



Isolamento Térmico em Indústria de Processo Químico

ELANICE DELGADO LIMA

Julho de 2018

Isolamento Térmico em Indústria de Processo Químico

Elanice Lima

**Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Química, Área de Especialização em
Qualidade**

**Orientador: Doutor Christopher Sá
Coorientador: Mestre Luís Braga**

Júri:
Presidente:

Porto, 12 de Julho de 2018

*Dedicado aos meus queridos pais,
Mateus Lima e Julia Delgado.*

Resumo

O presente trabalho teve como objetivo realizar um estudo das perdas de energia térmica em válvulas e acessórios não isolados numa linha de vapor de uma indústria de processo químico (RAR-Refinaria de Açúcar Reunidas S.A.).

A energia perdida numa linha de vapor é muito significativa e, por tal, houve a necessidade de estudar o isolamento de tubagens e acessórios (como válvulas) de forma a minimizar as perdas e reduzir o consumo de combustível. Para determinar essas perdas, estudaram-se dois métodos diferentes, cujos resultados foram comparados com valores obtidos pela norma *standard BS 5422: 1990*.

As perdas de calor para tubagens sem isolamento ou com várias espessuras de isolamento foram determinadas em alguns ensaios prévios. Os resultados obtidos usando o *software 3EPlus* ou determinados por correlações empíricas apresentam, em média, uma diferença de 6,6% e 2,6%, respetivamente, quando comparados com os valores da norma . Admitindo o critério de um limite máximo de 7% para esta diferença, pode-se concluir que o uso do *software 3EPlus* permite obter uma aproximação válida para o cálculo das perdas de calor.

Os valores, em média, das perdas de calor determinados em válvulas e acessórios não isolados foram de 153 kW/ano, o que corresponde a um consumo de 78.459 kg/ano de fuel considerando uma eficiência da caldeira de 88%.

Após a verificação que o investimento no isolamento seria economicamente interessante, procedeu-se à sua aplicação. Este possibilitou um ganho energético de 133 kW/ano, que corresponde a 68.400 kg/ano de fuel, representando um proveito financeiro anual aproximado de 20.000€ após o primeiro ano de investimento.

Palavras-chave: Isolamento, válvulas, transferência de calor, espessura económica, refinaria de açúcar.

Abstract

The main goal of this work was the evaluation of the energy losses in non-isolated valves and accessories in a steam line of a chemical process (RAR-Refinaria de Açúcar Reunidas S.A.).

The energy lost in the steam lines is considerably high, therefore the isolation of the pumps and accessories is of the extreme importance in order to increase the efficiency of the overall system. To evaluate these losses, two different methods were studied and the results of both were compared with standard values (*BS 5422: 1990*).

The heat losses without isolation or with different isolation thickness values were determined in previous simulations. The results obtained in the *software 3EPlus* presented an average difference of 6.6% and 2.6% to the standard values (*BS 5422: 1990*), without or with isolation, respectively. Considering a maximum difference of 7%, it is possible to conclude that the *3EPlus* produce acceptable results.

The total heat energy loss in the non-isolated valves and accessories was 153 kW/year, which correspond to the consumption of 78459 kg/year of fuel, considering a boiler efficiency of 88%, but after the application of isolation the savings were 133 kW/year, which correspond to 68400 kg/year of fuel, evaluated approximately in 20.000€/year.

keywords: Insulation, valves, heat transfer, economic thickness, sugar refinery.

Agradecimentos

O completar desta etapa não seria possível sem o apoio de várias pessoas, a qual gostaria de registar o meu apreço.

Primeiramente gostaria de agradecer à minha família, simplesmente por fazerem parte da minha vida, em especial à minha mãe por ter sido incansável e de alguma forma ter estado sempre presente durante todo este trajeto. Da mesma forma gostaria de agradecer ao meu pai por ele ser o meu ídolo, eu não seria a mesma se não fosse pela educação que recebi e que recebo até hoje do meu pai.

A todos os meus educadores e formadores durante todo o meu percurso académico porque sem eles não seria possível chegar até aqui.

Ao Doutor Christopher Sá, pela orientação, disponibilidade e por todo o apoio prestado durante a realização deste trabalho. Estendo o meu profundo agradecimento ao Engenheiro Luís Miguel Braga pela oportunidade, confiança, paciência, generosidade, disponibilidade e pelo apoio prestado durante a realização deste trabalho.

A todos os funcionários da RAR- refinarias de açúcar reunidas S. A., e aos meus colegas de estágio que de alguma forma contribuíram para o desempenho do meu trabalho.

Ao meu irmão Erick Lima pelo apoio e pela companhia durante todos estes anos. Da mesma forma agradeço aos meus irmãos Valdivia Lima e Rodrigo Lima por fazerem parte da minha vida e pelas alegrias que me deram mesmo à distância durante este percurso.

Aos meus amigos Bárbara Barros, Cristiana Pereira, Cláudia Maia, Filipe Pinho, Marco Costa, Daniela Martins e a todos os meus colegas do ISEP que de alguma forma contribuíram para o meu sucesso.

À avó Maria Eduarda Barros pelos bons momentos que passei em sua casa e pelas palavras de conforto e sabedoria sempre no momento certo.

Por último, mas não menos importante, ao meu namorado Patrício Ferreira pela pessoa que é, por ter uma participação especial na minha vida e por estar sempre presente em todos os aspetos.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Objetivos	2
1.2	Organização do relatório	3
1.3	Apresentação da Empresa RAR-Açúcar S.A.	4
2	Estado da arte	7
2.1	Correlações empíricas para determinação da taxa e dos coeficientes de transferência de calor	7
2.1.1	Determinação da perda de calor pelo isolamento	12
	Convecção natural	12
	Convecção forçada	14
	Radiação	15
2.2	Raio crítico do isolamento	16
2.3	Determinação da espessura económica do isolamento	18
2.4	Isolamento térmico de válvulas e acessórios	20
3	Materiais e métodos	23
3.1	Validação do método	23
3.2	Aplicação da termografia na determinação da temperatura	26
3.3	Medição da velocidade do vento	27
3.4	Normalização	28
4	Resultados e discussão	31
4.1	Levantamento de dados	31
4.2	Perdas de calor reais e teóricas, com isolamento	32
4.3	Determinação da espessura económica	33
4.4	Contacto com as empresas e tomada de decisão	37
4.5	Aplicação do isolamento	37
4.6	Determinação das perdas de calor após o isolamento	38

4.7	Análise económica	39
4.8	Validação do Projeto	40
5	Conclusões	43
	Bibliografia	45
A	Validação do método	47
A.1	Determinação de perdas de calor em tubos usando a norma BS 5422:1990	47
A.1.1	Determinação das perdas de calor à superfície de um tubo a 100°C	47
A.1.2	Determinação das perdas de calor à superfície de um tubo a 150°C	48
A.2	Determinação das perdas de calor utilizando o <i>software 3 E PLUS</i> .	49
A.3	Determinação das perdas de calor utilizando correlações empíricas .	51
A.3.1	Exemplo de cálculo para a determinação da quantidade de calor perdido num tubo não isolado	51
A.3.2	Determinação de perdas de calor por convecção natural através de correlações empíricas	54
A.4	Determinação de perdas de calor por convecção forçada através de correlações empíricas	56
B	Resultados	59
B.1	Determinação das perdas de calor utilizando o fator de conversão .	59
B.2	Determinação do calor perdido em acessórios cujo fator de conversão não é aplicável	60
B.3	Determinação dos custos associados as perdas de calor	64
B.4	Resultados referentes as perdas de calor e aos custos associados . .	66
B.5	Resultados referentes as perdas de calor e aos custos associados após isolamento	69
C	Constantes	73

Lista de Figuras

1.1	Edifícios da RAR	4
2.1	Tubo cilíndrico isolado exposto à convecção a partir da superfície externa [3].	8
2.2	Circuito equivalente de transferência de calor para um tubo isolado	9
2.3	Tubo cilíndrico isolado exposto à convecção a partir da superfície externa e a rede de resistência térmica associada [12].	16
2.4	Variação da taxa de transferência de calor com o raio externo do isolamento r_2 quando $r_1 < r_{cr}$ [12].	17
2.5	Comportamento dos custos referentes à espessura económica do isolamento [13]	19
2.6	Válvulas e acessórios não isolados (a), Válvulas e acessórios com “casacos de isolamento” (b)	21
3.1	Perda de calor para um tubo com a temperatura superficial de 75°C, variando a espessura de isolamento . Este gráfico foi adaptado da norma <i>BS 5422:1990</i> [5].	24
3.2	Câmara termográfica [18].	27
3.3	Anemômetro <i>testo</i> 435-4 [20]	27
3.4	Imagem representativa de um dos acessórios encontrados na linha de vapor (atempadora) cujo fator de conversão não é aplicável.	29
3.5	Correlação entre a área da face da flange e a área de um tubo	30
4.1	Flanges não isoladas (a), imagem térmica das flanges não isoladas (b), válvulas não isoladas (c) e (e), imagens térmicas das válvulas não isoladas (d) e (f).	32
4.2	Consumo energético anual para cada tipo de válvula	33
4.3	Comportamento dos custos de energia consumida e do isolamento, variando a espessura do isolamento para um DN50, às temperaturas de 100°C (a), 150°C (b), 200°C (c) e 350°C (d).	34

4.4	Comportamento dos custos de energia consumida e do isolamento, variando a espessura do isolamento para um DN100, à temperatura de 100°C (a), à temperatura de 150°C (b), à temperatura de 200°C (c), à temperatura de 350 °C (d)	35
4.5	Comportamento dos custos de energia consumida e do isolamento, variando a espessura do isolamento para um DN100, à temperatura de 100°C (a), 150°C (b), 200°C (c) e à temperatura de 350 °C (d).	36
4.6	Flanges isoladas (a), imagem térmica das flanges isoladas (b), válvulas isoladas (c) e (e), imagens térmicas das válvulas isoladas (d) e (f).	38
4.7	Consumo energético anual para cada tipo de válvula, antes e depois do isolamento.	39
4.8	Consumo energético anual para cada tipo de válvula, antes e depois do isolamento	40
A.1	Perda de calor para um tubo com a temperatura superficial de 100 °C, variando a espessura de isolamento. Este gráfico foi adaptado da norma <i>BS5422-2009</i>	48
A.2	Perda de calor para um tubo com a temperatura superficial de 150 °C, variando a espessura de isolamento. Este gráfico foi adaptado da norma <i>BS5422-2009</i> [5].	49
A.3	Tubo isolado	54
B.1	Representação de dois pares de flanges numa tubagem.	60
B.2	Correlação entre a área da face do flange e a área de um tubo.	62
B.3	Representação esquemática de um par de flanges. Para o efeito de cálculos considera-se o par de flanges como sendo um tubo de comprimento L com seu respetivo diâmetro.	64

Lista de Tabelas

2.1	Constantes para cálculo do coeficiente de transferência de calor entre um fluido e um cilindro com o eixo perpendicular à direção de escoamento (equação 2.34) [10].	15
2.2	Espessura económica do isolamento para tubagens de processos e equipamentos.	20
3.1	Perdas de calor num tubo com temperatura de superfície de 75°C para diferentes espessuras de isolamento.	24
3.2	Comparação entre os resultados obtidos pelo <i>software 3EPlus</i> e pela norma <i>BS 5422:1990</i>	25
3.3	Comparação entre os resultados obtidos pelo <i>software 3EPlus</i> e pela norma <i>BS 5422:1990</i>	25
3.4	Comparação entre os resultados obtidos pelo <i>software 3EPlus</i> e pela norma <i>BS 5422:1990</i>	26
3.5	Fatores de multiplicação de perda de calor para válvulas [21].	28
3.6	Fatores de multiplicação dos diferentes tipos de válvulas para determinação de perdas de calor [21].	28
4.1	Análise económica do projeto de isolamento de válvulas e acessórios	40
A.1	Perdas de calor para um tubo (DN50) cuja temperatura da superfície se encontra a 100°C, para diferentes espessuras de isolamento.	48
A.2	Perdas de calor para um tubo (DN50) cuja temperatura da superfície se encontra a 150°C, para diferentes espessuras de isolamento.	49
A.3	Perdas de calor para um tubo cuja temperatura da superfície se encontra a 100°C, para diferentes espessuras de isolamento.	50
A.4	Perdas de calor para um tubo cuja temperatura da superfície se encontra a 75°C, para diferentes espessuras de isolamento.	50
A.5	Perdas de calor para um tubo cuja temperatura da superfície se encontra a 150°C, para diferentes espessuras de isolamento.	51

A.6	Resultados obtidos para perda total de calor em tubo não isolado a diferentes temperaturas.	53
A.7	Resultados para determinação das perdas de calor por correlações empíricas.	56
B.1	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da cota 0.	66
B.2	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da cota 4.	66
B.3	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da casa das caldeiras.	67
B.4	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da cota 14.	67
B.5	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da cota 7.	67
B.6	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da cota 11.	68
B.7	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cota 0.	69
B.8	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cota 4.	69
B.9	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cota 7.	70
B.10	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cota 14.	70
B.11	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para casa das caldeiras.	70
B.12	Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cota 11.	71
C.1	Condutividade térmica de alguns materiais isolantes [4].	73
C.2	Propriedades do ar [22].	74

Lista de Símbolos

A	Área	m^2
C_p	Calor específico	$J/(Kg \cdot K)$
D	Diâmetro	m
g	Aceleração de gravidade	m/s^2
G_r	Número de Grashof	
h	Coeficiente de convecção	$W/m^2 K$
L	Comprimento	m
Nu	Número de Nusselt	
Pr	Número de Prandtl	m^2
q	Potência térmica	W
Q	Fluxo de calor	W/m^2
r	Raio	m
R	Resistência térmica	W/m
Re	Número de Reynolds	
T	Temperatura	$^{\circ}C$
T_{00}	Temperatura do ambiente envolvente	m^2
U	Coeficiente global de transferência de calor	$W/(m^2 K)$
v	Velocidade	m/s
DN	Diâmetro nominal	mm

Letras gregas

κ	Condutividade	$W/(m K)$
β	Coeficiente de expansão	$1/K$
ϵ	Emissividade de expansão	
σ	Constante de Stefan-Boltzann	$Wm^{-2}K^{-1}$
ρ	Massa específica	Kg/m^3
μ	Viscosidade absoluta	$Pa.s$

ν	Viscosidade cinemática	m^2/s
α_v	Coeficiente de expansão	$1/\text{K}$

CAPÍTULO

1

Introdução

Na sociedade atual, os sistemas de tubagem estão constantemente presentes, quer em edifícios residenciais e comerciais, quer em instalações industriais. Como um sistema de veias e artérias, as tubagens transportam os fluidos a serem processados ao longo das instalações, sendo indispensáveis para o funcionamento das mesmas. Grande parte das tubagens em instalações industriais transportam fluido quente e a superfície das mesmas é mais quente do que o ambiente envolvente, ou seja, estas superfícies transferem calor para o ar ambiente. Sempre que há um gradiente de temperatura haverá transferência de energia, ou seja, *transferência de calor*.

