

Conceção, projeto e desenvolvimento de uma vitrina refrigerada de gelataria

Eurico Seabra

Cátia Carvalho

Mechanical Engineering Department, Engineering School, University of Minho, 4800-058 Guimarães, Portugal

Abstract

The main objective of the shop ice cream refrigerator is to guarantee the conservation of ice creams, as well as, to maintain them with the wanted texture. This objective is guaranteed through the imposition of a temperature interval to the shop ice cream refrigerator. The Portuguese norm NP3293 2008 indicates that the ice creams should be maintained to temperatures same or inferior to -18°C and never to cross the -15°C , however, the existent shop ice cream refrigerator present in its majority problems to maintain this temperature interval.

This article present, in a detailed way, the study and development of a new shop ice cream refrigerator. This equipment should guarantee the ice creams quality, maintaining them to a temperature of -18°C . To optimize the energy efficiency, the cooling fluid was analyzed, having chosen the R507 in spite of being different from the usually used. In order to minimize the thermal load it was realized a carefully selection of components and of thermal and acoustic isolations. The control system, guaranteed through a PLC, it was designed and developed with the purpose of allowing the best energy efficiency of compressor and condenser fan, in agreement with the shop ice cream refrigerator temperature.

Keywords: *Mechanical design; Thermodynamic simulation; Control systems; Instrumentation; 3D modelling*

Resumo

O principal objetivo da vitrina refrigeradora para gelatarias é garantir a conservação dos gelados, bem como mantê-los com a textura desejada. Este objetivo é garantido através da imposição de um intervalo de temperaturas dentro do qual a vitrina se deve manter. A norma portuguesa NP3293 de 2008 indica que os gelados devem ser mantidos a temperaturas iguais ou inferiores a -18°C e nunca ultrapassar os -15°C , no entanto, as vitrinas existentes apresentam na sua maioria problemas em manter este intervalo de temperaturas em todo o seu volume útil.

Neste artigo é apresentado de forma detalhada o estudo e desenvolvimento de uma nova vitrina de gelataria. Este equipamento deve garantir a qualidade dos gelados, mantendo-os a uma temperatura de -18°C . No intuito de otimizar a eficiência energética, foi analisado o fluido refrigerante a utilizar, tendo-se optado pelo R507 apesar de ser diferente do habitual. A minimização da carga térmica implicou uma cuidada seleção dos componentes e isolamentos. Todo o controlo do sistema, garantido através de um PLC, foi concebido, projetado e desenvolvido no sentido de permitir a melhor eficiência energética do compressor e da ventoinha do condensador, de acordo com a temperatura lida no interior da vitrina.

Palavras-chave: *Projeto mecânico; Modelação térmica; Sistemas de Controlo; Instrumentação; Modelação 3D*

1. Introdução

A popularidade do gelado vem do seu aroma e paladar que, tendo um efeito psicológico positivo, estimula a segregação dos sucos digestivos e permite uma digestão mais fácil (Deco 2013).

Saborear um gelado, especialmente quando se verificam temperaturas ambientais elevadas, é sempre agradável mas não isento de riscos. Um gelado é um alimento muito nutritivo e energético pois, por norma, tem 15% de açúcar e uma elevada quantidade de gordura. Para que um gelado seja servido com o seu maior valor nutritivo e se isente ao máximo de proliferação de microrganismos e consequente deterioração deve ser mantido a uma temperatura não superior a -18°C , esta temperatura garante “dureza” inerente a um gelado acompanhada de uma boa textura. Se baixar demasiado a temperatura das vitrinas irá acontecer o completo congelamento do produto ficando demasiado “duro” para que possa ser servido.

2. Vitrina de Gelataria

As vitrinas de gelataria são máquinas muito utilizadas, no entanto estas seguem todas a mesma morfologia mesmo pertencendo a fabricantes muito distintos.

Na sua maioria o fluido refrigerante utilizado é o R404a pois tem um ODP (Potencial de Destruição do Ozono) igual a zero, não é inflamável e possui níveis de toxicidade aceitáveis.

Os preços variam sobretudo com tamanho e capacidade de carga da vitrina e com a garantia da temperatura de funcionamento.

Normalmente estas máquinas têm uma classe climática 4+ (35°C / 70%HR) e são alimentadas por um compressor, no entanto, para vitrinas de grandes dimensões o fabricante pode optar por usar dois.

2.1 Especificações

O principal objetivo da vitrina refrigeradora para gelatarias é garantir a conservação dos gelados, bem como mantê-los com a textura desejada. Este objetivo é garantido através da imposição de um intervalo de temperaturas dentro do qual a vitrina se deve manter. A norma portuguesa NP3293 (2008) indica que os gelados devem ser mantidos a temperaturas iguais ou inferiores a -18°C e nunca ultrapassar os -15°C .

A temperatura exterior máxima irá também influenciar o sistema, visto que a capacidade do líquido refrigerante perder calor para o ambiente depende da temperatura deste. Para além disso, esta temperatura irá também influenciar a carga térmica. Tendo em conta os valores de temperatura máxima registados em Portugal, considerou-se que a temperatura máxima do meio ambiente seria de 35°C .

