

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO



**Melhoria do desempenho de sistemas
frigoríficos destinados a bebidas de
pressão**

José Jorge Albuquerque Sousa Vilela Garcia

DISSERTAÇÃO

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Clito Felix Afonso

Fevereiro 2014

Resumo

Este trabalho pretende verificar e complementar o trabalho produzido anteriormente nesta área, ajustando e melhorando as simulações existentes, relativas à máquina de extração de bebidas de pressão com vista à otimização da mesma. No entanto, devido a dificuldades na reparação e obtenção de novos sensores, o objetivo primário teve que ser alcançado sem hipótese de obter novos valores experimentais para comprovar experimentalmente as novas simulações.

É feita uma apreciação ao funcionamento do ciclo frigorífico tendo por base valores obtidos anteriormente e justificam-se as aproximações e considerações tomadas na elaboração das novas simulações.

Com base nas simulações da máquina, são apresentados dois estudos que visam melhorar a eficiência energética da mesma.

São apresentados os motivos que levaram à degradação dos sensores previamente existentes, assim como o processo de escolha da nova instrumentação e respetiva localização.

Diversas ideias relativas a meios alternativos de arrefecimento de bebidas são expostas e exploradas. Também se experimenta uma forma de pré-arrefecer a bebida fora da máquina com um elemento de Peltier, para aquele que se considera como caso extremo.

Com os resultados da simulação conclui-se que é possível combater as condições adversas das situações extremas a que a máquina possa estar sujeita, mas com grande custo energético.

Palavras-chave: calor, cerveja, simulação, peltier, azoto, máquina de extração de bebidas, otimização, instrumentação e ciclo compressão vapor

Abstract

This project's goal was to verify and complement the previous project in this area of studies, tweaking and improving the already existent simulations about the pressure beverages extracting machine, in order to improve it. However, due to difficulties repairing sensors, the main goal had to be achieved without new experimental data to confirm the new simulation.

Based on the previously recorded experimental data, an analysis of the refrigerator cycle was made, and all the considerations and alterations in the process of creating the new simulations were justified.

With the new simulations, two ways of saving energy were simulated: turning off the machine during the night, and isolating the agitator from the water deposit.

The sensorization of the machine is described and the reasons why it failed are shown. Also, the process of choosing the new sensors, and where to install them are presented.

Some ideas on alternative beverage cooling are explained, and there's even an experiment to pre-cool the beer before entering the pressure beverages extracting machine, with a Peltier device.

The results of the simulation show that it's possible to fight the adverse conditions of the most extreme situations, but with a huge energetic cost.

Keywords: heat transfer, beer, simulation, peltier, nitrogen, pressure beverages extracting machine, optimization, instrumentation and steam compression cycle.

Agradecimentos

Este trabalho surge como resultado da força transmitida pelos meus pais permanentemente ao longo do meu curso. Sem eles certamente teria desistido a meio caminho e nunca teria chegado aqui.

Durante a elaboração deste projeto recebi várias contribuições de muitas pessoas. Sinto-me no dever de reconhecer algumas delas especialmente:

Obrigado Professor Clito pelos seus conselhos e por estar sempre disponível à distancia de um telefonema.

Obrigado Dr. Mário Guindeira pela constante disponibilidade e simpatia, assim como por me ter disponibilizado e ensinado a trabalhar com os mais diversos dispositivos utilizados neste trabalho.

Agradeço ao Professor Joaquim Gabriel por todos os conselhos relativos à instrumentação e processos de compra de material.

Gostaria de agradecer também à Unicer por todo o apoio demonstrado durante este período e por todos os investimentos que permitiram a elaboração deste trabalho.

Por fim gostaria de agradecer ao meu colega João Corrêa, que trabalhou comigo durante este semestre num projeto relacionado, pela sua companhia e partilha de bons momentos.

José Garcia

*"I have not failed.
I've just found 10,000 ways that won't work"*

Thomas A. Edison

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Refrigeração	2
1.1.1	Ciclo Compressão de Vapor	2
1.1.2	Ciclo Compressão de Vapor com Permutador Interno	4
1.2	Metodologia e estrutura do trabalho	5
2	Máquina de extração de bebidas de pressão	7
2.1	Funcionamento	8
2.2	Componentes	8
2.2.1	Depósito de água	8
2.2.2	Agitador	10
2.2.3	Sensor de Gelo	10
2.2.4	Máquina frigorífica	11
2.2.5	Circuito de bebida de pressão	12
2.3	Máquina <i>Inversor</i>	12
3	Análise ao Sistema Frigorífico	15
3.1	Medições efetuadas	15
3.2	Considerações	16
3.3	Resultados	19
4	Simulações	23
4.1	Casos simulados	23
4.1.1	Restaurante Verão	24
4.1.2	Bar Verão	26
4.1.3	Conclusões	27
4.2	Influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina	28
4.2.1	Restaurante Verão	28
4.2.2	Bar Verão	30
4.2.3	Caso Consumo Máximo	31
4.2.4	Conclusões	33
4.3	Poupanças	34
4.3.1	Desligar a máquina durante o período de fecho	34
4.3.2	Isolar Agitador	36
4.3.3	Conclusões	37
4.3.4	Experiência: isolar o agitador	38

5	Instrumentação	41
5.1	Instrumentação existente	41
5.1.1	Sensorização	41
5.1.2	Sistema de aquisição de dados	44
5.2	Avarias e soluções	46
5.2.1	Máquina de extração de bebidas	46
5.2.2	Sensores	46
5.2.3	Sistema de aquisição de dados	50
5.3	Novos sensores	52
5.3.1	Caudalímetro para <i>R134a</i>	52
5.3.2	Fluxímetro	55
6	Elemento de Peltier	59
6.1	Efeito Termoelétrico	59
6.2	Como funciona	59
6.3	Aplicabilidade ao problema	60
6.4	Experiência	61
6.4.1	Resultados	62
6.5	Simulação	63
6.5.1	Considerações	63
6.5.2	Resultados da simulação	64
7	Outros possíveis sistemas	69
7.1	Reação endotérmica	69
7.2	Máquina a Azoto	70
7.3	Mantas de arrefecimento	72
7.4	Dispensador <i>Bottoms Up</i>	73
8	Conclusões e Trabalho Futuro	77
8.1	Satisfação dos Objetivos	77
8.2	Trabalho Futuro	78
	Referências	81
A	Sensores de pressão	83
B	Fluxímetro	97
C	Funções EES	99
D	Peltier	105

Lista de Figuras

1.1	Ciclo Compressão de Vapor	3
1.2	Ciclo de Compressão de Vapor com Permutador Interno	4
2.1	Componentes e acessórios da máquina de extração de bebidas	7
2.2	Depósito de água e componentes	9
2.3	Componentes do sistema de refrigeração	11
2.4	Circuito da bebida gaseificada	12
2.5	Máquina <i>Inversor</i>	13
3.1	Efeito da variação da pressão na temperatura do ponto 9	18
3.2	Esquema do ciclo frigorífico e propriedades	20
3.3	Diagrama P-h do ciclo frigorífico	21
4.1	Evolução da massa de gelo no caso Restaurante Verão	25
4.2	Evolução da massa de gelo no caso Bar Verão	27
4.3	Evolução da massa de gelo no caso Restaurante Verão	29
4.4	Evolução da massa de gelo no caso Bar Verão	31
4.5	Evolução da massa de gelo no caso Consumo Máximo	33
4.6	Evolução da massa de gelo durante a noite	35
4.7	Evolução da massa de gelo durante a noite com agitador isolado	37
4.8	Isolamento do agitador	38
5.1	Diagrama da localização dos sensores	42
5.2	Sensor de Pressão <i>Gems 3100B0025G01B00RS</i>	43
5.3	Hardware do sistema de aquisição de dados	44
5.4	Interface gráfica do software <i>LabView</i>	45
5.5	Entrada do capilar no evaporador	48
5.6	Novo sensor de pressão	50
5.7	Verificação da integridade da placa de aquisição	51
5.8	Caudalímetro <i>DMS-1 11 C2 F 02 3 L</i> da <i>Kobold</i>	54
5.9	Fluxímetro <i>HFP01SC</i> da <i>Hukseflux</i>	56
5.10	Sistema de aquisição de dado <i>34970A</i> da <i>Hewlett Packard</i>	57
6.1	Elemento de Peltier utilizado	61
6.2	Foto térmica do Peltier e a caixa	62
6.3	Evolução da temperatura dentro da caixa	62
6.4	Estratificação das temperaturas dentro do barril de cerveja	64
6.5	Convecção dentro do barril de cerveja	65
6.6	Evolução da temperatura média dentro do barril	66

7.1	Cool Flow® Industrial Cooling Seat	72
7.2	Dispensador <i>Bottoms Up</i>	74
C.1	Cálculo do comprimento de entrada	103
C.2	Código da análise e determinação dos pontos do ciclo	104

Lista de Tabelas

3.1	Valores utilizados para as simulações	16
3.2	Consumo energético dos componentes	16
3.3	Propriedades dos pontos do sistema frigorífico	19
3.4	Propriedades do ciclo frigorífico	20
4.1	Consumo de cerveja do Restaurante Verão	24
4.2	Resultados da simulação.	24
4.3	Comparação de consumo energético e produção de CO ₂ anuais.	24
4.4	Consumo de cerveja do Bar Verão	26
4.5	Resultados da simulação.	26
4.6	Consumo energético e produção de CO ₂ anuais.	26
4.7	Influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina	28
4.8	Consumo energético anual e produção de CO ₂	29
4.9	Influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina	30
4.10	Consumo energético anual e produção de CO ₂	30
4.11	Influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina	31
4.12	Consumo energético anual e produção de CO ₂	32
4.13	Tempo necessário para se formar a massa de gelo	34
4.14	Poupança no espaço de 12 horas	35
4.15	Poupança Anual	35
4.16	Poupança no espaço de 12 horas perdendo toda a massa de gelo	36
4.17	Poupança Anual perdendo toda a massa de gelo todos os dias	36
4.18	Poupança isolando o agitador no espaço de 12 horas	36
4.19	Poupança anual com isolamento do agitador	37
5.1	Valores de caudal de fluido frigorígeno e potência do evaporador	53
5.2	Propriedades do escoamento entre o compressor e condensador	53
6.1	Pré-arrefecimento do barril 30L	66
6.2	Influencia do pré-arrecimento do barril para uma temperatura inicial de 30°C	67
6.3	Estudo do pré-arrefecimento de um barril inicialmente a 10 °C	67
6.4	Estudo do pré-arrefecimento de um barril inicialmente a 15 °C	68
6.5	Estudo do pré-arrefecimento de um barril inicialmente a 20 °C	68

Abreviaturas e Símbolos

α_{global}	Coefficiente de convecção interno
A_{serp}	Área da serpentina
°C	Grau Centígrado
CO ₂	Dióxido de Carbono
COP	Coefficient of Performance
c_p	Calor específico a pressão constante
EES	Engineering Equation Solver
FEUP	Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
h	Entalpia
K	Grau Kelvin
kg	Quilograma
kWh	Quilowatt hora
L	Litros
m^2	Metros quadrados
\dot{m}_{cerv}	Caudal mássico de cerveja
\dot{m}_{R134a}	Caudal mássico de fluído frigorígeno
P	Pressão
\dot{Q}_{evap}	Calor trocado no evaporador
\dot{Q}_{cerv}	Calor da cerveja
\dot{Q}_{cond}	Calor trocado no condensador
T_e	Temperatura de entrada
T_s	Temperatura de saída
ton	Toneladas
UNICER	União Cervejeira, SA
\dot{V}_{cerv}	Caudal volumétrico de cerveja
W	Watts

Capítulo 1

Introdução

Ao longo destes anos na faculdade, a nossa mente foi sendo moldada. Aprendemos a ver o mundo numa outra perspectiva, a perspectiva científica. Um objeto já não é apenas um objeto. Tem uma história, um propósito, um método de fabrico. Aprendemos a questionar as decisões que originaram esse objeto: a forma, o tamanho, a cor, os materiais, ... Aquilo a que muitos se referem como o "bichinho" está intrínseco no nosso raciocínio e na análise das situações. É impossível não pensar em como se poderia ter feito melhor. A isto chama-se otimizar.

Otimização é um fator cada vez mais importante. Com os avanços tecnológicos, tanto nos métodos de produção como nos materiais, hoje é possível melhorar a eficiência de praticamente tudo o que nos rodeia, e enquanto engenheiros, é nosso dever exigir sempre mais e melhor.

É com este desejo de otimizar que este trabalho surge. Desenvolver e explorar ideias que melhorem a eficiência de uma máquina de extração de bebidas de pressão.

Atualmente as máquinas frigoríficas são dos dispositivos que mais energia consomem. Tal deve-se não só à elevada potência necessária, mas também por terem de estar permanentemente ligados. Esta máquina não é exceção.

Numa primeira abordagem ao problema, a máquina em questão foi instrumentada para que se possam recolher dados como, pressão, temperatura ou caudal, tanto do fluido frigorígeno, como da cerveja, em pontos específicos do ciclo de compressão de vapor e do ciclo da cerveja. Com estes dados foi então arquitetada uma virtualização da máquina. O objetivo desta simulação era prever os efeitos causados por qualquer intervenção no comportamento da mesma. Assim é possível determinar o que se pode alterar na máquina para a tornar mais eficiente, levando a menores consumos energéticos que por sua vez conduz a menores emissões de CO_2 para a atmosfera. Existe agora uma necessidade de verificar tal simulação, conduzindo várias experiências. Com mais dados é possível aproximar com mais exatidão o modelo computadorizado à realidade.

Aqui começa este trabalho.

Os trabalhos experimentais requerem tempo para planear, executar e questionar os resultados obtidos, pois estão sempre propensos a erros aleatórios ou sistemáticos e é necessário saber interpreta-los e corrigi-los. Infelizmente e por motivos anteriores a este trabalho, parte da instrumentação sofreu danos e foi necessário proceder à sua reparação. Este processo prolongou-se no

tempo demasiado, devido a atrasos na escolha e falta de cumprimento dos prazos de entrega dos sensores necessários à prática de tais experiências, resultando na impossibilidade de se atingir o objetivo inicial (realização de mais experiências com vista a aproximação da simulação à realidade). No entanto, tendo por base os valores anteriores, foi feita uma análise ao ciclo frigorífico e atualização da simulação.

Face a estas dificuldades o trabalho exposto reflete o processo de identificação, reparação, e melhoramento da instrumentação anteriormente danificada, assim como algumas ideias alternativas de arrefecimento das bebidas, tanto para casos de funcionamento regular, como em casos de condições externas adversas ao bom funcionamento da máquina.

1.1 Refrigeração

Segundo o dicionário da língua portuguesa, refrigeração define-se da seguinte maneira:

"Ato ou efeito de refrigerar"

"Ato ou efeito de abaixar a temperatura de um corpo " [1]

Outra interpretação é que refrigeração é o processo através do qual se arrefece e mantém a uma temperatura inferior à ambiente, determinado volume. Tal pode ser realizado de várias maneiras.

Ao longo da história, o ser humano foi desenvolvendo diversas formas de arrefecimento. Curiosamente, um dos maiores avanços tecnológicos na refrigeração, está intrinsecamente ligado a este tema. Na Alemanha, Carl Von Linde foi financiado por empresas cervejeiras para explorar o campo da refrigeração. Através do cálculo do rendimento, foi capaz de determinar os fatores que mais o influenciavam e desenvolveu um sistema bastante mais eficiente que os da altura, com a utilização de amónia. Ainda hoje a amónia é utilizada nos sistemas de arrefecimento. [2]

Hoje em dia temos à nossa disposição vários sistemas de fazer frio, desde elementos puramente elétricos como o elemento de Peltier, a sistemas químicos de adsorção e absorção. No entanto, o ciclo de compressão a vapor é o mais usual no nosso dia a dia, estando presente em quase todos os nossos dispositivos de fazer frio. É este ciclo que opera nas máquinas de extração de bebidas de pressão, em estudo.

1.1.1 Ciclo Compressão de Vapor

Como dito anteriormente, o ciclo de compressão de vapor é bastante utilizado. É o ciclo frigorífico por defeito, e é constituído pelos seguintes dispositivos:

- Compressor
- Condensador
- Evaporador
- Válvula de expansão

Estes dispositivos por si só não tem utilidade sem um fluido frigorigénico. O fenómeno da refrigeração é o resultado das transformações físicas, sofridas pelo fluido refrigerante ao longo do ciclo.

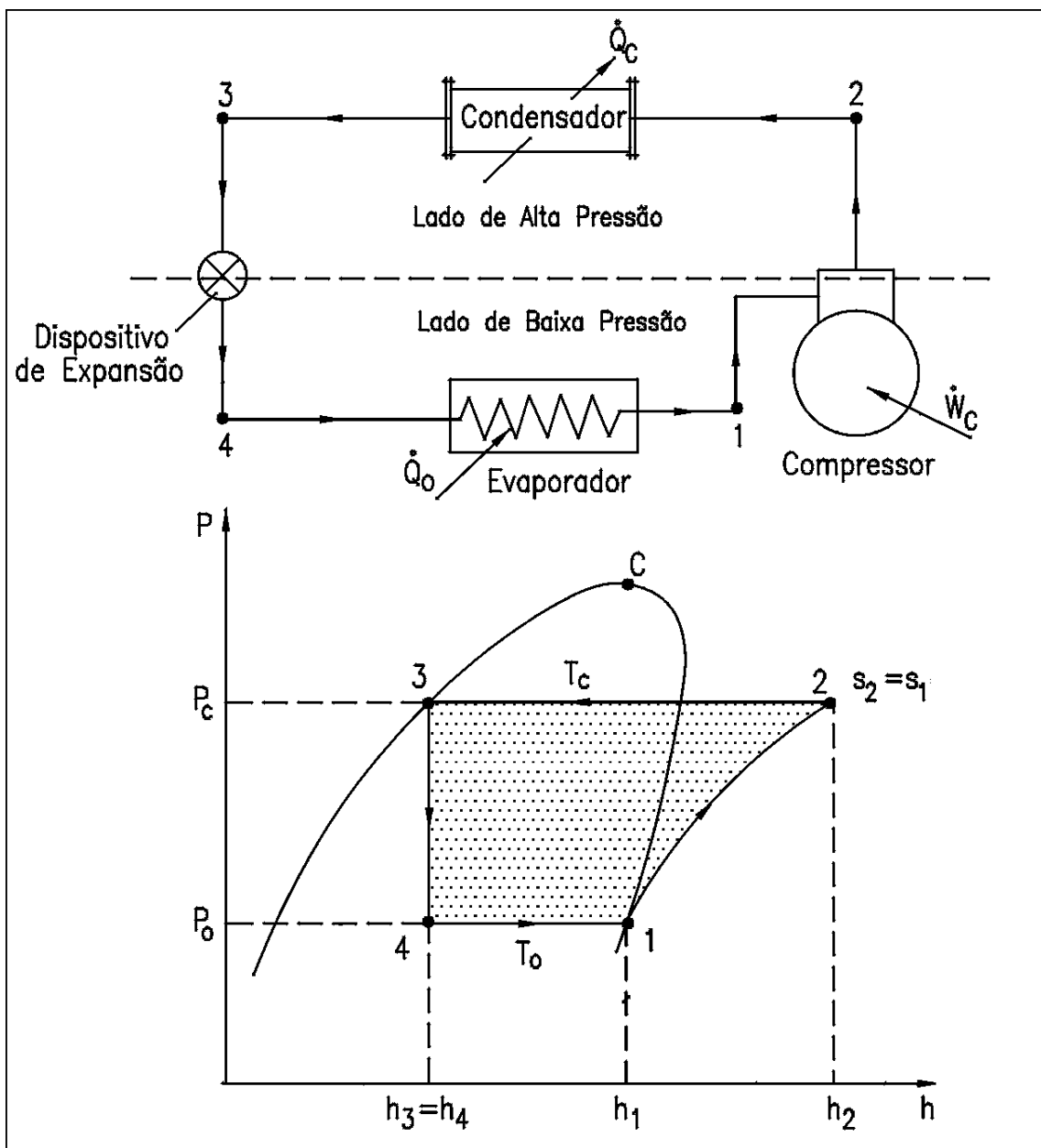


Figura 1.1: Ciclo Compressão de Vapor

A Fig. 1.1 representa a forma usual do ciclo de compressão de vapor de uma forma simplificada, assim como a sua representação num diagrama p-h (pressão vs. entalpia).

Como se pode observar, é possível dividir o ciclo em duas secções, um lado de alta pressão e um lado de baixa pressão. O compressor é responsável por comprimir o fluido, aumentando a pressão e temperatura do mesmo. No condensador o fluido perde calor para a atmosfera, baixando a sua temperatura. Por norma, o dispositivo de expansão não é nada mais do que um tubo capilar. Ao aumentar o diâmetro da tubagem à saída do capilar, cria-se uma expansão repentina que vai baixar a pressão e temperatura do fluido drasticamente. É nesta situação que o fluido entra no evaporador. O evaporador deve estar colocado dentro do volume ao qual se pretende retirar calor.

Como o fluido entra a uma temperatura muito inferior à do volume, a troca de calor ocorre do volume para o fluido. Uma vez retirado calor ao volume de controlo, o fluido chega ao fim do ciclo e volta a entrar no compressor. De referir que o ciclo acima representado é ideal; não tem em consideração os rendimentos dos dispositivos envolvidos, assim como a perda de carga inerente.

O ciclo descrito difere daquele aplicado na máquina apenas num aspeto, a máquina tem um permutador interno. Trata-se de um ciclo de compressão de vapor com permutador interno.

1.1.2 Ciclo Compressão de Vapor com Permutador Interno

Este ciclo difere do anterior pela adição de um permutador de calor interno. A função deste permutador é fazer com que parte da energia térmica do fluido à saída do condensador, seja transferida para o fluido quando este sai do evaporador.

A razão pela qual o permutador é vantajoso, reside no facto de que assim o fluido à entrada do compressor está completamente no estado gasoso, (um dos problemas dos compressores é a presença de gotas) e ao mesmo tempo o título à entrada do evaporador é menor, aumentando assim o efeito frigorífico, tornando o sistema mais eficiente.

É necessário ter em atenção que o aumento do efeito frigorífico influencia positivamente o *COP* e o trabalho de compressão negativamente, pelo que o dimensionamento do permutador tem que ser adaptado caso a caso.

$$COP = \frac{EnergiaUtil}{EnergiaGasta} = \frac{Q}{W} \quad (1.1)$$

A Fig. 1.2 esquematiza o ciclo em questão.

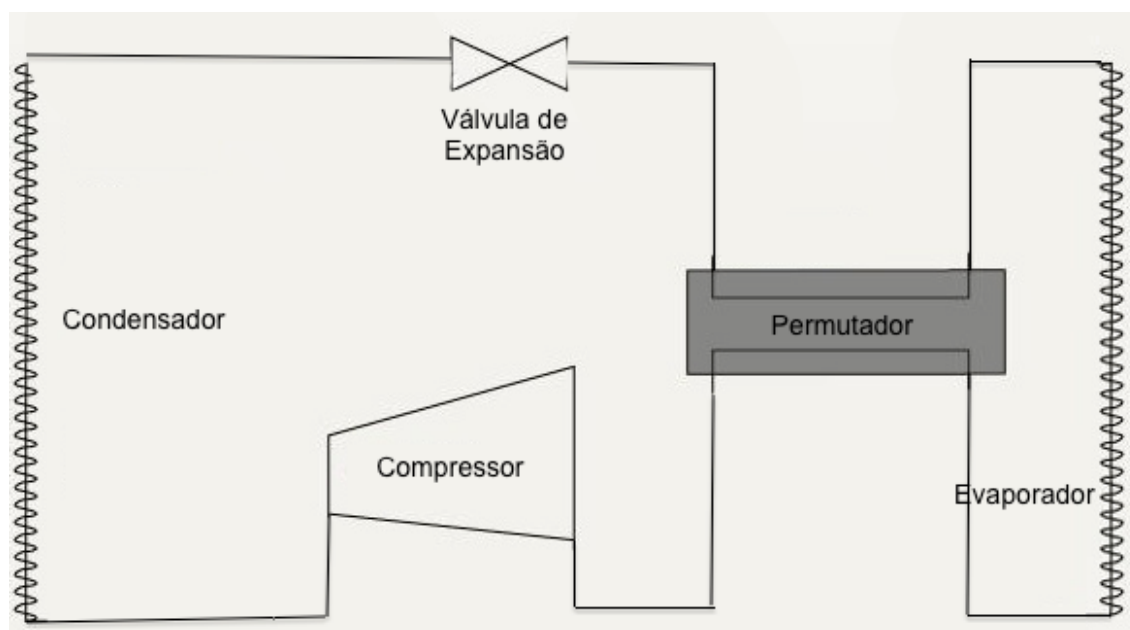


Figura 1.2: Ciclo de Compressão de Vapor com Permutador Interno

1.2 Metodologia e estrutura do trabalho

Este trabalho tinha como objetivo principal a recolha de mais dados experimentais e melhoria da simulação existente. Numa primeira fase foi necessário fazer um estudo sobre a máquina de extração de cerveja e a simulação efetuada previamente. De seguida seguiu-se uma análise à instrumentação da máquina e a conclusão retirada foi de que esta funcionava de forma irregular, sendo necessário analisar que partes estavam avariadas. Após o processo de escolha dos novos sensores e de uma análise do ciclo frigorífico, foram encomendados os novos sensores. Face à falta de novos dados, a simulação foi corrigida e atualizada com novos valores, obtidos através de uma diferente e mais correta abordagem ao ciclo. Foi conduzida uma experiência para determinar as vantagens do pré-arrefecimento da cerveja fora da cerveja. As conclusões dependiam também das simulações anteriores. Finalizou-se com a exploração de novas ideias alternativas de arrefecimento das bebidas, tanto para casos de funcionamento regular, como para casos de condições externas, adversas ao bom funcionamento da máquina.

A tese está dividida em 8 capítulos:

O Capítulo 1 apresenta uma introdução ao trabalho e os ciclos de compressão de vapor.

O Capítulo 2 explica o funcionamento da máquina de extração de bebidas e todos os seus componentes.

No Capítulo 3 é feita uma análise ao ciclo frigorífico e explicam-se os cálculos que permitiram obter as propriedades termodinâmicas do fluido, que atualizam a simulação.

O Capítulo 4 contém os casos simulados e resultados. Também são estudadas alterações à máquina que permitem poupar energia.

O Capítulo 5 explica toda a instrumentação presente na máquina, os motivos que levaram à sua degradação e como se escolheram os novos.

O Capítulo 6 refere-se à experiência e simulação do elemento de Peltier com vista a pré-arrefecer a cerveja e as respetivas vantagens.

No Capítulo 7 são apresentadas ideias alternativas para o arrefecimento de bebidas.

No Capítulo 8 são apresentadas as conclusões e Trabalhos Futuros.

Capítulo 2

Máquina de extração de bebidas de pressão

A máquina de extração de bebidas de pressão é o principal objeto de estudo deste trabalho. O objetivo desta máquina é retirar as diversas bebidas armazenadas num barril, arrefece-las à temperatura de consumo e conduzi-las até ao copo. Todo este processo acontece quase instantaneamente, estando a bebida pouco tempo dentro da máquina.

Estas máquinas existem sob diferentes formas e capacidades. Algumas até têm a característica de poder servir mais do que uma bebida de cada vez. A máquina em questão é o modelo *vertical 100L* com o depósito de água colocado acima da parte frigorífica. Na Fig. 2.1 estão presentes os componentes necessários ao seu funcionamento.

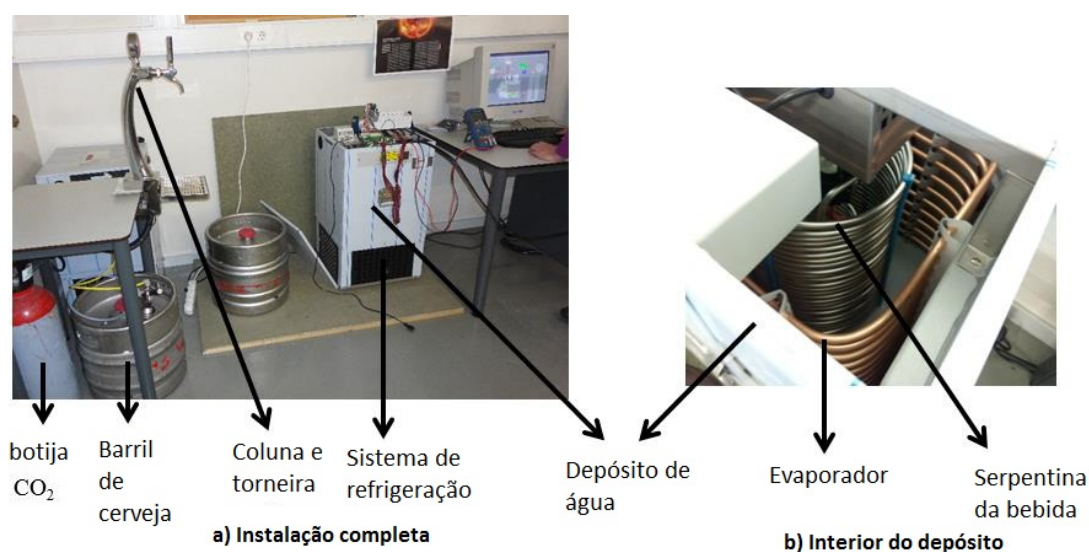


Figura 2.1: Componentes e acessórios da máquina de extração de bebidas

2.1 Funcionamento

A máquina de extração de bebidas é uma máquina refrigeradora. Como tal, tem como objetivo arrefecer a bebida rapidamente, pois espera-se que a bebida esteja pouco mais do que alguns segundos dentro da mesma.

O processo de arrefecimento funciona da seguinte maneira:

Com base no ciclo de compressor de vapor com permutador interno, o circuito frigorígeno tem todos os componentes colocados na parte de menor cota da máquina à exceção do evaporador. Este está colocado dentro de cuba de água. A cuba de água é arrefecida, formando uma massa de gelo. Assim que a massa de gelo atinge o valor desejado, um sensor de gelo desliga o circuito frigorígeno. Aproximadamente ao fim de 21 minutos, o circuito volta a trabalhar e este mesmo sensor é responsável por voltar a desligar o circuito, caso a massa de gelo seja superior ao valor necessário. Este período de 21 minutos é uma precaução de segurança para proteger e estender a vida útil do compressor.

A bebida passa pelo circuito refrigerante. Esta passa do barril onde está armazenada para dentro da máquina, graças à diferença de pressão que a botija de CO_2 cria. Dentro da máquina, a bebida atravessa a serpentina que está colocada dentro da água/massa de gelo criada anteriormente. Aqui, a bebida troca calor com a massa de gelo, arrefecendo até à temperatura de consumo. A bebida sai da serpentina e é encaminhada para a coluna e torneira a partir da qual vai ser servida. Para reduzir a troca de calor com o exterior, este percurso é acompanhado por dois tubos com água circulante (um de ida, outro de retorno) provenientes da cuba.