A taxa de transferência de calor depende de muitos fatores, mas a temperatura de superfície e a sua área são os principais. Quanto maior essa temperatura e área, maior a será a perda de calor. Por isso, adicionar uma determinada camada isolante a uma superfície quente permite reduzir a energia perdida [1] e melhorar a eficiência do processo [2, 3].

O isolamento térmico é um elemento crítico no processo de operação de linhas de vapor. Todas as superfícies quentes perdem calor, devendo-se ter em atenção as válvulas, flanges, etc., que muitas vezes são deixadas sem isolamento por motivos de manutenção. Uma válvula não isolada perde aproximadamente a mesma quantidade de calor que 1 m de tubo não isolado com o mesmo diâmetro. As flanges não isoladas, possuem uma área de superfície menor e perdem, por exemplo, cerca de metade dessa quantidade [1].

O isolante térmico é, em geral, um material que incorpora no seu interior uma grande quantidade de pequenas bolhas de gás, de condutividade térmica baixa, que permite reduzir a transferência de calor [4].

O isolamento pode permitir realizar uma variedade de funções, tais como [5]:

- Economizar energia em sistemas refrigerados e aquecidos;
- Retardar o congelamento de conteúdos;
- Controlar a condensação em superfícies refrigeradas;
- Proteger os operadores da exposição a temperaturas extremas.

Para escolher o material isolante, deve-se ter em conta as seguintes características [4, 5]:

- Baixa condutividade térmica;
- Resistência às temperaturas a qual será submetido;
- Resistência à água e aos agentes agressivos;
- Estabilidade mecânica e química.
- Não tóxico;

Neste trabalho o isolamento escolhido foi a lã de rocha, um material produzido a partir de rocha basáltica e outros minerais, que são fundidos a 1500°C e transformados em fibra usando o processo de centrifugação. De forma a obter as propriedades desejadas são aglomeradas resinas com aditivos. A lã de rocha apresenta várias vantagens tais como: fácil manuseio, baixo nível de condutividade térmica, resiste a temperaturas até 750°C, não ataca as superfícies que mantém contato, não exige manutenção periódica, é relativamente barata, não cancerígena e resiste a vibrações [6].

1.1 Objetivos

A presente dissertação teve como principal objetivo estudar e realizar o isolamento térmico de válvulas e acessórios na rede de vapor numa empresa de processo químico (RAR). A finalidade desse isolamento é diminuir a transferência de energia entre o interior e o exterior da rede. Para dar resposta ao objetivo pretendido, cumpriram-se as seguintes etapas:

- a) Levantamento de todas as válvulas e acessórios não isolados na rede de vapor;
- b) Validação do método para determinar as perdas de calor nas válvulas e acessórios;
- c) Levantamento dos dados necessários para determinação das perdas de calor, nomeadamente a temperatura de superfície de cada acessório e o diâmetro da tubagem;
- d) Determinar as perdas de calor e o seu custo energético;
- e) Analisar propostas de isolamento para diferentes espessuras;
- f) Determinar a espessura económica de isolamento e a energia que é possível poupar;
- g) Executar o isolamento das válvulas e acessórios;
- h) Fazer novo levantamento de dados nos acessórios isolados para validação do projeto.

Este tema surgiu pela necessidade da empresa melhorar a sua eficiência energética, ao isolar as válvulas na rede de vapor ou substituir isolamento deteriorado.

1.2 Organização do relatório

Este relatório encontra-se dividido em 5 capítulos.

O presente capítulo constitui a introdução, onde é definido o âmbito deste estudo. É feita uma apresentação sumária sobre o uso de isolamento térmico em indústrias. Este capítulo apresenta ainda a importância do isolamento térmico bem como as suas vantagens e características. Por último, é feita uma breve introdução à empresa RAR.

O capítulo 2 é dedicado ao estado da arte. Este capítulo encontra-se por sua vez dividido em vários subcapítulos onde são encontradas as correlações empíricas para determinação da taxa de transferência de calor e dos coeficientes globais de transferência de calor, o modelo para a determinação do raio crítico e da espessura económica do isolamento.

No capítulo 3 está apresentado o método utilizado para a determinação das perdas de calor. Também estão apresentados os métodos utilizados para o levantamento dos dados necessários a esse cálculo.

O capítulo 4 é dedicado à apresentação dos resultados e encontra-se subdividido em 8 secções. A primeira secção contém os dados necessários para as determinações das perdas energéticas. Na segunda secção são analisados os resultados das perdas de calor sem isolamento e seus respetivos custos. De seguida é determinada a espessura económica do isolamento para várias temperaturas, é feito o contacto telefónico com as empresas fornecedoras e a decisão da mais vantajosa. Após a aplicação do isolamento são apresentadas as perdas de calor, a análise económica e a validação do projeto.

No capítulo 5 encontram-se resumidas as conclusões da realização do Projeto.

1.3 Apresentação da Empresa RAR-Açúcar S.A.

A Refinaria de Açúcar Reunidas – RAR (Figura 1.1), situa-se na zona Norte de Portugal. Até à década de 60 era composta por nove pequenas unidades de refinação de açúcar da região Norte, as quais não tinham capacidade nem equipamentos capazes de dar resposta à procura do produto.



A necessidade de dar resposta à procura e de melhorar a qualidade, ditou a fusão destas pequenas refinarias, surgindo assim uma nova e moderna refinaria. Formase, em 1962, a RAR - Refinarias de Açúcar Reunidas S.A. que durante cinco anos preparou uma instalação nova e equipada com modernos equipamentos. Em 1967, a refinaria entra em atividade com uma capacidade de produção de 25.000 toneladas/ano, atingindo nesse ano cerca de 22.000 toneladas em vendas, representando estes valores 11,8% do consumo nacional para a época.

Em 1968, fruto do crescimento acelerado da empresa, a RAR-Açúcar adquiriu a Refinaria Angola, situada em Matosinhos, aumentando assim a sua cota no mercado para os 45%. No ano de 1991, a Refinaria de Matosinhos foi encerrada, ficando a Refinaria do Porto dotada da capacidade necessária ao completo processamento das necessidades de açúcar da RAR. A união das refinarias possibilitou o aumento de funcionários e a especialização em tecnologias associadas ao processo de fabrico, garantindo desta forma um processo industrial com capacidade de obter um produto com qualidade e higiene.

A RAR-Açúcar, atualmente, tem uma capacidade de produção acima de 240.000 toneladas por ano (com base numa laboração de cinco dias por semana) e tem um volume de negócios de 72 428 328€ e com a participação de 142 colaboradores.

Como empresa de referência que aposta numa política de qualidade nos seus produtos, a RAR- açúcar obtém a certificação da qualidade pela norma *NP EN ISO 9001:2008*, a certificação Ambiental pela norma *ISO 14001:2004*, *NPEN ISO 22000:2005* e certificação IFS (*International Food Standard*), respetivamente, ambas as normas de Segurança Alimentar.

CAPÍTULO

2

Estado da arte

Neste capítulo, será realizada uma revisão bibliográfica focalizada na transferência de calor, onde serão consideradas as correlações empíricas usadas para a determinação das perdas de calor em tabulações.

Quando se fala em transferência de calor, deve-se ter em conta que esta ocorre num determinado intervalo de tempo, sendo denominado de taxa de transferência de calor ou potência térmica e representa-se pela letra q . O fluxo de calor, Q , é a quantidade de calor transferido por unidade de tempo e por unidade de área (A) perpendicular à direção em que o calor é transferido [3]. Assim, o fluxo de calor é dado por:

$$Q = \frac{q}{A} \quad (2.1)$$

No Sistema Internacional as unidades da potência térmica e do fluxo de calor são, respetivamente, W e W/m² [3].

2.1 Correlações empíricas para determinação da taxa e dos coeficientes de transferência de calor

Considera-se, primeiramente, a transferência de calor promovida pelo movimento de um fluido quente, que circula no interior de um tubo e que se encontra a uma temperatura superior à do ar que envolve o tubo. A Figura 2.1 ilustra um corte transversal de um tubo isolado, em que:

1. Interior do tubo onde circula o vapor de água;
2. Parede interna do tubo;
3. Parede externa do tubo, e parede interna do isolamento;
4. Parede externa do isolamento;
5. Fluido que envolve o tubo (normalmente ar).

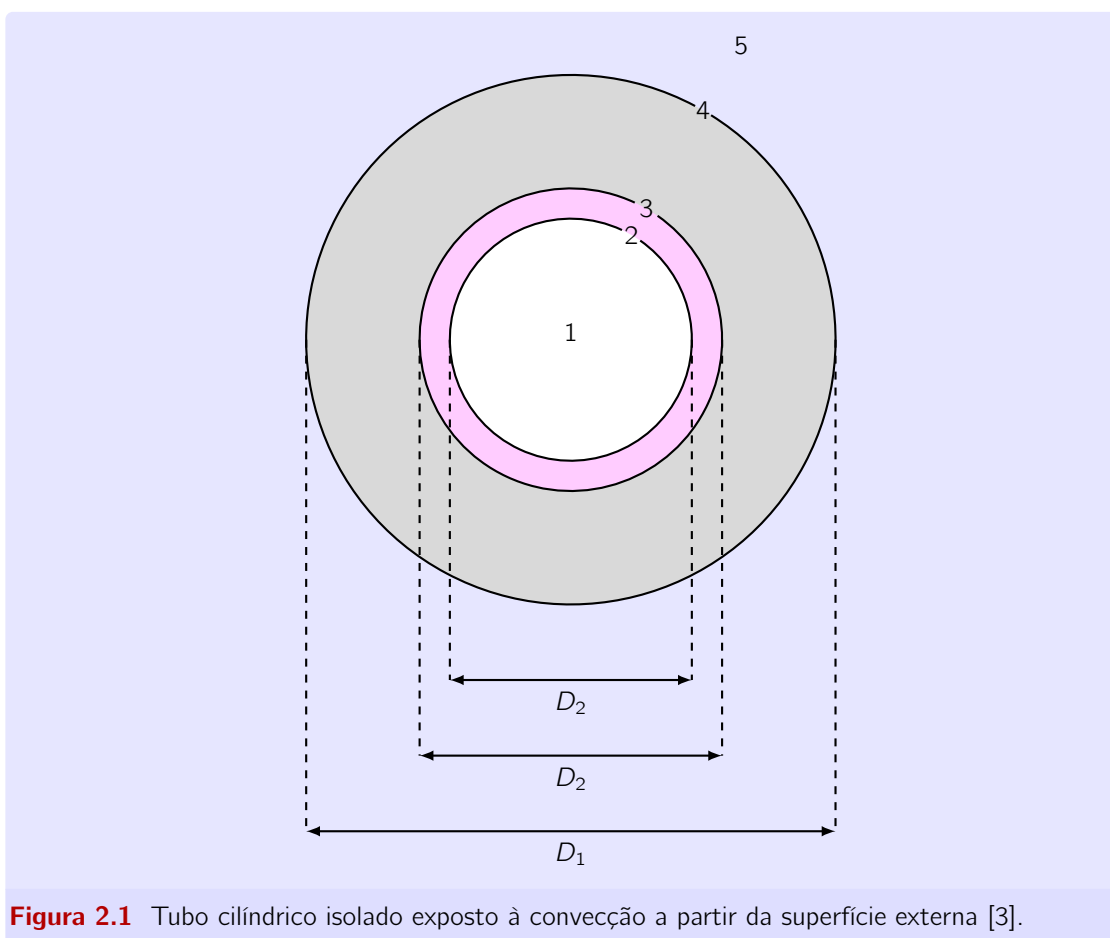


Figura 2.1 Tubo cilíndrico isolado exposto à convecção a partir da superfície externa [3].

A transferência de calor através do tubo e do material de isolamento ocorre por meio de condução, enquanto a perda de calor para a atmosfera ocorre por meio de convecção e radiação.

Sempre que existir um gradiente de temperatura em meio sólido, o calor fluirá da região de temperatura mais alta para a temperatura mais baixa [7]. Se considerarmos que o fluido quente é aquele que circula no interior do tubo, $T_1 > T_5$, então o calor vai ser transferido de dentro para fora do tubo [4, 8]. De forma genérica, a transição de calor em tubulações expostas pode ser representada pelo circuito da Figura 2.2.

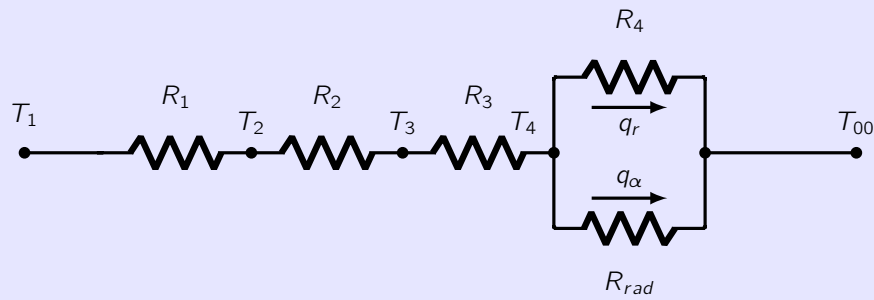


Figura 2.2 Circuito equivalente de transferência de calor para um tubo isolado em que: T_1 - temperatura do fluido interno; R_1 - Resistência à convecção do fluido interno para o tubo; T_2 - Temperatura da superfície interna do tubo; R_2 - resistência de condução na parede do tubo; T_3 - Temperatura na superfície externa do tubo e interna do isolamento; R_3 - resistência de condução no isolamento; T_4 - Temperatura da superfície externa do isolamento; R_{rad} - Resistência à radiação do tubo perante a atmosfera; R_4 - resistência de convecção entre a parede exterior do isolamento e o ar; T_{00} - Temperatura ambiente; q_r - Fluxo de calor de radiação para a atmosfera; q_α - Fluxo de calor de convecção para a atmosfera.

