



Universidade do Porto

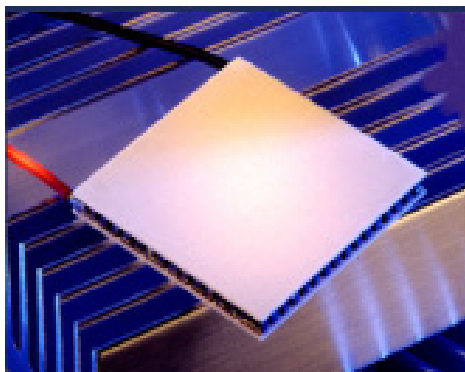
FEUP Faculdade de
Engenharia

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA LOCALIZAÇÃO DA FONTE FRIA
DE UMA PILHA TERMOELÉCTRICA E DO TERMÓSTATO, NO
COMPORTAMENTO TÉRMICO DE UMA CAIXA FRIGORÍFICA.

Nuno Alexandre Machado Batista Ribeiro

RELATÓRIO DO PROJECTO FINAL DO MIEM

ORIENTADOR: PROF. CLITO FÉLIX ALVES AFONSO



Fevereiro de 2009

Resumo

Nos últimos anos têm vindo a ser desenvolvidos, por várias empresas que usam tecnologia de ponta, sistemas termoeléctricos de refrigeração. O seu uso justifica-se em ambientes e locais onde a compactidade, o baixo peso, e as dificuldades ou impossibilidade por vezes na aplicação de sistemas convencionais de refrigeração, são importantes. A *NASA* e a *ESA*, entre outras, são disso exemplo. A *Estação Espacial Internacional (ISS)* faz recurso a estes sistemas de refrigeração no interior dos módulos.

O objectivo do trabalho é estudar a influência da localização da fonte fria de uma pilha termoeléctrica (módulo termoeléctrico) e do termóstato, no comportamento térmico de uma caixa frigorífica. O processo de estudo envolve várias fases. São elas:

- Dimensionar uma caixa frigorífica com um tamanho arbitrado;
- Calcular as cargas térmicas envolvidas e temperaturas através do uso das equações de transferência de calor;
- Dimensionar o módulo termoeléctrico para as necessidades em causa;
- Estudar através de simulação computacional (*FLUENT*) várias possíveis localizações do módulo termoeléctrico;
- Tirar conclusões;

De dois casos analisados, o que melhor se adapta é provavelmente os módulos serem colocados na parte superior da caixa frigorífica. O resultado das simulações não foi conclusivo mas a teoria, e alguns casos práticos de aparelhos apontam que se consiga um melhor desempenho se os módulos termoelétricos forem colocados no topo.

Este estudo não teve em consideração vários factores para poder simplificar o processo de simulação, como por exemplo a existência de infiltrações. Contudo, serve de indicação a uma prossecução de um novo trabalho de carácter experimental para confirmar e validar resultados. É necessário construir a caixa frigorífica, colocar o módulo nas várias posições e medir com recurso a termopares para melhor esclarecer a sua aplicação. O uso de *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*) permite apontar direcções que muitas vezes se mostram certas quando comparados com casos experimentais reais. O que permite reduzir custos. A inexperiência neste tipo de matérias e a dificuldade em materializar o problema em causa comprometeu de certa maneira os resultados, que não foram conclusivos. Só a validação experimental poderá confirmar.

Agradecimentos

Quero agradecer ao Professor Eduardo G. Oliveira Fernandes pela compreensão, o que me ajudou a ultrapassar momentos difíceis na realização deste trabalho. Agradeço ao meu orientador, o Professor Clito F. A. Afonso pela ajuda e paciência dispensadas. Quero agradecer ao Professor Manuel Dias de Castro que gentilmente me concedeu várias vezes ajuda em dúvidas que tive. Um grande agradecimento ao Dr. Szabolcs Varga pelo apoio e grande ajuda no *software FLUENT*.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Termoelectricidade	1
1.1.1	Módulo termoelétrico	1
1.2	Objectivo	3
1.3	Ferramentas informáticas	3
2	Metodologia	4
2.1	Método	4
2.2	Dimensionamento da caixa frigorífica	4
2.3	Condições de temperatura	7
2.4	Cálculo das resistências térmicas	8
2.4.1	Transferência de calor por condução nas paredes	9
2.4.2	Transferência de calor por convecção entre as paredes e o ar	9
2.4.3	Transferência de calor por radiação	12
2.4.4	Cálculo da espessura do isolamento	12
2.4.5	Cálculo dos vários coeficientes de convecção e radiação das placas	13
2.5	Cálculo da Potência a retirar do espaço	16
2.5.1	Fluxo de calor que atravessa as placas	16
2.5.2	Potência a retirar do espaço	16
2.6	Dimensionamento do módulo termoelétrico	17
2.7	Construção da malha no <i>GAMBIT</i>	19
2.7.1	Dois casos distintos	21
2.8	Simulações no <i>FLUENT</i>	23
2.8.1	Modelo de <i>Boussinesq</i>	23
2.8.2	Simulações	24
3	Resultados	26
3.1	Resultados das simulações	26
3.2	Comentário aos resultados	30

4	Conclusões	31
4.1	Trabalhos Futuros	31

Lista de Figuras

1.1	Módulo termoelétrico.	2
1.2	Arrefecimento de um componente electrónico.	2
2.1	Esquema da caixa frigorífica.	5
2.2	Vista do interior da caixa frigorífica.	6
2.3	Esquema das paredes.	7
2.4	Esquema das resistências térmicas.	8
2.5	Programa de cálculo das propriedades do ar.	14
2.6	Programa que calcula as temperaturas de cada placa e fluxo de calor.	15
2.7	Gráfico de performance de um módulo para $T_H = 65^\circ\text{C}$	18
2.8	Conjunto termoelétrico completo.	20
2.9	Gráfico de performance do conjunto A45.	21
2.10	Formação da malha com módulos a meio da altura.	22
2.11	Malha finalizada com módulos a meio da altura.	22
2.12	Formação da malha com módulos na placa topo.	23
2.13	Malha finalizada com módulos na placa topo.	24
2.14	Imagem de uma simulação a decorrer.	25
3.1	Temperatura do ar interior do frigorífico.	27
3.2	Temperatura das paredes do frigorífico e módulos.	27
3.3	Velocidade do ar interior.	28
3.4	Temperatura do ar interior do frigorífico.	28
3.5	Temperatura das paredes do frigorífico e módulos.	29
3.6	Velocidade do ar interior.	29

Lista de Tabelas

2.1	Medidas da caixa frigorífica.	5
2.2	Áreas das várias superfícies.	6
2.3	Temperaturas arbitradas.	7
2.4	Valores de C e n para placa de topo.	11
2.5	Valores de C e n para placa de base.	11
2.6	Valores de C e n para as placas verticais.	12
2.7	Dados dos materiais.	12
2.8	Valores dos coeficientes de convecção e radiação.	15
2.9	Valores das temperaturas nas várias placas.	15
2.10	Valores dos fluxos de calor que atravessam as placas.	16

Capítulo 1

Introdução

1.1 Termoelectricidade

Os sistemas termoelétricos têm vindo a ser aplicados há vários anos graças ao trabalho efectuado por dois cientistas no século XIX, *Thomas Seebeck* e *Jean Peltier*. *Seebeck* descobrira que se aplicasse um gradiente de temperatura, a dois condutores de materiais diferentes, gerava-se uma corrente eléctrica na superfície de contacto dos dois materiais. Por sua vez, *Peltier*, reparara que se fizesse percorrer em dois terminais, de materiais diferentes, uma corrente eléctrica, isso fazia com que removesse ou absorvesse calor na superfície de contacto dos dois materiais.

Apesar de tudo, só na segunda metade do século XX com o avanço da tecnologia dos semicondutores é que as aplicações práticas destas descobertas começaram a tornar-se realidade. Surgiram novas técnicas, capazes de darem forma a dispositivos termoelétricos eficientes para serem usados em sistemas de arrefecimento, aquecimento e também, poderem gerar corrente contínua para alimentar certos dispositivos, através de técnicas especiais de aproveitamento do calor gerado pelos próprios módulos em funcionamento.

1.1.1 Módulo termoelétrico

Um módulo termoelétrico é basicamente um conjunto de centenas de pequenos materiais semicondutores conjugados electricamente de forma que apresentam sucessivas cargas positivas (P) e negativas (N) combinadas entre si, e em que numa face da superfície do módulo se forma uma superfície com uma temperatura inferior à temperatura ambiente, o que fará absorver calor. Enquanto que na face oposta, a superfície vai aquecer acima da temperatura ambiente para poder trocar calor com o meio circundante, conforme se poderá ver na Figura 1.1.

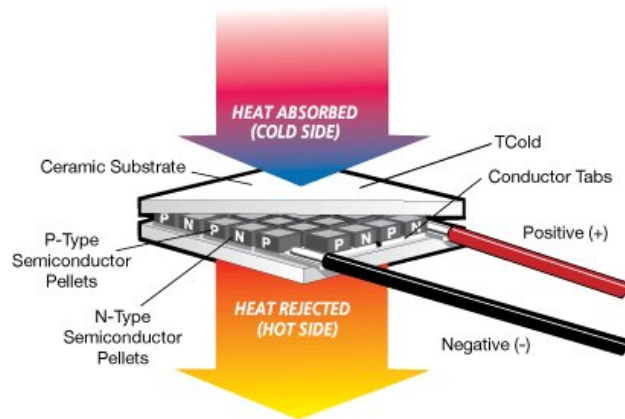


Figura 1.1: Módulo termoelétrico.

O módulo é alimentado através de corrente contínua e tensões baixas, na ordem dos 12-24 V. O rendimento é muito variável conforme a aplicação e as condições de funcionamento. Mas esperam-se rendimentos muito baixos face aos sistemas tradicionais de refrigeração.

Para se realizar um sistema de arrefecimento é necessário juntar mais alguns componentes. O módulo isoladamente não funcionaria. Nas duas faces poderão ser acopladas duas alhetas ou, uma alheta numa face, estando a outra face em contacto directo com a superfície ou componente a arrefecer, análogo ao que se encontra em alguns sistemas de arrefecimento de processadores de computador, para intensificar a transferência de calor, Figura 1.2. Isoladamente, em funcionamento, o módulo termoelétrico não consegue remover ou absorver calor e acabaria por queimar.

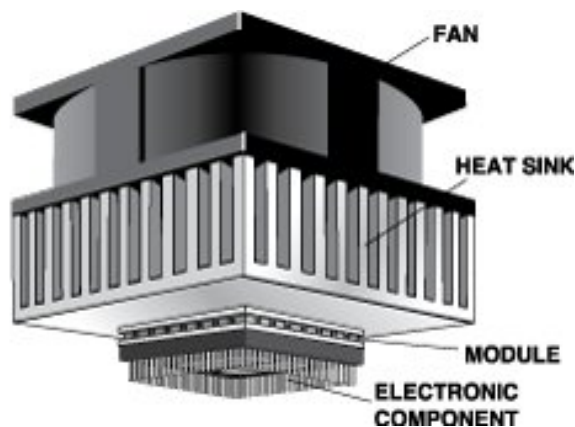


Figura 1.2: Arrefecimento de um componente electrónico.

