquina de frio de pequenas dimensões. Um correto posicionamento deve assim ter em atenção que o equipamento não esteja próximo de fontes de calor para que a carga térmica por condução e convecção seja reduzida. Outro fator para um correto posicionamento está relacionado com o facto de o equipamento não estar exposto a radiações solares, que aumentam a carga térmica radiativa. Por fim é importante ter cuidado para que o condensador fique bem orientado, pois este é responsável pela libertação do calor do equipamento para o meio ambiente. Este não deve estar num local próximo de uma fonte de calor, pois o ar à sua volta irá estar mais quente, o que aumentará por sua vez a temperatura de condensação e diminuirá o rendimento e eficiência do ciclo, aumentando desta forma o consumo de energia elétrica. Ainda no que diz respeito ao condensador, é necessário que este não se encontre num local obstruído, pois isso poderá dificultar a circulação de ar, aumentando uma vez mais os consumos e respetivos custos energéticos (Silva, 2005).

Outro aspeto de maior importância para equipamentos de menor escala está relacionado com a ventilação existente. O facto de um equipamento apresentar uma ventilação adequada impede que surjam problemas como o aparecimento de gelo no exterior do evaporador, aumentando desta forma a facilidade com que as trocas de calor são feitas, e causando assim um aumento da eficiência energética e redução do consumo energético. Para além de impedir a formação de gelo no evaporador, uma correta ventilação permite aumentar a capacidade de refrigeração dentro da câmara frigorífica, e aumentar o rendimento do ciclo pelo consequente aumento de calor trocado. De referir ainda que a formação de gelo não é exclusiva do evaporador, pois esta ocorre também nas tubulações quando estas não estão composta por um correto isolamento, ou ainda quando existem desregulações nas válvulas presentes (Silva, 2005).

Por fim é ainda importante ter em atenção que uma correta manutenção deve ser feita periodicamente, conferindo assim, que impurezas sejam eliminadas, que o compressor esteja

devidamente afixado à base, que os componentes responsáveis pela ventilação esteja em bom estado e devidamente centrados e que o sistema de lubrificação esteja a funcionar devidamente (Silva, 2005).

Como foi possível ver anteriormente, a eficiência e os custos energéticos de um determinado equipamento podem variar em função da qualidade do mesmo. Assim, foram postas em vigor leis com o intuito de diminuir o impacto negativo ambiental e de conseguir fornecer ao consumidor toda a informação necessária relativa a um determinado equipamento presente no mercado. A legislação aplicável às máquinas de frio iniciou-se com o aparecimento das chamadas etiquetas energéticas entre 1995 e 2003. O sistema em questão foi criado com o objetivo de levar as empresas a apostarem mais na eficiência energética dos seus produtos para responder à crescente exigência dos consumidores, conseguindo desta forma garantir que o investimento feito pelo consumidor é de seguida recuperado aquando da sua utilização. Desta forma, até 2003 foram estabelecidas 7 classes energéticas capazes de transmitir informação ao utilizador, marcando-as de A a G, isto é, do mais eficiente para o menos eficiente. Para além da classificação por letras o sistema de etiquetagem energética incluiu ainda informações acerca do equipamento relativo volume, capacidade, nível de ruídos, entre outros (Ecocasa, (s.d.)).

Com o passar do tempo, e com a evolução tecnológica, foram aplicadas algumas alterações na legislação em questão, tendo sido efetuada uma mudança em 2003, onde foram acrescentadas as classes A+ e A++, e em 2010, onde voltaram a ser acrescentadas classes energéticas com maior nível de exigência e retiradas classes com menores níveis de exigência (Ecocasa, (s.d.)).

Assim sendo, a classificação de aparelhos de refrigeração de pequenas dimensões (aparelhos domésticos) passou a ser regulamentada pela diretiva 94/2/CE e pelo regulamento delegado N° 1060/2010 da comissão de 28 de setembro de 2010. Para além de estabelecer regras relativas ao que foi abordado nos dois parágrafos anteriores, estes regulamentos apresentam também um modelo de etiquetagem a seguir pelos fabricantes, figura 2-1.

É importante finalizar dizendo que o regulamento imposto ao longo dos anos teve o objetivo de obrigar os fornecedores de equipamentos de frio a minimizar os ganhos térmicos e reduzir ao máximo os consumos do equipamento, não deixando ser comercializados equipamentos com requisitos inferior ao estipulado.

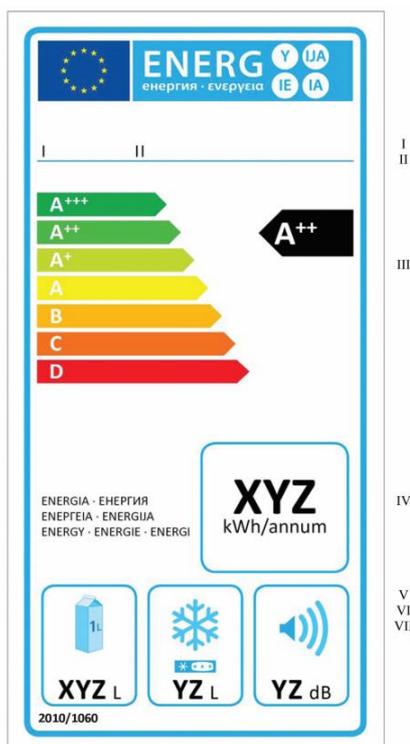


Figura 2-1 - modelo de etiquetagem energética

A figura 2-1 deverá então conter as seguintes informações, de acordo com o anexo II do regulamento delegado N° 1060/2010:

- I - Nome do fornecedor ou marca comercial;
- II - O identificador de modelo do fornecedor;
- III - A classe de eficiência energética determinada devidamente apresentada, em conformidade com o regulamento em questão;
- IV - O consumo de energia anual ponderado, expresso em kWh por ano, arredondado às unidades e calculado em conformidade com o anexo III do regulamento em questão;
- V - A soma dos volumes úteis de todos os compartimentos com uma temperatura superior a -6°C , arredondada às unidades;
- VI - A soma dos volumes úteis de todos os compartimentos de armazenagem de alimentos congelados com temperatura de funcionamento inferior ou igual a -6°C , arredondado às unidades. No caso dos aparelhos de refrigeração para uso doméstico não disponham de compartimento(s) de armazenagem de alimentos congelados, o fornecedor deve indicar «- L» em vez do volume;
- VII - O nível de emissões de ruído expresso em dB(A) re1 pW, arredondado às unidades.

3 Máquinas de frio

Na procura de novas soluções e de desenvolvimento de novos produtos é primeiramente necessário conhecer o que existe no mercado. Assim, neste subcapítulo, enumeram-se e descrevem-se os principais equipamentos de refrigeração existentes até aos dias de hoje. São abordadas de forma mais detalhada as vitrines frigoríficas, as quais são o objeto deste trabalho.

3.1 Equipamentos de refrigeração

Basicamente, os equipamentos mais frequentes no setor comercial e doméstico podem ser divididos em dois tipos. Existem os equipamentos com o objetivo de refrigerar os alimentos, mantendo-os a temperaturas médias, isto é, acima e zero, para que se conservem os alimentos sem no entanto os congelar. E existem também os equipamentos que têm como objetivo congelar os alimentos, mantendo-os a temperaturas abaixo de zero, conseguindo deste modo preservar durante um período de tempo mais prolongado.

Os equipamentos mais usados no setor comercial e doméstico, destinados a refrigerar os alimentos, são os balcões de serviço refrigerados, as bancadas frigoríficas, os armários de exposições centrais e os armários de refrigeração com prateleiras.

Como equipamentos mais usados no setor comercial e doméstico, destinados a congelar alimentos, existem as arcas frigoríficas, as arcas frigoríficas centrais de vidros e os congeladores com portas de vidros. Cada um destes equipamentos apresenta características específicas, descritas de seguida.

Balcão de serviço refrigerado

Este equipamento é usado para exibir alimentos como carne e peixe fresco em supermercados e outros locais comerciais. Apresenta a parte superior sem cobertura e faz uso de ventilação para formar uma cortina de ar, poupando assim energia. Apresenta controlo e supervisão de temperatura, descongelamento automático, e não apresenta cobertura na parte superior. Este equipamento consegue uma refrigeração rápida uniforme e estável.



Figura 3-1 Balcão de serviço refrigerado (Magma, s.d.)

Bancadas frigoríficas

Este equipamento é utilizado para refrigerar alimentos, servindo ainda como balcão. É um equipamento coberto com portas que pode ou não incluir sistema de ventilação, e apresenta sistema de controlo e supervisão de temperatura.



Figura 3-2 - bancada frigorífica (Fotos, s.d.)

Armários de exposição central refrigerados

Os armários de exposição central refrigerados podem estar dispostos em formato único ou múltiplo, como podemos nas figuras 3-3 e 3-4 respetivamente. Estes equipamentos são utilizados normalmente em supermercados, onde permitem circulação à sua volta e são destinados à exposição de produtos de charcutaria, lacticínios, carne, frutas, legumes entre outros.



Figura 3-3 - Armário de exposição central múltiplo (Arneg, s.d.)



Figura 3-4 - Armário de exposição central único (Weiku, s.d.)

Armário de exposição refrigerado com prateleiras coberto, sem portas:

Este tipo de equipamento é usado para refrigeração e exposição de produtos como produtos marinhos, carne fresca, bebidas, produtos lácteos, salsichas, alimentos cozidos, frutas e vegetais entre outros. Estes podem estar dispostos em formato coberto ou não coberto com as mais variadas dimensões, como podemos ver nas figuras 3-5 e 3-6 e apresentam uma ampla área de exposição. Estes armários usam ventilação para criação de uma cortina de ar, permitindo assim controlar a temperatura dos produtos e poupar energia.



Figura 3-5 - armário de exposição refrigerado sem portas, coberto (Alibaba, s.d.)



Figura 3-6 - armário de exposição refrigerado sem portas, não coberto (Catering, s.d.)

Armário de exposição refrigerado com prateleiras não coberto, sem portas, com câmara de refrigeração

Tal como os dois armários anteriores, este equipamento, figura 3-7, é usado para refrigeração e exposição de produtos como produtos marinhos, carne fresca, bebidas, produtos lácteos, salsichas, alimentos cozidos, frutas e vegetais entre outros. Tal como os dois armários anteriores este modelo apresenta também ventilação para cortina de ar e variadas possibilidades no que diz respeito às dimensões. Por fim este equipamento incorpora ainda uma câmara frigorífica na parte inferior, apresentando assim um ciclo de frio ligeiramente diferente dos anteriores.



Figura 3-7 - Armário de exposição com prateleiras sem portas, com câmara de refrigeração (Derigo, s.d.)

Armário de exposição refrigerado com prateleiras coberto, com portas

Finalmente no que toca aos armários de exposição, resta o da figura 3-8 que é utilizado principalmente para exposição de produtos que apresentem necessidade de estabilidade da temperatura, como bolos. O facto de este equipamento apresentar uma porta de vidro reduz a energia necessária para ventilação permitindo no-entanto manter os produtos visíveis. Para ajudar na estabilidade de temperatura, este equipamento é composto por um regulador de temperatura e ventiladores.



Figura 3-8 - Armário de exposição refrigerado com portas (Chadderton, s.d.)

Frigoríficos

Os frigoríficos, figura 3-9, são equipamentos domésticos com duas funções, sendo elas a refrigeração e a congelação em cada uma das câmaras. A temperatura é mantida com base em refrigeração estática das câmaras, que são independentes e apresentam temperaturas diferentes, permitindo assim a conservação de todo o tipo de alimentos.



Figura 3-9 – frigorífico (Mario, s.d.)

Arcas frigoríficas

As arcas frigoríficas, figura 3-10, são utilizadas para congelação de todo o tipo de alimentos. O congelamento é efetuado por condução e permite obter temperaturas constantes e uniforme na câmara, com um arrefecimento rápido dos produtos.



Figura 3-10 - Arca frigorífica (John, s.d.)

Arca frigorífica central com vidros

Tal como a arca frigorífica este equipamento, figura 3-11, é utilizado para congelação e exposição de todo o tipo de alimentos sendo maioritariamente usado em supermercados, uma vez que permite a circulação em torno dos equipamentos e uma boa visualização dos produtos. É um equipamento refrigerado com o auxílio de um sistema de ventilação e com regulação de temperatura, que permite uma temperatura estável e uniforme.



Figura 3-11 - Arca frigorífica central com vidros (Eecv, s.d.)

Congelador com portas de vidro

O congelador, figura 3-12, com portas de vidro é também mais utilizado em supermercados para congelação e exposição de alimentos. Proporciona temperaturas estáveis e uniformes, ampla área de exposição e possibilidade de ajustamento da temperatura em função do produto exposto.



Figura 3-12 - Congelador com portas de vidro (Archi, s.d.)

3.2 Vitrines

No subcapítulo 3.1 foram mencionados os tipos de equipamentos de refrigeração existentes e respetivas classificações. Embora as vitrines não tenham sido citadas no capítulo anterior, fazem parte integrante dele. No entanto, devido ao facto das vitrines também poderem ser aquecidas e ainda serem o objeto principal deste trabalho, é importante fazer um estudo mais aprofundado dos equipamentos existentes.

Assim, são de seguida citados e explicados os principais modelos de vitrines presentes no mercado, quais as suas aplicações e gamas de temperaturas. São ainda abordados os diferentes sistemas de refrigeração e explicados os mecanismos de transferência de calor de cada um (Jordão, s.d.).

As vitrines podem ter o objetivo de refrigerar produtos, de os manter congelados, ou ainda de os manter quentes, sendo possível chegar a isso através de diferentes mecanismos de transferência de calor. Deste modo existem os equipamentos de frio positivo e frio negativo, sendo que a maior parte dos equipamentos existentes apresentam refrigeração ventilada, sendo possível notar as suas características do modelo mais clássico de seguida.

3.2.1 Equipamentos de frio positivo

A Figura 3-13 apresenta uma vitrine ventilada clássica, cujas características principais são:

- Este modelo de vitrine é usado para refrigerar uma grande variedade de produtos alimentares;
- Apresenta temperatura de funcionamento entre 2 a 8 °C (Jordão, s.d.);
- Refrigeração efetuada através de um evaporador com o auxílio de um sistema de ventilação;
- Este equipamento tem como particularidade a capacidade de refrigerar não só a parte inferior da câmara mas também a sua parte superior;
- Maior consumo energético;
- Tem como desvantagem em relação à vitrine estática o facto de secar o produto com maior rapidez, no entanto apresenta uma capacidade de refrigeração mais rápida e eficaz (Gaspar. Miranda. Pitarma R.A.).

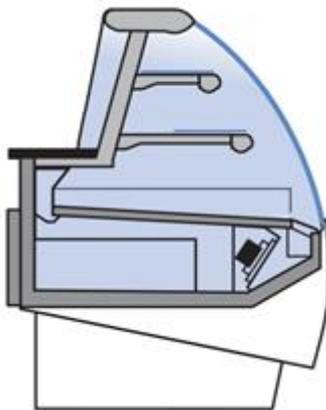


Figura 3-13 - vitrine refrigerada ventilada (Jordão, s.d.)

A figura 3-14 apresenta uma vitrine refrigerada com gavetas clássica cujas as principais características são:

- Presença de gavetas para extração do produto, a traço interrompido do lado esquerdo da figura 3-14;
- Refrigeração efetuada com a circulação cíclica do ar, graças ao ventilador e ao evaporador;
- Temperaturas não uniformes;
- Temperaturas normalmente entre os 3 e os 6 °C (Jordão, s.d)

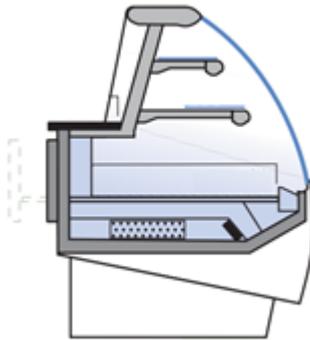


Figura 3-14 - vitrine refrigerada com gavetas (Jordão, s.d.)

Características da vitrine para gelados

Como já foi referido, para além das máquinas de frio positivo para refrigeração existem ainda vitrines que permitem manter um determinado produto congelado, sendo um exemplo as vitrines para gelados, como apresentado na figura 3-15 e cujas características principais são:

- Existência de divisões para disposição dos gelados, como se observa na figura 3-15;
- Refrigeração efetuada pela transferência de calor conseguida através do evaporador.
- Refrigeração geralmente feita com sistema de ventilação;
- Temperaturas na ordem dos $-22 / -20^{\circ}\text{C}$ (Jordão, s.d.).

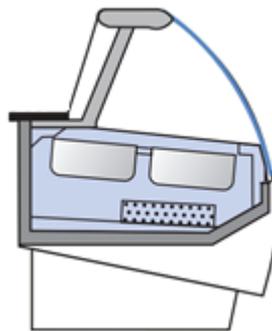


Figura 3-15 - Vitrine para Gelados (Jordão, s.d.)

A Figura 3-16 apresenta uma vitrine para saladas, cujas características principais são:

- Equipamento destinado à refrigeração de saladas e produtos frescos do mesmo género (Jordão, s.d.);
- Temperaturas de funcionamento entre 5 e 8°C (Magnus, s.d.);
- Neste sistema, os alimentos são colocados em pequenos contentores separados entre si. Os alimentos transmitem calor à divisão intermédia com água que por sua vez transmite calor ao evaporador que se encontra submerso;
- Arrefecimento lento e uniforme.

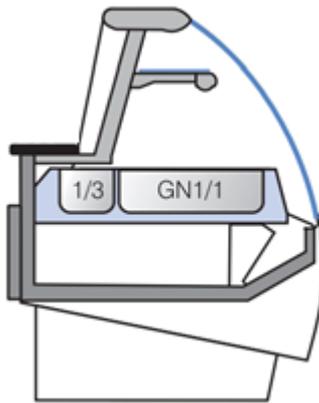


Figura 3-16 - vitrine para produtos alimentares frios

A Figura 3-17 apresenta uma vitrine para chocolates, cujas características principais são:

- Tal como o nome indica, este equipamento é destinado principalmente para a refrigeração/conservação de chocolates;
- Temperatura de funcionamento entre 13 e 15 °C (Jordão, s.d.);
- Sistema de refrigeração através de um evaporador auxiliado por um ventilador;
- Refrigeração apenas efetuada na parte inferior da câmara;
- Consegue manter humidade e temperaturas de funcionamento adequados ao tipo de alimento.

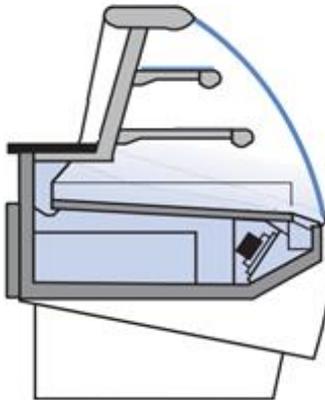


Figura 3-17 - Vitrine de chocolates (Jordão, s.d.)

A Figura 3-18 apresenta uma vitrine estática cujas principais características são,

- Serve para refrigerar uma grande variedade de produtos alimentares;
- Apresenta temperatura de funcionamento entre 2 a 8 °C (Jordão, s.d.);
- Refrigeração efetuada através de um evaporador que, com o auxílio de convecção natural, propaga o ar frio pela câmara
- A vantagem desta vitrine é o facto de não secar tão rapidamente os alimentos frescos, uma vez que a velocidade do ar é muito baixa.
- Possibilidade de dispor o evaporador em vários locais (Gaspar. Miranda. Pitarma).

Este tipo de máquinas de frio, embora menos comum, apresentam também os mesmos componentes que a vitrine da figura 3-13, não tendo no entanto sistema de ventilação, uma vez que a circulação do ar é causada pela convecção natural do ar interior.

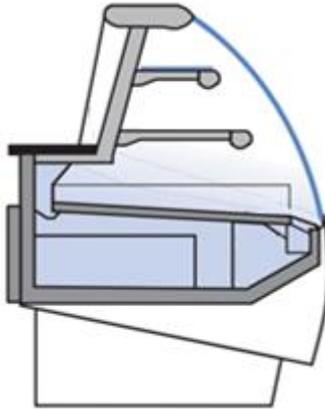


Figura 3-18 - Vitrine estática (Jordão, s.d.)

3.2.2 Equipamentos de frio negativo

A Figura 3-19 apresenta uma vitrine com banho-maria, em que as principais características são:

- Equipamento é usado para manter alimentos já aquecidos à temperatura adequada, podendo ser colocados alimentos com composições líquidas (Magnus, s.d.);
- Aquecimento efetuado pelo intermédio de água quente;
- Temperaturas de funcionamento geralmente entre 60 e 70 °C (Jordão, s.d.);
- Neste sistema, os alimentos são colocados em pequenos contentores separados entre si. Os alimentos recebem calor da divisão intermédia com água que por sua vez recebe calor do evaporador que se encontra submerso em água.

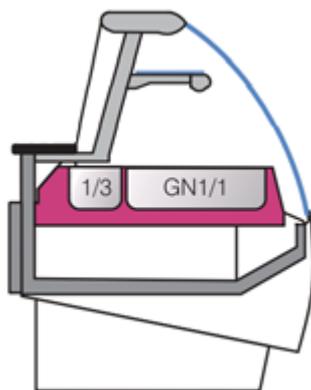


Figura 3-19 - vitrine em banho maria (Jordão, s.d.)

A Figura 3-20 apresenta vitrine aquecida ventilada para contentores, cujas características principais são:

- Equipamento usado para manter alimentos já aquecidos à temperatura adequada, podendo ser colocados alimentos com composições líquidas;
- Temperaturas de funcionamento entre 60 a 70 °C;
- Neste sistema, os alimentos são colocados em pequenos contentores ou bacias separadas entre si. Os alimentos recebem calor da divisão intermédia em vermelho na figura, que por sua vez o recebe do ar que circula pelo evaporador.

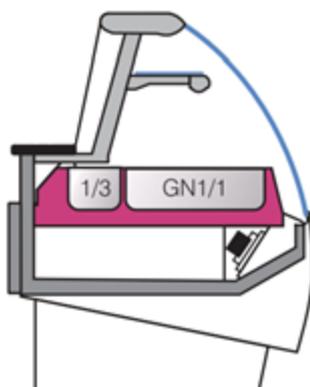


Figura 3-20 - vitrine aquecida ventilada com contentores (Jordão, s.d.)

A Figura 3-21 apresenta uma vitrine com tampo aquecido ventilado, cujas características principais são:

- Equipamento usado para manter alimentos já aquecidos à temperatura adequada, não podendo expor alimentos líquidos;
- Temperatura de funcionamento de 60 a 70 °C (Jordão, s.d.);
- Neste tipo de equipamento a origem de produção de calor é o tampo, não havendo evaporadores.

O tampo é aquecido com base numa resistência elétrica, que com o auxílio de um ventilador, provoca o aquecimento da área com alimentos.

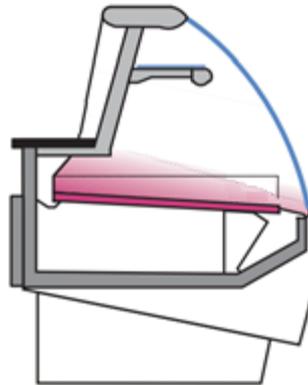


Figura 3-21 - Vitrine ventilada com tampo aquecido (Jordão, s.d.)

A Figura 3-21 apresenta uma vitrine com tampo aquecido, cujas características principais são

- Equipamento usado para manter alimentos já aquecidos à temperatura adequada, não podendo expor alimentos líquidos;
 - Temperatura de funcionamento de 60 a 70 °C (Jordão, s.d.);
 - Neste tipo de equipamento a origem de produção de calor é o tampo, não havendo evaporadores.
- O tampo é aquecido com base numa resistência elétrica. Pelo fato de não existir ventilação neste equipamento, o tampo é colocado a uma altura maior na vitrine, limitando os efeitos de perda de calor por convecção.

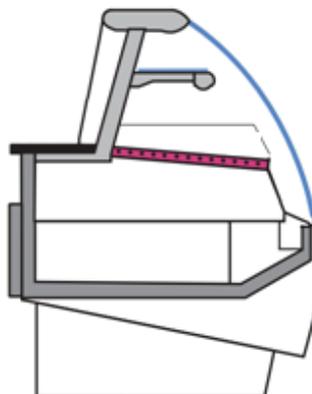


Figura 3-22 - Vitrine com tampo aquecido (Jordão, s.d.)

Após ter feito uma pesquisa e ter visitado algumas empresas de equipamentos hoteleiros, foi possível ver que os equipamentos mais comuns eram as vitrines com refrigeração ventilada (figura

3-13). Foi também possível notar que essas vitrines podem mudar ligeiramente de fabricante para fabricante e que apresentam, na maioria das vezes, câmaras inferiores com refrigeração estática. Como será possível confirmar mais a frente neste trabalho, a pesquisa efetuada permitiu notar que a linha de frio arrefece essas vitrines é composta por compressores, condensadores, evaporadores, ventiladores, válvulas entre outros componentes de menor importância.

As características da vitrine ventilada acima apresentadas poderão assim servir para a seleção de um modelo standard a partir do qual se poderá dar continuação ao presente estudo.

4 Fundamentos de refrigeração

Neste capítulo é explicado o que é a refrigeração e como se realiza. Para isso são abordados mecanismos de transferência de calor, ciclos de refrigeração, propriedades de fluido frigorigénio. São também feitas as descrições dos principais componentes no processo de refrigeração e as suas respetivas funções.

4.1 Conceitos básicos da termodinâmica

O objetivo da refrigeração é a remoção de calor a partir de um ou mais elementos físicos. Assim sendo, para perceber melhor os processos envolvidos, é necessário recorrer às leis da termodinâmica que são auxiliadas por fórmulas matemáticas capazes de explicar os diferentes processos e transformações existentes em máquinas de frio.

As máquinas de frio assentam no princípio de conservação da energia que nos diz que diversas formas de energia podem ser convertidas umas nas outras, sendo possível traduzir esse princípio pela equação 1 (Wikipedia, s.d.).

$$\Delta U = Q - W \tag{1}$$

ΔU - Variação da energia interna [J].

W - Trabalho [J].

Q - Calor [J]

Uma vez este princípio estabelecido, é ainda importante quantificar a energia térmica transmitida numa determinada transformação, sendo isso possível através da equação 3 (Mesquita, N., 2009),

$$Q = c_p m \Delta T \tag{3}$$

Q - Calor sensível [J].

c_p - Calor Específico [J/(kg.K)].

m - Massa [g].

ΔT - Variação de temperatura [K].

que nos diz que a energia sob a forma de calor absorvida por um corpo, é igual ao produto do calor específico, pela massa e ainda pela variação de temperatura sofrida pelo corpo. O calor específico (c_p) corresponde à quantidade de calor recebida ou cedida por 1 kg da substância que leva a uma variação de 1°C no corpo em questão. O calor específico é uma constante que varia em função da substância do corpo. Embora a equação 3 nos ajude a obter a quantidade de calor transmitido, é preciso ter cuidado, pois esta não se aplica no caso de uma mudança de fase. Quando tal acontece, a variação de temperatura é nula, enquanto que a transferência de calor continua a realizar-se pela seguinte expressão (no caso da evaporação):

$$Q_e = mL \quad (4)$$

Q_e - Calor Latente [J].

A quantidade de energia térmica total transmitida seria então igual a:

$$Q_T = Q_e + Q \quad (5)$$

Q_T - Calor total [J].

Em equipamentos térmicos é comum usar a equação 6 para relacionar a capacidade de refrigeração ou aquecimento de um determinado fluido com o calor transmitido.

$$Q = m (h_2 - h_1) \quad (6)$$

h_2 - Entalpia Final [J].

h_1 - Entalpia Inicial [J].

A transmissão de calor pode ter várias consequências nas características de um corpo. Um exemplo dessas consequências é a alteração do seu volume. Quando um corpo sofre um aumento de temperatura, este tende a aumentar o seu volume. Esse tipo de fatores são essenciais, pois são passíveis de originar, em algumas instalações, um aumento de pressão e consequente danificação dos componentes. Nesse sentido torna-se muito importante um correto estudo das propriedades termodinâmicas, de modo a poder contornar esses problemas, dimensionando e acrescentando os componentes necessários para o bom funcionamento da instalação.

4.2 Fluidos frigorígenos

Um dos aspetos mais importantes no estudo de um equipamento frigorífico é o do fluido a utilizar. Como se poderá ver mais à frente neste subcapítulo, o fluido poderá ter impacto nos custos de equipamentos, na eficiência energética, no ambiente, etc. Assim sendo, ao longo deste subcapítulo é apresentado um estudo de modo a saber quais os fluidos frigorígenos mais ou menos vantajosos para cada aplicação.

4.2.1 Utilização de fluidos frigorígenos

Os fluidos frigorígenos são utilizados nos equipamentos de refrigeração e têm como objetivo a transferência de calor entre o interior e o exterior do circuito de frio em que circula. Como se refere mais a frente neste trabalho, o componente comum usado para se dar essa transferência de calor é o evaporador. Este usa a capacidade do fluido frigorígeno para conseguir chegar a temperaturas baixas sem no entanto passar ao estado sólido. Essa capacidade de se manter no estado líquido a temperaturas baixas, faz com que possa circular no evaporador, e assim retirar calor do equipamento em causa. A qualidade e os benefícios que estes fluidos têm nem sempre foram tão boas como no presente. Existiram uma série de acontecimentos ao longo dos anos, que levaram a uma evolução e mudança dos fluidos utilizados. Apresenta-se assim de seguida uma breve referência à evolução e aos fatores relevantes para a seleção de um fluido frigorígeno.

4.2.2 História dos fluidos frigorígenos

A história dos fluidos frigorígenos começou com a utilização da água, do amoníaco, do dióxido de carbono e de hidrocarbonetos. Foi em 1928, com a descoberta dos CFC's (clorofluorcarbonetos) que se deu a primeira mudança, seguida de perto pelo aparecimento dos HCFC's. Esse primeiro passo permitiu que a toxicidade de alguns fluidos frigorígenos e a sua inflamabilidade fosse posta de parte (Lobarinhas, P., (2014)).

Os diferentes estudos que foram aparecendo sobre os efeitos nefastos ambientais provocados pelos CFC's e HCFC's originaram uma forte reação por parte dos ambientalistas. Foi em 1987 e

1998 com os protocolos de Montreal e de Kyoto que se iniciou uma nova mudança, passando-se a usar fluidos frigorigénios menos poluentes, os HFC's. Posteriormente, os HFC's foram por sua vez substituídos em algumas aplicações, de modo definitivo por fluido frigorigénios “naturais”, como o CO₂ (dióxido de carbono) e os HC's (hidrocarbonetos) (Ambiente Gelado, s.d.).

4.2.3 Seleção de um fluido frigorigénio

A eficiência de um ciclo de refrigeração depende principalmente do tipo de fluido frigorigénio utilizado, pois de um fluido frigorigénio para outro, a temperatura em que operam pode variar. Para além da gama de temperaturas, o fluido frigorigénio está diretamente ligado ao tipo de ciclo de refrigeração usado, à dimensão da instalação, aos custos do equipamento, à segurança dos mesmos, entre outros. Embora estes sejam factores de grande peso na seleção do fluido frigorigénio, fatores ambientais também são tidos em conta, pois alguns fluidos frigorigénios provocam libertações de gases a efeito de estufa, que por sua vez provocam a destruição da camada de ozono (Kharagpur, 2008).

Qualquer fluido pode ser usado como fluido frigorigénio, no entanto, tendo em conta a finalidade deste trabalho, apenas serão abordados de modo mais aprofundados aqueles que conseguem satisfazer temperaturas mais baixas e que não apresentam problemas para o ambiente.