Nas correlações empíricas que se seguem considera-se apenas dois mecanismos de transferência de calor, condução e convecção.

Um problema comum de transferência de calor é a determinação da taxa de fluxo de calor entre dois fluidos, gasosos ou líquidos, separados por uma parede. No caso de um tubo isolado que circula vapor no seu interior, o calor é transferido por convecção em ambos os lados (interior e exterior). Entre a parede interna do tubo e a parede externa do isolamento tem-se condução. A taxa de transferência de calor em termos das temperaturas é fornecida pela equação 2.2:

$$q = \frac{\Delta T}{R_{eq}} \quad (2.2)$$

Nesta equação, ΔT , é a diferença entre a temperatura mais alta T_{quente} e a temperatura mais baixa T_{fria} , é o potencial de impulso que provoca o fluxo de calor e R_{eq} é o somatório das resistências de convecção e condução.

A resistência de calor por condução é dada pela seguinte equação:

$$R_{cond} = \frac{1}{\kappa A} \quad (2.3)$$

Desta forma, κ , corresponde à condutividade térmica do material e, A , à área de transferência de calor.

Para o caso de transferência de calor unidirecional (pelo raio), em regime permanente (sem que haja acumulação de calor), e a condutividade térmica do material

constante, vale a seguinte expressão para a condução de calor:

$$q = \kappa A \frac{dT}{dr} = \kappa 2\pi r L \frac{dT}{dr} \quad (2.4)$$

As variáveis da equação 2.4 podem então ser separadas, e a equação resultante é:

$$q \int_i^e \frac{dr}{r} = \kappa 2\pi L \int_i^e dT \quad (2.5)$$

Os limites de integração podem ser verificados através da Figura 2.1, onde a temperatura no interior do tubo (r_2) é uniforme, em T_{quente} e a temperatura no exterior do tubo (r_3) é uniforme, em T_{fria} . Se κ for independente de T , obtém-se, após a integração, a equação 2.6 e 2.7 para a taxa de condução de calor através da parede do tubo e do isolamento:

$$q_{2-3} = \frac{2\pi L \kappa_{2-3} (T_2 - T_3)}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} \quad (2.6)$$

$$q_{3-4} = \frac{2\pi L \kappa_{3-4} (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} \quad (2.7)$$

A transferência de calor do vapor para a parede interna do tubo e da parede externa do isolamento para o ar dá-se por convecção.

A resistência de calor por convecção é dada pela seguinte equação:

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (2.8)$$

Sendo que, h , corresponde ao coeficiente de transferência de calor por convecção e, A , corresponde à área de transferência de calor. A taxa de transferência de calor por convecção entre uma superfície e um fluido pode ser determinada a partir da seguinte relação:

$$q = hA\Delta T \quad (2.9)$$

onde

$$q_{1-2} = h_{1-2}A(T_1 - T_2) \quad (2.10)$$

$$q_{4-5} = h_{4-5}A(T_4 - T_5) \quad (2.11)$$

O coeficiente global de transferência de calor é obtido através da seguinte equação:

$$q_{total} = AU\Delta T_{total} \quad (2.12)$$

Sendo, $\Delta T_{total} = T_1 - T_5$, a diferença de temperatura entre o interior e o exterior do tubo. Seccionando os tubos podemos chegar à mesma conclusão com a seguinte equação:

$$T_{total} = (T_1 - T_2) + (T_2 - T_3) + (T_3 - T_4) + (T_4 - T_5) \quad (2.13)$$

Substituindo as diferenças de temperatura pelas suas respectivas expressões fica:

$$\frac{q_{total}}{A_{total}U} = \frac{q_{1-2}}{h_{1-2}A_2} + \frac{q_{2-3}}{2\pi L k_{2-3}} \log\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{q_{3-4}}{2\pi L k_{3-4}} \log\left(\frac{r_4}{r_3}\right) + \frac{q_{4-5}}{h_{4-5}A_4} \quad (2.14)$$

Como a transferência de calor se dá em série, então,

$$q_{total} = q_{1-2} = q_{2-3} = q_{3-4} = q_{4-5} \quad (2.15)$$

A área total é dada por:

$$A_4 = 2\pi r_4 L \quad (2.16)$$

Se multiplicarmos todos os termos da equação 2.14 por A_4 e simplificarmos, fica:

$$\frac{1}{U} = \frac{r_4}{h_{1-2}r_2} + \frac{r_4}{k_{2-3}} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{r_4}{k_{3-4}} \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right) + \frac{1}{h_{4-5}} \quad (2.17)$$

Desta forma a taxa de transferência de calor é dada por:

$$q = A_4 U_4 (T_1 - T_5) \quad (2.18)$$

e reescrevendo a equação 2.18, obtém-se

$$q = \frac{2\pi L (T_1 - T_5)}{\frac{1}{h_{1-2}r_2} + \frac{1}{k_{2-3}} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{1}{k_{3-4}} \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right) + \frac{1}{h_{4-5}r_4}} \quad (2.19)$$

Se não tivesse a camada de isolamento, o resultado da simplificação seria:

$$\frac{1}{U} = \frac{r_3}{h_{1-2}r_2} + \frac{r_3}{k_{2-3}} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{1}{h_{3-5}} \quad (2.20)$$

logos a transferência de calor seria dada por:

$$q = A_3 U_3 (T_1 - T_5) \quad (2.21)$$

$$q = \frac{2\pi L (T_1 - T_5)}{\frac{1}{h_{1-2} r_2} + \frac{1}{k_{2-3}} \ln \left(\frac{r_3}{r_2} \right) + \frac{1}{h_{3-5} r_3}} \quad (2.22)$$

Os dois primeiros membros na segunda parcela da equação global de transferência de calor (equação 2.17) são muito menores do que os outros dois. A influência que estes têm sobre o resultado do cálculo final do coeficiente global de transferência de calor é muito pequena, logo pode-se fazer a seguinte simplificação:

$$\frac{1}{U} = \frac{r_4}{\kappa_{3-4}} \ln \left(\frac{r_4}{r_3} \right) + \frac{1}{h_{4-5}} \quad (2.23)$$

logo,

$$q = \frac{2\pi L r_4 (T_1 - T_5)}{\frac{r_4}{\kappa_{3-4}} \ln \left(\frac{r_4}{r_3} \right) + \frac{1}{h_{4-5}}} \quad (2.24)$$

2.1.1 Determinação da perda de calor pelo isolamento

A transferência de calor da superfície para o ar dá-se por convecção e radiação.

O fenómeno de convecção pode ocorrer de forma natural ou forçada. Na convecção natural a permuta ocorre por diferença de massas volúmicas, contrariamente ao que acontece na convecção forçada, na qual são utilizados agentes externos como bombas ou ventiladores.

Nos últimos anos, várias correlações com o número de *Nusselt* (número adimensional do físico *Wilhelm Nusselt*) foram desenvolvidas por diferentes autores para modelar os mecanismos de perdas de calor por convecção natural e forçada [4, 8].

Convecção natural

O ar, em contacto com uma superfície quente, é aquecido por correntes de convecção natural. Nestes casos, a transferência de calor dá-se a uma velocidade menor, já que as correntes de convecção natural são bastante lentas [9].

A potência térmica dissipada por convecção pode ser calculada através da equação 2.25:

$$Q_{conv} = h_{conv} A (T - T_{00}) \quad (2.25)$$

Em que:

Q_{conv} - Potência térmica transferida por convecção;

h_{conv} - coeficiente pelicular de transferência de calor por convecção.

Vários investigadores (Davis *et al.*) estudaram a convecção natural a partir de superfícies horizontais para o ar e o resultado obtido é apresentado pela equação 2.26 [9].

$$Nu = C' Pr (Pr Gr)^n \quad (2.26)$$

em que Gr é o número de *Grashof*, Pr é o número de *Prandtl* e n é 0,25 para valores de $GrPr$ entre 10^3 e 10^8 . Em condições turbulentas verifica-se que n é de 0,33 e daqui resulta o coeficiente de transferência de calor.

No caso especial de convecção de um corpo quente para o ar, podem-se simplificar algumas expressões. Assim, para o fluxo laminar, a equação 2.26 pode escrever-se:

$$Nu = \frac{h_{conv} L}{\kappa} = C' \left[\left(\frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \right) \left(\frac{C_p \mu}{\kappa} \right) \right]^m \quad (2.27)$$

Resolvendo em ordem a h_{conv} , obtemos

$$h_{conv} = C' \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^m \kappa \left[\frac{\beta g \rho^2 C_p}{\mu \kappa} \right]^{1/4} \quad (2.28)$$

Em que:

c e m - são constantes;

h_{conv} - coeficiente de convecção;

β - coeficiente de expansão volumétrica do fluido;

ΔT - diferença positiva de temperaturas entre a parede e o ar;

κ - condutividade do fluido;

μ - viscosidade cinemática;

L - representa uma dimensão característica, que varia conforme geometria do sistema.

Numa larga gama de temperaturas, o fator $\kappa (\beta g \rho^2 C_p / \mu \kappa)^{1/4}$ permanece razoavelmente constante [9]. Pode, neste caso, obter-se o coeficiente de transferência de calor h_{conv} a partir da relação:

$$h_{conv} = C'(2,45) \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4} \quad (2.29)$$

Para o cálculo do coeficiente de convecção natural (h_{conv}) a 1 atm e parede cilíndrica podem ser consideradas as seguintes correlações empíricas [10]:

para $10^3 < GrPr < 10^9$,

$$h_{conv} = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{1/4} \quad (2.30)$$

para $10^9 < GrPr$,

$$h_{conv} = 1,24 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{1/3} \quad (2.31)$$

em que,

$$Gr = g\beta(T - T_{00}) \frac{D^3}{\nu^2} \quad (2.32)$$

Convecção forçada

O mecanismo de convecção forçada é um tipo de transporte de calor em que o movimento do fluido se dá com a ajuda de uma fonte externa. É considerado um método de transferência de calor muito útil em que a energia térmica pode ser transportada de forma eficiente.

Para o caso de escoamento em torno de um cilindro com o seu eixo perpendicular à direção de escoamento, o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e o cilindro é calculado por [10]:

$$Nu = \frac{h_{conv} D_0}{\kappa} = C Re^m Pr^{1/3} \quad (2.33)$$

Em que:

- $Re = (D_0 v \rho) / \mu$, sendo D_0 o diâmetro externo do tubo e as propriedades físicas são avaliadas à temperatura média do filme.
- Os valores das constantes C e m são obtidos por leitura da Tabela 2.1 e válidos para $Pr > 0,6$.

Tabela 2.1: Constantes para cálculo do coeficiente de transferência de calor entre um fluido e um cilindro com o eixo perpendicular à direção de escoamento (equação 2.34) [10].

Re	m	C
1-4	0,330	0,989
4-40	0,385	0,911
$40 - 4 \times 10^3$	0,466	0,683
$4 \times 10^3 - 4 \times 10^4$	0,618	0,193
$4 \times 10^4 - 2,5 \times 10^5$	0,805	0,0266

Radiação

A radiação térmica ou também designada por irradiação pode ser emitida como o fluxo de radiação eletromagnética emitido por um meio (corpo sólido, líquido, mistura de gases). A temperatura e a radiação térmica emitida refletem o grau de energia interna do meio. As ondas eletromagnéticas propagam-se no vazio, portanto, não tem de existir contacto entre as superfícies/corpos para que haja troca de calor. Qualquer corpo que se conheça emite radiação térmica. A radiação emitida é função da temperatura do corpo, ou seja, a temperatura e a radiação térmica emitida refletem o grau de energia interna do meio, sendo que, quanto mais quente estiver o corpo maior é a radiação emitida. O fluxo térmico emitido é determinado por:

$$E = \epsilon \sigma T^4 \quad (2.34)$$

Em que E representa o fluxo térmico radiante por unidade de área, ϵ a emissividade, a constante de *Stefan Boltzmann* assume o valor $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} [W/(m^2 K^4)]$, T representa a temperatura do corpo emissor $[K]$ [11]. Quando se trata de determinar a potência térmica dissipada por radiação a partir da superfície do tubo, esta pode ser calculada através da equação:

$$Q_{rad} = \epsilon \sigma A (T^4 - T_{00}^4) \quad (2.35)$$

Onde:

Q_{rad} - potência térmica transferida entre a superfície e o ar, devido à radiação;

A - área superficial;

T - temperatura à superfície do tubo

T_{00} - temperatura do ar;

2.2 Raio crítico do isolamento

Isolar exteriormente um tubo permite reduzir as perdas de calor entre o fluido que circula no interior e o meio exterior. No entanto, o resultado pode ser precisamente o contrário, ou seja, o isolamento pode fazer aumentar a taxa de transferência de calor. Este isolamento aumenta a resistência de condução, mas também diminui a resistência de convecção na superfície por causa do aumento da sua área [12]. Considere-se um tubo cilíndrico de raio externo r_1 cuja temperatura da superfície externa T é mantida constante (Figura 2.3).

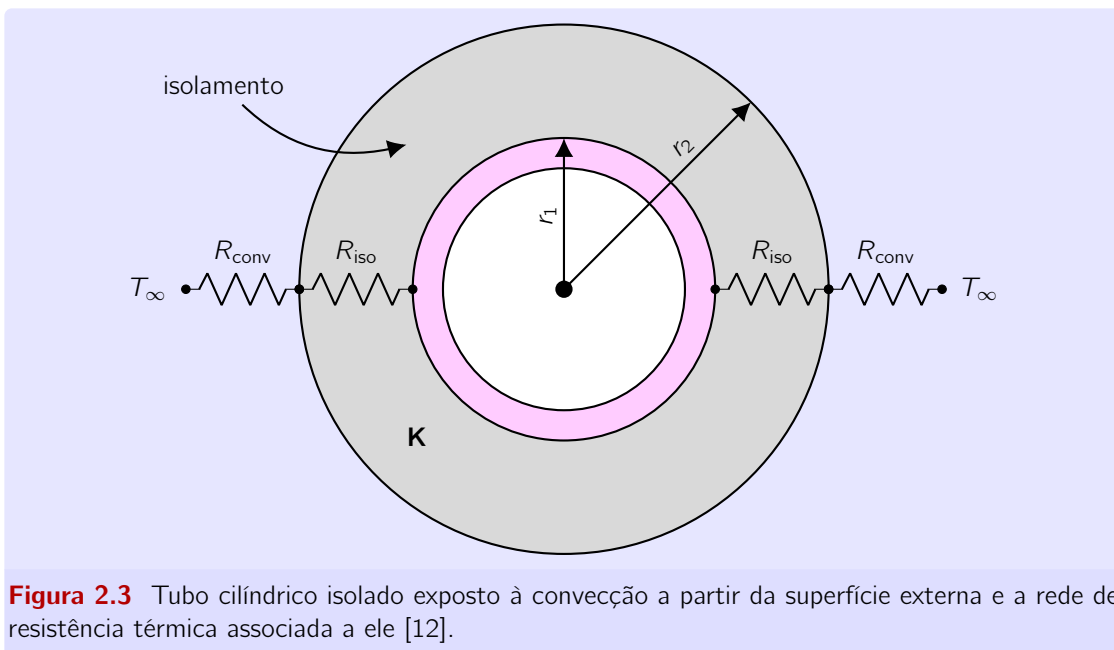


Figura 2.3 Tubo cilíndrico isolado exposto à convecção a partir da superfície externa e a rede de resistência térmica associada a ele [12].