1.2 Objectivo

Dimensionar e projectar uma caixa frigorífica com recurso a módulos termoeléctricos, e estudar a influência da localização da fonte fria com vista à obtenção de melhores resultados e aproveitamento energético.

1.3 Ferramentas informáticas

Este estudo foi efectuado com recurso a várias ferramentas informáticas. Parte do cálculo foi efectuado com recurso à programação de vários *scripts* em *Python*¹, o que permitiu reduzir bastante tempo em várias interpolações e ajustes nos parâmetros que teriam de ser realizados. Por um lado houve um esforço e tempo investidos na programação mas que veio a verificar-se compensador comparativamente com vários tipos de *software* de cálculo vulgares.

Foi necessário arbitrar as dimensões da caixa frigorífica, assim como os materiais, as condições de temperatura, interior e exterior.

As simulações dos resultados fizeram-se através do uso de Mecânica dos Fluidos Computacional (*CFD*²) com o *software* comercial *FLUENT*.

Numa primeira fase é realizado o pré-processamento através dum aplicativo, o *GAMBIT*. É criado um desenho da caixa frigorífica com os módulos acoplados, e construída uma malha para depois ser importada pelo *FLUENT*. O programa realiza então várias simulações do ambiente interior do frigorífico dando uma ideia de como evolui a temperatura, como se de um caso experimental real se tratasse.

¹Python é uma linguagem de programação interpretada.

²Do inglês Computational Fluid Dynamics.

Capítulo 2

Metodologia

2.1 Método

A fase inicial do estudo partiu da base dum trabalho de investigação já efectuado pelo Prof. Clito Afonso sobre *infiltrações em frigoríficos domésticos*. Como base de trabalho para o método a desenvolver, permitiu perceber como foram calculadas as cargas térmicas envolvidas, assim como as resistências térmicas. Conhecimentos esses que já foram apreendidos em disciplinas no decorrer do curso.

Seguidamente foi necessário projectar a caixa frigorífica. Este processo envolveu várias fases:

- Arbitrar as medidas da caixa;
- Arbitrar as temperaturas das paredes, do ar interior e exterior;
- Calcular as resistências e cargas térmicas envolvidas e temperaturas das interfaces através do uso das equações de transferência de calor;
- Dimensionar o módulo termoeléctrico para as necessidades em causa;

Durante todo este processo foi necessário fazer várias aproximações, pois carecia de dados experimentais.

2.2 Dimensionamento da caixa frigorífica

Começou por se arbitrar as medidas da caixa, Tabela 2.1.

Fez-se então um desenho ilustrativo com as várias superfícies. A caixa é caracterizada por 4 superfícies verticais, de áreas iguais, que foram designadas por: superfície frontal (*SFR*); superfície trazeira (*STR*); superfície lateral

Tabela 2.1: Medidas da caixa frigorífica.

altura[m]	largura[m]	comprimento[m]
1.5	1.0	1.0

direita (*SLD*) e superfície lateral esquerda (*SLE*). E ainda, duas superfícies horizontais designadas por: superfície de topo (*ST*) e superfície de base (*SB*), Figuras 2.1 e 2.2.

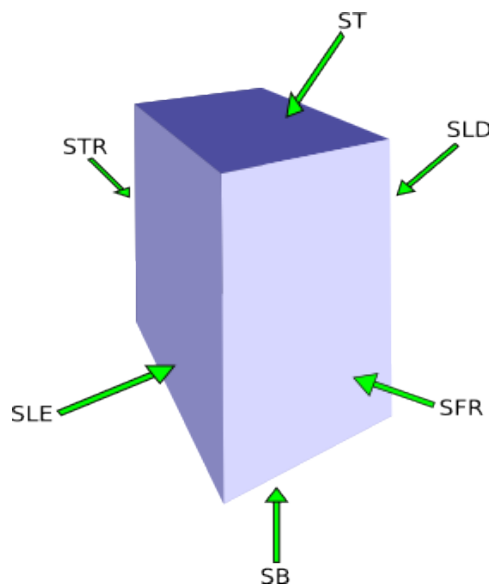


Figura 2.1: Esquema da caixa frigorífica.

É importante caracterizar todas as áreas. Verifica-se que as 4 áreas verticais são todas iguais, $A_v = 1,5 \text{ m}^2$, e as áreas horizontais, topo e base, são também iguais entre si, $A_t = A_b = 1,0 \text{ m}^2$, Tabela 2.2.

Chegando a este ponto, é altura de escolher os materiais. Tendo por base os trabalhos de investigação já efectuados, decidiu-se usar para o isolamento espuma de *poliuretano* e para os revestimentos, interior e exterior, *acrílico*. Normalmente, os revestimentos são feitos em chapa de aço. Mas por razões práticas, que veremos mais adiante, optou-se por *acrílico*. Na Figura 2.3, podemos ver o esquema das paredes do frigorífico, com os materiais envolvidos assim como um esquema simplificado das resistências térmicas no processo. As espessuras e_1 e e_3 referem-se ao revestimento em *acrílico*, enquanto que e_2 é referente ao isolamento em *poliuretano*. A temperatura exterior é representada por T_e , a interior por T_i . Ao passo que T_1 representa

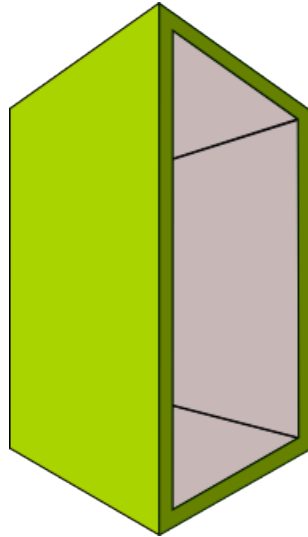


Figura 2.2: Vista do interior da caixa frigorífica.

Superfície	Área [m^2]
ST - topo	1.0
SB - base	1.0
SFR - frontal	1.5
STR - trazeira	1.5
SLD - lateral direita	1.5
SLE - lateral esquerda	1.5

Tabela 2.2: Áreas das várias superfícies.

a temperatura da parede exterior e T_4 a interior. As temperaturas T_2 e T_3 representam as temperaturas nas duas interfaces *acrílico-poliuretano*.

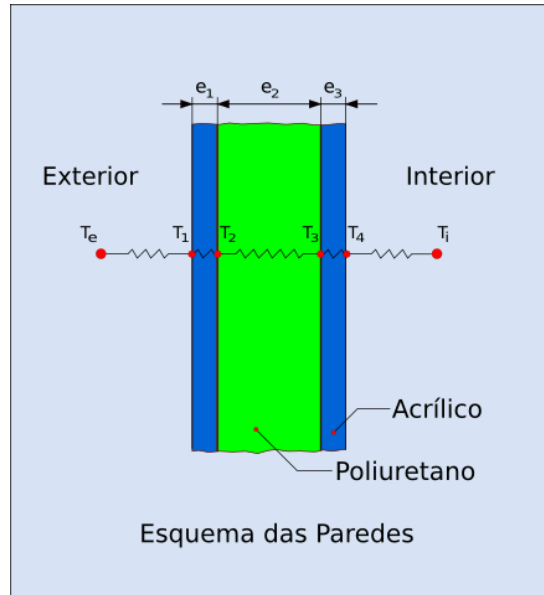


Figura 2.3: Esquema das paredes.

2.3 Condições de temperatura

Para poder calcular as necessidades de arrefecimento foi necessário definir as temperaturas envolvidas, Tabela 2.3. Arbitrou-se a temperatura do ar interior do frigorífico, $T_i = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, e a temperatura do ar exterior, $T_e = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Arbitraram-se também as temperaturas das superfícies das paredes interior, $T_4 = 6 \text{ }^\circ\text{C}$, e exterior, $T_1 = 19 \text{ }^\circ\text{C}$.

Superfície/Meio	Temperatura [$^\circ\text{C}$]
T_e , temperatura do ar exterior	20
T_i , temperatura do ar interior	5
T_1 , temperatura da parede exterior	19
T_4 , temperatura da parede interior	6

Tabela 2.3: Temperaturas arbitradas.

2.4 Cálculo das resistências térmicas

Como existe um gradiente térmico entre o exterior e o interior do frigorífico, vai haver um fluxo de calor do exterior para o interior. Não existir trocas de calor por convecção entre as paredes exteriores da caixa e o ar envolvente. E trocas de calor por radiação, entre as paredes exteriores e a envolvente. Assim como no interior. Existem trocas de calor por convecção entre as paredes e o ar interior e por radiação entre as paredes entre si. Há ainda transferência de calor por condução entre as camadas de *acrílico* e *poliuretano*. Isto é, entre as temperaturas T_1 e T_4 da Figura anterior(2.3). É importante referir, que na Figura em causa, as resistências de convecção e radiação entre os pontos¹ T_e e T_1 , e T_4 e T_i estão representadas como sendo uma só resistência que engloba os dois casos. Isto é, radiação e convecção, conforme Figura 2.4.

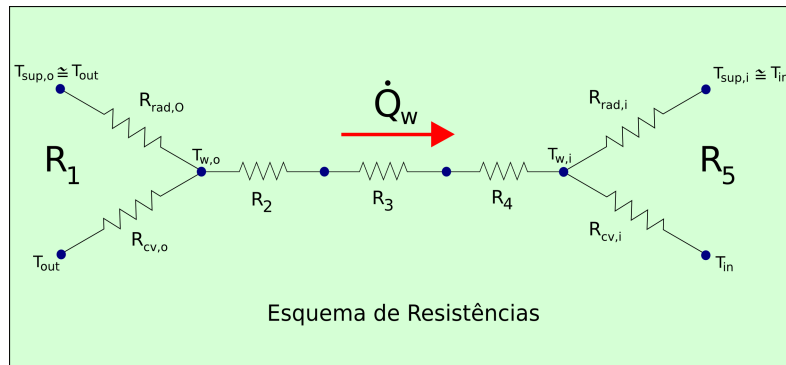


Figura 2.4: Esquema das resistências térmicas.

Importa então definir a resistência térmica total, R_t :

$$R_t = (R_1 + R_2 + R_4 + R_5) + R_3 \quad (2.1)$$

sendo R_3 :

$$R_3 = \frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}} \quad (2.2)$$

As resistências R_2 , R_3 , e R_4 são resistências de condução. E R_1 e R_5 representam resistências de convecção e radiação juntas. A resistência R_3 (isolamento) está destacada porque ela própria vai ser a nossa incógnita. Não sabemos que espessura de isolamento usar ainda. Para o valor da resistência

¹Simbolicamente representados como temperaturas.

total, R_t , foi admitido o mesmo valor dos trabalhos de base². A variação não será significativa e para o cálculo serve. O erro iria ser muito pequeno. Esse valor é de $R_t = 3,3 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$.