A altura da vitrina tem também que obedecer a alguns critérios, visto que tem que permitir que os gelados expostos sejam visíveis e não deve ter uma altura que seja desajustada para o utilizador. Portanto, se a vitrina tiver diferentes alturas à frente e atrás irá dispor os gelados de forma a serem facilmente visíveis aos clientes. Na parte de trás será por onde serão retirados os gelados, e para que esta altura seja a adequada deve ter-se em conta normas que definem os planos de trabalho, como se pode ver na figura 1.

Assim, a altura na parte de trás da vitrina será de 900 mm, visto que a preparação dos gelados é um trabalho leve e que esta medida se adequa tanto a homens como mulheres. A figura 2 mostra as dimensões gerais da vitrina.

Para se definir o resto das medidas da vitrina, bem como para selecionar/dimensionar o sistema de refrigeração foi necessário definir o número de cuvetes que se poderia colocar nesta vitrina. Assim, definiu-se que a vitrina seria para 12 cuvetes de gelados.

Figura 1: Norma que define a altura dos postos de trabalho (Nutrices 2013)

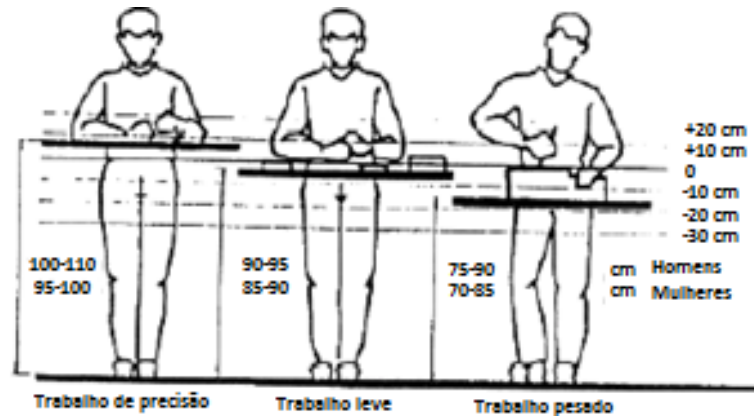
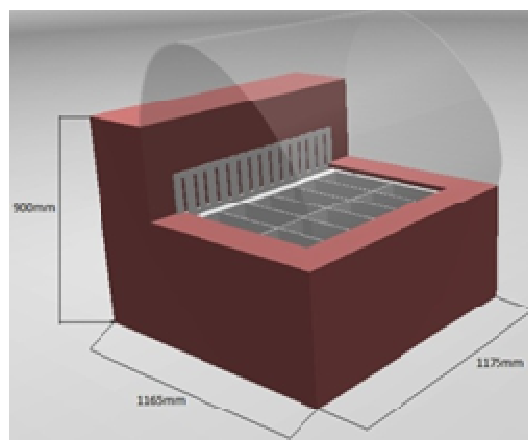


Figura 2: Dimensões gerais da vitrina



2.2 Princípio de Funcionamento

Sabe-se por experiência que o calor flui na direção da diminuição da temperatura, isto é, do meio a alta temperatura para o meio a baixa temperatura. Este processo de transferência de calor ocorre na natureza sem a necessidade de qualquer dispositivo. Contudo, o processo inverso não pode ocorrer por si só, requerendo dispositivos especiais denominados frigoríficos, cujo fluido operante se designa por frigorigéneo.

O fluido frigorigéneo é utilizado como veículo térmico na realização dos ciclos de refrigeração, permitindo a remoção de calor do interior da câmara frigorífica (fonte fria) e a sua rejeição para o meio ambiente (fonte quente). Todo o calor deve ser removido do interior da câmara frigorífica sem provocar o aumento da temperatura do fluido, visto que este apenas seria transferido até à temperatura da câmara e do fluido se igualarem, o que resultaria num efeito prático nulo. O calor deve então ser removido pelo fluido frigorigéneo na sua mudança de fase, permitindo que todo o calor seja fornecido ao fluido a temperatura constante e que possa “circular” até ao condensador onde será rejeitado para a fonte quente, pela diferença de temperaturas existente entre o condensador e o meio ambiente. De forma análoga, a rejeição de calor deverá ser realizada na mudança de fase do fluido.

O ciclo de refrigeração utilizado nas vitrinas de gelataria é por compressão de vapor e é composto por compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador.

Neste ciclo, um refrigerante em circulação entra no compressor na forma de vapor. O vapor é comprimido isentropicamente e sai sobreaquecido do compressor. O vapor sobreaquecido desloca-se então através do condensador que primeiro o arrefece (removendo o sobreaquecimento) e depois o condensa, transformando-o em líquido através da remoção do calor adicional, a uma pressão e temperatura constantes.

O líquido refrigerante passa então por uma válvula de expansão causando a sua evaporação parcial. Daí, resulta uma mistura de líquido e vapor a uma temperatura e pressão inferiores. A mistura líquido-vapor fria desloca-se então através da serpentina do evaporador e evapora-se completamente, arrefecendo o meio envolvente. O refrigerante vaporizado resultante volta então ao compressor para completar o ciclo termodinâmico.