Os fluidos frigorigénios podem ser classificados como primários e secundários. Os fluidos primários são aqueles que entram diretamente em contacto com o meio a ser refrigerado. Esse tipo de fluido consegue atuar pelo intermédio da sua mudança de estado, sendo por isso também chamados fluidos de expansão direta. Por sua vez, os fluidos secundários, são fluidos “intermédios” que transportam apenas a energia de um meio para o outro, isto é, atuam com base na transferência de calor para um fluido primário em contacto com o meio ambiente a refrigerar.

A seleção de um fluido frigorigénio é feita tendo por base vários critérios de seleção, sendo eles (Kharagpur, 2008):

- Económicos;
- Termofísicos;
- Termodinâmicos;
- Ambientais;
- Segurança.

No que toca a critérios de seleção económicos de um fluido frigorígeno, é necessário ter em conta os custos do equipamento, os custos do fluido, os custos de manutenção, entre outros.

Os requerimentos termofísicos e termodinâmicos estão diretamente relacionados com a pressão de sucção, pressão de descarga, relação de pressão no ciclo, calor latente de vaporização, relação de compressão isentrópica, calor latente de liquefação, calor latente de vaporização, condutibilidade térmica e viscosidade do fluido (EE IIT, Kharagpur (2008)).

De modo a evitar infiltrações de ar e de humidade, é conveniente que a pressão de evaporação no circuito seja superior à pressão ambiente.

A relação de compressão deverá ser o mais baixa possível de modo a que o rendimento volumétrico do compressor seja o mais alto possível e o compressor possa trabalhar com consumos de energias reduzidos (Lobarinhas, 2014).

O calor latente de vaporização deverá ser tão alto quanto possível para que se consiga que o volume do fluido frigorígeno seja o mais baixo possível, obtendo-se assim necessidade de potências menores e um COP maior (Kharagpur, 2008).

O índice de compressão isentrópica por sua vez, deverá ser tão baixo quanto possível de modo a obter um aumento de temperatura na compressão do fluido, tão baixo quanto possível, aumentando assim a eficiência no ciclo (Kharagpur, 2008).

Requisitos ambientais podem ser medidos com base em coeficientes como o *Ozone Depletion Potential* (ODP), *Global Warming Potential* (GWP), *Total Equivalent Warming Index* (TEWI) que passamos a descrever de seguida.

O coeficiente do potencial de destruição da camada de ozono deve ser nulo. O fluido frigorígeno em causa deverá ter a menor quantidade possível de átomos de bromo e cloro, uma vez que estes compostos causam aumento do ODP. O potencial global de aquecimento (GWP) quantifica a tendência de um determinado fluido frigorígeno para causar efeito de estufa e deverá ser o menor possível. O TEWI é um coeficiente que representa o impacto total de aquecimento, ou seja, está relacionado com o GWP, mas engloba também o impacto da produção de um fluido frigorígeno no aquecimento global. Este deverá ser também tão baixo quanto possível, (Lobarinhas, 2014).

Na seleção de um fluido frigorígeno é ainda importante ter em conta fatores de segurança como as suas toxicidades e inflamabilidades. A toxicidade de um fluido frigorígeno depende da concentração em causa, do tempo de exposição e das dimensões do equipamento ou quantidade de fluido frigorígeno. Por sua vez a inflamabilidade de um fluido frigorígeno está relacionada com a temperatura de ignição do mesmo e com a sua concentração, (Lobarinhas, 2014).

Uma vez que a toxicidade e inflamabilidade podem causar forte danos em nos equipamentos ou prejudicar gravemente o utilizador, é importante que o fluido frigorígeno apresente uma

toxicidade e inflamabilidade tão baixa quanto possível. De modo a evitar problemas desta natureza pode-se escolher um fluido frigorígeno perceptível, que apresente um forte odor, menos denso que o ar, com concentrações de inflamabilidade baixas e ignição alta. Finalmente, o fluido frigorígeno deverá manter-se quimicamente estável, pelo menos, dentro do circuito de frio, não apresentando ainda nenhuma reação com os metais envolventes, (Lobarinhas, 2014).

Os fatores acima referidos permitem-nos perceber o porquê de terem existido mudanças ao longo do tempo na seleção dos fluidos frigorígenos. Para conseguir agora enumerar os principais fluidos frigorígenos presentes no mercado e ainda as principais mudanças ocorridas na utilização dos mesmos é primeiramente necessário classifica-los quanto aos requisitos acima descritos.

Os fluidos frigorígenos podem então ser divididos em naturais ou sintéticos, podendo obter-se ainda misturas entre vários sintéticos. O uso de fluido frigorígenos naturais, tais como dióxido de carbono, amónia ou ainda hidrocarbonetos, tem como vantagem apresentarem um baixo GWP, apresentando assim um impacto ambiental reduzido. Por sua vez, os fluidos frigorígenos sintéticos, como os hidro-fluoro-carbonetos (HFC's) não são tão “amigos” do ambiente como os naturais, mas apresentam características de inflamabilidade e toxicidade mais favoráveis. Usando misturas de sintéticos, consegue-se obter fluidos frigorígenos com características mais adequadas a cada situação. No entanto a utilização das mesmas causa uma diminuição do potencial de calor que é possível transmitir, devido ao facto da temperatura na evaporação ou condensação apresentar uma variação (glide), pois a maioria destas misturas são zeotrópicas (Kharagpur 2008).

Os fluidos frigorígenos mais utilizados até ao final do século XX, no ramo da refrigeração, foram o R12, o R22 e o R 502. Como já foi referido, com os protocolos de Montreal e de Kyoto, deu-se a necessidade de arranjar substitutos menos poluentes. Como resposta, foram aparecendo novos fluidos frigorígenos no mercado, estando os principais referidos na tabela 4-1.

Tabela 4-1 Vantagens e desvantagens de refrigerantes substitutos (Kharagpur 2008), (Construnário, s.d.), (Dismafrio, s.d.), (Ambiente Gelado, s.d.), (Dias, 2012)

Fluido refrigerante	Substituto	Temperatura de evaporação	Vantagens	Desvantagens	
R- 12	R- 134a	Média	- ODP nulo	- Coeficiente de performance diminui com a sua utilização	
		(entre -15 a 12°C)	- GWP 1200		
			- Não tem glide		
			- Não inflamável e não tóxico		
R- 22	R- 417B	Média	- Melhor eficiência energética	- Ligeira perda de capacidade de refrigeração	
			- Não tóxico e não inflamável	- GWP maior	
				- Glide	
	R-410A	Média	- Toxicidade baixa e não inflamável	- Equipamentos mais caros devido a altas pressões e temperaturas	
			Alta		- Glide muito baixo
					- Possui maior eficiência
			- Baixo Glide		
R-502	R-404A	Média	- Boa eficiência energética	- Glide de 0.5°C	
			- ODP de 0		
			- GWP de +/- 3000		
			- Não tóxico		
			- Não inflamável		

Observando a tabela de fluido frigorigênicos mais usados no mercado para a finalidade deste trabalho, e tendo em conta as vantagens e desvantagens de cada fluido frigorigênio, é possível concluir que existem duas opções mais vantajosas. Os fluidos frigorigênicos mais adequados e mais usados hoje em dia para vitrines frigoríficas são então o R- 134 e o R404A.

4.3 Máquinas térmicas e ciclos frigoríficos

Para entrar agora no estudo das máquinas térmicas e frigoríficas, para além das leis anteriormente citadas, resta ainda abordar a segunda lei da termodinâmica. A segunda lei diz-nos que “É impossível construir um dispositivo que opere, segundo um ciclo, e que não produza outros efeitos, além da transferência de calor de um corpo quente para um corpo frio”. Por outras palavras, a segunda lei da termodinâmica diz-nos que, num processo não é possível transformar trabalho ou calor sem existirem perdas. Deste modo conclui-se que não existe o motor ou refrigerador “ideal”. A conversão de energia anteriormente referida é feita a partir máquinas térmicas ou máquinas frigoríficas (Wikipédia, s.d.).

Uma máquina térmica é um sistema que consegue converter energia térmica em trabalho mecânico. Essa conversão é frequentemente feita através de um ciclo de transformação no qual, primeiramente é absorvido calor, e de seguida é aproveitada a energia através de dispositivos de expansão, que aciona um sistema mecânico e produz trabalho.

Na figura 4-1, o corpo superior (vermelho), tem uma temperatura T_1 , superior a T_2 . Ao fazer passar calor Q_1 pela máquina térmica, parte do seu calor é transformado em trabalho, diminuindo assim o calor transmitido para o corpo inferior (azul), que se encontra a uma temperatura inferior ao corpo superior. A conversão do diagrama para uma fórmula matemática pode ser obtida envolvendo o rendimento ou eficiência do motor, responsável pela produção de trabalho.

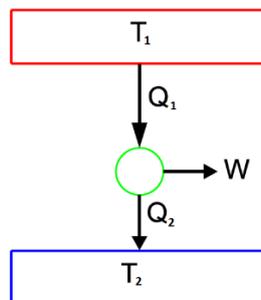


Figura 4-1 diagrama de funcionamento de uma máquina térmica

Assim, é possível relacionar trabalho e calor, numa máquina térmica, da seguinte forma (Mspc, (s.d.)):

$$\eta = \frac{W}{Q_1} \quad (7)$$

η - Rendimento.

Por oposição às máquinas térmicas, as máquinas frigoríficas têm como função a conversão de energia sobre forma de trabalho em energia sobre forma de calor. Às máquinas frigoríficas são muito semelhantes às máquinas térmicas exceto que o ciclo de transformação se dá em sentido contrário. O aumento de pressões obtidas pelo trabalho fornecido ao sistema permite mudar as propriedades do fluido frigorígeno através de um aumento de temperatura, fazendo assim com que se retire calor do corpo para a vizinhança através de permutadores de calor, figura 4-2

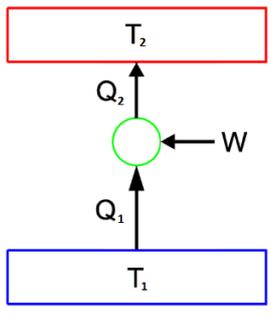


Figura 4-2 diagrama de funcionamento de uma máquina frigorífica

Ao contrário do que acontece nas máquinas térmicas, a eficiência nas máquinas frigoríficas é obtida através do cálculo do Coeficiente de Desempenho (COP – Coefficient of performance), que pode ser descrito pelas seguintes fórmula:

$$COP = \frac{Q_1}{W} \tag{8}$$

COP - Coeficiente de desempenho.

De notar que, a eficiência para as máquinas térmicas não poderá ser superior a 1, enquanto que nas máquinas frigoríficas, o COP deverá obrigatoriamente ser igual ou superior a 1. Está afirmação, embora por outras palavras, vai ao encontro do teorema estabelecido por Carnot. Para além de criar esse teorema, Carnot estabeleceu também o diagrama da figura 4-3, que se pode ver de seguida (Mspc, (s.d.)).

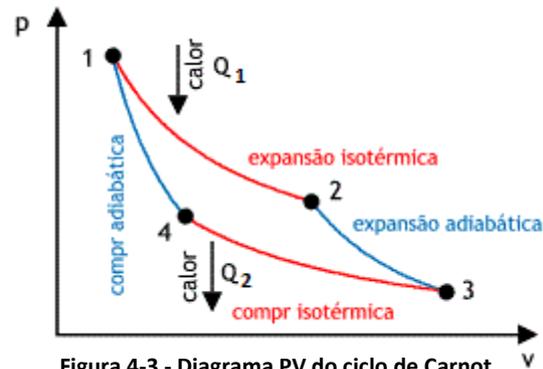


Figura 4-3 - Diagrama PV do ciclo de Carnot

O diagrama apresentado na figura 4-3 mostra um ciclo reversível, que é composto pelas transformações 1-2 e 3-4, realizadas isotermicamente, e pelas transformações 2-3 e 4-1, realizadas adiabaticamente. Estes diagramas clarificam os processos que ocorrem geralmente em máquinas térmicas, ou no caso do ciclo se dar no sentido contrário, em máquinas frigoríficas.

4.3.1 Ciclos de refrigeração

Como já foi referido anteriormente, o ciclo de refrigeração mais eficiente é o ciclo de Carnot, sendo por isso interessante para este estudo. Graças ao ciclo e à junção das transformações acima descritas, é possível obter-se por oposição o ciclo de Carnot invertido, tendo bases sobre a representação dos estados e processos presentes numa transformação. Como podemos ver na figura 4-4, o ciclo de Carnot invertido inicia-se pela compressão adiabática do ponto 1 para o ponto 2 através do fornecimento de trabalho vindo do compressor. Numa segunda fase, é rejeitado calor por intermédio de um permutador de calor, isotermicamente do ponto 2 para o ponto 3. De seguida, do ponto 3 para o ponto 4, dá-se uma expansão adiabática, fornecendo assim energia sobre forma de trabalho a partir de uma turbina por exemplo. Por fim, fecha-se o ciclo do ponto 4 para o ponto 1 através de uma transformação isotérmica realizada por um permutador de calor. Considera-se no entanto que as transformações anteriores não envolvem perdas por atrito no compressor e na turbina, e que não existem perdas de calor para o exterior do sistema. Deste modo, pode-se dizer que os processos que compõe este ciclo são reversíveis, podendo por isso ser revertidos.

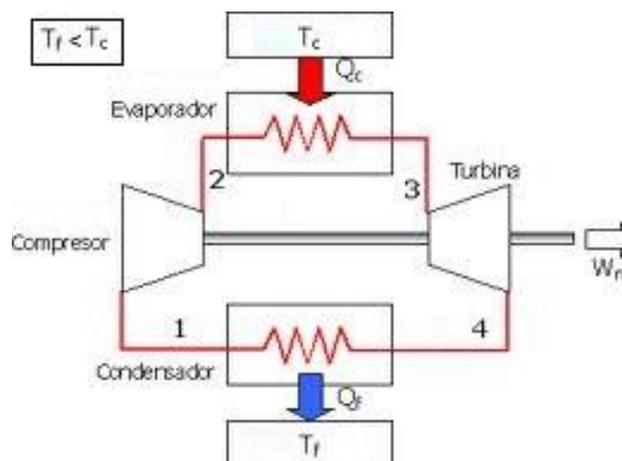


Figura 4-4 - Ciclo de refrigeração de Carnot

Para além do ciclo invertido de Carnot existem ainda outro ciclo de refrigeração, que embora menos adequados ao caso em estudo, podem ser usado em máquinas de frio com outras

características e finalidades, estando os mais importantes apresentados de seguida.

Refrigeração universal com compressor único

O ciclo correspondente a este sistema, figura 4-5, apresenta um compressor, um condensador, três válvulas de expansão, tendo uma passagem num frigorífico e outra num congelador. Como o nome indica, é um ciclo muito comum, usado muito frequentemente a nível doméstico. Apresenta a possibilidade de obter diferentes temperaturas em câmaras diferentes devido à existência das válvulas entre 3-4 e 5-6. Possibilita também a regulação da utilização do congelador devido a uma terceira válvula. Este ciclo é assim composto por 7 processos (Lobarinhas, 2014):

- Compressão isentrópica de 1 para 2;
- Rejeição de calor para o exterior, a pressão constante, do ponto 2 para 3;
- Expansão do ponto 3 para o ponto 4
- Absorção de calor do frigorífico do ponto 4 para o ponto 5;
- Expansão do ponto 5 para o ponto 6;
- Expansão alternativa do ponto 4 para o ponto A;
- Absorção de calor do congelador, a pressão constante, do ponto 6 ou A para o ponto 1.

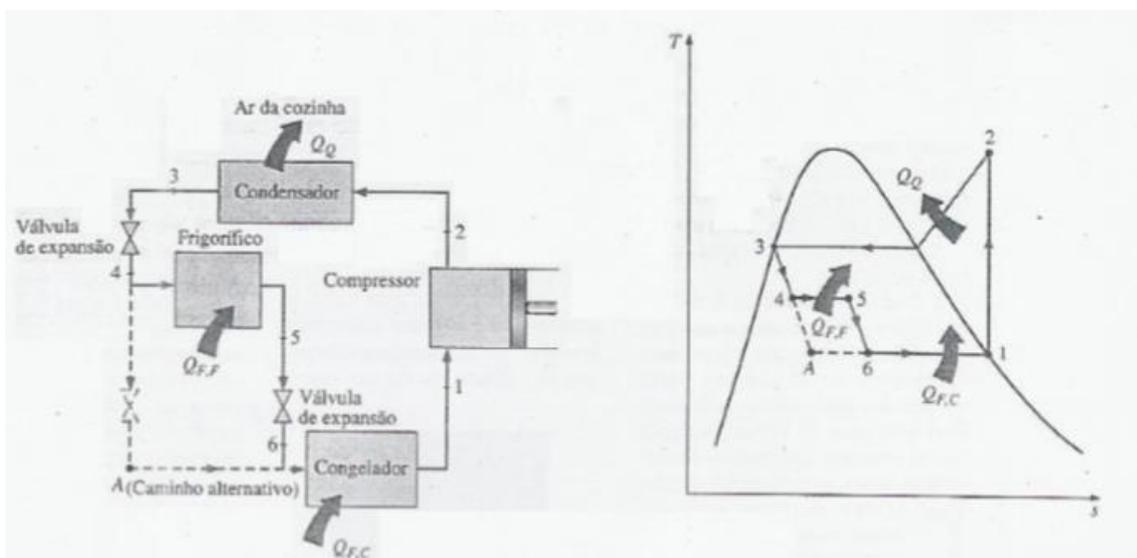


Figura 4-5 - sistema de refrigeração e diagrama T-s para refrigeração universal com compressor único

Refrigeração com compressão de vapor

O ciclo de compressão a vapor, figura 4-6, é composto por um compressor, um condensador,

uma válvula de expansão e um evaporador. É destinado tanto para equipamentos domésticos como para sistemas de refrigeração industrial. É constituído por quatro processos (Lobarinhas, 2014):

- Compressão isentrópica de 1 para 2;
- Rejeição de calor para o exterior a pressão constante, do ponto 2 para 3;
- Expansão do ponto 3 para o ponto 4;
- Absorção de calor a pressão constante do ponto 4 para o ponto 1.

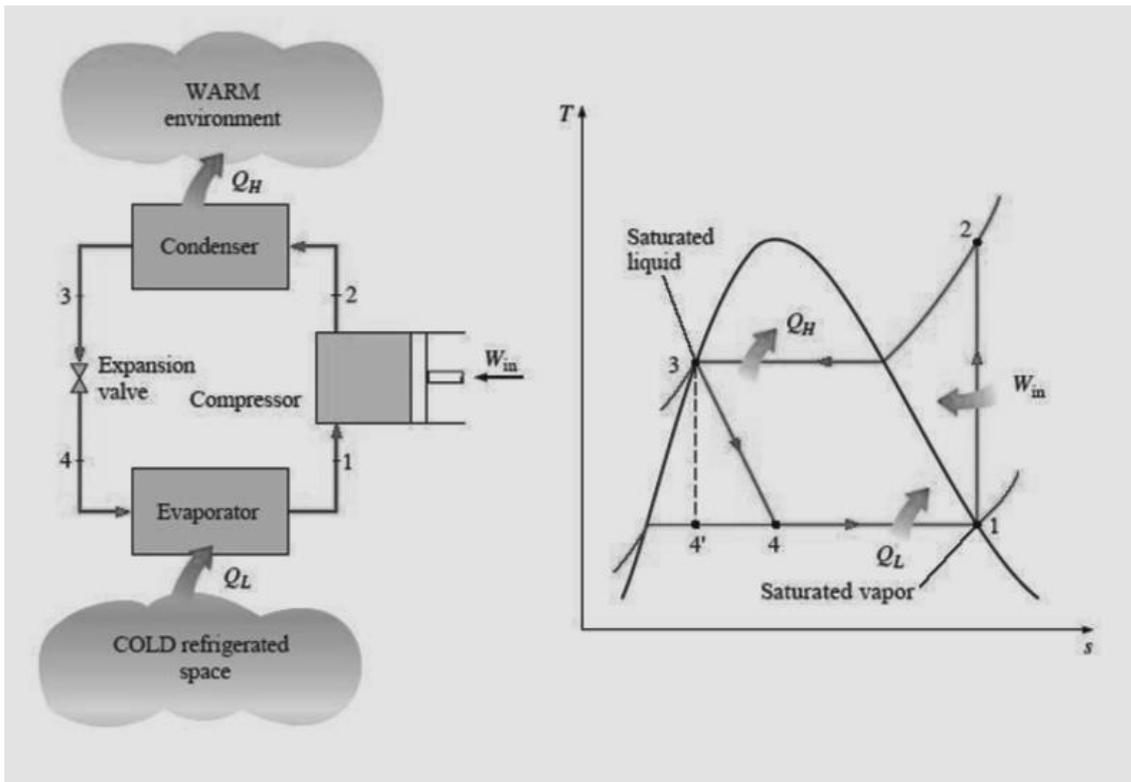


Figura 4-6 - sistema de refrigeração e diagrama T-s para compressão de vapor

Refrigeração a Gás

A refrigeração a gás, figura 4-7 é efetuada através de um compressor, dois permutadores de calor e uma turbina. Este tipo de refrigeração é frequentemente utilizada na aviação devido à simplicidade e leveza dos equipamentos. Este ciclo é obtido por 4 processos (Lobarinhas, 2014):

- Compressão isentrópica do ponto 1 para o ponto 2;
- Rejeição de calor não isotérmica do ponto 2 para o ponto 3;
- Expansão numa turbina do ponto 3 para o ponto 4;
- Absorção de calor do espaço a arrefecer, não isotermicamente, do ponto 4 para o ponto 1.

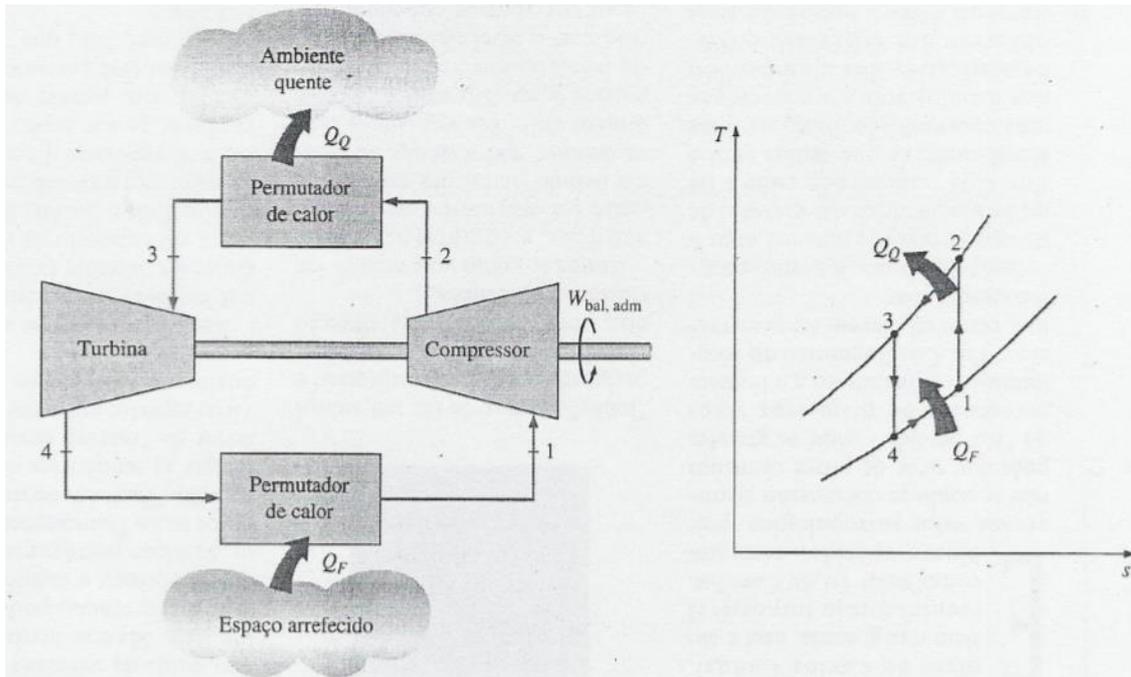


Figura 4-7 - sistema de refrigeração e diagrama T-s para refrigeração a gás

Refrigeração em cascata

O ciclo de refrigeração em cascata, figura 4-8, é composto por um condensador, dois compressores, um permutador de calor ligado aos dois ciclos, duas válvulas de expansão e um evaporador. Este tipo de equipamento é usado em instalações industriais nas quais se pretendem temperaturas muito baixas. A utilização de dois ciclos em série surge com o objetivo de atingir essa temperatura com pressões significativamente mais baixas, sendo assim necessários menores custos dos equipamentos, e obtendo-se também maiores rendimentos. Este ciclo é constituído por 8 processos (Lobarinhas, 2014):

- Compressão isentrópica de 5 para 6;
- Rejeição de calor para o exterior a pressão constante, do ponto 6 para 7;
- Expansão do ponto 7 para o ponto 8;
- Absorção de calor do ciclo paralelo, a pressão constante, do ponto 8 para o ponto 5;
- Compressão isentrópica de 1 para 2;
- Rejeição de calor para o ciclo paralelo, a pressão constante, do ponto 2 para 3;
- Expansão do ponto 3 para o ponto 4;
- Absorção de calor do espaço arrefecido, a pressão constante, do ponto 4 para o ponto 1.

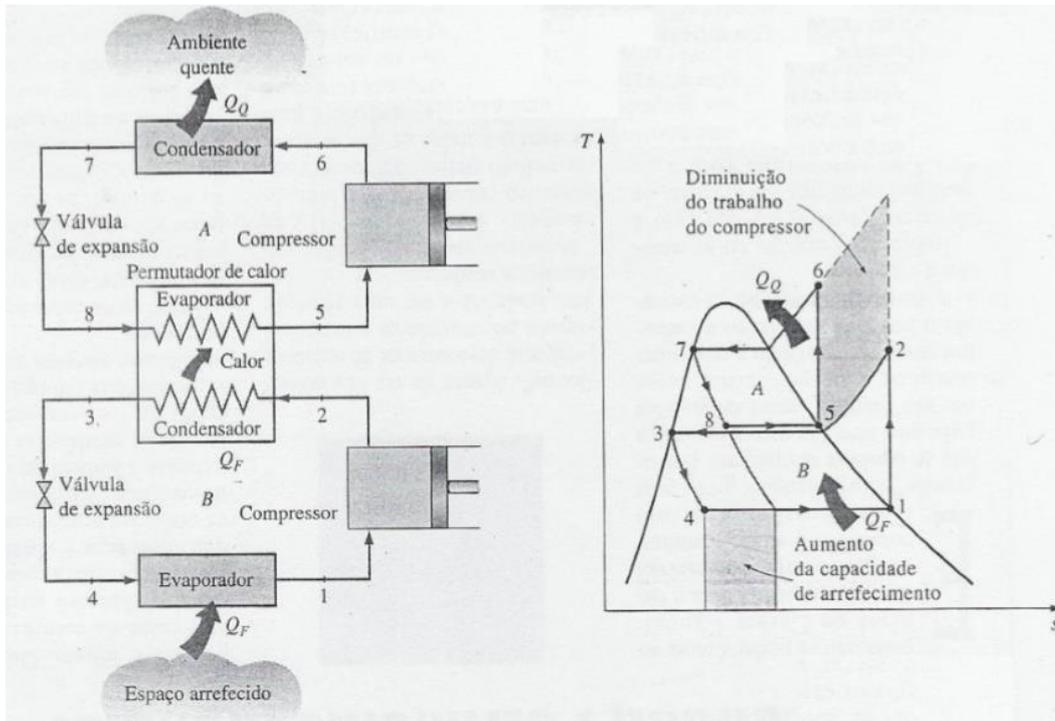


Figura 4-8 - sistema de refrigeração e diagrama T-s para refrigeração em cascata

Compressão por andares

Este ciclo, figura 4-9, é constituído por um condensador, dois compressores, um evaporador, duas válvulas de expansão e uma câmara de vaporização. É um ciclo mais usado para equipamentos nos quais se pretendem temperaturas diferentes para o mesmo sistema, que pode por sua vez ser constituído por duas câmaras, como os frigoríficos e congeladores. Este ciclo é obtido através de 8 processos (Lobarinhas, 2014):

- Compressão isentrópica de 9 para 4;
- Rejeição de calor para o exterior a pressão constante, do ponto 4 para 5;
- Expansão do ponto 5 para o ponto 6;
- Deposição do fluido na câmara de vaporização depois de 6;
- Expansão de parte do fluido da câmara de vaporização do ponto 7 para o ponto 8;
- Absorção de calor a pressão constante do ponto 8 para o ponto 1.
- Compressão isentrópica do ponto 1 para o ponto 2;
- Junção dos dois fluidos 3 e 4 para nova entrada no compressor em 9.

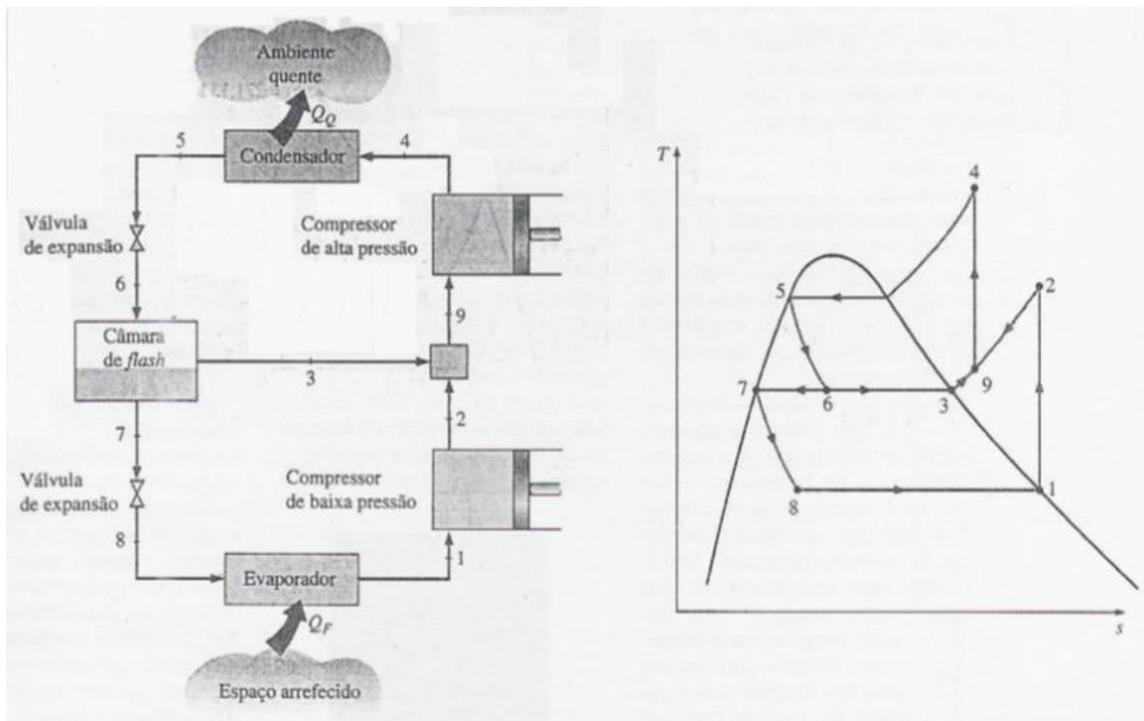


Figura 4-9 - sistema de refrigeração e diagrama T-s para compressão por andares

4.3.2 Diagrama de Mollier

Tendo visto os diagramas T-s, é importante agora abordar os diagramas P-h, pois estes permitem obter leituras detalhadas dos ciclos de frio, sendo possível efetuar essas leituras em função das diferentes curvas correspondentes a cada fluido refrigerante. A informação relativa aos fluidos frigorigênicos e ainda os conceitos de estado termodinâmico, transferência de calor, energia interna e mudança de estado, permitem perceber melhor o significado e a utilidade de diagramas como o da figura 4-10. É com base nesses diagrama que é possível obter uma representação detalhada do que ocorrer num ciclo de refrigeração. A figura em questão representa o Diagrama de Mollier. Este é um diagrama de pressão e entalpia, estando na figura a pressão como ordenada e a entalpia como abcissa. Nele está presente uma curva, chamada curva de saturação, que permite distinguir os três estados de um refrigerante, sendo eles o estado líquido, líquido+vapor e vapor. À esquerda da curva de saturação encontra-se a fase líquida, abaixo da curva encontra-se a fase de equilíbrio líquido+vapor, e por fim, à direita da curva encontra-se a fase de vapor. De notar que existe um ponto na curva de saturação a partir do qual não é feita diferença em a fase líquida e vapor, esse ponto é chamado ponto crítico e é obtido a partir da interseção entre a linha de título (a laranja na figura 4-10) e a curva de saturação no seu ponto mais alto.