Salienta-se, que o raio crítico de isolamento depende da condutividade térmica do isolamento κ e do coeficiente externo de transferência de calor por convecção h .

O tubo é isolado com um material cuja condutividade térmica é κ e o raio externo é r_2 . Perde-se calor do interior do tubo para o meio circundante à temperatura T_{00} , com um coeficiente de transferência de calor por convecção h . A taxa de transferência de calor do tubo isolado para o ar circundante (Figura 2.4) [12] pode ser expressa como:

$$Q = \frac{T - T_{00}}{R_{iso} + R_{conv}} \quad (2.36)$$

$$Q = \frac{T - T_{00}}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L \kappa_{iso}} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_e}} \quad (2.37)$$

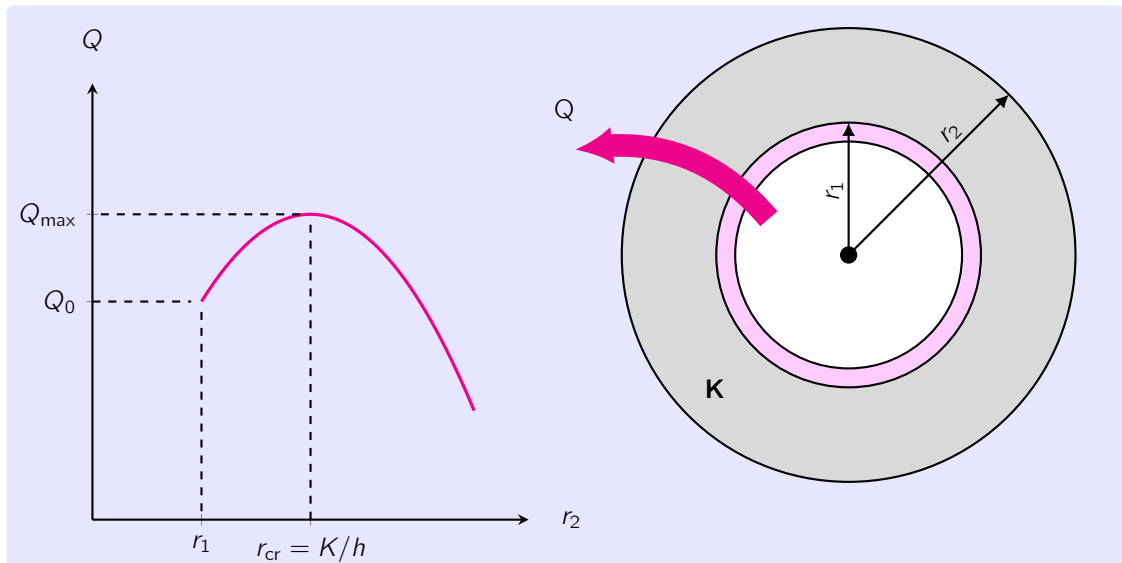


Figura 2.4 Variação da taxa de transferência de calor com o raio externo do isolamento r_2 quando $r_1 < r_{cr}$ [12].

Assume-se que todos os parâmetros da equação 2.37 são constantes, exceto o raio exterior do isolamento r_2 . A primeira resistência no denominador aumenta com o r_2 ; é o jogo entre estas duas tendências que fará com que o isolamento cumpra a sua função, ou não.

O raio crítico corresponde ao valor de r_2 a partir do qual a taxa de transferência de calor começa a diminuir e, é determinado fazendo a derivada de Q relativamente a r_2 e, igualando a zero:

$$\frac{dQ}{dr_2} = 0 \Leftrightarrow Q = Q_{max} \quad (2.38)$$

Derivando a equação 2.37 obtém-se,

$$\frac{dQ}{dr_2} = -\frac{T_1 - T_{00}}{\left[\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L \kappa_{iso}} + \frac{1}{2\pi r_2 L h e} \right]^2} \left[\frac{1/r_2}{2\pi L \kappa_{iso}} - \frac{1/r_2^2}{2\pi L h e} \right] = 0 \quad (2.39)$$

Simplificando 2.39,

$$\frac{1/r_2}{2\pi L \kappa_{iso}} - \frac{1/r_2^2}{2\pi L h e} = 0 \quad (2.40)$$

resolvendo em ordem a r_2 , obtém-se o raio crítico do isolamento ((r_{cr})), para um cilindro:

$$r_{cr} = \frac{\kappa_{iso}}{h e} \quad (2.41)$$

Nota-se que o raio crítico do isolamento depende da condutividade térmica do isolamento κ e do coeficiente de transferência de calor por convecção externa h . Assim:

- A taxa de transferência de calor Q aumenta com a adição de isolamento se $r_2 < r_{cr}$;
- A taxa de transferência de calor Q atinge o máximo quando $r_2 = r_{cr}$;
- Só para $r_2 > r_{cr}$ se obtém o desejado, ou seja, diminuir a taxa de calor transferido. No entanto, o calor perdido pode ainda ser, nessa altura, superior àquele que se perdia sem isolamento Q_0 , ver Figura 2.4;
- Se r_1 for superior a r_{cr} , a aplicação do isolamento terá imediatamente o efeito desejado, que é fazer diminuir Q_0 .

2.3 Determinação da espessura económica do isolamento

Se a temperatura do fluido que circula num tubo sem isolamento for superior àquela reinante no seu exterior, haverá uma perda de calor do fluido para o meio externo, que por sua vez pode ser convertida em desperdício de recursos financeiros. Para os reduzir é aplicado o isolamento térmico com uma espessura que depende das características do material e da finalidade com que se aplica. Quando o único objetivo é atingir um custo total mínimo, a espessura apropriada é conhecida como espessura económica. Para a calcular, são necessárias as seguintes informações adicionais [13]:

- Custo da perda de calor;
- Período de avaliação (horas de trabalho);
- Custo do isolamento.

No caso da condução de um fluido quente, quanto maior for a espessura do isolamento, menor será a quantidade de calor perdida e também menor a quantidade de dinheiro desperdiçado correspondente a esta perda. Se esta variável for a única a ser analisada, o melhor seria empregar um isolamento de espessura infinita, eliminando assim a perda de calor. Porém, o isolamento tem um custo e exige um investimento inicial. No caso extremo, o período de amortização deste investimento deveria ser

o tempo de vida útil do isolamento. Estas duas funções variam de forma inversa, de tal forma que o custo total obtido pela soma do custo do isolamento e o custo da perda de calor apresenta um mínimo. A espessura económica é a correspondente a este custo mínimo como se pode verificar na Figura 2.5.

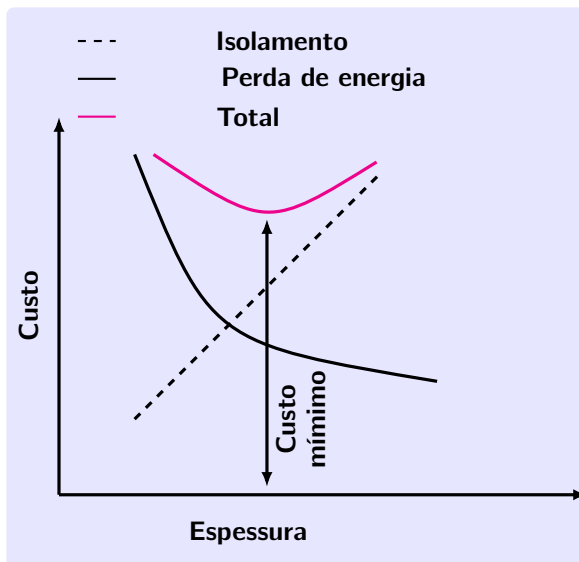


Figura 2.5 Comportamento dos custos referentes à espessura económica do isolamento [13]. A perda de energia diminui à medida que aumenta a espessura de isolamento, que por sua vez aumenta o custo. Somando o custo da perda de energia ao custo do isolamento obtém-se o custo total, tornando possível a determinação do custo mínimo.

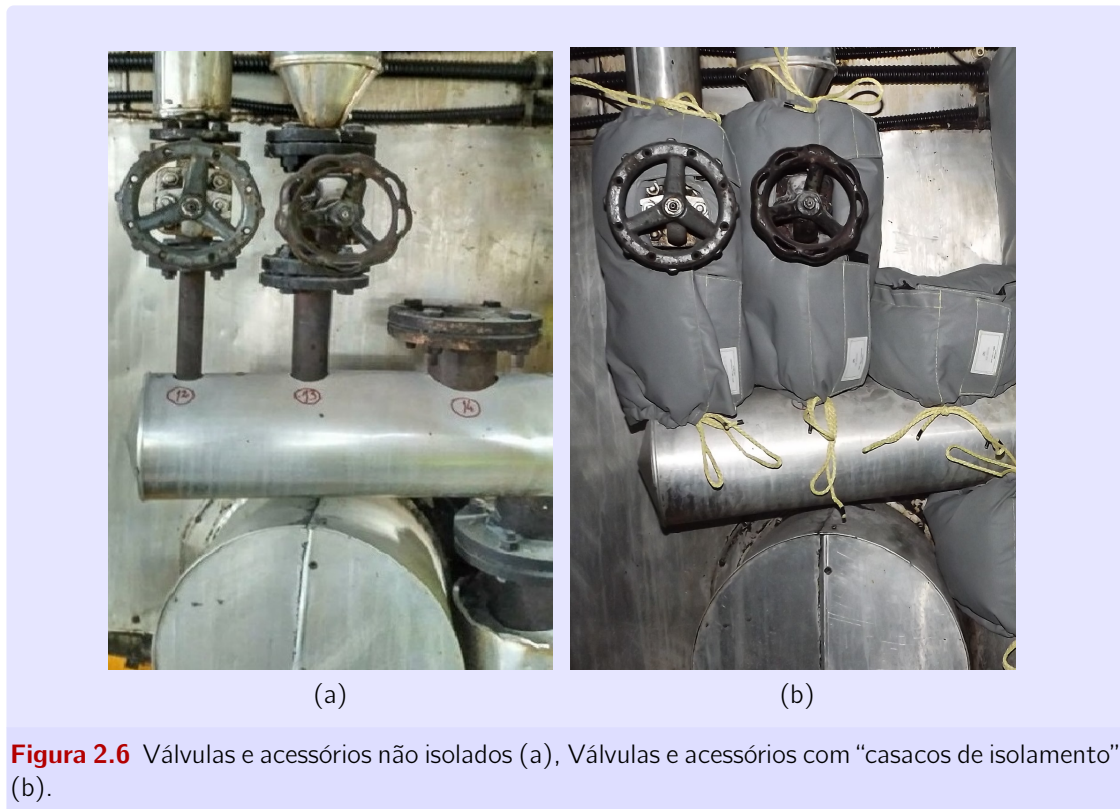
Existem valores tabelados de espessura económica para vários tipos de aplicações, que estão incluídas na norma *BS 5422: 1990*. Os valores dessas espessuras foram tabelados para faixas de tamanhos de tubos, temperaturas da superfície e condutividade térmica. Estas tabelas permitem determinar o valor r da espessura económica, em determinadas condições experimentais. Na tabela 2.2 estão apresentados alguns valores de espessura económica para vários diâmetros externos de tubos de aço a diferentes temperaturas. Esta tabela foi adaptada da norma *BS 5422: 1990*, cujos valores são válidos para superfícies quentes com ar ambiente parado a temperaturas superiores a 20°C [14].

Tabela 2.2: Espessura económica do isolamento para tubagens de processos e equipamentos.

DN (mm)	Temperatura à superfície quente (°C)								
	100			300			400		
	Condutividade térmica do isolamento (W/(m K))								
	0,03	0,04	0,05	0,04	0,05	0,07	0,05	0,07	0,08
Espessura económica do isolamento (mm)									
26,9	35	39	43	64	69	78	78	89	94
33,7	36	40	44	66	72	82	81	92	97
42,4	40	45	49	73	79	90	89	102	107
48,3	42	47	51	77	82	92	93	106	112
60,8	45	50	55	82	89	95	101	115	121
76,1	47	25	57	86	94	102	106	121	127
88,9	49	45	59	90	98	107	110	126	133
101,6	50	56	62	93	101	112	114	130	138

2.4 Isolamento térmico de válvulas e acessórios

O isolamento é uma solução significativa de economia de energia que não altera nenhuma parte do processo. Na maioria das instalações de vapor, as tubagens até possuem isolamento térmico adequado, mas o mesmo já não se pode dizer relativamente aos equipamentos auxiliares, como válvulas, flanges, filtros e outros componentes, onde é comum não terem qualquer isolamento térmico [15]. De acordo com o *Insulation Outlook* (2011), um equipamento não isolado, para além de desperdiçar energia, obriga a maiores consumos de combustíveis e emissões de dióxido de carbono, proporcionando um ambiente de trabalho demasiado quente em que pode ocorrer problemas de segurança (risco de queimaduras nas superfícies acima de 50°C) [16]. Atualmente, estão disponíveis no mercado “casacos de isolamento” para válvulas, de fácil aplicação e desmontagem. Os “casacos de isolamento” são a maneira mais eficaz e conveniente de evitar a perda de calor de válvulas, flanges e outros componentes das tubagens (Figura 2.6).



Os “casacos de isolamento” são a maneira mais eficaz e conveniente de evitar a perda de calor de válvulas, flanges e outros componentes das tubagens. Grandes instalações de fabricação que usam vapor de água, podem economizar milhares de euros todos os anos se isolarem as válvulas e outros componentes nas linhas de vapor.