2.3 Seleção de fluido frigorígeno

Os principais critérios de seleção que um fluido frigorígeno deve verificar são:

- Condensar a pressões moderadas e evaporar a pressões acima da atmosférica;
- Ter pequeno volume específico e ter elevado calor latente de vaporização;
- Ser quimicamente estável (não se altera apesar de suas repetidas mudanças de estado no circuito de refrigeração);
- Não ser corrosivo, inflamável e tóxico;
- Ser inodoro;
- Deve permitir fácil localização de vazamentos;
- Ter miscibilidade com óleo lubrificante e não deve atacá-lo ou ter qualquer efeito indesejável sobre os outros materiais do sistema;
- Em caso de vazamentos, não deve atacar ou deteriorar os alimentos, não deve contribuir para o aquecimento global e não deve atacar a camada de ozono.

O principal critério a adotar para a seleção do fluido frigorígeno, pelas razões anteriormente enunciadas é a gama de temperaturas de evaporação e de condensação, que o sistema deverá possuir, por forma a garantir o fim para o qual foi concebido. No caso específico dos sistemas de refrigeração de gelados e tendo em consideração as condições ambientais de Portugal Continental, as temperaturas de evaporação e de condensação são respetivamente -28°C e 45°C . Nesta gama de temperaturas (baixa temperatura) encontraram-se vários fluidos, o R404a, o R507, o R502, R408A, R402A e o R402B, em que as suas principais características estão representados na tabela 1.

Tabela 1: Fluidos refrigerantes

| Fluido | Fluido Tipo | Componentes | Composição (% em Peso) | Tipo | $T_{\text{glide}} (^{\circ}\text{C})$ | Ponto ebulição (1atm) $^{\circ}\text{C}$ | ODP | GWP (100 anos ITH) |
|--------|-------------|-------------------|------------------------|-----------------|---------------------------------------|--|-------|--------------------|
| R502 | CFC | R22/R115 | 48,8/51,2 | Azeotrópico | 0 | -45,4 | 0,33 | 5260 |
| R404A | HFC | R125/R143A /R134A | 44/52/4 | Não-Azeotrópico | 0,9 | -46,4 | 0 | 3260 |
| R507 | HFC | R125/R143A | 50/50 | Azeotrópico | 0 | -46,7 | 0 | 3300 |
| R408A | HCFC | R22/R143A /R125 | 47/46/7 | Não-Azeotrópico | 0,6 | -44,4 | 0,026 | 2650 |
| R402A | HCFC | R22/R125 /R290 | 38/60/2 | Não-Azeotrópico | 2 | -49,2 | 0,021 | 2250 |
| R402B | HCFC | R22/R125 /R290 | 60/38/2 | Não-Azeotrópico | 2 | -47,4 | 0,033 | 1960 |

O R502 é uma mistura azeotrópica de um CFC (R115) e um HCFC (R22), pelo que, se encontra em curso a sua retirada do mercado, devido à presença de cloro, bastante agressivo para a camada de ozono. Pelas mesmas razões, todos os outros fluidos frigorígenos clorados foram excluídos, subsistindo somente os HFC's R404a e R507, na tabela 2 estão representados estes dois fluidos, que em termos gerais, são bastante semelhantes:

- Ambos são misturas isentas de cloro, pelo que apresentam um potencial de destruição de ozono (ODP) nulo;
- Possuem um potencial de aquecimento global semelhante (GWP);
- Em termos de condições de segurança, ambos se apresentam como não tóxicos e não inflamáveis, pelas normas ASTM E681-01;
- Ambos são apenas compatíveis com óleos lubrificantes sintéticos, nomeadamente o Polioli-Éster.

Tabela 2: Comparação entre o R404a e o R507

| | R404a | R507 |
|---|----------------------------|----------------------------|
| Mistura (blend) | R125/R134a (50/50) | R125/R143a/R134a (44/52/4) |
| Toxicidade (AEL*) | Não (1000 ppm*) | Não (1000 ppm*) |
| Inflamabilidade no ar (%/m ³ de ar) | | |
| LEL (Lower Explosion Limits) | 0 (norma ASTM E681***) | 0 (norma ASTM E681) |
| UEL (Upper Explosion Limits) | 0 (norma ASTM E681) | 0 (norma ASTM E681) |
| ODP (Ozone Depletion Potencial) | 0 | 0 |
| GWP (Global Warming Potencial - 100 anos ITH**) | 3260 | 3300 |
| Compatibilidade com óleos lubrificantes | Sintéticos (Polioli-Éster) | Sintéticos (Polioli-Éster) |
| Azeotropia | Não Azeotrópico | Azeotrópico |
| T _{deslizamento} (T _{glide}) | 0.5 °C | 0 °C |
| COP | | |

*Acceptable Exposition Limits - Limites de exposição permissíveis (DuPont)

**Integrated Time Horizon

***ASTM E681-01 Standard Test Method for Concentration Limits of Flammability of Chemicals (Vapours and Gases)

Fonte: DuPontTM ; Material Safety Data Sheet ; Suva®404AVR507

Como o R404a é uma mistura não-azeotrópica, a composição dos diversos constituintes alteram-se durante as mudanças de fase (evaporação ou condensação). O R507, por seu lado, é uma mistura azeotrópica, pelo que, apesar de ser constituído por dois fluidos diferentes, as suas concentrações não variam durante as mudanças de fase, resultando em condições uniformes de pressão e temperatura (a temperatura de glide é nula).