Para conseguir efetuar as medições e avaliações necessárias, existem várias linhas presentes no diagrama. Uma delas é a linha de pressão constante, que está representada horizontalmente no

diagramada figura 4-10, em roxo. Do mesmo modo, representadas verticalmente, temos a roxo também, uma reta relativa à entalpia. Para além dessas duas linhas existem também as linhas de temperatura constante. Essa linha vai mudando a sua direção à medida que muda de fase. Na fase líquida a linha de temperatura constante é vertical, na fase líquido+vapor, a linha é horizontal, e na fase vapor é curvilínea. Por fim existem as linhas de entropia constante e as de volume constante, que são também curvilíneas. A leitura de um ponto no diagrama e a determinação das suas características são feitas em função do cruzamento de todas as linhas anteriormente citadas.

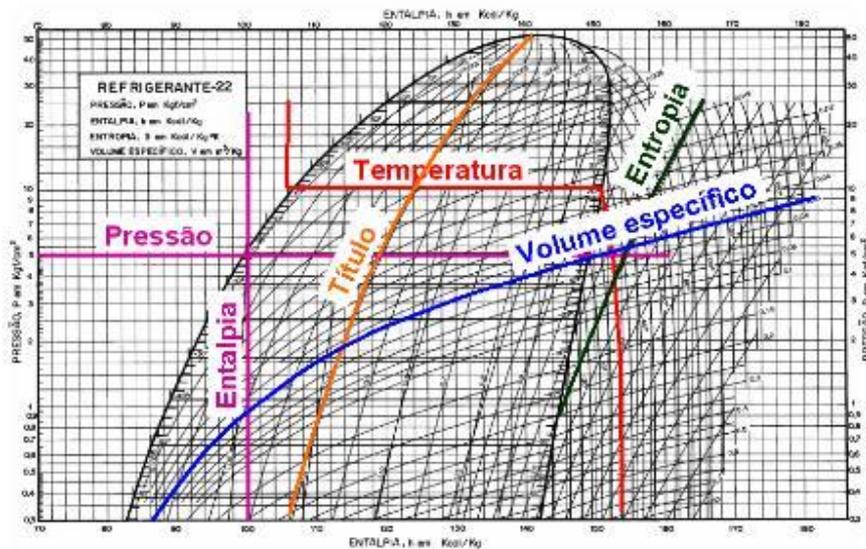


Figura 4-10 – descrição do diagrama de Moillier para o R22 (Ebah, s.d.)

Na figura 4-10 é possível ver as linhas de pressão, entalpia, temperatura, entropia, volume específico e título a cores, sendo que existem linhas paralelas a preto, no caso de ser necessário o uso de outros valores para essas grandezas. De notar que o diagrama da figura 4-10 é válido apenas para o fluido frigorígeno R22, sendo que cada um apresentará uma curva de saturação diferente.

Com base neste diagrama, a partir dos seus pontos e linhas, é então possível analisar o estado em que se encontra uma substância, a transformação que esta sofre durante um processo, e o seu estado final.

4.4 Componentes do ciclo de frio

Para realizar o estudo de uma vitrine frigorífica e a respetiva análise energética é primeiramente necessário saber de que componentes esta pode ser feita. É também importante perceber o funcionamento de cada componente, quais os papeis de cada um no ciclo de refrigeração, e quais os mais adequados para a finalidade pretendida.

Assim, ao longo deste capítulo são abordados os componentes de maior relevância no

circuito de frio e é explicado o funcionamento de cada, referindo sempre o tipo de componentes mais adequados ao presente trabalho.

4.4.1 Compressores

O compressor, figura 4-11, é um dos componentes mais importantes do sistema de refrigeração. A sua função é comprimir o gás refrigerante a baixa pressão proveniente do evaporador. Assim, à saída do compressor existe uma descarga do fluido frigorigénio a pressão e temperatura elevada. Para que um compressor atue adequadamente num sistema de refrigeração é importante ter em conta vários parâmetros, tais como capacidade de refrigeração, eficiência energética, níveis de ruído, gamas de temperatura de evaporação e condensação, e a sua potência.

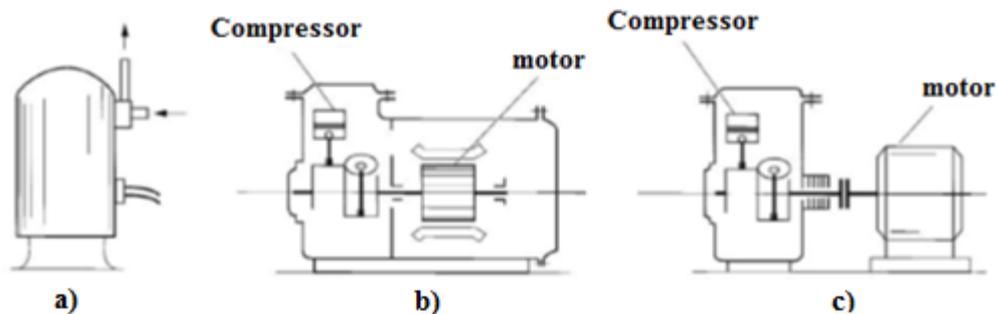


Figura 4-11 - Tipos de compressores

Os compressores existentes podem ser divididos em 4 tipos, os alternativos, os centrífugos, os axiais e os de parafuso. Para além de ser possível usar essa classificação, é também possível dividi-los em herméticos, semi-herméticos e abertos. Os Herméticos envolvem o elemento compressor em contacto com o fluido frigorigénio e o motor no interior do compressor. Os Semi-herméticos envolvem o elemento compressor em contacto com o fluido frigorigénio e o motor no interior do compressor, mas com a possibilidade de o abrir. Por fim os abertos envolvem o motor colocado no exterior do compressor e ligado ao mesmo através de um eixo que atravessa a sua carcaça (Dias, 2012).

Sendo os compressores alternativos herméticos são os mais frequentes na aplicação em vitrines frigoríficas, serão abordados a seguir de modo mais aprofundado.

Os compressores alternativos são conhecidos pela sua versatilidade e fiabilidade. O seu funcionamento inicia-se pela admissão do gás refrigerante no compressor. Este entra para o cilindro através da válvula de admissão, pelo movimento descendente do pistão. Esse movimento do pistão é provocado pela rotação da cambota que está ligada ao pistão através da biela. Uma vez que o gás refrigerante a baixa pressão se encontra dentro do cilindro, inicia-se o movimento ascendente do pistão fechando-se a válvula de admissão e comprimindo-se o gás. A subida do pistão dá início a uma nova fase na qual se dá a compressão do gás. Numa fase final, quando a compressão está prestes

a terminar, dá-se a abertura da válvula de saída, bombeando assim o gás refrigerante a alta pressão e temperatura para o tubo de descarga.

A cilindrada ou deslocamento do compressor é o volume útil usado para compressão do fluido frigorígeno por cada volta que a cambota dá. Este ciclo dá-se muitas das vezes em velocidades muito elevadas, por exemplo, para motores com cerca de 60 Hz obtém-se 3600 rotações por minuto e para motores com cerca de 50 Hz obtém-se cerca de 3000 rotações por minuto.

Ao falar do funcionamento dos compressores é frequente falar também no rendimento ou performance que este apresenta. A obtenção desse valor passa pela percentagem de volume de gás refrigerante não aproveitado. Esse volume é a diferença entre o topo do cilindro e do pistão, no instante em que este se encontra no momento máximo de compressão. O volume em questão está diretamente relacionado com o desempenho do compressor. De modo a perceber melhor essa relação, pode calcular-se a percentagem de “volume desperdiçado”, segundo a seguinte fórmula (Mesquita, 2009)).

$$M = \left(\frac{V_{desp}}{V_{total} - V_{desp}} \right) 100 \quad (9)$$

M - Percentagem de volume desperdiçado

Do mesmo modo pode-se definir a eficiência volumétrica teórica (η_v) da seguinte forma (Mesquita, 2009),

$$\eta_v = 100 - M \left(\frac{v_s}{v_d} - 1 \right) \quad (10)$$

η_v - Eficiência volumétrica

v_d - Volume deslocado [m^3].

v_s - Volume mínimo [m^3].

É também possível chegar a uma expressão da eficiência volumétrica real, tendo em conta efeitos de variação de temperatura e pressão e ainda possíveis fugas do fluido frigorígeno (Mesquita, 2009)).

$$\eta_{vr} = \frac{q}{V_D} \quad (11)$$

η_{vr} - Eficiência volumétrica real

q - Caudal volumétrico [m^3/s].

Q_D - Caudal de deslocamento [m^3/s].

Relacionando agora o caudal volumétrico anteriormente usado com o volume específico de um gás refrigerante, é possível obter o caudal mássico (Mesquita, 2009),

$$\dot{m} = \frac{q}{v_s} \quad (12)$$

É também possível relacionar caudal mássico com eficiência volumétrica, obtendo as seguintes expressões (Mesquita, 2009).

$$\dot{m} = V_D \left(\frac{\eta_{vr}}{v_s} \right) \quad (13)$$

sendo V_D a Velocidade de deslocamento e η_{vr} a eficiência volumétrica real. A dedução desta última equação referente ao caudal, pode por fim servir para o cálculo de calor e potência como se pode ver pela relação (Mesquita, 2009).

$$Q_c = \dot{m}(h_i - h_f) \quad (14)$$

$$P = \dot{m}\Delta h_{is} \quad (15)$$

Δh_{is} - trabalho isentrópico de compressão

Tendo então o valor do caudal mássico, a equação 14 permite assim determinar a capacidade de refrigeração do ciclo (Q_c), em função do efeito de refrigeração que é produzido no evaporador com a variação da entalpia ($h_i - h_f$). Do mesmo modo, através do caudal mássico e da equação 15, é possível saber qual a potência (P) necessária ao compressor para satisfazer o efeito de refrigeração necessária no evaporador.

A capacidade de refrigeração e a potência que o compressor deve ter permite-nos saber uma das características mais importantes de um ciclo de frio, o COP. Tal como já foi referido, o COP é um coeficiente que nos permite saber a eficiência de um ciclo e pode ser obtido a partir dos valores das equações anteriores, usando a equação 8 deste capítulo.

Ainda no que diz respeito aos compressores, é importante referir que podem necessitar de

uma resposta maior ou menor em função da carga de refrigeração. Assim existem vários modelos de compressores que regulam o seu funcionamento de modo diferente. As duas formas de regulação de carga mais comuns são as que utilizam a paragem e arranque cíclico, e as que regulam a velocidade do motor.

4.4.2 Evaporadores

O evaporador é um componente vital no funcionamento de qualquer máquina de frio. Os evaporadores são permutadores de calor que servem para retirar calor de um determinado meio ambiente. Esta ocorrência consegue-se através de várias formas, existindo assim diferentes tipos de evaporadores. Os principais evaporadores são os inundados, inundados por gravidade, secos destinados a circulação forçada, ou natural. Uma vez que o presente trabalho trata de vitrines, segue-se apenas uma descrição dos evaporadores secos que são os mais usados para essa aplicação.

O funcionamento dos evaporadores secos inicia-se com a entrada do fluido frigorigénio através de uma válvula de expansão termostática que regula a injeção deste fluido no mesmo, sendo a injeção controlada pelo seu sobreaquecimento. Uma vez que este expande e se encontra a temperaturas inferiores às da câmara a refrigerar, dá-se uma absorção de calor por parte do mesmo. Devido ao calor absorvido, o fluido frigorigénio vai sofrendo uma mudança de fase, passando do estado de vapor + líquido para o estado de vapor saturado. Finalmente, o fluido com temperaturas já acrescidas sai do evaporador em direção ao compressor, dando início a um novo ciclo. Para conseguir realizar este ciclo, o evaporador é composto por tubos alhetados. Estes tubos são composto por cobre e estão ligados perpendicularmente a placas de alumínio, conseguindo assim uma maior transferência de calor graças aos respetivos coeficientes de condução e convecção desses materiais.

Apesar da utilização deste tipo de equipamento ser relativamente simples, apresentar uma boa circulação de ar e uma grande superfície de troca de calor, este tem também algumas desvantagens. A principal desvantagem tem a ver com a grande superfície necessária para promover o sobreaquecimento e ainda com a dificuldade de se manter a superfície dos tubos molhada pelo fluido. Este fator faz com que se possa acumular gelo na parte exterior do evaporador devido à água acumulada à sua volta, dificultando deste modo a troca de calor com o fluido.

Por fim é importante saber a capacidade que o evaporador tem para remover calor, ou seja, é necessário calcular o fluxo de calor e a capacidade frigorífica (Dias, 2012).

$$\dot{Q}_L = UA\Delta T_{ln} \quad (16)$$

\dot{Q}_L = Carga térmica remover da fonte fria [W]

U = Coeficiente global de transferência de calor [$W/m^2 \cdot K$]

A = Área da superfície do evaporador [m^2]

ΔT_{ln} = Diferença média logarítmica de temperatura [$^{\circ}C$]

É possível chegar ao valor da diferença média logarítmica a partir da equação 17 (Wikipédia, (s.d.)).

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_f}{\ln\left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_f}\right)} \quad (17)$$

ΔT_i - Diferença de temperaturas entre os fluidos interiores e exteriores à entrada do evaporador.

ΔT_f - Diferença de temperaturas entre os fluidos interiores e exteriores à saída do evaporador.

4.4.3 Condensadores

A condensação é também um dos aspetos mais importante de um ciclo de frio, pois é graças a ele que é removido quase todo o calor do ciclo de frio. Esta remoção de calor consegue-se através de várias formas, existindo assim diferentes tipos de condensadores, sendo eles condensadores arrefecidos a água, a ar e os evaporativos. Os condensadores de maior relevância para este trabalho são os condensadores de ar. Este têm um princípio de funcionamento muito simples. É composto basicamente por tubos, com geometria bem definida de modo a conseguir a maior área de transferência possível. Os materiais que os compõem geralmente são o aço, o cobre e o latão. Numa primeira fase o fluido frigorígeno é bombeado a altas pressões e temperaturas para a entrada do condensador sobe forma de vapor. Assim que o fluido entra no condensador sofre um ligeiro arrefecimento devido ao sobreaquecimento com que sai do compressor. Numa fase seguinte, inicia-se uma transferência de calor latente na qual o fluido frigorígeno passa a estar na fase líquido+vapor, rejeitando calor para o meio ambiente. Finalmente, dá-se um a subarrefecimento de líquido antes da saída do condensador. De referir que em vitrines frigoríficas, a transferência de calor para ao meio ambiente é geralmente feita utilizando um ventilador, favorecendo um arrefecimento mais

rápido e eficaz (Dias, 2012).

Tal como para o evaporador, a potência ou capacidade do condensador para remover calor está diretamente ligada com coeficiente global de transferência de calor, com a área de transferência de calor e ainda com as diferenças de temperaturas iniciais e finais. Assim sendo a equação usada para tal será a equação 16 deste capítulo.

4.4.4 Acessórios de um circuito de refrigeração

Os dispositivos de expansão são componentes que, embora não tenham um papel tão notável, têm funções tão importantes como o evaporador, o compressor e o condensador. Ao falar de dispositivos de expansão pode-se citar os indicadores ou visores de líquido e óleo, os filtros, as válvulas elétricas ou selenoides, depósitos, reguladores de nível de óleo, válvulas de segurança, tubagens e as válvulas de expansão. A válvula de expansão tem um papel importante porque controla a quantidade de fluido frigorígeno, conseguindo assim chegar à temperatura desejada (Dias, 2012).

Para além dessa função cumprida pela válvula de expansão existem ainda outras funções também importantes cumpridas pelos equipamentos acima referidos. Essas funções englobam o controlo de paragens e arranques do compressor em função da carga de refrigeração necessária, o controlo de pressões, a regulação de humidade no interior da câmara, a limpeza das serpentinas para uma boa transferência de calor e o controlo da viscosidade do óleo para uma lubrificação adequada (Dias, 2012).

5 Caso de estudo

Para o desenvolvimento deste trabalho foi necessário primeiro saber que equipamento iria ser estudado de modo mais aprofundado. Nesse sentido, e tendo observado em várias empresas a falta de qualidade e o desejo de aumentar a qualidade das vitrines frigorificas produzidas, foi selecionada uma vitrine *standard*, uma vez que os modelos no mercado são adaptados maioritariamente a partir da mesma. A vitrine *standard*, esquematizada na figura 5-1, selecionada apresenta assim 1500 mm de comprimento, 800 mm de largura e uma altura variável de aproximadamente 1250mm, dependendo dos vidros, que podem ser retos ou curvos.

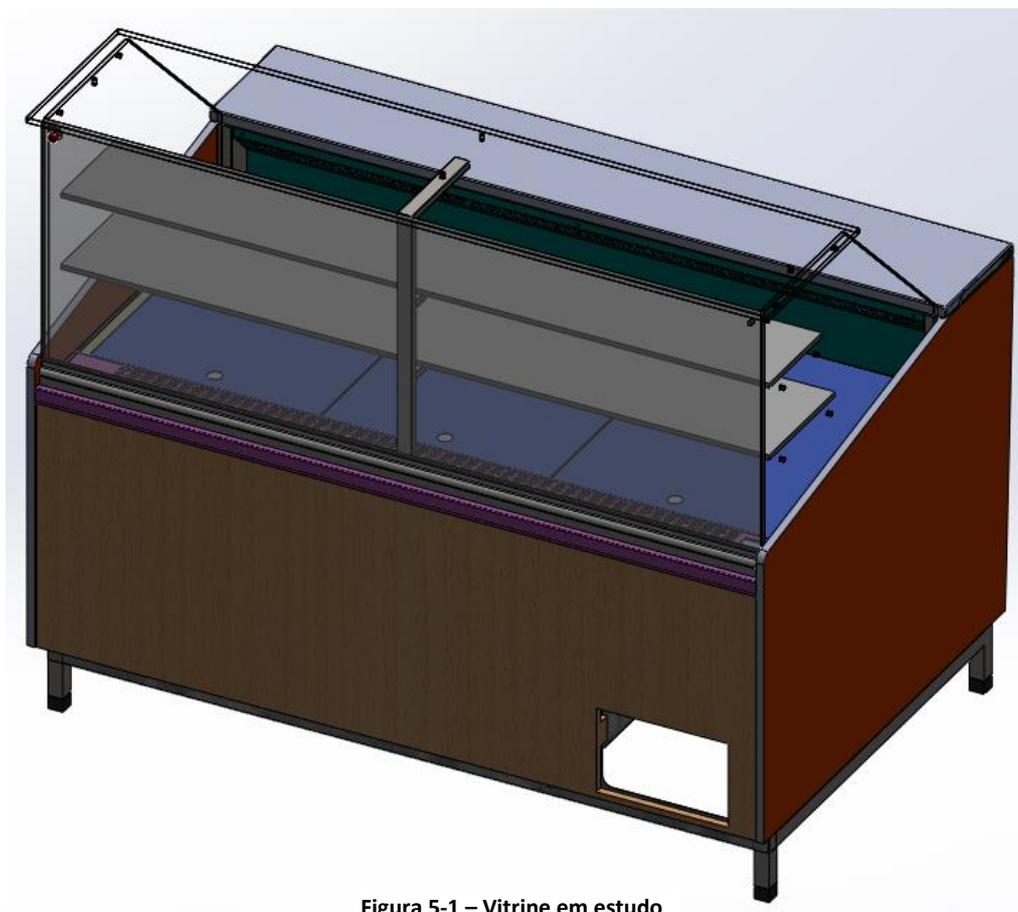


Figura 5-1 – Vitrine em estudo

5.1 Escolha do equipamento a analisar e caracterização térmica

A vitrine em análise destina-se à conservação e exposição de produtos alimentares, pelo que terá de estar preparada com um sistema de refrigeração que possa satisfazer níveis de temperatura entre os 2 e os 8 °C. É importante referir ainda que esses níveis de temperatura na parte superior da vitrine, são obtidos com a ajuda de um sistema de ventilação. Para poder melhorar e desenvolver a

vitrine *standard*, foi primeiramente necessário fazer uma caracterização térmica da mesma. Deste modo foram tiradas medidas a uma vitrine e procurou-se saber de que materiais e partes esta era composta. É assim apresentada na figura 5-2 uma imagem da vitrine escolhida com vista para o interior, de modo a conseguir ver corretamente os seus principais componentes.

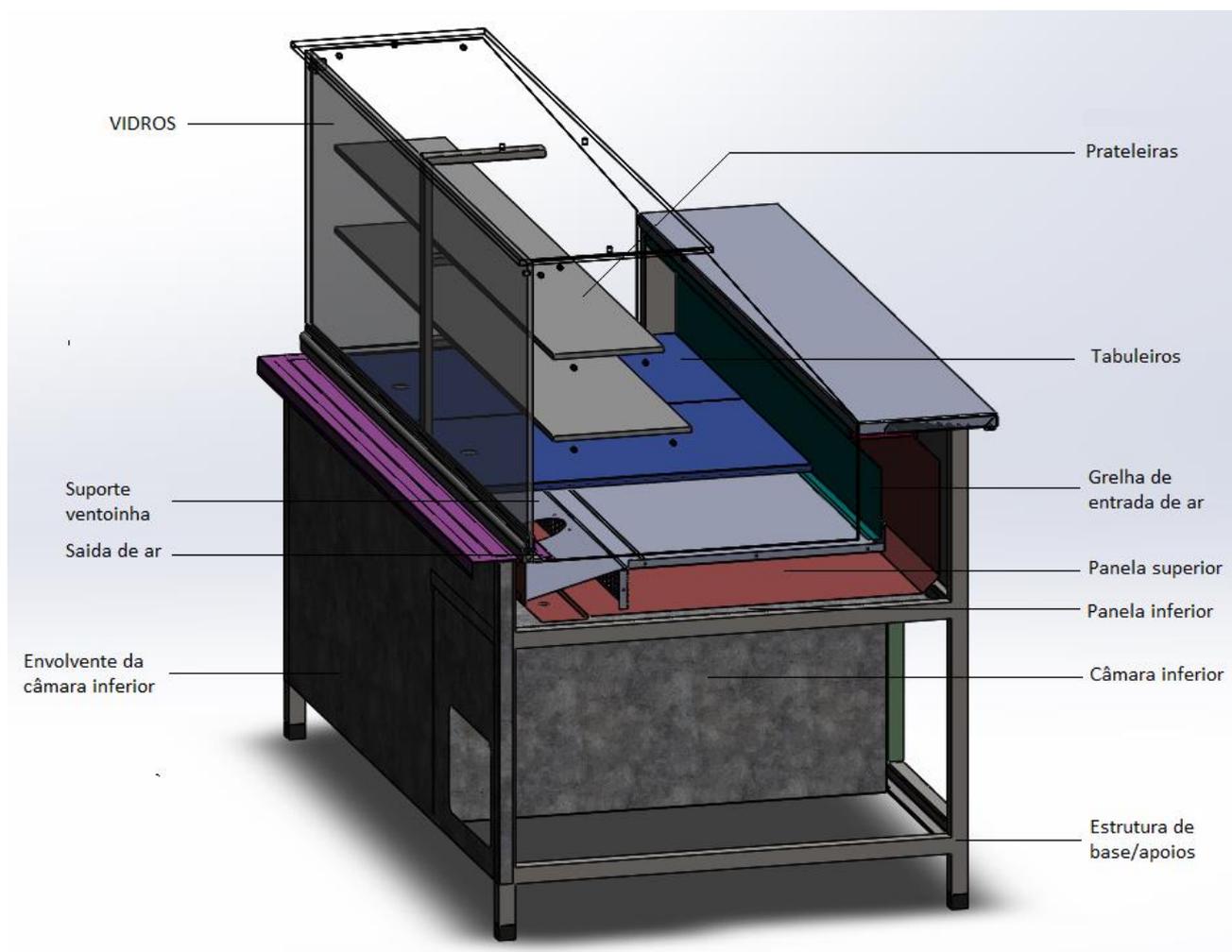


Figura 5-2 - Diferentes componentes da vitrine em estudo

Depois de um conjunto de processos, é possível obter a base na qual a vitrine *standard* é constituída.

Na figura 5-3, é possível ver a estrutura principal da vitrine *standard* numa fase em que estão expostos os materiais que irão servir para a isolar, e em que a separação entre a parte superior e inferior da vitrine ainda não se encontra efetuada. Pode-se assim dizer que a observação da vitrine nesta fase de construção é de grande importância para conseguir efetuar medições, realizar desenhos 3D, e ainda listar os materiais presentes na mesma.



Figura 5-3 - Estrutura da vitrine em estudo

Observando a vitrine da figura 5-3, foi possível notar a presença de uma estrutura metálica que tem como função suportá-la, apresentando por isso uma maior rigidez em relação aos restantes elementos da vitrine. Verificou-se também que a vitrine é constituída maioritariamente por várias chapas de aço inox que recobrem em toda a volta a esferovite, ou poliestireno, pelo que se pode observar na figura 5-3 em branco. O poliestireno presente na vitrine em toda a volta tem como função minimizar os ganhos térmicos pelo exterior, mantendo assim uma temperatura relativamente baixa no seu interior. Apesar do poliestireno estar apenas visível na parte superior da figura 5-3, está também presente na parte da camara inferior. As paredes constituintes da camara em questão apresentam cerca de 45 mm de espessura nos painéis verticais e horizontais. É ainda importante referir que entre a parte superior e a camara inferior, são colocadas duas divisões através de uma chapa de aço inox chamadas respetivamente de panela inferior e panela superior. A panela inferior cobre apenas a área acima da câmara frigorífica inferior, enquanto que a panela superior cobre também a área preenchida pelo poliestireno. Enquanto que os componentes que separam as duas câmaras não terão de apresentar quaisquer propriedades isolantes por estarem à mesma temperatura, os painéis horizontais em branco na figura 5-3 serão essenciais para o bom isolamento da câmara superior.

Para além dos componentes anteriormente citados para separação da camara inferior e superior, existem ainda a “forra da serpentina” e o “tabuleiro”. A “forra da serpentina” é uma chapa na qual estão fixados ventiladores, tendo como função garantir a passagem do ar relativamente

quente, proveniente da parte superior da vitrine, pela serpentina provocando o seu arrefecimento. Por sua vez o tabuleiro, constituído por uma chapa galvanizada, é a ultima chapa que separa o sistema de refrigeração dos produtos alimentares expostos. Existem também vidros que têm como função minimizar os ganhos térmicos na parte superior da vitrine, manter os produtos alimentares à temperatura desejada possibilitando, no entanto, a visualização dos produtos em questão. Por fim, em toda a volta dos painéis de poliuretano laterais, são colocadas placas de madeira, com objetivos meramente decorativos.

5.1.1 Caracterização do meio envolvente

Para que seja possível caracterizar o equipamento é necessário estabelecer algumas considerações quanto às condições climáticas. Ao analisar a vitrine e as suas condições de funcionamento, é importante fazê-lo para situações extremas, pois é nesses casos que poderá haver mais falhas por parte do equipamento. Assim, de modo a que os produtos alimentares possam estar sempre bem conservados, serão tidas em conta as condições climáticas extremas para a zona de Portugal presentes nas figuras 5-4 e 5-5. Assim sendo, e tendo em conta que os equipamentos produzidos em muitas empresas da região são vendidos principalmente para Portugal, serão utilizados valores de temperatura e humidade do ar para o mês do ano mais quente, que corresponderão ao mês em que haverá maiores ganhos térmicos. Observando as tabelas seguintes é possível concluir que o mês com maiores temperaturas extremas para o ano de 2011 foi o mês de Julho com uma temperatura de aproximadamente 42°C, (Agencia Portuguesa do Ambiente, (2012)).

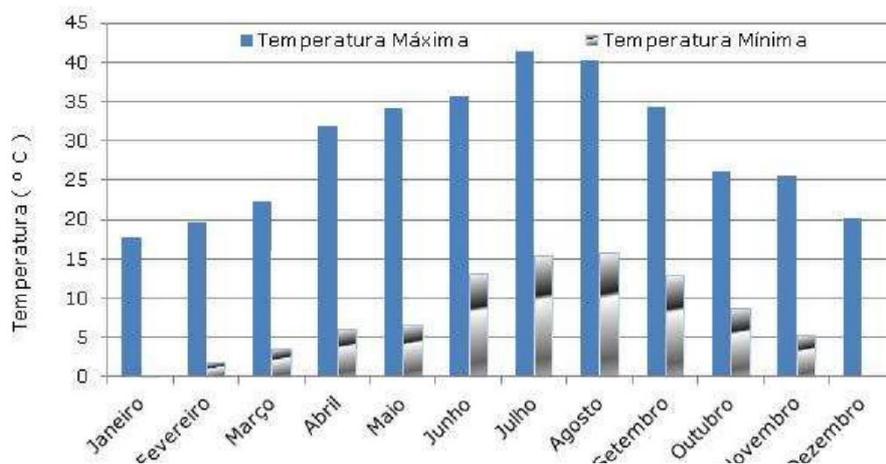


Figura 5-4 - Temperaturas máxima mensais em Portugal continental (Agencia Portuguesa do Ambiente, 2012)

Por sua vez na seguinte tabela, considerando o mês de julho como o mais quente, serão usados valores de humidade relativa do mesmo, sendo esta média de aproximadamente 60%.

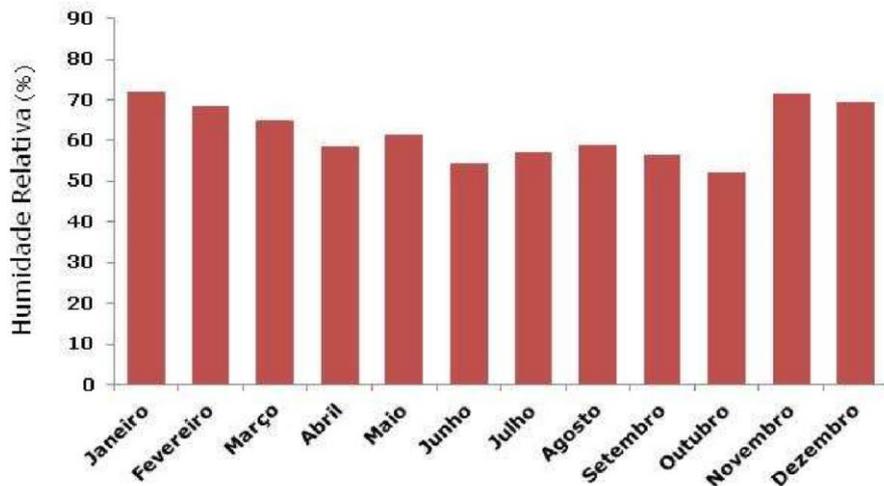


Figura 5-5 - valores médios mensais da humidade relativa em Portugal continental (Agência Portuguesa do Ambiente, 2012)

Embora as condições ambientes sejam as das figuras acima representadas, as temperaturas utilizadas ao longo do trabalho serão temperaturas inferiores, uma vez que os equipamentos em estudo estarão instalados dentro de edifícios, à sombra. Por isso, ao longo deste trabalho, para a necessidade de utilização de temperatura ambiente máxima, irá utilizar-se 32°C.