Para além dos ganhos energéticos provenientes do exterior para dentro da cuba, a própria máquina gera calor, como qualquer outra máquina frigorífica. Estes ganhos são superiores durante o processo de arrefecimento, do que durante os 21 minutos de intervalo, pois tanto o compressor como o condensador geram mais calor quando em funcionamento. Dentro da própria cuba existe um motor rotativo. O agitador encontra-se colocado pouco acima do nível da água dentro da cuba. É um dispositivo que se encontra a trabalhar em regime permanente e nunca se desliga, ao contrário do resto do sistema. A sua função é agitar a água da cuba, aumentando a convecção interna e homogeneizando a temperatura da água, assim como bombear a água através dos tubos que seguem até à coluna.

2.2 Componentes

Como anteriormente mencionado, a máquina é constituída por vários equipamentos que se descrevem nas subsecções seguintes.

2.2.1 Depósito de água

O depósito de água é a uma cuba em aço inox, isolada no fundo e lateralmente com poliuretano injetado de alta densidade. Com capacidade para 52 L de água, encontra-se o evaporador, a serpentina e a centralina da máquina (figura 2.2).

Na zona periférica da cuba está situado o evaporador. A água começa a congelar à volta do evaporador formando uma parede entre os limites da cuba e a água em estado líquido no centro.

No evaporador está colocada a sonda de gelo de tipo resistivo, que desliga o compressor quando a massa de gelo ultrapassa os 21Kg.

Numa parte mais central encontra-se a serpentina. Esta é banhada pela água no estado líquido, mas a uma temperatura muito perto da temperatura de fusão. Esta água não congela por ação do agitador que a mantém em circulação. Este encontra-se mesmo no centro da cuba.

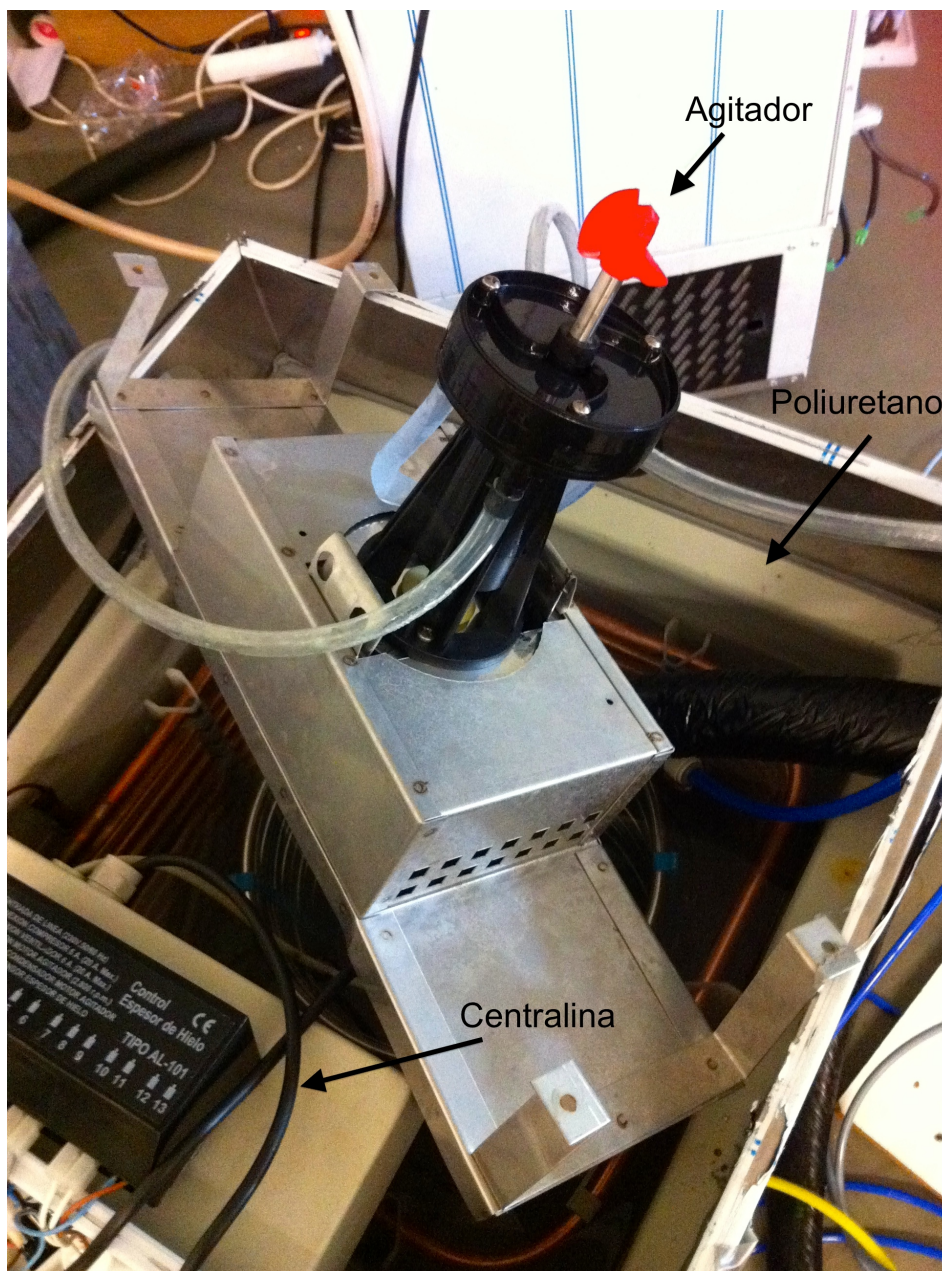


Figura 2.2: Depósito de água e componentes

2.2.2 Agitador

Na Fig. 2.2 é possível visualizar o agitador.

O agitador consiste num motor elétrico trifásico com dupla função. Na ponta do seu veio rotativo existe uma hélice que agita a água para homogeneizar a temperatura e ao mesmo tempo impedir a congelação excessiva da mesma. A meio do mesmo veio está acoplado um disco com pás que funciona como bomba de água. Aproveitando a rotação do veio, este disco bombeia água gelada através de um tubo que sai da cuba para a coluna, reduzindo o aquecimento das bebidas durante esse mesmo percurso.

Como está colocado dentro da cuba, todo o calor por ele libertado é fornecido à água; um contra-senso tendo em conta que o objetivo é arrefecer a água e desta forma toda a energia fornecida ao agitador é transferida para a água sob a forma de calor.

Para além do anteriormente dito, o agitador é a única peça da máquina que nunca se desliga. Ao contrario dos dispositivos do ciclo frigorífico que funcionam por ciclos, o agitador permanece ligado constantemente. É portanto um elemento que mesmo nas horas de fecho do estabelecimento continua a consumir energia, 60 Watts para ser exato.

Na visita ao reparador, questionado sobre os maiores problemas da máquina a resposta foi unânime:

O agitador é a maior causa de avaria das máquinas, principalmente devido a problemas de humidade.

Ou seja, o facto de estar colocado dentro da cuba não só prejudica o funcionamento da máquina, como danifica o próprio agitador. É por esta razão que não se pode desligar o agitador durante as horas de fecho. Se o agitador não estiver em funcionamento os efeitos da humidade fazem-se sentir acentuadamente, já que a temperatura baixa e não se seca a si próprio.

Os factos apresentados neste sub-capítulo mostram o quão eficiente o agitador é, aliás, o quão não-eficiente é. O agitador necessita de ser reinventado para evitar estes fenómenos.

2.2.3 Sensor de Gelo

A formação de gelo na cuba é algo que não é levado em consideração com a exigência necessária. Parte-se do princípio de que como o evaporador é simétrico, a formação de gelo também, mas tal não se verifica. Com o uso é possível verificar que o bloco de gelo não é uniforme, chegando a apresentar grandes diferenças. Isto levanta a questão de como é medida a quantidade de gelo existente.

O sensor de gelo é um elemento subvalorizado da máquina. Trata-se de um sensor do tipo resistivo que estabelece uma ligação elétrica entre 2 pólos. Assim que se encontra congelado a ligação elétrica é cortada, interrompendo o ciclo frigorífico.

O sensor está localizado apenas de um lado, num determinado ponto. É uma solução que parte do princípio que a formação de gelo é uniforme, logo está mal desenhado e permite que o bloco não seja uniforme.

Como se pode concluir, a forma de como os 21 Kg de gelo são medidos apresenta erros, sendo também um aspeto a melhorar.

2.2.4 Máquina frigorífica

A máquina de extração de bebidas de pressão usa o ciclo de compressão de vapor com permutador interno, para arrefecer a água que por sua vez arrefece a bebida. Este circuito já foi explicado no capítulo 1.1.2.

A Fig. 2.3 mostra a parte inferior da máquina. É possível visualizar mais facilmente a maior parte dos componentes da máquina frigorífica, assim como o filtro de partículas que não tinha sido mencionado até agora, o ventilador que movimenta o ar exterior para arrefecer o compressor e o condensador, e alguns dos sensores de pressão instalados.

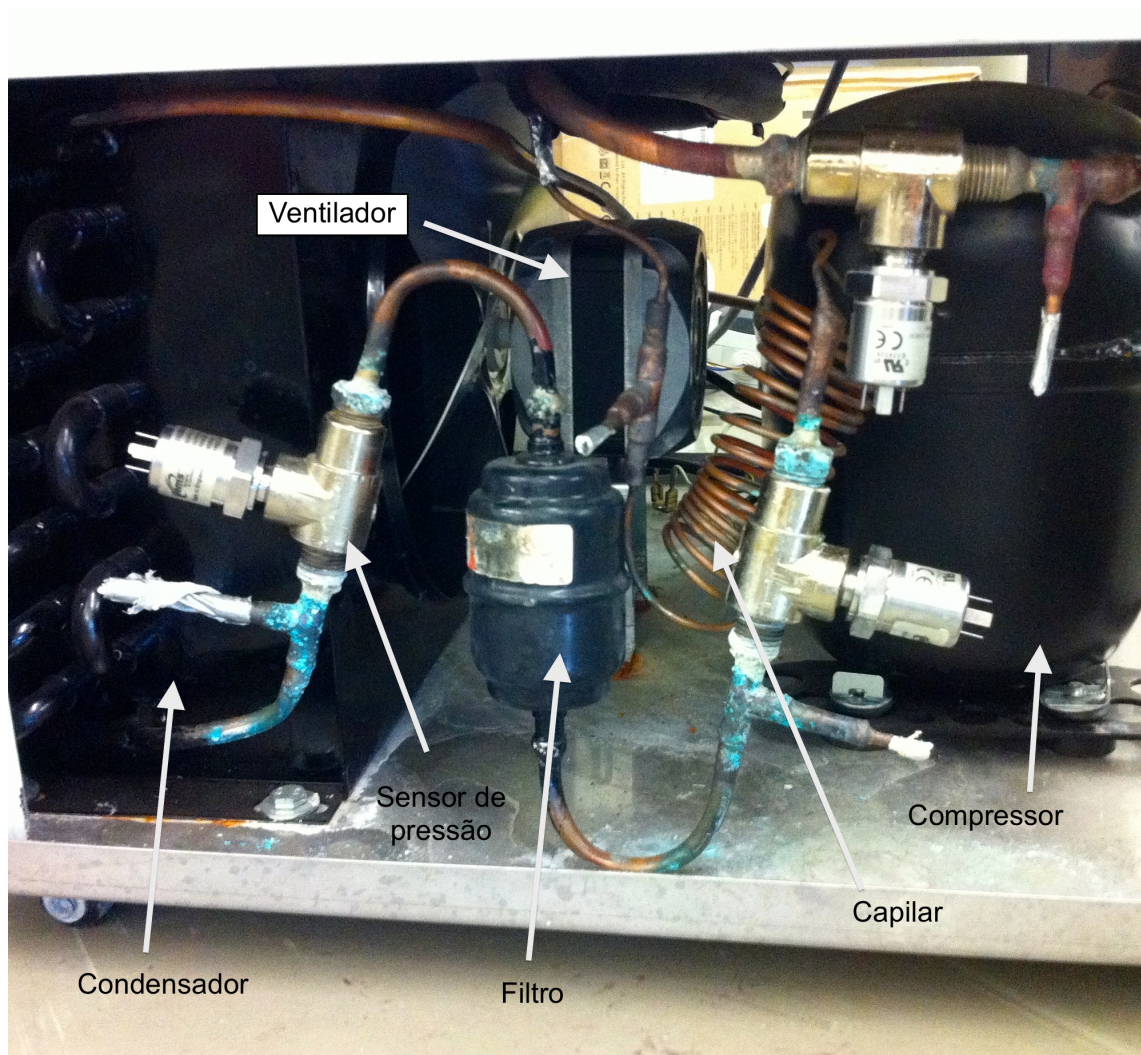


Figura 2.3: Componentes do sistema de refrigeração

2.2.5 Circuito de bebida de pressão

Como mencionado anteriormente, graças à diferença de pressão causada pela botija de CO₂, a bebida sai do barril, atravessa a máquina e chega até ao copo. Durante este processo liberta calor para a água na cuba e arrefece até à temperatura ideal de consumo.

A Fig. 2.4 esquematiza este circuito:

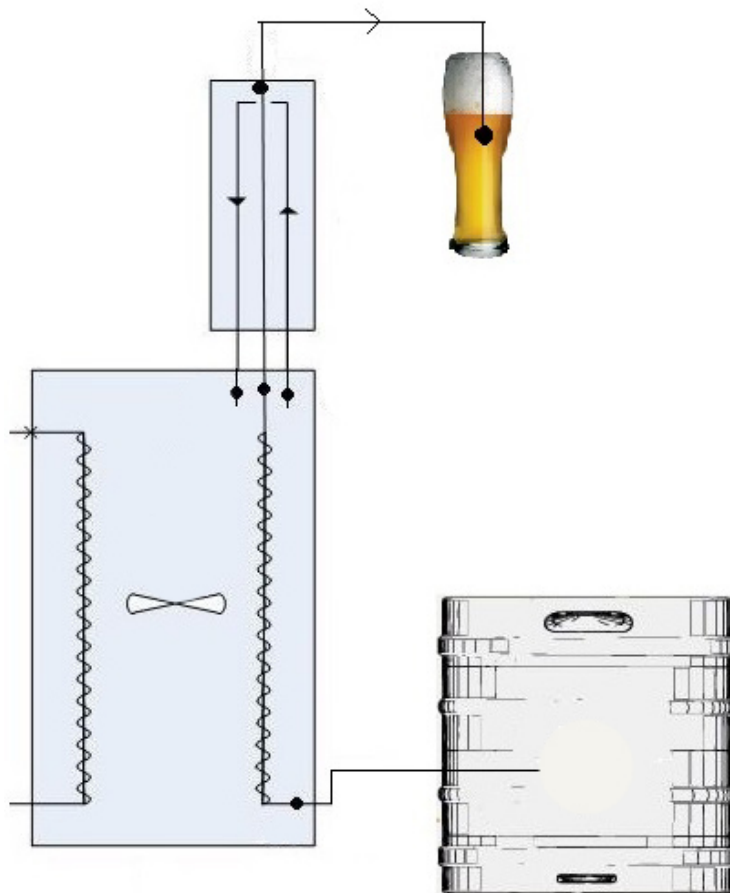
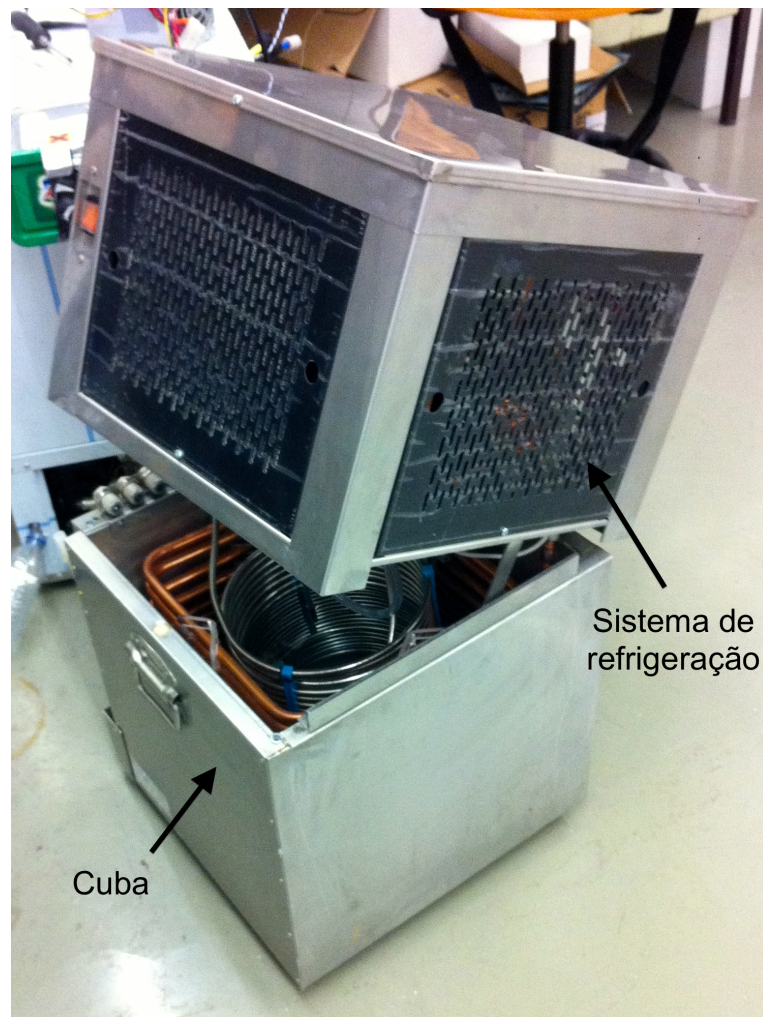


Figura 2.4: Circuito da bebida gaseificada

2.3 Máquina *Inversor*

A máquina *inversor* é um novo modelo de que vai entrar em circulação. Desde o início que a *Unicer* manifesta interesse em que se faça um estudo comparativo entre esta nova máquina e a tradicional.

Este novo sistema tem como novidade face ao sistema tradicional, o facto de inverter a cuba e os dispositivos do circuito de frio. Na Fig. 2.5 podemos ver uma imagem da mesma.

Figura 2.5: Máquina *Inversor*

À partida pode-se logo assumir que esta faz um melhor aproveitamento energético do que a anterior. Baseado no facto de que o ar quente sobe, o calor gerado pelos dispositivos do ciclo frigorífico já não afeta a temperatura da cuba, sendo por isso mais eficiente. Para além disso, o agitador que estava colocado dentro da cuba (volume que se pretende arrefecer) agora está colocado fora dela, juntamente com o resto dos dispositivos. Esta configuração inversa permite retirar o agitador da cuba, e assim o calor que este gera já não é transferido para a água.

Fora do ponto de vista termodinâmico, esta máquina também apresenta a vantagem de não acumular tanta sujidade. Como a maquinaria está num patamar mais elevado, o lixo e poeiras que costumavam ser sugados para dentro da máquina pelo ventilador já não o são. Isto ajuda ao bom funcionamento da máquina já que o caudal de ar aspirado se mantém nos níveis ideais, levando a um aumento da vida útil dos dispositivos.

Para se efetuar um estudo a esta máquina era necessário instrumentá-la. Como esta máquina só foi entregue às instalações da faculdade no mês de Dezembro e ainda havia uma instrumentação à espera de material para ser reparada, nenhum teste chegou a ser feito.

Capítulo 3

Análise ao Sistema Frigorífico

Neste capítulo é feita uma avaliação global ao ciclo frigorífico da máquina.

Tendo em conta que alguns sensores não estavam a fornecer valores corretos, através dos registos criados em medições anteriores foi possível fazer uma análise ao sistema frigorífico. Foi necessário fazer uma análise crítica aos valores obtidos e explorar os locais físicos onde se encontravam para inferir quanto à sua veracidade. Sabendo à partida que certos sensores avariaram e não sabendo exatamente quando, os valores lidos por esses sensores tiveram que ser descartados.

3.1 Medições efetuadas

Relativamente ao ciclo frigorífico haviam 5 sensores de pressão e 8 de temperatura. A Fig. 5.1 representa a localização de cada um deles.

Como é explicado na subsecção 5.1.1.3, o sensor de pressão do ponto 1 avariou e não se sabe exatamente quando, pelo que o seu valor nos registos é ignorado. Saliente-se também que o valor do ponto 8 diz respeito à saída do permutador, anterior à entrada no evaporador. Assim sendo é necessário a criação de um novo ponto 9, o ponto de entrada no evaporador. Como se vai mostrar, a partir de algumas suposições e cálculos, todas as propriedades de todos os pontos podem ser determinadas.

Com os valores de pressão e temperatura facilmente se calcula o valor da entalpia. Assim foi necessário efetuar alguns ajustes aos valores lidos, pois de acordo com os valores obtidos, à saída do condensador o fluido encontrava-se no estado de vapor sobre-aquecido. Ora isto é impossível pois se tal acontecesse o sistema frigorífico não funcionava, e ele funciona. Com a ajuda do software *EES* aplicaram-se pequenas variações nos valores de pressão e/ou de temperatura do ponto de saída do condensador e bastou uma variação inferior a 1 °C relativamente ao valor lido, para que à saída do condensador o fluido já estivesse no estado de líquido saturado.

Conclui-se que este sensor de temperatura estava a sofrer alguma influência mínima do exterior.

Tendo por base o que foi dito, mostra-se na 3.1 os valores utilizados para as simulações.

Tabela 3.1: Valores utilizados para as simulações

	Pressão [bar]	Temperatura [°C]
1	-	-6,33
2	1,53	-6,01
3	9,14	62,89
4	9,14	36,00
5	9,09	35,83
6	-	31,08
7	-	26,93
8	-	13,88

3.2 Considerações

Para se determinarem as propriedades de todos os pontos a partir das informações da tabela 3.1 foi necessário fazerem-se algumas considerações. Esta secção incide sobre os passos que permitiram calcular as propriedades em falta, e respetivas considerações.

O cálculo do caudal mássico de fluído foi efetuado de forma contrária à proposta por João Faria [3]. Como agora se possui dados concretos relativos à condição do fluído à entrada e saída do compressor e condensador, é possível fazer um balanço ao calor trocado pelo sistema, e obter um valor correto do caudal mássico pois tem por base valores medidos.

Para além dos dados da tabela 3.1, o cálculo das propriedades dos outros pontos também dependia dos consumos específicos de determinados componentes. Com a pinça amperimétrica *MicroVip 3* foi possível obter esses dados. A Tabela 3.2 contém os valores medidos.

Tabela 3.2: Consumo energético dos componentes

Dispositivo	Consumo [W]
Compressor	552
Agitador	60
Ventilador	58
Sensor gelo	5
Total	675

Como os valores de pressão e temperatura dos pontos à entrada e saída do compressor são conhecidos, é possível calcular a variação de entalpia. Juntamente com a potência consumida determina-se o caudal de fluído frigorígeno

$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m}_{R134a} * (h_3 - h_2) * 0,9 \quad (3.1)$$

O valor 0,9 é aplicado para ter em conta as perdas de calor do compressor. Estima-se que cerca de 10 % da energia fornecida é libertada sob a forma de calor (é um valor aceitável para este tipo de compressores).

Novamente com as informações de temperatura e pressão à entrada e saída do condensador determina-se a variação de entalpia, e com o valor de caudal calculado pela equação 3.1, calcula-se a potência calorífica libertada no condensador.

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}_{R134a} * (h_4 - h_3) \quad (3.2)$$

Usando como volume de controlo o sistema frigorífico inteiro, o balanço energético é dado pela equação 3.3. Com esta equação determina-se a potência calorífica trocada no evaporador.

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{W}_{compressor} + \dot{Q}_{evaporador} \quad (3.3)$$

Apesar de não ser conhecido o valor de pressão no ponto 1, sabe-se que entre o ponto 1 e 2 a perda de carga é muito baixa. Considera-se então que o ponto 1 tem a mesma pressão do ponto 2, sendo possível determinar a entalpia do mesmo.

Sendo agora conhecido o caudal do fluído, o calor trocado no evaporador e a entalpia à saída calcula-se a entalpia à entrada do evaporador, o ponto 9 que até agora não existia.

$$\dot{Q}_{evaporador} = \dot{m}_{R134a} * (h_1 - h_9) \quad (3.4)$$

O estabelecimento do ponto 9 não se deve apenas ao facto de o ponto 8 ser a saída do permutador, mas também porque existe ainda uma grande expansão. Normalmente, nos ciclos frigoríficos de compressão de vapor com permutador interno, a expansão acontece após o permutador e não antes como ocorre neste sistema. Na realidade, à saída do condensador (ponto 4) existe um filtro de partículas, após o que o fluído entra num capilar enrolado (ponto 5). Esse capilar é a válvula de expansão. À saída (ponto 6) o diâmetro do tubo não se altera: entre o ponto 5 e 8 o diâmetro do tubo é sempre igual. Trata-se de um capilar retilíneo. Isto explica a perda de carga entre 6 e 8, quando do outro lado do permutador (ponto 1 para 2) se tinha considerado a perda de carga como desprezável. Entre o ponto 1 e 2, a tubagem tem 1/4 de polegada de diâmetro.

O fenómeno que origina a diferença de temperatura entre 6 e 7 necessita de uma explicação. Inspeccionando a localização dos sensores, conclui-se que em vez de um dispositivo próprio, a permuta de calor entre tubo à saída do condensador e o tubo à saída do evaporador dá-se porque estão encostados um ao outro, apesar de terem um deficiente isolamento exterior. Na realidade, após o ponto 6 o tubo enrola-se juntamente com o tubo de saída do evaporador (ponto 1 para 2). Assim o "permutador" é entre os pontos 6 e 8, sendo o ponto 7, um ponto intermédio do "permutador" sem interesse para o desenrolar da análise do ciclo.

Como o permutador é muito curto (cerca de 50cm de comprimento), a pressão de 1 é considerada igual a 2, desprezando-se as perdas de carga.

Sobre o ponto 9 sabe-se agora a entalpia. Como não há sensores instalados neste ponto, fez-se outra consideração. Assumindo que a perda de carga no evaporador é igual ou inferior à perda de carga do condensador (à partida o condensador apresenta sempre uma perda de carga maior),

e tendo o valor da pressão à saída do evaporador, é possível estimar o valor de pressão à entrada. Através dos registos chegou-se a um valor para essa perda de carga.

Com o valor da pressão e entalpia do ponto 9 é possível determinar o título do fluido frigorífico e conseqüentemente a temperatura. Comparando o valor obtido com o estimado pelo reparador existe uma discrepância de 6°C. Como o valor depende diretamente do valor imposto para a pressão, talvez o valor escolhido não seja o mais adequado. A Fig. 3.1 traduz o efeito da variação de pressão com a temperatura.

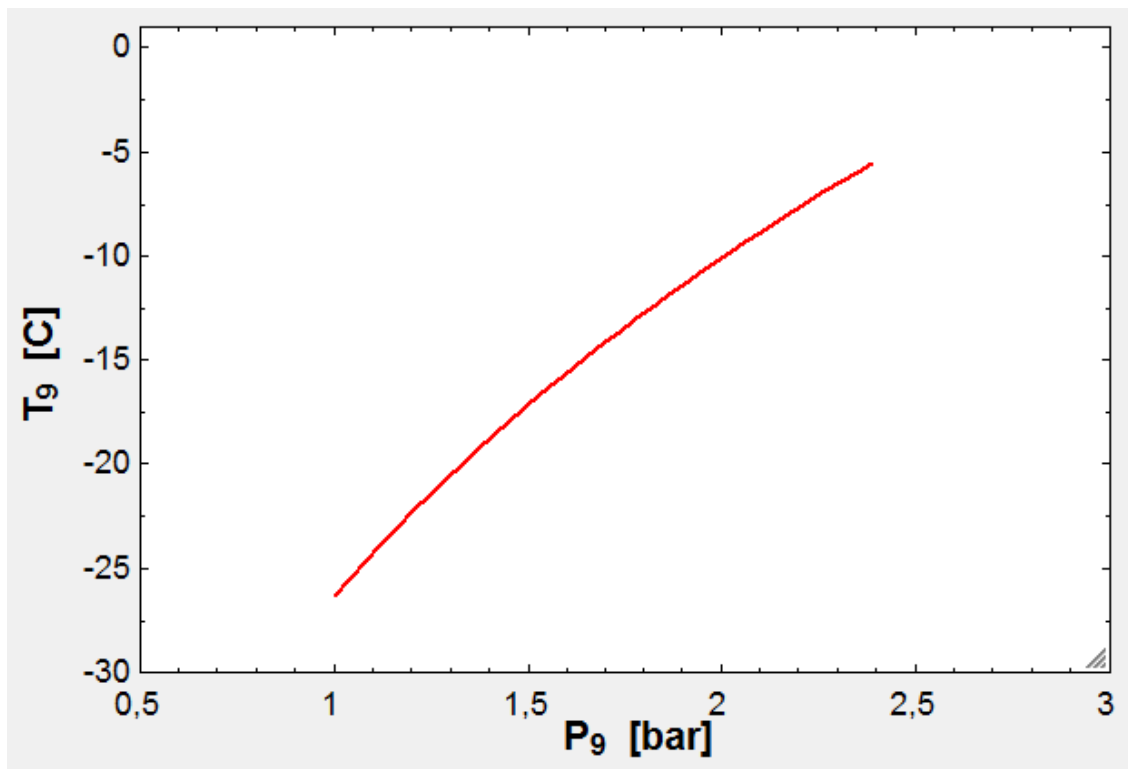


Figura 3.1: Efeito da variação da pressão na temperatura do ponto 9

Como se pode ver na figura 3.1, a temperatura sobe com o aumento da pressão, e a pressão em 9 é uma aproximação com base no valor da pressão em 1. Relembra-se que a pressão em 1 já é uma aproximação. Tendo em conta que o reparador disse que a temperatura à entrada do evaporador era cerca de -10°C, é de se esperar que a perda de carga no evaporador seja maior.

Considerando que na evolução entre 8 e 9 não há perda de calor, o valor de entalpia mantém-se. Conhecendo-se o valor de temperatura e entalpia calcula-se a pressão e o título. Como seria de esperar a pressão apresenta um valor mais alto do que no ponto 9.

Relativamente ao ponto 6 apenas a temperatura é conhecida. No entanto considera-se que o fluido está à pressão de saturação. Como o fluido está no estado de vapor húmido, é necessário saber o título para os cálculos da entalpia. Considerar a evolução de 5 para 6 isentálpica permite determinar o título, que deve ser inferior ao do ponto 8.

Como o ponto 7 não tem qualquer utilidade, as suas propriedades não foram determinadas. Sabe-se no entanto que fica colocado na linha que une o ponto 6 ao 8 na figura 3.3.

3.3 Resultados

Tendo as propriedades de todos os pontos sido calculadas (através do código presente no anexo C) , é possível obter a seguinte Tabela 3.3.