Outra das desvantagens que advém do facto de o R404a ser uma mistura não azeotrópica, é que somente mantém a proporção da mistura dentro de um recipiente quando está na fase líquida, devido à ocorrência do fenómeno “temperatura de glide”, o que obriga a que a carga de fluido frigorígeno seja realizada na linha de líquido. Portanto, a carga deve ser feita na fase líquida, tendo o cuidado para o fluido não ser admitido diretamente pelo compressor.

Contudo, estes fatores por si só, não seriam suficientes para a seleção do R507 em detrimento do R404a. Um dos critérios mais importantes adotados para a seleção trata-se da eficiência energética do sistema, um imperativo no dimensionamento deste sistema, visto que, a energia que não poder ser “aproveitada” durante o ciclo de refrigeração será irremediavelmente “perdida” para o meio ambiente, na medida da sua indisponibilidade energética. Sabe-se que todo o trabalho poderá ser transformado em calor, mas o inverso não é verdade, pois violaria a 2ª Lei da Termodinâmica, sendo que a energia não pode ser analisada somente em termos quantitativos mas obviamente também em termos qualitativos.

O rendimento de um ciclo frigorífico é expresso em termos de coeficiente de desempenho (COP), que pode ser designado como o rácio entre o efeito útil (potência frigorífica) e o trabalho que é necessário fornecer (compressor), sendo calculado da seguinte forma:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{Comp}} = \frac{m \cdot (h_1 - h_4)}{m \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Em que m representa o caudal mássico, e h_1 , h_2 e h_4 representam respetivamente as entalpias à entrada e saída do evaporador e à saída do compressor. Como se trata de um ciclo fechado em que se utiliza apenas um fluido, o caudal mássico será constante pelo que, o COP será independente da carga de refrigerante, dependendo diretamente das entalpias específicas do fluido. Com efeito, foi determinado o estado termodinâmico de cada um dos pontos, conforme apresentado na figura 3.

Figura 3: Pontos termodinâmicos para os dois fluidos

| Pontos | Ciclo Termodinâmico de frio R404A | | | | | | Ciclo Termodinâmico de Frio R507 | | | | | |
|--------|-----------------------------------|---------|---------|-----------|---------------|------------|----------------------------------|---------|---------|-----------|---------------|------------|
| | T (°C) | P (bar) | X | h [kJ/kg] | s [kJ/(kg·K)] | v (m³/kg) | T (°C) | P (bar) | X | h [kJ/kg] | s [kJ/(kg·K)] | v (m³/kg) |
| 1 | -35 | 1,658 | 1 | 347,05 | 1,6336 | 0,11602 | -35 | 1,737 | 1 | 348,25 | 1,6361 | 0,10794 |
| 2 | 56,15 | 20,449 | 1 | 398,08 | 1,6336 | 9,5900E-03 | 65 | 21,186 | 1 | 398,83 | 1,6361 | 1,0020E-02 |
| 3 | 45 | 20,449 | 0 | 272,66 | 1,2406 | 8,0120E-04 | 45 | 21,186 | 0 | 259,77 | 1,1971 | 7,8130E-04 |
| 4 | -35 | 1,658 | 0,61929 | 272,66 | 1,32123053 | 7,2155E-02 | -35 | 1,737 | 0,53775 | 259,77 | 1,26454039 | 5,8405E-02 |

| | | |
|----------------------------------|-------------|-------------|
| ϵ (razão de compressão) | 12,33353438 | 12,19689119 |
| Ef. Frig.* (kJ/kg) | 74,39 | 88,48 |
| W_{comp} * (kJ/kg) | 51,03 | 50,58 |
| COP | 1,457769939 | 1,749308027 |

Análise dos resultados obtidos, corroborados por um software específico de análise de sistemas de refrigeração, CoolPack (IPU 2013), constatou-se que apesar de o R404a ser o mais comercializado para este tipo de aplicação, o R507 apresenta vantagens notórias: menor razão de compressão (benéfico para o compressor), maior efeito frigorífico (maior capacidade de refrigeração por quilograma de fluido), é necessário um menor trabalho de compressão, traduzindo-se numa melhoria significativa do coeficiente de desempenho (COP) do sistema frigorífico. Contudo, apresenta como inconveniente, o facto da temperatura e pressão à saída do compressor ser superior, o que poderá exigir materiais e/ou dimensionamento adequado das condutas.