Propriedades Psicrométricas

A partir do *software* Coolpack foram obtidos os resultados em evidência nas figuras 5-6 e 5-7. Esta secção do programa permite obter as propriedades do ar, tendo como base a introdução de temperatura, pressão e humidade relativa do mesmo.

Tendo como base o diagrama de Mollier, foram obtidos resultados no programa, sendo esses resultados a totalidade das propriedades do ar nas condições ambientes descritas nas figuras 5-4 e 5-5, considerando uma temperatura ambiente de 32°C, uma pressão absoluta de 101,3 kPa e uma humidade relativa de 60%. Os resultados obtidos encontram-se na figura 5-6, na coluna da direita.

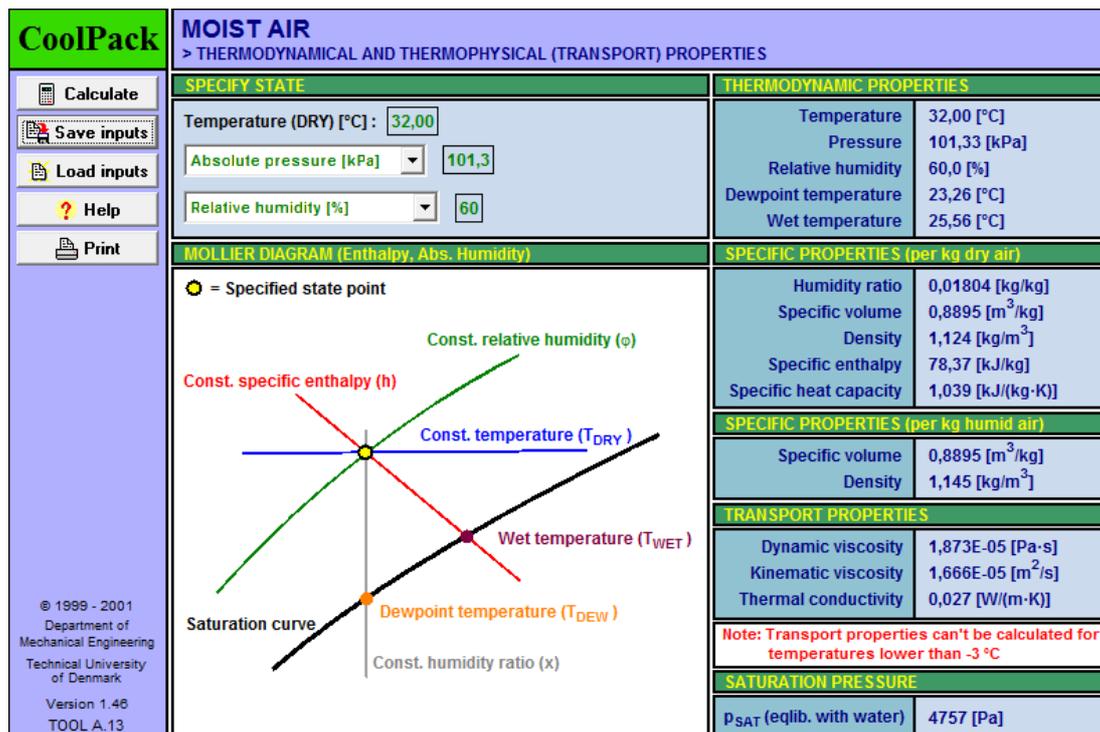


Figura 5-6 - propriedade do ar ambiente considerado no caso em estudo

Para além da utilização do programa para obtenção das propriedades do ar ambiente, é possível também utilizá-lo para obtenção de informação relativa ao ar presente dentro da vitrine, como se pode observar na figura 5-7.

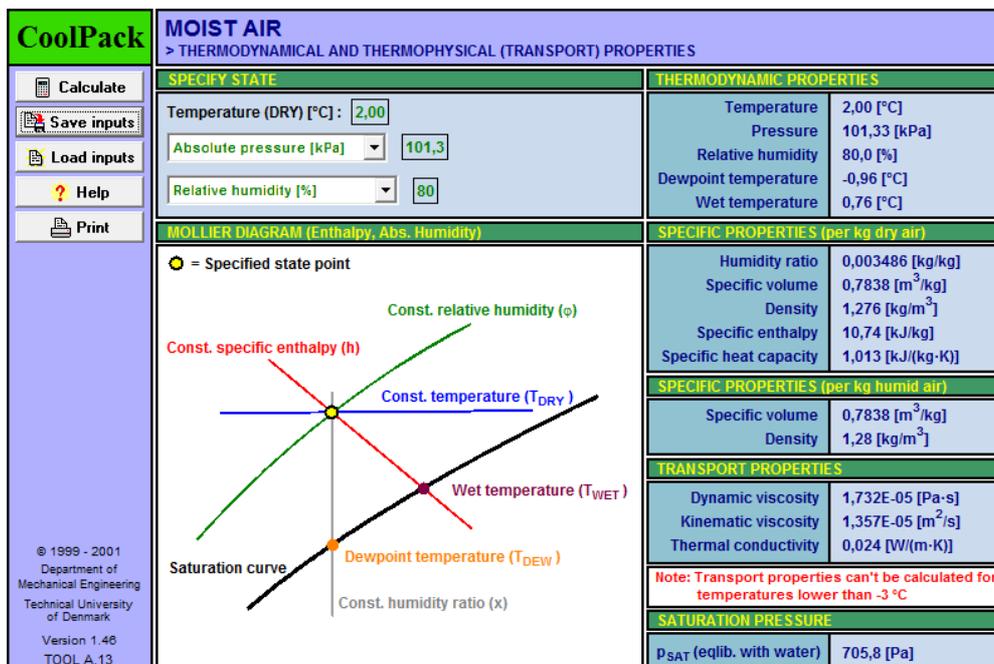


Figura 5-7 - Propriedades termodinâmicas no interior da câmara da vitrine em estudo

Tendo em conta uma temperatura mínima na câmara superior de 2°C, uma pressão de 101,3

kPa e uma humidade relativa de 80%, obtêm-se os resultados desejados do lado direito na figura 5-7. O cálculo das características psicrométricas anteriores destina-se à necessidade de inserção desses mesmos dados aquando da realização da análise de ganhos térmicos, para usar de seguida como base para possíveis melhorias.

5.1.2 Levantamento e análise de todos os componentes da linha de frio

Depois de conhecer melhor a estrutura principal da vitrine *standard*, isto é, os seus componentes e os seus materiais constituintes, é também necessário conhecer melhor a linha de frio nela inserida. Tendo por base a procura de equipamentos existentes em várias empresas e a vitrine *standard* escolhida, confirma-se a existência de sensores de temperatura, termostatos eletrónicos, serpentinas, ventiladores, tubo capilar, visores e filtros, de acordo com a figura 5-8.

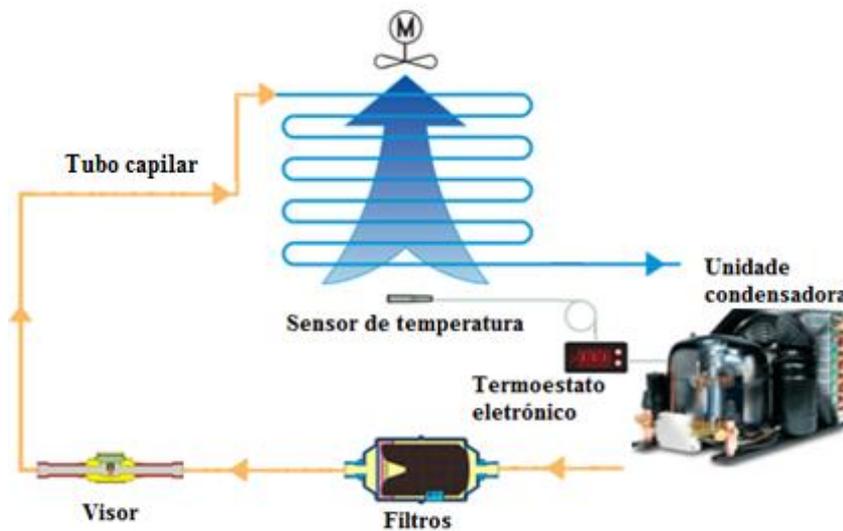


Figura 5-8 - Linha de frio da vitrine em estudo

No circuito de frio, no seguimento dos componentes anteriormente citados, está também presente a unidade compressora. Esta é composta pelo condensador acoplado a uma caixa elétrica que regula o seu funcionamento, e ainda pelo condensador, que por sua vez está acoplado a um ventiladores, responsável pelo aumento da transferência de calor para o meio ambiente.

Como já referido anteriormente, a função do compressor é aumentar a pressão do fluido frigorígeno, enquanto o do condensador é liberta o calor para o exterior do sistema. A função das válvulas é a regulação do caudal e pressão no circuito, e por fim a função do evaporador é retirar calor da câmara que se pretende arrefecer.

Tendo por base exemplos de seleção de componentes feitas em diversas empresas, conclui-se que para a vitrine em estudo o modelo de compressor mais frequente é o FR6DLX referido na

tabela 5-1.

Tabela 5-1 Catálogo de unidades compressoras Danfoss – compressores alternativos (Danfoss, 2008)

Compressor	Amb. temp. [°C]	Capacidade de refrigeração [W] Em função da temperatura de evaporação					Potência de consumo [W]	Temperatura de funcionamento
		-15°C	-10°C	-5°C	0°C	+5°C		
TL4DLX	32°C	265	314	377	450	528	284	38°C: -20°C till 0°C
FR6DLX	32°C	428	511	603	705	812	502	38°C: -20°C till 0°C
NF7MLX	32°C	577	688	810	941	1080	624	38°C: -23.3°C till -6.7°C
SC10MLX	32°C	736	884	1046	1220	1403	728	38°C: -23.3°C till -15°C
SC12MLX	32°C	863	1027	1205	1392	1586	890	38°C: -23.3°C till -20°C
SC15MLX	32°C	1081	1290	1519	1765	2026	1145	38°C: -23.3°C till -10°C
SC18MLX	32°C	1287	1538	1816	2116	2437	1235	38°C: -23.3°C till -6.70°C
GS21MLX	32°C	1410	1665	1925	2195	2460	1250	38°C: -20°C till -15°C
GS26MLX	32°C	1575	1870	2175	2470	2765	1500	38°C: -20°C till -10°C
GS34MLX	32°C	2350	2800	3250	3725	4200	2220	38°C: -20°C till -150°C

A seleção desse mesmo compressor foi feita com base na temperatura de evaporação desejada de -10°C e na temperatura ambiente máxima para o local em questão. Deste modo, de acordo com a seleção efetuada e consultando a tabela do fornecedor, obtém-se a potência de consumo do compressor e as gamas de temperaturas a que este se aplica. Por outro lado, graças a essa seleção, é também possível obter do catálogo as informações presentes da tabela 5-2, relativas às restantes características da unidade compressor, sendo principalmente dimensionais (Danfoss, 2008).

Tabela 5-2 características da unidade condensadora Danfoss em estudo (Danfoss, 2008)

Unidade	Serpentina do condensador			Ventilador		Dimensões [mm]						Peso [kg]
	Tipo	Fluxo de ar [m3/h]	Volume int [dm3]			Diâmetro [mm]	Fig.	Altura [mm]	Espessura [mm]	Comprimento [mm]	Linha de sucção	
OP-MCHC004	BG2	231	0.25	1X200	0.8	1	226	304	446	3/8"	1/4"	13.8
OP-MCHC006	BG3	518	0.31	1X230	1.1	2	256	321	458	3/8"	1/4"	17.9
OP-MCHC007	BG4	631	0.40	1X254	1.1	3	296	331	478	3/8"	1/4"	18.3
OP-MCHC010	BG5	583	0.53	1X254	1.1	4	296	331	478	3/8"	1/4"	22.0
OP-MCHC012	BG5	583	0.53	1X254	1.1	4	296	331	478	3/8"	1/4"	22.0
OP-MCHC015	BG6	1132	1.1	1X300	1.1	4	350	442	610	1/2"	1/4"	40.6
OP-MCHC018	BG7	827	1.8	1X300	1.1	4	350	442	610	1/2"	1/4"	43.6
OP-MCHC021	BG7	990	0.84	1X300	1.6	5	340	430	480	5/8"	3/8"	36.0
OP-MCHC026	BG7	990	0.84	1X300	1.6	5	340	430	480	5/8"	3/8"	39.0
OP-MCHC034	BG8	2300	1.36	1X350	2.4	5	450	500	600	5/8"	3/8"	44.0

Tendo informações relativas à unidade condensadora utilizada, foi importante obter as características correspondentes à serpentina utilizada atualmente para este tipo de equipamentos. As principais características foram fornecidas por empresas de equipamentos hoteleiros que disponibilizaram os desenhos no anexo I. É importante referir que a seleção de ambas as serpentinas é feita com base no compressor usado. Assim, uma vez que se utiliza um compressor de 511 W, conclui-se que as serpentinas usadas são os modelos VI 15 para a câmara inferior e VE 15 para a câmara superior.

5.1.3 Análise do ciclo de frio

Tendo as características relativas ao circuito de frio presente na vitrine em estudo, foi possível fazer uma análise do ciclo de frio, procurando depois formas de otimizá-lo ou ainda diminuir os custos de produção ou de consumo. Para a análise do ciclo de compressão, foi usado o *software* Coolpack. Para isso foram inseridas no programa as especificações do ciclo correspondentes ao caso em estudo, ver figura 5-9.

No quadro da figura 5-9, é possível ver a verde as variáveis de entrada e a azul os resultados correspondentes às informações calculadas pelo Coolpack. A partir da pesquisa de campo efetuada, foi possível obter informações relativas ao fluido frigorigénio, à temperatura à saída do condensador, à temperatura de evaporação e à temperatura de saída na linha de sucção. Para além dessas informações, foi também necessário atribuir um superaquecimento à saída do evaporador e ainda desprezar as perdas de pressão no ciclo.

Desta forma, como observamos na figura 5-9, os valores de entrada inseridos são:

- Fluido frigorigénio: R404A
- temperatura de evaporação: -10 °C
- sobreaquecimento: 5 °C
- temperatura do ar da câmara à entrada do evaporador: 3 °C
- temperatura de condensação: 45°C
- sobrearrefecimento: 7 °C
- temperatura ambiente: 32 °C
- capacidade de refrigeração: 511 W
- potência de consumo: 502 W

- temperatura do fluido frigorigénio à saída do compressor: 60 °C
- temperatura do fluido frigorigénio à entrada do compressor: -5 °C

PROCESS SPECIFICATION FOR PRESENT SITUATION	
EVAPORATOR Evaporation temperature (T_E) [°C]: <input type="text" value="-10,0"/> ΔT_{SH} [K]: <input type="text" value="5"/> Temperature of air or water entering evaporator [°C]: <input type="text" value="3"/> T_E : -10 [°C] p_E : 434,1 [kPa] UA-value: 0,039 [kW/K] NOTE: Evaporating pressure = suction pressure	CONDENSER Condensing temperature (T_C) [°C]: <input type="text" value="45"/> ΔT_{SC} [K]: <input type="text" value="7"/> Temperature of air or water entering condenser [°C]: <input type="text" value="32,0"/> T_C : 45 [°C] p_C : 2047 [kPa] UA-value: 0,053 [kW/K] NOTE: Condensing pressure = discharge pressure
SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (SGHX) No SGHX: <input type="text" value="0,0"/> T_4 : 37,7 [°C] η_T : 0,00 [-]	REFRIGERANT <input type="text" value="R404A"/>
CYCLE CAPACITY Cooling capacity (\dot{Q}_E) [kW]: <input type="text" value="0,511"/> \dot{Q}_E : 0,51 [kW] \dot{V}_S : 0,80 [m ³ /h] \dot{m} : 0,005 [kg/s] η_{VOL} : 0,124 [-]	
COMPRESSOR PERFORMANCE Power consumption (\dot{W}) [kW]: <input type="text" value="0,502"/> η_{IS} : 0,299 [-] \dot{W} : 0,50 [kW] Displacement rate (\dot{V}_D) [m ³ /h]: <input type="text" value="6,4"/>	
COMPRESSOR HEAT LOSS Discharge temperature (T_2) [°C]: <input type="text" value="60"/> f_Q : 64,8 [%] T_2 : 60,0 [°C] \dot{Q}_{LOSS} : 0,33 [kW]	
COMPRESSOR INLET TEMPERATURE T_1 [°C]: <input type="text" value="-5,0"/> $\Delta T_{SH,SL}$: -0,0 [K]	
<input type="button" value="Calculate"/> <input type="button" value="Print"/> <input type="button" value="Help"/> <input type="button" value="Home"/> <input type="button" value="State Points"/> <input type="button" value="Changes"/> COP: 1,018 COP*: 1,018	

Figura 5-9 - Variáveis de entrada da linha de frio de origem

Tendo por base as variáveis de entrada acima presentes, e depois de corrido o programa, foi possível chegar a um valor do COP de 1,018.

Na figura 5-10, que representa o diagrama Pressão - entalpia, é possível ver o estado em que se encontra o fluido frigorigénio, as transformações que este sofre durante o ciclo, e algumas variáveis importantes do mesmo, como por exemplo a temperatura, a pressão do fluido frigorigénio na compressão do ponto 1 para o 2.

Para além de mostrar de forma clara o que ocorre no ciclo de frio, a figura 5-10 também permite obter o valor do COP e do rendimento de Carnot para o fluido frigorigénio R404A.

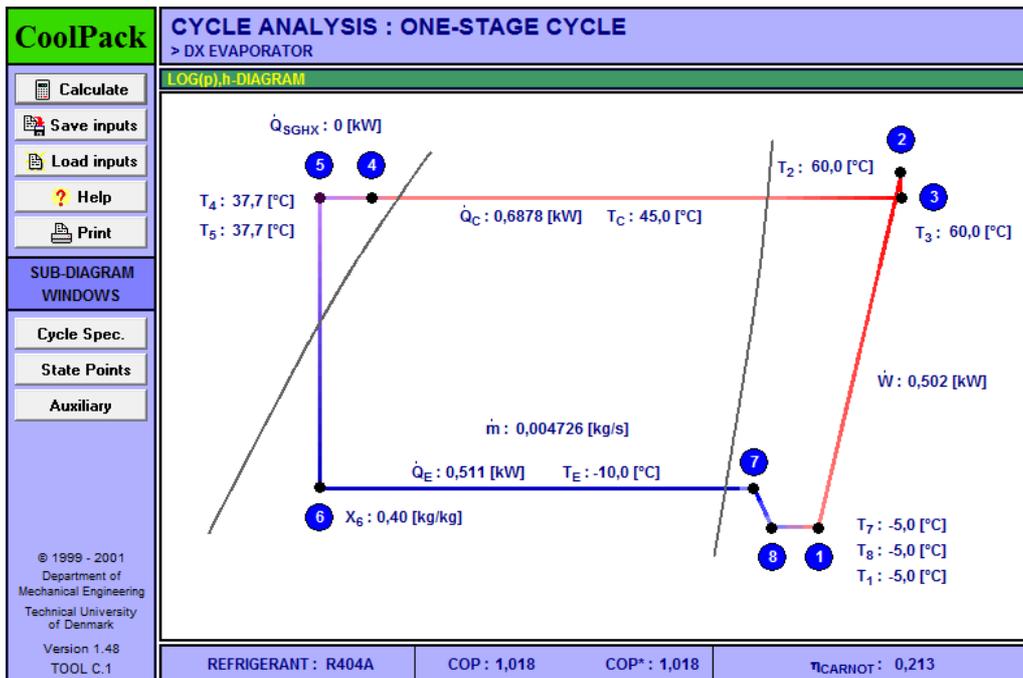


Figura 5-10 – diagrama pressão – entalpia do ciclo de frio de origem

Pode-se também ver no anexo II na figura II-2 uma tabela resultante de uma análise no mesmo programa, que descreve as propriedades termodinâmicas do fluido frigorígeno para cada ponto. É importante referir que a representação do ciclo neste programa é sempre feita da mesma forma, mesmo que existam ligeiras alterações nas variáveis. O objetivo dessa representação está relacionado com o facto de poderem ser feitas adaptações e análises a variados tipos de equipamentos, nos quais existem dispositivos de aproveitamento de calor adicional e onde são consideradas perdas de pressão.

Assim, para este caso, mesmo não tendo considerado perdas de pressão do ponto 7 para o ponto 8, o programa representa um decréscimo da mesma devido a possíveis diminuições de pressão e/ou temperatura entre o evaporador e o compressor. É, no entanto, possível conferir na figura II-2 no anexo II, relativa à pressão e temperatura nos dois pontos para o caso em estudo. Do mesmo modo, como não existe nenhum dispositivo de aproveitamento de calor nem perdas de pressão, não existirão diferenças nas propriedades termodinâmicas entre os pontos 4-5 e 8-1.

De modo a perceber melhor o significado dos diferentes pontos presentes na figura 5-11, nota-se abaixo uma representação, incluindo todos os componentes responsáveis pelas mudanças de estados da figura acima.

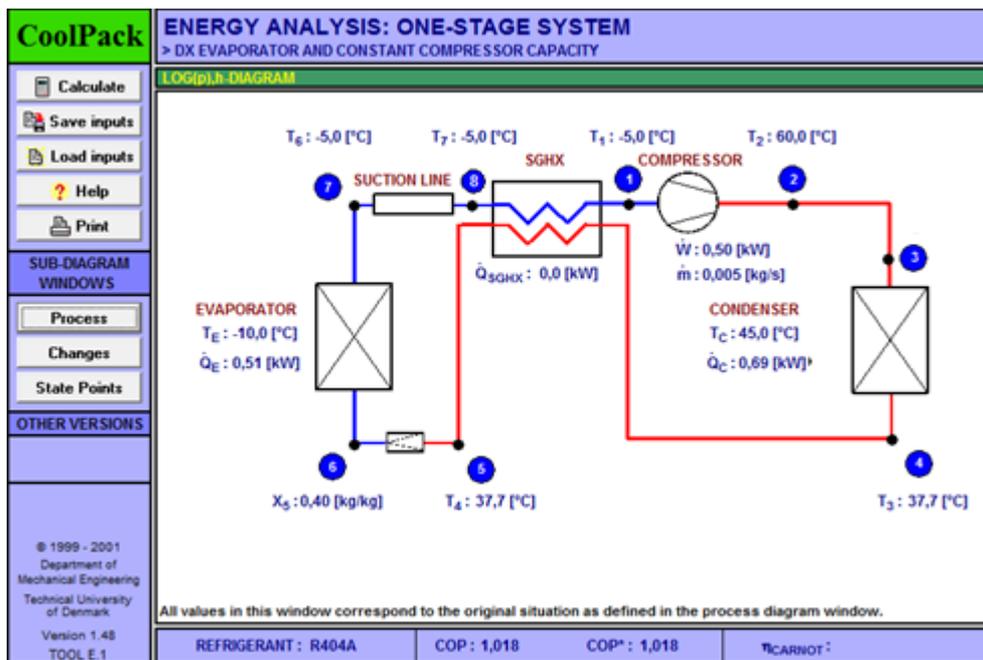


Figura 5-11 - descrição dos processos do ciclo de frio

Como conclusão da análise do ciclo de frio, com base nos dados dos componentes iniciais, foi possível ver que o ciclo apresenta um COP de 1,018, ou seja a remoção do calor conseguido com base no trabalho fornecido pelo compressor é relativamente baixa. Para equipamentos desta dimensão os valores do COP andam tipicamente entre 1 e 2, podendo-se assim dizer que o COP poderá aumentar com um possível reajuste dos componentes do ciclo de frio (compressor). Pelos resultados obtidos pode se dizer também que o rendimento isentrópico, que representa as perdas de carga do fluido e as perdas de calor no cilindro, também é demasiado baixo. Pode-se assim dizer que o ciclo de frio deverá apresentar uma capacidade de refrigeração o maior possível em relação à potência do compressor para aumentar o rendimento e o COP do ciclo. Para além das observações anteriores, o esquema da figura anterior permite também obter a temperatura do fluido em cada ponto (depois e antes de cada componente). Permite ainda a obtenção da quantidade de calor rejeitado para o meio ambiente através do condensador e também o caudal mássico de fluido frigorígeno apontado na figura 5-11 à saída ao nível do compressor.

5.2 Determinação dos ganhos térmicos

Quando é feito o dimensionamento de um circuito de frio é primeiramente necessário saber qual a resposta que este deverá fornecer de modo a que o sistema funcione devidamente. Assim, no presente caso, torna-se necessário saber a quantidade de energia que o circuito deverá ser capaz de fornecer para manter os produtos refrigerados à temperatura desejada. Esse valor de energia é

calculado com base nas perdas térmicas que se dão nas câmaras a refrigerar. Assim, o cálculo desse valor é obtido com base no calor resultante de:

- Ganhos térmicos pela envolvente;
- Ganhos térmicos radiativos;
- Ganhos térmicos diversos;
- Energia interna dos produtos expostos.

Para conseguir realizar os cálculos acima mencionados, é necessário estabelecer algumas considerações. Todos os cálculos envolvem um compartimento superior e inferior como se pode ver na figura 5-13. Para os cálculos relativos à condução e à convecção chega-se à conclusão que a condutibilidade térmica do material que compõe as chapas à volta do poliestireno é muito alta, apresentando por isso uma resistência à transferência de calor muito baixa. Considera-se por outro lado que a vitrine se encontra disposta paralelamente à entrada do estabelecimento, o que permite seleccionar os comprimentos dos painéis como sendo os das tabelas 5-3, 5-4, 5-5, 5-6 e 5-7, de acordo com o sentido de circulação do ar em relação à vitrine. Para o cálculo de alguns coeficientes de convecção são ainda atribuídas ou estimadas as velocidades presentes na tabela 5-9. O cálculo dos ganhos térmicos radiativos são feitos tendo por base uma emissividades das paredes média de 0,9. As infiltrações são obtidas com base numa altura média de 0,35 e 1,15 metros para a câmara inferior e superior, respetivamente. Por fim, é para o cálculo da carga térmica que se torna necessário estabelecer um maior numero de suposições, pois não são conhecidos com exatidão a aplicação ou o tipo de produtos a que se destina a vitrine *standard*. Deste modo, os cálculos foram feitos para a refrigeração de bolos e latas de coca-cola.

Considera-se que a câmara inferior e a parte inferior da câmara superior contêm bebidas e que as prateleiras da câmara superior contêm bolos. De modo a completar as considerações para a energia interna dos produtos, foram usados os valores da tabela 5-13 e 5-14, como poderemos ver mais à frente neste capítulo.

É ainda importante referir que para conseguir levar a cabo os cálculos desejados é necessário entrar com os valores anteriormente estabelecidos no capítulo 5.1.1, relativos a uma temperatura máxima ambiente de 32 °C, a uma temperatura mínima no interior da câmara de 2 °C. Os cálculos efetuados tiveram como base valores obtidos a partir do programa Coolpack, neste caso para as propriedades do ar no interior e exterior da vitrine.

5.2.1 Caracterização dos painéis

Os ganhos térmicos pela envolvente englobam calor sobre forma condutiva, convectiva e radiativa. De modo a conseguir calcular as quantidades de calor para cada uma delas, é necessário primeiramente definir as características dos painéis que separam o meio a refrigerar do meio ambiente. Deste modo, tendo em conta as medidas tiradas à vitrine *standard* foi elaborado um modelo tridimensional que se pode ver nas figuras 5-12, 5-13 e 5-14, nas quais é possível identificar cada painel numerado de 1 a 17.

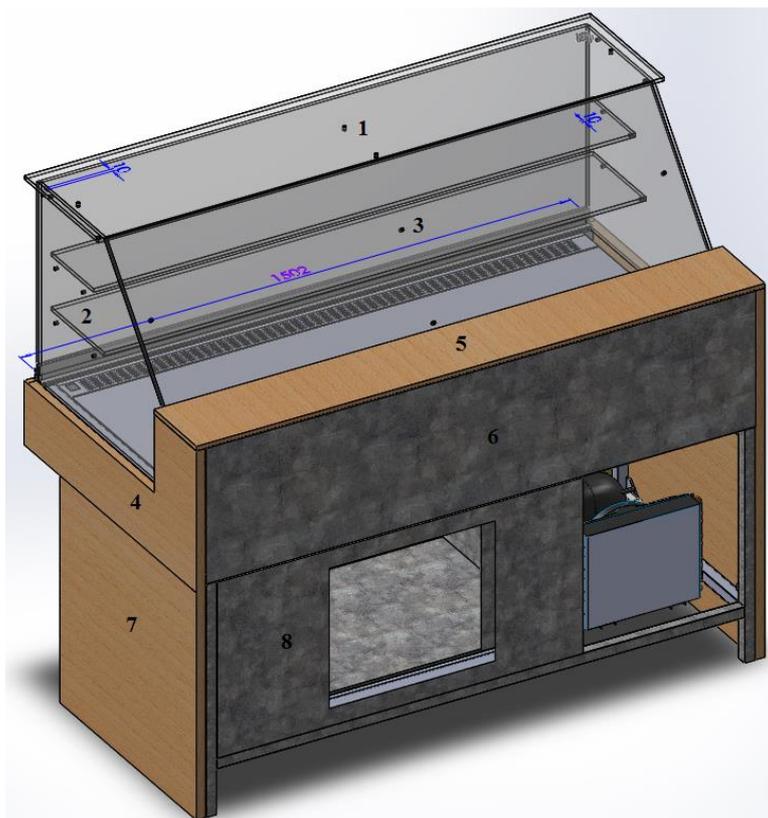


Figura 5-12 - Vitrine standard, localização dos painéis 1 a 8

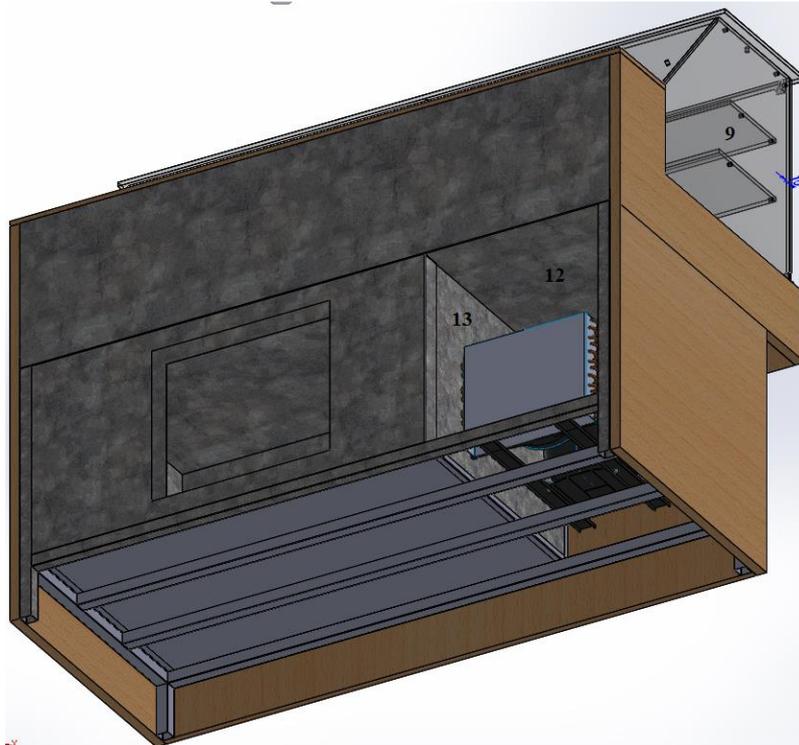


Figura 5-13 - Vitrine standard – localização dos Painéis 9, 12 e 13

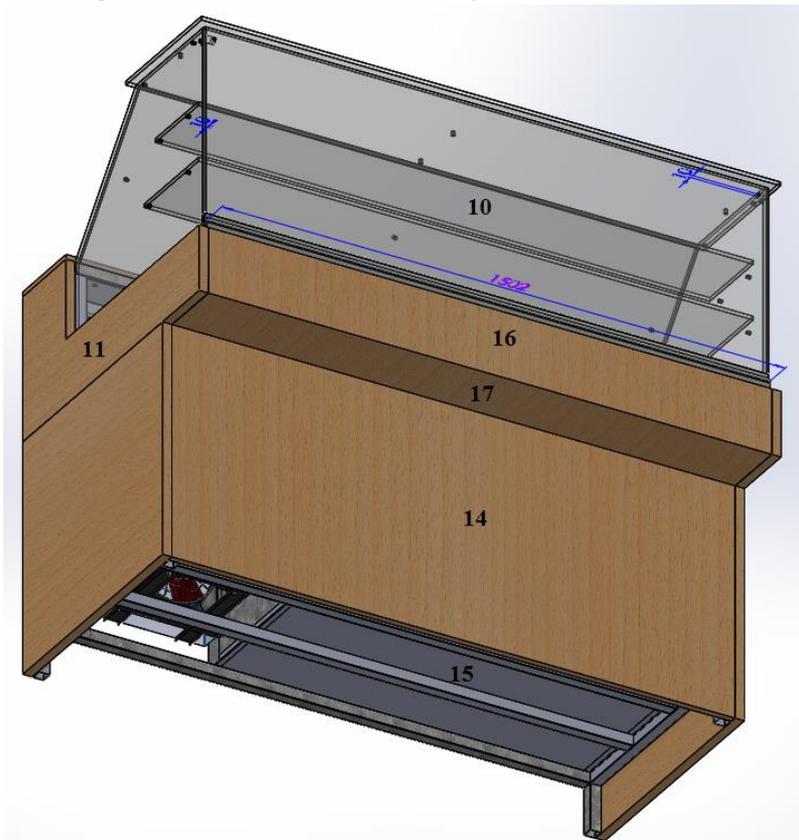


Figura 5-14 - Vitrine Standard – Localização dos painéis 10, 11, 14, 15, 16, e 17

Segue-se depois de cada figura representativa dos painéis, uma tabela usada como legenda, com o intuito de mostrar a composição, a espessura, o comprimento, a condutibilidade térmica e o

coeficiente global de transferência de calor de cada painel. De notar que as tabelas apresentadas ao longo deste capítulo e do seguinte, referentes a informações, cálculos e resultados obtidos podem ser consultadas em formato digital, anexado ao presente trabalho (Eng, s.d.), (Wikipédia, s.d.).