Tabela 3.3: Propriedades dos pontos do sistema frigorífico

	Pressão [bar]	Temperatura [° C]	Título [%]	Entalpia [kJ/kg]
1	1,53	-6,33	-	249
2	1,53	-6,01	-	249,3
3	9,14	62,89	-	297,9
4	9,14	36,00	-	102,3
5	9,09	35,83	-	102,1
6	7,949	31,08	4,03	101,9
7	-	26,93	-	-
8	4,714	13,88	14,09	97,21
9	1,535	-16,6	31,96	97,21

Com as propriedades de todos os pontos é então possível fazer uma análise ao ciclo. Através da potência do evaporador (calculado anteriormente) e do trabalho da máquina frigorífica (medido) determina-se o COP da instalação.

$$COP_{MF} = \frac{\dot{Q}_{evaporador}}{\dot{W}_{MF}} \quad (3.5)$$

$$\dot{W}_{MF} = \dot{W}_{compressor} + \dot{W}_{ventilador} \quad (3.6)$$

Através dos pontos 2 e 3 determina-se o rendimento isentrópico do compressor.

$$\eta_{is,comp} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (3.7)$$

A partir do calor trocado no permutador calcula-se a eficiência do mesmo.

$$\epsilon_{permutador} = \frac{\dot{Q}_{trocado}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.8)$$

$$\epsilon_{permutador} = \frac{(\dot{m}_{R134a} * cp_6) * (T_2 - T_1)}{(\dot{m}_{R134a} * cp_2) * (T_6 - T_1)} \quad (3.9)$$

Por fim, o calor perdido no filtro é dado por:

$$\dot{Q}_{filtro} = \dot{m}_{R134a} * (h_5 - h_4) \quad (3.10)$$

A Tabela 3.4 resume as propriedades do ciclo.

Tabela 3.4: Propriedades do ciclo frigorífico

COP [-]	$\eta_{is,comp}$ [%]	$\epsilon_{permutador}$ [%]	\dot{Q}_{cond} [kW]	\dot{Q}_{evap} [kW]	\dot{m}_{R134a} [kg/s]	\dot{Q}_{filtro} [W]
3,14	80,8	1,5	2,5	1,9	0,01262	3,2

Analisando os resultados obtidos pode-se concluir que:

- O COP tem um valor razoável mas, como é óbvio, podia ser melhorado através de um compressor que consumisse menos energia ou aumentando o calor transferido no evaporador. Isto pode ser conseguido de diversas maneiras, como por exemplo aumentando a área de contacto ou o caudal de fluido frigogénico;

- O compressor apresenta um rendimento isentrópico dentro do esperado. Isto quer dizer que não vale a pena interferir neste aspeto, apenas caso se pretenda um compressor menos potente;

- A eficiência do permutador é um valor extremamente baixo. Este facto é explicado pelo facto de ele ser praticamente inexistente. O sistema só tem a ganhar com a aplicação de um permutador eficiente que ajude ao sobreaquecimento à entrada do compressor e sub-arrefecimento à saída do condensador;

- Os valores de potência do condensador e evaporador estão dentro do esperado, mas mais elevados do que os calculados por João Faria [3];

- O caudal de fluido frigorígeno é mais alto que o calculado por João Faria [3];

- As perdas no filtro são muito pequenas, sendo desprezáveis.

Tendo em conta os valores obtidos para cada ponto e as considerações adotadas, a Fig. 3.2 contém a nova localização dos pontos e algumas das suas propriedades.

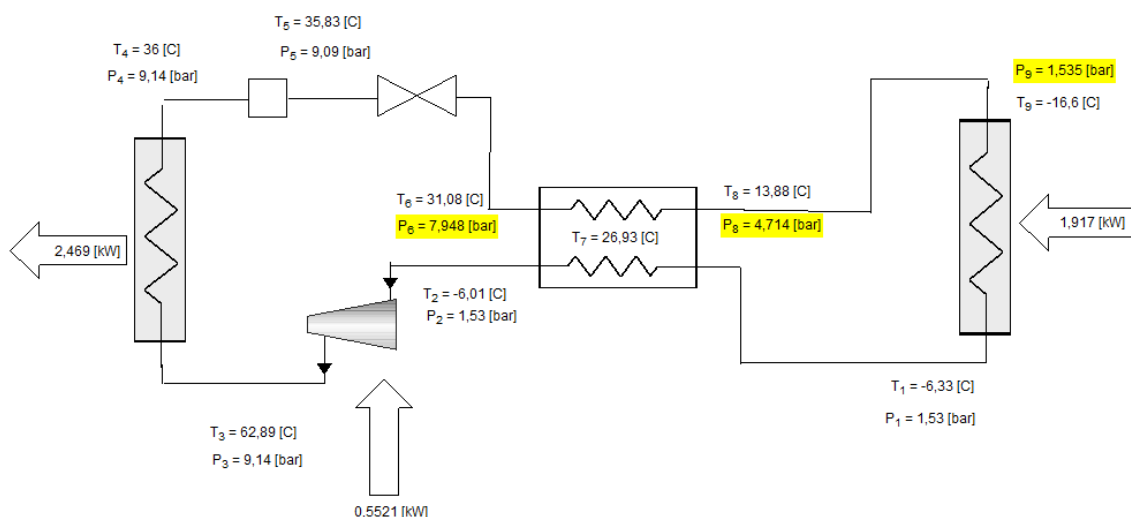


Figura 3.2: Esquema do ciclo frigorífico e propriedades

A análise ao ciclo não ficaria completa sem um diagrama P-h do ciclo. Para finalizar, é apresentada a Fig. 3.3 com os dados da Tabela 3.3.

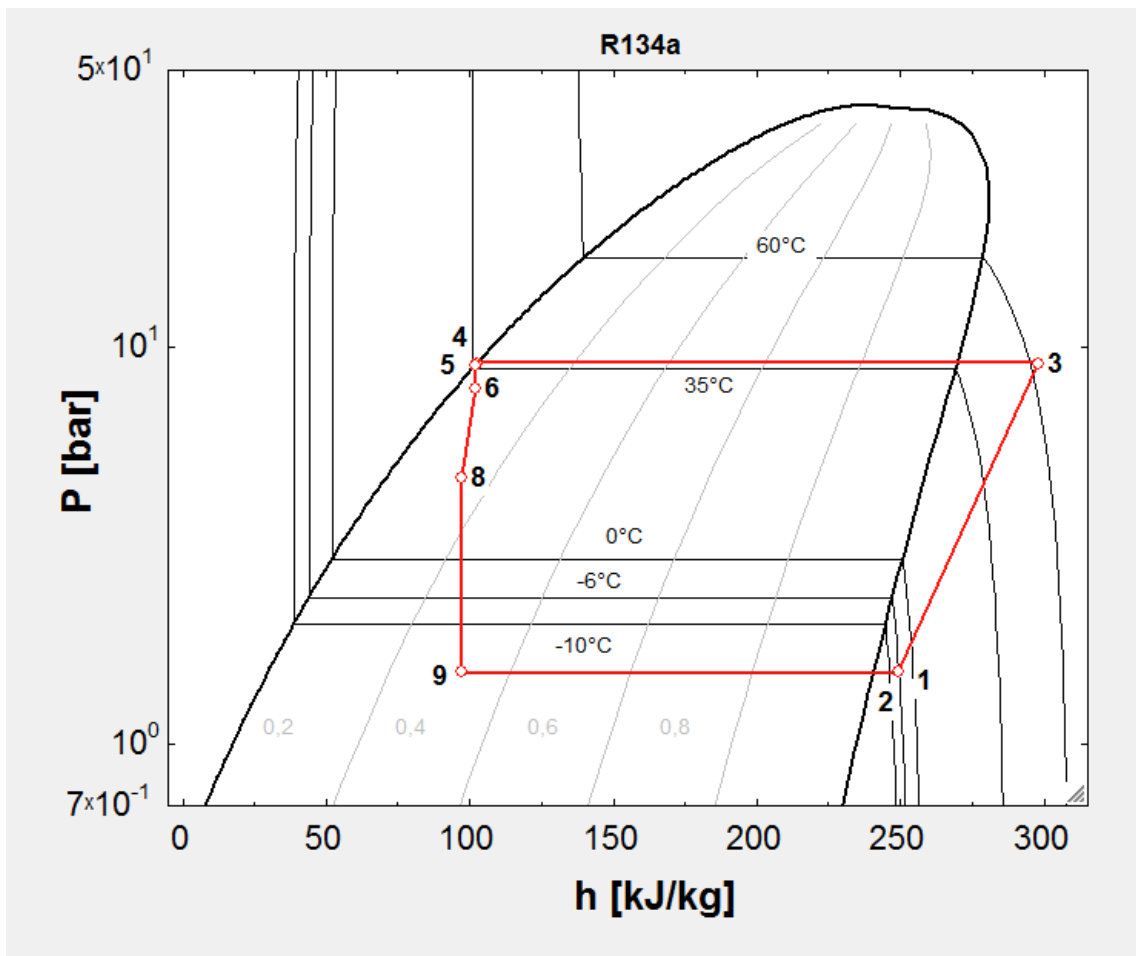


Figura 3.3: Diagrama P-h do ciclo frigorífico

Capítulo 4

Simulações

Neste capítulo é feita uma alteração à simulação do funcionamento geral da máquina efetuada por João Fernandes [4].

Com os novos valores das propriedades de cada ponto, potências caloríficas dos diversos dispositivos e novo caudal de fluido refrigerante, atualizou-se a simulação anterior [4] de forma a que se aproxime mais da realidade. Também foram feitos alguns ajustes a nível da transferência de calor sofrida pela máquina.

O balanço de energia na cuba é dado por:

$$\dot{Q}_{recebido} = \dot{Q}_{ganhos} + \dot{Q}_{cerveja} - \dot{Q}_{evaporador} \quad (4.1)$$

Onde os ganhos é a energia que atravessa as paredes da máquina:

$$\dot{Q}_{ganhos} = \dot{Q}_{paredes} + \dot{Q}_{topo} + \dot{Q}_{base} \quad (4.2)$$

E a potência calorífica da cerveja se traduz por:

$$\dot{Q}_{cerveja} = \dot{m}_{cerveja} * c_{p_{cerveja}} * (T_e - T_s) \quad (4.3)$$

Assim a massa de gelo define-se através da equação 4.4, sendo necessário definir a massa de gelo inicial.

$$m_{gelo} = m_{gelo_{inicial}} - \frac{Q_{recebido}}{h_{fusao}} \quad (4.4)$$

4.1 Casos simulados

A simulação foi feita com base nos casos de bar e restaurante estipulados em [4]. Comparam-se os casos de Restaurante Verão e Bar Verão.

Em ambos os casos considerou-se que a temperatura ambiente variou linearmente entre 15°C e 23°C, correspondendo a temperatura mais baixa à meia noite, e a mais alta às 15:00 horas. A temperatura da cerveja à entrada da máquina acompanha a variação da temperatura exterior.

4.1.1 Restaurante Verão

A Tabela 4.1 define o consumo estipulado para esta simulação. O valor do consumo é o número de cervejas de 20cl.

Tabela 4.1: Consumo de cerveja do Restaurante Verão

Horas	Consumo
0-12	0
12 - 14	40
14 - 19	10
19 - 24	20

A Tabela 4.2 contém os resultados da simulação para o espaço temporal de um dia.

Tabela 4.2: Resultados da simulação.

Gelo Inicial [kg]	COP _{MF} [-]	COP Global [-]	Tempo Funcionamento [min/dia]	Energia _{MF} [Wh]	Energia Agitador [Wh]	Energia Total [Wh]
10	3,14	9,57E-02	188	1912	1448	3471
21	3,14	9,57E-02	188	1912	1448	3471
25	3,14	9,57E-02	188	1912	1448	3471

Os valores são iguais para todas as massas iniciais de gelo pois a variação de gelo é igual em todos os casos. Como o tempo de funcionamento refere-se à fase em que a máquina já tem a massa de gelo inicial, a evolução ao longo do dia é igual.

Na Tabela 4.3 apresentam-se os valores de consumo energético e produção de CO₂ anuais da simulação atual.

Tabela 4.3: Comparação de consumo energético e produção de CO₂ anuais.

Gelo [kg]	Energia Total [kWh]	CO ₂ [kg]	Energia Total Unicer [GWh]	CO ₂ Unicer [ton]
10	1267	564	50675	22575
21	1267	564	50675	22575
25	1267	564	50675	22575

O comentário à tabela anterior também se aplica a esta. Os valores são iguais pois dependem da variação da massa de gelo.

A conversão de energia para Kg CO₂ foi feita com a relação de 1 KWh = 0,44548 KgCO₂ [5]

A partir das simulações também é possível analisar a evolução da massa de gelo na cuba. A Figura 4.1 mostra a massa de gelo para cada situação de massa de gelo inicial.

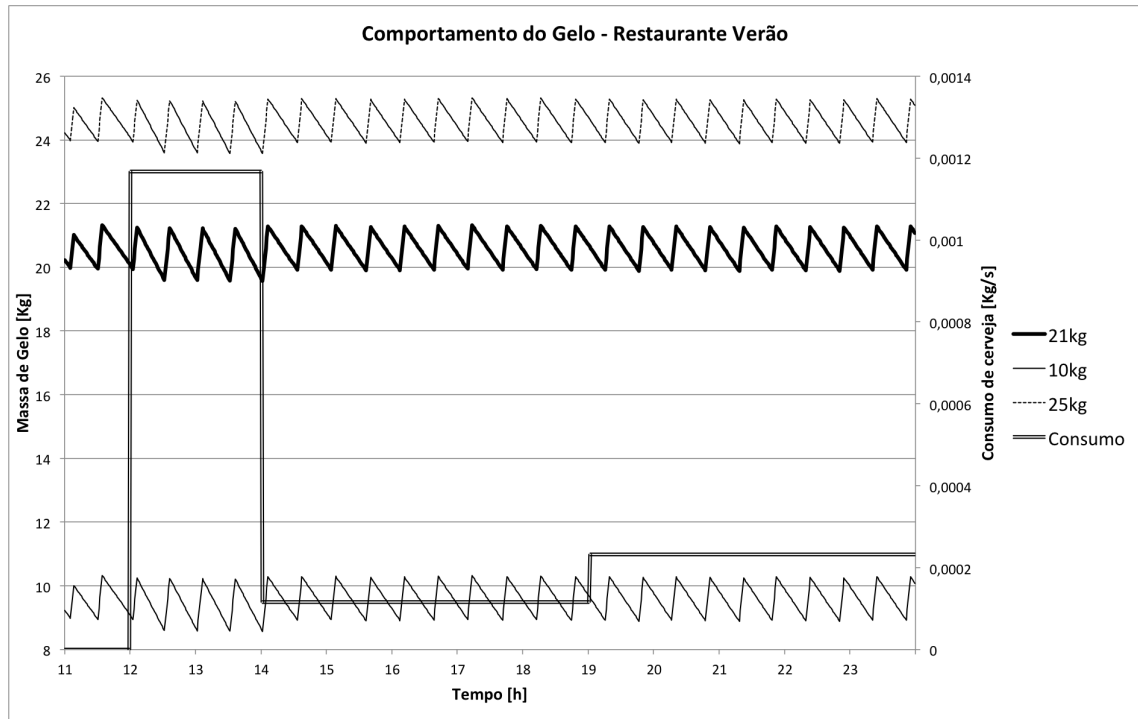


Figura 4.1: Evolução da massa de gelo no caso Restaurante Verão

Analisando a figura 4.1 é possível observar que no pico de consumo a diferença máxima da massa de gelo é de 2 kg. No máximo são consumidos 2 kg de gelo. Isto acontece para todos os valores de massa inicial de gelo pois a variação da massa de gelo é igual. Pode-se concluir que a máquina pode operar no caso de 10 kg de massa de gelo sem problema.

4.1.2 Bar Verão

A Tabela 4.4 define o consumo estipulado para esta simulação.

Tabela 4.4: Consumo de cerveja do Bar Verão

Horas	Consumo
10 - 14	0
14 - 22	60
22 - 2	800
2 - 10	0

A Tabela 4.5 contém os resultados da simulação para o espaço temporal de um dia.

Tabela 4.5: Resultados da simulação.

Gelo	COP _{MF}	COP Global	Tempo Funcionamento	Energia _{MF}	Energia Agitador	Energia Total
[kg]	[-]	[-]	[min/dia]	[Wh]	[Wh]	[Wh]
21	3,14	0,891	293	1912	1448	4581

Como visto na tabela 4.2, os valores são iguais para todas as massas iniciais de gelo pois a variação de gelo é igual em todos os casos. Como o tempo de funcionamento refere-se à fase em que a máquina já tem a massa de gelo inicial, a evolução ao longo do dia é igual. Por isso basta representar os valores correspondentes a uma das massas iniciais de gelo.

Na Tabela 4.6 apresentam-se os valores de consumo energético e produção de CO₂ anuais da simulação atual.

Tabela 4.6: Consumo energético e produção de CO₂ anuais.

Gelo	Energia Total	CO ₂	Energia Total Unicer	CO ₂ Unicer
[kg]	[kWh]	[kg]	[GWh]	[ton]
21	1672	745	66890	29798

O comentário à tabela anterior também se aplica a esta. Os valores são iguais pois dependem da variação da massa de gelo.

A partir das simulações também é possível analisar a evolução da massa de gelo na cuba. A Figura 4.2 mostra a massa de gelo para cada situação de massa de gelo inicial.

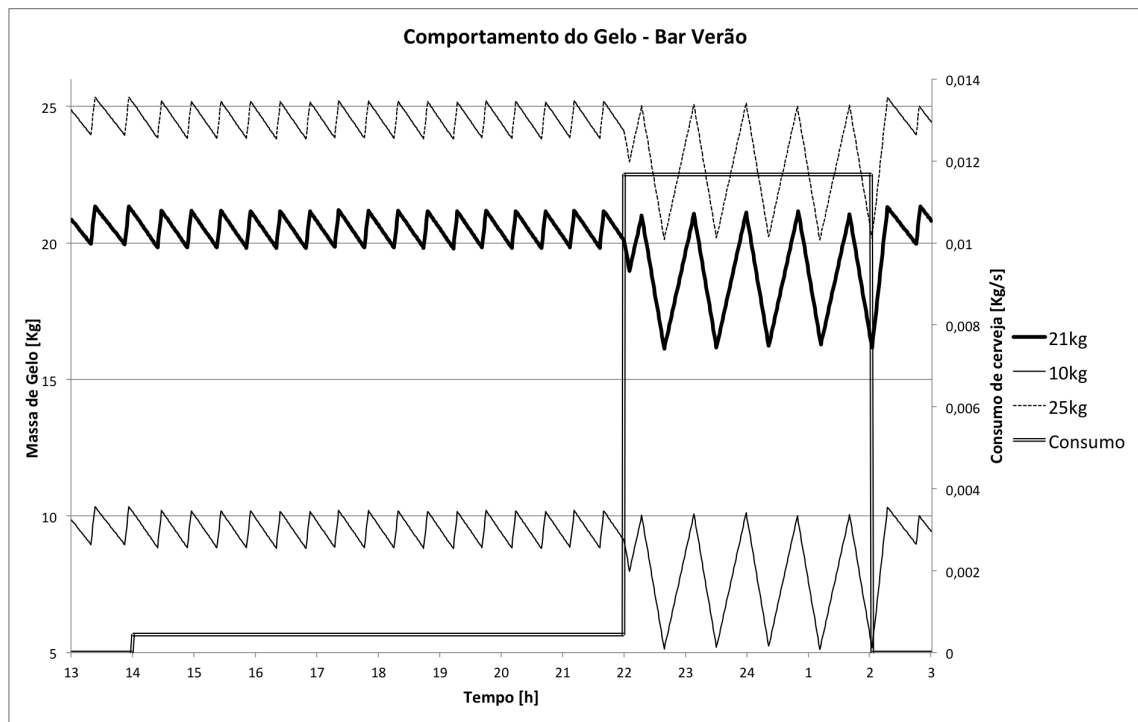


Figura 4.2: Evolução da massa de gelo no caso Bar Verão

Analisando a figura 4.2 é possível observar que no pico de consumo a diferença máxima da massa de gelo é de 5 kg. No máximo são consumidos 5 kg de gelo. Isto acontece para todos os valores de massa inicial de gelo pois a variação da massa de gelo é igual. Pode-se concluir que a máquina pode operar no caso de 10 kg de massa de gelo sem problema.

4.1.3 Conclusões

O valor de caudal usado na simulação atualizada é superior ao utilizado na simulação prévia [4]. Assim, a potência frigorífica do evaporador foi atualizada para um valor superior, enquanto que a energia elétrica é a mesma.

A diferença nos valores do consumo do agitador deve-se apenas ao erro associado às pinças amperimétricas usadas, já que foram utilizadas pinças diferentes nos dois trabalhos. A pinça utilizada neste trabalho apresenta melhor fiabilidade.

Pelos gráficos das figuras 4.2 e 4.1, é possível concluir que a máquina poderia operar em ambos os casos com uma menor massa de gelo, já que nem no caso do Bar Verão se esgotaram os 10Kg de gelo. No caso do Restaurante Verão apenas se consomem 2 Kg de gelo em todas as simulações, e no caso do Bar Verão o consumo de gelo não ultrapassa os 5 Kg em todas as simulações.

A quantidade mínima de gelo para cada caso depende da margem de segurança que desejamos ter. Como no Restaurante Verão só se consomem 2 Kg de gelo, se a máquina tivesse 4 Kg de gelo já teria uma margem de segurança capaz de assegurar continuidade caso o consumo duplicasse.

Na mesma linha de pensamento, no caso do Bar Verão uma massa de 10 Kg era suficiente para assegurar cerveja fresca na eventualidade de o consumo duplicar.

4.2 Influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina

Considerando como volume de controlo a máquina na sua globalidade, a parcela que apresenta maior contribuição calorífica é o calor transferido pela cerveja. Como este valor depende diretamente da quantidade de calor que é necessário retirar à bebida, faz todo o sentido que se faça um estudo paramétrico da influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina.

Nesta secção toma-se como exemplo os 2 casos anteriores - Restaurante Verão e Bar Verão - e altera-se o valor da temperatura da cerveja à entrada na máquina para se aferir o comportamento da massa de gelo e energia necessária para cada caso. É também considerado um caso em que o consumo de cerveja é o máximo (100L/h).

4.2.1 Restaurante Verão

A Tabela 4.7 representa os resultados obtidos pelo estudo paramétrico da influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina.

Tabela 4.7: Influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina

Temperatura Entrada [°C]	Gelo Mínimo [kg]	Tempo Funcionamento [min/dia]	Energia Total [Wh]	CO₂ [kg]	Q_{cerveja} [Wh]	COP Global [-]
5	19,04	171	3298	1,47	45,3	1,37E-02
10	19,02	175	3339	1,49	120,8	3,63E-02
15	19,01	180	3389	1,51	196,3	5,79E-02
20	18,99	186	3451	1,54	271,8	7,88E-02
25	18,97	190	3491	1,56	347,3	9,95E-02
30	18,96	194	3532	1,57	422,8	1,20E-01
35	18,94	197	3562	1,59	498,3	1,4E-01
40	18,92	203	3623	1,61	573,8	1,58E-01

O Gelo Mínimo é a menor quantidade de massa contida na máquina durante as 24 horas de simulação. Como se pode ver, o Gelo Mínimo diminui com o aumento da temperatura de entrada pois quanto maior a temperatura de entrada, mais gelo se vai consumir.

Na Tabela 4.8 é possível analisar o consumo energético e a produção de CO₂ anuais para uma máquina e para o universo da Unicer.

Tabela 4.8: Consumo energético anual e produção de CO₂

Temperatura Entrada [°C]	Energia Anual kWh	CO2 Anual [kg]	Energia Anual Unicer [GWh]	CO2 Anual Unicer [ton]
5	1204	529	47911	21157
10	1219	535	480769	21418
15	1237	544	488091	21744
20	1259	553	496877	22136
25	1274	560	502734	22397
30	1289	566	508592	22658
35	1300	571	512985	22854
40	1323	581	521772	23245

Com os dados da tabela 4.7 é possível traçar o gráfico da Figura 4.3. De forma a melhor se interpretar o gráfico apenas se consideram os casos extremos em que a temperatura entra a 5°C e 40°C.

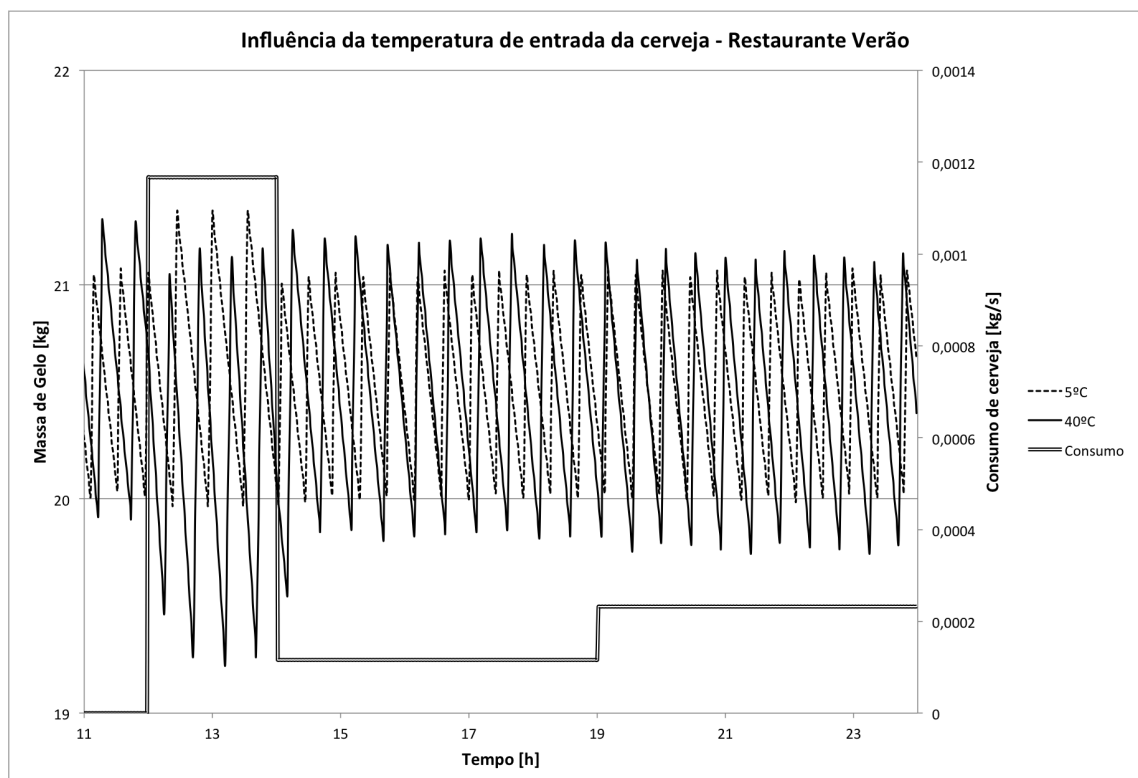


Figura 4.3: Evolução da massa de gelo no caso Restaurante Verão

4.2.2 Bar Verão

A Tabela 4.9 representa os resultados obtidos pelo estudo paramétrico da influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina.

Tabela 4.9: Influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina

Temperatura Entrada [°C]	Gelo Mínimo [kg]	Tempo Funcionamento [min/dia]	Energia Total [Wh]	CO₂ [kg]	Q_{cerveja} [Wh]	COP Global [-]
5	16,17	285	4457	1,99	557	0,12
10	16,16	289	4498	2,00	1484	0,33
15	16,14	291	4518	2,01	2412	0,53
20	16,15	293	4539	2,02	3339	0,74
25	16,13	297	4579	2,04	4267	0,93
30	16,08	297	4579	2,04	5195	1,13
35	16,09	301	4620	2,06	6122	1,33
40	16,17	302	4630	2,06	7050	1,52

Nesta tabela algo não bate certo. A massa mínima de gelo não diminui progressivamente, chegando a subir no final. A nível de código no *EES* não foi possível encontrar um erro que causasse este fenómeno, mas mais importante do que a massa mínima de gelo, é a Energia Total que, como era suposto, aumenta com o aumento da temperatura de entrada.

Na Tabela 4.10 é possível analisar o consumo energético e a produção de CO₂ anuais para uma máquina e para o universo da Unicer.

Tabela 4.10: Consumo energético anual e produção de CO₂

Temperatura Entrada [°C]	Energia Anual kWh	CO₂ Anual [kg]	Energia Anual Unicer [GWh]	CO₂ Anual Unicer [ton]
5	1627	715	641851	28594
10	1642	721	647709	28855
15	1649	725	650638	28986
20	1657	728	653566	29116
25	1671	734	659424	29377
30	1686	734	659424	29377
35	1686	741	665281	29638
40	1690	743	666746	29704

Com os dados da tabela 4.9 é possível traçar o gráfico da Figura 4.4. De forma a melhor se interpretar o gráfico apenas se consideram os casos extremos em que a temperatura entra a 5°C e 40°C.

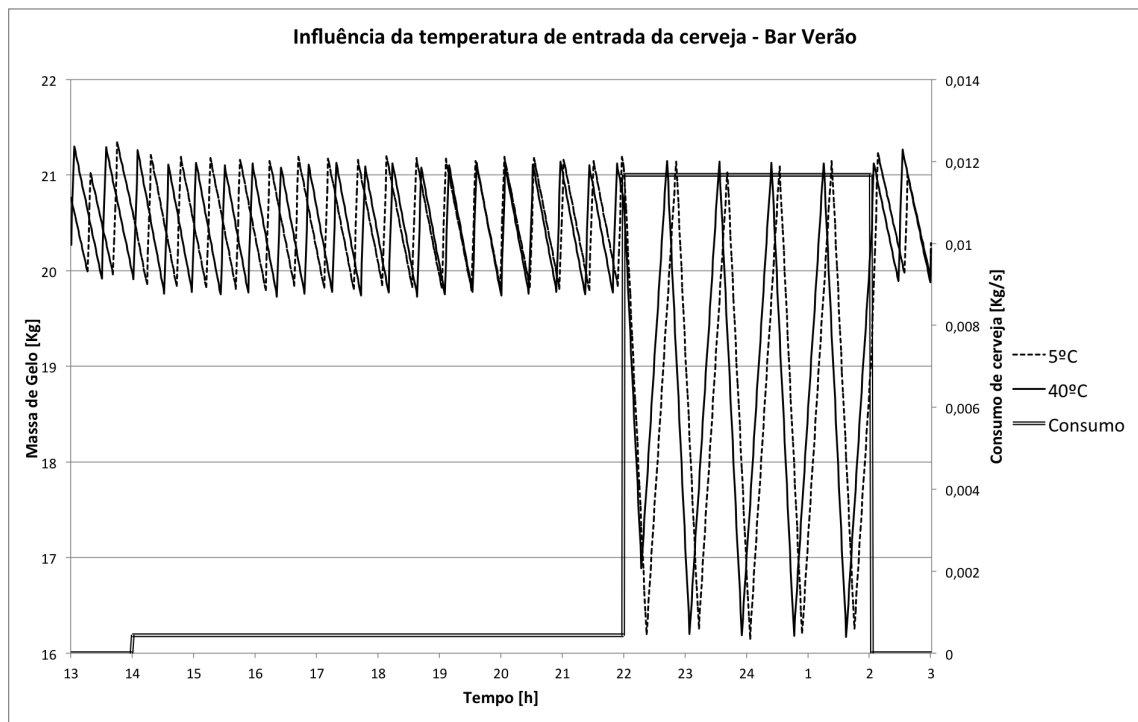


Figura 4.4: Evolução da massa de gelo no caso Bar Verão

4.2.3 Caso Consumo Máximo

Este caso particular representa uma situação em que máquina funciona à sua capacidade máxima de 100L/h.