Esta conclusão não invalida que o sistema pudesse ser melhorado: quer por alteração das condições de funcionamento (compressão em vários andares ou em sistema de refrigeração de cascata) ou por alteração do fluido frigorigéneo. Como se poderá facilmente perceber, não se poderá afirmar que existe um fluido frigorigéneo universal, isto é, que seja o melhor em todos os aspetos, mas sim que a seleção deste será sempre um compromisso entre o efeito desejado, a segurança de pessoas, a conservação do meio ambiente e o aspeto económico. Foi opção, definir estas como as condições de funcionamento, pelo que, de facto o R507 se apresenta como a melhor opção.

2.4 Software de análise de ciclos de refrigeração

Numa área em que a eficiência energética é premissa imperiosa, as ferramentas computacionais de modelação matemática dos processos inerentes ao ciclo de refrigeração, assumem particular relevo, poupando tempo desnecessário de cálculos, libertando o engenheiro para o que deve realmente fazer: projetar, dimensionar e sobretudo decidir. O software contribui para uma análise muito mais intuitiva e uma decisão mais segura, apoiada em dados fiáveis e com simulação de vários cenários, podendo o engenheiro rapidamente seleccionar a mais vantajosa.

O *CoolPack* (IPU 2013) foi desenvolvido pelo Departamento da Engenharia Mecânica da Universidade Técnica da Dinamarca (DTU), financiada pela Agência de Energia Dinamarquesa, cuja primeira versão foi disponibilizada, em 1995. Todas as versões foram disponibilizadas de forma gratuita, pois é, intuito dos responsáveis pelo desenvolvimento deste software, receberem um feedback acerca do funcionamento do mesmo, por forma a

melhorar o desempenho, razão pela qual é incentivada o download e utilização do software.

O *CoolPack*, trata-se de um pacote de programas de simulação que podem ser utilizados, para projectar, dimensionar, analisar e otimizar sistemas de refrigeração. Os programas do pacote *CoolPack* têm os seguintes propósitos:

- Cálculo de propriedades dos refrigerantes – Dados termodinâmicos e físicos de dezenas de refrigerantes, comparação de refrigerantes, *plots* de diagramas característicos de Mollier (P-h), (T-s) e (h-s), cálculo da performance standard do ciclo de refrigeração, diagramas de ar húmido, tabelas de saturação, etc.;
- Análise de ciclos – por exemplo comparação entre ciclos de um ou dois estágios de compressão;
- Dimensionamento do Sistema – Cálculo das capacidades dos componentes baseados num critério de dimensionamento;
- Simulação do sistema – Determinação das condições de operação do sistema com componentes definidos;
- Avaliação da operação – Avaliação da eficiência do sistema e sugestões para a redução do consumo energético;
- Cálculo dos componentes – Determinação da eficiência de um componente em particular;
- Análise da carga térmica do sistema – Análise da carga térmica que é necessário retirar do sistema, compreendendo diversas classes climáticas e vários tipos de equipamentos de refrigeração;
- Simulação do arrefecimento de um objeto em condições transientes – Por exemplo, avaliação do arrefecimento de uma sala, do tempo necessário para o realizar, etc.;
- Análise económica – Avaliação económica do ciclo de vida do equipamento, permitindo a comparação de projetos, com base em medidores económicos.

2.5 Iluminação

A seleção da iluminação para a vitrina é um especto importante, pois é necessário que esta esteja bem iluminada para que os produtos expostos sejam visíveis em qualquer situação. As lâmpadas mais usadas neste tipo de equipamentos são as lâmpadas de incandescência. Para a vitrina em estudo foram selecionadas lâmpadas LED pois têm um consumo cerca de 50% inferior às lâmpadas de incandescência, têm maior sustentabilidade considerando-se a redução no consumo de energia e na geração de detritos e a eliminação de substâncias perigosas, dão uma impressão visual muito melhor dos produtos expostos devido à redução de pontos escuros e têm uma longa vida útil.

2.6 Isolamento e cobertura

A escolha do isolamento foi feita entre os três materiais mais utilizados, e para realizar a cobertura foram considerados o vidro e o acrílico, a tabela 3, apresenta os respetivos coeficiente de transferência térmica.

Tabela 3: Comparação entre os vários materiais isolantes

| Aplicação | Material | k (W.m ⁻¹ .K ⁻¹) |
|------------|------------------------------|---|
| Isolamento | Poliestireno expandido (EPS) | 0,045 a 0,034 |
| Isolamento | Espuma de polietileno | 0,036 e 0,046 |
| Isolamento | Espuma de poliuretano | 0,023 |
| Cobertura | Acrílico | 0,17 - 0,22 |
| Cobertura | Vidro | 1,02 |

A espuma de poliuretano foi a selecionada por apresentar melhor capacidade de isolamento e também por ser aplicada por injeção entre as chapas metálicas, sendo assim mais fácil de garantir que não há locais sem isolamento. O acrílico foi o material escolhido para a cobertura da vitrina devido ao seu baixo coeficiente de transferência térmica.

2.7 Carga térmica

No dimensionamento de um sistema de frio é fundamental o cálculo da carga térmica (DuPont 2013), pois este permite a correta seleção dos componentes do sistema.