Painéis 1, 2, 3,9 e 10:

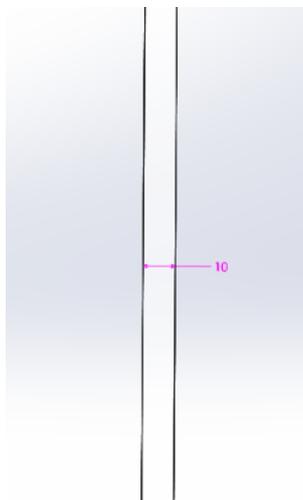


Figura 5-15 - Vista em corte dos painéis 1,2,3,9 e 10

Tabela 5-3 Características dos painéis 1,2,3,9 e 10

Painéis	Constituição das camadas	Espessura [m]	Comprimento [m]	condutibilidade térmica $[W/m \cdot K]$	$U [W/m^2 \cdot K]$
Painel 1	Acrílico	0,010	0,350	0,200	3,976
Painel 2	Acrílico	0,010	0,540	0,200	3,330
Painel 3	Acrílico	0,010	0,430	0,200	3,658
Painel 9	Acrílico	0,010	0,540	0,200	3,330
Painel 10	Acrílico	0,010	0,550	0,200	3,291

Painéis 6 e 8:

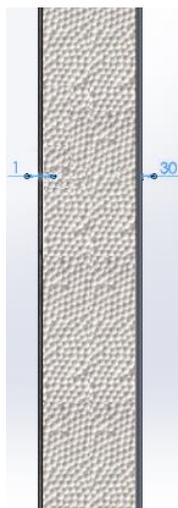


Figura 5-5-16 - Vista em corte dos painéis 6 e 8: Aço inox; Poliestireno; Aço inox

Tabela 5-4 Características dos painéis 6 e 8

Painéis	Constituição das camadas	Espessura [m]	Comprimento [m]	condutibilidade térmica [$W/m \cdot K$]	U [$W/m^2 \cdot K$]
Painel 6	Aço inox	0,002	0,340	52,900	0,702
	poliestireno	0,028	0,340	0,027	
Painel 8	Aço inox	0,002	0,500	52,900	0,681
	poliestireno	0,028	0,500	0,027	

Painéis 12 e 13:

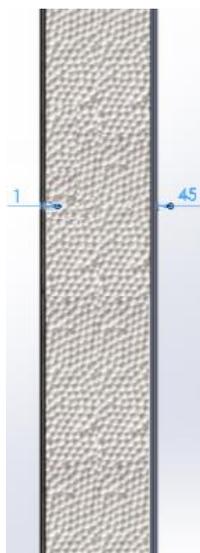


Figura 5-17 - vista em corte dos painéis 12 e 13: Aço inox; Poliestireno; Aço inox

Tabela 5-5 características dos painéis 12 e 13

Painéis	Constituição das camadas	Espessura [m]	Comprimento [m]	condutibilidade térmica [$W/m \cdot K$]	U [$W/m^2 \cdot K$]
Painel 12	Aço inox	0,002	0,800	52,900	0,472
	poliestireno	0,043	0,800	0,027	
Painel 13	Aço inox	0,002	0,600	52,900	0,492
	poliestireno	0,043	0,600	0,027	

Painel 15:



Figura 5-18 - vista em corte do painel 15: Aço inox; Poliestireno; Aço inox

Tabela 5-6 Característica do painel 15

Painéis	Constituição das camadas	Espessura [m]	Comprimento [m]	condutibilidade térmica $[W/m \cdot K]$	U $[W/m^2 \cdot K]$
Painel 15	Aço inox	0,002	0,550	52,900	0,417
	poliestireno	0,053	0,550	0,027	

Painéis 4,5,7,11,14,16 e 17:

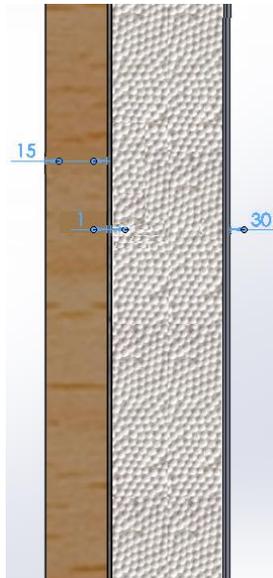


Figura 5-19 - vista em corte dos painéis 4,5,7,11,14,16 e 17: Madeira; Aço inox; Poliestireno; Aço inox

Tabela 5-7 Características dos painéis 4,5,7,11,14 e 16 e 17

Painéis	Constituição das camadas	Espessura [m]	Comprimento [m]	condutibilidade térmica $[W/m \cdot K]$	U $[W/m^2 \cdot K]$
Painel 4	Aço inox	0,002	0,750	52,900	0,657
	poliestireno	0,028	0,750	0,027	
	Madeira	0,015	0,750	0,130	
Painel 5	Aço inox	0,002	0,200	52,900	0,725
	poliestireno	0,028	0,200	0,027	
	Madeira	0,015	0,200	0,130	
painel 7	Aço inox	0,002	0,700	52,900	0,671
	poliestireno	0,028	0,700	0,027	
	Madeira	0,015	0,700	0,130	
Painel 11	Aço inox	0,002	0,750	52,900	0,657
	poliestireno	0,028	0,750	0,027	
	Madeira	0,015	0,750	0,130	
Painel 14	Aço inox	0,002	0,500	52,900	0,694
	poliestireno	0,028	0,500	0,027	
	Madeira	0,015	0,500	0,130	
Painel 16 e 17	Aço inox	0,002	0,170	52,900	0,748
	poliestireno	0,028	0,170	0,027	
	Madeira	0,015	0,170	0,130	

Com base nas informações acima retiradas é então possível realizar de seguida os cálculos e obter a quantidade de energia sob a forma de radiação, convecção e condução a partir da envolvente.

5.2.2 Ganhos térmicos pela envolvente sobe forma de radiação

Os ganhos térmicos sob forma de radiação correspondem à quantidade de energia libertada das paredes da peça para a vitrine, através dos seus vidros. Assim, os ganhos térmicos radiativos envolvem no seu cálculo a emissividade das paredes, a constante de Stephan-Boltzman, a temperaturas das paredes e por fim a temperatura do meio ambiente a refrigerar, como se pode ver na equação 18 (Teixeira, s.d.).

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \varepsilon (T_w^4 - T_\infty^4) A \quad (18)$$

\dot{Q}_{rad} - Potencia através da radiação [W]

σ - Constante de Stephan-Boltzman [$W/m^2 \cdot K^4$]

ε - Emissividade

T_w - Temperatura das paredes da peça [K]

T_∞ - Temperatura ambiente [K]

A - Área [m^2]

Aplicando a equação 18, com base nos dados expostos na tabela 5-8, obtém-se então Diferentes resultados da tabela seguinte, em função da temperatura ambiente T_∞ :

Tabela 5-8 ganhos térmicos por radiação

E (emissividade)	0,9
A (area irradiada)	0,84
A (area irradiada)	0,23
σ (constante de Boltzman)	5,669E-08
(Temperatura das paredes em Kelvin)	Q rad
288	63
289	69
290	74
291	79
292	85
293	90
294	96
295	101
296	107
297	113
298	118
299	124
300	130
301	136
302	142
303	148
304	154
305	160

Com o aumento da temperatura ambiente, é possível ver que o calor recebido pela vitrine aumenta ligeiramente, até chegar a 160 W, a 32 °C que é considerada a temperatura crítica.

5.2.3 Ganhos térmicos sobre forma de convecção e condução

O cálculo da convecção e condução pode ser reagrupado numa só fórmula pelo intermédio das resistências existentes. Cada fronteira entre o ar e uma face corresponde a uma resistência convectiva e a presença de cada camada sólida corresponde por sua vez a uma resistência condutiva.

A obtenção dessas resistências permite o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, que por sua vez permite o cálculo dos ganhos térmicos sobre forma de condução e condução, como se pode ver nas expressões seguintes (Teixeira, s.d.).

$$Q = AU(\Delta T) \quad (19)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_{int}}} \quad (20)$$

h_{ext} - Coeficiente de convecção exterior [W/m² · K]

h_{int} - Coeficiente de convecção interior [W/m² · K]

x - Espessura [m²]

k - Condutibilidade térmica [W/m · K]

Na realização destes cálculos, é frequente não dispor dos coeficientes de convecção, e é por isso necessário nesses caso calculá-los. A partir do cálculo do número de Reynolds e Prandtl, a equação 21 permite relaciona o número de Nusselt com a longitude específica e o coeficiente de condutibilidade do ar, obtendo o coeficiente de convecção médio (Teixeira, s.d.).

$$N_{ux} = \frac{h_{med}L}{k} \quad (21)$$

$$N_u = 0,664Pr^{1/3}Re_x^{0,5} \quad (22)$$

N_u - Número de Nusselt

Pr - Número de Prandtl

Re_x - Número de Reynolds

Os números acima referidos, necessários para o cálculo do coeficiente de convecção são por sua vez obtidos pelas equações 22, 23 e 24 (Teixeira, s.d.).

$$Re_x = \frac{\rho u L}{\mu} \quad (23)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (24)$$

Tabela 5-9 - variáveis de entrada

$T_{ar\ ext} [^{\circ}C]$	Temperatura ambiente	32,000
$T_{ar\ int} [^{\circ}C]$	Temperatura no interior da vitrine	2,000
$k_{ar\ ext} [W/m \cdot K]$	Condutibilidade térmica do ar exterior	0,027
$k_{ar\ int} [W/m \cdot K]$	Condutibilidade térmica do ar interior	0,024
$k_{acrílico} [W/m \cdot K]$	Condutibilidade térmica do acrílico	0,200
$k_{poliest} [W/m \cdot K]$	Condutibilidade térmica do poliestireno extrudido	0,027
$k_{a.i} [W/m \cdot K]$	Condutibilidade térmica das chapas de aço inox	52,900
$k_{mad} [W/m \cdot K]$	Condutibilidade térmica da madeira	0,130
$\rho_{ar\ ext} [kg/m^3]$	Massa volumica do ar exterior	1,145
$\rho_{ar\ int} [kg/m^3]$	Massa volumica do ar interior	1,280
$C_{p\ arext} [J/kg \cdot K]$	Calor específico do ar exterior	1039,000
$C_{p\ arint} [J/kg \cdot K]$	Calor específico do ar interior	1013,000
$\mu_{arext} [Pa \cdot s]$	Viscosidade dinâmica do ar exterior	$1,9 \times 10^{-5}$
$\mu_{arint} [Pa \cdot s]$	Viscosidade dinâmica do ar interior	$1,7 \times 10^{-5}$
$V_{med\ ar\ ext} [m/s]$	Velocidade média do ar exterior	2,000
$V_{med\ ar\ int} [m/s]$	Velocidade média do ar interior	2,000

Utilizando as fórmulas acima descritas foram efetuados cálculos nos quais se obteve na tabela 5-10 a transferência de calor condutiva e convectiva para temperaturas de 15 a 32°C, para cada painel numerado de 1 a 17. De notar que para a realização dos cálculos em questão foi necessária a utilização dos dados presentes na tabela 5-9.

Tabela 5-10 Ganhos térmicos por painel em função da temperatura

Painéis	Perdas por painel em função da temperatura																	
	15°C	16°C	17°C	18°C	19°C	20°C	21°C	22°C	23°C	24°C	25°C	26°C	27°C	28°C	29°C	30°C	31°C	32°C
	$\dot{Q} (w)$																	
Painel 1	28	30	33	35	37	39	41	43	45	48	50	52	54	56	58	60	62	64
Painel 2 e 9	12	13	14	15	16	17	18	19	20	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Painel 3	31	34	36	38	41	43	46	48	50	53	55	57	60	62	64	66	69	71
Painel 4	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Painel 5	2	3	3	3	3	3	3	4	4	4	4	4	5	5	5	5	5	5
Painel 6	5	6	6	6	7	7	7	8	8	9	9	9	10	10	11	11	11	12
Painel 7	3	3	3	3	3	4	4	4	4	4	5	5	5	5	5	6	6	6
Painel 8	3	3	3	3	4	4	4	4	4	5	5	5	5	5	6	6	6	6
Painel 10	34	37	39	42	45	47	50	52	55	57	60	62	65	68	70	73	75	78
Painel 12	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	9	9	9
Painel 13	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Painel 14	4	5	5	5	6	6	6	7	7	7	8	8	8	9	9	9	10	10
Painel 15	3	4	4	4	4	5	5	5	5	6	6	6	7	7	7	7	8	8
Painel 16 e 17	5	6	6	6	7	7	8	8	8	9	9	10	10	10	11	11	12	12
$Q_{TOTAL} [W]$	148	158	168	178	188	198	208	218	228	238	248	258	268	278	288	298	308	318

Os resultados presentes na tabela 5-10 permitiram chegar ao gráfico da figura 5-20, que nos mostra quais os painéis com maiores ganhos à temperatura ambiente de 32° C, de modo a poder localizar os pontos fracos em termos de isolamento no equipamento.

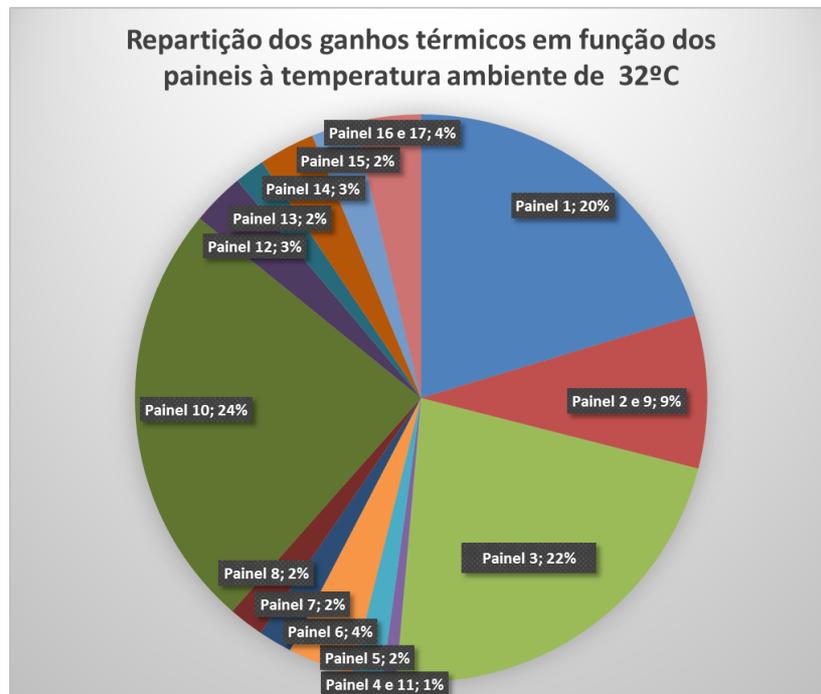


Figura 5-20 - Repartição dos ganhos térmicos em função dos painéis à temperatura ambiente de 32°C

5.2.4 Calor relativo à energia interna dos produtos expostos

Um dos ganhos térmicos mais significativos tem a ver com a carga térmica dos produtos que entram na câmara frigorífica. Considerando que cada produto entra na vitrine à temperatura ambiente, ao serem arrefecidos, deverão ser associados aos mesmos um valor de calor que lhe será retirado e transmitido para o interior da vitrine. A quantidade de calor Q_p transmitida dessa forma pode ser quantificada a partir da equação 25 (Teixeira, J.C. (s.d.)).

$$Q_p = m_p C_p \Delta T \quad (25)$$

m_p - Massa do produto [kg]

C_p - Calor específico do produto [kJ/kg]

ΔT - Diferença entre temperatura do produto e temperatura interior da vitrine [°C]

Tendo por base as considerações da tabela 5-11 e valores recolhidos da geometria da vitrine *standard*, é possível utilizar a equação 25 e obter-se os valores da tabela 5-13, referentes à carga térmica estimada para os produtos a refrigerar, para o intervalo de tempo de um dia.

Tabela 5-11 Variáveis de entrada dos produtos a refrigerar

m_{lata} [kg]	Massa de uma lata de coca cola	0,013
$m_{lata.cola}$ [kg]	Massa total de uma lata de coca cola	0,378
$m_{lata.cola}$ [kg]	Massa de coca cola numa lata	0,364
$C_{p_{bolo}}$ [kJ/kg]	calor específico de bolos (semelhante à farinha)	1,966
$C_{p_{coca.cola}}$ [kJ/mg]	calor específico da coca cola (semelhante à água)	4,180
$C_{p_{alum}}$ [kJ/kg]	calor específico do alumínio	0,022
$D_{diagnostro.lata}$ [m]	Diametro das latas de bebidas	0,065
$D_{altura.lata}$ [m]	Altua das latas de bebidas	0,115
m_{bolo} [kg]	Massa aproximada de um bolo	1,700
$D_{diagnostro.bolo}$ [m]	Diametro aproximado de um bolo	0,150

Tabela 5-12 Produtos e variáveis consideradas

Bebidas	
area disponível [m^2]	0,735
Nº de latas a pôr na vitrine	173
A da base necessária de uma lata [m^2]	0,004225
m total lata [kg]	2,3009
m total coca cola [kg]	63,0066
Bolos	
area disponível [m^2]	0,65
Nº de bolos a pôr na vitrine	26
A da base necessária de um bolo [m^2]	0,0225
massa total bolos [kg]	44,2

Tabela 5-13 ganhos relativos à energia interna dos produtos para um dia

Q (KJ)(Ganhos térmicos pelos produto)
79
85
91
97
103
109
116
122
128
134
140
146
152
158
164
170
176
182

5.2.5 Ganhos térmicos diversos

Calor inerente às infiltrações de ar

Os ganhos térmicos inerentes às infiltrações de ar, estão relacionados com a abertura das portas nas duas câmaras da vitrine. Essas aberturas provocam a saída do ar frio para o exterior da vitrine, e a entrada de ar quente para o seu interior. Deste modo, dá se um aumento da temperatura,

que pode ser quantificado obtendo a quantidade de calor recebido, através da equação 26 (Stoecker, W.F., (1998)).

$$Q_{inf} = \dot{m} (h_{e.ext} - h_{e.int}) \quad (26)$$

$h_{e.ext}$ - Entalpia específica exterior [kJ/kg]

$h_{e.int}$ - Entalpia específica interior [kJ/kg]

\dot{m} - Caudal mássico de ar infiltrado [kg/s]

Para resolver a equação 26 e saber a quantidade de calor recebido quando se abrem as portas da vitrine, é necessário recorrer ao programa Coolpack, que nos permite obter a entalpia específica exterior e interior em função da temperatura ambiente. É também necessário calcular o caudal mássico de ar infiltrado, que se obtém através da equação 27, e do cálculo do Volume de ar infiltrado na equação 28 (Stoecker, 1998).

$$\dot{m}_{inf} = V_{inf} \left(\frac{\rho_{int} + \rho_{ext}}{2} \right) \quad (27)$$

$$V_{inf} = C_{inf} \sqrt{H} A \left(\frac{\rho_{int} - \rho_{ext}}{\rho_{int}} \right)^{1/2} \left[\frac{2}{1 + (\rho_{int} + \rho_{ext})^{1/3}} \right]^{3/2} \quad (28)$$

V_{inf} - Volume de ar infiltrado para 1 segundo [m^3]

C_{inf} - Coeficiente de infiltrações [$0,692 \sqrt{m}/s$]

A - Area de abertura [m^2]

ρ_{int} - Massa volúmica no interior [kg/m^3]

ρ_{ext} - Massa volúmica no exterior [kg/m^3]

H - Altura média da porta [m]

A utilização dos dados da tabela 5-14, juntamente com as formulas anteriormente expostas, permitem a obtenção da quantidade de calor recebido correspondente às infiltrações para a vitrine em estudo, em função da temperatura ambiente, isto é, de 15° a 32°C. Os ganhos térmicos para este tipo de perdas correspondem a um intervalo de tempo de um segundo, sendo necessários multiplicar esse valor no caso de se definir um tempo de abertura. É importante referir que a fórmula aplicada é normalmente utilizada para cálculos de infiltrações em câmaras frigoríficas de grandes dimensões.

No entanto, apesar de algumas variáveis como a inclinação e a altura das portas no presente caso obrigar à utilização de uma fórmula diferente, é utilizada na mesma a equação 28 devido ao reduzido peso que essas alterações trariam em relação aos ganhos térmicos totais.

Tabela 5-14 Variáveis de entrada para infiltrações

Câmara superior	
A (área de abertura) [m ²]	0,24
H (altura da porta) [m]	1,15
c_{inf} (coeficiente de infiltrações)	0,69
ρ_{int} (massa volumica interior a 2 °C) [kg/m ³]	1,28
ρ_{ext} (massa volumica exterior a 32 °C) [kg/m ³]	1,15
h_{int} (coeficiente de convecção interior) [kJ/kg]	10,74
h_{ext} (coeficiente de convecção exterior) [kJ/kg]	78,37
Câmara Inferior	
A (área de abertura) [m ²]	0,18
H (altura da porta) [m]	0,35
c_{inf} (coeficiente de infiltrações)	0,69
ρ_{int} (massa volumica interior a 2°C) [kg/m ³]	1,28
ρ_{ext} (massa volumica exterior a 32°C) [kg/m ³]	1,15
h_{int} (coeficiente de convecção interior) [kJ/Kg]	10,74
h_{ext} (coeficiente de convecção exterior) [kJ/Kg]	78,37

Tabela 5-15 Ganhos térmicos por infiltrações

Temperatura (°C)	Q_{inf.Total} [W] (total de calor através de infiltrações de ar)
15,00	0,32
16,00	0,33
17,00	0,34
18,00	0,35
19,00	0,36
20,00	0,37
21,00	0,38
22,00	0,39
23,00	0,40
24,00	0,40
25,00	0,41
26,00	0,42
27,00	0,43
28,00	0,44
29,00	0,45
30,00	0,45
31,00	0,46
32,00	0,47

Calor libertado por luzes, compressor, condensador

A obtenção de ganhos térmicos correspondentes a luzes, compressores ou condensador, é obtida com base em diferentes considerações. Para os ganhos relativos às luzes, considera-se ganhos na ordem dos 16 W, sendo este um valor que se manterá constante mesmo com a variação da temperatura ambiente (Gelighting, (s.d.)). No que diz respeito ao calor transmitido do motor ou compressor para os painéis 12 e 13, considera-se que os ganhos se traduzem pelo aumento da temperatura ambiente juntos a esses mesmos painéis. Esse aumento de temperatura tem assim influência direta nos valores já calculados de condução e convecção.

Tendo todos os tipos de ganhos térmicos calculados, é possível chegar ao peso relativo que cada um tem nos ganhos térmicos totais, sendo possível apresentar esses resultados através da figura 5-21.

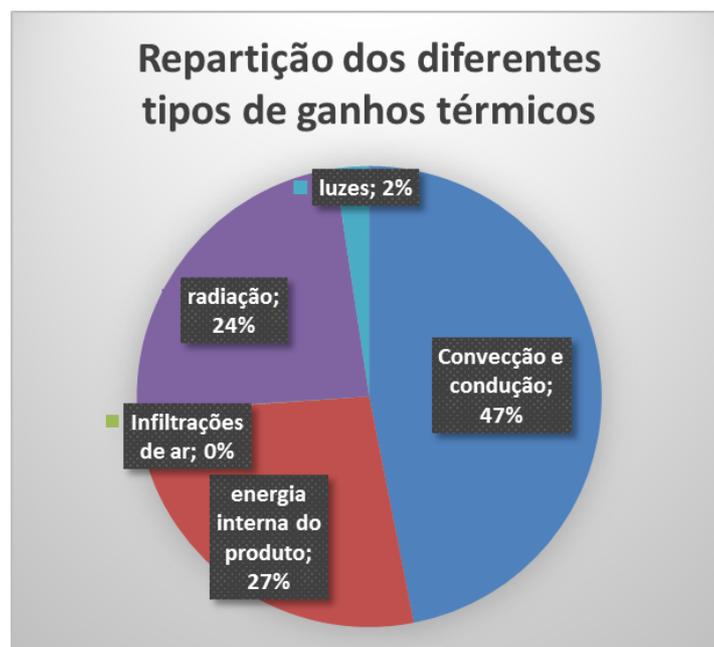


Figura 5-21 - repartição dos diferentes tipos de ganhos térmicos para a temperatura ambiente de 32°C

5.2.6 Variação da necessidade de refrigeração em função do tempo

Uma vez que a carga térmica dos produtos a refrigerar tem um peso significativo nos ganhos térmicos totais da vitrine, é importante saber a capacidade de refrigeração que o ciclo de frio deverá ter em função das diferentes horas do dia, à medida que sejam inseridos produtos na vitrine.

Tal como no cálculo dos diferentes tipos de ganhos térmicos, são também necessárias algumas considerações para o cálculo dos ganhos em função do tempo. Assim, os cálculos são feitos

tendo em conta que a vitrine fica em funcionamento durante o dia e a noite. Considera-se também que é feito um reabastecimento às 09h00, às 12h00, às 16h00, às 20h00 e às 24h00, correspondente cada um a 25% da totalidade dos produtos quando a vitrine se encontra cheia. Considera-se também que os produtos inseridos se encontram a temperatura ambiente. Deste modo, entre cada fase de reabastecimento, a necessidade de refrigeração será maior na primeira hora diminuindo à medida que os produtos carregados vão sendo refrigerados.

De modo a prosseguir com os cálculos da carga térmica em função do tempo é necessário estabelecer uma variação da temperatura em função das horas do dia.

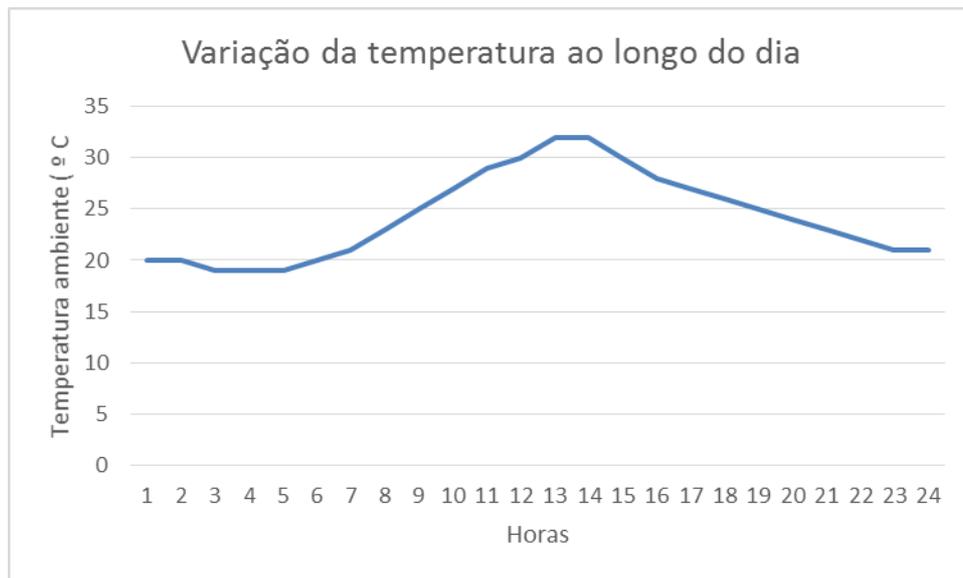


Figura 5-22 - Variação da temperatura ao longo do dia

Continuando com os 32 °C máximos anteriormente considerados, obtêm-se uma variação de temperatura ao longo do dia semelhante à da figura 5-22, isto é, para a situação mais crítica.

Em função da variação de temperatura e dos reabastecimentos feitos ao longo do dia, é possível obter a carga térmica necessária para conseguir levar os produtos expostos a 2 °C, à medida que o dia vai passando. O cálculo em questão é feito, tendo em conta não só a carga térmica dos produtos ao longo do dia, mas também o calor recebido por radiação, convecção, luzes, compressor e infiltrações. Somando os diferentes ganhos para as mesmas condições de temperatura, é possível obter o gráfico da figura 5-23, que corresponde à capacidade de refrigeração total necessária para uma correta refrigeração a uma temperatura máxima de 32 °C.