A Tabela 4.11 representa os resultados obtidos pelo estudo paramétrico da influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina. É incluída uma coluna referente à quantidade de cerveja vendida, pois nem em todos os casos a máquina vai funcionar durante as 24 horas, acabando por perder a capacidade de responder à demanda de consumo quando fica sem gelo.

Tabela 4.11: Influência da temperatura da cerveja à entrada da máquina

Temperatura Entrada [°C]	Gelo Mínimo [kg]	Tempo Funcionamento [min/dia]	Energia Total [Wh]	CO2 [kg]	Q cerveja [kWh]	COP Global [-]	Quantidade Vendida [L]
5	18,23	313	4742	2,11	7,77	1,64	2400
10	16,18	669	8362	3,73	20,71	2,48	2400
15	14,13	1022	11952	5,32	33,65	2,82	2400
20	12,08	1374	15532	6,92	46,6	3,00	2400
25	0	128	2861	1,27	6,16	2,15	248,3
30	0	49	2057	0,92	3,52	1,71	116,7
35	0	26	1823	0,81	2,79	1,53	78,33
40	0	15	1712	0,76	2,46	1,44	60

Quando a temperatura de entrada atinge o 25°C a massa de Gelo Mínimo é 0. Isto significa

que a máquina consumiu todo o gelo. Sem gelo a máquina fica incapacitada de servir, sendo a Quantidade Vendida o volume de cerveja tirada pela máquina antes de ficar sem gelo. Quanto maior é o valor da temperatura à entrada, mais depressa se consome o gelo levando a que se possa servir menos cerveja.

Na Tabela 4.12 é possível analisar o consumo energético e a produção de CO₂ anuais para uma máquina e para o universo da Unicer.

Tabela 4.12: Consumo energético anual e produção de CO₂

Temperatura Entrada [°C]	Energia Anual kWh	CO2 Anual [kg]	Energia Anual Unicer [GWh]	CO2 Anual Unicer [ton]
5	1731	761	682854	30421
10	3052	1341	1204175	53646
15	4363	1917	1721102	76675
20	5669	2491	2236565	99639
25	1044	459	411943	18352
30	751	330	296257	13198
35	666	292	262576	11698
40	625	275	246468	10980

Com os dados da tabela 4.11 é possível traçar o gráfico da Figura 4.5. De forma a melhor se interpretar o gráfico apenas se consideram os casos em que a temperatura entra a 5 °C, 20 °C, 25 °C e 40 °C.

Nesta figura é possível observar o cenário retratado pela tabela 4.11. Para valores de temperatura de entrada de 5°C ou 20°C a máquina é capaz de recuperar a massa de gelo perdida garantindo o funcionamento da mesma. Para valores de temperatura superiores pode-se observar que todo o gelo é rapidamente consumido. A máquina não consegue sequer igualar os ganhos térmicos da cerveja e acaba por deixar de funcionar. Quanto maior a temperatura, mais depressa deixa de funcionar.

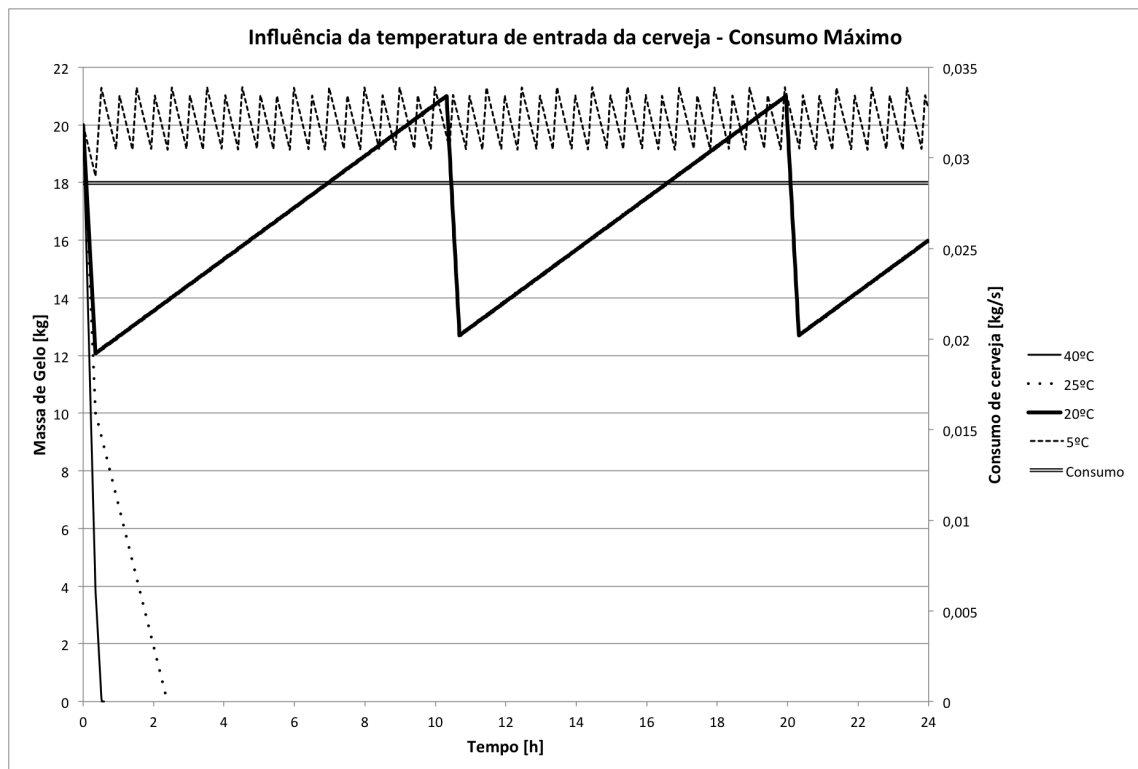


Figura 4.5: Evolução da massa de gelo no caso Consumo Máximo

4.2.4 Conclusões

Como demonstrado pelas tabelas e gráficos desta secção, o valor de temperatura da cerveja à entrada da máquina influencia todos os aspetos do funcionamento da mesma. Desde o COP à quantidade de cerveja que se pode vender.

Globalmente pode-se afirmar que quanto maior é o consumo, maior é a influência que a temperatura de entrada tem sobre as propriedades da máquina. No caso de Consumo Máximo as diferenças são muito mais elevadas do que no caso do Restaurante Verão, devido precisamente ao consumo em cada um.

Como todas as propriedades da máquina, a massa de gelo também se altera com o valor da temperatura da cerveja à entrada. É visível nos gráficos 4.4 4.3 e 4.5 que quanto mais elevada é a temperatura de entrada, maior é o consumo de gelo, chegando ao ponto de o consumir por completo como no caso do Consumo Máximo.

No caso de Consumo Máximo, pode-se ver na tabela 4.11 que quando o valor da temperatura de entrada é superior a 20, a reserva de gelo é completamente consumida, sendo cada vez menor o tempo de funcionamento da mesma. Tal deve-se ao facto de a máquina não conseguir retirar da cuba todo o calor transferido pela cerveja para a água. Quando tal acontece a máquina "avaria" e não pode ser utilizada já que não garante a qualidade da bebida. Este é o maior problema das máquinas nas festas. É o problema que se pretende solucionar no capítulo 6 deste trabalho.

4.3 Poupanças

Nesta secção são feitos cálculos para se aferir a quantidade de energia que é possível poupar desligando a máquina nas horas em que não está a ser utilizada.

Durante o período de fecho do estabelecimento a máquina continua o seu ciclo de produção de frio sem obter qualquer rentabilidade do processo. Ao desligarmos a máquina durante essas horas é possível poupar energia. De referir que só se desliga a parte frigorífica, mantendo o agitador a funcionar devido aos problemas de humidade.

4.3.1 Desligar a máquina durante o período de fecho

A simulação foi feita para quando o estabelecimento está fechado, logo não há consumo. Assim sendo não há necessidade de especificar se é o caso do Restaurante Verão ou Bar Verão.

A tabela 4.13 apresenta o tempo e energia necessários pela máquina para formar a massa de gelo desejada. Este tempo é o tempo que demora estando a água dentro da cuba já a 0 °C mas sem gelo.

Tabela 4.13: Tempo necessário para se formar a massa de gelo

Massa de Gelo	Tempo	Energia
[kg]	[min]	[Wh]
10	30	338
21	62	698
25	73	821

O horário de funcionamento geral de estabelecimentos alimentares é entre as 10:00 e as 23:00. Isto dá um período de 11 horas nas quais o estabelecimento está encerrado. Considerando que apesar de aberto o estabelecimento não serve cerveja antes das 12:00, o período em que a máquina pode estar desligada sobe para para as 13 horas. Posto isto, o período em que a máquina está desligada é 12 horas. Assim há uma margem para a eventual bebida que possa ser requisitada antes do meio dia, e também por causa do tempo que a máquina leva a voltar a formar a massa de gelo. Desta forma a máquina pode ser ligada na abertura do estabelecimento e não é necessário recorrer a dispositivos temporizadores.

Para se efetuar um cálculo relativo às poupanças é necessário saber a massa de gelo que se perde no período de 12 horas, e quanto tempo a máquina precisa para recuperar esse gelo.

No caso de a máquina estar desligada esta fica sujeita às trocas de calor com o exterior e a energia transferida para a água pelo agitador. Assim, para todos os casos de massa de gelo, as perdas vão ter o mesmo valor. Para os três casos a perda de massa de gelo será igual e o tempo necessário para recuperar também. O consumo para recuperar a massa de gelo perdida será igual.

A Tabela 4.14 contém esta informação.

Tabela 4.14: Poupança no espaço de 12 horas

Massa Gelo [kg]	Gelo Perdido [kg]	Energia desligando [Wh]	Energia não desligando [Wh]	Poupança [Wh]	Poupança CO2 [kg]
21	9,85	1140	1929	789	0,35

A *Energia Desligando* é a energia gasta durante as 12 horas pelo agitador mais a energia necessária para repor a quantidade de gelo perdida. O tempo necessário para repor o gelo perdido é de 32 minutos. O tempo necessário para repor o gelo está dentro da margem considerada.

A Tabela 4.15 apresenta o valor poupado por ano para esta situação.

Tabela 4.15: Poupança Anual

Massa Gelo [kg]	Poupança Anual [kWh]	Poupança Anual CO2 [kg]	Poupança Anual Unicer [GWh]	Poupança CO2 Anual Unicer [ton]
21	288	128	11520	2937

Foi possível desenhar o gráfico da perda de massa de gelo ao longo da noite. Como referido, a massa perdida para cada caso é igual. A Fig. 4.6 contém esse gráfico.

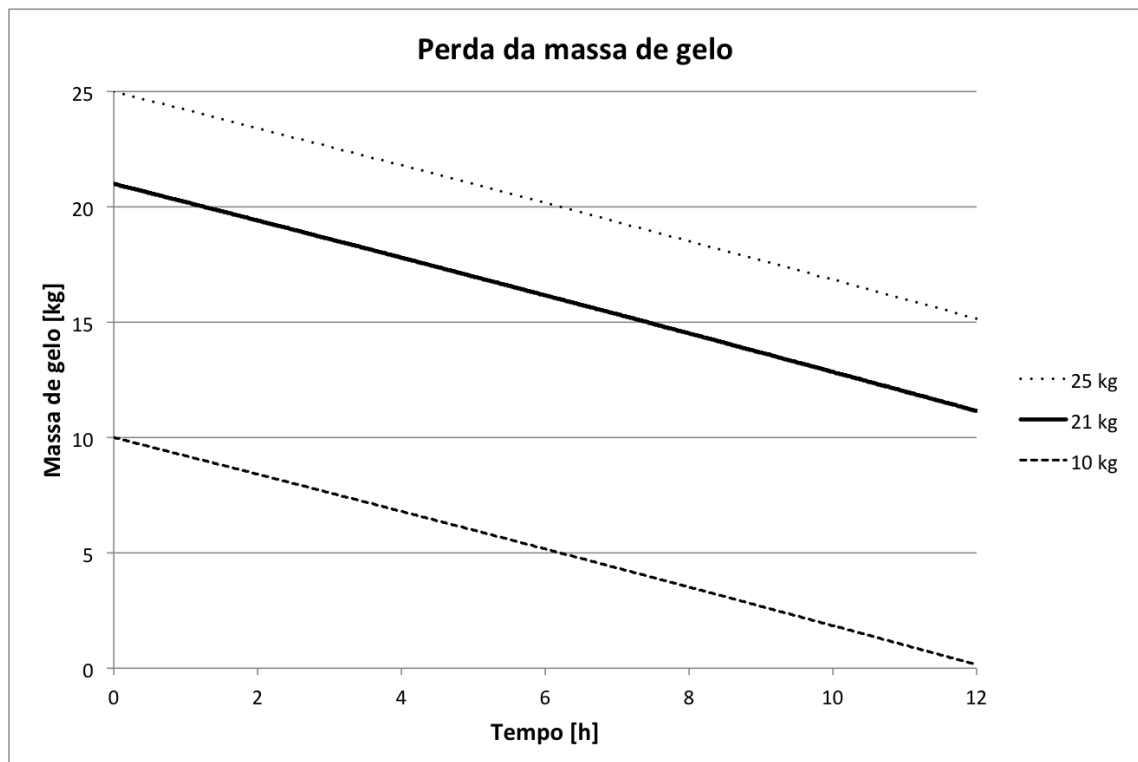


Figura 4.6: Evolução da massa de gelo durante a noite

Na eventualidade de a máquina perder toda a sua massa de gelo continua a ser vantajoso desligá-la durante a noite. Os dados das tabelas 4.16 e 4.17 corroboram esta afirmação.

Tabela 4.16: Poupança no espaço de 12 horas perdendo toda a massa de gelo

Massa Gelo [kg]	Energia desligando [Wh]	Energia não desligando [Wh]	Poupança [Wh]	Poupança CO2 [kg]
10	1117	1929	812	0,36
21	1477		452	0,2
25	1601		328	0,15

Tabela 4.17: Poupança Anual perdendo toda a massa de gelo todos os dias

Massa Gelo [kg]	Poupança Anual [kWh]	Poupança Anual CO2 [kg]	Poupança Anual Unicer [GWh]	Poupança CO2 Anual Unicer [ton]
10	296	132	11849	5279
21	165	73	6592	2937
25	120	53	4785	2132

4.3.2 Isolar Agitador

Como o agitador continua ligado durante as horas de fecho do estabelecimento, este transfere calor para a água. Se estivesse isolado da cuba a máquina já não perdia tanto gelo e gastava menos energia para recuperar.

Agora, no caso de a máquina estar desligada esta fica sujeita apenas às trocas de calor com o exterior. Assim, para todos os casos de massa de gelo, as perdas vão ter o mesmo valor. Para os três casos a perda de massa de gelo será igual e o tempo necessário para recuperar também. O consumo para recuperar a massa de gelo perdida será igual.

As tabelas 4.18 e 4.19 contêm os dados relativos à poupança por isolar o agitador durante as horas de fecho.

Tabela 4.18: Poupança isolando o agitador no espaço de 12 horas

Massa Gelo [kg]	Gelo Perdido [kg]	Energia desligando [Wh]	Energia não desligando [Wh]	Poupança [Wh]	Poupança CO2 [kg]
21	2,09	847	1929	1082	0,48

Tabela 4.19: Poupança anual com isolamento do agitador

Massa Gelo [kg]	Poupança Anual [kWh]	Poupança Anual CO2 [kg]	Poupança Anual Unicer [GWh]	Poupança CO2 Anual Unicer [ton]
21	395	176	15792	7035

Mais uma vez é possível desenhar o gráfico da Fig. 4.7 que mostra a evolução da massa de gelo durante as horas de fecho, desta vez tendo o agitador isolado.

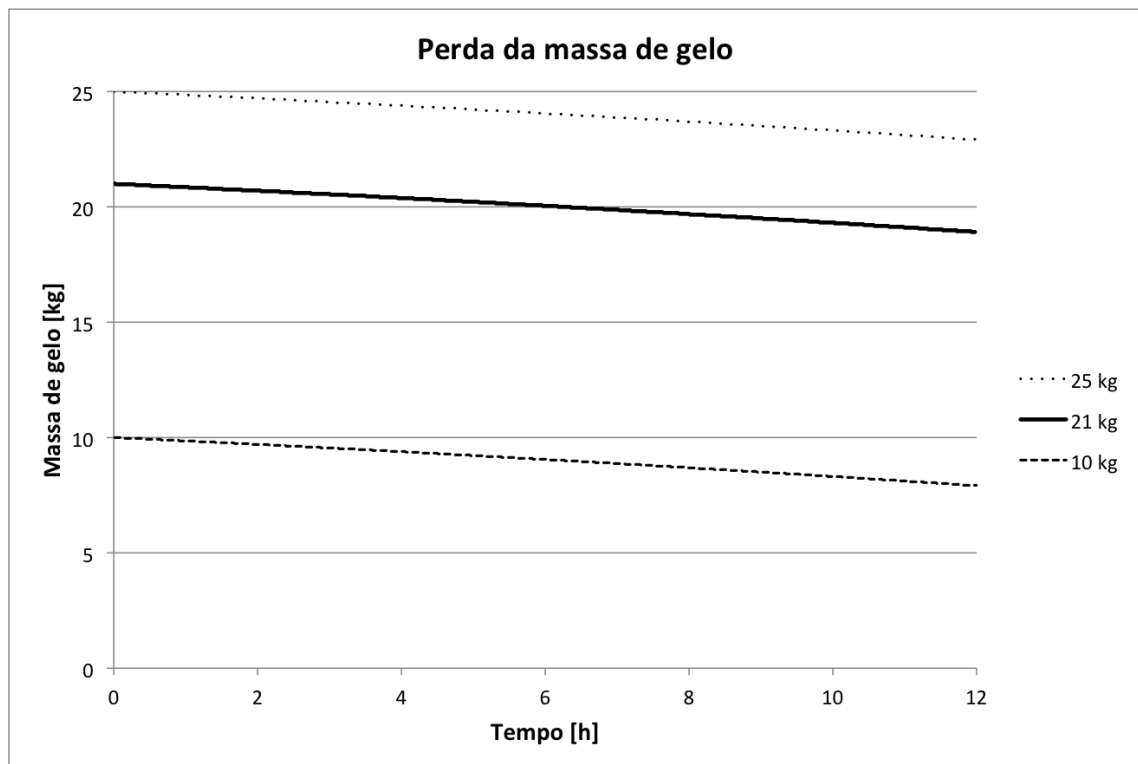


Figura 4.7: Evolução da massa de gelo durante a noite com agitador isolado

4.3.3 Conclusões

Como se esperava, desligar a máquina durante as horas de fecho do estabelecimento provou ser vantajoso.

Devido aos problemas do agitador com a humidade, este não pode ser desligado, mas se o fosse, as poupanças seriam ainda maiores. O agitador tem um elevado consumo e devido à sua localização, toda a energia elétrica consumida é transmitida à água. Esta poupança não seria só a nível energético como aumentaria a vida útil do agitador.

Ao isolar o agitador da cuba aumentamos a poupança pois já não transfere calor para a água.

4.3.4 Experiência: isolar o agitador

Foi conduzida uma experiência na qual o agitador, apesar de manter a sua localização, foi isolado da água da cuba.

Através de placas de poliuretano isolou-se o agitador numa tentativa de remover a transferência de calor do agitador para a água. Para retirar o calor de dentro da cuba para o exterior, montaram-se dois ventiladores a formar uma corrente de ar que atravessava o agitador sem se misturar com o ar dentro da máquina.

A Fig. 4.8 mostra o isolamento no agitador.

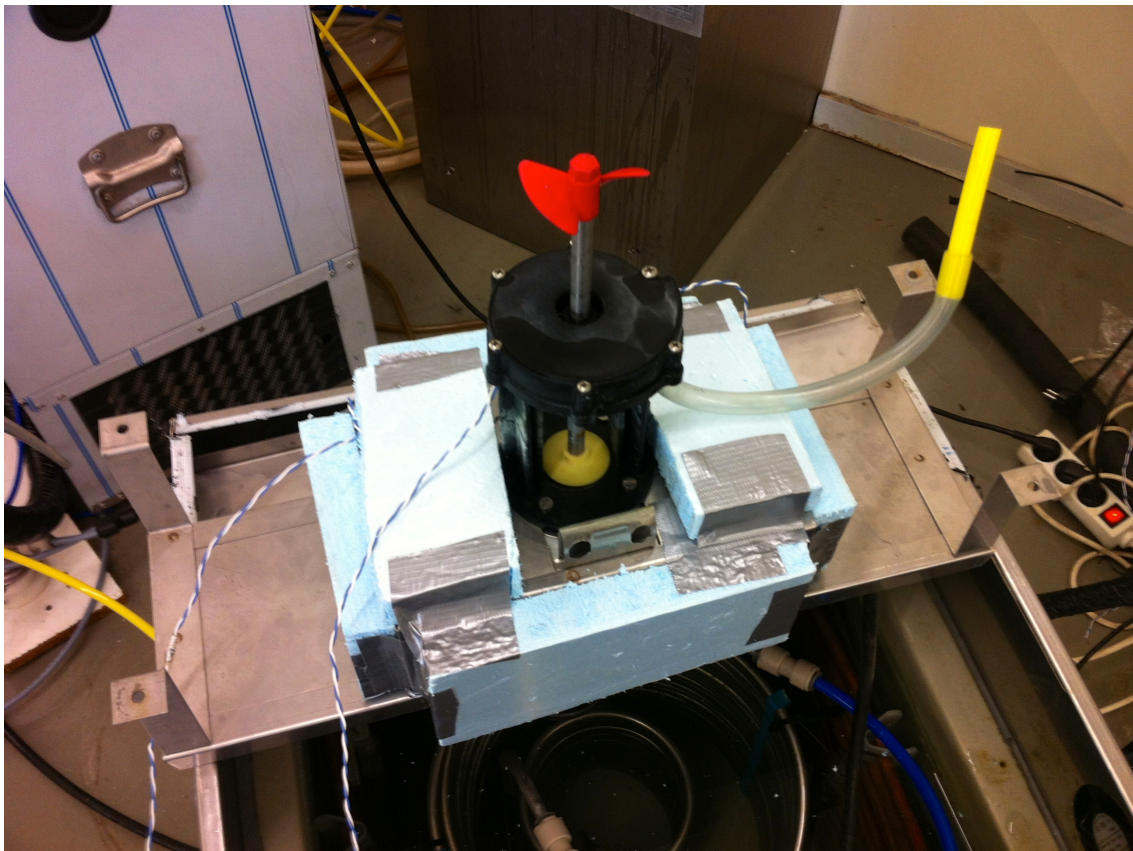


Figura 4.8: Isolamento do agitador

Infelizmente o isolamento não era perfeito e a corrente de ar que atravessava a pequena conduta com o agitador tinha fugas. Uma pequena parte da corrente de ar misturava-se com o ar interior.

Apesar de tudo, foi possível obter uma diferença de temperatura entre a entrada e saída dessa corrente de ar. Com esta diferença de temperatura foi possível calcular a potência calorífica retirada pelo sistema de ventilação.

A potência calorífica retirada foi calculada a partir do seguinte sistema de equações. O valor de caudal de ar é o valor comum para o ventilador utilizado.

$$\dot{v}_{ar} = 20 \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{ar} = \dot{v}_{ar} * \rho_{ar} \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_{retirado} = \dot{m}_{ar} * c_{p_{ar}} * (T_s - T_e) \quad (4.7)$$

Foi possível retirar 27W à potência transferida do agitador para a água.

Capítulo 5

Instrumentação

Com o objetivo de otimizar a máquina é necessário conhecer os fenômenos que ocorrem na mesma. É preciso identificar os pontos chave onde ocorrem as transformações físicas dos fluídos em questão, para escolher o tipo de sensor a aplicar.

A escolha do sensor ideal pode ser um processo longo e difícil. Não existe uma formula geral que se aplique pois cada caso tem que ser avaliado individualmente, já que quanto mais universal for o sensor, eventualmente maior será o erro. É preciso fazer um estudo teórico dos valores a medir para se determinar a gama de funcionamento. Tomando como exemplo um sensor de pressão, não é só a gama de pressão que tem que ser previamente calculada, mas também a gama de temperatura, estado físico do fluído e até o espaço onde se vai instalar o sensor.

Numa análise ao ciclo frigorífico, a atenção vira-se para as propriedades termodinâmicas dos fluídos. Assim, os sensores utilizados indicam valores de pressão, temperatura e caudal. Para os cálculos da eficiência energética, saber os consumos energéticos é uma imposição, sendo utilizadas pinças amperimétricas.

5.1 Instrumentação existente

No início deste trabalho a máquina estava instrumentada com sensores de pressão, temperatura e caudal. Estes eram os sensores que permitiam comprovar a simulação efetuada.

Todos estes sensores estavam ligados a uma placa de aquisição de dados que fazia a ligação com o computador onde se guardam os dados obtidos. De seguida explica-se este processo.

5.1.1 Sensorização

Os cálculos que levaram à escolha de todos os sensores já foram justificados em trabalhos prévios, assim como a localização de cada um. A Fig. 5.1 identifica a localização dos mesmos.

Nem todos os sensores estão representados no diagrama. Ao todo a máquina possui 28 sensores: 1 caudalímetro, 5 indicadores de pressão e 22 sensores de temperatura.

De notar que no subcapítulo 3.2 é feita uma alteração à localização de alguns pontos, assim como a criação de um novo.

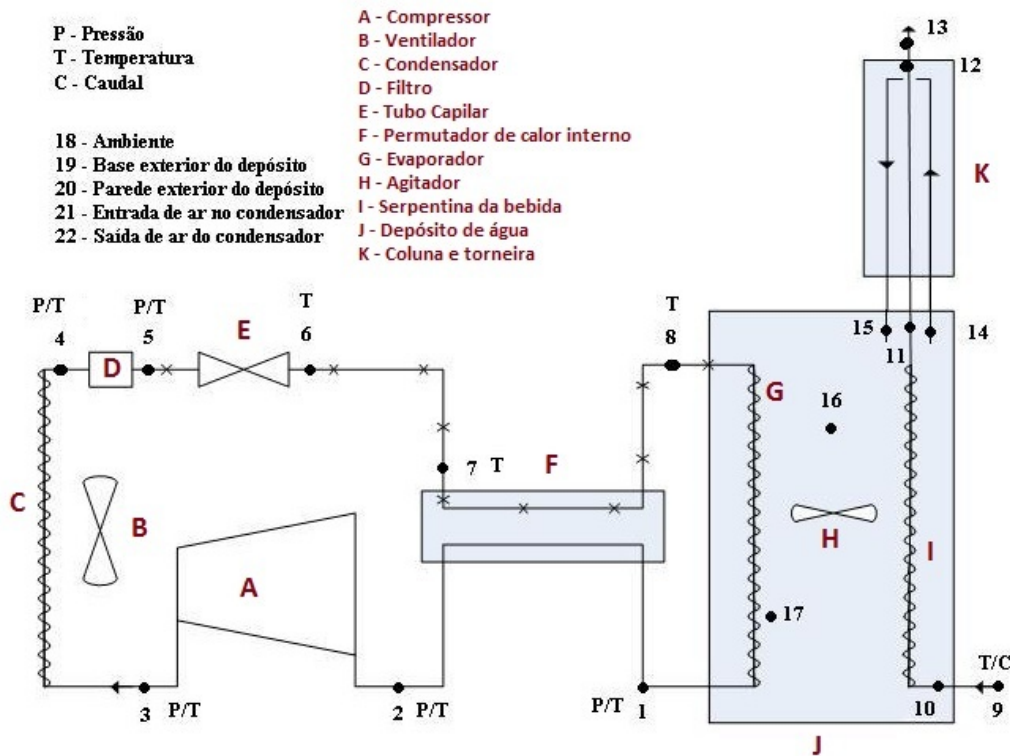


Figura 5.1: Diagrama da localização dos sensores

5.1.1.1 Termistores

Os sensores de temperatura são termistores da marca *Betatherm*, modelo *10K3A542*. Para se proceder à escolha dos sensores mais indicados foi necessário efetuar um estudo do ciclo e determinar a gama de temperaturas a que iriam estar sujeitos. Os termistores foram escolhidos graças ao seu pequeno tamanho, baixo preço e grande sensibilidade às variações de temperatura. Como os termistores são feitos em série e em larga escala, não há dois iguais (todos apresentam ligeiros desfasamentos face às variações do sinal de saída). Para se obter medições exatas é obrigatório efetuar uma calibração através de um banho térmico.

O sinal de saída de um termistor também é alvo de observação. Uma vez que a resposta de um termistor é uma variação de resistência não linear com a variação de temperatura, é necessário efetuar uma conversão através de um circuito condicionador. Ao implementá-los numa ponte *wheatstone*, converte-se a variação de resistência em tensão.

5.1.1.2 Caudalímetro

Nesta máquina existem dois fluídos em circulação. Do lado frigorífico o fluído frigorífico *R134a*, do lado da bebida pressurizada, uma bebida gaseificada. Sendo um dos problemas destas bebidas a libertação involuntária do *CO2*, provocando espuma em demasia, um caudalímetro

"tradicional" de pás contribuiria para esse fenómeno. Assim, foi escolhido um caudalímetro ultra-sónico.

Os caudalímetros ultra-sónicos são altamente fiáveis e não introduzem perturbações no escoamento. Tal como o nome diz, funcionam à base de ultra-sons e não criam interferências mecânicas.

A escolha do caudalímetro para a bebida não é tão exigente como a escolha dos outros sensores. Isto porque a gama de temperaturas é igual à amplitude térmica do ambiente, e o caudal facilmente se mede com um cronómetro e um recipiente de volume conhecido, ou usa-se o valor de 100 litros por hora. O modelo escolhido é o *10002800066107* da marca *Flownetix*.

Para medir o caudal de *R134a* (fluido frigorígeno) não existe nenhum caudalímetro instalado.

5.1.1.3 Sensor de Pressão

Mais uma vez é necessário fazer uma avaliação teórica do ciclo. Como explicado na subsecção 1.1.2, existe um lado de alta pressão e outro de baixa pressão. Esses cálculos foram feitos através de métodos iterativos que permitiram determinar a gama de pressões do sistema. Associando estes valores aos valores de temperatura, foi possível escolher os sensores *3100B0025G01B00RS* da marca *Gems*, Fig. 5.2.

Como este tipo de sensor tem que estar em contacto com o fluido a medir, estes tiveram que ser instalados pelo reparador oficial autorizado, que criou ligações roscadas nos tubos de ligação nos pontos previamente escolhidos. Para a escolha destes sensores também foi preciso ter em conta a localização dos mesmos, devido ao diâmetro das tubagens e condições do espaço que os rodeiam, nomeadamente humidade e espaço físico.



Figura 5.2: Sensor de Pressão *Gems 3100B0025G01B00RS*

5.1.2 Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados é parte fundamental na instrumentação do sistema. Permite a visualização em tempo real dos fenómenos físicos lidos pelos sensores assim como guardar tais transformações.