2.4.1 Transferência de calor por condução nas paredes

A potência calorífica que atravessa as paredes por condução é dada pela expressão 2.3.

$$\dot{Q}_{cond} = \lambda \cdot A \frac{\Delta T}{e} \quad (W) \quad (2.3)$$

Sendo a resistência de condução, R_{cond} , dada por:

$$R_{cond} = \frac{e}{\lambda \cdot A} \quad (K/W) \quad (2.4)$$

vem,

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{\Delta T}{R_{cond}} \quad (W) \quad (2.5)$$

onde,

e - espessura do material, (m)

λ - condutibilidade térmica do material, (W/mK)

A - área da superfície, (m^2)

2.4.2 Transferência de calor por convecção entre as paredes e o ar

A potência calorífica que atravessa as paredes por convecção é dada pela expressão 2.6.

$$\dot{Q}_{conv} = \alpha \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad (W) \quad (2.6)$$

onde,

α_{conv} - coeficiente de convecção, (W/m^2K)

A_s - área da superfície que contacta com o ar, (m^2)

T_s - temperatura da superfície, ($^\circ\text{C}$)

T_∞ - temperatura do fluido afastada da superfície, ($^\circ\text{C}$)

²Cf. Bibliografia

sendo a resistência de convecção definida como:

$$R_{conv} = \frac{1}{\alpha_{conv} \cdot A_s} \quad (K/W) \quad (2.7)$$

onde,

α_{conv} - coeficiente de convecção do ar, (W/m^2K)
 A_s - área da superfície de convecção, (m^2)

A potência pode ser reescrita como:

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{\Delta T}{R_{conv}} \quad (W) \quad (2.8)$$

O coeficiente de convecção, α_{conv} , é calculado pela seguinte expressão:

$$\alpha_{conv} = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{L_{ref}} \quad (W/m^2K) \quad (2.9)$$

onde,

λ_f - condutibilidade térmica do ar, (W/mK)
 L_{ref} - comprimento característico da geometria da superfície, (m)
 Nu - Número de Nusselt

O número de Nusselt (adimensional), Nu , é calculado através de:

$$Nu = C \cdot (Ra)^n \quad (2.10)$$

Os valores de C e n são constantes e dependem da geometria, como veremos mais à frente, e do regime, caracterizado através do número de Rayleigh (adimensional). O número de Rayleigh é dado por:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot (L_{ref})^3}{\nu^2} Pr \quad (2.11)$$

onde,

g - aceleração da gravidade, (m/s^2)
 β - coeficiente de expansão térmica, (K^{-1})
 T_s - temperatura da superfície, $(^\circ C)$
 T_∞ - temperatura do fluido afastado da superfície, $(^\circ C)$
 L_{ref} - comprimento característico da geometria da superfície, (m)

ν - viscosidade cinemática do fluido, (m^2/s)
 P_r - Número de Prandtl

Cálculo dos coeficientes C e n para a placa de topo

No caso da placa de topo, o comprimento característico é dado por:

$$L_{ref} = \frac{A}{P} \quad (m) \quad (2.12)$$

Os valores de C e n encontram-se na tabela 2.4, estando o número de Rayleigh compreendido entre, $10^5 < Ra_{Lref} < 10^{10}$.

C	n
0,27	1/4

Tabela 2.4: Valores de C e n para placa de topo.

Cálculo dos coeficientes C e n para a placa de base

No caso da placa de base, o comprimento característico é dado por:

$$L_{ref} = \frac{A}{P} \quad (m) \quad (2.13)$$

Os valores de C e n encontram-se na tabela 2.5.

Ra_{ref}	C	n
$10^4 < Ra_{Lref} < 10^7$	0,54	1/4
$10^7 < Ra_{Lref} < 10^{11}$	0,15	1/3

Tabela 2.5: Valores de C e n para placa de base.

Cálculo dos coeficientes C e n para as placas verticais

No caso das placas verticais, o comprimento característico é dado por:

$$L_{ref} = L \quad (m) \quad (2.14)$$

Os valores de C e n encontram-se na tabela 2.6.

Ra_{ref}	C	n
$10^4 < Ra_{Lref} < 10^9$	0,59	1/4
$10^9 < Ra_{Lref} < 10^{13}$	0,10	1/3

Tabela 2.6: Valores de C e n para as placas verticais.

2.4.3 Transferência de calor por radiação

A potência calorífica trocada por radiação é dada pela expressão 2.15.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_p^4 - T_{sup}^4) \quad (W) \quad (2.15)$$

em que, $\sigma = 5,729 \times 10^{-8} (W/m^2K^4)$ é o coeficiente de Stefan-Boltzmann. Para a emissividade, ε , admitiu-se um valor na ordem dos 0,7. T_p , representa a temperatura da superfície (parede), T_{sup} , a temperatura da envolvente, e A_s a área da superfície (parede).

A expressão 2.15 pode ser reescrita, da mesma forma que as expressões 2.5 e 2.8:

$$\dot{Q}_{rad} = \frac{\Delta T}{R_{rad}} \quad (W) \quad (2.16)$$

em que, $\Delta T = T_p - T_{sup}$, e a resistência de radiação definida como:

$$R_{rad} = \frac{1}{\alpha_{rad} \cdot A_s} \quad (K/W) \quad (2.17)$$

onde, o coeficiente de radiação, α_{rad} , é dado pela expressão 2.18, (W/m^2K)

$$\alpha_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_p + T_{sup})(T_p^2 + T_{sup}^2) \quad (W/m^2K) \quad (2.18)$$

2.4.4 Cálculo da espessura do isolamento

Tendo em conta os valores da tabela 2.7 e as expressões definidas anteriormente, é necessário calcular a espessura do isolamento, e_{isol} .

Material	$\lambda, [W/mK]$	$e, [m]$
Acrílico	0,19	0,002
Poliuretano	0,027	<i>a calcular</i>

Tabela 2.7: Dados dos materiais.

Obteve-se então a espessura de poliuretano, $e = 5 \text{ cm}$.

2.4.5 Cálculo dos vários coeficientes de convecção e radiação das placas

Nesta fase, é necessário determinar os vários coeficientes de convecção e de radiação das placas verticais e horizontais. Para isso, recorreu-se à análise do fluxo de calor que atravessa as placas. Verifica-se que:

$$\dot{q}_{cv+rad,e} = \dot{q}_1 \quad (W/m^2) \quad (2.19)$$

$$\dot{q}_1 = \dot{q}_2 \quad (W/m^2) \quad (2.20)$$

$$\dot{q}_2 = \dot{q}_3 \quad (W/m^2) \quad (2.21)$$

$$\dot{q}_3 = \dot{q}_{cv+rad,i} \quad (W/m^2) \quad (2.22)$$

O fluxo $\dot{q}_{cv+rad,e}$ é o somatório dos fluxos de calor por convecção e radiação exteriores. Assim como o fluxo $\dot{q}_{cv+rad,i}$ representa a soma dos fluxos de convecção e radiação interiores. Os fluxos \dot{q}_1 , \dot{q}_2 e \dot{q}_3 representam o fluxo de calor por condução que atravessa as placas.

Assim, podemos reescrever as Equações (2.19), (2.20), (2.21) e (2.22):

$$(\alpha_{cv,e} + \alpha_{rad,e}) \cdot (T_e - T_1) = \left(\frac{\lambda_1}{e_1} \right) \cdot (T_1 - T_2) \quad (W/m^2) \quad (2.23)$$

$$\left(\frac{\lambda_1}{e_1} \right) \cdot (T_1 - T_2) = \left(\frac{\lambda_2}{e_2} \right) \cdot (T_2 - T_3) \quad (W/m^2) \quad (2.24)$$

$$\left(\frac{\lambda_2}{e_2} \right) \cdot (T_2 - T_3) = \left(\frac{\lambda_3}{e_3} \right) \cdot (T_3 - T_4) \quad (W/m^2) \quad (2.25)$$

$$\left(\frac{\lambda_3}{e_3} \right) \cdot (T_3 - T_4) = (\alpha_{cv,i} + \alpha_{rad,i}) \cdot (T_4 - T_i) \quad (W/m^2) \quad (2.26)$$

Para resolver as equações anteriores (2.23 a 2.26) é necessário conhecer os valores dos coeficientes de convecção exterior, $\alpha_{cv,e}$, convecção interior, $\alpha_{cv,i}$, e os coeficientes de radiação exterior, $\alpha_{rad,e}$, e interior, $\alpha_{rad,i}$. Como seria necessário fazer várias interpolações entre as várias temperaturas, e entre várias propriedades, optou-se por fazer primeiro um programa em *Python*

com as propriedades do ar, Figura 2.5. Basicamente, consiste numa biblioteca com as tabelas do ar, fornecidas na disciplina de transferência de calor. Poupança imenso trabalho.

A linguagem *Python* permite a criação rápida de pequenos programas, ou *scripts*, com excelentes aplicações no campo da computação científica. Os *scripts* foram desenvolvidos em ambiente *GNU/Linux* mas, com pequenas alterações ao código correm em qualquer plataforma, como *Windows* por exemplo.

Seguidamente, foi necessário programar todas as equações anteriores, para poder determinar para qualquer placa, os coeficientes de convecção e radiação. A vantagem, mais uma vez, é que para fazer estes cálculos, em *EXCEL* por exemplo, necessitaríamos de cerca de 500-800 *células*. Algumas delas fortemente dependentes umas das outras, e para cada variável. Ou seja, com o programa podemos executá-lo centenas de vezes sem ter necessidade de alterar várias variáveis. Bastando para isso introduzir o valor da temperatura e identificar qual a superfície em causa, Figura 2.6.

```

File Edit View Terminal Tabs Help
nuno@nuno-desktop:~/Desktop/TC$ ./Tabela_Ar.py

-----
Propriedades Físicas do Ar
-----

Introduza o valor da Temperatura: 5

-----
T= 5°C :
-----

ρ = 1.2709 [kg/m³]
Cp = 1.005 [kJ/kgK]
λ = 0.02465 [W/mK]
μ = 17.4365e-6 [Ns/m²]
ν = 13.755e-6 [m²/s]
β = 3.61e-3 [K⁻¹]
D = 0.0695 [m²/h]
Pr = 0.7145

-----

Deseja guardar os Dados num ficheiro? (s/n)

```

Figura 2.5: Programa de cálculo das propriedades do ar.

Foram então calculados os vários coeficientes, Tabela 2.8, para cada placa, e as temperaturas das placas, Tabela 2.9. Os índices indicados nos valores das temperaturas indicam a variação da temperatura da superfície mais quente para a mais fria. Isto é, $T_1 > T_2 > T_3 > T_4$.

Os valores dos coeficientes de radiação não variam, como seria de esperar. Podemos observar também os resultados das temperaturas. Impôs-se a temperatura exterior, $T_e = 20$ °C, e a temperatura da placa exterior, $T_1 = 19$ °C, e os valores vieram a revelar-se muito próximos, na casa dos 18,8 °C

```

File Edit View Terminal Tabs Help
nuno@nuno-desktop:~/Desktop/TC$ ./Temperaturas.py

-----
Calculo das Temperaturas das placas
-----

Espessura do Poliuretano [m] : 0.05

Placas Verticais (1) ?
Placas Horizontais (2) ?
-> 1
-----

Placas Verticais
-----

-----
Solucao do sistema de equacoes:
-----
[[ 18.77933948]
 [ 18.70953658]
 [ 6.42939786]
 [ 6.35959497]]
-----

Temperaturas
-----
T1 = 18.8 °C
T2 = 18.7 °C
T3 = 6.4 °C
T4 = 6.4 °C
-----

Fluxo de Calor
-----
q = 6.631 [W/m2]
-----

Deseja guardar os Dados num ficheiro? (s/n) 

```

Figura 2.6: Programa que calcula as temperaturas de cada placa e fluxo de calor.