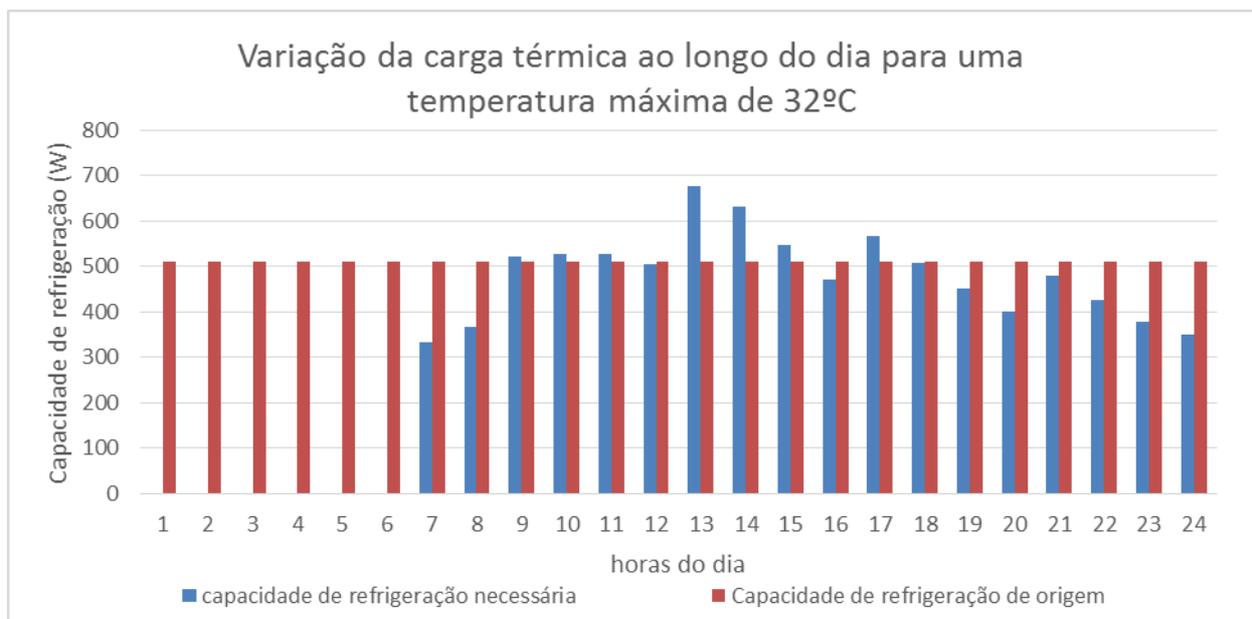


Figura 5-23 - variação da carga térmica ao longo do dia

Do gráfico obtido, é possível ver que a carga térmica necessária máxima se dá às 13h00. Tal pode ser explicado pelo facto das temperaturas máximas também acontecerem às 13h00, e coincidirem assim com a introdução dos produtos alimentares às 13h00. Olhando para o gráfico, é possível notar que as principais variações são devidas à carga térmica dos produtos introduzidos e à temperatura ao longo do dia. Assim, quanto mais se aproximam as 13h00, e quanto menor o tempo de resposta dada para conseguir refrigerar os alimentos introduzidos, maior será a carga térmica necessária.

6 Implementação de ações e melhorias

A análise ao longo dos capítulos anteriores permitiu perceber o funcionamento detalhado de um circuito de frio. Permitiu também saber quais são os componentes que geralmente estão presentes numa vitrine frigorífica e o respetivo papel de cada um. Obteve-se ainda resultados quanto aos diferentes tipos de ganhos térmicos. Tendo essa informação, é possível fazer um resumo das falhas que o equipamento poderá ter e propor conseqüentemente um conjunto de melhorias.

Ao analisar os componentes presentes no ciclo de frio nota-se que o COP do circuito é de 1,018. Assim pode ser feita uma análise do mesmo com o auxílio do Coolpack, para propor uma alteração de componentes e conseguir aumentar o rendimento do ciclo.

Ao analisar os ganhos térmicos existentes na vitrine, é possível notar que o isolamento existente pode ser aumentado. Para além de ser possível usar materiais isolantes com menor coeficiente de condução térmica, pode também ser posta em causa a espessura insuficiente de isolamento. É ainda importante referir que os tempos de produção utilizados no processo de isolamento e os custos inerentes ao mesmo são relativamente elevados.

Tendo por base a observação das vitrines encontradas nas diferentes empresas visitadas, foi possível ver que alguns delas pareciam apresentar algumas dificuldades na circulação do ar frio na câmara superior da vitrine, devido ao facto da entrada de ar o direcionar para baixo.

Tendo em conta as falhas apontadas no capítulo anterior, é apresentado ao longo deste capítulo o estudo de possíveis melhorias, e respetivas conclusões. São então tidos em conta o aumento da eficiência energética do circuito de frio, a redução dos ganhos térmicos através da geometria da vitrine e o estudo da circulação do ar refrigerado na câmara superior.

6.1 Avaliação das possíveis alterações de geometria

Os resultados obtido no capítulo anterior, referentes aos ganhos térmicos da vitrine sob diferentes formas, permitiram concluir que os ganhos térmicos são demasiado altos para a respetiva linha de frio, como observado na figura 5-21.

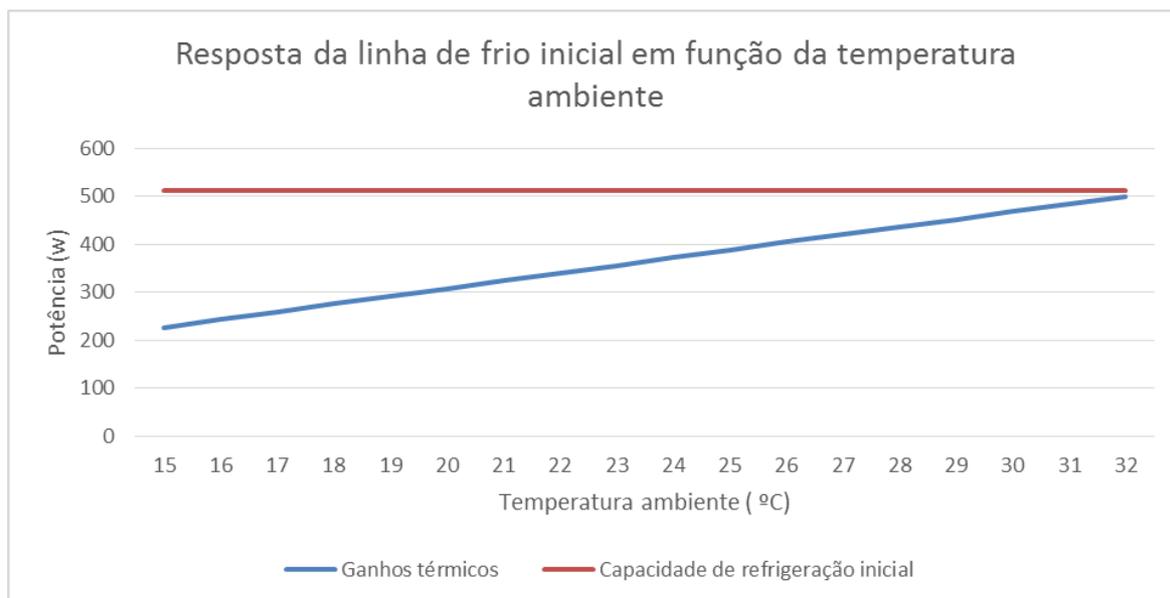


Figura 6-1 - Resposta da linha de frio às necessidades de refrigeração

O gráfico da figura 6-1 mostra que, não tendo em conta variações de carga térmica do produto, até nos dias em que a temperatura ambiente chega aos 32°C, o compressor estará em condições de satisfazer temperaturas dentro da câmara frigorífica de 2°C, como desejado. No entanto, é importante referir que mesmo conseguindo dar resposta positiva até à temperatura de 32°C, o compressor não poderá funcionar 24 horas por dia, necessitando de pausas de modo a que o próprio compressor não aqueça em demasia e, conseqüentemente seja danificado.

As soluções para a resolução desse problema vem pelo aumento da capacidade de refrigeração ou pela diminuição dos ganhos térmicos da vitrine. Neste subcapítulo é abordada a segunda opção, passando para isso, pela análise dos diferentes tipos de ganhos térmicos.

Como se pode ver na figura 5-19, os cálculos efetuados permitiram obter o peso dos diferentes tipos de ganhos térmicos. A obtenção desses resultados é proveitosa, no sentido de saber que possíveis modificações poderão trazer mais ou menos impacto nos ganhos térmicos totais, e conseqüentemente na capacidade de refrigeração necessária. Analisando a figura 5-19, é ainda possível ver que as perdas surgem através da radiação, da energia interna dos produtos e, de modo mais importante, da condução e convecção. Analisando soluções para diminuir cada um dos ganhos mais importantes acima referidos, pode dizer-se que tanto a radiação como a energia correspondente aos ganhos térmicos do produto não podem ser reduzidas. No que diz respeito à radiação, os ganhos térmicos apenas irão depender da envolvente, isto é, dependendo das características das paredes e da posição de fogões, ou outros eletrodomésticos, os ganhos serão mais ou menos importantes. Em relação aos ganhos térmicos obtidos através da introdução de novos produtos na vitrine, não podem ser reduzidos uma vez que as variáveis de entrada nesse cálculos são os próprios objetivos

estabelecidos inicialmente. Deste modo, e sendo esta a maior percentagem de ganhos térmicos, a condução e a convecção apresentam possíveis alterações para redução dos ganhos térmicos na vitrine.

6.1.1 Redução dos ganhos térmicos através de alterações nos painéis críticos

Os cálculos efetuados no capítulo anterior mostram a repartição dos ganhos térmicos por convecção e condução pelos diferentes painéis, na figura 5-18. A obtenção desse gráfico permite-nos saber em que painéis é necessário concentrar as atenções para as melhorias de condução e convecção. Assim sendo, pela figura 5-18, as transferências de calor mais importantes são através dos painéis 3, 1 e 10, sendo estes compostos apenas por acrílico. Poderá ser também aplicada alguma mudança nos restantes painéis, mas não provocará um impacto tão importante como nos painéis 3, 1 e 10. Uma forma de reduzir os ganhos seria, então, pela alteração da espessura desses painéis ou do material utilizado.

No que diz respeito aos painéis 3, 1 e 10, dificilmente pode ser obtido um vidro economicamente viável, com uma condutibilidade térmica inferior à do acrílico. Poderá no-entanto considerar-se a possibilidade de usar duas camadas de vidro, criando assim uma caixa-de-ar entre elas que provocaria uma grande diminuição do calor transferido para a vitrine, devido ao baixo coeficiente de convecção na caixa de ar. De modo a poder avaliar essa possibilidade, é apresentada uma análise para uma nova alternativa com duas camadas de vidro e uma “caixa-de-ar” entre as duas camadas.

Para determinar as reduções que se conseguem obter com base na implementação de vidro duplo é primeiramente calculado o coeficiente de convecção na caixa-de-ar, como podemos ver na tabela 6-1.

Tabela 6-1 - Cálculo de coeficiente de convecção para a caixa-de-ar

Paineis	Convecção para a caixa de ar			
	Nº Prandtl	Nº de Reynolds	Nº Nusselt	Coeficiente de convecção médio - h ($W/m^2 \cdot K$)
Painel 1	0,731	121,247	6,586	0,508
Painel 3	0,731	187,067	8,181	0,514
Painel 10	0,731	187,067	8,181	0,402

Utilizando na equação 24 os valores dos coeficientes de convecção da caixa-de-ar da tabela 6-1, consegue-se obter um novo valor de coeficiente global de transferência de calor. Esse valor é por sua vez utilizado na equação 23, para obter a quantidade de calor transmitida pela nova composição dos painéis, a qual podemos ver na tabela 6-2.

Tabela 6-2 Reduções de ganhos térmicos nos painéis 1,3 e 10

Painéis	Q inicial [W]	Q final [W]	Reduções de calor obtidas [W]	Percentagem de reduções em relação a todos os painéis
Painel 1	64	7	57	19%
Painel 3	71	9	62	20%
Painel 10	78	9	69	23%
		Total	189	62%

Os resultados então apresentados na tabela 6-2, mostram que se consegue, a partir de uma adição de caixa-de-ar nos painéis críticos, uma redução de 62% nos ganhos térmicos por condução e convecção, à temperatura ambiente de 32°C. A redução em questão é calculada dividindo o total de reduções obtidas na tabela 6-2, pelo Q total na tabela 6-4 de 318 W, a 32°C.

6.1.2 Redução dos ganhos térmicos através da alteração dos processos de fabrico

Tendo proposto as possíveis melhorias a implementar para minimizar os ganhos térmicos através da alteração dos painéis críticos, apresenta-se de seguida a análise para uma melhoria através da alteração do material isolante utilizado. Para tal é estudado neste subcapítulo uma mudança do processo de produção.

Antes de pensar em implementar mudanças no processo de produção é importante primeiro saber como este é inicialmente. Para analisar, detetar problemas e melhorar um equipamento é de grande importância primeiramente saber como este é feito.

6.1.2.1 Processo de fabrico

A produção de uma vitrine frigorífica inicia-se com a fase de corte. Tal como o nome indica, nessa fase são cortadas chapas com as medidas adequadas. As medidas em questão terão de ser dadas tendo em conta, não só as medidas finais de cada chapa da vitrine, mas sim as necessárias para adaptação em cada processo intermédio.

Numa fase seguinte as chapas anteriormente cortadas passam numa máquina capaz de fazer cortes mais complexos, o puncionador. Em produções de equipamentos de refrigeração, neste caso de vitrines frigoríficas, esta máquina é usada a maior parte das vezes para fazer buracos em série, com o objetivo de permitir a passagem de ar frio de um lado da chapa para o outro. Um bom exemplo de partes que sofrem esse processo é a chapa pela qual o ar frio entra e a que sai da câmara superior de uma vitrine frigorífica. Para além disso, o puncionador é também muito usado para realizar corte nas chapas para entrada de tubos, fixação de parafusos, etc.

A marcação e a quinagem são os processos nos quais as diferentes partes da vitrine ganham forma. A quinagem serve para dobrar as chapas anteriormente cortadas, necessitando no entanto do processo de marcação para conseguir uma qualidade e rapidez elevada. É necessário um cuidado redobrado nestes dois processos pois, uma ligeira diferença numa cota, pode ser mais tarde a causa de infiltrações indesejadas de ar e consequentes ganhos térmicos. Ao falar desses cuidados, é preciso ter em conta que a “dobra de chapas” pode alterar as cotas ou locais de dobra, o que torna necessário uma marcação adequadas às deformações que possam ocorrer.

Uma vez as chapas com cortes interiores e exteriores realizados, e com dobras devidamente feitas, é possível juntar as diferentes partes. Isso é conseguido geralmente através de aparafusamento, rebiteagem e soldadura. Quando neste processo é necessário juntar dois ou mais componentes de modo não definitivo são usados parafusos. No caso de querer uma junção permanente, são frequentemente usados rebites e soldadura. A soldadura é o processo mais utilizado para este efeito, no entanto, pela dificuldade de soldar a ponto o alumínio, é válido o uso de rebites. O seu uso pode ser vantajoso no que diz respeito a sua capacidade de unir chapas sem afetar a superfície pintada ou galvanizada.

Depois de se ter dado a forma principal à vitrine, a sua estrutura tem de ser envolvida de modo a que seja feito um correto isolamento (ver figura 5-1), com o objetivo de minimizar as perdas térmicas sofridas durante o seu posterior funcionamento. Devido às complexas geometrias e às variabilidades dimensionais que podem ser requeridas em vitrines, os fabricantes optam pelo isolamento com base em poliestireno (esferovite) colocado em toda volta no equipamento pelo intermédio de um operador.

Uma vez a estrutura da vitrine devidamente isolada, é necessário instalar e juntar as partes constituintes do ciclo de frio. Assim, de um modo geral, são instalados o compressor, o evaporador o condensador, válvula de expansão, entre outros componentes e acessórios de menores dimensões. Nesta fase, os variados componentes são ligados entre si através de tubos de cobre que apresentam diâmetros adequados à pressão necessária do circuito. São feitas adaptações e medições, por exemplo no que diz respeito a pressões e temperaturas, para que o sistema esteja em perfeita sintonia. Depois de inseridas todas as partes na estrutura da vitrine, são montadas as restantes partes destinadas a recobrir os componentes da vitrine e o sistema de controlo.

Finalmente, vem a fase de acabamentos, em que são feitas as últimas adaptações à vitrine. É portanto acrescentada a envolvente de madeira (ou outros materiais, em função dos requisitos do consumidor), os apoios dos vidros da câmara superior e os respetivos vidros. Esta fase tem uma importância maioritariamente estética, as alterações efetuadas neste ponto não contribuem para o bom funcionamento da vitrine mas sim para uma boa aparência do mesmo, uma vez que a finalidade

de uma vitrine, não é só refrigerar os alimentos, mas também atrair a atenção dos clientes.

6.1.2.2 Alteração dos processos de fabrico para injeção

Ao observar as empresas que produzem as vitrines frigoríficas e os respetivos processos de produção acima descritos, foram notados vários pontos, que levaram à melhoria aqui apresentada. Notou-se que o processo de produção usado pelas empresas em questão apresentava alguns problemas quanto ao tempo de mão-de-obra necessário para o isolamento. Viu-se também que as mesmas empresas dispõem de equipamentos que tornam possível a injeção de espumas. As observações feitas resultaram na conclusão de que a utilização da injeção poderia trazer algumas vantagens para a produção da vitrine em estudo, isto é, tanto em termos de custos de produção como no isolamento resultante do novo processos de produção. Assim, os custos de produção diminuiriam devido à redução do tempo de produção e de mão-de-obra e o isolamento do equipamento seria aumentado devido à utilização de poliuretano, uma vez que este apresenta uma condutibilidade térmica inferior à do poliestireno. Para conseguir tal adaptação devem aplicar-se várias alterações, sendo estas:

- na geometria final dos painéis;
- na geometria da chapa;
- na necessidade de um molde.

Uma vez que a vitrine de origem é obtida com base em processos diferentes do que se planeia para a geometria final dos painéis, poderá não ser possível reproduzir exatamente as mesmas formas geométricas. A substituição de um processo de produção pelo outro, isto é, do envolvimento da injeção de poliuretano em vez de colocar à mão placas de poliéster, passa pela criação de cavidade através de chapas. Enquanto que na geometria original existem placas laterais superiores com poliéster, como se pode ver na figura 5-1, na nova geometria isso não acontece pois traria demasiada complexidade ao corte das chapas e ao molde necessário para injeção. Assim sendo, no lugar desses dois retângulos de poliéster são colocadas apenas uma chapa de cada lado, dobrada para o mesmo efeito, como podemos ver na figura 6-2 marcado a traço interrompido azul. O mesmo se pode dizer da figura 6-3.

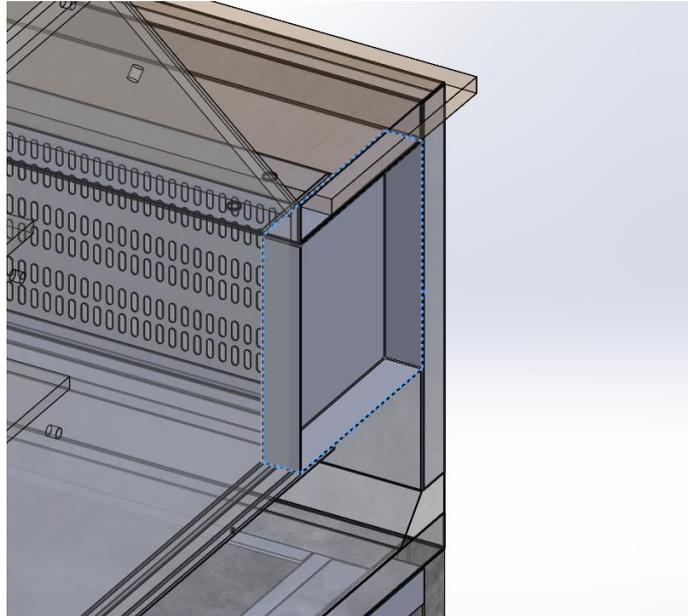


Figura 6-2 - Laterais 1 e 2 superiores

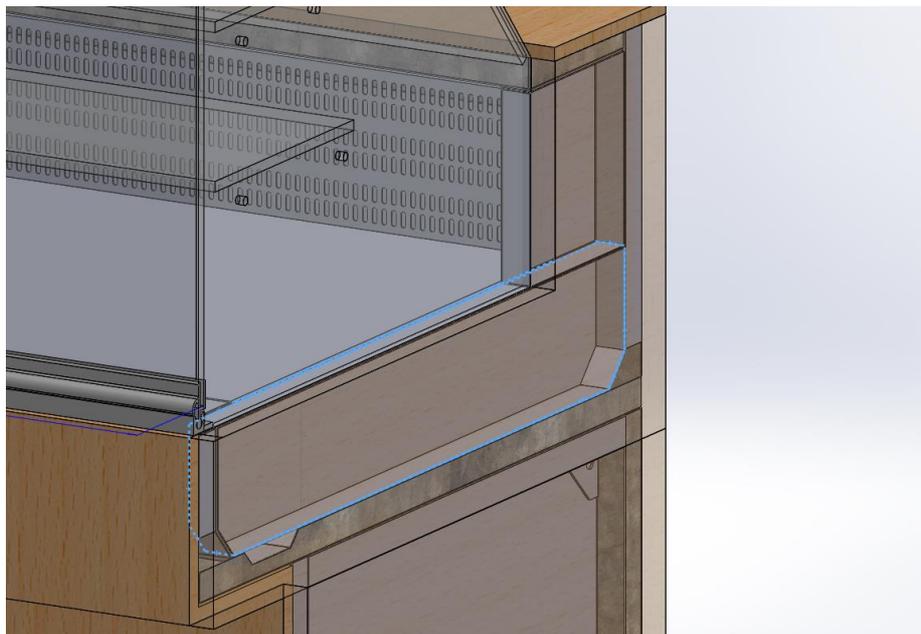


Figura 6-3 - Laterais 1 e 2 inferiores

Para além das laterais acima descritas, separou-se a produção da vitrine em duas partes distintas, a parte superior e a parte inferior. Na figura 6-4 pode ver-se a parte superior, composta por duas chapas com uma geometria específica e nova em relação à da vitrine anterior.

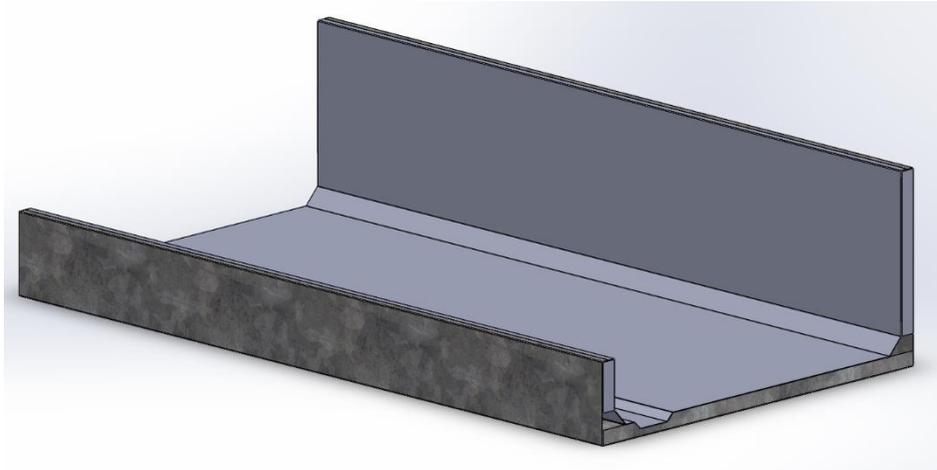


Figura 6-4 - Base da câmara superior

Por fim como principal alteração, resta a parte inferior da vitrine que se pode ver na figura 6-5.

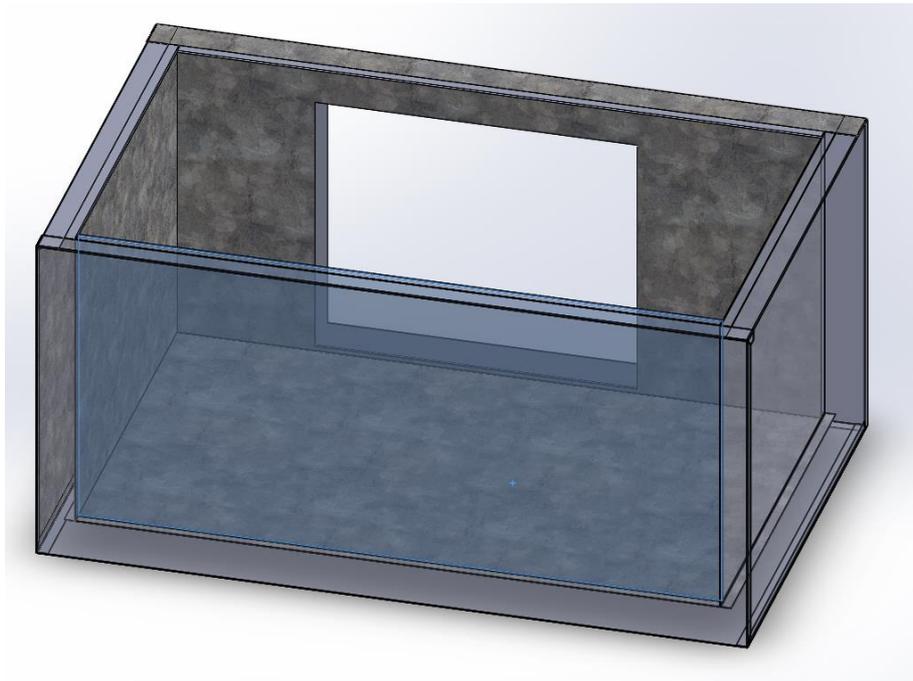


Figura 6-5 - Base da câmara inferior

Como se pode ver, ao contrário da parte superior, a câmara inferior é composta por muitas chapas. O objetivo mais uma vez na idealização do novo modelo tridimensional era conseguir um espaço fechado entre duas camadas de chapa de modo a tornar possível a injeção de material

isolante. Assim, juntando as chapas, para obter a câmara inferior, são necessárias 12 chapas, de menores dimensões.

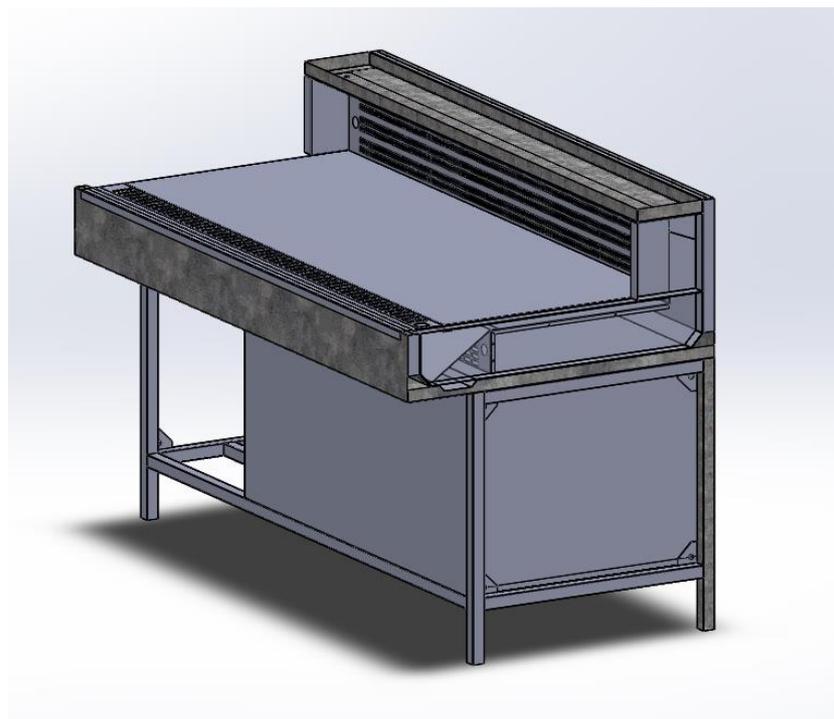


Figura 6-6 - Montagem dos componentes de base da vitrine

As partes anteriormente descritas são então aquelas que sofrem as principais alterações, mantendo-se as restantes muito semelhantes às da vitrine original, como é possível ver na figura 6-6.

Uma vez redefinida a geometria e as condições de isolamento do novo modelo, é possível voltar a fazer a mesma análise dos ganhos térmicos efetuada para o modelo antigo e calcular as reduções de ganhos térmicos.

Tabela 6-3 Reduções de ganhos térmicos nos painéis 4, 5, 6, 7, 8, 12, 13, 14, 15, 16 e 17. Para temperatura exterior de 32 °C

Painéis	Q inicial (W)	Q final (W)	Percentagem de reduções em relação a todos os componentes
Painel 4	2,43	2	0,2%
Painel 5	5,42	4	0,5%
Painel 6	11,77	8	1,1%
Painel 7	6,06	4	0,6%
Painel 8	6,30	4	0,6%
Painel 12	9,50	6	1,2%
Painel 13	5,48	3	0,7%
Painel 14	10,04	7	1,0%
Painel 15	7,83	7	0,3%
Painel 16 e 17	11,90	8	1,2%
		TOTAL	8%

Nos cálculos acima apresentados, foram aplicada duas melhorias. Efetuou-se então a substituição do poliéster por poliuretano, passando a beneficiar de uma condutibilidade térmica de 0,023 em vez de 0,027 $W/m \cdot K$. Como outra melhoria teve-se em conta o aumento de 10 mm na espessura do material isolante nos painéis da tabela 6-3. Como tal obteve-se reduções de ganhos térmicos em cerca de 8%.

6.2 Avaliação de possíveis alterações na linha de frio

A caracterização térmica efetuada no capítulo anterior, tal como a análise feita ao ciclo de frio, permitiu concluir que a estrutura da vitrine e o respetivo ciclo de frio não satisfazem devidamente as necessidades de refrigeração consideradas. Assim, torna-se necessário um reajuste, de modo a que os produtos possam ser devidamente refrigerados.

O reajuste efetuado pode ser feito com a alteração da composição dos painéis e das suas composições e/ou com a substituição da linha de frio. É assim feito neste subcapítulo uma nova seleção dos componentes que compõem a linha de frio, tendo também em conta agora, a capacidade de refrigeração calculada no capítulo anterior.

O compressor é então escolhido em função de vários fatores como a temperatura do local em que o equipamento se vai encontrar em funcionamento, ou ainda a temperatura que se pretende obter no evaporador. Deste modo, e tendo em conta que o principal fornecedor desse tipo de equipamentos em Portugal é a Danfoss, é possível selecionar o compressor mais adequado usado para a vitrine *standard*.

Para a seleção dos componentes da linha de frio no catálogo, deram-se então prioridade às seguintes especificações:

- Capacidade de refrigeração necessária;
- Fluido frigorigénio utilizado: R404A;
- Temperatura de evaporação: -10°C ;
- Temperatura ambiente: 32°C ;

Consultando um catálogo da Danfoss, e procurando um compressor que cumpra com os requisitos acima descritos, consegue-se encontrar uma unidade compressora adequada com a informação necessária para prosseguir às diferentes análises deste trabalho.

A capacidade de refrigeração necessária para a seleção do compressor pode ser obtida com base em novos cálculos que têm em conta as melhorias anteriormente aplicadas. Deste modo, e tendo

em conta as variações da carga térmica dos produtos ao longo do tempo e todos os outros ganhos, é possível calcular um novo valor de ganhos térmicos. É importante referir que a totalidade dos novos cálculos são efetuados com base numa temperatura de 32°C, que corresponde ao pico de consumo energético, como podemos ver no gráfico da figura 5-21.

A capacidade de refrigeração então necessária é de aproximadamente 680 W. Após ter tido em conta os critérios acima referidos obteve-se um modelo com uma capacidade de 756 W, que é superior à desejada, sendo este o modelo NF7MLX. É possível observar nas figuras 6-7,6-8 e 6-9 a informação relativa à unidade condensadora selecionada, conseguindo-se assim informações relativas às dimensões do condensador, ao caudal de ar no condensador, ao modelo do compressor, ao volume de deslocação no motor e ainda detalhes relativos a conexões existentes na própria unidade condensadora.

Compressor	Code numbers		Horsepower (approx.)	EN 12900 (CECOMAF) Capacity [W]										EN 12900 (CECOMAF) Power consumption [W]		Displacement [cm³]
	Compressor	Compressor with oil cooling		Evaporating temperature [°C]										Evaporating temp. [°C]		
				-20	-15	-10	-6.7	-5	0	5	7.2	10	-25	-10		
NF7MLX	105F3720		1/5	543	666	756	805	964	1142	1227	1341			391	7.27	

Figura 6-7 - Características da unidade condensadora (Danfoss, (s.d.))