Este sistema de aquisição baseia-se nos seguintes dispositivos:

5.1.2.1 Placa de aquisição

A placa de aquisição de dados foi criada especificamente para este sistema. Desenhada por um aluno desta instituição (Ricardo Reis), é nela que todos os sensores são conectados. É aqui que se fazem as transformações necessárias aos sinais de saída dos sensores ao incorpora-los em pontes *Wheatstone*. Numa análise mais cuidada à Fig. 5.3 pode-se ver os circuitos integrados na mesma.

Juntamente com um *Arduino*, é a ponte de ligação entre os sensores e o computador.

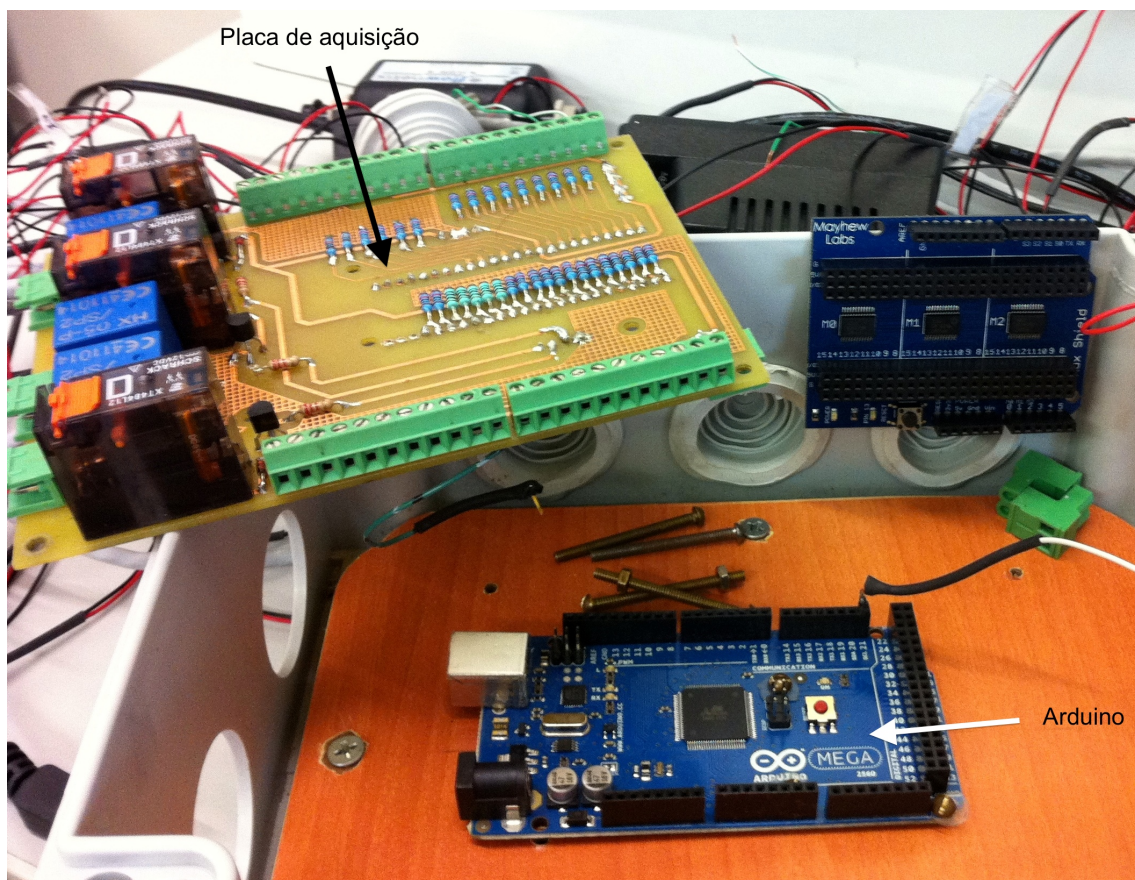


Figura 5.3: Hardware do sistema de aquisição de dados

5.1.2.2 Arduino

"Arduino is an open-source electronics prototyping platform based on flexible, easy-to-use hardware and software. It's intended for artists, designers, hobbyist and anyone interested in creating interactive objects or environments." [6]

O *Arduino* consiste num micro-controlador que recebe e processa sinais elétricos. Tem um número limitado de portas de entrada e facilmente automatiza ações de resposta aos sinais que recebe. Neste caso o *Arduino* recebe informações dos sensores provenientes da placa de aquisição de dados e reencaminha-os pela porta USB para o computador.

5.1.2.3 LabView

O software utilizado neste sistema de aquisição de dados é o *LabView 2012*. Este programa recebe e processa os sinais recebidos através da porta USB e apresenta em tempo real os valores referentes a cada sensor, assim como os guarda com a resolução temporal que lhe for imposta.

Foi criada a interface mostrada na Fig. 5.4 para que facilmente se atribuem os valores de cada sensor à sua localização física na máquina.

Através deste programa também é possível ligar/desligar os diversos componentes da máquina, ignorando o ciclo pré-programado na mesma.

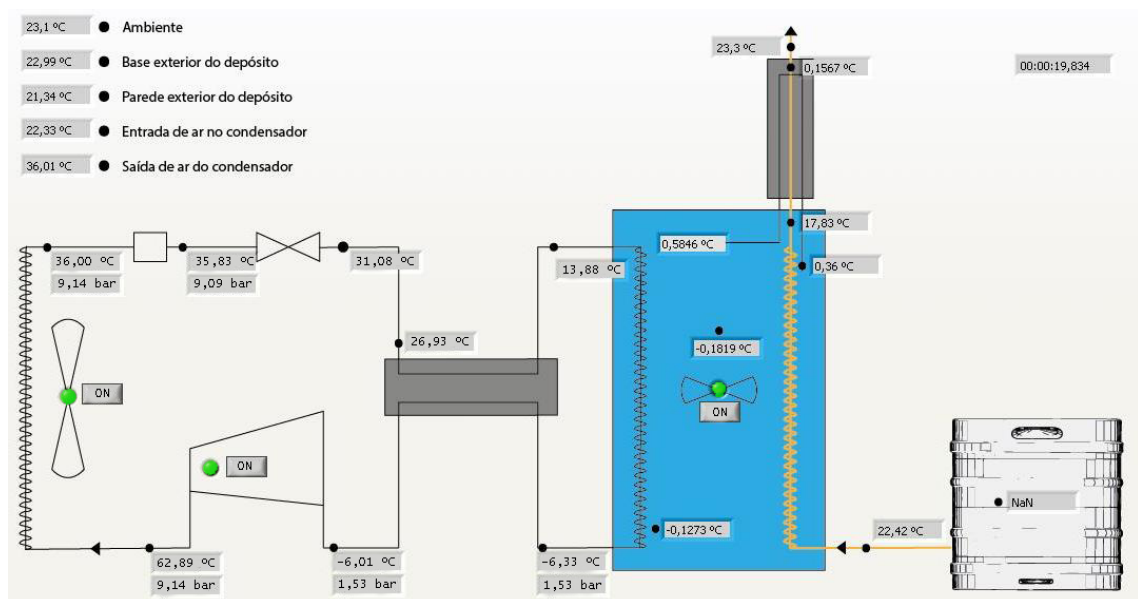


Figura 5.4: Interface gráfica do software *LabView*

5.2 Avarias e soluções

Numa primeira fase deste trabalho houve um período de familiarização com os temas abordados, sendo o capítulo da instrumentação o que absorveu mais tempo por ser o tema mais estranho a alguém do ramo de Energias.

Durante o processo de reconhecimento da instrumentação e análise dos resultados obtidos pelo sistema de aquisição de dados, tais resultados tornaram-se alvo de investigação pois não estavam dentro da gama dos valores esperados. O comportamento da própria máquina era algo duvidoso já que não respeitava os ciclos pré-programados internamente, tanto a nível de tempo como de quantidade de gelo. Por outras palavras, a máquina não produzia gelo desejado.

Como a máquina não estava nas melhores condições não havia forma de verificar se os valores indicados pelos sensores estariam ou não corretos, principalmente porque não havia um padrão comparativo. A agravar tudo isto havia a convicção de que os sensores estariam avariados já que os dados diferenciavam em demasia dos previstos, sendo necessário descobrir quais exatamente.

Um mau contacto entre a placa de aquisição de dados e o *Arduino* levantava fortes suspeitas de que seria o sistema de aquisição de dados - que até tem permissão para subjugar a programação interna - a alterar as definições da máquina, levando a que esta não produzisse gelo. A falta de informações de alguns sensores e valores absolutamente disparatados de outros, apontavam a que não seria apenas o sistema de aquisição, mas também problemas com os sensores. A única hipótese de obter alguma conclusão sobre o estado da máquina, sensores e sistema de aquisição de dados, era analisar cada um individualmente e retirar conclusões. Neste patamar, um elemento do ramo de Energias está nitidamente fora da área de conhecimentos e é confrontado com situações inesperadas que nunca fizeram parte dos planos originais.

5.2.1 Máquina de extração de bebidas

Com a remoção de toda a instrumentação a máquina foi reposta à sua condição original, regendo-se única e exclusivamente pelas definições de fábrica. Instantaneamente a máquina voltou a respeitar os ciclos programados e começou a fazer gelo. Infelizmente, esta foi a única boa notícia relativamente a esta situação.

Como se duvidava, o sistema de aquisição estava a controlar a máquina de forma indevida e sem receber ordem para tal, acabando por simular uma avaria.

5.2.2 Sensores

É quase impossível determinar com absoluta certeza se um sensor está avariado ou não apenas pela sua aparência física. É necessário efetuar medições, sabendo previamente o valor. Tal e qual uma calibração.

5.2.2.1 Termistores

No caso dos termistores foi preciso analisar cada um individualmente. Como referido anteriormente, o sinal de saída é uma pequena variação de resistência. Medindo com um multímetro o sinal obtido era pequeno e como cada um é diferente, não havia certeza de estarem em condições. Utilizar o sistema de aquisição de dados revelou-se como sendo a forma mais fácil de fazer esta verificação, já que o sistema de aquisição continuava capaz de fazer as devidas transformações e acondicionamento de sinal para que a unidade lida fosse temperatura.

Como agora os termistores estão fora da máquina, estão todos à mesma temperatura pelo que têm que indicar todos a mesma temperatura. Comparando o valor lido por cada um, rapidamente se identificaram sensores com valores anormais. Alguns acusavam valores muitíssimo superiores à realidade enquanto outros simplesmente não apresentavam resultado.

Apesar de apresentarem um valor correto para a temperatura a que todos estavam sujeitos, foi necessário testar a resposta à variação de temperatura. Com este teste identificaram-se sensores que apresentavam valores pouco satisfatórios. Como o preço dos termistores é baixo (7 euros), comparativamente a todo o resto do material, optou-se por também substituir estes. No total 5 termistores estavam avariados.

Mais importante do que descobrir sensores com funcionamento anormal é saber a origem da anomalia. Através da identificação de cada um foi possível associá-los à localização em que se encontravam na máquina para analisar as condições a que estavam sujeitos.

A razão pela qual os termistores deixaram de funcionar revelou-se ser bastante fácil de apurar. Todos os sensores avariados estavam a medir a água dentro da cuba e a força de compressão da água ao congelar esmagou os sensores. De certa maneira esta era uma boa notícia. Não foi o facto de os sensores estarem sujeitos a temperaturas fora da gama de funcionamento que os avariou, e a solução não é algo de extraordinário: basta criar uma proteção para os termistores. Esta proteção pode ser algo tão simples como uma manga. A manga idealizada não é nada mais do que um pedaço de tubo capilar onde se insere o termistor e cabos de ligação até estes ficarem fora de água. As boas propriedades de condução do cobre do capilar permitem ao termistor continuar a medir com fiabilidade a temperatura da água e o capilar protege o termistor da compressão causada pela mudança de estado da água.

Para além dos sensores avariados havia um sensor que apesar de passar nos testes efetuados, quando inserido na máquina apresentava um valor inesperado. À entrada do evaporador (Fig. 5.5) seria de esperar que a temperatura fosse aproximada ao valor -10°C . Acontece que o valor lido nem negativo era. Após uma análise do sistema e consulta com o reparador foi possível concluir que a localização estava errada. O sensor estava colocado no tubo capilar que antecede o evaporador quando devia estar montado no próprio evaporador, pois só após o capilar é que se dá a expansão brusca do fluido que causa a diminuição da temperatura.

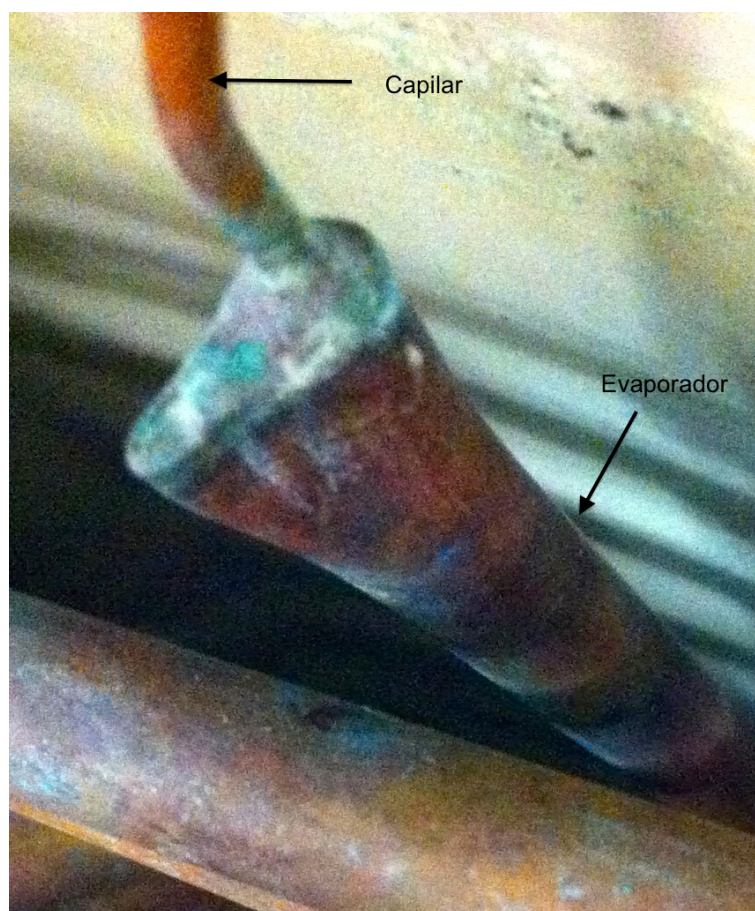


Figura 5.5: Entrada do capilar no evaporador

5.2.2.2 Sensor de pressão

Na subsecção 5.1.1.3 é descrito o modo de funcionamento destes sensores. Como estão em contacto com o fluído frigorígeno, é impossível retirá-los da ligação roscada sob a pena de libertar o fluído para a atmosfera. Ao contrário de antigamente, o fluído frigorífico utilizado não é tóxico, mas a sua libertação implica uma visita da máquina ao reparador para selar a fuga e voltar a encher o circuito com o *R134a*. A sua remoção também não seria em nada proveitosa, já que não há nenhum teste que se possa efetuar ao sensor sem que este esteja inserido num circuito onde se possa controlar a pressão.

Pelos dados lidos pelo sistema de aquisição, apenas um dos sensores de pressão apresentava valores fora do esperado. Como estes valores nem sempre foram anormais, foi feito um estudo das condições a que este estava sujeito com objetivo de descobrir os motivos pelos quais os valores já não eram de confiança.

Para além de todos os aspetos determinantes na escolha de um sensor já abordados neste trabalho, também é preciso ter em atenção ao *IP* do sensor. O *IP* ou *Ingress Protection* é um critério criado pela Comissão Internacional de Eletrónica que representa a resistência do sensor à invasão por corpos estranhos. De uma forma sucinta, o *IP* indica o nível de resistência do sensor

em que quanto mais elevado é o número, mais resistente o sensor é. O primeiro dígito representa a resistência a sólidos enquanto que o segundo a líquidos. O primeiro dígito varia entre 0 e 6 e o segundo entre 0 e 8.

Os sensores usados eram todos iguais e tinham *IP65*. Isto quer dizer que no que toca a invasores sólidos os sensores resistem a tudo, mas para os líquidos, no máximo, os sensores resistiam a ocasionais jatos de água por curtos períodos de tempo.

O sensor de pressão que apresentava valores estranhos está colocado à saída do evaporador, dentro da cuba de água. A gama de pressões a que estava sujeito enquadrava-se dentro da gama de medições assim como as temperaturas de funcionamento. A avaria deveu-se à presença de água. Com a agitação causada pelo agitador o sensor estava constantemente banhado com água da cuba e as condições de humidade eram muito severas.

Substituir o sensor por outro igual não iria ser suficiente. A proteção *IP 65* dá-lhe a capacidade de resistir à água, mas não por muito tempo naquela localização. Foi então necessário escolher outro sensor.

O novo sensor tinha que ter as mesmas características do anterior à exceção do IP que tinha que aumentar. Acontece que quanto maior a resistência, maior o preço, e estes sensores de pressão não são baratos. Havia também interesse em saber o valor da pressão à entrada do evaporador. O valor exato desta propriedade permite à simulação ter valores mais corretos pois entra em alguns cálculos como perda de carga no capilar e evaporador, assim como na determinação das outras propriedades físicas como a entalpia do ponto. Como a entrada do evaporador também se encontra dentro da cuba, o novo sensor necessita da mesma resistência que o novo sensor do ponto 1.

A procura de um novo sensor baseou-se nas seguintes propriedades:

- *IP 67*
- Pressão: 0 a 15 bar
- Temperatura de funcionamento: -15 a 40 °C
- Ligação mecânica: G1/4
- Estado físico: líquido e gás
- Alimentação: 8 - 30 V DC
- Saída: 2 fios 4 - 20 mA

A incerteza quanto ao estado físico do escoamento obriga a que se procure por sensores capazes de ler sistemas com mais do que uma fase. Como no caso dos compressores, se o sensor só ler fluídos completamente na fase gasosa, a presença de gotas pode ser o suficiente para causar uma avaria.

Como a ligação mecânica entre o sensor e a tubagem já existe convinha manter-se inalterada. Uma mudança desta ligação implicava alterar também a ligação criada no reparador.

Era vantajoso que as propriedades elétricas do sensor fossem as mesmas dos antigos, tanto a nível de alimentação como sinal de saída. Só assim é possível ligar os novos sensores à placa existente, facilitando bastante o processo de aquisição de dados.

A parte burocrática também influenciou escolha dos novos sensores. Os sensores tinham que ser adquiridos através de empresas com as quais a faculdade já tivesse negociado previamente

com sucesso. Ao sair deste grupo de lojas os processos de autorização e pagamento seriam ainda mais longos do que o normal e todo o trabalho já estava atrasado com estas inesperadas avarias. As empresas que normalmente fornecem este tipo de material são a *Farnell* e a *RS*. Estas empresas não desenvolvem ou produzem sensores, são distribuidores de quase todas as marcas que realmente os constroem pelo que apresentam um grande leque de opções para quase todas as aplicações. Infelizmente nenhuma destas empresas apresentava uma solução atrativa capaz de preencher todos os requisitos a um preço adequado. Havia sempre problemas, normalmente com o *IP*, ou com a ligação mecânica. O sensor tinha que ser encomendado diretamente ao produtor.

Face ao facto de ter que encomendar diretamente ao produtor a empresa *FFonseca* apresentou o sensor *PBT-RB016SG1SENAMA0Z* da marca *SICK* (Fig. 5.6) como a melhor solução para a aplicação. Estes sensores foram entregues apenas na segunda semana de Janeiro, quase dois meses depois de ter sido colocada a encomenda. O anexo A contém toda a informação sobre este sensor disponibilizada pelo fornecedor.



Figura 5.6: Novo sensor de pressão

5.2.3 Sistema de aquisição de dados

No capítulo 5.2 foi mencionado um mau contacto entre a placa de aquisição e o *Arduino*. Com o sistema desmontado foi possível verificar a existência de um pequeno intervalo no encaixe dos

mesmos. A ligação por pinos entre os 2 é afetada pelo tamanho da placa que se sobrepõe à porta USB do *Arduino*. A porta USB é ligeiramente mais alta do que as portas onde encaixam os pinos, mas basta aplicar pressão para que o intervalo desapareça.

A solução poderia passar por substituir a ligação de pinos por cabos e a placa já não era colocada obrigatoriamente sobre o *Arduino*. Outra solução é através de parafusos prender a placa de aquisição à base do *Arduino*. Assim os encaixes ficam sob pressão fazendo desaparecer o intervalo. Esta solução já estava em prática, mas os parafusos precisavam de ser mais apertados.

Como medida de segurança efetuou-se também uma revisão a todas as soldaduras da placa, reaquecendo o estanho de ligação para todos os sensores e respetivas pontes *Wheatstone*, assim como para as relés. Também se verificou com um multímetro se havia ligações elétricas partidas nos circuitos integrados e a integridade das resistências (Fig. 5.7)

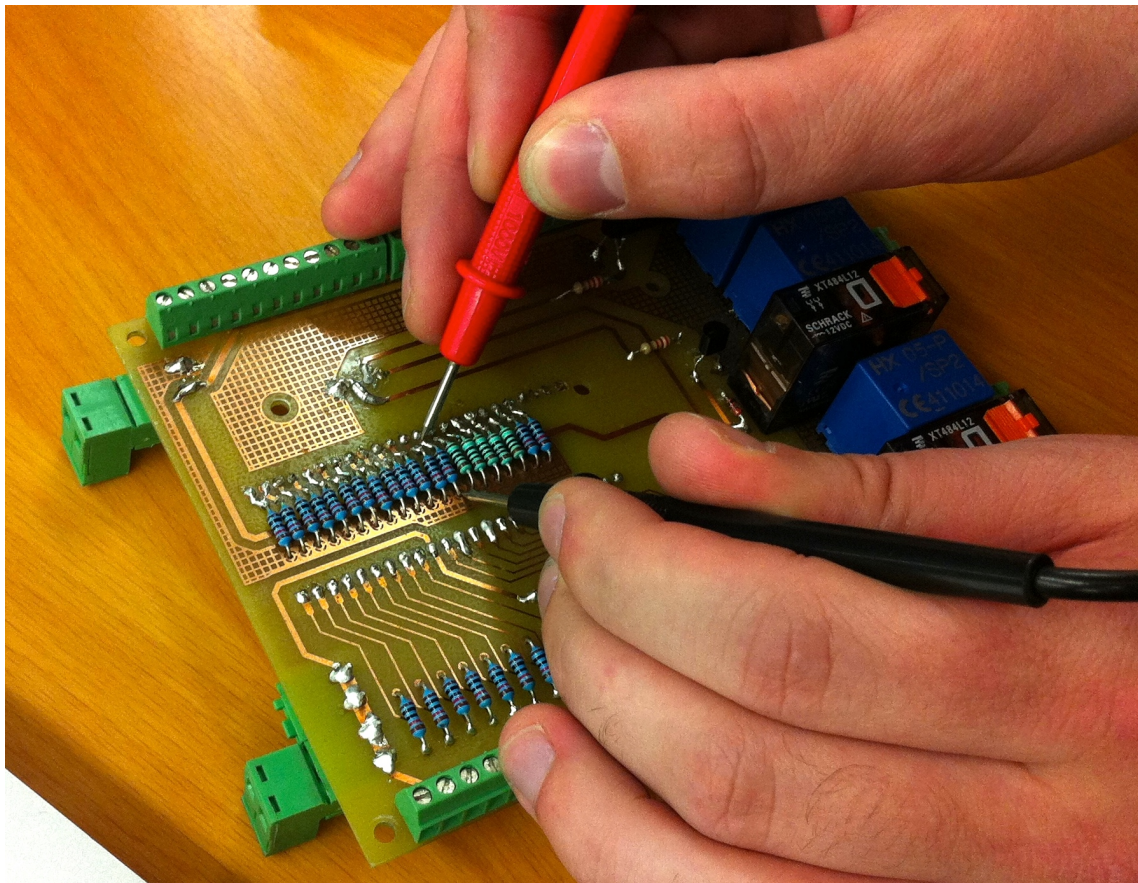


Figura 5.7: Verificação da integridade da placa de aquisição

Com a introdução do novo sensor é preciso ligá-lo à placa de aquisição. Acontece que a placa foi desenhada para o número exato de sensores, sendo impossível ligar novos sensores sem desligar outros. Felizmente a placa contempla também espaço para ligar sensores de humidade que não fazem parte da instrumentação atual. Foi aproveitada a entrada de um desses sensores para instalar o novo sensor de pressão, e alterou-se a resistência associada a essa ponte *Wheatstone* para se respeitar as necessidades do sensor de pressão.

5.3 Novos sensores

Os motivos e razões pelos quais se procedeu à aquisição de novos sensores já foram explicados nas secções anteriores, exceto um.

5.3.1 Caudalímetro para *R134a*

O caudalímetro atual mede o fluxo de bebida, mas também seria útil saber o caudal de *R134a*. É com este caudal que se calculam o trabalho e calor envolvidos no ciclo frigorífico, sendo por isso de extrema importância para os cálculos na simulação.

A simulação existente (João Fernandes [4]) usa um valor estimado calculado a partir do balanço energético considerando o calor transferido entre a cerveja e a água da cuba. Por sua vez o ciclo frigorífico tem que compensar o calor recebido. O seguinte sistema de equações representa a ordem de raciocínio que permite estimar o valor de caudal de fluido frigorígeno. Na falta de valores como densidade e entalpias da cerveja, utilizam-se as propriedades da água.

O caudal mássico de cerveja é calculado com base nos 100 l/h que a máquina é capaz de extrair e na sua densidade.

$$\dot{m}_{cerv} = \rho * \dot{V}_{cerv} \quad (5.1)$$

Com este caudal e a diferença de temperaturas entre a entrada e saída da cerveja na máquina é possível determinar o calor que a cerveja perde para a água no depósito, assim como o coeficiente de convecção interno. Considerou-se que a cerveja entra a 25°C e sai a 2°C.

$$\dot{Q}_{cerv} = \dot{m}_{cerv} * c_{p_{cerv}} * (T_e - T_s) \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_{cerv} = A_{serp} * \alpha_{global} * \frac{(T_e - T_{agua}) + (T_s - T_{agua})}{2} \quad (5.3)$$

Sabendo-se o valor do coeficiente de convecção é possível calcular o calor transferido entre a água e o evaporador. Os pontos 1 e 8 estão marcados na figura 5.1, correspondendo respetivamente à saída e entrada do evaporador.

$$\dot{Q}_{evap} = A_{evap} * \alpha_{global} * \frac{(T_1 - T_{agua}) + (T_9 - T_{agua})}{2} \quad (5.4)$$

O calculo do caudal mássico é obtido a partir da seguinte equação. As propriedades termodinâmicas dos pontos 1 e 9 permitem determinar as respetivas entalpias.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{R134a} * (h_1 - h_9) \quad (5.5)$$

A tabela 5.1 compara o valor de caudal frigorífico obtido em pela equação 3.1 com o obtido através deste sistema de equações (Eq. 5.5).

Tabela 5.1: Valores de caudal de fluido frigorígeno e potência do evaporador

$\dot{m}_{3.1}$ [kg/s]	$\dot{m}_{5.5}$ [kg/s]	$\dot{Q}_{3.3}$ [kW]	$\dot{Q}_{5.4}$ [kW]
0,01262	0,01203	1,917	1,828

Como se pode observar, os valores obtidos pelos dois métodos são semelhantes, o que de certa forma fiabiliza os cálculos efetuados.

Para se determinar as condições de funcionamento de um caudalímetro é necessário escolher o local físico no ciclo onde o instalar.

Através do valor de caudal estimado e dos valores de temperatura e pressão recolhidos pelos outros sensores foi possível determinar as condições de funcionamento a que o caudalímetro estaria sujeito em cada ponto. À partida é mais fácil medir um fluido na fase líquida do que na fase gasosa. Na fase líquida o valor medido é mais fiável e o próprio preço de um indicador de caudal para líquidos é inferior do que os gasosos. A presença de duas fases no ponto onde se instala o caudalímetro também prejudica a medição a não ser que o sensor seja capaz de medir fluidos em duas fases e o preço de um sensor capaz do mesmo ainda é mais elevado.

Outro aspeto a ter em consideração é se no local da instalação o escoamento está desenvolvido ou não. É de extrema importância montar o caudalímetro numa zona de escoamento desenvolvido, caso contrário o valor lido não é uniforme nem representa o valor real.

Através do software *EES* e das medições efetuadas foi possível criar o gráfico da Fig. 3.3. Este representa o ciclo da máquina num diagrama P-h. Os pontos assinalados estão de acordo com os da Fig. 3.2.

Como podemos observar, o único local onde o fluido está completamente na fase líquida é nos pontos 4 e 5.

Com estas premissas em mente, analisou-se a máquina para determinar o espaço disponível para integrar um caudalímetro. Infelizmente, entre os pontos 4 e 5 não há espaço para tal sensor. A melhor localização, no que diz respeito a espaço disponível, revelou-se ser entre o compressor e o condensador. Para confirmar que o local correspondia a todos os requisitos (exceto medir o fluido no estado líquido), com um comando interno do *EES* calculou-se o número de *Reynolds*. Como se tratava de um regime turbulento, a equação 5.6 determinou o valor do comprimento de entrada. Com os valores da tabela 5.2 verifica-se que a ligação entre o compressor e o condensador é a melhor localização para o caudalímetro.

$$\frac{L_e}{D} = 4,4 * Re^{1/6} \quad (5.6)$$

Tabela 5.2: Propriedades do escoamento entre o compressor e condensador

D [polegadas]	L [cm]	Re [-]	Le [cm]
1/4	25	153625	20,45

Relativamente à tabela 5.2, **D** é o diâmetro da tubagem, **L** o comprimento da mesma entre o compressor e o condensador e **Le** o valor do comprimento de entrada necessário a que o escoamento passe a desenvolvido.

Com o local definido, a procura do caudalímetro assenta nos seguintes requisitos:

- Gama de temperaturas: 0 - 70°C
- Gama de caudal: 0- 15 L/min
- Gama de pressão: 1 - 10 bar
- Fluido: R134a gasoso sobre aquecido
- Montagem na horizontal
- Diâmetro da tubagem: 1/4"

Mais uma vez os retalhistas habituais não possuíam um sensor capaz de corresponder às exigências e teria que ser encomendado diretamente ao fabricante. A *F Fonseca* foi contactada com o objetivo de inquirir se tinham semelhante sensor. Com mais de um mês de intervalo, a resposta que deram foi o caudalímetro da marca *Kobold*, modelo *DMS-1 11 C2 F 02 3 L* (Fig. 5.8). O valor pedido por este caudalímetro é o exorbitante valor de 2200 euros. Para além disso, o sensor sugerido não respeita a gama de temperaturas suposta.



Figura 5.8: Caudalímetro *DMS-1 11 C2 F 02 3 L* da *Kobold*

O sensor não foi encomendado, sendo necessário contactar outras empresas capazes de apresentar soluções interessantes ao problema.