As condições climáticas do local (temperatura e humidade) em que o sistema está inserido bem como as condições da zona de refrigeração são importantes para a definição da carga térmica. Contudo existem outros fatores importantes:

1. Carga térmica devido à transferência de calor através das paredes (Q_{transf});

$$Q_{transf} = k \frac{A}{x} (t_1 - t_2) = 93,94 W \quad (2)$$

k - condutividade térmica do poliuretano ($0.035 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

A - área envolvente (4.4 m^2)

x - Espessura de isolamento (10 cm)

t_1 - 35°C

t_2 - (-26°C)

2. Carga térmica devido ao tipo de produtos a refrigerar (Q_{prod});

$$Q_a = m \times c_a (t_{inicial} - t_f) \quad (3)$$

$$Q_f = m \times L \quad (4)$$

$$Q_b = m \times c_b (t_f - t_{final}) \quad (5)$$

$$Q_{prod} = Q_a + Q_f + Q_b = 562 W \quad (6)$$

Q_a - carga antes do congelamento;

Q_f - carga durante o congelamento;

Q_b - carga após o congelamento;

m - massa total do produto (30 kg);

C_a - calor específico antes do congelamento (0.78 kJ/kg.K);

C_b - calor específico depois do congelamento (0.45 kJ/kg.K);

L - calor latente (53 Kcal/kg);

$t_{inicial}$ - (-2.8°C);

t_f - (-26°C);

t_{final} - (-18°C);

3. Carga térmica devido às infiltrações de ar causadas pela abertura da porta de acesso (Q_{inf});

$$V = C_{inf} A \sqrt{H} \left(\frac{\rho_R - \rho_\infty}{\rho_R} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_R}{\rho_\infty} \right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{\frac{3}{2}} \quad (7)$$

$$m = V \left(\frac{\rho_R + \rho_\infty}{2} \right) \quad (8)$$

$$Q_{inf} = m (h_\infty - h_R) = 38.23 W \quad (9)$$

V - volume de ar infiltrado

m - caudal mássico de ar infiltrado

C_{inf} - coeficiente de infiltração ($0.692 \text{ m}^{1/2}/\text{s}$)

H - altura da porta (1 m)

A - área da abertura (1.175 m^2)

ρ_R e ρ_∞ - massa volúmica do ar interior e exterior (1.4 e 1.17 kg/m^3)

h_∞ e h_R - entalpias do ar a temperatura exterior e interior (76.04 kJ/kg e -18.44 kJ/kg)

Portanto, a carga térmica total é a soma dos pontos anteriormente calculados:

$$Q_{total} = Q_{transf} + Q_{prod} + Q_{inf} \simeq 695W \quad (10)$$

2.8 Seleção do evaporador

O evaporador é um dos permutadores de calor existentes no ciclo e tem como objetivo retirar do meio a refrigerar, a energia gerada nesse meio através das infiltrações de ar, da energia dos produtos, da transferência de calor através das paredes entre outras formas de calor indesejável nesse meio. Essa energia terá que ser extraída até ao ponto ideal de conservação dos gelados, neste caso até -18°C ou ligeiramente inferior a esta temperatura.

O líquido refrigerante estará em estado parcialmente gasoso à entrada do evaporador e ao receber a energia retirada do meio evapora para que à saída do evaporador apenas exista vapor pois o compressor só deve funcionar com o refrigerante no estado gasoso.

Existem dois tipos de evaporadores: evaporador seco, em que todo o líquido refrigerante sai no estado de vapor, e evaporador inundado em que existe uma mistura de estados (vapor e líquido) dentro do próprio evaporador e assim saindo do mesmo.

Neste caso o evaporador seco é o mais indicado pois garante que o fluido refrigerante fique em estado gasoso total à saída do mesmo.

A potência do evaporador terá que ser igual à carga térmica, visto que esta representa a energia que é necessário retirar do meio. Após os cálculos efetuados a escolha recaiu num evaporador que consiga extrair 695 W ou uma potência superior do meio a refrigerar.

Considerando que esta transferência de calor se realiza a pressão constante então é considerada válida a seguinte fórmula:

$$m_f = (h_1 - h_4) / Q_e \quad (11)$$

Q_e - calor no qual o evaporador terá que dissipar,

m_f - caudal mássico do fluido refrigerante

h_4 e h_1 - entalpias do fluido à entrada e saída do evaporador

2.9 Seleção do compressor

O compressor é um dos principais componentes dos sistemas de produção de frio uma vez, que este é responsável por aumentar a pressão do fluido refrigerante, aumentando dessa forma a sua temperatura e ainda promove a circulação do fluido no sistema.

São usados vários tipos de compressores em sistemas de refrigeração, no entanto os mais utilizados são os alternativos, centrífugos, de parafuso, palhetas e de scroll. A escolha do compressor baseia-se sobretudo na capacidade de refrigeração necessária.

Sabendo que a potência do compressor (P_c) terá que ser:

$$P_c = m_f (h_2 - h_1) \quad (12)$$

m_f - caudal mássico do fluido refrigerante

h_2 e h_1 - entalpias do fluido à entrada do condensador e à saída do evaporador

Tem-se que a potência necessária será de 432 W, e terá que ser capaz de gerar um caudal volúmico de $9.21 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$.