CAPÍTULO

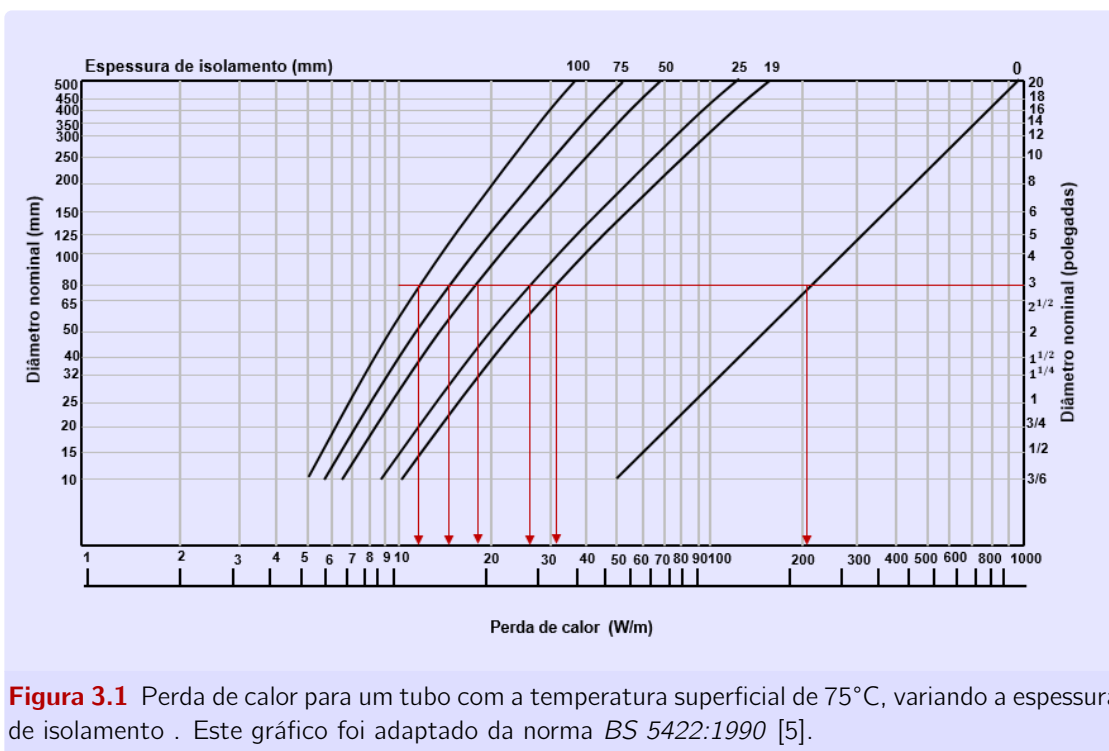
3

Materiais e métodos

Este capítulo apresenta o procedimento adotado para a realização deste trabalho. Primeiramente, foi feito o levantamento do local e numeração de todos os acessórios não isolados na rede de vapor selecionada. Seguidamente, determinaram-se as temperaturas médias na superfície de cada acessório, utilizando uma câmara termográfica, assim como, se realizaram medições da velocidade do vento nos acessórios expostos a convecção forçada. Por fim, foi efetuada a validação do método utilizado para a determinação das perdas de calor.

3.1 Validação do método

Na validação do método para a determinação das perdas de calor por convecção natural em tubulação industrial, determinaram-se os seus valores utilizando as instruções da norma *BS 5422:1990*, o que obrigou a realizar um conjunto de gráficos para várias espessuras de isolamento, referentes a lã de rocha e fibra de vidro. A Figura 3.1 mostra um gráfico adaptado da norma *BS 5422:1990* cujas curvas indicam as perdas de calor para tubos com temperatura de superfície de 75°C e para diferentes espessuras de isolamento. As linhas verticais indicam as perdas de calor e as horizontais indicam o diâmetro nominal do tubo.



O gráfico da Figura 3.1 foi realizado para determinar as perdas de calor na superfície de um tubo com diâmetro de 80 mm. Os resultados são sintetizados na Tabela 3.1 e a realização dos restantes gráficos para diâmetros diferentes podem ser consultados no Anexo A. Esta potência térmica perdida para o ar ambiente foi determinada para as seguintes espessuras de isolamento: 0, 19, 25, 50, 75 e 100 mm.

Tabela 3.1: Perdas de calor num tubo com temperatura de superfície de 75°C para diferentes espessuras de isolamento.

Espessura do Isolamento (mm)	Perda de Calor (W/m)
0	200
19	32
25	27
50	17
75	14
100	11,3

Seguidamente, determinaram-se as mesmas perdas de calor utilizando o *Software 3E Plus V4.1*. Este programa permite determinar a temperatura da superfície, a perda de calor e o cálculo da espessura de isolamento. Por fim, foram também

determinadas as mesmas perdas de calor através de correlações empíricas obtidas em bibliografias adequadas. Em jeito de conclusão fez-se a comparação dos resultados obtidos pelas três formas e justificaram-se as ligeiras diferenças encontradas. Os resultados obtidos são apresentados nas Tabelas 3.2, 3.3 e 3.4.

Na Tabela 3.2 encontram-se os resultados e respetivas diferenças para os valores determinados pela norma *BS 5422:1990* e pelo *software 3EPlus*, com uma temperatura à superfície do tubo de 100°C e um diâmetro equivalente a 50 mm.

Tabela 3.2: Comparação entre os resultados obtidos pelo *software 3EPlus* e pela norma *BS 5422:1990*.

Espessura do Isolamento (mm)	Perda de calor (W/m)		Diferença (%)
	Norma	3EPlus	
0	230	221,7	3,6
25	30	27,86	7,1
50	20	18,11	9,5
75	16	15,08	5,8
100	13,5	12,54	7,1

Na Tabela 3.3 estão incluídos os resultados e respetivas diferenças determinadas pela norma *BS 5422:1990* e pelo *software 3EPlus*, para a temperatura à superfície do tubo de 75°C e diâmetro equivalente a 80 mm.

Tabela 3.3: Comparação entre os resultados obtidos pelo *software 3EPlus* e pela norma *BS 5422:1990*.

Espessura do Isolamento (mm)	Perda de calor (W/m)		Diferença (%)
	Norma	3EPlus	
0	230	220,8	4
25	30	27,7	7,7
50	20	20,0	0
75	16	15,86	0,87
100	13,5	13,67	1,2

Na Tabela 3.4 apresentam-se os resultados e respetivas diferenças das perdas de calor determinadas pela norma *BS 5422:1990* e por correlações empíricas, para uma temperatura à superfície do tubo de 100°C e o diâmetro equivalente a 50 mm.

Tabela 3.4: Comparação entre os resultados obtidos pelo *software 3EPlus* e pela norma *BS 5422:1990*.

Espessura do Isolamento (mm)	Perda de calor (W/m)		Diferença (%)
	Norma	3EPlus	
0	230	220,8	4
25	30	27,7	7,7
50	20	20,0	0
75	16	15,86	0,87
100	13,5	13,67	1,2

Concluiu-se que os resultados obtidos pelo *Software 3EPlus* e pelas correlações empíricas apresentaram uma diferença média de 6,6% e 2,6%, respetivamente, quando comparados com os valores da norma. Admitindo um valor máximo de 7% para esta diferença pode-se concluir que a determinação das perdas de energia pelo *Software 3EPlus* permite uma aproximação válida.

3.2 Aplicação da termografia na determinação da temperatura

A aplicação termográfica é uma técnica não destrutiva que utiliza os raios infravermelhos para medir temperaturas ou observar padrões diferenciais de distribuição de temperatura, com o objetivo de propiciar informações relativas à condição operacional de um componente, equipamento ou processo. A termografia apresenta-se como uma técnica de inspeção extremamente útil, uma vez que permite realizar medições sem contacto físico com a instalação (segurança); verificar equipamentos em pleno funcionamento (sem interferência na produção); e inspecionar grandes superfícies em pouco tempo (alto rendimento) [17]. Através da termografia de infravermelho é possível captar imagens térmicas bidimensionais das temperaturas superficiais de equipamentos e estruturas. As imagens térmicas da rede de vapor revelam as temperaturas de superfície, permitindo determinar as perdas e respetivas eficiências de cada componente. O equipamento utilizado neste trabalho é da marca *FLUKE* e modelo *Ti25* (Figura 3.2).



Figura 3.2 Câmera termográfica [18]. Este aparelho permite distinguir áreas de diferentes temperaturas. É um dispositivo destinado a perceber imagens na faixa de radiações infravermelhas do espectro eletromagnético e convertê-las de forma sistemática à faixa visível do espectro, permitindo assim que os seres humanos observem as imagens térmicas.

3.3 Medição da velocidade do vento

Para se conseguir determinar as perdas de calor nos acessórios que se encontram expostos à convecção forçada, foi necessário conhecer a velocidade do vento. O método utilizado para esta determinação foi a anemometria [19]. Efetuaram-se várias medições e, por fim, fez-se uma média dos valores. O aparelho usado para executar este método foi um anemómetro (Figura 3.3) da marca *testo* e modelo 435-4.



Figura 3.3 Anemómetro *testo* 435-4 [20]. É um instrumento utilizado para medir a velocidade de um fluido que pode ser o ar (vento) ou a água.

Este aparelho tem as seguintes características [19]:

- Temperatura do ar de 20,0 a 70,0°C com sensor NTC
- Velocidade do ar de 0 a 19,99 m/s
- *Display* retro-iluminado;
- Empunhadura telescópica: máx. 820 mm;
- Certificação de calibração ISO.

3.4 Normalização

Nas linhas de vapor são encontrados acessórios com vários formatos, nomeadamente os vários tipos de válvulas, flanges, etc., e para determinar as suas perdas de calor utilizam-se fatores de conversão, por exemplo a conversão da área de uma válvula noutra equivalente ao tamanho de um tubo, com um determinado diâmetro nominal.

Os fatores de conversão são apresentados na Tabela 3.5 e baseam-se numa válvula de gaveta típica com cobertura de isolamento para incluir o corpo, a flange e a tampa da válvula.

Tabela 3.5: Fatores de multiplicação de perda de calor para válvulas [21].

Diâmetro	Fator	Diâmetro	Fator
0,5	0,52	0,75	0,78
1	1,0	1,25	1,33
1,5	1,7	2	1,92
2,5	2	3	2,4
3,5	2,62	4	2,92
6	3,84	8	4,66
10	5,51	12	6,25
14	7,07	16	7,91
18	8,84	20	9,57

Para determinar os fatores de multiplicação ajustados para outros tipos de válvulas e suportes, utilizam-se os existentes na Tabela 3.6.

Tabela 3.6: Fatores de multiplicação dos diferentes tipos de válvulas para determinação de perdas de calor [21].

Tipo	Fator
gaveta	1,0
Esférica	0,7
Globo	0,95
Borboleta	0,6

O exemplo de cálculo para a determinação da perda de calor utilizando estes fatores de conversão pode ser consultado no Anexo B.1.

Para os acessórios cujo fator de conversão não é aplicável, como é o caso da atemperadora (Figura 3.4), porta da caldeira e das flanges, optou-se por determinar a área superficial de transferência de calor pela seguinte correlação:

$$A_{face} = A_{tubo} \quad (3.1)$$

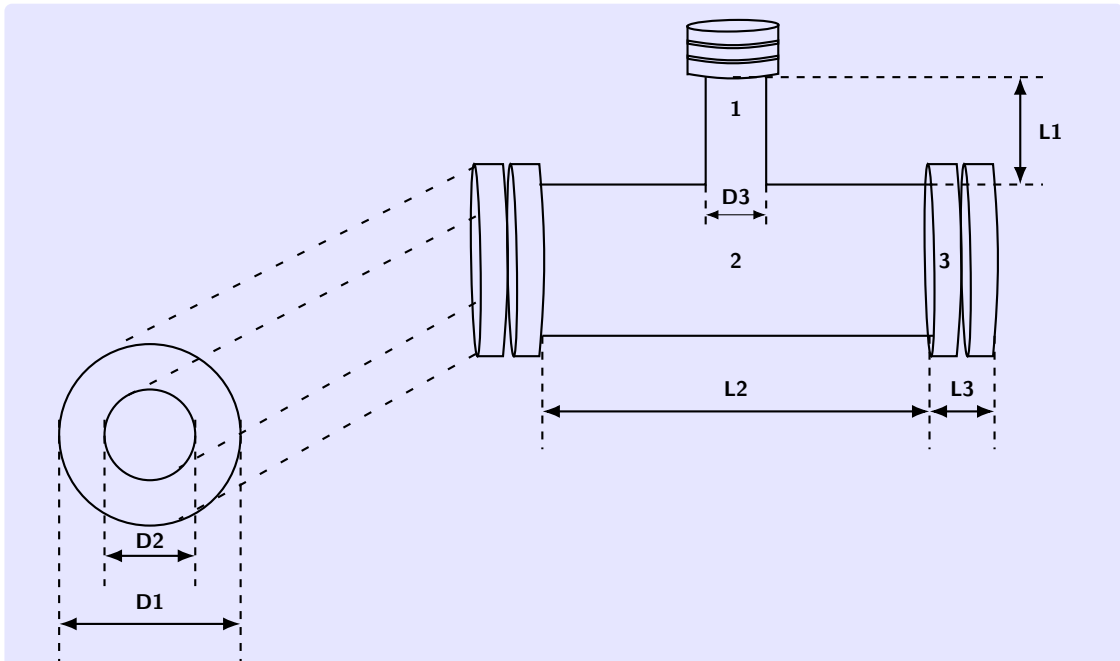


Figura 3.4 Imagem representativa de um dos acessórios encontrados na linha de vapor (atemperadora) cujo fator de conversão não é aplicável.