Placa:	$\alpha_{cv,e}$, [W/m ² K]	$\alpha_{cv,i}$, [W/m ² K]	$\alpha_{rad,e}$, [W/m ² K]	$\alpha_{rad,i}$, [W/m ² K]
Vertical	1,41	1,39	4,02	3,49
Topo	0,99	1,01	4,02	3,49
Base	1,99	2,02	4,02	3,49

Tabela 2.8: Valores dos coeficientes de convecção e radiação.

Placa:	T_1 , [°C]	T_2 , [°C]	T_3 , [°C]	T_4 , [°C]
Vertical	18,8	18,7	6,4	6,4
Topo	18,7	18,6	6,5	6,5
Base	18,9	18,8	6,3	6,2

Tabela 2.9: Valores das temperaturas nas várias placas.

em média. Como as placas verticais são todas iguais, com áreas iguais, os valores das temperaturas são iguais para todas elas. Assim como os fluxos de calor, que veremos mais adiante. Em relação ao interior, a situação é análoga. Impôs-se uma temperatura interior, $T_i = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, e a temperatura das placas interiores, $T_4 = 6 \text{ }^\circ\text{C}$, e os valores médios situam-se nos $6,4 \text{ }^\circ\text{C}$. Valores portanto bastante aceitáveis.

2.5 Cálculo da Potência a retirar do espaço

2.5.1 Fluxo de calor que atravessa as placas

Definidas todas as propriedades anteriormente, é altura de calcular o fluxo de calor, \dot{q} , que atravessa as placas. Tal foi efectuado com o programa desenvolvido. Os valores encontram-se na Tabela 2.10.

Placa:	$\dot{q}, [W/m^2]$
Vertical	6,63
Topo	6,54
Base	6,75

Tabela 2.10: Valores dos fluxos de calor que atravessam as placas.

2.5.2 Potência a retirar do espaço

Tendo em conta os valores determinados anteriormente, podemos agora determinar a potência, \dot{Q} , a retirar ao espaço interior para garantirmos os $5 \text{ }^\circ\text{C}$ de temperatura.

Sendo:

- \dot{q}_v , potência calorífica por unidade de área numa placa vertical, (W/m^2)
- \dot{q}_t , potência calorífica por unidade de área na placa topo, (W/m^2)
- \dot{q}_b , potência calorífica por unidade de área na placa base, (W/m^2)

E as áreas das várias placas, definidas como:

- A_v , área de cada placa vertical, (m^2)
- A_t , área da placa topo, (m^2)
- A_b , área da placa base, (m^2)

Uma vez que as 4 áreas verticais, A_v , são todas iguais, podemos definir a carga térmica a retirar ao espaço (2.27).

Assim,

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= 4 \cdot \dot{q}_v \cdot A_v + \dot{q}_t \cdot A_t + \dot{q}_b \cdot A_b & (W) \\ &= 53,1 & (W)\end{aligned}\tag{2.27}$$

2.6 Dimensionamento do módulo termoelectrico

Para se escolher um módulo termoelectrico é importante conhecer a metodologia para o seu dimensionamento.

O dimensionamento de um módulo requer o conhecimento de algumas propriedades que calculámos atrás, mas assenta sobretudo no gradiente térmico, ΔT , envolvido no processo. Por isso, é necessário esclarecer todas as variáveis em jogo. Começamos por um caso concreto para servir de exemplo. Imagine-se que um componente electrónico, um processador de um computador por exemplo, colocado num ambiente cuja temperatura, T_A , ronda os 50 °C, o que não será difícil imaginar nas nossas torres dos computadores de casa. Esse componente dissipa cerca de 15 W de potência, Q , sob a forma de calor, para o ar. É exigido manter a temperatura do componente, T_C , a 25 °C para manter um funcionamento adequado. É necessário agora conhecer a temperatura do lado mais quente do módulo, T_H , e o gradiente térmico que atravessa o módulo, ΔT . A face mais quente do módulo, T_H , será igual à temperatura ambiente, T_A , mais o aumento de temperatura no dissipador de calor (alheta), que retira a carga térmica, Q , e a potência eléctrica sob a forma de calor dissipada ($V \times I$) pelo módulo termoelectrico, Equação 2.28.

$$T_H = T_A + (V \times I + Q) \cdot RQ\tag{2.28}$$

Onde, RQ , representa a resistência térmica em °C de temperatura por Watt dissipado. Vamos considerar, para simplificar o caso, que a temperatura da alheta aumenta cerca de 15 °C acima da temperatura ambiente. Isto resulta que $T_H = 65$ °C, 2.29.

$$T_H = 50\text{ °C} + 15\text{ °C} = 65\text{ °C}\tag{2.29}$$

sendo o diferencial de temperaturas no módulo:

$$\Delta T = T_H - T_C = 65\text{ °C} - 25\text{ °C} = 40\text{ °C}\tag{2.30}$$

Os gráficos de selecção dos módulos, chamados gráficos de performance, fornecem dados para 4 tipos diferentes de T_H . O eixo dos xx , em baixo,

Figura 2.7, fornecem potenciais ΔT em $^{\circ}\text{C}$. No eixo dos yy , da parte intermédia do gráfico para baixo, fornecem possíveis valores de carga térmica que se podem retirar, em Watts. As linhas diagonais na parte inferior do gráfico representam Q vs ΔT para vários tipos de correntes: $I = 2.7\text{A}, 3.1\text{A}, 3.5\text{A}$ e $I_{\text{Max}} 3.9\text{A}$.

Primeiro, localizamos o gráfico $T_H = 65^{\circ}\text{C}$ (são 4 gráficos), neste caso já está. É a própria figura em baixo. Depois localiza-se a carga térmica $Q = 15\text{ W}$. Traça-se uma recta horizontal em direcção à diagonal $I = 2.7\text{A}$. A partir do ponto de intersecção que acabámos de determinar traçamos agora uma recta vertical no sentido descendente e determinamos $\Delta T = 47^{\circ}\text{C}$. É de notar que este valor é 7°C acima das exigências que tínhamos determinado antes (2.30). Garantimos assim a segurança. Podemos então determinar a tensão requerida para alimentar o módulo estendendo a linha vertical $\Delta T = 47^{\circ}\text{C}$ até à parte de cima do gráfico. À intersecção com a diagonal $I = 2.7\text{A}$ traçamos uma recta horizontal até a Voltagem (V volts input). A tensão necessária é então de 12 V DC .

A partir deste ponto era necessário seleccionar a alheta, o que não irá ser necessário, como veremos mais à frente.

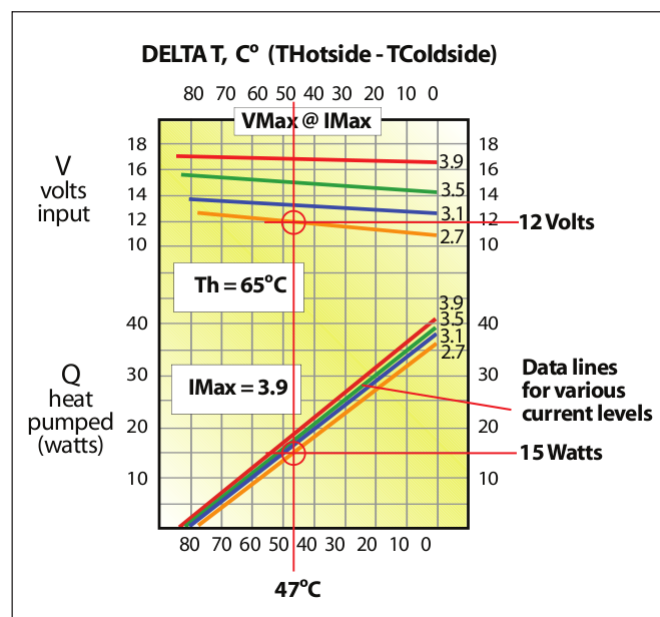


Figura 2.7: Gráfico de performance de um módulo para $T_H = 65^{\circ}\text{C}$.

Resolveu-se escolher o fabricante americano *Tellurex*, pela enorme quantidade de informação que dispõe e também por ser uma boa referência na área. Como se teve de fazer várias simplificações para efeitos de simulação

no *FLUENT*, o módulo não foi dimensionado com base na temperatura da superfície mas em termos de potência que conseguia retirar, como veremos na secção 2.7. Então uma vez que já temos o valor da carga térmica, escolheu-se o módulo **C1-1.4-127-1.14**³.

O fabricante anuncia que este módulo retira, teoricamente, 80,6 W. Este valor corresponde a Q_{MAX} . É importante referir que estes conceitos não são muito claros e muitas vezes as pessoas são induzidas em erro, em relação ao que ele representa. Q_{MAX} , não é a quantidade máxima de calor que o módulo consegue retirar. É um erro frequente! Como foi dito atrás, está directamente relacionado com o gradiente térmico. E refere a potência que teoricamente seria possível retirar, sob a forma de calor, para um gradiente térmico zero. Tal não é verdade! Não havendo gradiente térmico, não há transferência de calor. Por isso é importante clarificar estas situações, volto a referir. O mesmo se passa em relação a I_{MAX} e V_{MAX} . São valores que dependem das condições de funcionamento.

Para efeitos de simulação, teve de se adoptar um valor de potência que o módulo conseguiria retirar supondo convecção natural no interior do frigorífico. Na realidade, em laboratório terá de se fazer uso de pequenos ventiladores aglomerados no conjunto das alhetas. Teríamos convecção forçada e não natural.

2.7 Construção da malha no *GAMBIT*

O *GAMBIT* é um aplicativo do *FLUENT* usado no pré-processamento das simulações. É necessário primeiro fazer um desenho no próprio *GAMBIT* e depois então elaborar a malha, escolher o tipo de células, o espaçamento. O desenho pode ser realizado com outros programas de *CAD*⁴ e depois ser importado pelo *GAMBIT*. Em termos de desenho é um programa muito primitivo e torna-se por vezes bastante difícil definir geometrias complexas. Começou por se desenhar metade do interior da caixa frigorífica, por razões de simetria, com o módulo acoplado no centro de uma das faces verticais a meio da altura, secção 2.7.1. Teve de se fazer várias aproximações. Uma delas foi representar a superfície do módulo como se fosse uma área (2D). Essa área foi "esticada" (*Sweep Faces* no *GAMBIT*) para se tornar parte de um volume, de modo a pertencer aos dois volumes. Isto é, ao interior do frigorífico e ao volume mais pequeno que acabou de ser criado. A face comum é o próprio módulo. Como a área do módulo era muito pequena, e porque não é directamente o módulo que vai arrefecer o espaço, teve de

³Cf. Anexos para ver o datasheet do módulo.

⁴Do inglês Computer-Aided Design.

se admitir uma possível área para efeito das simulações. Como base serviu o conjunto **A45 Thermoelectric Air-to-Air Cooler**⁵. Trata-se de um conjunto já previamente dimensionado pelo fabricante pronto a usar numa situação como esta, Figura 2.8.



Figura 2.8: Conjunto termoelétrico completo.