5.3.2 Fluxímetro

Desde o início do trabalho que havia uma intenção por parte da *Unicer* em que se fizesse um estudo comparativo entre a máquina convencional e a máquina *inversor*.

Por sorte foram encontrados uns fluxímetros, usados numa experiência quase há 15 anos, num armário enquanto se procurava por termopares. Estes fluxímetros criaram a possibilidade de se fazer uma experiência na nova máquina.

Tal como o nome sugere, o fluxímetro é um sensor capaz de medir o fluxo de calor que atravessa determinada parede. A sua utilidade é mesmo essa: medir o calor que atravessa as paredes da máquina.

Como a sua aplicação não depende do reparador para instalar nem de um sistema de aquisição de dados tão complexo como o da outra máquina, foi possível montá-los na máquina *inversor*. Para se determinar as trocas de calor da máquina com o exterior, colocaram-se sensores na parede lateral, inferior e topo da cuba.

Os fluxímetros eram o modelo *HFP01SC* da marca *HUKSEFLUX* (figura 5.9). O anexo B contém a *spreadsheet* deste modelo.

Ao instalar também na máquina convencional era possível determinar se o facto de a cuba estar agora na parte inferior da máquina reduzia a transferência de calor entre os dispositivos do ciclo frigorífico e o depósito de água.

Através de um multímetro era possível ler o sinal de saída de cada fluxímetro individualmente. Como esta solução não era prática, optou-se por criar um sistema de aquisição de dados. Assim podia-se recolher informações de todos os sensores simultaneamente, bem como gravar os valores obtidos ao longo do tempo.

Numa etapa inicial foi necessário proceder à verificação dos sensores. Comparando os valores lidos no multímetro com os calculados pela simulação era visível uma discrepância. Esta diferença de valores é explicada pelo facto de os sensores terem um erro de 20 %,o que é bastante elevado face ao valor real, e os valores da simulação não são iguais aos reais, nem se sabe exactamente o erro que existe entre os dois. No entanto, alguns dos valores lidos encaixavam dentro da tolerância dos 20 % e os restantes estavam bastante perto, por isso apenas os fluxímetros que apresentavam valores completamente absurdos e os que não emitiam sinal foram descartados.

Como o isolamento da máquina é bastante eficaz, e a gama de funcionamento dos fluxímetros é bastante alta, o sinal de saída era extremamente baixo, na ordem do 1 mV. Isto era um entrave à escolha do sistema de aquisição de dados, pois tinha que ter resolução para tal. Foi escolhido o dispositivo *34970A* da *Hewlett Packard* (figura 5.10) que, em conjunto com um computador equipado com o software *LabView* permitia a visualização em tempo real do fluxo de calor que atravessava as paredes, assim como guardar esses dados com o intervalo temporal desejado.



Figura 5.9: Fluxímetro *HFP01SC* da *Hukseflux*

Infelizmente, durante um dos testes prévios à experiência, a nova máquina avariou. Desta vez o problema reside no facto de algo estar a entupir a serpentina no circuito da bebida. No final de contas não foi possível chegar a analisar a influência da nova configuração.



Figura 5.10: Sistema de aquisição de dado 34970A da Hewlett Packard

Capítulo 6

Elemento de Peltier

6.1 Efeito Termoelétrico

O efeito termoelétrico proporciona uma relação entre uma diferença de temperatura com uma diferença de potencial e vice-versa. Este efeito pode ser dividido em 2 mais conhecidos como efeito de Seebeck e o efeito Peltier, sendo exatamente um o oposto do outro e ambos reversíveis.

O efeito de Seebeck é o princípio de funcionamento dos termopares: a diferença de temperatura entre as duas junções de dois materiais distintos cria uma força eletromotriz. Conhecendo o valor dessa força facilmente se descobre o valor da diferença de temperatura entre as juntas. Contrariamente a este temos o efeito Peltier.

O efeito de Peltier permite criar uma diferença de temperatura a partir de uma diferença de potencial. Assim é possível criar pilhas termoelétricas que transportam calor de um lado para o outro quando se lhe é fornecida energia. Estas pilhas tem a característica de possuir um lado quente e outro frio simultaneamente, não sendo possível ter apenas frio ou quente.

6.2 Como funciona

Descoberto em 1834 por Jean Charles Athanase Peltier, o efeito Peltier consiste na produção de um gradiente de temperatura em duas junções de dois materiais condutores diferentes quando submetidos a uma tensão elétrica em circuito fechado.

O efeito Peltier representa o processo de desenvolvimento ou absorção de calor quando a corrente elétrica passa através do contacto de dois condutores ou semicondutores heterogéneos. O valor do calor desenvolvido e a polarização do mesmo dependem dos materiais em contacto, intensidade da corrente e tempo da passagem da corrente. A quantidade de calor transportado é proporcional à quantidade da carga que passa através do contacto.

O módulo termoelétrico representa um conjunto de pares térmicos ligados eletricamente. No módulo termoelétrico standardizado pares térmicos colocam-se entre duas placas cerâmicas planas podendo o número de pares térmicos ser variado desde uma única unidade até às centenas de pares permitindo criar módulos termoelétrico para os mais variados requisitos.

Quando a corrente elétrica contínua passa através do módulo termoelétrico, forma-se a diferença de temperatura: arrefece um lado e aquece o outro. Do lado quente do módulo termoelétrico assegura-se o desvio eficiente do calor por meio de um dissipador, enquanto que do lado frio pode-se obter uma temperatura dezenas de graus inferior à temperatura ambiente.

Os módulos termoelétrico de refrigeração modernos de uma etapa permitem obter uma diferença de temperatura até 75 °C. Para obter temperaturas mais baixas utilizam-se módulos de muitas etapas que representam uma série de módulos de uma etapa acoplados termicamente em série. Quando se inverte a polaridade da corrente dos módulos Peltier, o lado quente e frio permutam. [7]

A bomba de calor Peltier é um refrigerador que tal como os outros tem vantagens e desvantagens. Ao contrário das bombas de calor / sistemas de refrigeração convencionais, o Peltier não possui partes móveis, são leves e compactos, e apenas necessitam de corrente elétrica para que rapidamente atinjam as temperaturas de funcionamento. Como não tem partes móveis a sua manutenção é praticamente nula e são bastante fiáveis. Isto faz com que sejam vantajosos na tecnologia aeroespacial onde são capazes de transportar o calor proveniente das ondas solares incidentes para o outro lado do satélite. Por outro lado, o elemento de Peltier apresenta uma eficiência energética muito baixa, consumindo mais energia (elétrica) do que transporta (calorífica), tendo por isso um custo de funcionamento elevado. Como são pequenos acabam por não ser aconselháveis para sistemas de grandes dimensões. Uma forma de melhorar a eficiência é usar este sistema numa aplicação na qual seja necessário calor e frio de forma a tirar partido dos dois lados do elemento.

6.3 Aplicabilidade ao problema

O elemento de Peltier surge neste trabalho como uma hipótese para o caso extremo em que a máquina de cerveja deixa de trabalhar. Num espaço como uma discoteca ou festival, a temperatura a que o barril e a máquina estão sujeitas pode atingir uns impressionantes 40 °C. Para além disso, o consumo de bebida é muito superior à de um bar, estando a máquina a extrair cerveja quase ininterruptamente. Nestas situações é normal que a máquina perca o seu "depósito" de gelo rapidamente e como o ciclo frigorífico não consegue extrair mais calor do que aquele que recebe, a máquina deixa de ser capaz de responder à solicitação.

De forma a combater este problema surgiram varias hipóteses, uma das quais seria usar o elemento de Peltier para arrefecer a cerveja antes de esta entrar na máquina. Assim o trabalho da máquina é reduzido, não tendo tanto calor para retirar à cerveja.

6.4 Experiência

De forma a determinar os ganhos desta solução realizou-se uma experiência a partir da qual se pode construir uma simulação para depois se extrapolar e aplicar à situação real.

Disponível, havia um elemento de Peltier da marca *Laird Thermal Products*, modelo *AA-100-24-22-00-00* (Fig. 6.1). Todas as experiências e simulações foram feitas para este modelo específico. No anexo D encontra-se a *spreadsheet* deste modelo.



Figura 6.1: Elemento de Peltier utilizado

Este elemento de Peltier está numa configuração Ar-Ar. Isto quer dizer que tanto a parte fria como a quente tem dissipadores de alhetas e tem como objetivo propagar as diferenças de temperatura através do ar e não através de um fluído. Existem outras configurações como Ar-Água ou Água-Água em que em vez das alhetas há um circuito de tubos onde circula o fluído que tencionamos extrair ou fornecer calor de um ou dos dois lados do Peltier.

De forma a determinar a temperatura mínima obtida com este elemento foi construída uma caixa em poliuretano. Como bom isolante que é, as trocas de calor com o exterior são bastante diminutas.

A Fig. 6.2 é uma foto com uma câmara de infravermelhos, onde se pode ver o lado quente do Peltier do lado de fora da caixa a ser arrefecida.

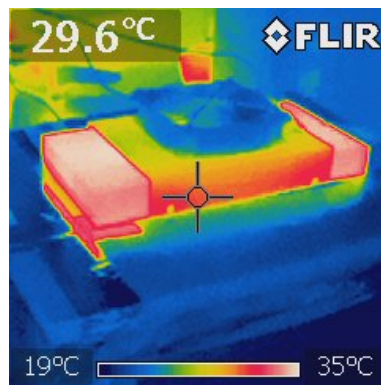


Figura 6.2: Foto térmica do Peltier e a caixa

6.4.1 Resultados

Através de um sensor de temperatura e de um sistema de aquisição de dados obteve-se a Fig. 6.3.

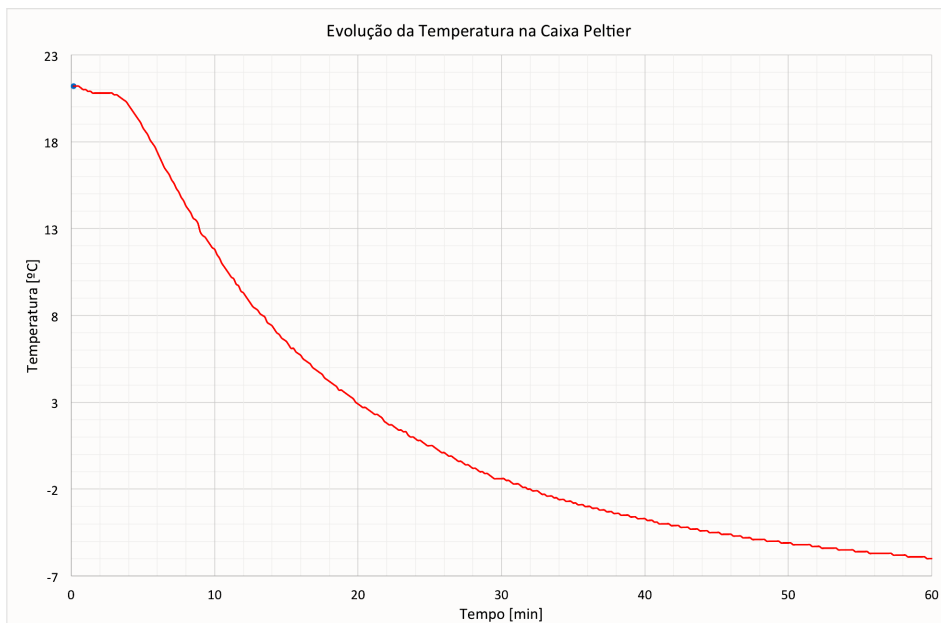


Figura 6.3: Evolução da temperatura dentro da caixa

Este gráfico representa a evolução da temperatura dentro da caixa ao longo do tempo. Como se pode observar há uma queda inicial acentuada da temperatura, convergindo lentamente para o valor final.

Como seria de esperar o consumo energético foi bastante elevado (110W).

6.5 Simulação

O objetivo da simulação é prever o comportamento da cerveja dentro do barril enquanto é pré-arrefecida dentro da caixa com o elemento de Peltier.

Esta simulação foi feita com recurso ao software *SolidWorks Flow Simulation 2014*. Como se trata de um programa para simulações 3D, é possível visualizar em tempo real a evolução da temperatura em diversos pontos do barril, assim como ver correntes de convecção a surgirem na cerveja. Desta forma a simulação é bastante realista.

Com esta nova simulação é possível calcular o tempo e a evolução da temperatura da cerveja dentro do barril para determinar os custos energéticos associados ao pré-arrefecimento da cerveja com o elemento de Peltier.

Com o estudo paramétrico da temperatura da cerveja à entrada da máquina feito anteriormente em 4.2 pode-se determinar se é ou não vantajoso pré-arrefecer a cerveja com o Peltier.

O barril utilizado na simulação foi o barril de 30L pois era o único à disposição. Todos os valores apresentados são referentes ao arrefecimento de um barril de 30L.

6.5.1 Considerações

Como em todas as simulações é necessário fazer algumas considerações. Neste caso, como em todos os programas de simulação, o fluido "cerveja" não faz parte da lista de fluídos. Face à falta de propriedades da mesma o fluido utilizado foi a água.

Simular o elemento de Peltier é algo extremamente difícil e trabalhoso. Era necessário conhecer todas as propriedades do mesmo com um detalhe metuculoso para o poder fazer. Seria preciso saber, por exemplo, o valor da geração de calor de cada uma das faces. Tendo apenas o valor da temperatura para o qual o volume da caixa converge, foi considerado que o barril estaria envolto por ar à temperatura constante de -6°C , ignorando o facto de o Peltier ser ou não capaz de manter esta temperatura dentro da caixa com o barril lá dentro.

6.5.2 Resultados da simulação

Como se trata de uma simulação 3D, para cada espaço temporal é possível visualizar as diferentes temperaturas em cada secção do barril. A Fig. 6.4 retirada do *SolidWorks* mostra as diferentes temperaturas do fluido ao fim de 10 minutos.

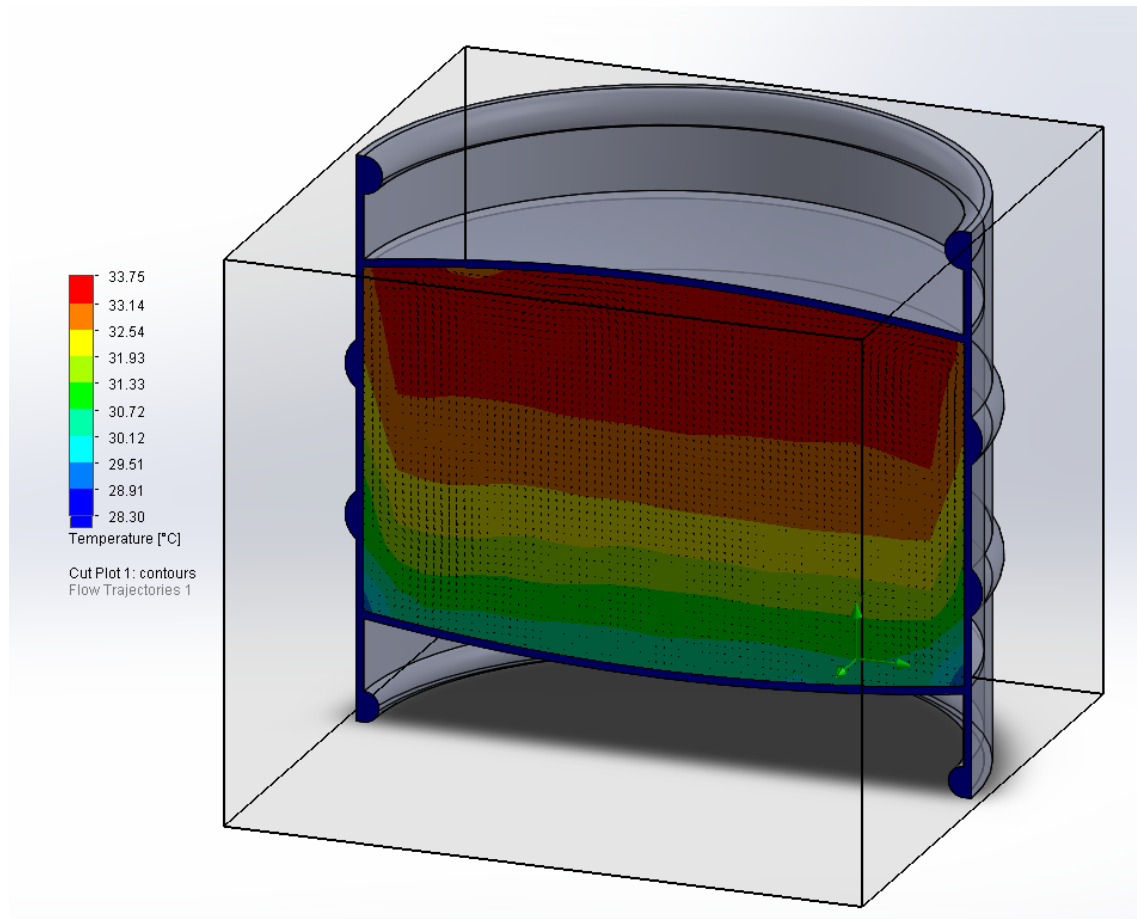


Figura 6.4: Estratificação das temperaturas dentro do barril de cerveja

Nesta imagem é possível ver a heterogeneidade da temperatura da cerveja no barril. De acordo com a escala térmica, neste ponto temporal é possível encontrar uma variação de temperatura entre os 33 °C e os 30 °C. Como seria de esperar a zona mais fria situa-se na zona de menor cota. Tal deve-se à "velha máxima" de que o calor sobe.

De notar que a parte sólida do barril (paredes) encontram-se a uma temperatura muito inferior à da cerveja.

Ao fim do mesmo período de tempo também é possível ver a convecção interna causada pelo arrefecimento. A Fig. 6.5 mostra as correntes de fluxo internas sob a forma de pequenos vetores.

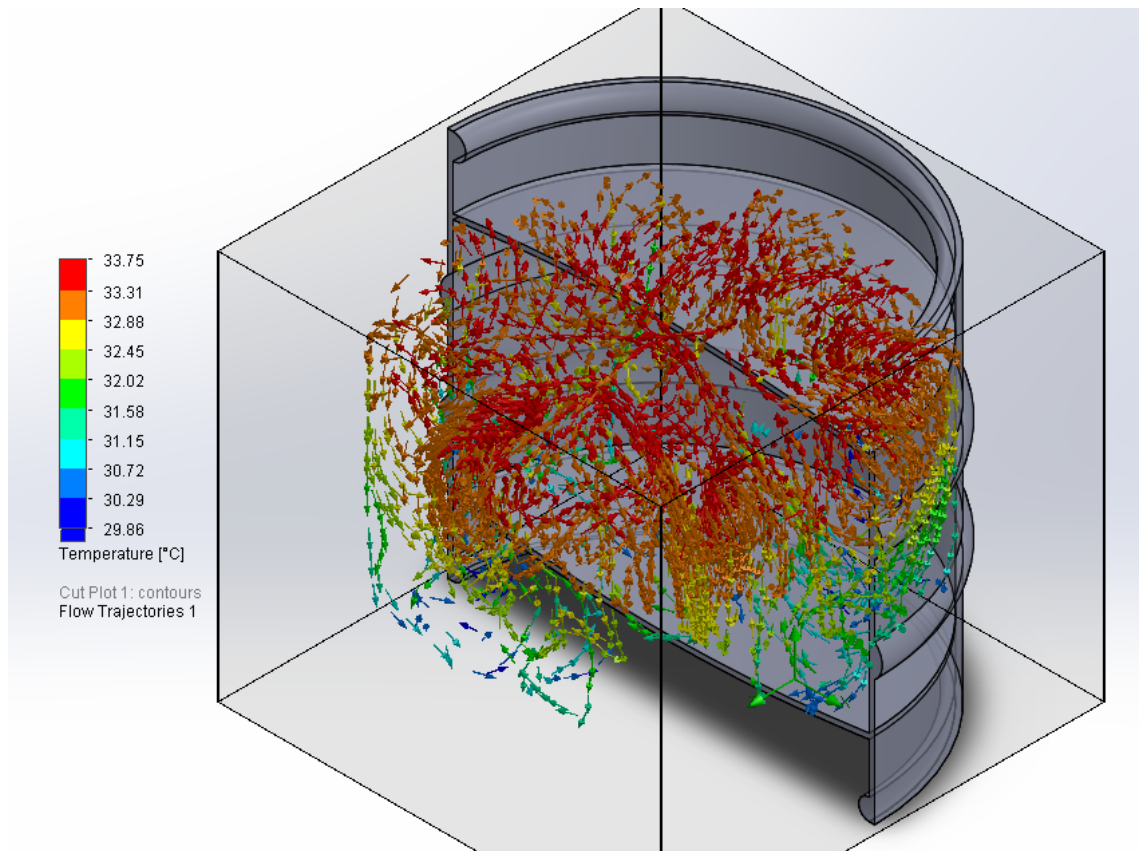


Figura 6.5: Convecção dentro do barril de cerveja

Apesar de o fluido se encontrar numa posição estática no início da simulação são visíveis vetores de convecção interna. Este fenómeno é causado pelo arrefecimento progressivo da cerveja. Como as paredes estão todas à mesma temperatura o fluido mais próximo delas arrefece mais depressa. Ao arrefecer o valor de densidade é alterado, tornando o fluido mais "pesado" e desce. Assim o fluido ao ser arrefecido vai-se deslocando para a zona de menor cota, causando correntes de convecção. Este sucessivo movimento de rotação interna termina quando todas as partículas do fluido estão à mesma temperatura, com a mesma densidade.

Correndo a simulação até ao fim foi possível obter a seguinte Fig. 6.6.

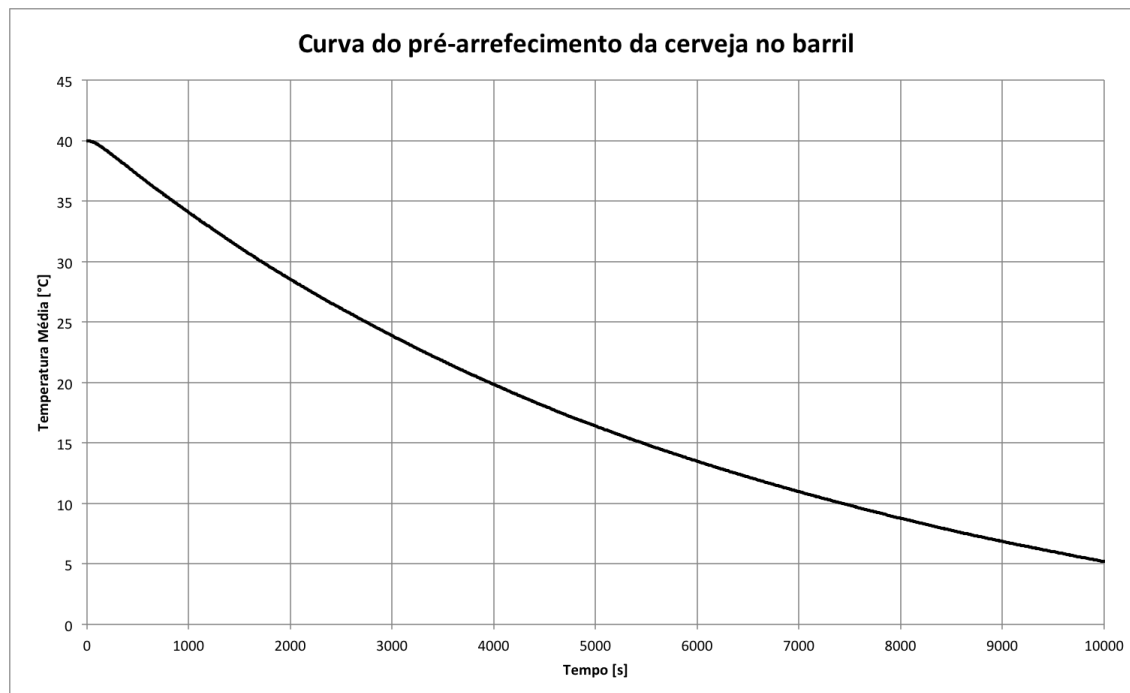


Figura 6.6: Evolução da temperatura média dentro do barril

Este gráfico retrata a evolução da temperatura média dentro do barril ao longo do tempo. No eixo das ordenadas o valor é o da temperatura média já que o fluido não tem um perfil de temperatura homogéneo.

Com a simulação foi possível criar a Tabela 6.1. Sabendo o consumo do Peltier facilmente se determina a energia necessária para arrefecer o barril até à temperatura desejada.

Tabela 6.1: Pré-arrefecimento do barril 30L

Temperatura [C]	Tempo Absoluto [min]	Tempo Relativo [min]	Energia Absoluta [Wh]	Energia Relativa [Wh]
40	0	0	0	0
35	14	14	26	26
30	29	15	52	27
25	46	17	84	31
20	66	20	121	37
15	91	25	167	46
10	124	33	227	60
5	169	45	309	83

A simulação consistiu em arrefecer a cerveja dentro do barril partindo de uma temperatura de 40°C até 5°C. Como tal, o *Tempo Absoluto* e *Energia Absoluta* referem-se ao período entre os 40°C e determinada temperatura, enquanto que o *Tempo Relativo* e *Energia Relativa* referem-se ao intervalo entre as duas temperaturas. Por exemplo, para arrefecer dos 40°C aos 20°C demorou 66

minutos e gastaram-se 121 Wh. Para arrefecer dos 25°C aos 20°C passaram 20 minutos e foram gastos 37Wh.

Considerando agora o caso de consumo máximo (secção 4.2.3) pode-se fazer uma avaliação para determinar se é vantajoso utilizar este elemento de Peltier para pré-arrefecer a cerveja no barril.

Para os casos em que a cerveja no barril está com uma temperatura acima dos 20 °C pode-se assumir que é vantajoso arrefece-la. Caso contrário o volume vendido fica limitado. Na mesma ordem de pensamento não interessa pré-arrefecer a um valor superior a 20 °C.

Tomando como exemplo um barril à temperatura de 30°C. Se quisermos saber a que temperatura o devemos arrefecer de modo a otimizar do ponto de vista energético o processo é necessário fazer-se um estudo da energia despendida pelo Peltier para arrefecer até determinada temperatura e a esse valor somar o valor da tabela 4.11 correspondente à *Energia Total*. Assim se determina a energia total envolvida no processo.

A Tabela 6.2 apresenta os valores do exemplo descrito.

Tabela 6.2: Influencia do pré-arrecimento do barril para uma temperatura inicial de 30°C

Temperatura Pré-Arrefecimento [C]	Energia Pré-Arrefecimento [Wh]	Energia Máquina [Wh]	Energia Total [Wh]
20	68	194,1	262,6
15	115	149,4	264,0
10	175	104,5	279,1
5	257	59,3	316,4

A *Energia Total* da tabela 4.11 teve que ser adaptada para o consumo de 30 L para se poder somar à energia consumida pelo Peltier. O valor da *Energia Total* da tabela 4.11 refere-se ao consumo de 2400 L durante 24 horas, enquanto que na tabela 6.2 o consumo é de apenas 30L, mas ao valor do caudal continua a ser o máximo.

Analisando a tabela 6.2 conclui-se que pré-arrefecer até aos 20 °C revela-se como a escolha mais sensata pois é que a que apresenta menor energia total gasta.

Ainda no caso de consumo máximo foi feito um estudo para determinar se o pré-arrefecimento com o elemento de Peltier é vantajoso. As seguintes Tabelas 6.5, 6.4 e 6.3 representam as energias envolvidas no processo para temperaturas iniciais da cerveja de 20 °C, 15 °C e 10 °C respetivamente.

Tabela 6.3: Estudo do pré-arrefecimento de um barril inicialmente a 10 °C

Temperatura Pré-Arrefecimento [C]	Energia Pré-Arrefecimento [Wh]	Energia Máquina [Wh]	Energia Total [Wh]	Poupança [Wh]
10	0	104,5	104,5	0
5	83	59,3	141,8	-37,3

Tabela 6.4: Estudo do pré-arrefecimento de um barril inicialmente a 15 °C

Temperatura Pré-Arrefecimento [C]	Energia Pré-Arrefecimento [Wh]	Energia Máquina [Wh]	Energia Total [Wh]	Poupança [Wh]
15	0	149,4	149,4	0
10	60	104,5	164,5	-15,1
5	143	59,3	201,8	-53,8

Tabela 6.5: Estudo do pré-arrefecimento de um barril inicialmente a 20 °C

Temperatura Pré-Arrefecimento [C]	Energia Pré-Arrefecimento [Wh]	Energia Máquina [Wh]	Energia Total [Wh]	Poupança [Wh]
20	0	194,1	194,1	0
15	46	149,4	195,6	-1,4
10	106	104,5	210,7	-16,5
5	189	59,3	248,0	-53,8

Como se pode observar nas tabelas 6.5, 6.4 e 6.3, em todos os casos de pré-arrefecimento acaba-se por gastar mais energia. Em nenhuma das situações o pré-arrefecimento com o elemento de Peltier permite poupar energia, bem pelo contrário.

Conclui-se então que o elemento de Peltier só se apresenta vantajoso no caso da temperatura do barril ser igual ou superior a 25°C pois permite à máquina extrair cerveja sem consumir a reserva de gelo por completo.

Capítulo 7

Outros possíveis sistemas

Neste capítulo abordam-se temas inovadores, pouco relacionados com o que foi tratado até esta altura. São ideias que necessitam de mais estudo, ideias que não podem ser testadas no espaço de seis meses.

7.1 Reação endotérmica

A eficiência energética da máquina e a rapidez com que esta produz gelo foi um tema muito debatido em trabalhos prévios. A ideia de utilizar químicos surge como forma de reduzir o consumo energético através de reações endotérmicas com a água do depósito.

Um dos problemas das máquinas frigoríficas é estas operarem ininterruptamente. No caso de dispositivos como frigoríficos ou arcas congeladoras, ainda se entende, pois mesmo durante as horas em que o estabelecimento está encerrado, guardam e conservam os alimentos. Neste caso tal não se aplica. A máquina não armazena nem conserva as bebidas, apenas as arrefece no momento em que são requisitadas. A máquina permanece ligada apenas para não perder a massa de gelo, estando pronta a servir bebidas assim que o estabelecimento abre ao público.

A reação endotérmica permitiria que durante as horas de fecho, a máquina fosse desligada sem prejudicar o negócio no dia seguinte.

A ideia é a seguinte: na hora de fecho a máquina era desligada e apenas quando o estabelecimento voltasse abrir é que se ligava novamente. Caso algum cliente requisitasse uma bebida da máquina e esta ainda não tivesse gelo suficiente para a arrefecer, adicionava-se um reagente à água que, através de uma reação endotérmica, instantaneamente congelava a água. Este é o mesmo princípio dos sacos de gelo instantâneos que se vendem nas farmácias.

Esta ideia não se aplica apenas a este caso, mas também aos festivais de música. Nas situações extremas, quando a máquina perdesse a massa de gelo e as bebidas saíssem quentes, bastava criar a reação endotérmica para continuar a poder servir.