Recommended compressor cooling at ambient temperature									Voltage and frequencies	Electrical Equipment						Single pack code number	Compressor		
32°C			38°C			43°C				LST (RSIR)		HST (CSIR)		HST (CSR)				LST/HST	
LBP	MBP	HBP	LBP	MBP	HBP	LBP	MBP	HBP		PTC Starting device	Starting relay	Starting capacitor	Starting device	Starting kit	Cord relief			Cover	
spades			spades			spades				spades		spades							
	F ₂			F ₂			F ₂		7/8			117U4139	117U5018			2x117U0349	117U1021	195B0443	NF7MLX

Figura 6-8 - Características complementares da unidade condensadora (Danfoss, (s.d.))

Dimensions					
Height [mm]		Connectors location/I.D. [mm]			
A	B	Suc-tion	Pro-cess	Dis-charge	Oil cooler
C	D	E	F		
203	197	9.7	6.5	6.5	

Figura 6-9 - Dimensões da unidade condensadora (Danfoss, (s.d.))

No que diz respeito aos evaporadores presentes na linha de frio, a seleção é feita tendo em conta as dimensões das diferentes câmaras e da capacidade de refrigeração necessária. Uma vez que a vitrine *standard* em análise tem 1500mm de comprimento, o modelo do fornecedor então adotado para a câmara inferior será o VI15, enquanto que para a câmara superior será o VE15.

6.3 Análise do novo ciclo de frio

Tendo novos dados quanto aos componentes a substituir no ciclo de frio, é possível realizar uma nova análise do mesmo. Assim, é mais uma vez usado o Coolpack no qual foram inseridas as especificações respectivas.

PROCESS SPECIFICATION FOR PRESENT SITUATION					
EVAPORATOR			CONDENSER		
Evaporation temperature (T_E) [°C]	-10,0	ΔT_{SH} [K]	5	Condensing temperature (T_C) [°C]	45
Temperature of air or water entering evaporator [°C]	3			Temperature of air or water entering condenser [°C]	32,0
T_E : -10 [°C]	p_E : 434,1 [kPa]	UA-value : 0,058 [kW/K]		T_C : 45 [°C]	p_C : 2047 [kPa]
NOTE: Evaporating pressure = suction pressure			NOTE: Condensing pressure = discharge pressure		
SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (SGHX)			REFRIGERANT		
No SGHX:	0,0	T_4 : 37,7 [°C]	η_T : 0,00 [-]	R404A	
CYCLE CAPACITY					
Cooling capacity (\dot{Q}_E) [kW]	0,756	\dot{Q}_E : 0,76 [kW]	\dot{V}_S : 1,18 [m ³ /h]	\dot{m} : 0,007 [kg/s]	η_{VOL} : 0,184 [-]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Power consumption (\dot{W}) [kW]	0,391	η_S : 0,567 [-]	\dot{W} : 0,39 [kW]	Displacement rate (\dot{V}_D) [m ³ /h] : 6,4	
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Discharge temperature (T_2) [°C]	60	f_Q : 33,1 [%]	T_2 : 60,0 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,13 [kW]	
COMPRESSOR INLET TEMPERATURE					
T_1 [°C]	-5,0	$\Delta T_{SH,SL}$: -0,0 [K]			

Calculate	Print	Help	Home	State Points	Changes	COP : 1,934	COP* : 1,934
-----------	-------	------	------	--------------	---------	-------------	--------------

Figura 6-10 - Variáveis de entrada do novo ciclo

No quadro da figura 6-10, tal como na análise do primeiro ciclo, é possível ver a verde as variáveis de entrada e a azul os resultado correspondentes às informações calculadas pelo Coolpack, tendo sido feito o preenchimento da mesma forma.

Os valores de entrada inseridos são:

- fluido frigorigénio: R404A
- temperatura de evaporação: -10°C
- sobreaquecimento: 5°C
- temperatura do ar da câmara à entrada do evaporador: 3°C
- temperatura de condensação: 45°C
- sobreaquecimento: 7°C
- temperatura ambiente: 32°C
- capacidade de refrigeração: 756W
- potência de consumo: 391 W
- temperatura do fluido frigorigénio à saída do compressor: 60°C
- temperatura do fluido frigorigénio à entrada do compressor: -5°C

Depois de ter sido considerado o novo ciclo de frio no programa obtém-se um COP de 1,934. PoNa figura 6-11, que representa um diagrama Pressão - Entalpia, é possível analisar o estado em que se encontra o fluido frigorígeno na nova análise e as transformações que este sofre durante o ciclo. Para além de mostrar de forma clara o que ocorre no novo ciclo de frio, a imagem obtida pelo programa fornece também o resultado do cálculo do valor do COP e do rendimento de Carnot para o fluido frigorígeno R404A.

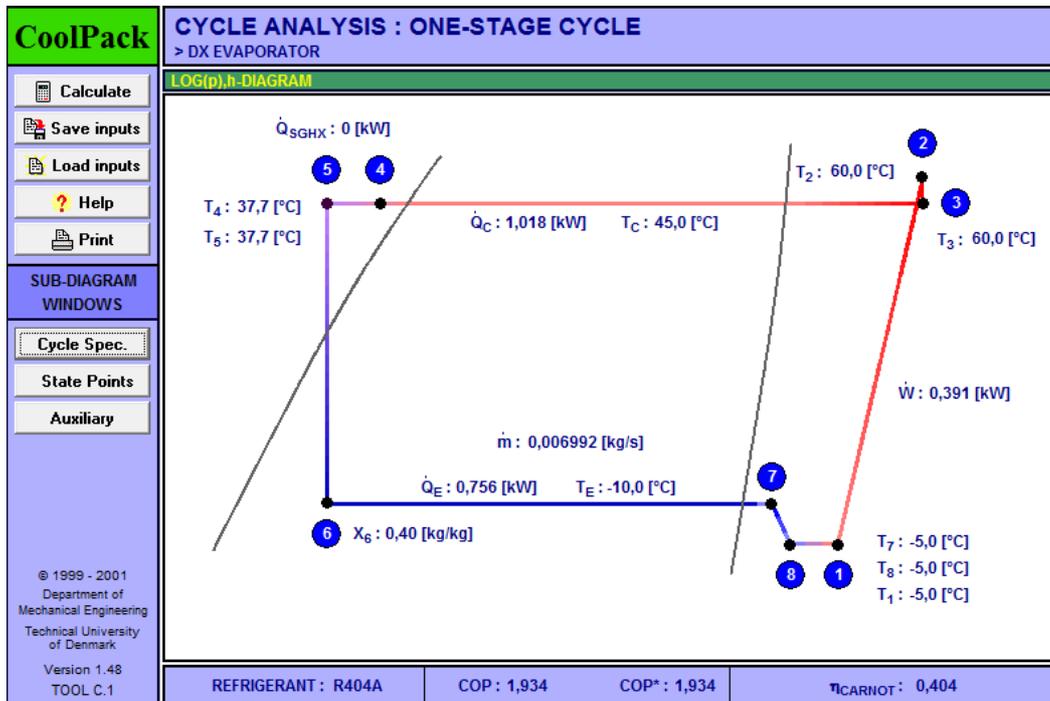


Figura 6-11 - representação do novo ciclo de frio

De notar que a figura 6-11 apresenta um ciclo semelhante ao da primeira análise, apresentando apenas mudanças em alguns valores. Poderemos também ver em anexo uma tabela, resultante de uma análise no mesmo programa, que descreve cada propriedade termodinâmica para cada ponto.

De modo a perceber melhor o significado dos diferentes pontos presentes na figura 6-11, nota-se abaixo uma representação, incluindo todos os componentes responsáveis pelas mudanças de estados da figura acima.

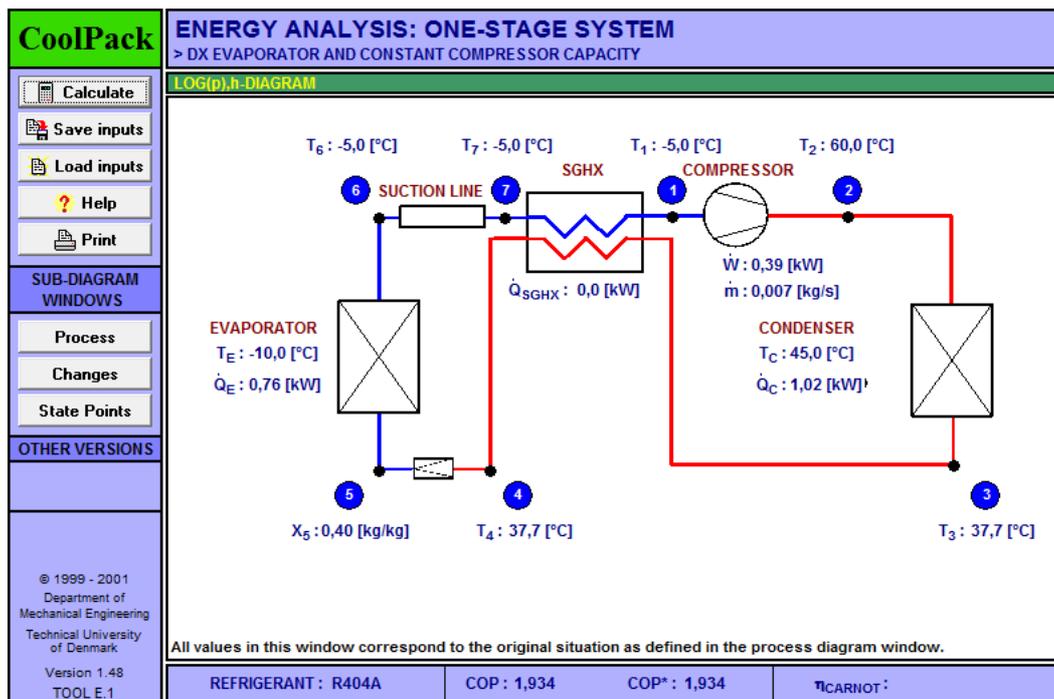


Figura 6-12 - descrição dos processos do ciclo de frio

Como conclusão da análise do ciclo de frio, com base nos dados dos componentes iniciais, é possível ver que o ciclo apresenta um COP maior em relação ao ciclo de origem, ou seja a remoção do calor conseguido com base no trabalho fornecido pelo compressor é maior do que no primeiro ciclo. Pelos resultados obtidos pode dizer-se também que o rendimento isentrópico, que representa as perdas de carga do fluido e as perdas de calor no cilindro, é maior do que no ciclo inicial. O esquema da figura anterior permite ainda obter a temperatura do fluido em cada ponto, depois e antes de cada componente.

6.4 Avaliação de possíveis melhorias na circulação do ar na câmara superior

Ao observar os diferentes modelos de vitrines presentes no mercado, nomeadamente a vitrine *standard*, é possível observar que a entrada de ar na câmara superior aparenta não ser a melhor.

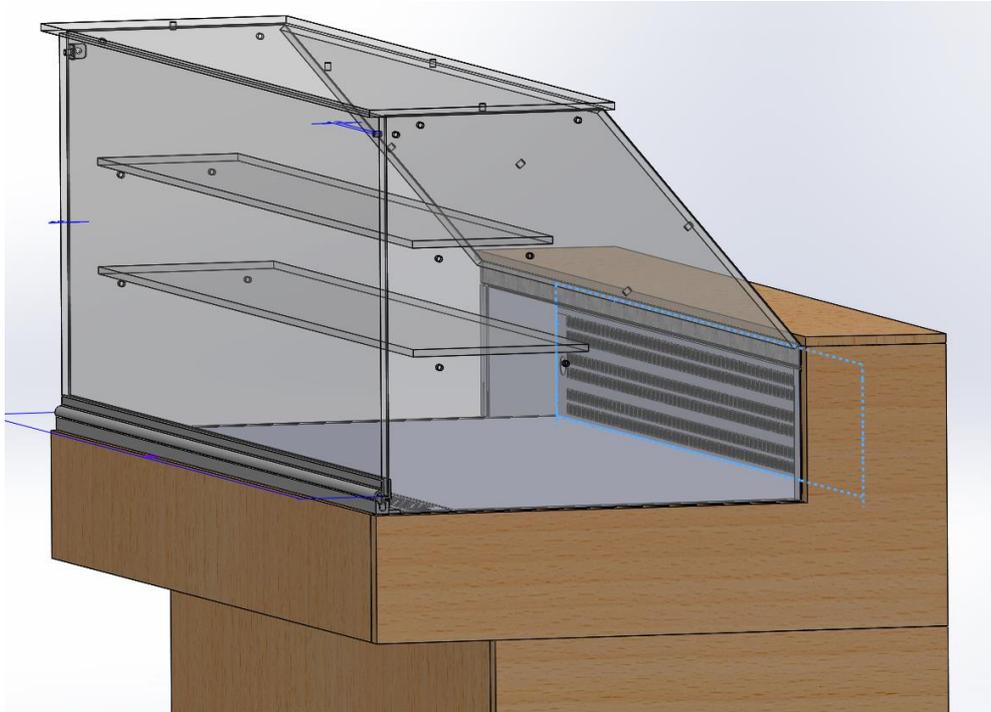


Figura 6-13 - Perfil lateral, entrada (traço interrompido azul ar a azul)

Na figura 6-13 é possível ver a forma como o ar entra na câmara superior da vitrine, sendo que a grelha dessa mesma entrada apresenta uma geometria simples vertical. O facto da grelha em questão apresentar uma geometria vertical dá a entender que a saída de ar é feita horizontalmente, levando assim a acreditar que se dá uma boa circulação do ar frio apenas na parte inferior da câmara. Para além dos efeitos da entrada horizontal do ar na câmara superior, a variação de densidade do ar com a temperatura poderá eventualmente também ter um efeito negativo na refrigeração da parte superior da câmara. O efeito negativo em questão tem a ver com o facto do ar quente apresentar uma densidade inferior ao ar frio, fazendo com que o ar quente tenha tendência para se manter na parte superior da câmara e o ar frio na parte inferior.

Sendo o objetivo deste trabalho a melhoria da vitrine *standard*, e tendo por base as observações anteriores, é feita de seguida uma análise com o objetivo de saber se a vitrine consegue manter os produtos à temperatura proposta, e ainda, se é ou não possível alterar a geometria da câmara no caso de não ser possível satisfazer a temperatura desejada com a geometria atual.

Para a análise acima referida, foi escolhido o *Software Ansys*, mais precisamente o *Fluent*, uma vez que este permite simular a circulação de um fluido, obtendo assim perfis de velocidades, pressões, e mais importante para este efeito, de temperaturas.

Para realizar a análise proposta, foi primeiramente feita uma simulação nas condições de origem. Para tal, foi primeiramente necessário obter um modelo tridimensional da vitrine *standard* de origem, figura 6-13, à qual foram adicionados volumes equivalente aos produtos a refrigerar, sendo esse volume obtido com base nas tabelas 5-11 e 5-12.

Uma vez o modelo tridimensional obtido, subtraiu-se a parte sólida da vitrine, de modo a obter o volume de ar presente na câmara superior, como podemos ver na figura 6-14, com os produtos anteriormente referidos presentes a azul, sendo que os cilindros nas prateleiras representam bolos e os cilindros do lado de baixo representam latas de coca-cola.

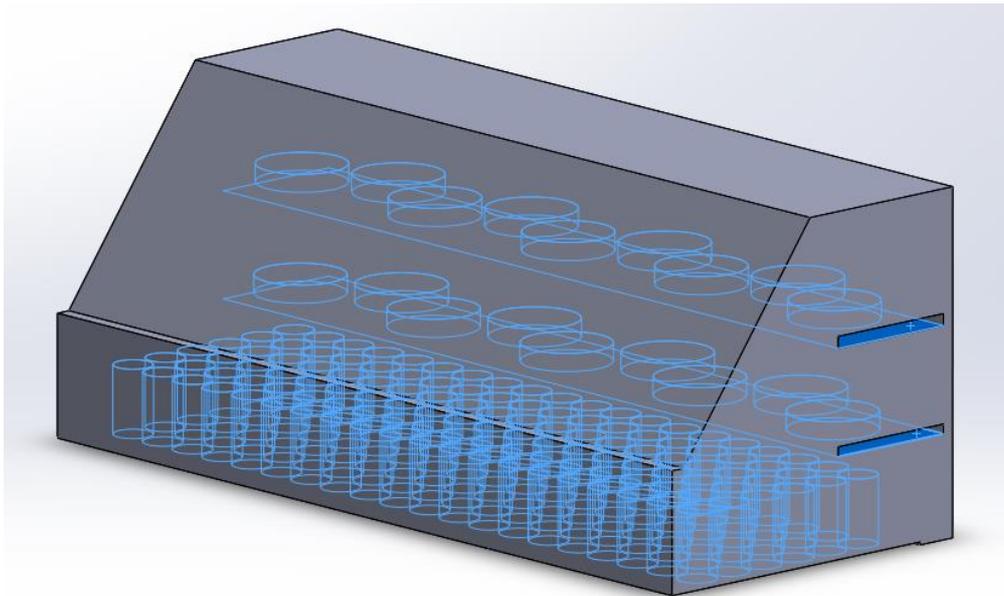


Figura 6-14 - Volume de ar da câmara superior

A obtenção do ar presente na câmara superior e respetiva gravação em formato “x_t” permite abrir o volume de ar no *Ansys* e assim, iniciar a simulação.

A primeira fase da simulação trata de criar, a partir do volume de ar da vitrine, uma malha que servirá para cálculos e obtenção dos respetivos resultados, figura 6-15. É importante referir que a malha então criada deve apresentar geometria e tamanhos adequados de modo a obter uma precisão minimamente adequada.

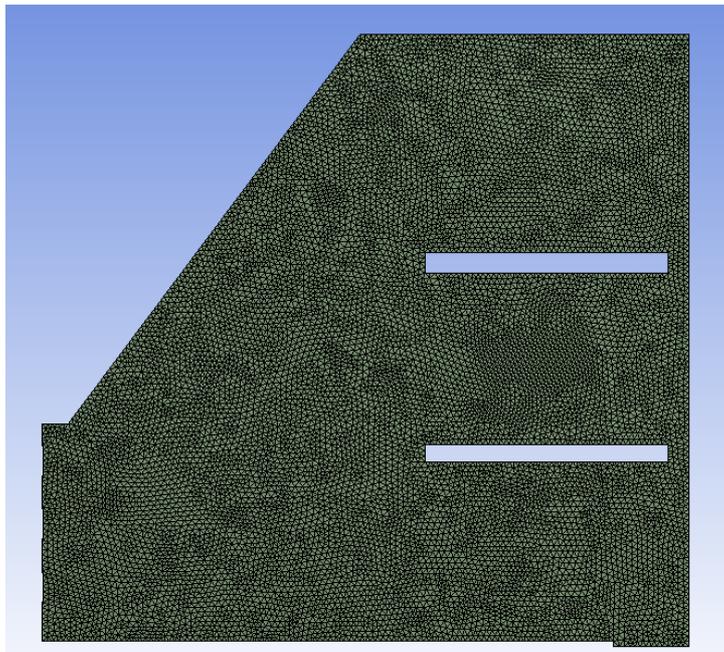


Figura 6-15 - Malha triangular da câmara de origem

Numa fase seguinte, é necessário definir condições de fronteira e as características de entrada do ar, sendo estas as que melhor representam as condições de funcionamento real da vitrine *standard*.

Deste modo, define-se na face do lado esquerdo na figura 6-15, como sendo a entrada de ar. Define-se também a área correspondente aos vidros, o que são as faces correspondentes aos painéis 2,9, 1,3 e 10. Define-se por fim o local de saída de ar, que podemos ver na figura 6-15 em baixo à direita.

Uma vez a malha e as faces devidamente definidas, é necessário atribuir a cada uma delas as suas características, sendo estas referentes a velocidade de entrada de ar, temperatura de entrada de ar, temperatura ambiente e espessura dos painéis. Assim sendo, com base no tipo de produtos refrigerado, atribui-se uma velocidade de 2 m/s e uma temperatura de entrada de ar de 2 °C. Com base nas considerações anteriormente feitas é também atribuída uma temperatura ambiente de 32 °C, as faces relativas a cada painel. Para além da atribuição de temperatura ambiente e espessura para todas as faces, é ainda atribuída à face do painel próximo do compressor uma temperatura ambiente de 39 °C.

Uma vez todas as variáveis inseridas, e após tempo suficiente de processamento, são obtidos os resultados abaixo, relativamente às temperaturas, velocidades e pressões existentes na câmara.

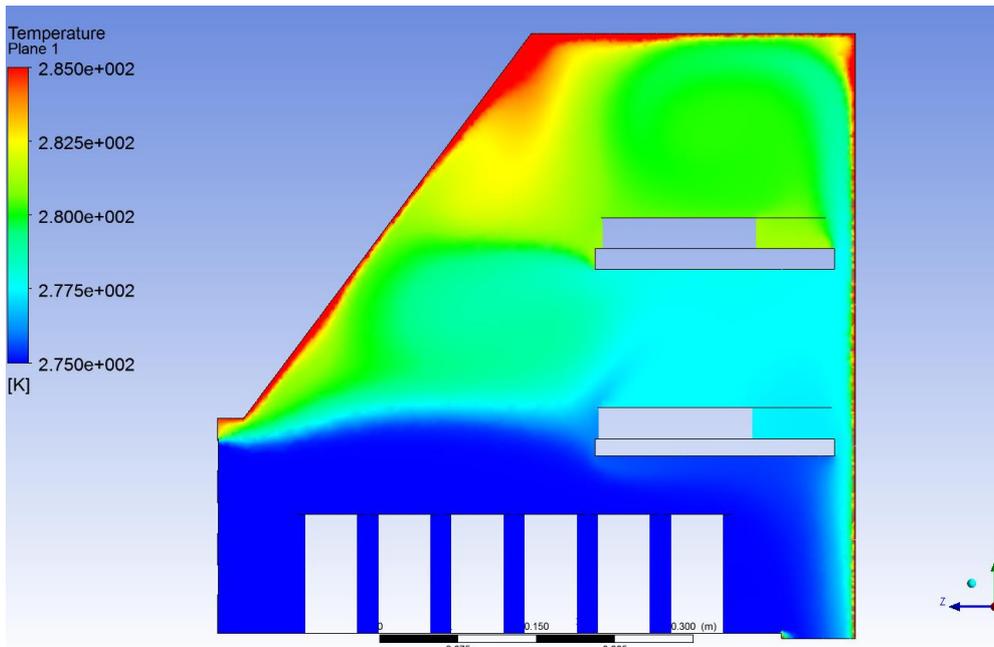


Figura 6-16 - Temperaturas de origem na câmara superior - vista lateral

Na figura 6-16, é possível obter as temperaturas nos vários locais da câmara superior. Na parte inferior da câmara, junto às bebidas, é possível ver que a temperatura é de 2 °C, como desejado. Por sua vez, na prateleira inferior, obtém-se uma temperatura juntos aos produtos de aproximadamente 5 °C.

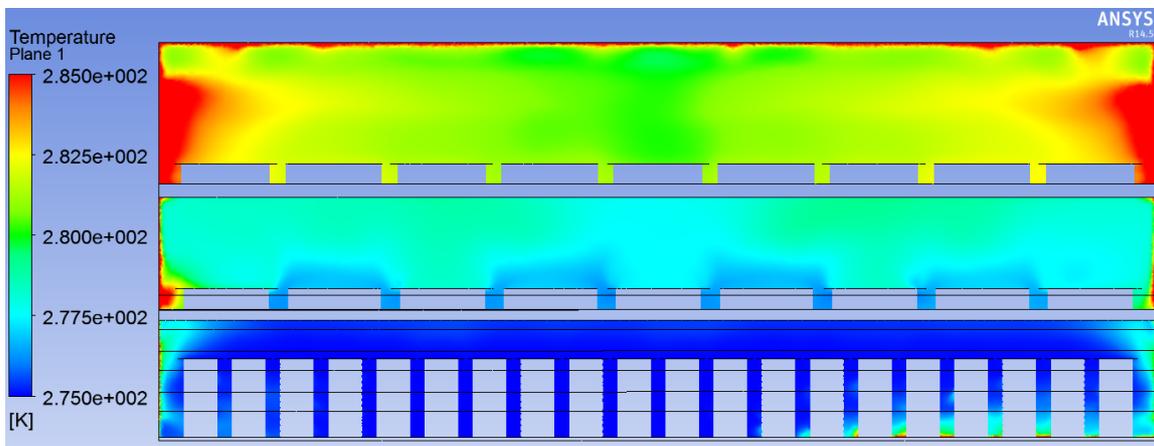


Figura 6-17 - Temperaturas de origem na câmara superior - vista frontal

Por fim, na prateleira superior, tendo em conta também a figura 6-17, obteve-se uma temperatura de aproximadamente 9 °C.

Os resultados acima mostram assim que a geometria de origem da vitrine frigorífica poderá eventualmente ser melhorada. Deste modo, com base na simulação efetuada, tenta-se perceber a partir dos perfis de velocidade da figura 6-18, quais serão as possíveis causas para uma má circulação na câmara superior.

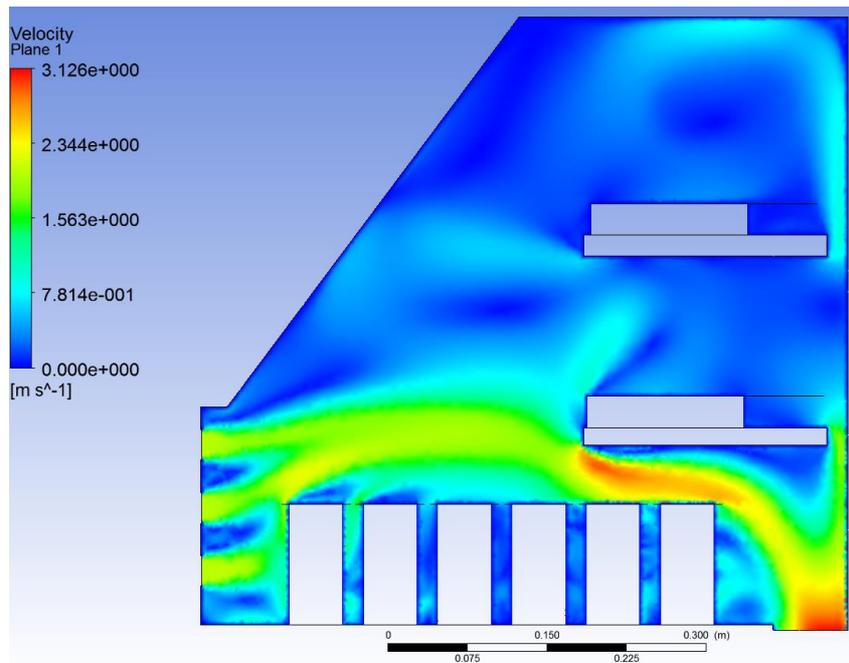


Figura 6-18 -perfil de velocidades de origem na câmara superior - vista lateral

Ao observar a figura 6-18 é possível ver que as velocidades são maiores entre as bebidas na parte inferior da câmara e a prateleira de baixo. A figura 6-18 permite perceber o porquê de existir uma má circulação e conseqüente má refrigeração na parte superior da câmara, uma vez que o ar a velocidade mais elevada é ar a temperaturas mais baixa. O problema de temperaturas na câmara superior poderá eventualmente ser resolvido se se conseguir obrigar a principal corrente de ar frio a passar acima da prateleira inferior.

Para tornar completa a percepção do problema e encontrar possíveis causas para o poder resolver, apresenta-se na figura seguinte as pressões existentes na câmara.

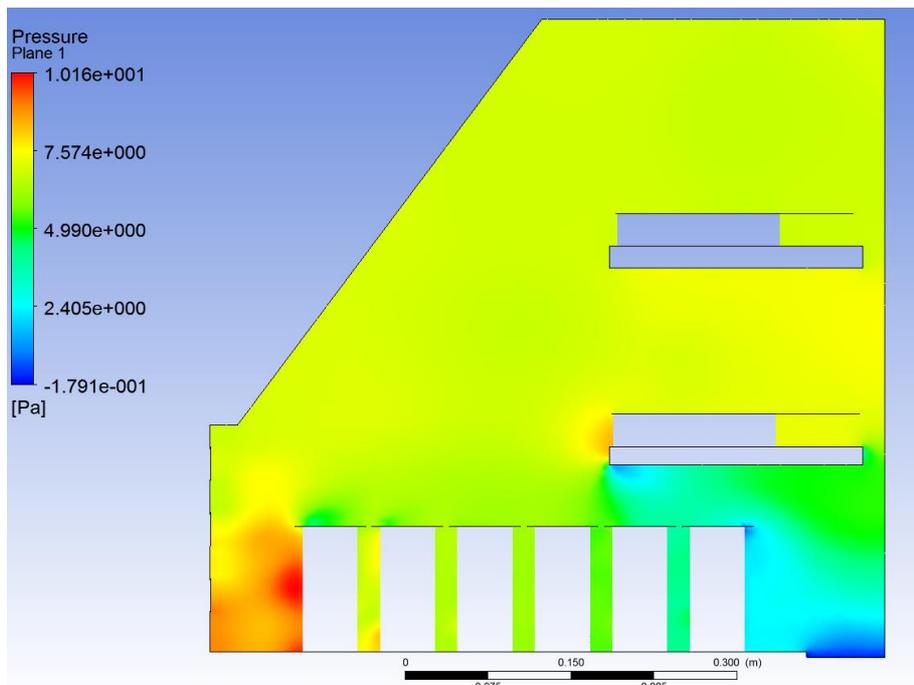


Figura 6-19 - Pressões de origem na câmara superior - vista lateral

É então possível notar que existem pressões bastante baixas junto à saída do ar. Isso deve-se ao facto da área de saída do ar ser demasiado baixa, o que causa um efeito de sucção nessa zona, fazendo consequentemente com que a corrente de ar anteriormente descrita passe por baixo da prateleira inferior.

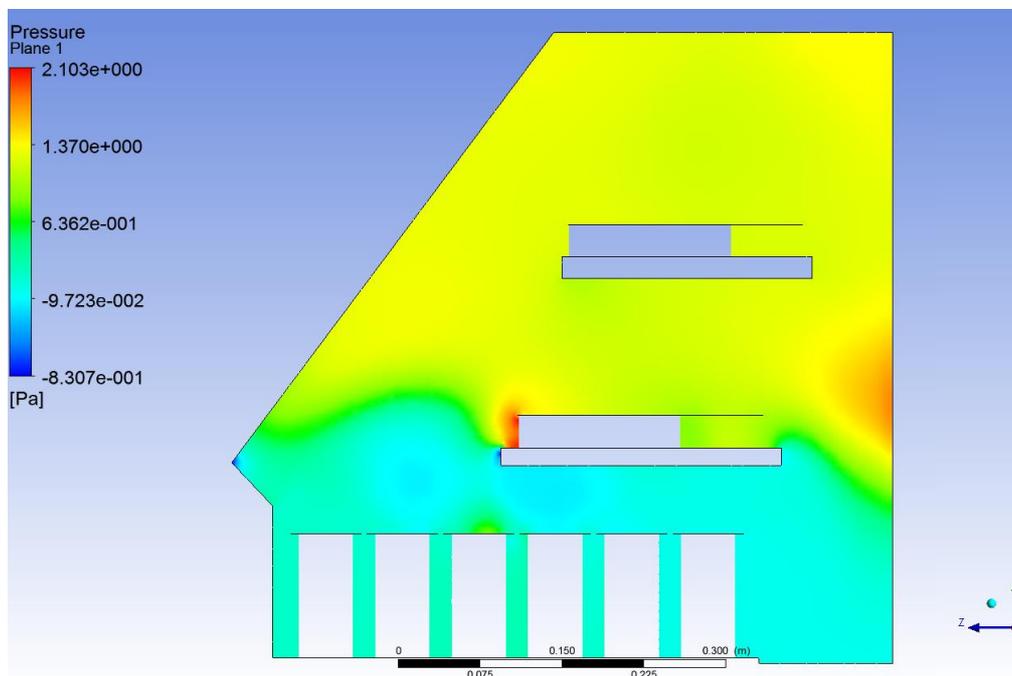


Figura 6-20 - Pressões na câmara superior, com nova geometria - vista lateral

Tendo em atenção os fatores anteriormente descritos, procurou-se homogeneizar as pressões de modo a conseguir a passagem do ar entre as duas prateleira, tal foi conseguido através do aumento

da área de saída.