Admitiu-se que teria um rendimento na ordem dos 15%. Para poder explicar, atente-se na Figura 2.9. No eixo das abcissas, em baixo, encontram-se as temperaturas. No lado esquerdo a potência em Watts. A maneira de se verificar qual a carga térmica que se consegue remover está directamente relacionada com a temperatura que queremos abaixo da temperatura ambiente. Isto é, por hipótese vamos imaginar que a temperatura ambiente é de 25 °C (linha amarela), e queremos que a superfície a arrefecer esteja 20 °C abaixo desse valor. Traçamos então uma recta vertical nos -20 °C até intersectar a linha amarela. Posto isto, traçamos agora uma nova recta, mas horizontal para a esquerda do gráfico, intersectando a parte da potência. Esse valor, neste caso cerca de 25 W, é a carga térmica que é possível retirar tendo em conta estas condições que definimos. No nosso caso, o que queremos fazer é retirar cerca de 60 W. Tal não é possível. O valor teórico admitido pelo fabricante é de cerca de 45 W em condições de gradiente térmico 0 °C. Trata-se de um valor meramente teórico. Então, admitiu-se cerca de 4 áreas destes conjuntos para definir a área dos módulos a usar na construção da malha. Na prática, um módulo só não vai chegar para arrefecer. Prevê-se um conjunto de 4 a 6 módulos.

⁵Cf. Anexos para ver o datasheet.

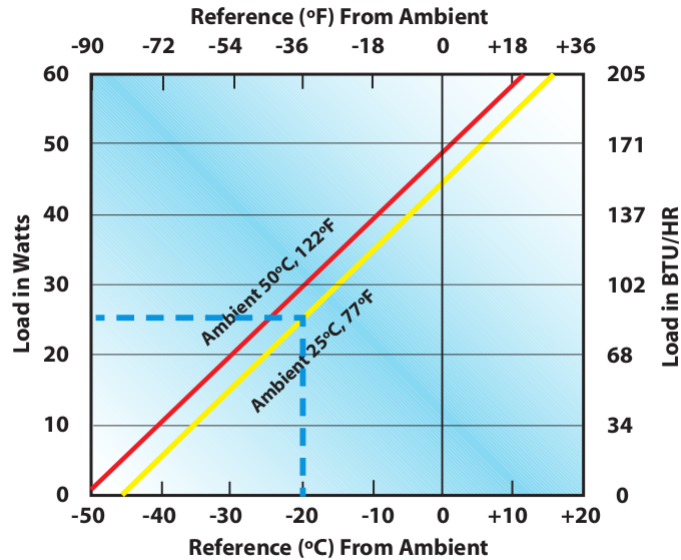


Figura 2.9: Gráfico de performance do conjunto A45.

2.7.1 Dois casos distintos

Vamos usar dois métodos distintos para estudar a variação da localização dos módulos, a meio da altura da caixa frigorífica, numa parede vertical. E na placa topo.

Módulo na placa vertical da caixa frigorífica

Aqui os módulos serão colocados a meio da altura, ou seja, a $0,75\text{ m}$ (o frigorífico tem $1,5\text{ m}$ de altura).

Elaborou-se uma malha com dois volumes que estão ligados. O volume mais pequeno serviu apenas para poder ligar o módulo, representado como uma figura $2D$, ao volume interior do frigorífico, Figura 2.10. A malha é formada por 28050 elementos. Um dos volumes com 27600 e o outro com 450 elementos. Usaram-se células hexagonais com um espaçamento de $0,003\text{ m}$, Figura 2.11. Como a figura é simétrica, representou-se metade da caixa frigorífica. Pois assim consegue-se poupar recursos computacionais que serão necessários ao cálculo no *FLUENT*.

Foram definidas como condições fronteira as superfícies e o volume de ar interior. Todas as superfícies da caixa foram definidas como *WALL* inclusive os módulos, com exceção da superfície de simetria que foi definida como *SYMMETRY*. O volume de ar interior foi definido como *FLUID*.

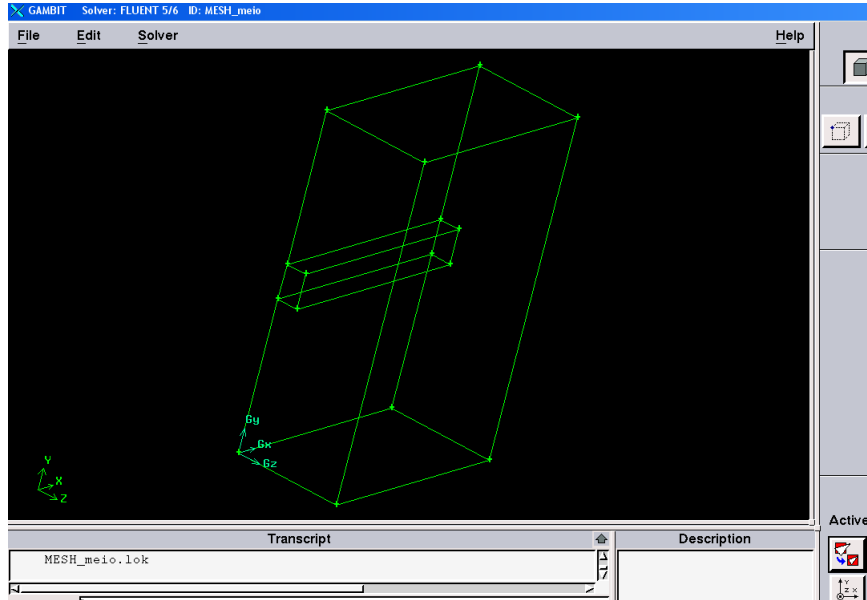


Figura 2.10: Formação da malha com módulos a meio da altura.

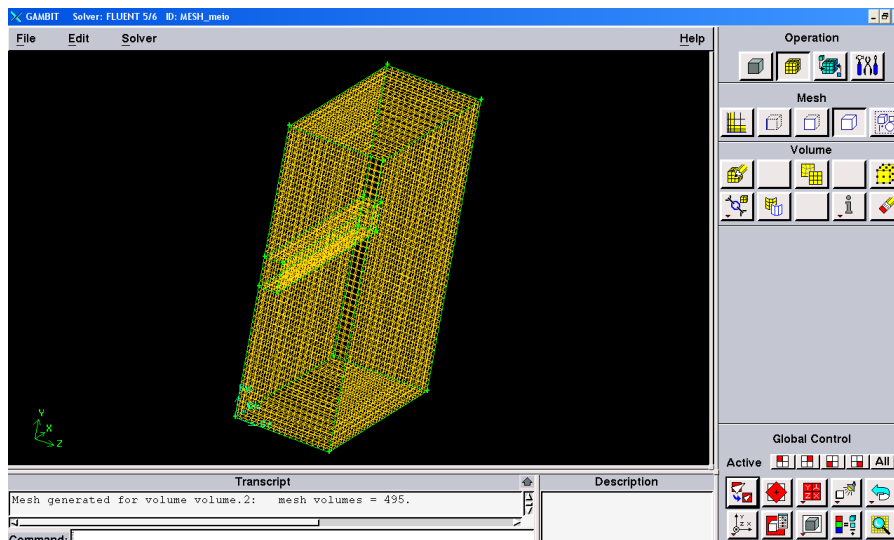


Figura 2.11: Malha finalizada com módulos a meio da altura.

Módulo no topo da caixa frigorífica

Da mesma forma que a anterior, a malha foi construída com um total de 28050 elementos, 27555 no volume maior e 495 no volume menor. Os módulos foram colocados na parte superior da caixa. Ou seja, na placa topo, Figuras 2.12 e 2.13.

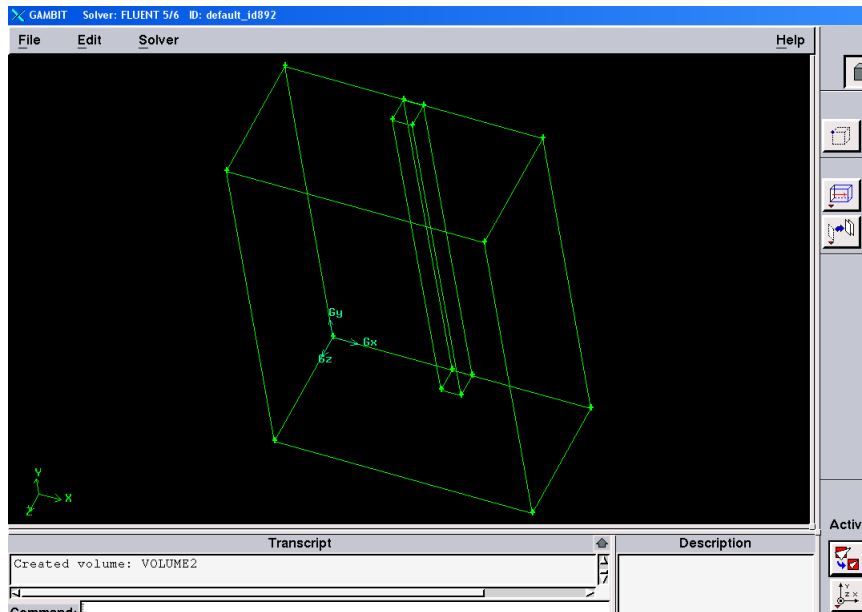


Figura 2.12: Formação da malha com módulos na placa topo.

2.8 Simulações no *FLUENT*

2.8.1 Modelo de *Boussinesq*

Como estamos a tratar um problema de convecção natural, o modelo escolhido para o efeito foi o modelo de *Boussinesq*. Este modelo é indicado para este tipo de problemas, pois conduz a melhores resultados. Este modelo trata a massa específica do fluido como sendo constante em todas as equações excepto num termo da equação do momento, 2.31

$$(\rho - \rho_0)g \cong -\rho_0\beta(T - T_0)g \quad (2.31)$$

em que ρ é a massa específica (constante) do escoamento, T_0 a temperatura, e β o coeficiente de expansão térmica.

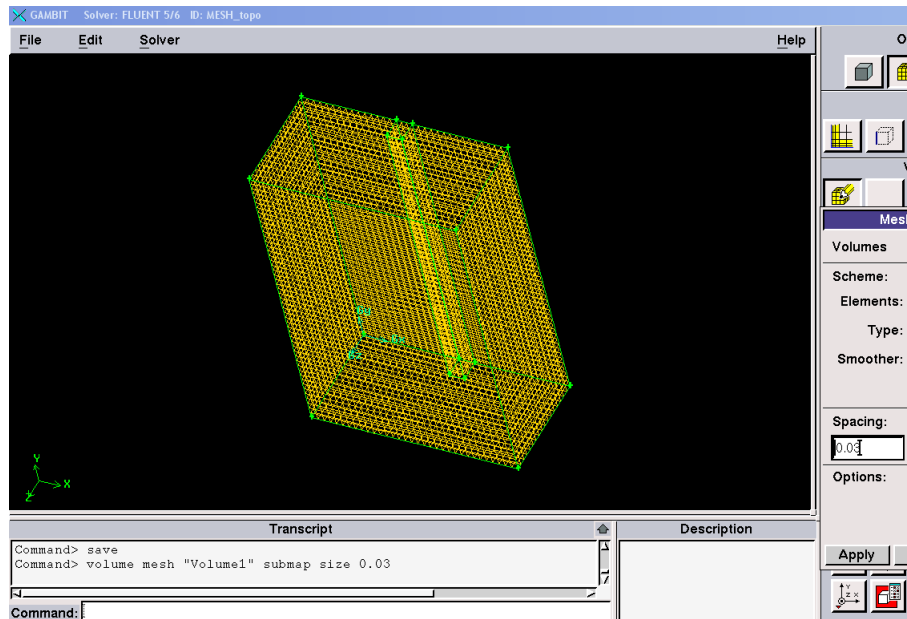


Figura 2.13: Malha finalizada com módulos na placa topo.