Transformando a área superficial de transferência de calor dos acessórios na área equivalente à de um tubo (Figura 3.5) com um determinado diâmetro permite fazer a seguinte simplificação a cada membro da equação 3.1, e ficamos com:

$$\pi(r_2^2 - r_1^2) = 2\pi r_1 L \quad (3.2)$$

Resolvendo em ordem a L obtém-se,

$$L = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_1} \quad (3.3)$$

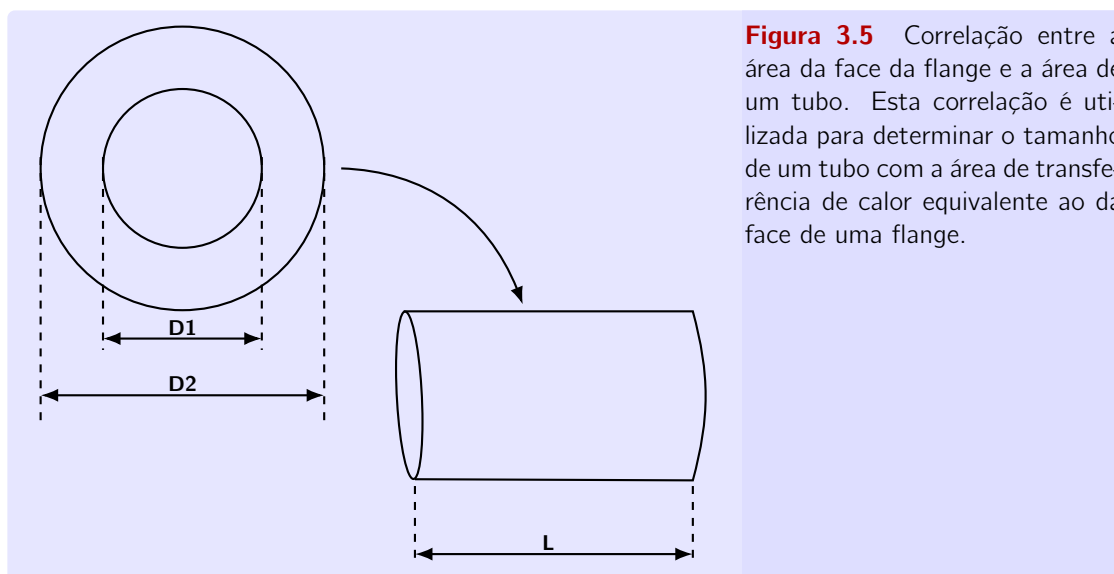


Figura 3.5 Correlação entre a área da face da flange e a área de um tubo. Esta correlação é utilizada para determinar o tamanho de um tubo com a área de transferência de calor equivalente ao da face de uma flange.

Depois de determinado o L é possível calcular a perda de calor multiplicando esse valor pelo $Q(W/m)$, que foi determinado pelo *Software 3EPlus*. Os cálculos para estas determinações encontram-se no Anexo B.2.

CAPÍTULO

4

Resultados e discussão

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos a partir das formulações descritas nos capítulos anteriores. Após levantamento dos dados necessários para as determinações pretendidas, seguiu-se a determinação das perdas de calor nas válvulas e acessórios sem isolamento e os custos associados às mesmas. Também foi possível determinar a espessura económica do isolamento e realizar um estudo após a aplicação real do isolamento, o que permitiu efetuar a análise económica e a validação do projeto.

4.1 Levantamento de dados

Inicialmente realizou-se uma visita às linhas de vapor, ou seja, ao sistema de distribuição do vapor desde a caldeira até os vários consumidores finais. Verificou-se que a unidade de produção está dividida em várias secções, denominadas cotas, todas com o mesmo tempo de laboração. Os acessórios foram numerados em cada cota e foram determinados os diâmetros correspondentes, assim como a temperatura à superfície de cada tubo equivalente. Os respetivos resultados encontram-se no Anexo B.4.

As imagens da Figura 4.1 mostram algumas válvulas e flanges não isoladas da linha de vapor.

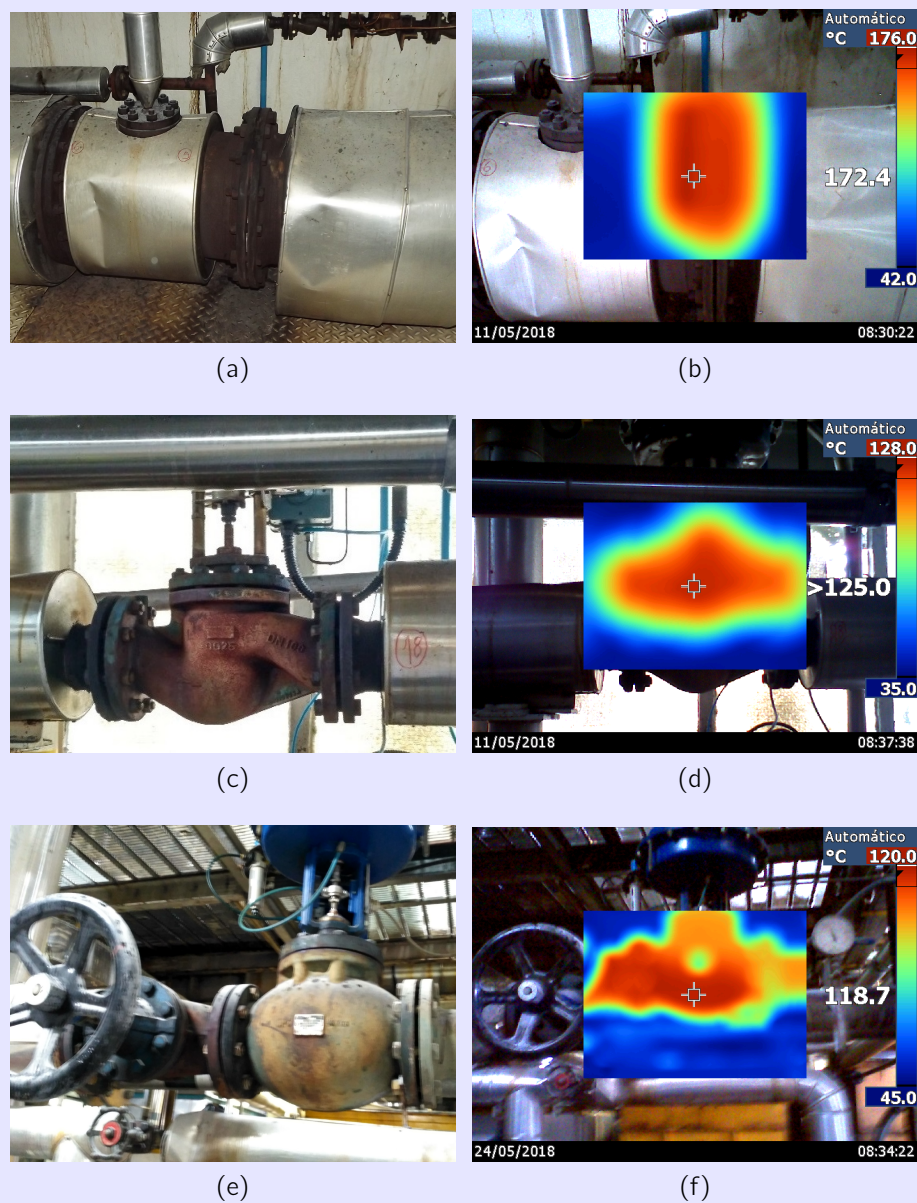


Figura 4.1 Flanges não isoladas (a), imagem térmica das flanges não isoladas (b), válvulas não isoladas (c) e (e), imagens térmicas das válvulas não isoladas (d) e (f).

4.2 Perdas de calor reais e teóricas, com isolamento

Com base no método escolhido efetuaram-se várias simulações, atendendo às condições experimentais, para obter as perdas de calor referentes a cada válvula e acessório. Foram simuladas perdas com e sem isolamento e verificou-se que a gama de diâmetro nominal (DN) dos acessórios por isolar é entre DN25 e DN400. Na Figura 4.2 encontra-se um gráfico demonstrativo do consumo energético gerado por estes acessórios, tendo como base as 5052 horas anuais (tempo que a unidade de

produção esteve em carga no ano 2017).

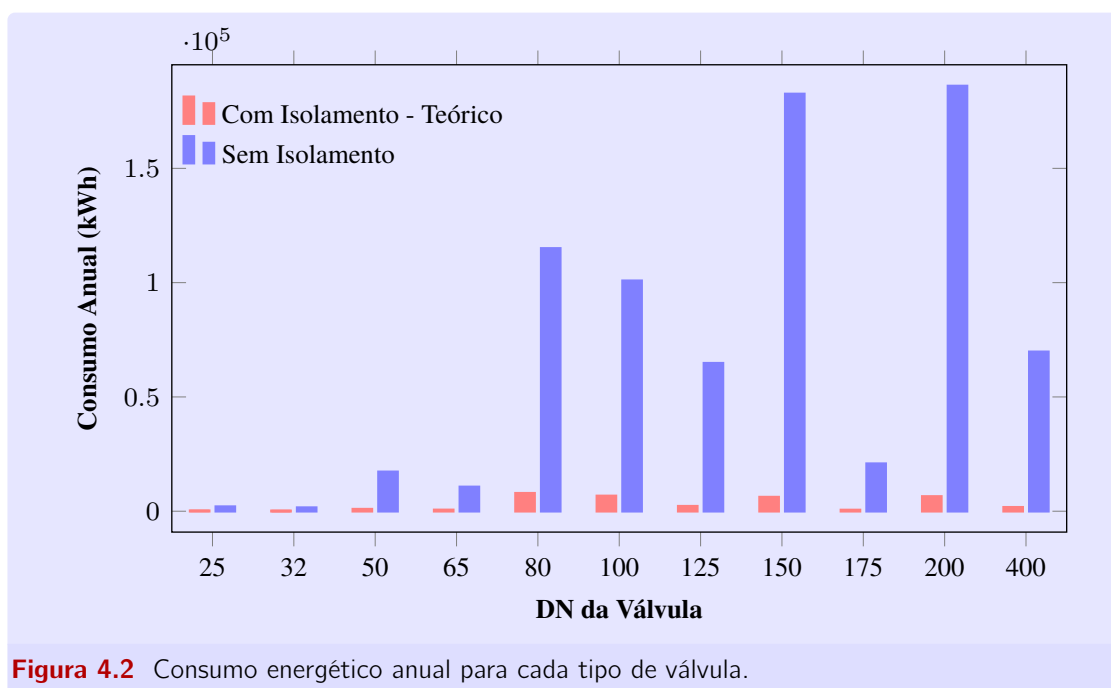


Figura 4.2 Consumo energético anual para cada tipo de válvula.

A Figura 4.2 mostra os valores das perdas de calor nos acessórios não isolados, assim como valores se houvesse isolamento. Como seria de esperar, é facilmente observável que o consumo energético é muito maior nos acessórios sem isolamento.

Tendo em conta o tempo de laboração e o custo do combustível foi possível determinar os custos (€) associados às perdas de calor reais. A demonstração do cálculo para a determinação dos custos (€) encontra-se apresentado no Anexo B.3.

Os valores referentes às perdas de calor e o seu respetivo custo para cada acessório, em cada cota, encontram-se tabelados no Anexo B.4.

4.3 Determinação da espessura económica

A espessura ideal de isolamento oferece um custo total mínimo, incluindo os custos de isolamento e do respetivo consumo de energia. Esta espessura económica foi estudada permitindo determinar o custo total através do somatório do custo do isolamento fornecido pela empresa “Capela & Filhos” (empresa de isolamentos industriais) e do custo de energia consumida.

Na Figura 4.3, encontram-se os custos relacionados com a espessura do isolamento para diferentes temperaturas a um DN50.

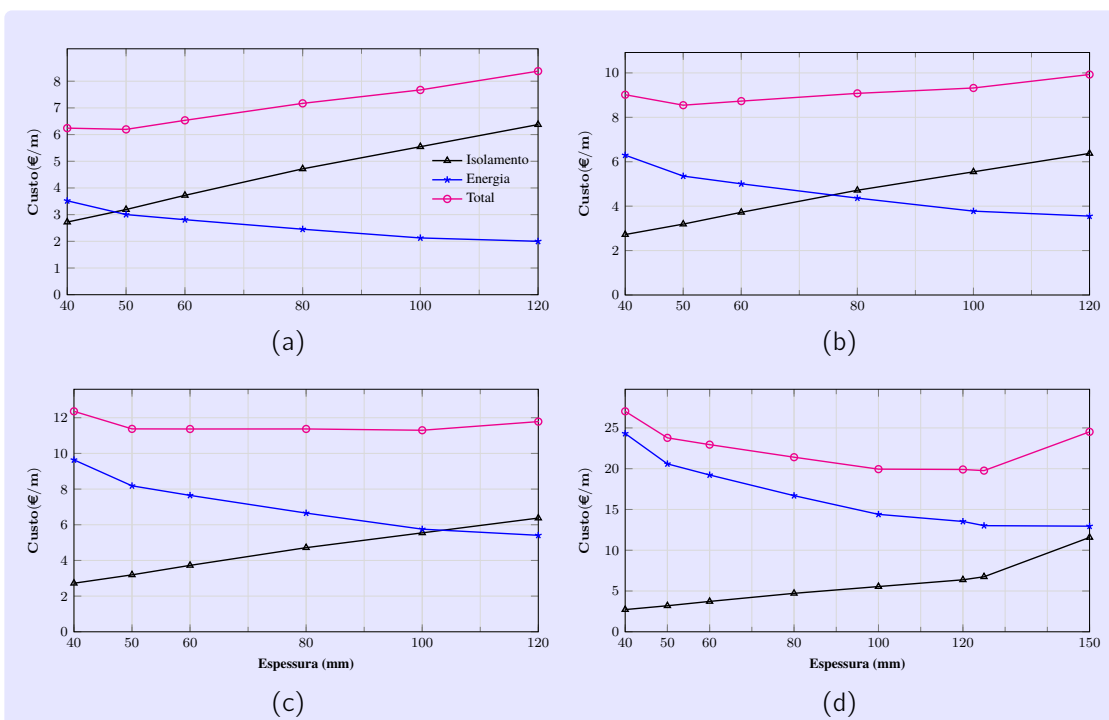


Figura 4.3 Comportamento dos custos de energia consumida e do isolamento, variando a espessura do isolamento para um DN50, às temperaturas de 100°C (a), 150°C (b), 200°C (c) e 350°C (d).

Analisando a Figura 4.3 verifica-se que o custo total é mínimo para uma espessura de isolamento igual a 50 mm e para as temperaturas de 100 e 150°C. Já para a temperatura 200 °C, o custo total mantém-se praticamente constante entre as espessuras de 50 e 100 mm.

Pela Figura 4.4 é possível verificar os custos relacionados com a espessura de isolamento para um DN100 a diferentes temperaturas.