2.10 Seleção do condensador

O condensador é um permutador de calor que permite retirar o calor do fluido refrigerante para um outro meio de arrefecimento (ar ou água), o seu princípio de funcionamento consiste na entrada do líquido refrigerante em estado gasoso e comprimido, onde ao longo do condensador se realizará a transferência de calor para o meio exterior e consequentemente o líquido refrigerante perderá energia acabando por se condensar.

Existem essencialmente 3 tipos diferentes de condensadores: condensadores arrefecidos a ar, água e evaporativos. Para uma vitrina de gelataria a escolha recai sobre o condensador arrefecido a ar, devido a sua capacidade de arrefecimento não utilizando o recurso a água, a quantidade de calor que se quer retirar ser capaz de ser sustentada pela variada gama de condensadores a ar, e pelo seu consumo baixo em relação aos outros sistemas em que seria necessário um circuito adicional para o arrefecimento. As desvantagens são o consumo de energia e a sua colocação (não poderá estar junto ao chão para não ficar coberto com detritos prejudiciais, e a entrada de ar terá de ser bem arejada) e a ventoinha emite sempre um ruído que terá que ser controlado, para se cumprir com as normas impostas.

O princípio teórico é que esta transferência de calor se realiza a pressão constante mas na realidade tal não se verifica, existindo sempre uma ligeira queda de pressão do líquido entre a sua entrada e a saída do condensador, mas apesar de existente não é tida muito em conta devido a não ser muito elevada nem prejudicial ao sistema, isto se se tiver sempre em conta algum sobredimensionamento na escolha do condensador.

Sendo o ciclo teórico fiável para o dimensionamento do compressor, então seguir-se-á a seguinte fórmula:

$$Q_c = m_f (h_2 - h_3) \quad (13)$$

Q_c - calor no qual o condensador terá que dissipar,

m_f - caudal mássico do fluido refrigerante

h_2 e h_3 - entalpias do fluido à entrada e saída do condensador

Logo a potência do condensador terá que ser superior a 1188 W.

2.11 Seleção da Válvula de Expansão

A válvula de expansão tem por função reduzir a pressão do fluido refrigerante desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização. Para além desta função principal, o dispositivo de expansão deve ainda regular o caudal de fluido refrigerante que chega ao evaporador de modo a satisfazer a carga térmica aplicada a este dispositivo.

Em sistemas de produção de frio é normal utilizarem-se tubos capilares como dispositivo de expansão, sendo este um dispositivo simples e autorregulado. Por outro lado em sistemas que exigem um controlo de temperatura mais elevado e sujeito a variação de carga térmica usam-se válvulas de expansão que divergem sobretudo na forma como são controladas. Optou-se por uma válvula de expansão termostática devido a sua alta eficiência e ao facto de ser regulada automaticamente pela carga térmica aplicado ao evaporador.

3. Sistema de controlo

O controlo da vitrina de gelataria visa controlar o processo de refrigeração e facultar ao gelado a temperatura ideal de consumo. Assim, no sistema em estudo, a temperatura é a única variável a controlar que influencia diretamente o propósito deste projeto. Porém, existe outra variável que é de igual modo importante e que pode implicar o mau funcionamento do sistema que se trata da humidade do refrigerante.

Assim torna-se essencial, controlar a humidade do refrigerante através de um filtro secador que impossibilite a entrada de ar húmido no compressor e utilizar um separador de líquidos para proteger o compressor contra o retorno de refrigerante na forma líquida.

Afirma-se, portanto, que há a necessidade de leitura de temperatura por intermédio de um sensor para que essa leitura seja tratada em conformidade com o desejável, no controlador, emitindo ordens aos variados atuadores inerentes ao sistema.

3.1 Variáveis de entrada

Como foi anteriormente definido, a temperatura é a variável de entrada neste sistema resultando disso a necessidade de selecionar um sensor de temperatura capaz de fazer a ponte entre a variável de entrada e a unidade de processamento. Foi escolhido um sensor de temperatura Pt100 para a medição de temperatura na área de refrigeração.

O sensor de temperatura estará localizado na parte central da vitrina, entre o espaço a refrigerar e o evaporador, tendo em consideração que a temperatura nessa zona é inferior cerca de 10°C que se pretende na zona a refrigerar.

3.2 Variáveis de saída

As variáveis de saída, ou seja, os atuadores vão definir o processo de refrigeração da vitrina de gelataria. Para este sistema existem três atuadores principais: o compressor, o ventilador do condensador e a resistência do evaporador.

A atuação de cada um é previamente programada no controlador, do modo seguinte:

- Atuação do compressor (ON-OFF) que será ligado ou desligado quando atingidas as respetivas temperaturas pré-definidas;
- Atuação do ventilador do condensador (ON-OFF) que será ligado ou desligado sempre que o compressor seja posto em funcionamento ou desligado, respetivamente;
- Atuação da resistência do evaporador (ON-OFF) para períodos de descongelação, assim será emitida ordem de funcionamento sempre que a temperatura do evaporador atinja uma temperatura pré-definida (por exemplo, -20°C) ou a temperatura do evaporador é constante durante um longo período de tempo (por exemplo, 1 hora).