2.8.2 Simulações

As malhas foram importadas para o *FLUENT* e teve de se definir vários parâmetros.

Primeiro definir o *solver*, escolheu-se o regime transitório (*unsteady*), *3D*. Selecionou-se a equação da energia. Nos Materiais foi necessário alterar a densidade para o modelo de *Boussinesq*, e introduzir o coeficiente de expansão térmica, β . Nas condições de operação (*operating conditions*) introduziu-se a gravidade em *y* como sendo $-9,8 \text{ m/s}^2$. O nosso sistema de eixos definido anteriormente no *GAMBIT* tem como cota o eixo dos *yy*. Nos parâmetros de *Boussinesq*, introduziu-se a temperatura de 293 K . Nas condições fronteira (*boundary conditions*), foi necessário definir todas as temperaturas das superfícies, interior do ar, superfície de simetria (*zones*) e definir o tipo (*wall*, *interior*, etc).

Nas primeiras fases das simulações introduziu-se o valor dos fluxos de calor, tanto das paredes como dos módulos. Esta abordagem trouxe imensos problemas que tiveram de ser contornados de outra forma. Por exemplo, o módulo que seleccionámos em teoria consegue retirar cerca de 80 W de potência. Acontece que se dividirmos esse valor pela área do módulo vamos ter cerca de 45000 W/m^2 ! O módulo tem uma área muito pequena e esses valores trouxeram resultados nas primeiras simulações que não faziam sentido. Obteve-se temperaturas na ordem dos -1000 K . O que não faz qualquer sentido. Por

essa razão, teve de se fazer uma abordagem diferente ao problema. Teve de se aproximar a superfície do módulo como sendo uma superfície fria, com uma temperatura cerca de 25 °C abaixo da temperatura imposta no interior, cerca de 19 – 20 °C.

Os processos de convecção natural são extremamente difíceis de abordar em *CFD*. É muito complicado conseguirem-se convergências. Tal foi o caso. Experimentaram-se muitas malhas de vários tamanhos e feitios. A in experiência em *CFD* também contribuiu para isso. Tentou-se prolongar no tempo aumentando as iterações, alterando e refinando as malhas, mas veio a revelar-se muito pouco conclusivo. Chegou-se à conclusão que uma situação intermédia seria mais aconselhável.

Usaram-se então vários períodos de tempo. Optou-se na fase final por períodos de tempo de passo (*time step size*) de 60 s e o número de iterações por passo (*number of time steps*) de 10, 20 e 30 respectivamente, Figura 2.14. As diferenças não foram significativas como veremos à frente.

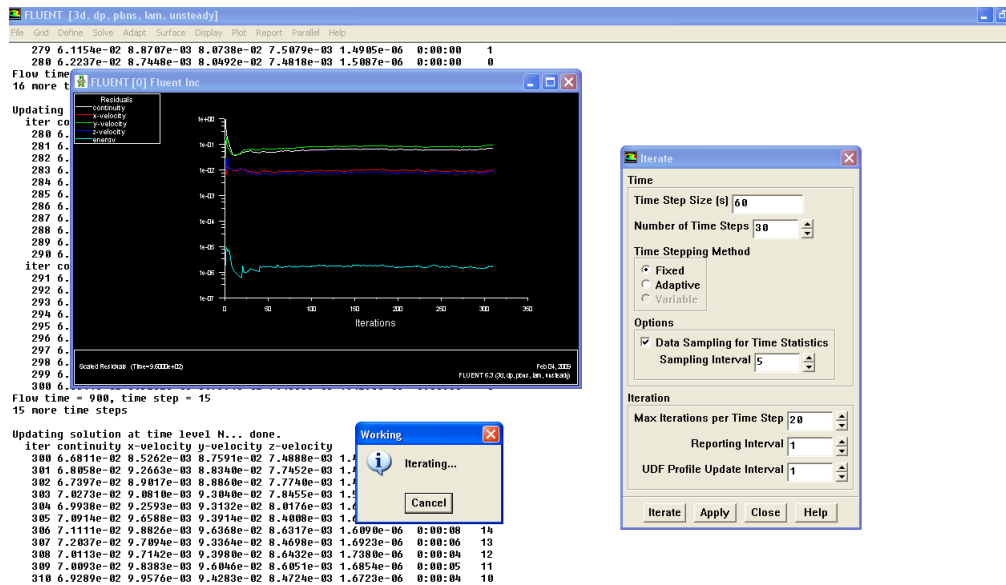


Figura 2.14: Imagem de uma simulação a decorrer.

Capítulo 3

Resultados

3.1 Resultados das simulações

Nas Figuras 3.1 e 3.2 encontram-se os valores referentes às simulações dos módulos colocados nas paredes verticais do frigorífico. A temperatura não variou muito, com excepção na área em redor do módulo. Vêm-se zonas mais frias, uma vez que naquela zona foram impostas temperaturas na ordem dos $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. No entanto não se observam grandes mudanças no ar envolvente. Na parte de baixo junto à base a temperatura aponta para uma mudança pequena, com zonas mais amareladas, mas não é significativo. Na realidade o ar em baixo tenderá a ficar mais frio. A temperatura mínima em redor dos módulos situa-se na ordem dos 268 K . Enquanto que os $292,5\text{ K}$ impostos à partida em todas as superfícies não variam muito. Provavelmente a diminuição de temperatura será muito pouco significativa.

A velocidade do ar interior atingiu cerca de $0,108\text{ m/s}$. Os valores da velocidade do ar encontram-se na Figura 3.3.

Na situação em que os módulos são colocados no topo do frigorífico - placa de topo - a situação não é muito diferente. De facto, as imagens sugerem que será o pior caso, mas não é seguro fazer essa analogia. Supostamente o ar será mais quente na parte superior, logo deveria ser mais fácil haver trocas de calor entre o ar calmo do frigorífico e os módulos mais frios.

As temperaturas permanecem quase inalteradas, Figuras 3.4 e 3.5.

A velocidade do ar interior atingiu cerca de $0,165\text{ m/s}$. Os valores da velocidade do ar encontram-se na Figura 3.6.

Resultados

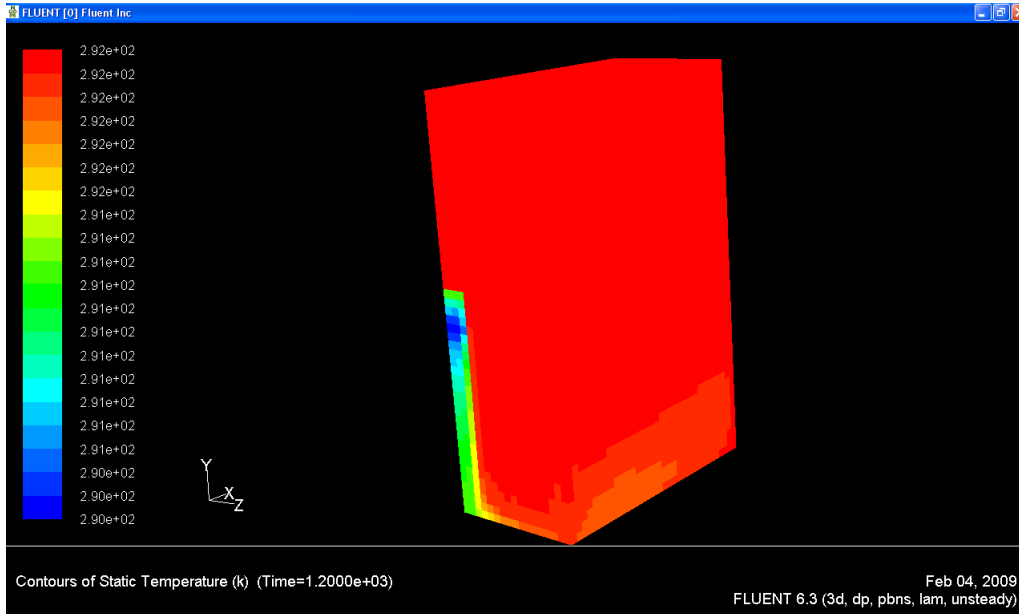


Figura 3.1: Temperatura do ar interior do frigorífico.

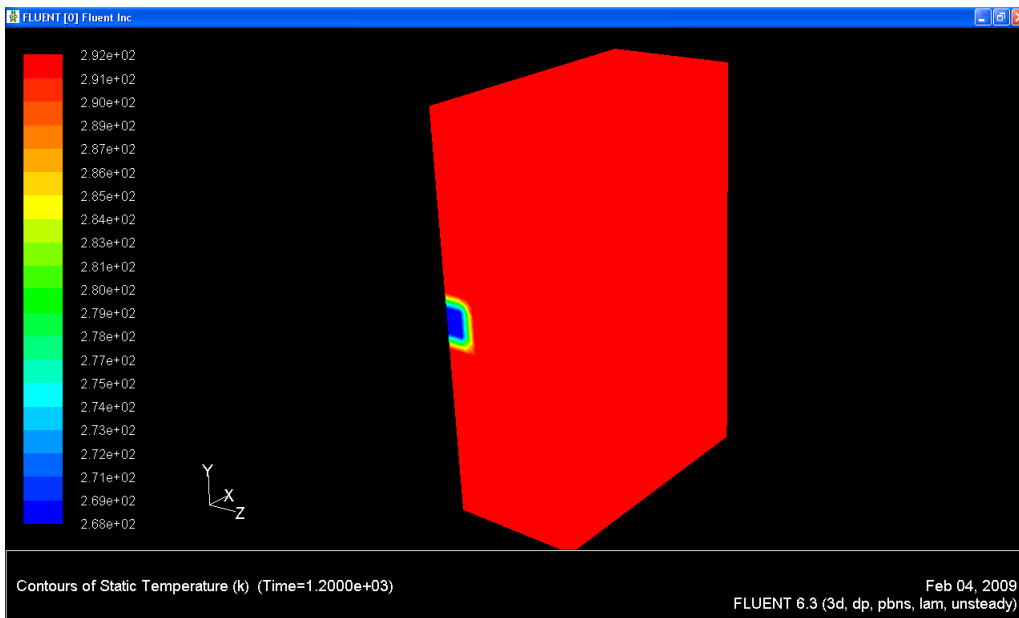


Figura 3.2: Temperatura das paredes do frigorífico e módulos.