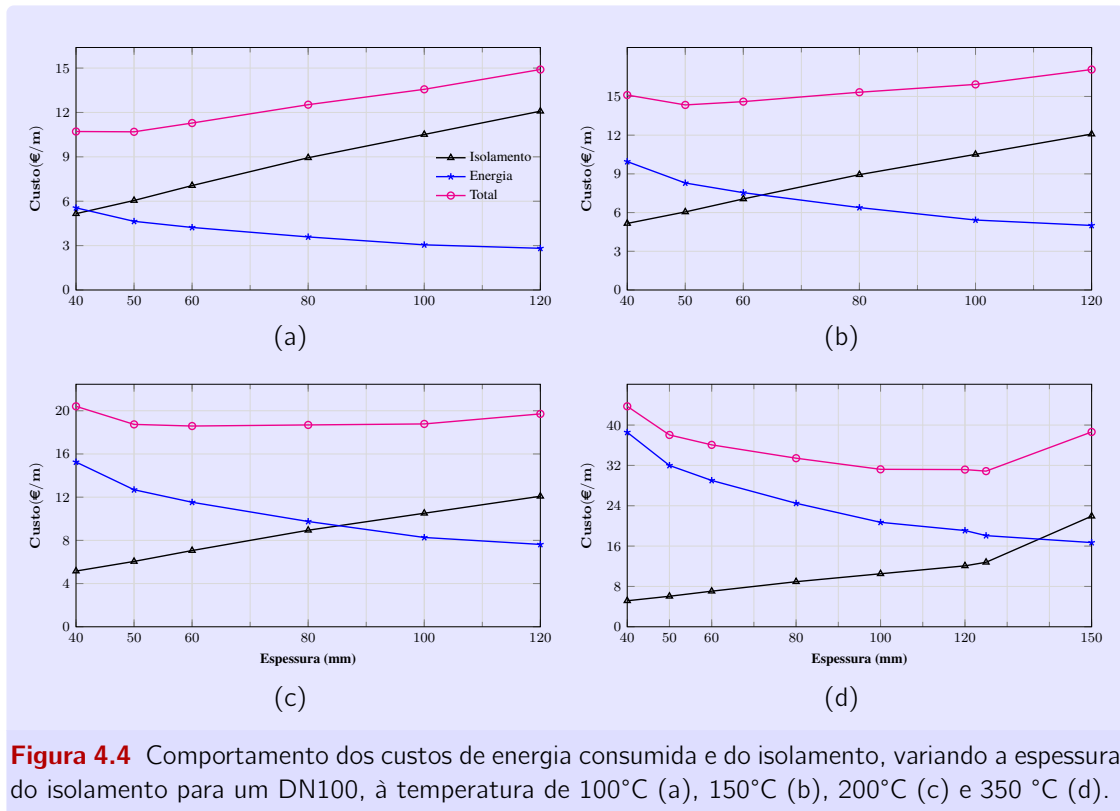


Figura 4.4 Comportamento dos custos de energia consumida e do isolamento, variando a espessura do isolamento para um DN100, à temperatura de 100°C (a), 150°C (b), 200°C (c) e 350 °C (d).

Verifica-se que este custo é mínimo quando a espessura é de 50 mm, para as temperaturas de 100 e 150°C, mas quando a temperatura é 200°C, o custo total mantém-se praticamente constante entre 50 e 100 mm.

Na Figura 4.5 está representado o perfil dos custos relativamente à espessura de isolamento para um DN150 a diferentes temperaturas.

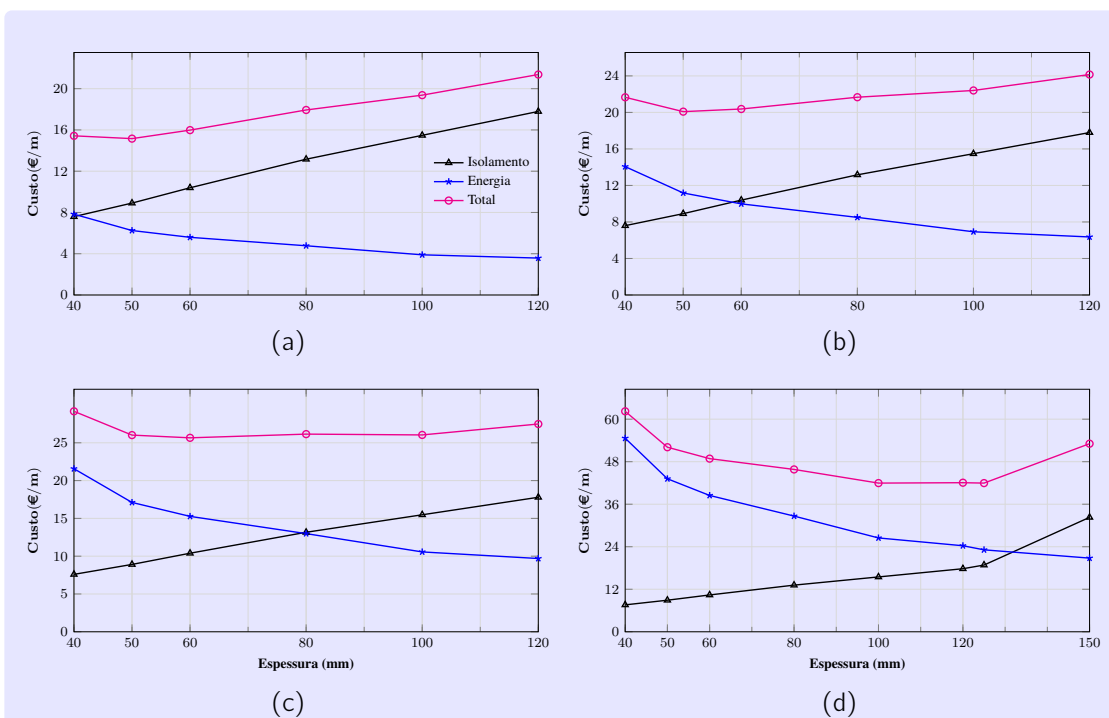


Figura 4.5 Comportamento dos custos de energia consumida e do isolamento, variando a espessura do isolamento para um DN100, à temperatura de 100°C (a), 150°C (b), 200°C (c) e à temperatura de 350 °C (d).

Da Figura 4.5 constata-se que o custo total para o DN150 segue o mesmo comportamento que os referidos anteriormente.

Observando as Figuras 4.3, 4.4 e 4.5, é possível verificar que, para a temperatura de 350°, o custo total é mínimo quando a espessura de isolamento é de aproximadamente 125 mm.

O custo total mínimo, aumenta com o aumento da temperatura, o que seria de esperar, uma vez que a perda de calor é proporcional à temperatura de superfície. A condutividade térmica do material de isolamento aumenta com a temperatura, pelo que se deve aumentar a espessura de isolamento. Os valores de condutividade do material isolante encontram-se no Anexo C.

Os resultados obtidos para o DN50 e DN100 apresentam em média uma diferença de 8% e 10%, respetivamente, quando comparadas com os valores da norma *BS5422:1990* (tabela 2.2). Esta diferença pode ser justificada pelo facto das condições experimentais apresentarem ligeiras diferenças. Baseando-se nos resultados obtidos, é de referir que a espessura económica para temperaturas médias (abaixo dos 200°C) é de 50 mm, e para altas temperaturas é de 125 mm.

4.4 **Contacto com as empresas e tomada de decisão**

Foram contactadas duas empresas para a compra do isolamento térmico, a “Olha Nosava” e “Capela & Filhos”. Dada a confiança, por fornecer produtos e serviços que se adaptam ao projeto pretendido, preços competitivos, e pelo facto de esta já ter realizado projetos anteriores na RAR, escolheu-se a empresa “Capela & Filhos” para a realização deste projeto. Assim, esta empresa foi contactada para fazer o levantamento e o orçamento para o isolamento das válvulas e acessórios na linha de vapor. Foi ainda analisada a proposta para fornecimento e montagem de isolamentos flexíveis. A espessura de isolamento sugerida foi de 50 mm para as válvulas e acessórios que operam a temperaturas médias (máximo 200°C) e uma espessura de 125 mm para temperaturas altas (máximo 400°C). Esta oferta vai de encontro com a espessura económica para diferentes gamas de temperaturas.

4.5 **Aplicação do isolamento**

O isolamento térmico externo para válvulas quentes foi aplicado sobre a superfície metálica completamente limpa, livre de ferrugem, respingos de solda, óleos, graxa e quaisquer outras impurezas. As imagens da Figura 4.6 mostram algumas válvulas e flanges isoladas com “casacos de isolamento”. Este tipo de revestimento varia, no seu tamanho e forma, consoante o diâmetro e o tipo de válvula, respetivamente.

Para este caso em especial foram preparados dois tipos de isolamentos, um para altas temperaturas e outro para temperaturas médias. O isolamento para altas temperaturas é composto por 50 mm de lã de rocha e 50 mm de lã de rocha reforçada com fibra de cerâmica. Este revestimento é composto por tecido de fibra de vidro reforçado com aço inoxidável (630 g/m^3). Já o isolamento para temperaturas médias é composto por 50 mm de lã de rocha, sendo a capa de tecido de fibra de vidro reforçado com aço inoxidável (530 g/m^2).

A colocação deste tipo de revestimento apenas se justifica em válvulas e filtros com determinado tempo de laboração ou diâmetro nominal (DN). Quanto maior for o diâmetro da válvula, maior é a área da mesma e, portanto, maior é o calor perdido.

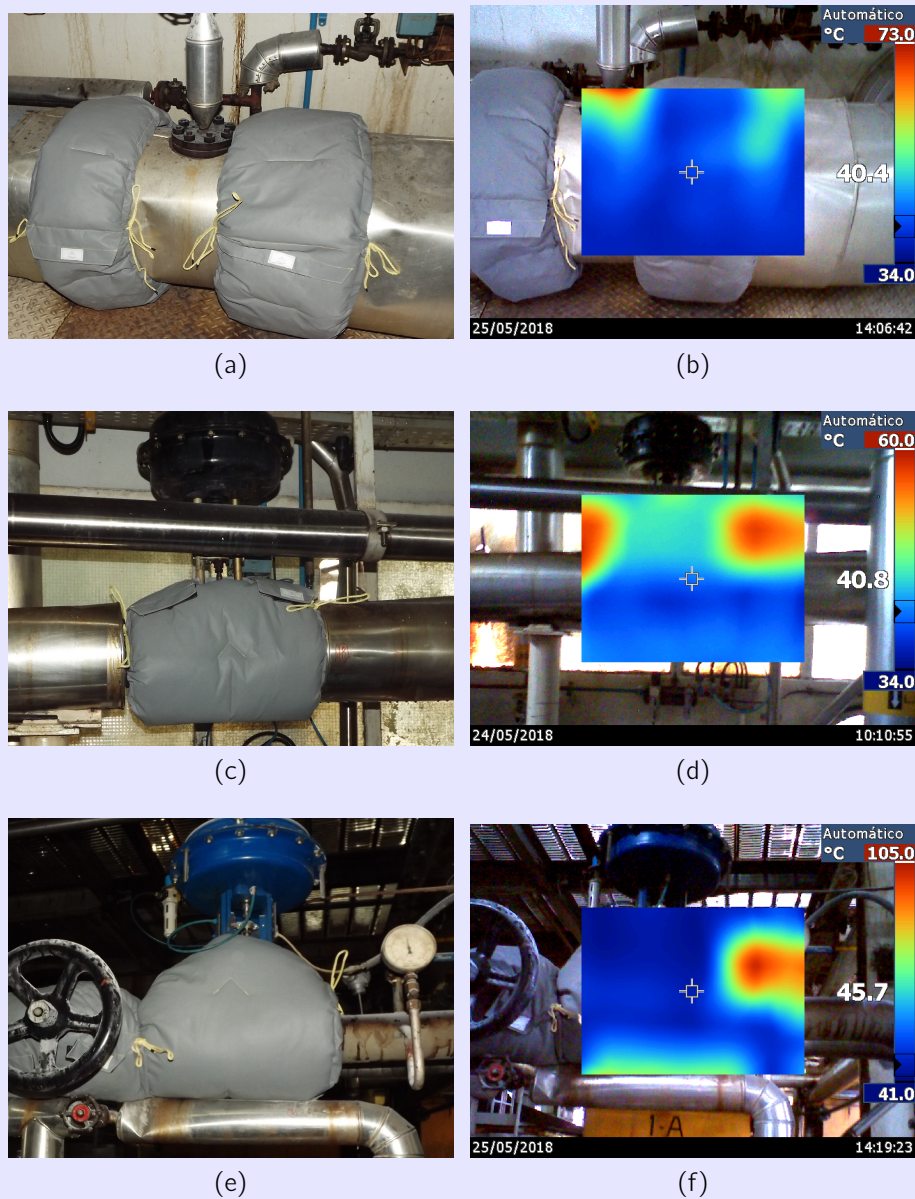


Figura 4.6 Flanges isoladas (a), imagem térmica das flanges isoladas (b), válvulas isoladas (c) e (e), imagens térmicas das válvulas isoladas (d) e (f).

4.6 Determinação das perdas de calor após o isolamento

Depois de aplicado o isolamento foi realizado um novo levantamento de dados para determinação das perdas de calor. Este procedimento foi efetuado em todas as válvulas e acessórios isolados no decorrer do trabalho, com medição da temperatura de superfície, durante o período de laboração normal da fábrica.

Na Figura 4.7 apresentam-se os valores das perdas com e sem isolamento de todas as válvulas e acessórios.

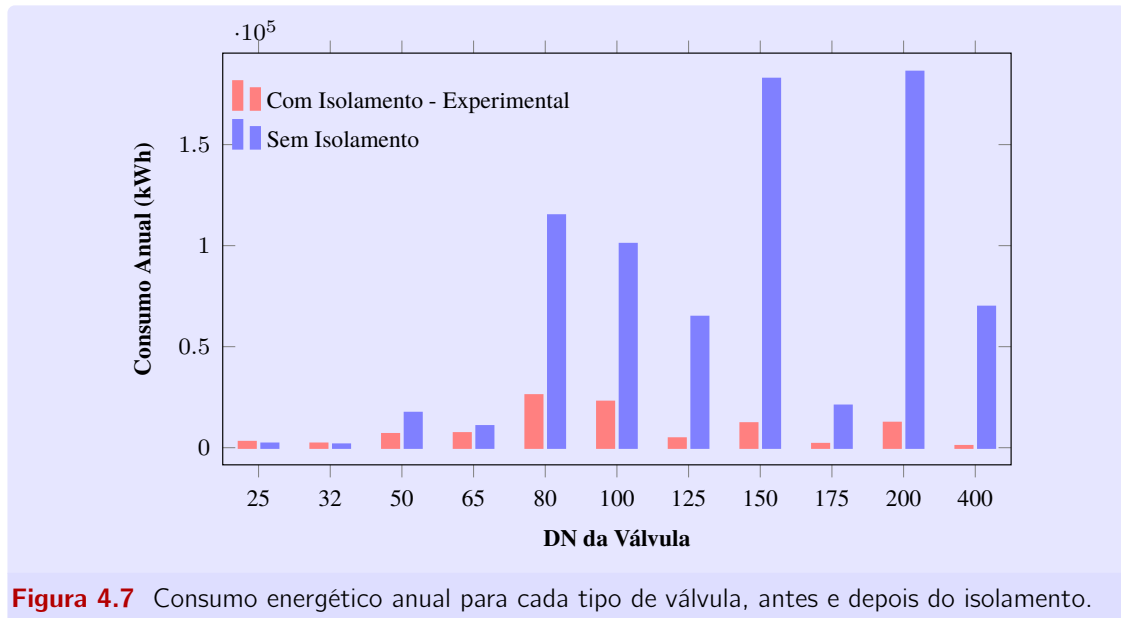


Figura 4.7 Consumo energético anual para cada tipo de válvula, antes e depois do isolamento.