Para além do aumento da área de saída do ar foram também efetuadas algumas alterações no posicionamento das prateleiras. A prateleira inferior foi colocada mais a baixo na câmara, e para além disso, as duas prateleiras foram também reposicionadas mais à esquerda na figura 6-20 para facilitar não só a saída do ar mas também a passagem do ar pela parte superior da câmara.

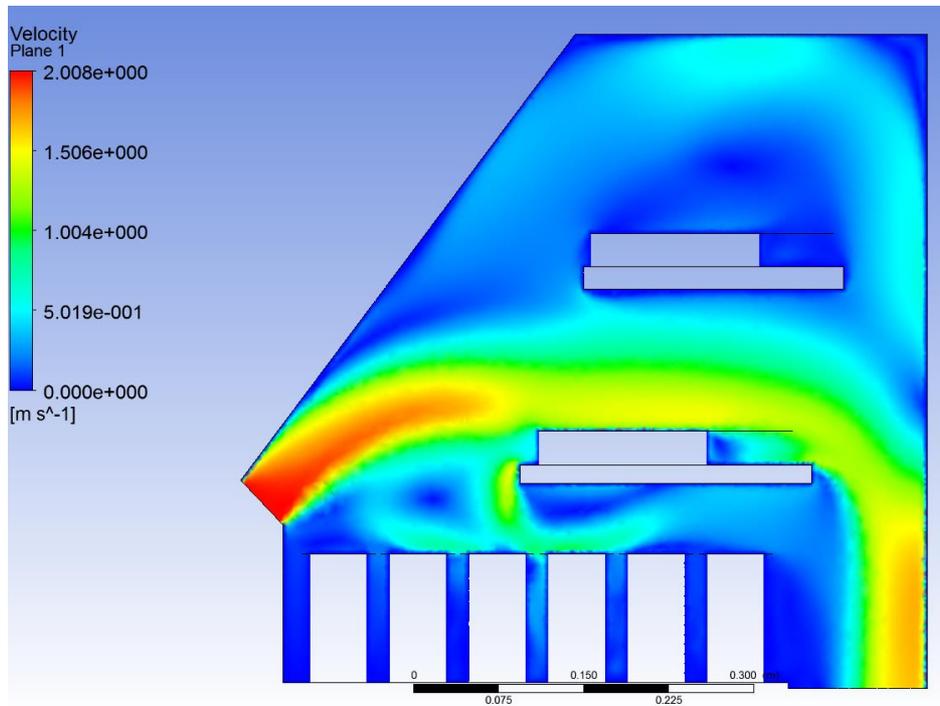


Figura 6-21 - perfil de velocidades na câmara superior, com nova geometria - vista lateral

Como se pode ver na figura 6-21, relativa ao perfil de velocidades depois das alterações na geometria da câmara, as zonas de maiores velocidades encontra-se entre as duas prateleiras. É também possível notar que o reposicionamento da prateleira superior, juntamente com a passagem do ar entre as prateleiras causa um efeito de recirculação do ar na câmara inferior, favorável à diminuição da temperatura nessa zona.

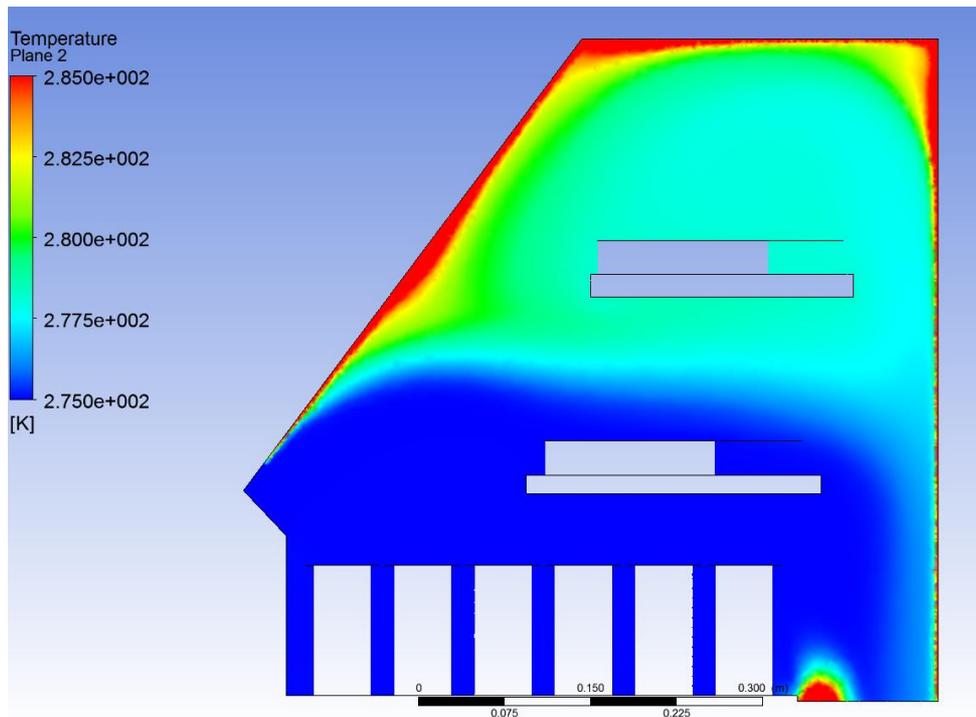


Figura 6-22 - Temperaturas na câmara superior, com nova geometria - vista

Como conclusão das alterações efetuadas e da presente simulação é possível obter os resultados presentes nas figuras 6-22 e 6-23. A observação dos resultados permite-nos obter as temperaturas junto aos alimento nos diferentes locais da câmara. Deste modo obtém-se uma temperatura de 2°C na parte inferior e na prateleira inferior, e uma temperatura de aproximadamente 4,5°C na prateleira superior.

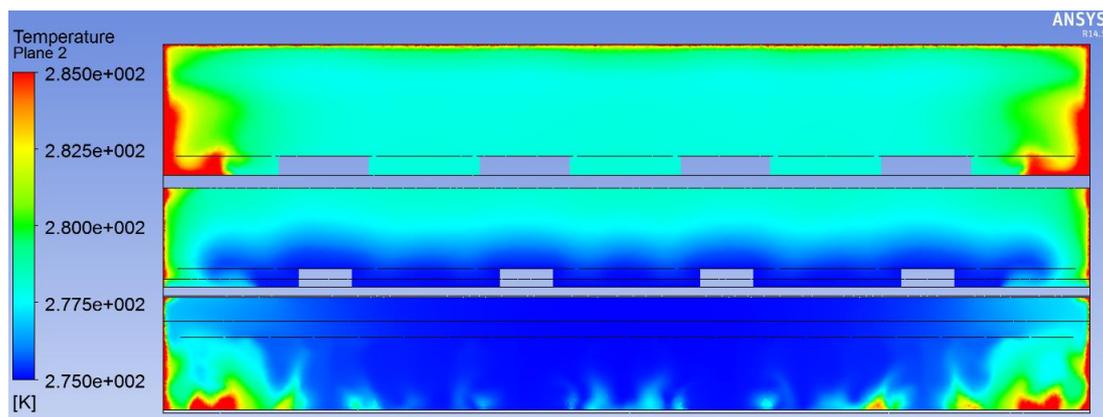


Figura 6-23 - Temperaturas na câmara superior, com nova geometria - vista frontal

Pode-se assim dizer-se com base nestes resultados que se obteve uma redução importante da temperatura, conseguindo deste modo satisfazer as temperaturas de refrigeração desejadas.

7 Conclusão e trabalhos futuros

O trabalho efetuado permitiu ter noção dos equipamentos existentes no mercado, permitiu ainda conhecer o seu funcionamento e dar pelas falhas que o mesmo apresenta.

A pesquisa de campo e a análise térmica efetuada foi de grande auxílio na deteção dessas falhas dando assim origem às melhorias do capítulo anterior. Com base na caracterização térmica foi possível obter as necessidades de refrigeração e propor um novo ciclo de frio. Foram também propostas outras melhorias, obtidas com base na alteração da geometria tanto a nível de melhoria do processo de produção como da circulação do ar na câmara superior, estando as melhorias em causa discutidos de seguida.

Apesar das três melhorias aparentarem ser positivas, é importante fazer um estudo das mesmas no sentido de saber se a sua aplicação a nível industrial, é ou não viável, sendo este o objetivo neste subcapítulo.

No que diz respeito às possíveis alterações de geometria foram propostas 3 principais mudanças, sendo elas a aplicação de vidro duplo, alteração para injeção de poliuretano e o aumento da espessura dos painéis.

A aplicação de vidros duplos pode ser considerada uma mudança viável uma vez que a espessura não é aumentada mas apenas dividida em duas metades, mantendo assim os custos de aquisição dos vidros, aumentando no-entanto o isolamento dos mesmos devido à caixa-de-ar.

Por sua vez, a viabilidade da alteração da geometria para injeção de poliuretano envolve mais fatores sendo por isso mais complicado determinar se este será ou não viável. Os fatores que poderão influenciar negativamente a viabilidade da melhoria estão relacionados com a existência de uma máquina injetora, com a necessidade de moldes, e com a alteração das cotas. O maior investimento necessário para esta alteração está ligado naturalmente com a existência, ou não, de uma máquina injetora. É por isso necessário, para que se possa considerar esta melhoria viável, que a empresa que pretender implementar esta melhoria já tenha a máquina em sua posse. No caso contrário, um investimento num equipamento deste tipo implicaria quantidades de dinheiro demasiado elevadas que seriam apenas compensadas a longo prazo, no caso da vitrine em questão ser vendida em grandes quantidades. Depois da máquina injetora, a aquisição de moldes é seguramente o maior investimento a ter em conta. No-entanto, dada a baixa complexidade das partes da vitrines a injetar, é possível a utilização de moldes de madeira, o que reduz substancialmente o custos da sua aquisição. É importante referir que o processo em questão destina-se a vitrines estandardizadas e que, apesar de poderem sofrer ligeiras alterações, não irão mudar muito. Desta forma a utilização de vários moldes, e respetiva combinação entre eles, para satisfazer diferentes geometrias e medidas não implica

grandes despesas relativamente aos proveitos que se poderá conseguir com a presente melhoria.

Por fim, a alteração das cotas poderá eventualmente ter um impacto ligeiramente negativo no que toca ao aumento da quantidade de matérias-primas como as chapas ou do material isolante. No-entanto a influencia desta alteração não tem peso nenhum na inviabilidade da melhoria, pela reduzida diferença na quantidade e nos custos de aquisição da matéria-prima.

Finalmente, em relação ao aumento da espessura dos painéis contendo poliuretano, pode dizer-se que a única contrapartida tem a ver mais uma vez com o aumento da quantidade de matéria-prima, e conseqüentemente dos custos da sua aquisição.

Embora as alterações apresentem os aspetos negativos acima referidos, apresentam também aspetos muito positivos. Ao implementar um novo processo, com injeção em vez da colocação do poliestireno placa por placa, poupar-se-ia muito mais tempo, pois a injeção é um processo rápido, que necessita apenas de uma pessoa para a sua execução. De referir ainda que quanto maior e semelhantes forem as produções menores serão os custos de produção em comparação com o modelo de origem. De modo geral a nova geometria e o respetivo processo acaba por ser proveitoso devido às maiores velocidades de produção, ao melhor isolamento térmico (aumento da espessura e diminuição do coeficiente de condutibilidade térmica) e à menor mão-de-obra necessária, compensando grandemente as contrapartidas anteriormente apresentadas.

Para além da alteração da geometria é importante também discutir a implementação dos novos componentes na linha de frio. Antes de mais, é importante referir que, embora esta mudança de componentes esteja no capítulo de melhorias, esta é uma sugestão de que componentes serão mais adaptados em função das presentes condições, isto é, tendo em conta as condições consideradas neste trabalho. Esta mudança pode então ser considerada como um redimensionamento do ciclo de frio, ou uma correção do mesmo. O único inconveniente na alteração efetuada tem a ver com os aumentos dos custos dos componentes da linha de frio. Embora os componentes fiquem mais caros, é garantido com o seu uso que os produtos ficaram bem refrigerados. É ainda importante referir que o conjunto de novos componentes escolhidos leva a uma capacidade de refrigeração maior e também a um COP maior.

Para além dos pros e contras existentes na alteração proposta, é ainda importante abordar a classe energética do equipamento, pois as vitrines frigoríficas, como outros produtos, deve obedecer a regras relativa a eficiência energética e apenas podem ser comercializadas se cumprirem essas mesmas regras. A classe energética é conferida a um equipamento em função da energia por ele consumida, correspondente obviamente à sua duração de vida útil. Deste modo no ciclo de frio de origem, tendo em conta uma duração de 15 anos, um compressor a trabalhar em média 12h por dia e um consumo de 502W, obtém-se um consumo de energia de 33 000 kWh. Nas mesmas

circunstâncias, para uma potência de 391W no novo ciclo de frio, obtém-se um consumo energético de aproximadamente 26 000 kWh. Conclui-se desta forma que é obtida uma redução muito significativa no consumo energético, que ao ser convertido em euros, considerando 0,14€/kWh, se traduz numa poupança nos 15 anos de 980€. É Então importante concluir dizendo que uma vez que as poupanças superam o aumento nos custos dos componentes do ciclo de frio, a mudança proposta acaba por ser perfeitamente viável.

Por último, resta discutir a implementação da nova geometria na câmara superior, para uniformização da temperatura na mesma. A alteração efetuada poderá possivelmente ter um impacto negativo em termos visuais por deixar a prateleira inferior um pouco atrás da prateleira superior e menos visível, não sendo no-entanto este apeto de grande importância. Em contrapartida, tendo em conta que os requisitos proposto inicialmente neste trabalho englobavam a capacidade de manter a câmara superior a uma temperatura mínima de 2°C, conseguiu-se com a melhoria em questão obter descidas de temperatura na câmara de quase 5°C na câmara superior. Conseguiu-se assim obter-se temperaturas de 2°C nos locais onde se encontram os produtos, exceto na prateleira superior onde se obteve uma temperatura muito próxima do desejado de 4,5°C.

Concluiu-se dizendo que o trabalho efetuado se revelou ser bastante positivo, conseguindo melhorar substancialmente a vitrine *standard*, obtendo uma maior eficiência, menores custos e tempo de produção.

O método de análise e a forma como as melhorias foram apresentadas, levam a facilidades no caso de empresas deste ramo quererem melhorar equipamentos com funcionamentos semelhantes, o que faz deste trabalho uma base para desenvolvimento e otimização de máquinas de frio.

8 Referências

Bibliografia

Agencia Portuguesa do Ambiente, “Relatório da qualidade do ar 2011 – estação de referência da qualidade do ar”, (2012).

Danfoss, “unidades condensadoras semi-herméticas 60HZ”, 2008.

Danfoss, “Danfoss compressors”, (s.d.).

Dias, J.A., “Concepção de Instalações Frigoríficas em Expansão Directa versus Sistemas Inundados. Análise Energética das Soluções” 2012.

Freitas, A., Figueredo, P. (2000).

Gaspar P.D., Miranda A., Pitarma R.A., “Equipamentos Expositores Refrigerados Perspetiva Comercial e Eergética”, (s.d.).

Lidon, F., Silvestre, M. (2008).

Lobarinhas. L., “Frio industrial”, (2014).

Lobarinhas P., “Ciclos frigoríficos”, (2014).

Lobarinhas, P., “A refrigeração e conservação de produtos alimentares”, (2014).

Mesquita, N., “Redução do consumo de energia de um equipamento de frio”, 2009.

Nascimento Da Silva, M., “Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial”, (2005).

Pinto, J., Neves, R. (2010).

Stoecker, W.F., “Industrial Refrigeration Handbook”, McGrawHill, 1998.

Teixeira, J.C. “Transferência de calor”, (s.d.).

Webografia

AmbienteGelado., (s.d.), “Tipos de refrigerantes utilizados no mercado” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://www.ambientegegado.com.br/v30/flus-refrigerantes-mainmenu-71/tipos-de-flus-mainmenu-73/24-tipos-de-flus.html>>;

Alibaba, (s.d.), “Multideck refrigerated Cabinet” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL:http://littleduckgroup.en.alibaba.com/product/601002712-217014335/Multideck_Refrigerated_Cabinet_with_five_shelves_and_LED_light_E6_Auckland.html>;

Archi, E., (s.d.), “Comercial refrigerator - freezer” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://www.archiexpo.com/prod/husmann/commercial-refrigerator-freezer-glass-door-10358-466915.html>>;

Arneg, (s.d.), “Refrigerated cabinet-Semi-vertical cabinets” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: http://www.arneg.com.ar/prodotti/mobili_frigoriferi/semi_verticali/merida/merida-eng.htm>;

Catering A.S., (s.d.), “Multideck display cabinet” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://www.catering-appliance.com/gg470-mandy-refrigerated-display-cabinet>>;

Chadderton, (s.d.), “Glass door display fridge” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://chaddertoncatering.com/en/details/fridges-freezers-display/183/vestfrost-fkg311-upright-glass-door-display-f>>;

Construnário, (s.d.), “Ficha técnica R410A” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://www.construnario.com/ebooks/6730/fluidos%20frigor%C3%ADficos/gases%20refrigerantes%20%28hfc%29/r410%20a/ficha%20t%C3%A9cnica.pdf>>;

Costa, L., “História da Refrigeração”, [consultado 2014-09-10] Disponível na www: <URL:

<http://stravaganzastravaganza.blogspot.pt/2011/03/historia-da-refrigeracao.html>>;

Derigo, (s.d.), “Vertical multideck cabinets” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://www.derigorefrigeration.com/category/supermarket-line/vertical-and-semivertical-multideck-cabinets>>;

Dismafrio, (s.d.), “Ficha técnica R417b” [consultado a 2014-09-12] Disponível na www: <URL: http://www.dismafrio.es/doc.php?archivo=gases/R417B_tec&titulo=Ficha%20t%C3%A9cnica%20R-417%20B>;

Ebah, (s.d) – “Ciclos de refrigeração – refrigerantes” [Consultado 2015-03-15] Disponível na www: <URL: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAABIgcAA/ciclo-refrigeracao-refrigerantes>>;

Ecocasa, “etiqueta de eficiência energética” [Consultado 2015-06-28] Disponível na www: <URL: http://www.ecocasa.pt/consumo_content.php?id=73>;

Eecv, (s.d.), “Supermarket island cabinet” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://www.ecvv.com/product/4281083.html>>;

EE IIT, Kharagpur, India, (2008), “Refrigeration & Air Conditioning” [Consultado 2014-10-08] Disponível na www: <URL: <http://pt.slideshare.net/wapakunungkuy/refrigeration-andairconditioningbyiitkgp>>;

Eng.T.B., (s.d.) “Thermal Conductivity of some common Materials and Gases” [Consultado 2015-05-01] Disponível na www: <URL: http://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html>;

Fotos, I., (s.d.), “Balcão refrigerado” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://www.fotos-imagens.net/balcao-refrigerado.html> >;

Gelighting, (s.d.), “Iluminação de Freezers LED” [consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://www.gelighting.com/LightingWeb/br/products/refrigerated-display-lighting/immersion-rv40.jsp>>;

John, L., (s.d.), “Freezers” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://www.johnlewis.com/browse/electricals/fridges-freezers/freezers/> /N-adr>;

Jordão, C.S., (s.d.), “Pation lux Vitruinas” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: http://www.jordao.com/uploads/catalogo/ficheiros/1321542201_2992_passionlux050_5_01.pdf>;

Mario, C., (s.d.), “Linha branca - frigoríficos” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://www.mariocatalao.com/produtos/linha-branca.html>>;

Matos, Rudmar, “ história da refrigeração”, [consultado 2014-09-10] Disponível na www: <URL: <http://pt.slideshare.net/Bteruel/historia-da-refrigerao>>;

Magma, (s.d.), “Eficient commercial refrigeration equipment Magma” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://www.magmacold.com/c.php?id=7>>;

Magnus, (s.d.), “Buffet e vitrines” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www: <URL: <http://vialgo.com/magnus341-390.pdf>>;

Mspc, (s.d.) - “Ciclo de Carnot – diagrama e formulas [Consultado 2015-02-11] Disponível na www: <URL: <http://www.mspc.eng.br/termo/termod0510.shtml> >;

Weiku, (s.d.), “Single island-type refrigerated cabinets” [Consultado 2014-09-12] Disponível na www:<URL:http://www.weiku.com/products/12735659/Single_Island_type_Refrigerated_Cabinet.html>;

Wikipedia, (s.d.) – “Primeira lei da termodinâmica” [Consultado 2015-02-11] Disponível na www: <URL: https://pt.wikipedia.org/wiki/Primeira_lei_da_termodin%C3%A2mica>;

Wikipédia, (s.d.) – “diferença de temperatura média logarítmica” [Consultado 2015-05-26] Disponível na www: <URL: https://pt.wikipedia.org/wiki/Diferen%C3%A7a_de_temperatura_m%C3%A9dia_logar%C3%ADmica >;

Wikipédia., (s.d.) “Condutibilidade térmica” [Consultado 2015-05-01] Disponível na www: <URL: https://pt.wikipedia.org/wiki/Condutividade_t%C3%A9rmica>;

Wikipédia, (s.d.) “segunda lei da termodinâmica”, [consultado a 2014-08-12] Disponível na <URL:
https://pt.wikipedia.org/wiki/Segunda_lei_da_termodin%C3%A2mica>

Anexos

Anexo I – desenhos de base para seleção de evaporadores

Nas figuras I-1 e I-2 estão apresentado os dois desenhos para seleção de base dos evaporadores. Os documentos em questão foram fornecido pela Sovifrige., indústria de equipamentos hoteleiros.

A figura I-1 representa assim o evaporador V15 escolhido para refrigeração da câmara superior da vitrine.

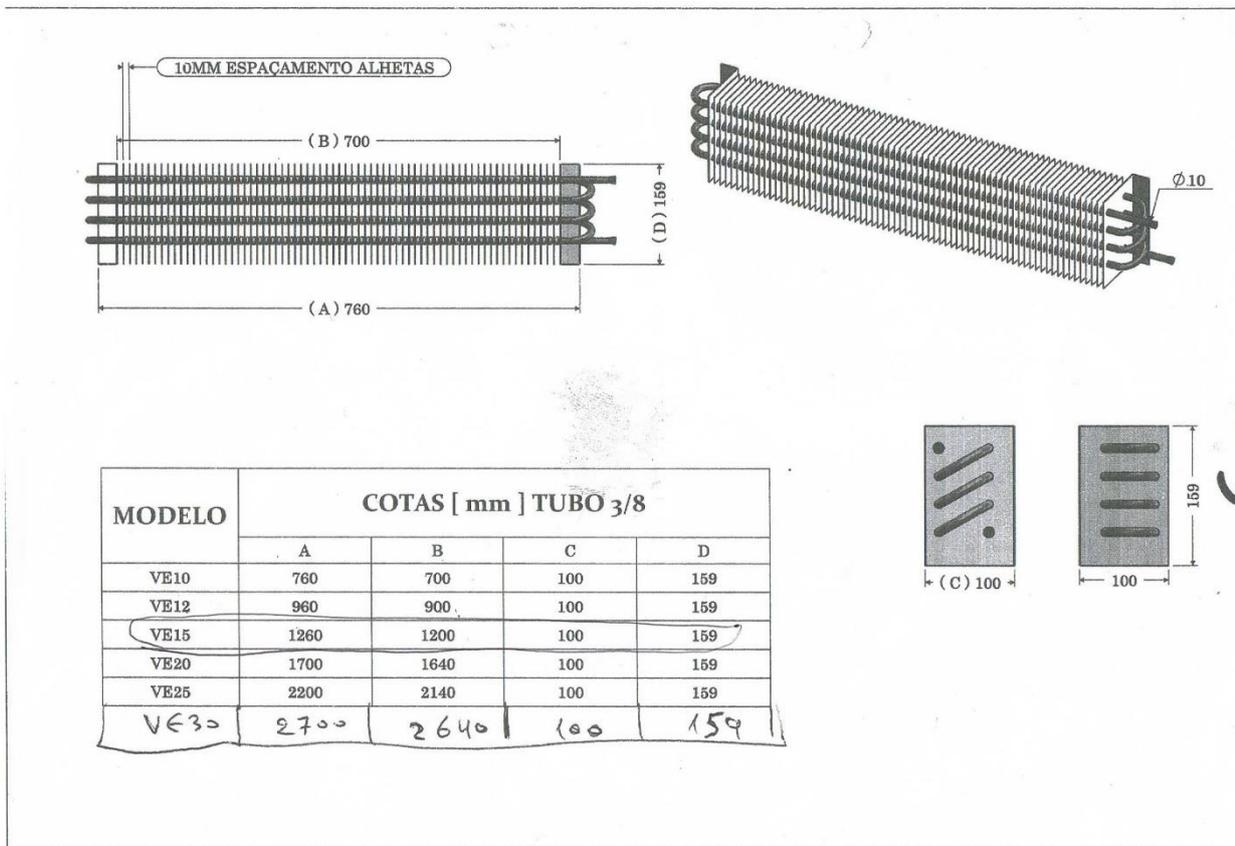


Figura I-1 - Seleção do evaporador da câmara superior

A figura I-2 representa assim o evaporador V15 escolhido para refrigeração da câmara inferior da vitrine.

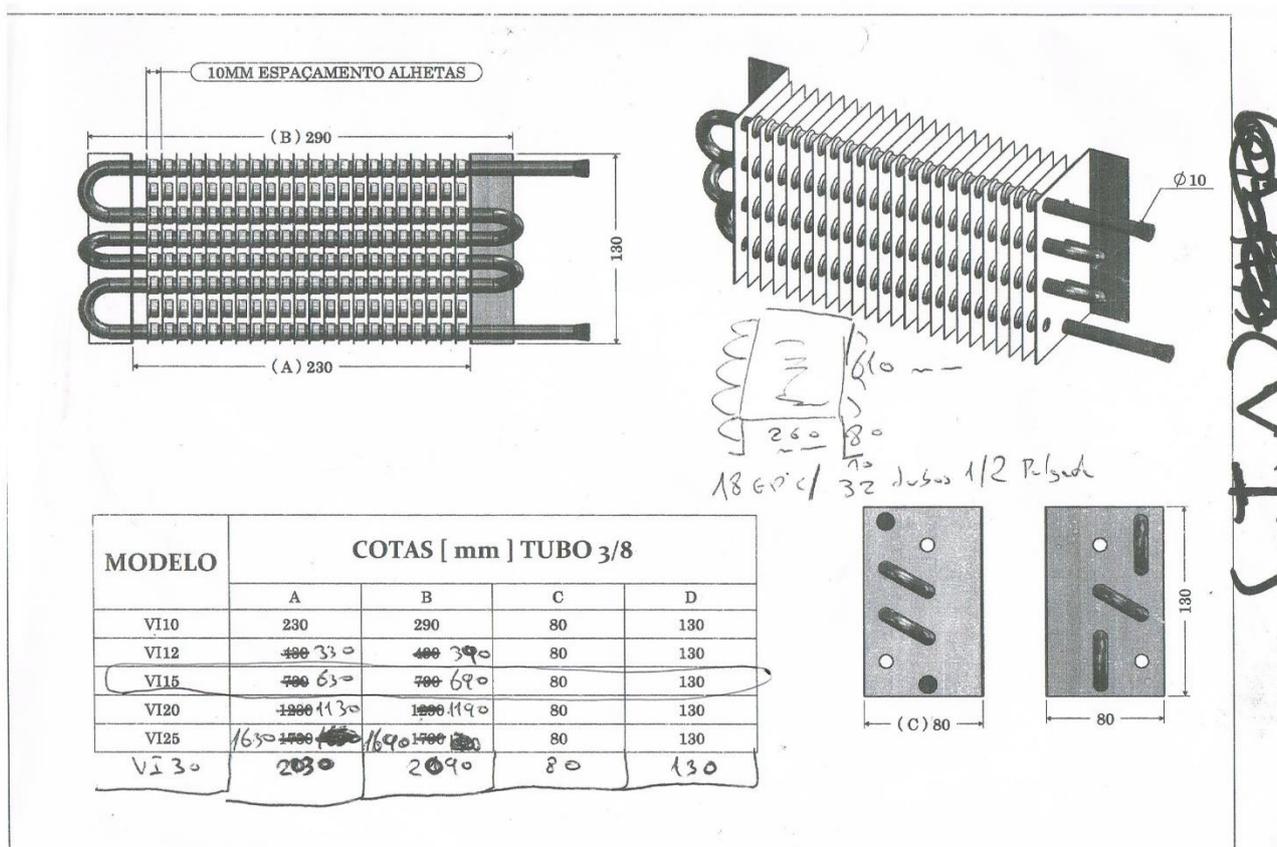


Figura I-2 - seleção do evaporador da câmara inferior

Anexo II – Propriedades do ciclo de frio

Na figura II-1, abaixo representada, estão apresentadas as propriedades do ciclo de frio originalmente colocado na vitrine frigorífica, tendo por base os pontos de referência apresentados no coolpack.

STATE POINTS				
STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY
	[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m ³]
1	-5,0	434,1	217,6	21,4
2	60,0	2046,7	255,0	99,6
3	60,0	2046,7	255,0	99,6
4	37,7	2046,7	109,4	979,2
5	37,7	2046,7	109,4	979,2
6	-10,4	434,1	109,4	----
7	-5,0	434,1	217,6	21,4
8	-5,0	434,1	217,6	21,4

Additional information
Pressure ratio (p_2 / p_1): 4,715
$T_{2,IS}$: 55,6 [°C] <small>$T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression</small>
$T_{2,W}$: 118,9 [°C] <small>$T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression</small>

Calculate	Print	Help	Home	Cycle Spec.	Auxiliary	COP : 1,018	COP* : 1,018
-----------	-------	------	------	-------------	-----------	-------------	--------------

Figura II-13 - estado termodinâmico em cada ponto ara o ciclo de origem

Na figura II-2, abaixo representada, estão apresentadas as propriedades do ciclo de frio colocado na vitrine frigorífica depois da nova seleção de componentes, tendo por base os pontos de referência apresentados no coolpack.

STATE POINTS					
STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY	Additional information
	[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m ³]	
1	-5,0	434,1	217,6	21,4	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 4,715 $T_{2,IS}$: 55,6 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression $T_{2,W}$: 97,9 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
2	60,0	2046,7	255,0	99,6	
3	60,0	2046,7	255,0	99,6	
4	37,7	2046,7	109,4	979,2	
5	37,7	2046,7	109,4	979,2	
6	-10,4	434,1	109,4	-----	
7	-5,0	434,1	217,6	21,4	
8	-5,0	434,1	217,6	21,4	

Calculate	Print	Help	Home	Cycle Spec.	Auxiliary	COP : 1,313	COP* : 1,313
-----------	-------	------	------	-------------	-----------	-------------	--------------

Figura II-2 - estado termodinâmico em cada ponto para novo ciclo