Resultados

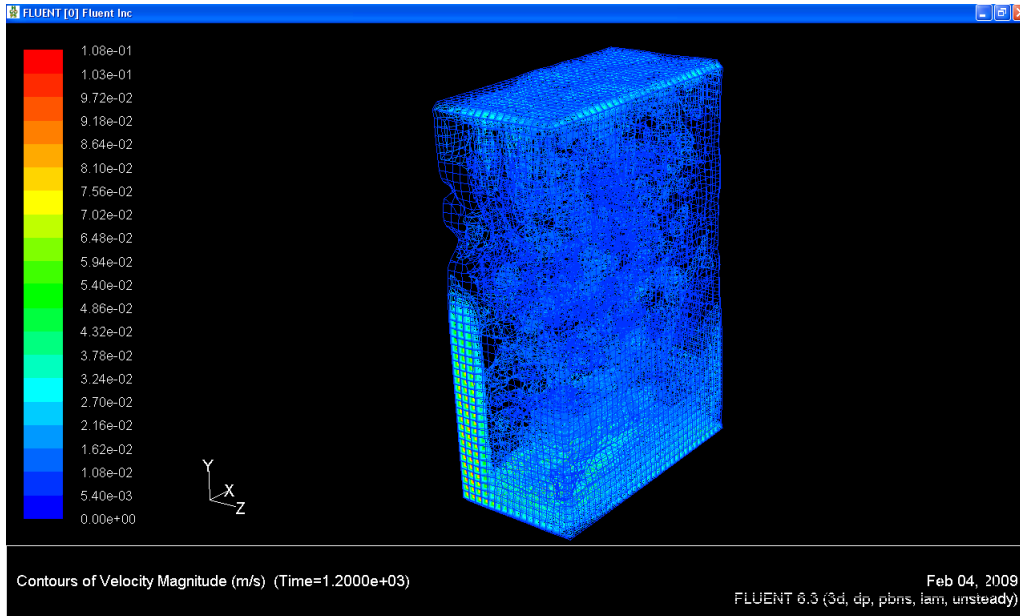


Figura 3.3: Velocidade do ar interior.

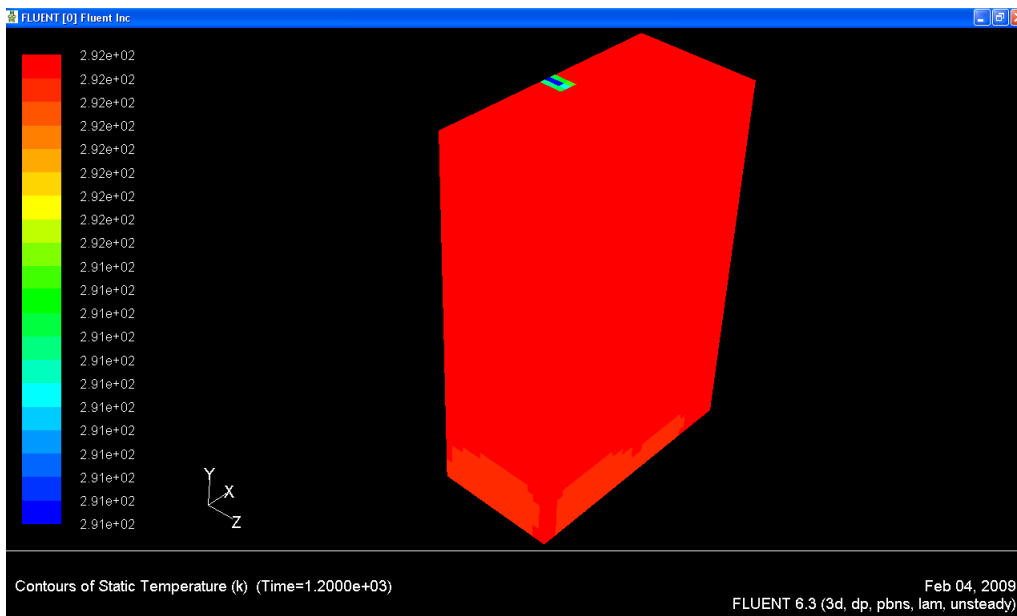


Figura 3.4: Temperatura do ar interior do frigorífico.

Resultados

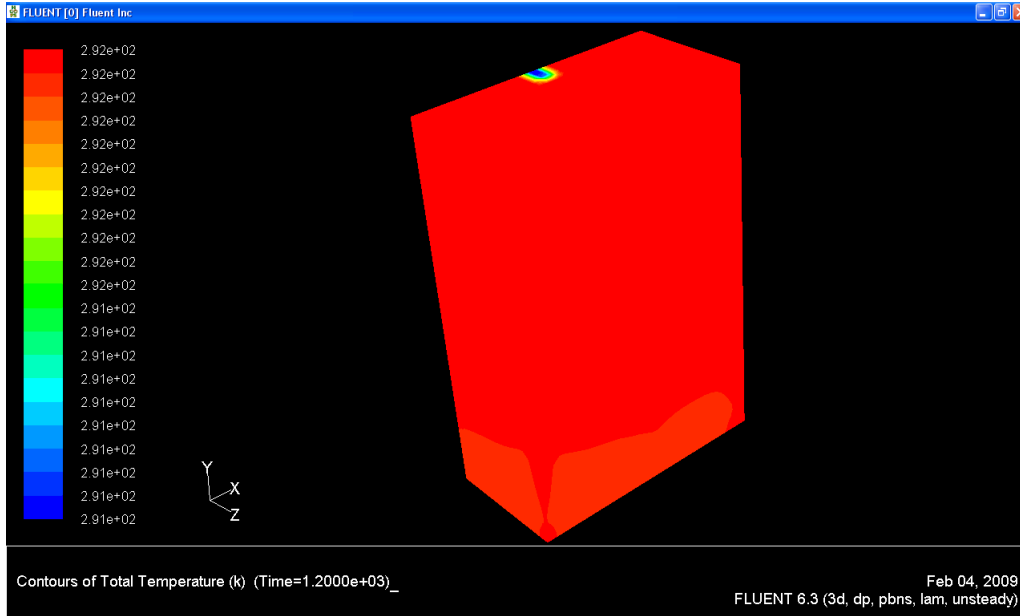


Figura 3.5: Temperatura das paredes do frigorífico e módulos.

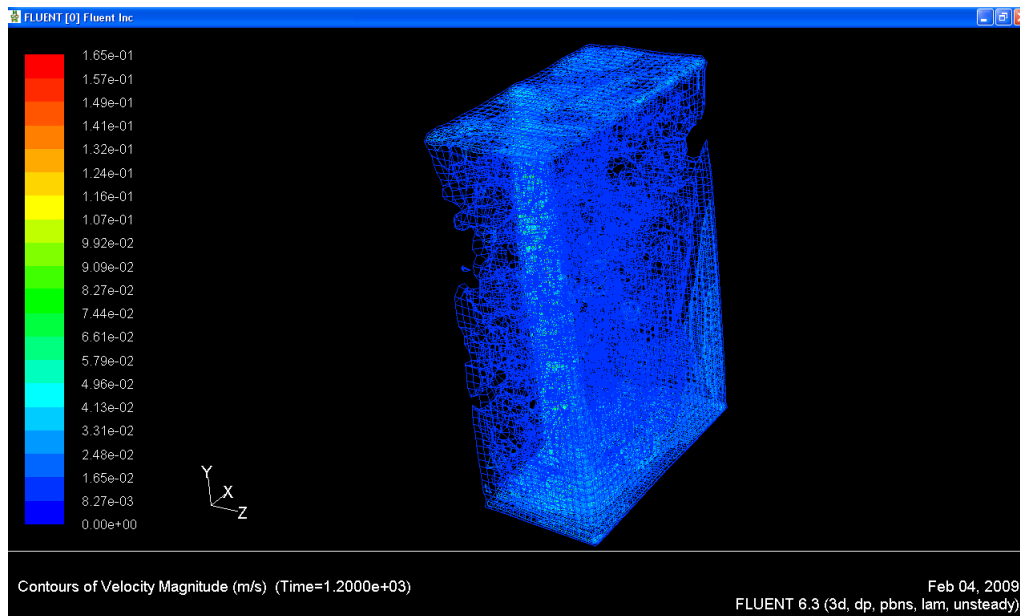


Figura 3.6: Velocidade do ar interior.

3.2 Comentário aos resultados

Os resultados não foram satisfatórios. As simulações não convergiram e muitas simplificações foram efectuadas. Não se teve em conta o fenómeno de infiltrações, porque também não se conhecem resultados experimentais. Em termos práticos, em laboratório, vamos ter convecção forçada e não convecção natural. Terá de existir um pequeno ventilador para forçar o ar a percorrer a área da alheta para intensificar a transferência de calor. O mesmo se passa no lado de fora da caixa frigorífica.

Este tipo de pressupostos são baseados em casos reais, nomeadamente em malas térmicas de campismo e caravanismo mas que não foram conhecidos valores do seu funcionamento durante o processo em estudo.

Para poder aprofundar mais estes assuntos nas simulações era forçoso tornar o grau de complexidade maior e, conseqüentemente o tempo gasto. Ora isso teve de ser tido em conta. Tornar o estudo o mais simples possível mas objectivo. Só resultados laboratoriais permitirão em concreto apontar soluções. O trabalho efectuado permite ter uma ideia de como as coisas se processam na prática. Foram construídas ferramentas informáticas para se poder dimensionar os módulos. Numa situação futura, de continuação deste trabalho, os dados poderão ser alterados apenas em 2 ou 3 linhas de código do programa. Ao invés de se ter de alterar centenas de valores numa folha de cálculo. Isso permite reduzir tempo que será precioso numa experiência de laboratório.

Capítulo 4

Conclusões

O presente trabalho, como foi dito atrás, está longe de estar concluído. Mas serve de apoio a um estudo prático, em laboratório, que não foi possível de realizar de raiz em virtude do tempo ser bastante escasso. Servirá concerteza de base a futuros trabalhos na área da refrigeração por termoelectricidade.

4.1 Trabalhos Futuros

Em futuros trabalhos seria bom aproveitar toda a base de cálculo efectuada e planear a construção da caixa frigorífica. É necessário projectar em *CAD* toda a parte mecânica. Por essa razão também foi escolhido o *acrílico*, aliado à baixa condutibilidade térmica, para poder ser manuseado facilmente, além do acabamento final ser muito agradável.

Seria interessante, colocar uma espécie de “gaveta” de modo a ser possível variar o número de módulos. Não se sabe ao certo a quantidade. Nem o número de ventiladores. Só com o uso de termopares por exemplo, é que se poderá ter uma ideia do funcionamento. Não seria pior idealizar um modelo da caixa em ponto mais pequeno para começar, variando o número de módulos. Tudo aponta que a refrigeração seja melhor adequada no topo do que nas paredes verticais. Era bom imaginar uma solução mista. Poderá ser vantajosa e permitir reduzir a potência. São soluções que poderão ser equacionadas mas só os resultados experimentais poderão dizer.

Relativamente ao cálculo, seria proveitoso continuar e melhorar os programas que criei. Há imensos aspectos a melhorar. Construir uma parte gráfica (*GUI*¹) por exemplo. Os programas foram desenvolvidos em ambiente *Linux* e correm directamente na linha de comandos ou, num qualquer editor de

¹Do inglês Graphical Users Interface.

Python. A razão de não se fazer uma aplicação gráfica teve apenas a ver com o tempo. Os programas à medida que se tornam mais complexos e com mais funcionalidades dão origem a maiores *bugs*. E o objectivo era que funcionasse apenas! Foi criada uma excelente biblioteca para lêr as propriedades do ar. Os programas de cálculo das várias placas foram criados apenas neste caso concreto, com 3 paredes diferentes. Duas de acrílico e o isolamento em poliuretano. Era necessário alterar o código para poder ser aplicado a mais casos.

Para finalizar gostaria de deixar claro que apesar dos resultados não serem animadores, do ponto de vista de simulação, isso não invalida que venha a ser uma boa solução. A indústria aeroespacial faz recurso a este tipo de tecnologia há bastante tempo e funciona.