Explorando o funcionamento dos sacos de gelo, foi possível descobrir os reagentes envolvidos nestas reações. Os reagentes mais usados são Nitrato de Amónio, Ureia e Nitrato de Cálcio-Amónia. Infelizmente todos estes reagentes apresentam um nível de toxicidade que não permite

a sua aplicação em ambientes alimentares. Apesar de a reação se dar com a água do depósito que está isolada da bebida, uma fuga no sistema de circulação da bebida poderia por em causa a segurança dos clientes.

Uma pesquisa sobre reagentes não tóxicos revelou a existência de outros químicos capazes de reagir endotermicamente, mas as empresas que os vendem guardam segredo quanto à composição. Através de um contacto com membros do departamento de Química desta instituição não surgiram novos reagentes não tóxicos, mas a sugestão de utilizar Azoto líquido como forma de arrefecimento.

7.2 Máquina a Azoto

A máquina com funcionamento a azoto apresenta-se como a ideia mais interessante e inovadora, sendo também a que necessita de mais tempo para explorar e desenhar um modelo compatível. Neste subcapítulo explica-se apenas o funcionamento teórico que esta poderia ter, já que no espaço de tempo reservado para esta tese não é permitido mais.

Esta ideia é um seguimento da anterior: reação endotérmica. Seria impossível não pensar no azoto líquido como forma de arrefecimento quando se explora o campo do arrefecimento instantâneo.

O azoto é um dos elementos mais abundantes do Universo. Naturalmente sob a forma gasosa, compõem cerca de 4/5 do ar que respiramos todos os dias. Posto isto facilmente se conclui que não apresenta o principal problema dos reagentes para a reação endotérmica: não é tóxico. O facto de ser um elemento abundante também é uma vantagem pois baixa o preço e pode ser encontrado em qualquer parte do planeta.

Apesar de ser o maior constituinte do ar, é necessário submeter o ar a uma série de processos que permitam a obtenção do Azoto. Através de sucessivas compressões e expansões do ar é possível arrefece-lo até ficar na forma líquida. Depois, através de uma destilação fracionada os diferentes constituintes são separados da mistura, obtendo-se assim o azoto (N_2) líquido. Diferentes graus de pureza acarretam diferentes preços.

O facto pelo qual o azoto líquido é visto como uma forma de congelar instantaneamente, deve-se ao seu extremamente baixo ponto de ebulição ($-195\text{ }^\circ\text{C}$). Como seria de esperar, qualquer sólido ou fluído ao entrar em contacto com azoto no estado líquido perde calor quase instantaneamente e congela. Esta vantagem é também um perigo.

Quando se diz que o azoto não é tóxico, não quer dizer que não seja perigoso. No estado líquido o azoto necessita de vários cuidados para ser operado com segurança. Devido ao seu baixo ponto de ebulição, é difícil manter o azoto na forma líquida. Tal acarreta o problema da súbita expansão ao mudar para o estado gasoso, já que expande até cerca de 700 vezes o seu tamanho. Esta é a razão pela qual os recipientes que acomodam azoto têm que ser altamente resistentes. Estas botijas não são pressurizadas, é o aquecimento do azoto que cria essa pressão, e se o recipiente não aguentar, explode. Uma regra bastante importante é nunca derramar azoto num local que possa acidentalmente selar.

O maior perigo associado ao azoto é morte por asfixia. O azoto é inodoro e incolor, sendo impossível de detetar se existir alguma fuga. No caso de uma fuga o azoto vai ocupar todo o volume envolvente, diminuindo a quantidade de oxigénio disponível. É altamente recomendável a presença de um sensor de oxigénio para avisar de qualquer fuga.

O maior problema associado à ideia de usar o azoto para arrefecer é que não é possível efetuar um ciclo. O azoto gasta-se e é sempre necessário mais.

A ideia da máquina a azoto descarta todo o processo necessário para obtenção do azoto, partindo do princípio que este já estaria disponível engarrafado, e que as botijas de azoto seriam distribuídas a par com os barris. No entanto, todos os perigos e regras associadas ao manuseamento do azoto líquido são tidas em consideração.

Com esta máquina há toda uma série de conceções que podem e devem ser desprezadas, mas de forma a simplificar a explicação e até utilizar as máquinas já existentes, a visão para a máquina a azoto é a seguinte:

Tendo por base as máquinas já existentes, todos os dispositivos do ciclo frigorífico eram retirados à exceção do evaporador. Na parte inferior da máquina, onde estava o compressor, ... encontra-se agora uma botija de azoto líquido. Esta botija é feita à medida para caber perfeitamente neste espaço e é tão facilmente substituída como se de um barril de cerveja se tratasse. Assim o funcionário nunca teria que manusear diretamente o azoto, tornando a máquina mais segura.

A botija está ligada diretamente ao evaporador. Ao abrir a botija, o azoto entra no evaporador e arrefece a água da cuba. O processo de arrefecimento é quase instantâneo (um dos campos que necessita estudo é precisamente este) e não requer qualquer tipo de compressor, já que a própria expansão do azoto faz com que ele circule autonomamente.

Como dito anteriormente, o azoto não pode ser selado sob o risco de explodir com o recipiente que o contém. Por isso quando o azoto chega ao fim do evaporador, é guiado por umas tubagens que o encaminham para a coluna de cerveja. Assim a bomba do agitador também é substituída e em vez de circular água fria na coluna, circula azoto, que apesar de já não estar na forma líquida, ainda se encontra a temperaturas muito baixas.

Na coluna o azoto é libertado para a atmosfera, proporcionando ao cliente um efeito atrativo ao ver o vapor ser libertado. Tudo isto sem gastar energia e por sua vez sem produzir CO₂.

O controlador interno da máquina e respetivos sensores seriam os únicos elementos consumidores de energia.

Obviamente esta ideia tem que ser alvo de investigação para determinar a sua viabilidade, principalmente a nível de segurança já que pode ser bastante perigoso pelos motivos acima descritos.

7.3 Mantas de arrefecimento

A manta de arrefecimento é uma ideia similar à do Peltier. O objetivo é usar mantas de arrefecimento para arrefecer os barris durante os eventos. Não só arrefece o barril, como cria uma barreira térmica contra as temperaturas adversas sentidas nos festivais de música ou discotecas.

Uma pesquisa levou a crer que não havia no mercado um produto específico para esta aplicação, mas existem soluções que seriam fáceis de adaptar.

Foram contactadas algumas empresas e a *Polar Products* apresentou uns sistemas de arrefecimento que facilmente se podem aplicar a este caso. Trata-se do *Cool Flow® Industrial Cooling Seat* (Fig. 7.1) e *PolarPup™ Crate and Bed Cooler*.



Figura 7.1: Cool Flow® Industrial Cooling Seat

O primeiro sistema foi criado para ser aplicado no banco de camionistas de modo a manterem-se frescos durante as longas horas de condução, e o segundo é uma cama para animais. O funcionamento de ambos é bastante similar. Trata-se de uma manta com tubos inseridos nos quais passa água fria. O sistema de tubos está ligado a uma arca térmica com um compressor embutido. Infelizmente estas arcas não são capazes de produzir frio, proporcionando apenas bom isolamento e albergam o compressor. É sempre necessário fornecer gelo à arca no início e alguma água de forma a começar a circulação. De acordo com as informações do fabricante, a temperatura mínima de funcionamento é cerca de 5 °C durante 4 horas.

O compressor da arca serve apenas para manter o fluido em funcionamento e pode ser alimentado por baterias ou pela rede elétrica. O funcionamento com bateria é uma vantagem pois dá

mobilidade ao sistema.

Apesar de não ter sido desenhado para tal, podemos aplicar outro fluído como glicerina cujo ponto de fusão é inferior. Assim seria possível obter uma temperatura de funcionamento mais baixa. Mesmo assim é sempre necessário arrefecer previamente o fluído que queremos a operar neste sistema.

Como não há dados relativamente ao consumo energético do compressor, não é possível fazer um estudo paramétrico relativo à temperatura da cerveja à entrada da máquina.

7.4 *Dispensador Bottoms Up*

As pesquisas sobre máquinas alternativas de fazer frio levaram à descoberta da empresa *Bottoms Up*. Esta empresa americana desenvolveu uma nova forma de extrair a cerveja bastante inovadora.

O sistema desenvolvido substitui a coluna e torneira da máquina por um dispensador que enche os copos de baixo para cima. Em vez de se abrir a torneira de cada vez que se serve uma bebida, o copo é encaixado neste dispensador que automaticamente enche o copo (Fig.7.2). Como o processo é completamente automatizado garante-se que o volume em cada copo é sempre o mesmo e, eliminam-se os problemas associados com a formação de espuma que muitas vezes levam a desperdício. Desta forma garante-se que o "fino" é bem tirado e tem a quantidade de espuma correta. [8]

Do ponto de vista do comerciante a maior vantagem deste sistema nem é o desperdício, mas a automação do processo. Servir bebidas de pressão é algo que usualmente requer toda a atenção do funcionário de forma a prevenir a formação involuntária de espuma. Como o sistema assegura essa parte do processo, o funcionário fica disponível, por exemplo para receber o pagamento acelerando a transação, aumentando a eficiência da mesma. Ao contrário da sistema convencional, que só permite uma torneira por barril, este tem capacidade para alimentar vários dispensadores. Assim um funcionário pode servir mais do que uma cerveja ao mesmo tempo, o que se traduz num maior volume de vendas e menos tempo de espera para o consumidor.

O grande problema deste sistema está nos copos. Como a cerveja entra pela base do copo, estes tem que ser feitos especificamente para este sistema. Apenas os copos produzidos para estes dispensadores funcionam, e não há mecanismos de ajuste. Como se pode ver na Fig. 7.2 o dispensador encaixa no copo pela base. Esta ligação é feita através de um orifício bastante grande na base do copo.

O método de vedação da base é bastante simples. A base tem um disco magnético que é empurrado pelo dispensador. Quando se retira o copo do dispensador, o disco é atraído novamente pela base tendo por base o efeito magnético, impedindo o fluído de escoar para fora do copo. É por causa destes ímanes que o preço dos copos plásticos é bastante superior comparando com os copos tradicionais (preço de venda ao público é de 0,25 euros).

Apesar de tudo, o que chamou à atenção deste sistema não foi a forma como a cerveja é servida, mas a forma de como esta é arrefecida. As poucas informações que davam sobre o sistema

mobilidade ao funcionário, este sistema seria ideal para festas, nomeadamente festivais de música onde a procura por bebidas é muito elevada. Devido ao preço dos copos seria necessário efetuar um estudo económico aprofundado para concluir se a utilização deste sistema seria benéfica ou não, já que o volume de venda iria certamente aumentar.

Capítulo 8

Conclusões e Trabalho Futuro

8.1 Satisfação dos Objetivos

O trabalho realizado tinha como objetivo principal a melhoria da simulação existente sobre uma máquina de extração de bebidas pressurizadas, para se aferir quanto à sua eficiência e sugerir formas de a aumentar, simulando as possíveis alterações.

A fase inicial do projeto passou por fazer um levantamento do estado da máquina e da instrumentação para se determinar exatamente o que necessitava de ser substituído e que novas peças de hardware é que poderiam contribuir para a elaboração de uma simulação mais realista. Esta análise da instrumentação impôs que se fizesse uma análise minuciosa a cada elemento da instrumentação, desde o software no computador aos sensores instalados. Foram analisados individualmente cada sensor para se encontrar os que necessitavam de substituição. Também os circuitos impressos na placa de aquisição de dados foram verificados.

Assim que se determinou o estado da instrumentação, foi encomendado o hardware necessário para voltar a instrumentar a máquina, com adição de novos sensores em novos pontos a medir. Estes novos pontos foram escolhidos após uma análise ao ciclo frigorífico.

O que fez duvidar do estado da instrumentação foi o facto de os dados medidos não serem coerentes com os teóricos. Foi feita uma análise às propriedades do ciclo frigorífico, com especial atenção ao calor trocado em cada dispositivo, para se determinarem todas as propriedades termodinâmicas dos pontos de interesse. Esta análise levou a uma simulação para determinar as propriedades dos pontos dos quais não se tinham valores. A análise efetuada teve que ter por base valores registados anteriormente.

Com as novas propriedades atualizadas dos diversos pontos de interesse, foi atualizada a simulação sobre o funcionamento da máquina de extração de bebidas de pressão.

Foram simulados dois casos e usaram-se três limites superiores de gelo (10, 21 e 25 kg) em cada. O objetivo era descobrir se a máquina reagia da mesma forma quando aplicada uma calibração diferente da recomendada. Tal foi verificado virtualmente na simulação. Foi ainda considerado o caso de consumo máximo.

A partir da simulação atualizada foram sugeridas otimizações. A primeira incide sobre o tempo de não utilização da máquina, isto é, o período durante o qual o estabelecimento está encerrado e a máquina continua a gastar energia já que permanece ligada. Deixando o agitador ligado e desligando apenas o ciclo frigorífico foi possível obter poupança na ordem dos 452Wh/dia no pior caso possível em que a máquina perde toda a massa de gelo. Foi também conduzida uma simulação na qual o agitador estava colocado fora da cuba e não havia transferência de calor do mesmo para a água. Como o calor recebido é inferior, a massa de gelo é menor e gasta-se menos energia para repor o gelo perdido. Com base nesta simulação foi feita uma experiência onde se isolou o agitador sem o mover do local. Através de um sistema de ventilação e do isolamento foi possível retirar-se 27W à potencia transferida do agitador para a água.

Como o tempo necessário para a entrega das peças fundamentais à reparação da instrumentação era muito elevado, as simulações não puderam ser verificadas, mas exploraram-se outras ideias como a reação endotérmica, uma máquina de extração que não consome energia e formas de pré-arrefecer a cerveja antes desta entrar na máquina.

No âmbito do pré-arrefecimento foi realizada uma experiência com um elemento de Peltier para se criar uma simulação. A experiência consistiu na determinação do tempo e energia necessária para arrefecer um determinado volume de ar. A simulação desenvolvida permitiu determinar a energia gasta para os diferentes patamares de pré-arrefecimento e combinar essa energia com a energia despendida pela máquina, tendo em conta o valor da temperatura da cerveja à entrada na máquina. Devido ao elevado consumo energético do elemento de Peltier, revelou-se ser sempre mais dispendioso pré-arrefecer a cerveja. Só é vantajoso pré-arrefecer, no caso de consumo máximo, quando a temperatura da cerveja é igual ou superior a 25° C pois permite servir mais cerveja.

A reação endotérmica é uma ideia interessante que permite obter gelo numa questão de segundos, sem se gastar energia, mas a limitação quanto à toxicidade dos reagentes representa um grande entrave. A máquina a azoto é uma boa ideia que necessita de ser melhor explorada, talvez alvo de um projeto próprio em vez de ser parte de um projeto.

8.2 Trabalho Futuro

Qualquer trabalho futuro deve ser iniciado com a montagem da instrumentação e dos novos sensores que chegaram já em Janeiro.

Infelizmente, como as simulações não puderam ser verificadas experimentalmente, logicamente sugere-se como trabalho futuro, a recolha e análise de dados experimentais para a verificação e melhoria da simulação.

A máquina *inversor* também pode ser alvo de estudo mais aprofundado, através da sua instrumentação. Sem esta instrumentação apenas se pode teorizar as vantagens relativamente à máquina convencional.

No âmbito da engenharia química, sugere-se um estudo sobre as reações endotérmicas, pois os reagentes abordados neste trabalho revelam-se insuficientes para "consumir" o calor que se desejava.

A ideia de uma máquina que não necessita de energia, é também alvo de futuras investigações, talvez não como tese de mestrado, já que seis meses não são suficientes para um projeto de tal envergadura.

Referências

- [1] [online]URL: www.priberam.pt.
- [2] The Linde Group. 125 years of linde, 2004.
- [3] João Luís Calafate Faria. Avaliação do ciclo térmico de uma máquina de extração de cerveja. Tese de mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Março 2012.
- [4] João Afonso Neto Fernandes. Experimentação e otimização num sistema frigorífico de extração de cerveja. Tese de mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Junho 2013.
- [5] [online]URL: <http://www.carbontrust.com/>.
- [6] [online]URL: <http://arduino.cc/>.
- [7] [online]URL: <http://www.kryotherm.ru/porto.phtml>.
- [8] [online]URL: <http://bottomsupbeer.com/>.

Anexo A

Sensores de pressão



PRESSURE SENSORS

PRESSURE TRANSDUCERS

SPUTTERED THIN FILM

3100 Series Compact High Pressure OEM Pressure Transmitter

- ▶ 10 bar to 2200bar pressure ranges
- ▶ Less than 25mm long
- ▶ Choice of outputs

For OEMs that need consistent high levels of performance, reliability and stability the 3100 Series sputtered thin film units offer unbeatable price performance ratio in a small package size with all stainless steel wetted parts in the volumes required. A wide choice of electrical outputs as well as both electrical and pressure connections means the unit is suitable for most applications without modification. The compact construction of the 3100 series makes it ideal for installation where space is at a premium.

Specifications

Input	
Pressure Range	0 to 10bar to 0 to 2200bar G (100 to 30,000psi)
Proof Pressure	2 x FS (Ranges 1600 & 2200bar 1.5x)
Burst Pressure	Ranges ~ 400bar 10 x minimum 600 & 1000b 4 x, 1600 & 2200 1.8x
Fatigue Life	Designed for more than 100,000,000 cycles
Performance	
Long Term Drift	0.1% FS/year non cumulative
Accuracy	±0.25% FS (Temp O/P ± 2.5%FS)
Thermal Error	±1% typical/100°C
Compensated Temperature	-40° to 120°C (-40° to 250°F)
Operable	-40° to 125°C (-40° to 250°F)
Zero Tolerance	±0.5% of span
Span Tolerance	±0.5% of span
Mechanical Construction	
Pressure Port	See ordering chart
Wetted Parts	17-4 PH Stainless Steel
Electrical Connection	See ordering chart
Enclosure	
	IP65 for electrical code B (with connector fitted)
	IP67 for electrical codes E, 6, 7, 8 and 9
Vibration	20G, 10-2000Hz sinusoidal
Shock	Withstands free fall to IEC 68-2-32 procedure 1
Approvals	CE
Weight	35 gms

Individual Specifications

Voltage Output Units	
Output	See ordering chart (current 4.5mA)
Supply Voltage	2 Volts above Full Scale, to max 30 Volts
Current Output Units	
Output	4-20mA
Supply Voltage	10 to 30Vdc (24Vdc max for 110° and above)
Max. Loop Resistance	(Vs-10) x 50 ohms
Ratiometric Output Units	
Output	0.5 to 4.5Vdc (3.5mA max)
Supply Voltage	5Vdc, ± 10%

Electrical Connectors



AMP Superseal 1.5



DIN 43650C Industrial



DIN 72585 Bayonet



M12 Ranges

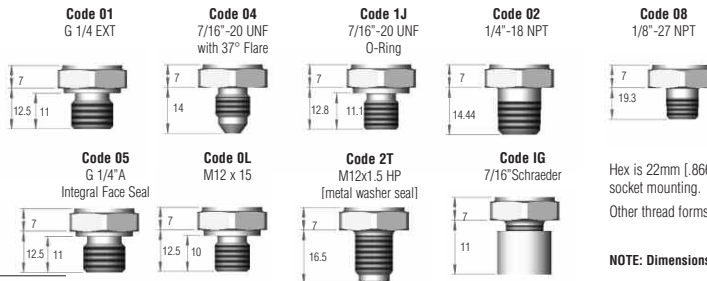


Deutsch DTD4-4P



Packard Metri-pack

MECHANICAL FITTINGS



www.gemssensors.com



PRESSURE SENSORS

SPUTTERED THIN FILM PRESSURE TRANSDUCERS

How to Order

Use the **Bold** characters from the chart below to construct a product code

Series 310X X XXXXX XX X 000

Variants to Standard Types

- 00** - Pressure output
- 01** - Pressure and temperature output (see **Note 1**)

Output

- B** - 4-20mA **C** - 1-6V
- H** - 1-5V **N** - 0.5 to 4.5V Non Ratiometric **R** - 0-5 V
- S** - 0-10V **T** - 0.5 to 4.5 Ratiometric

Pressure Range

- 0010G** - 10barG **0100S** - 100barS **1000S** - 1000barS)
- 0016G** - 16barG **0160S** - 160barS **1600S** - 1600barS) (see **Note 2**)
- 0025G** - 25barG **0250S** - 250barS **2200S** - 2200 barS)
- 0040G** - 40barG **0400S** - 400barS
- 0060G** - 60barG **0600S** - 600barS

Integral Pressure Connection

- 01** - G1/4 External
- 02** - 1/4- 18 NPT External
- 04** - 7/16-20 UNF External
- 05** - G1/4 External Soft Seal
- 08** - 1/8 NPT External
- 0L** - M12 x 1.5 - 6g (600b and below)
- 1G** - Schraeder Deflator (Short)
- 1J** - 7/16 - 20 UNF External 'O' Ring Seal
- 2T** - M12 x 1.5-6g (1000b and above)

Electrical Connection

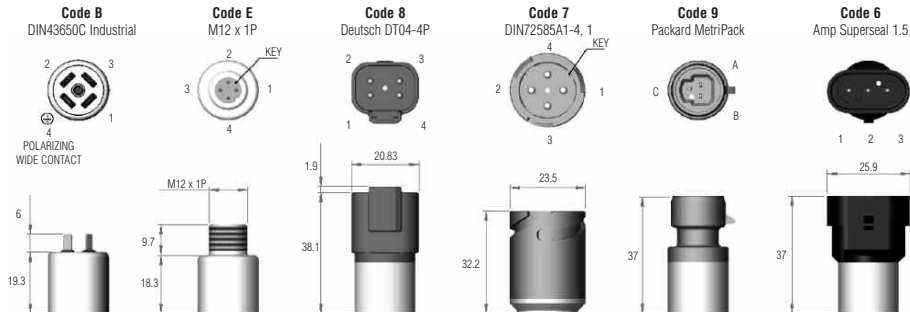
- 6** - AMP Superseal 1.5 Series
- 7** - DIN 72585 Bayonet
- 8** - Deutsch Series DT-04
- 9** - Packard Series DT-04
- B** - Industrial DIN
- E** - M12x 1

For mating electrical connectors and cables see page 67.

Note 1 Pressure and temperature output available with voltage output and electrical connectors B, E, 7 and 8 only

Note 2 Ranges 1000 bar and above available with 2T pressure port only.

ELECTRICAL CONNECTOR



Note: The diameter of all cans is 19mm [.748]

Pin #	Function	
	Current	Voltage
1	N/A	Press O/P +VE
2	+VE	Supply -VE
3	N/A	Temp O/P +VE
4	-VE	Common

Pin #	Function	
	Current	Voltage
1	+VE	Supply +VE
2	N/A	Press O/P +VE
3	-VE	Common
4	N/A	Temp O/P +VE

Pin #	Function	
	Current	Voltage
1	-VE	Common
2	+VE	Supply +VE
3	N/A	Temp O/P +VE
4	N/A	Press O/P +VE

Pin #	Function	
	Current	Voltage
1	+VE	Supply +VE
2	-VE	Common
3	N/A	Press O/P +VE
4	N/A	Temp O/P +VE

Pin #	Function	
	Current	Voltage
A	-VE	Common
B	+VE	Supply +VE
C	N/A	Press O/P +VE

Pin #	Function	
	Current	Voltage
1	N/A	Press O/P +VE
2	-VE	Common
3	+VE	Supply +VE

Indicators and Accessories Pages 64-69

PBT Pressure transmitter for general industrial applications



The pressure transmitter PBT is designed for pressure measurement in liquid and gaseous media. The PBT is suited for general industrial applications such as machine and plant engineering, in machine tool systems, in hydraulic and pneumatic systems, for pressure control systems and for pumps and compressors.

The PBT has a circularly welded stainless steel membrane. Hence, it is well suited for a large variety of corrosive media.

The measurement ranges for gauge pressure are available from 0...1 bar to 0...600 bar. In addition, the PBT offers absolute and compound ranges. The PBT is available in two accuracy classes with non-linearities of $\pm 0.5\%$ and $\pm 0.25\%$ of span (BFSL,

according to IEC 61298-2), respectively.

A large variety of customary process connectors is available as standard. As an option, the PBT is available with an extended medium temperature range up to 100 °C.

The pressure transmitter is characterized by its simple and quick installation. The device has a compact design and can be used in limited installation space.

The PBT is wear-free and does not require maintenance.

The PBT offers the industry standard output signals 4...20mA, 0...5 V or 0...10 V. For electrical connection, M12x1 connectors, L-connectors according to DIN 175301-803 A, and cable outlets are available.

Advantages

- Excellent price-performance ratio
- No moving parts: No mechanical wear, fatigue-proof
- Maintenance-free
- Insensitive against corrosive media through hermetically sealed stainless steel membrane
- Quick and simple installation

PBT

Technical Data

Configurations	Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure
	bar	0...1	2	5	0...40	80	400
	bar	0...1.6	3.2	10	0...60	120	550
	bar	0...2.5	5	10	0...100	200	800
	bar	0...4	8	17	0...160	320	1000
	bar	0...6	12	34	0...250	500	1200
	bar	0...10	20	34	0...400	800	1700
	bar	0...16	32	100	0...600	1200	2400
	bar	0...25	50	100			
Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	
bar abs	0...1	2	5	0...6	12	34	
bar abs	0...1.6	3.2	10	0...10	20	34	
bar abs	0...2.5	5	10	0...16	32	100	
bar abs	0...4	8	17	0...25	50	100	
Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	
bar	-1...+9	20	34	-1...+24	50	100	
bar	-1...+15	32	100				
Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	
MPa	0...0.1	0.2	0.5	0...4	8	40	
MPa	0...0.16	0.32	1	0...6	12	55	
MPa	0...0.25	0.5	1	0...10	20	80	
MPa	0...0.4	0.8	1.7	0...16	32	100	
MPa	0...0.6	1.2	3.4	0...25	50	120	
MPa	0...1	2	3.4	0...40	80	170	
MPa	0...1.6	3.2	10	0...60	120	240	
MPa	0...2.5	5	10				
Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	
MPa abs	0...0.1	0.2	0.5	0...0.6	1.2	3.4	
MPa abs	0...0.16	0.32	1	0...1	2	3.4	
MPa abs	0...0.25	0.5	1	0...1.6	3.2	10	
MPa abs	0...0.4	0.8	1.7	0...2.5	5.0	10	
Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	
MPa	-0.1...+0.9	2	3.4	-0.1...+2.4	5.0	10	
MPa	-0.1...+1.5	3.2	10				
Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	
psi	0...15	30	75	0...500	1000	2500	
psi	0...25	60	150	0...1000	1740	7975	
psi	0...30	60	150	0...1500	2900	11600	
psi	0...50	100	250	0...2000	4000	14500	
psi	0...100	200	500	0...3000	6000	17400	
psi	0...160	290	500	0...5000	10000	24650	
psi	0...200	400	1500	0...8000	17400	34800	
psi	0...300	600	1500				

PBT

Technical Data

Configurations	Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure
	psi abs	0...15	30	75	0...100	200	500
	psi abs	0...25	60	150	0...150	290	500
	psi abs	0...30	60	150	0...200	400	1500
	psi abs	0...50	100	250	0...300	600	1500
	Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure
	psi	-30 InHg...+160	400	1500	-30 InHg...+300	600	1500
	psi	-30 InHg...+200	400	1500			
	Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure
	kg/cm ²	0...1	2	5	0...40	80	400
	kg/cm ²	0...1.6	3.2	10	0...60	120	550
	kg/cm ²	0...2.5	5	10	0...100	200	800
	kg/cm ²	0...4	8	17	0...160	320	1000
	kg/cm ²	0...6	12	34	0...250	500	1200
	kg/cm ²	0...10	20	34	0...400	800	1700
	kg/cm ²	0...16	32	100	0...600	1200	2400
	kg/cm ²	0...25	50	100			
	Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure
	kg/cm ² abs	0...1	2	5	0...6	12	34
	kg/cm ² abs	0...1.6	3.2	10	0...10	20	34
	kg/cm ² abs	0...2.5	5	10	0...16	32	100
	kg/cm ² abs	0...4	8	17	0...25	50	100
	Unit	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure	Pressure ranges	Overpressure safety	Burst pressure
	kg/cm ²	-1...+9	20	34	-1...+24	50	100
	kg/cm ²	-1...+15	32	100			

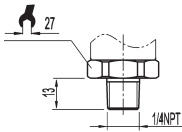
PBT

Technical Data

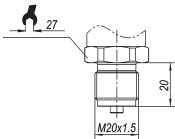
Vacuum resistance	For measurement ranges from 0 ... 10 bar	
Fatigue life	10 Mio. max. load cycles	
Materials		
■ Wetted parts		
» Pressure Connection	316 L	
» Pressure sensor	316 L (for measurement ranges from 0 ... 10 bar rel 13-8 PH)	
■ Internal transmission fluid	Silicone oil (only with pressure ranges < 0 ... 10 bar and ≤ 0 ... 25 bar abs)	
■ Case	316 L	
Supply voltage L'	8 ... 30 VDC	
	14 ... 30 (required for output signal 0 ... 10 VDC)	
Signal output and maximum ohmic load R _A	4 ... 20 mA, 2-wire R _A ≤ (L' - 8 V) / 0.02 A [Ohm]	
	0 ... 10 V, 3-wire R _A > 10 kOhm	
	0... 5 V, 3-wire R _A > 5 kOhm	
Response time	< 4 ms	
Current consumption	Signal current (max. 25 mA) for current output Max. 8 mA for voltage output signal	
Insulation voltage	500 VDC ¹⁾	
	¹⁾ For power supply, use a circuit with energy limitation (EN/UL/IEC 61010-1, section 9.3) with the following maximum values for the current: L' = 30 V (DC): 5 A. Provide a separate switch for the external power supply. Alternative for North America: The connection may also be made to „Class 2 Circuits“ or „Class 2, Power Units“ according to CEC (Canadian Electrical Code) or NEC (National Electrical Code).	
Non-linearity	≤ ± 0.25 % of span (optional) (BFSL) according to IEC 61298-2	
	≤ ± 0.5 % of span (BFSL) according to IEC 61298-2	
	Adjusted in vertical mounting position with lower pressure connection	
Accuracy ²⁾	≤ ± 0.5 % of span (with non-linearity 0.25 %)	
	≤ ± 0.6 % of span (with non-linearity 0.25 % and with signal output 0 ... 5 V)	
	≤ ± 1.0 % of span (with non-linearity 0.5 %)	
	²⁾ Including non-linearity, hysteresis, zero point and full scale error (corresponds to error of measurement per IEC 61298-2)	
Zero offset	≤ 0.15 typ., ≤ 0.4 max. % of span (with non-linearity 0.25 %)	
	≤ 0.5 typ., ≤ 0.8 max. % of span (with non-linearity 0.5 %)	
Hysteresis	≤ 0.16 % of span	
Non-repeatability	≤ 0.1 % of span	
Long-term drift	≤ 0.1 % of span according to IEC 61298-2	
Signal noise	≤ 0.3 % of span	
Permissible temperature of		
■ Medium	0 ... +80 °C	-30 ... +100 °C optionally available
■ Ambience	0 ... +80 °C	-30 ... +100 °C optionally available
■ Storage	-20 ... +80 °C	-30 ... +100 °C optionally available
Rated temperature range	0 ... +80 °C	
Temperature error within rated temperature range	≤ 1.0 typ., ≤ 2.5 max. % of span	
RoHS-conformity	Yes	
CE-conformity		
■ Pressure equipment directive	97/23/EC	
■ EMC directive	2004/108/EC EN 61 326-2-3	
Shock resistance	500g according to IEC 60068-2-27	(mechanical shock)
Vibration resistance	10g according to IEC 60068-2-6	(vibration under resonance) (20 g on request)
Wiring protection		
■ Overvoltage protection	32 VDC; 36 VDC with 4 ... 20 mA	
■ Short-circuit proofness	Q _A towards M	
■ Reverse polarity protection	L' towards M	
Reference conditions	According to IEC 61298-1	
■ Relative humidity	45 ... 75%	
Weight	Approx. 80g	

Dimensions in mm
Pressure connections

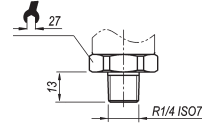
1/4" NPT



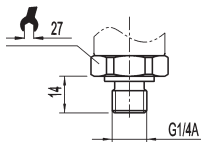
M 20 x 1,5
with sealing copper
or stainless steel



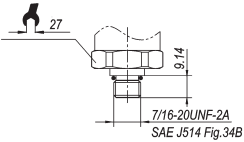
R 1/4 ISO 7



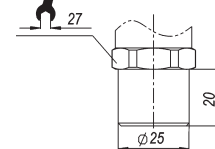
G 1/4
DIN 3852-E
with sealing NBR or FKM
over pressure safety max. 600 bar



7/16-20 UNF
with Boss O-ring FKM
max. permitted temperature
-10 ... +100 °C



G 1/4 female
EN 837
with sealing copper
or stainless steel

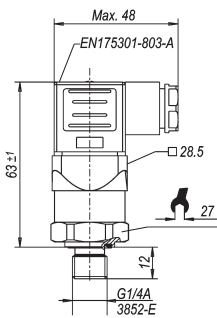


Pressure port (0.3 or 0.6 mm) and extended pressure port on request

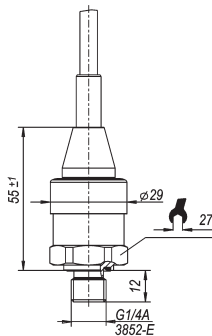
Electrical connectors

Ingress protection IP per IEC 60529. The ingress protection classes specified only apply while the pressure transmitter is connected with female connectors that provide the corresponding ingress protection.