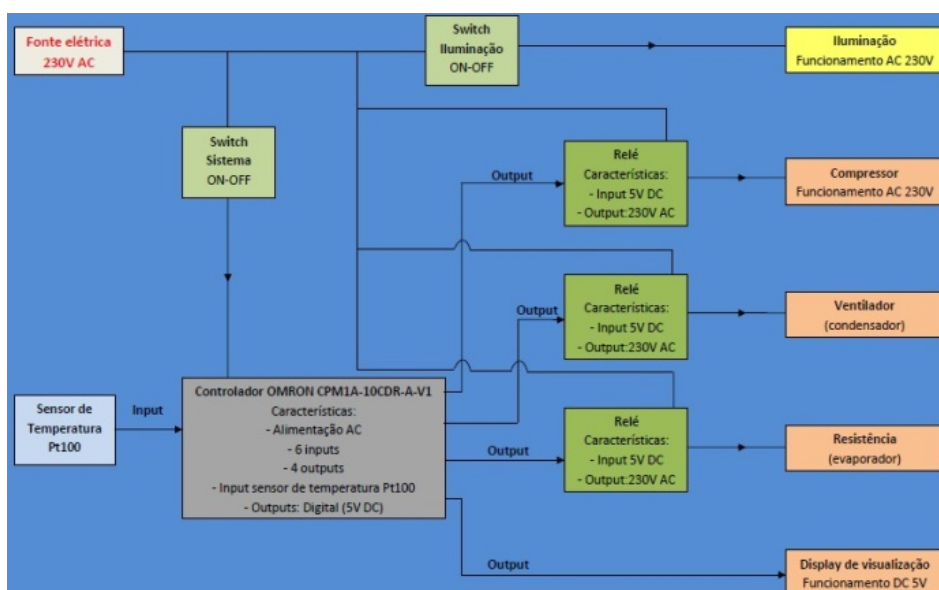
3.3 Interface homem-máquina

Será utilizado um display de leitura da temperatura que indicará ao utilizador a temperatura a que o gelado se encontra a partir de um sensor de temperatura que será localizado entre o espaço a refrigerar e o evaporador. Este display de leitura será munido da capacidade de fazer soar um alarme sonoro (discreto) aquando a temperatura do sistema se elevar ou baixar de temperaturas críticas pré-definidas (por exemplo, -35°C e 13°C).

3.4 Seleção do controlador

A figura 4 apresenta de forma esquemática todo o sistema de controlo, com indicação dos seus principais componentes.

Figura 4: Sistema de controlo



A escolha do controlador foi realizado tendo em conta o número e tipo de variáveis de entrada e de saída do sistema a controlar. Deste modo, foi selecionado o autómato CPM1A-10CDR-A-V1 da OMRON que tem 6 entradas digitais, 4 saídas digitais e uma entrada analógica para sensor de temperatura Pt100.

4. Conclusões

Relativamente ao projeto e desenvolvimento de uma nova vitrina refrigerada de gelataria foi possível criar um equipamento com um incremento da eficiência energética relativamente às vitrinas existentes no mercado. Deste modo foram estudados e questionados em detalhe algumas características das vitrinas existentes no mercado em termos do fluido frigorífero, isolamento e iluminação utilizados.

Após o estudo do fluido frigorífero foi selecionado o R507, que não é um fluido muito usual nestes sistemas, contudo este apresentou melhorias em termos de coeficiente de performance energética (COP) relativamente ao fluido mais usual o R404a.

Futuramente, será otimizado o programa de controlo do sistema de refrigeração e realizada a construção física do primeiro protótipo para que através da análise e discussão detalhada dos resultados dos testes de validação, serem estudadas, desenvolvidas e implementadas as alterações necessárias para otimizar o produto final.

5. Referências

Deco. (2013). Gelados: calóricos, mas nutritivos. [Consultado em 6 de Junho de 2013] de <http://www.deco.proteste.pt/nutricao-e-dietas/gelados-caloricos-mas-nutritivos-s486691.htm>

DuPont. (2013). A importância da carga térmica. [Consultado em 30 de Junho de 2013] de http://www2.dupont.com/Refrigerants/pt_BR/news_events/boletins/industrial_3.html

IPU (2013). CoolPack - Collection of simulation models for refrigeration systems. Department of Mechanical Engineering, Section of Energy Engineering, University Technical of Denmark.

NP3293. (2008). Gelados alimentares e misturas embaladas para congelar. Definição, classificação, características, embalagem, conservação e rotulagem.

Nutrices. (2013). Saúde ocupacional em centro de saúde [Consultado em 6 de Junho de 2013] de <http://www.nutrices.com/2011/08/saude-ocupacional-em-centro-de-saude.html>

Correspondence (For additional information contact with):

Prof. Eurico Augusto R. Seabra
Mechanical Engineering Department
Engineering School
University of Minho
Campus de Azurém
4800-058 GUIMARÃES (Portugal)
Telefone: +351 253 510220/27
FAX +351 253 516007
E-mail: eseabra@dem.uminho.pt
URL: <http://www.dem.uminho.pt>