Bibliografia

- [1] Frank P. Incropera, David P. DeWitt, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavigne, *Introduction to Heat Transfer*. John Wiley & Sons, Inc, 5th Edition, 2007.
- [2] Jaime Monteiro, Nuno Viriato, Mário Vaz, J. Silva Gomes, C. Afonso, *Câmaras frigoríficas: Técnicas de inspeção não destrutiva (IND) para detecção de deslocamentos nos isolantes térmicos*. INEGI-FEUP, Laboratório de Óptica e Mecânica Experimental (LOME), IV Congresso Ibérico, II Congresso Iberoamericano de Ciências e Técnicas do Frio, CYTEF-2007.
- [3] Clito Afonso, Manuel Castro, Joaquim Matos, *Air Infiltration on Domestic Refrigerators: the Influence of the Magnetic Seals*. FEUP-DEMEGI.
- [4] *Computational Fluid Dynamics*,
http://en.wikipedia.org/wiki/Computational_fluid_dynamics
- [5] *Tutoriais do FLUENT*. <http://www.fluent.com/>
- [6] *Tellurex Corporation*. <http://www.tellurex.com/>
- [7] NASA: Scientific and Technical Information (STI),
Thermoelectric Devices Advance Thermal Management.
http://www.sti.nasa.gov/tto/Spinoff2007/ip_10.html
- [8] *European Space Agency: ESA*.
<http://www.esa.int/esa-cgi/esasearch.pl?q=thermoelectric&Submit=GO>
- [9] *International Space Station: ISS*.
http://en.wikipedia.org/wiki/International_Space_Station
http://www.nasa.gov/mission_pages/station/science/experiments/ARCTIC.html
- [10] *Python Programming Language - Official Website*.
<http://www.python.org/>

- [11] Magnus Lie Hetland, *Beginning Python: From Novice to Professional*. Appress, 2nd Edition, 2008.
- [12] Tobias Oetiker, Hubert Partl, Irene Hyna and Elisabeth Schlegl, *The Not So Short Introduction to L^AT_EX 2_ε*. GNU General Public License, Version 4.26, September 25, 2008. <http://tobi.oetiker.ch/lshort/lshort.pdf>
- [13] Leslie Lamport, *L^AT_EX: A Document Preparation System*. Addison Wesley, Massachusetts, 2nd Edition, 1994.

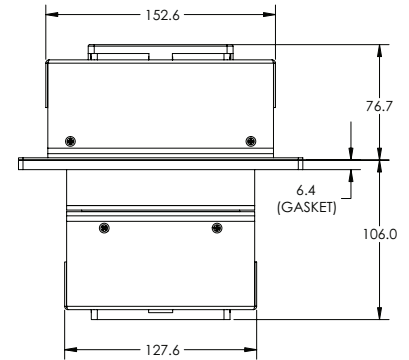
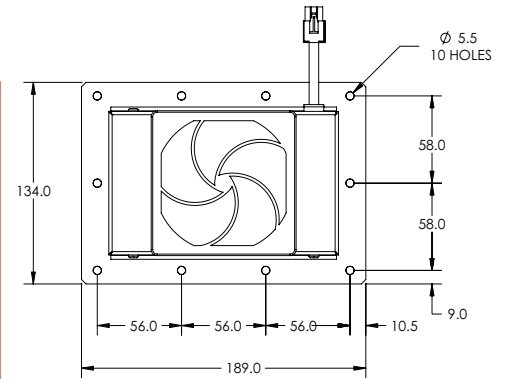
Anexos



The Performance Leader in Thermoelectric Technology

ISO 9001:2000

A45 Thermoelectric Air-to-Air Cooler



Note: All dimensions in mm

Features: This cooler provides good cooling for small loads. The A45 can accommodate enclosures having 1 inch (25.4mm) of insulation without compromising interior airflow. Incorporating two of our high-performance Z-Max® thermoelectric modules with the added moisture protection of Z-Coat™, this unit offers robust construction that will provide years of service. The A45 packs unparalleled capacity in a small footprint. Easy to install, the unit comes pre-wired for connection to the Tellurex power supply, controller and/or both.

Capacity Rating:	45 Watts, 154 BTU/HR, @25°C ambient, 0°C DeltaT
Exposure:	Only 96x156x76mm is exposed after installation
Applications:	Enclosure cooling & heating (or both with the appropriate controller)
Power:	12 VDC, 12A, 144W (@25°C)
Weight:	3,180 Grams / 7 pounds
Ambient Operating Range:	-10°C to 70°C
Materials:	Powder coated frame, anodized aluminum heat sinks, stainless steel fasteners
Mounting:	128mm opening hole, through-mount, gasketed, and mounts in any position (condensation may need consideration in certain applications)
Connections:	Pre-wired w/connector for Tellurex power supply and controller RTD temperature sensor provided standard (10K@25°C)
Maintenance:	Virtually maintenance-free (air filter cleaned occasionally)
Enclosure:	NEMA 12

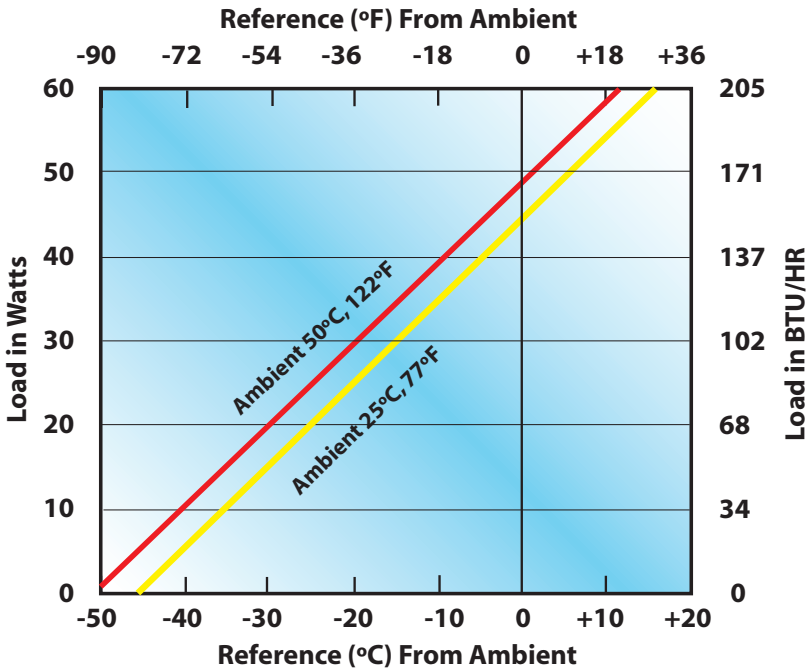


Power Supplies and Controllers for the A45

Power Supply
PS-12-12

Temperature Controllers
TTC-12-12F
TTC-12-18G
TC-24-12A
TC-24-12G

A45 Thermoelectric Air-to-Air Cooler Performance



Proper temperature monitoring and control can be applied to any well-insulated enclosure. Temperature control can either cool, or heat, or be idle, when a Tellurex controller is used.

Some applications require heating or cooling only, while others require a “no control” band where cooling or heating only occurs above or below that band. Whatever your application, Tellurex can supply controllers for every need.

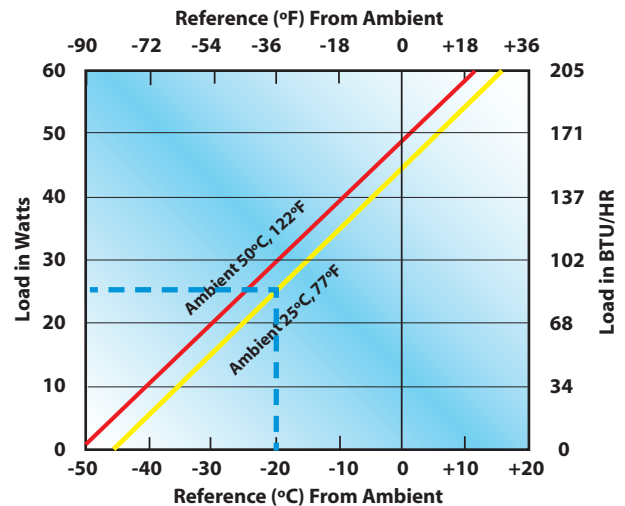
Tellurex A45 Air-to-Air Cooling Engine Performance Graph

Using the performance graph

Example:

If an enclosure is to be kept at 20°C below Ambient (with Ambient @25°C), follow the -20°C Ambient line “up” until it intersects with the 25°C Ambient line, then follow a horizontal line to the Y axis on the Watts side. The Load in Watts= 25W (86 BTU/HR).

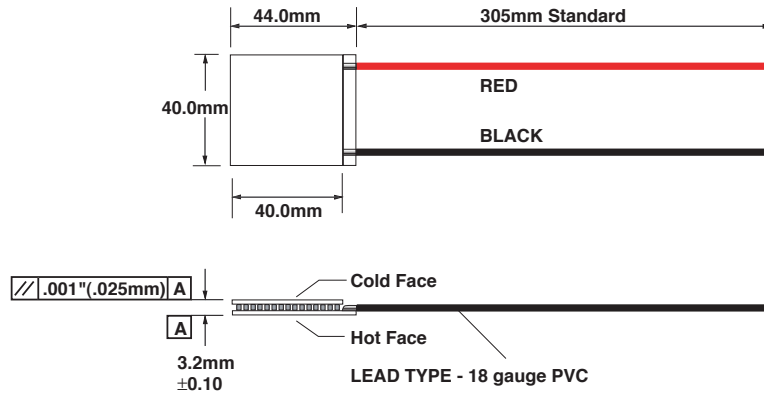
Note: If you want to work in °F, use the top scale and the Load in BTU/HR side of the graph.





Z-Max® C1-1.4-127-1.14 Module Specifications

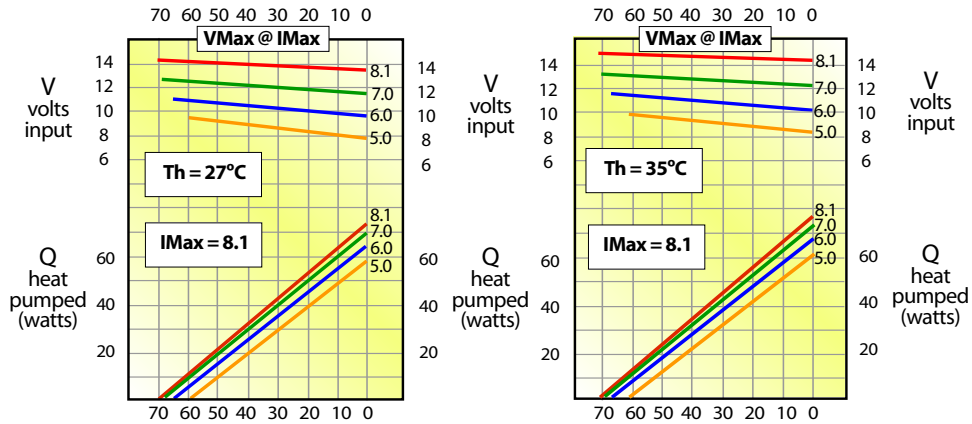
©2007 Tellurex Corporation



	THot°(C)	IMax(A)	VMax(V)	QMax(W)	DT Max°(C)	Length	Width	Height
C1-1.4-127-1.14	50°	8.1	16.1	80.6	79°	44.0	40.0	3.2

Performance Graphs

DELTA T, C° (THotside - TColdside)



DELTA T, C° (THotside - TColdside)