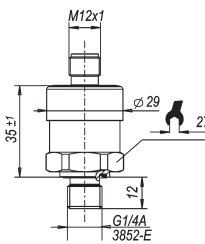
DIN 175301-803 A
L-connector
for conductor cross section up
to max. 1.5 mm²,
conductor outer diameter
6-8 mm, IP 65



Flying leads,
conductor cross section
3x 0.34 mm²,
conductor outer diameter
6.6 mm,
PUR cable - unshielded, IP 67

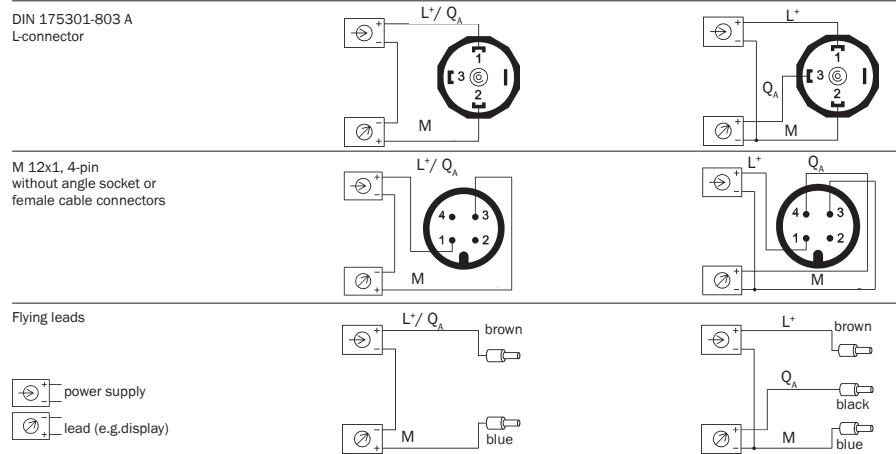


M 12x1, 4-pin
IP 67



PBT

Electrical connections



Accessories

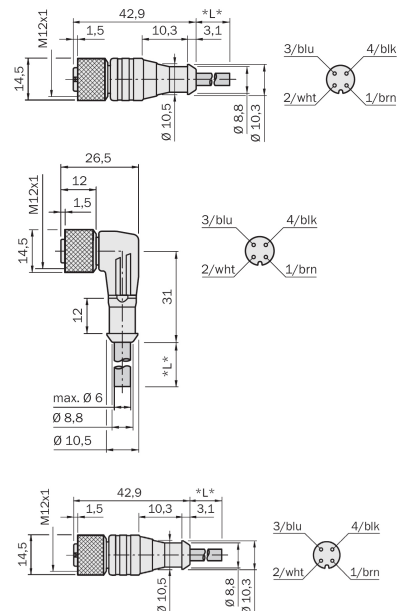
PVC circular plug-in connector, M12, 4-pin



DOL	-	12	04	-	G	02M	6009382	2 m
DOL	-	12	04	-	G	05M	6009866	5 m
DOL	-	12	04	-	G	10M	6010543	10 m
DOL	-	12	04	-	G	15M	6010753	15 m
DOL	-	12	04	-	G	20M	6034401	20 m

DOL	-	12	04	-	W	02M	6009383	2 m
DOL	-	12	04	-	W	05M	6009867	5 m
DOL	-	12	04	-	W	10M	6010541	10 m
DOL	-	12	04	-	W	15M	6036474	15 m
DOL	-	12	04	-	W	20M	6033559	20 m

DOL	-	12	04	-	G	01M	S02	6033686	1 m, coating colour gray
DOL	-	12	04	-	G	04M	S02	6033687	4 m, coating colour gray
DOL	-	12	04	-	G	05M	S02	6033688	5 m, coating colour gray
DOL	-	12	04	-	G	07M	S02	6033690	7 m, coating colour gray





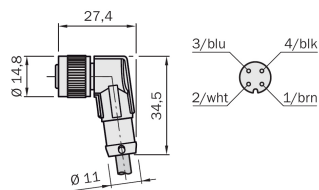
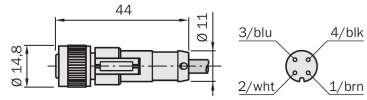
PBT

PUR circular plug-in connector M12, 4-pin

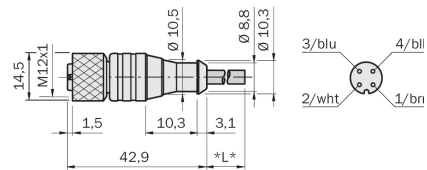


DOL	12	04	-	G	02M	C	6025900	2 m
DOL	12	04	-	G	05M	C	6025901	5 m
DOL	12	04	-	G	10M	C	6025902	10 m
DOL	12	04	-	G	15M	C	6034749	15 m
DOL	12	04	-	G	20M	C	6034750	20 m
DOL	12	04	-	G	25M	C	6034751	25 m

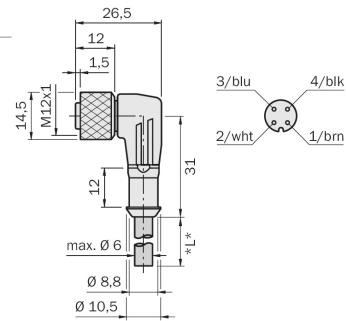
DOL	12	04	-	W	02M	C	6025903	2 m
DOL	12	04	-	W	05M	C	6025904	5 m
DOL	12	04	-	W	10M	C	6025905	10 m
DOL	12	04	-	W	15M	C	6034752	15 m
DOL	12	04	-	W	20M	C	6034753	20 m
DOL	12	04	-	W	25M	C	6034754	25 m



DOL 12 04 - G 05M D 6026250 5 m, welding spark-proof



DOL 12 04 - W 05M D 6020399 5 m, welding spark-proof



PBT

Type code	PBT																			
Pressure type																				
Gauge	R																			
Absolute	A																			
Compound	C																			
Pressure unit																				
bar	B																			
Mpa	M																			
psi	P																			
kg/cm ²	K																			
Measurement Range																				
bar / Gauge Pressure																				
0...1 bar						1	x	0												
0...1.6 bar						1	x	6												
0...2.5 bar						2	x	5												
0...4 bar						4	x	0												
0...6 bar						6	x	0												
0...10 bar						0	1	0												
0...16 bar						0	1	6												
0...25 bar						0	2	5												
0...40 bar						0	4	0												
0...60 bar						0	6	0												
0...100 bar						1	0	0												
0...160 bar						1	6	0												
0...250 bar						2	5	0												
0...400 bar						4	0	0												
0...600 bar						6	0	0												
bar / Absolute																				
0...1 bar abs						1	x	0												
0...1.6 bar abs						1	x	6												
0...2.5 bar abs						2	x	5												
0...4 bar abs						4	x	0												
0...6 bar abs						6	x	0												
0...10 bar abs						0	1	0												
0...16 bar abs						0	1	6												
0...25 bar abs						0	2	5												
bar / Compound Range																				
-1...+9 bar						0	1	0												
-1...+15 bar						0	1	6												
-1...+24 bar						0	2	5												



	PBT																			
Measurement Range																				
psi Gauge Pressure																				
0...15 psi			0	1	5															
0...25 psi			0	2	5															
0...30 psi			0	3	0															
0...50 psi			0	5	0															
0...100 psi			1	0	0															
0...160 psi			1	6	0															
0...200 psi			2	0	0															
0...300 psi			3	0	0															
0...500 psi			5	0	0															
0...1000 psi			1	K	0															
0...1500 psi			1	K	5															
0...2000 psi			2	K	0															
0...3000 psi			3	K	0															
0...5000 psi			5	K	0															
0...8000 psi			8	K	0															
psi Absolute Pressure																				
0...15 psi abs			0	1	5															
0...25 psi abs			0	2	5															
0...30 psi abs			0	3	0															
0...50 psi abs			0	5	0															
0...100 psi abs			1	0	0															
0...150 psi abs			1	5	0															
0...200 psi abs			2	0	0															
0...300 psi abs			3	0	0															
psi Compound Range																				
-30 InHg...+160 psi			1	6	0															
-30 InHg...+200 psi			2	0	0															
-30 InHg...+300 psi			3	0	0															

Anexo B

Fluxímetro

Hukseflux Thermal Sensors

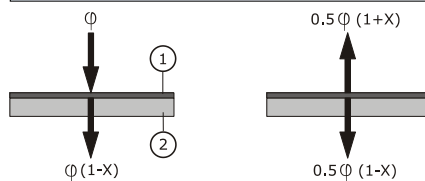


Figure 1

Explanation of the self-calibrating principle: On the left the normal situation with a heat flux ϕ . On the right, the film heater that is mounted on top (1) is activated to generate a well known heat flux ϕ . The response of the heat flux sensor is measured. In the ideal situation 50% of the generated flux ϕ would pass through the plate (typically 150 W/m^2). In case of non matching thermal conductivities, a deviation (X) will occur. The essence of this approach is that the flow is divided in an upward flow through undisturbed medium $(1+X)$ and a downward flow through the heat flux sensor (a disturbance) plus underlying medium. The $(1-X)$ signal level however, still represents a 0.5ϕ heat flux level of the normal situation of the picture on the left

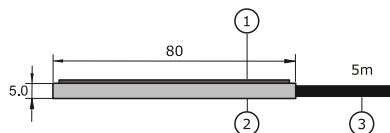


Figure 2

HFP01SC dimensions in mm: heater (1) heat flux sensor body (2), cable (3)

HFP01SC SELF-CALIBRATING HEAT FLUX SENSOR™

The HFP01SC self-calibrating heat flux sensor™ is a sensor intended for high accuracy measurement of soil heat flux. Also it offers improved quality assurance of the measurement. The on-line calibration (the Van den Bos-Hoeksema method) automatically corrects for various common errors, in particular those due to the non-perfect matching of the thermal conductivity of sensor and soil, and due to variations of the thermal conductivity of the soil caused by varying moisture content.

INTRODUCTION

HFP01SC is a combination of a heat flux sensor and a film heater. The primary purpose is to estimate the heat flux through the surrounding soil. The HFP01SC output is a voltage signal that is proportional heat flux through the sensor. The film heater that is mounted on top can be activated to perform a calibration (see figure 2), resulting in a new calibration factor that compensates for the errors made under the circumstances of that moment. Implicitly also cable connection, data acquisition and data processing are tested. Also errors due to temperature dependence and instability of the sensor are eliminated. The result is a much improved accuracy & quality assurance of the measurement (relative to conventional models such as model HFP01).

A typical measurement location is equipped with 2 sensors for good spatial averaging.

The product manual can be obtained via e-mail. Programs for the Campbell Scientific CR10X and CR1000 are available.

SUGGESTED USE

- Scientific measurement of soil heat flux.

HFP01SC SPECIFICATIONS

HEAT FLUX SENSOR SPECIFICATIONS:

Sensitivity (nominal):	50 $\mu\text{V}/\text{Wm}^2$
Resistance (nominal):	2 Ohm
Temperature range:	-30 to +70 °C
Expected accuracy:	+/- 3%

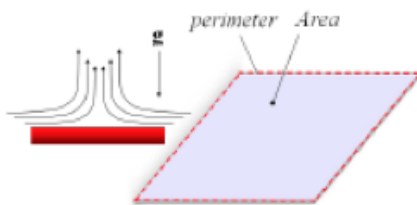
FILM HEATER SPECIFICATIONS:

Resistance (nominal):	100 Ohm
Voltage input/output:	9-15 VDC/ 0-2VDC
Duration of calibration:	± 3 min at 1.5 Watt, typically every 3 or 6 hours
Average power consumption:	0.02 or 0.04 W

Anexo C

Funções EES

FC_plate_horizontal1



The procedure `FC_plate_horizontal1(Fluid$, T_s, T_infinity, P, L : h, Nusselt, Ra)` returns the heat transfer coefficient, Nusselt number and Rayleigh number for a horizontal flat plate that is upward heated or downward cooled. The characteristic length of the plate is the ratio of the area to the perimeter. The units of the inputs and outputs depend on the unit settings in EES. Gravity is assumed to be $9.807 \text{ [m/s}^2\text{]}$.

Inputs:

`Fluid$` - string name of any fluid in the EES database. The fluid can be an ideal gas or a real fluid

`T_s` - surface temperature of the plate in [C], [K], [F], or [R].

`T_infinity` - bulk temperature of the fluid in [C], [K], [F], or [R].

`P` - ambient pressure in [Pa], [kPa], [bar], [MPa], [atm], or [psia]

`L` - characteristic length of the plate [m] or [ft], defined as the ratio of the area to the perimeter

Outputs:

`h` - heat transfer coefficient in $[\text{W/m}^2\text{-K}]$ or $[\text{Btu/hr-ft}^2\text{-R}]$

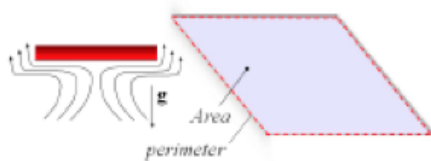
`Nusselt` - Nusselt number [-]

`Ra` - Rayleigh number [-]

Notes:

The procedure `FC_plate_horizontal1` is responsible for determining the fluid properties, and calculating the Rayleigh and Prandtl numbers. Once these values are found, the non-dimensional procedure [FC_plate_horizontal1_ND](#) is called to calculate the Nusselt number. `FC_plate_horizontal1`, in turn, uses the Nusselt number to calculate the coefficient of heat transfer as described in section 6.2.2 of [Nellis and Klein](#).

FC_plate_horizontal2



The procedure `FC_horizontal2(Fluid$, T_s, T_infinity, P, L : h, Nusselt, Ra)` returns the heat transfer coefficient, Nusselt number and Rayleigh number for a horizontal flat plate that is downward heated or upward cooled. The characteristic length of the plate is the ratio of the area to the perimeter. The units of the inputs and outputs depend on the unit settings in EES. Gravity is assumed to be $9.807 \text{ [m/s}^2\text{]}$.

Inputs:

`Fluid$` - string name of any fluid in the EES database. The fluid can be an ideal gas or a real fluid

`T_s` - surface temperature of the plate in [C], [K], [F], or [R].

`T_infinity` - bulk temperature of the fluid in [C], [K], [F], or [R].

`P` - ambient pressure in [Pa], [kPa], [bar], [MPa], [atm], or [psia]

`L` - characteristic length of the plate [m] or [ft], defined as the ratio of the area to the perimeter

Outputs:

`h` - heat transfer coefficient in $[\text{W/m}^2\text{-K}]$ or $[\text{Btu/hr-ft}^2\text{-R}]$

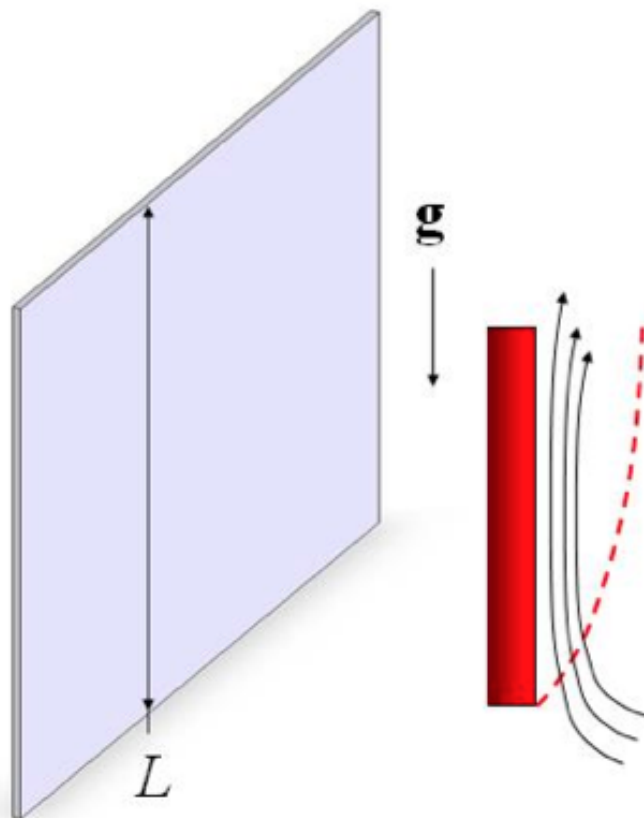
`Nusselt` - Nusselt number [-]

`Ra` - Rayleigh number [-]

Notes:

The procedure `FC_plate_horizontal2` is responsible for determining the fluid properties, and calculating the Rayleigh and Prandtl number. Once these values are found, the non-dimensional procedure [FC_plate_horizontal2_ND](#) is called to calculate the Nusselt number. `FC_plate_horizontal2`, in turn, uses the Nusselt number to calculate the coefficient of heat transfer as described in section 6.2.2 of [Nellis and Klein](#).

FC_plate_vertical



The procedure `FC_plate_vertical(Fluid$, T_s, T_infinity, P, L : h, Nusselt, Ra)` returns the heat transfer coefficient, Nusselt number and Rayleigh number for a vertical flat plate (heated or cooled) of length L in the manner described in section 6.2.2 of [Nellis and Klein](#). The width of the plate is assumed sufficiently large such that end effects may be neglected. The units of the inputs and outputs depend on the unit settings in EES. The magnitude of gravity is assumed to be $9.807 \text{ [m/s}^2\text{]}$.

Inputs:

`Fluid$` - string name of any fluid in the EES database. The fluid can be an ideal gas or a real fluid

`T_s` - surface temperature of the plate in [C], [K], [F], or [R].

`T_infinity` - bulk temperature of the fluid in [C], [K], [F], or [R].

`P` - ambient pressure in [Pa], [kPa], [bar], [MPa], [atm], or [psia]

`L` - length of the plate [m] or [ft]

Outputs:

`h` - heat transfer coefficient in $[\text{W/m}^2\text{-K}]$ or $[\text{Btu/hr-ft}^2\text{-R}]$

`Nusselt` - Nusselt number [-]

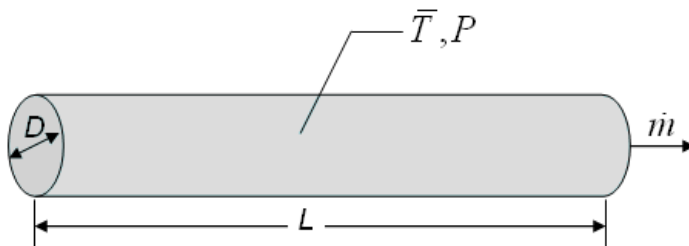
`Ra` - Rayleigh number [-]

Notes:

The procedure `FC_plate_vertical` is responsible for determining the fluid properties, and calculating the Rayleigh and Prandtl numbers. Once these values are found, the non-dimensional procedure `FC_plate_vertical_ND` is called to calculate the Nusselt number.

`FC_plate_vertical`, in turn, uses the Nusselt number to calculate the coefficient of heat transfer.

PipeFlow



Procedure PipeFlow(Fluid\$, T, P, m_dot, D, L, RelRough: h_T, h_H, DELTAP, Nusselt_T, f, Re) returns lower and upper bounds on the average heat transfer coefficient and the pressure drop for a specified mass flow rate (\dot{m}) through a circular tube of diameter D and length L . The procedure assumes simultaneous hydrodynamic and thermally developing flow as reported in Section 5.2.3 of [Nellis and Klein](#). Properties are evaluated at the bulk temperature T and pressure P , for all built-in fluids except brines, for which the concentration in mixtures with water is provided in % in place of pressure. Units of the inputs and outputs depend upon the unit settings in EES.

Inputs:

Fluid\$ can be any fluid in the EES database. The fluid can be an ideal gas, a real fluid, a brine, or a fluid from the Solid-Liquid property library.

T - the bulk temperature of the fluid in [C], [K], [F], or [R].

P - pressure can be in [Pa], [kPa], [bar], [MPa], [atm], or [psia]. (Note that for brines, this parameter provides the concentration in %)

m_dot - mass flow rate in [kg/s], or [lbm/hr]

D - diameter of the tube in [m] or [ft]

L - length of the tube in [m] or [ft]

RelRough - the ratio of the dispersions on the wall of the tube to the tube diameter (must be between 0 and 0.05)

Outputs (all but the first output are optional):

h_T - heat transfer coefficient in [W/m²-K] or [Btu/hr-ft²-R] assuming that the pipe wall is at constant temperature (lower bound)

h_H - heat transfer coefficient in [W/m²-K] or [Btu/hr-ft²-R] assuming a constant heat flux at the pipe wall (upper bound)

DELTAP - pressure difference between the inlet and outlet of the pipe in the pressure units set in the EES Unit System dialog

Nusselt_T - Nusselt number (determined for a constant temperature wall) [-]

f - friction factor [-]

Re - Reynolds number [-]

Notes

This procedure calculates the Reynolds and Prandtl numbers and then calls [PipeFlow_N](#).

Two values of the heat transfer coefficient are returned. The first, h_T is determined assuming that the wall is at constant temperature. The second is determined assuming that the wall is subjected to a constant heat flux. For laminar flow, these values should provide lower and upper bounds on the heat transfer coefficient. For turbulent flow, these values are identical.

The procedure will determine if the flow is laminar or turbulent. Transitional flow is assumed to occur for Reynold's numbers between 2300 and 3000 and interpolation is applied between the laminar and turbulent correlations. The ratio of L/D is used to apply a developing flow correction based on simultaneous hydrodynamic and thermal development; set L to a large number if developing flow corrections are not applicable.

```
Le/D=4,4*Re^(1/6)

T=ConvertTEMP(C;K;66)           "average temperature of fluid in pipe"
P=9,14 [bar]*convert(bar;kPa)   "pressure of air in pipe"
m_dot=0,01262 [kg/s]           "flow rate"
D= 0,25[inch]*convert(inch;m)   "pipe diameter"
L=25 [cm]*convert(cm; m)       "pipe length"
RelRough=0,00                   "relative roughness"

call PipeFlow('Air'; T; P; m_dot; D; L; RelRough; h_T; h_H; DELTAP; Nusselt_T; f; Re)
```

Figura C.1: Cálculo do comprimento de entrada

```

P_1=1,53
P_2=1,53
P_3=9,14
P_4=9,14
P_5=9,09
P_6=P_sat(R134a;T=T_6)
P_8=Pressure(R134a;h=h_8;T=T_8)
P_9=1,535
"maior ou = P_2"

T_1=-6,33
T_2=-6,01
T_3=62,89
T_4=36
T_5=35,83
T_6=31,08
T_7=26,93
T_8=13,88
T_9=Temperature(R134a;P=P_9;x=x_9)
"maior ou = P_1"
"trocado com T_2"

x_9=Quality(R134a;P=P_9;h=h_9)
x_8=Quality(R134a;P=P_8;h=h_8)
x_6=Quality(R134a;P=P_6;h=h_6)

h_1=Enthalpy(R134a;T=T_1;P=P_1)
h_2=Enthalpy(R134a;T=T_2;P=P_2)
h_3=Enthalpy(R134a;T=T_3;P=P_3)
h_3s=Enthalpy(R134a;P=P_3;s=s_2)
h_4=Enthalpy(R134a;T=T_4;P=P_4)
h_5=Enthalpy(R134a;T=T_5;P=P_5)
h_6=h_5
h_8=h_9
"entalpia da evolução isentropica"

s_2=Entropy(R134a;T=T_2;P=P_2)
s_3=Entropy(R134a;T=T_3;P=P_3)

cp_2=Cp(R134a;T=T_2;P=P_2)
cp_6=Cp(R134a;T=T_6;x=0)
"ees nao determina cp para estado com dupla fase"

W_dot_compressor=m_dot*(h_3-h_2)*0,9
W_dot_compressor=0,55213
"calculo de m_dot"

Q_dot_condensador=m_dot*(-h_4+h_3)
Q_dot_condensador=W_dot_compressor+Q_dot_evaporador
"calculo de Q_dot_evaporador"

Q_dot_evaporador=m_dot*(h_1-h_9)
"calculo de h_9"

epsilon_permutador=((cp_6/cp_2)*(T_2-T_1)/(T_6-T_1))*100
"eficiencia do permutador"
|
eta_comp_is=(h_3s-h_2)/(h_3-h_2)*100
"rendimento isentropico do compressor"

COP_MF=Q_dot_evaporador/W_dot_MF

Q_dot_filtro=m_dot*(h_5-h_4)*convert(kW;W)

W_dot_agitador=0,06032

W_dot_ventilador=0,058

W_dot_MF=W_dot_compressor+W_dot_ventilador

```

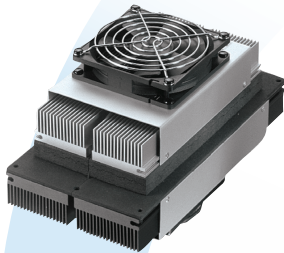
Figura C.2: Código da análise e determinação dos pontos do ciclo

Anexo D

Peltier



Innovative Technology
for a Connected World



AA PowerCool Series, AA-100-24-22 Thermoelectric Assembly

POWERCOOL SERIES AIR-TO-AIR THERMOELECTRIC ASSEMBLY

The AA PowerCool Series is an Air-to-Air thermoelectric assembly (TEA) that uses impingement flow to transfer heat. It offers dependable, compact performance by cooling objects via convection. Heat is absorbed and dissipated thru high density heat exchangers equipped with air ducted shrouds and brand name fans. The thermoelectric modules are custom designed to achieve a high coefficient of performance (COP) to minimize power consumption. This product series is available in a wide range of cooling capacities and voltages. Custom configurations and moisture protection options are available, however, MOQ applies.

FEATURES

- Compact design
- Precise temperature control
- Reliable solid-state operation
- DC operation
- RoHS compliant

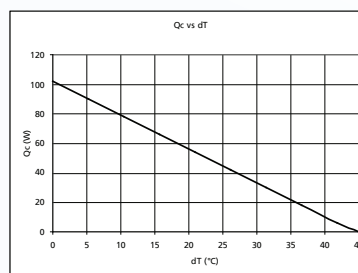
APPLICATIONS

- Analytical instrumentation
- Medical diagnostics
- Photonics laser systems
- Industrial instrumentation
- Food and beverage cooling

Specifications

Cooling Power Q _{cmax} (W)	102
Running Current (A)	5.6
Startup Current (A)	6.6
Nominal Voltage (V)	24
Max Voltage (V)	30
Power Input (W)	134
Operating Temperature (°C)	-10 to 50
Weight (kg)	4.0
MTBF (fans – hrs)	40,000
Performance Tolerance	±10%

PERFORMANCE CURVE



global solutions: local support.™

Americas: +1.888.246.9050

Europe: +46.31.704.67.57

Asia: +86.755.2714.1166

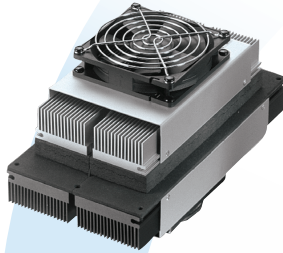
CLV-customerservice@lairdtech.com

www.lairdtech.com/thermal



Innovative Technology
for a Connected World

AA PowerCool Series, AA-100-24-22 Thermoelectric Assembly



POWERCOOL SERIES AIR-TO-AIR THERMOELECTRIC ASSEMBLY

The AA PowerCool Series is an Air-to-Air thermoelectric assembly (TEA) that uses impingement flow to transfer heat. It offers dependable, compact performance by cooling objects via convection. Heat is absorbed and dissipated thru high density heat exchangers equipped with air ducted shrouds and brand name fans. The thermoelectric modules are custom designed to achieve a high coefficient of performance (COP) to minimize power consumption. This product series is available in a wide range of cooling capacities and voltages. Custom configurations and moisture protection options are available, however, MOQ applies.

FEATURES

- Compact design
- Precise temperature control
- Reliable solid-state operation
- DC operation
- RoHS compliant

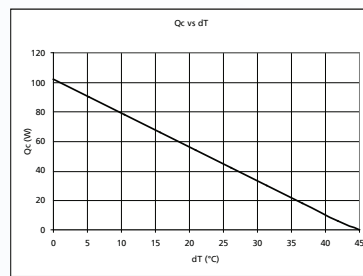
APPLICATIONS

- Analytical instrumentation
- Medical diagnostics
- Photonics laser systems
- Industrial instrumentation
- Food and beverage cooling

Specifications

Cooling Power Q_{cmax} (W)	102
Running Current (A)	5.6
Startup Current (A)	6.6
Nominal Voltage (V)	24
Max Voltage (V)	30
Power Input (W)	134
Operating Temperature (°C)	-10 to 50
Weight (kg)	4.0
MTBF (fans – hrs)	40,000
Performance Tolerance	±10%

PERFORMANCE CURVE



global solutions: local support

Americas: +1.888.246.9050

Europe: +46.31.704.67.57

Asia: +86.755.2714.1166

CLV-customerservice@lairdtech.com

www.lairdtech.com/thermal