Analisando o consumo energético anual para cada tipo de válvula, antes e após a aplicação de isolamento, é possível verificar reduções de cerca de 87% do total de consumo de energia.

4.7 Análise económica

Para dar continuidade ao projeto foi realizado um estudo económico do cálculo do investimento necessário no isolamento em função do diâmetro equivalente do acessório. Os valores apontaram para um investimento aproximado de 10.000€.

Na Tabela 4.1 encontram-se resumidos os ganhos que advêm deste aproveitamento energético, a poupança anual em combustível e finalmente o *payback*, tendo em conta o orçamento disponível.

O *payback period* (PBP) determina o tempo decorrido entre o investimento inicial e o momento no qual o lucro líquido acumulado se iguala ao valor do investimento e, neste caso, o valor obtido é cerca de meio ano. Após o primeiro ano de investimento, que é o ano de retorno do capital investido, é possível poupar anualmente cerca de 20.000€ em combustível.

Tabela 4.1: Análise económica do projeto de isolamento de válvulas e acessórios

Cota	Perda (W/m)		Poupança (€)	Investimento (€)	Payback
	Sem Isolamento	Com Isolamento			
0	1509,5	293,8	1215,7	964,8	0,8
4	883,4	157,1	726,3	768,3	1,1
7	1939,6	497,8	1441,8	1076,7	0,7
11	6155,6	1292,8	4862,8	3046,4	0,6
14	3312,2	116,8	3195,4	793,7	0,2
caldeira	12875,6	3499,2	9376,4	3499,2	0,4
Total	26675,9	5857,5	20818,4	10149,0	0,5

4.8 Validação do Projeto

Para a validação do projeto, realizou-se um estudo comparativo entre os resultados obtidos experimentalmente antes e depois da aplicação do isolamento.

Pela Figura 4.8 é possível verificar as perdas energéticas antes do isolamento, assim como a estimativa das perdas com isolamento (teórico) e os valores reais após aplicação do isolamento.

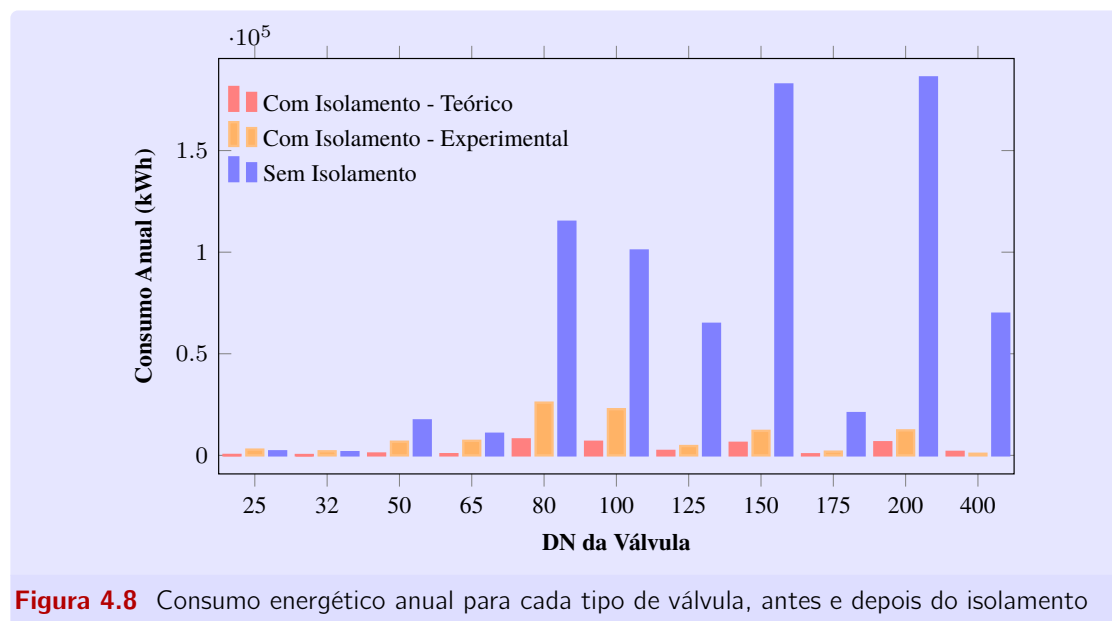


Figura 4.8 Consumo energético anual para cada tipo de válvula, antes e depois do isolamento

Com base na Figura 4.8, pode-se constatar que os resultados das perdas teoricamente previstas eram mais interessantes (redução, em média, de cerca de 95% com PBP de meio ano) do que os que realmente foram conseguidos (redução, em média, de 87%) mas, mesmo assim, o *payback* continua a ser de, aproximadamente, meio ano. Com estes resultados comprovou-se uma melhoria evidente no rendimento energético da rede de vapor.

CAPÍTULO

5

Conclusões

Numa primeira fase, durante o levantamento de todas as válvulas e acessórios não isolados, verificaram-se as temperaturas de superfície muito elevadas nos acessórios da rede de vapor que dão origem a grandes perdas de calor e diminuição da eficiência energética. Posteriormente, realizaram-se alguns ensaios para determinação das perdas de calor em tubagens, sem e com isolamento, como forma de validar o método de cálculo das perdas energéticas nos acessórios da rede de vapor. Os resultados obtidos pelo *software 3EPlus* são válidos, admitindo o critério de não exceder uma diferença superior a 7% em relação aos obtidos por correlações empíricas existentes na literatura.

Os valores, em média, das perdas de calor em válvulas e acessórios não isolados foram de 153 kW/ano, o que corresponde a um consumo de 78459 kg/ano de fuel considerando uma eficiência da caldeira de 88%.

Seguidamente, estudou-se a viabilidade da colocação do isolamento nas válvulas e acessórios na rede de vapor. Foram determinadas perdas de calor, com e sem isolamento, e concluiu-se que seria vantajoso isolar a maior parte das válvulas e acessórios, que tivessem um *payback* inferior a um ano.

Como o projeto foi aceite por parte da direção da empresa, avançou-se para a colocação de casacos de isolamento nas válvulas e acessórios.

Por fim, analisou-se o desempenho do isolamento térmico aplicado e verificou-se que este possibilitará um ganho energético de 133 kW/ano, o que corresponde a uma

poupança de 68400 kg/ano de fuel, representando um proveito financeiro anual de cerca de 20.000€, após o primeiro ano de investimento.

Com esta aplicação do isolamento, foi possível melhorar a eficiência energética da rede de vapor reduzindo as perdas em cerca de 87%.

Bibliografia

- [1] Bhatia, A, 2000. *Insulation Audit and the Economic Thickness of Insulation*. Continuing Education and Development, Inc. (CED).
- [2] Lin, Y, Jia, Y, Alva, G, Fang, G, 2018. Review on thermal conductivity enhancement, thermal properties and applications of phase change materials in thermal energy storage. Vol. 82, Part 3.
- [3] Araújo, C, 1978. *Transmissão de calor*. Livros Técnicos Científicos Editora Lda. Brasil.
- [4] Morvay, ZK, Gvozdenac, DD, 2009. *Applied industrial energy and environmental management*. John Wiley & Sons, Inc.
- [5] BS 5422:2009 - Method for specifying thermal insulating materials for pipes, tanks, vessels, ductwork and equipment operating within the temperature range - 40°C to +700°C.
- [6] Santos, RD, Souza, L, Santana, J, 2011. *Estudo de um isolamento térmico para tubos fabricado em material compósito*. CIBEM, Portugal.
- [7] kreith, F, Bohn, M, 2003. *Princípios de Transferência de Calor*. Editora Thomson. ISBN:8522102848.
- [8] Bejan, A, 1993. *Heat transfer*. John Wiley & Sons, Inc.
- [9] Coulson, JM, Richardson, JF, 1988. *Tecnologia química*. Fundação Calouste Gulbenkian. ISBN:0000000001234.
- [10] Geankoplis, CJ, 1993. *Transport Processes and Unit Operations*. 3ª Edição. PTR Prentice Hall. ISBN: 0139304398.
- [11] Bergman, TL, Lavine, A, Incropera, F, DeWitt, D, 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7ª Edição. Wiley. ISBN: 0470917857.

- [12] Çengel, YA, 2002. *Heat transfer: a practical approach*. 2ª Edição. WBC McGraw-Hill . ISBN: 0072458933
- [13] Energy Efficiency Office, 1984. *Economic Thickness of Insulation for Existing Industrial Buildings*. ASIN: B00804D6H2.
- [14] BS 5422:1990 - Method for specifying thermal insulating materials on pipes, ductwork and equipment (in the temperature range - 40°C to +700°C).
- [15] Abílio, B, 2015. *Uso Sustentável de Vapor*. Tese de mestrado em Energias Sustentáveis. Instituto Superior de Engenharia do Porto.
- [16] Energy Information Administration (EIA), 2011. *Annual Energy Outlook 2011 with Projections to 2035*.
- [17] Louvain, LC, Cabral, L, Gomes, K, 2010. *Aplicação da Termografia na Manutenção preditiva*.
- [18] Fluke. *Fluke test and measurement tools*. <http://www.fluke.com> (acedido em Maio de 2018).
- [19] Abreu, C, 2010. *O ambiente interior e a saúde dos ocupantes de edifícios de habitação*. Tese de mestrado em Engenharia Civil. Universidade da Beira Interior.
- [20] Testo. *Anemómetro*. https://www.testo.com/pt-PT/parametros/velocidade/c/parameters_velocity (consultado em Maio de 2018).
- [21] Tempco Electric Heater Corporation, 2017. *Instructions for Switched TPC Series Control Consoles*. Visionary Solutions for Industry.
- [22] Engineering ToolBox, (2005). *Dry Air Properties*. [online] Available at: https://www.engineeringtoolbox.com/dry-air-properties-d_973.html (acedido em Março de 2018)

APÊNDICE

A

Validação do método

A.1 Determinação de perdas de calor em tubos usando a norma BS 5422:1990

Foram determinadas perdas de calor à superfície do tubo, para várias temperaturas, e diferentes espessuras de isolamento respectivamente.

A.1.1 Determinação das perdas de calor à superfície de um tubo a 100°C

Dados:

$$T = 100^{\circ}\text{C}$$

$$D = 50 \text{ mm}$$

As perdas de energia foram determinadas para as seguintes espessuras de isolamento: 0, 19, 25, 50, 75 e 100 mm, conforme mostra a Figura A.1.

Os resultados podem ser sintetizados na Tabela A.1.

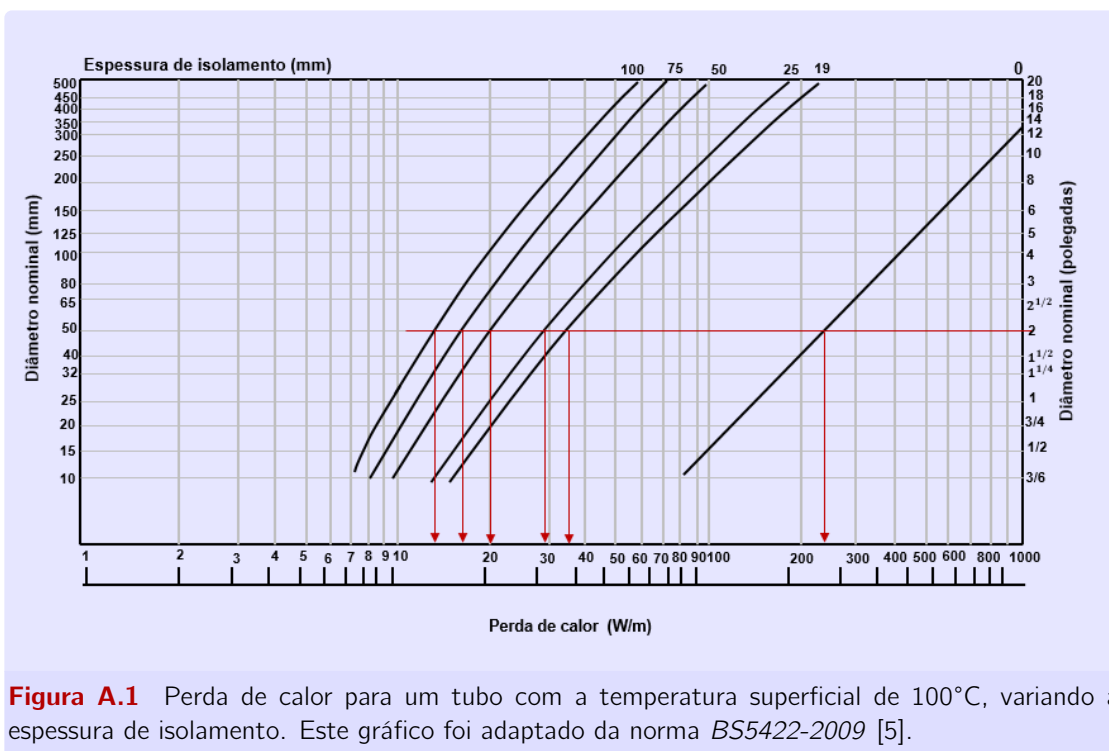


Tabela A.1: Perdas de calor para um tubo (DN50) cuja temperatura da superfície se encontra a 100°C, para diferentes espessuras de isolamento.

Espessura (mm)	Perda (W/m)
0	230
19	36
25	30
50	20
75	16
100	13,5

A.1.2 Determinação das perdas de calor à superfície de um tubo a 150°C

Dados:

$$T = 150^{\circ}\text{C}$$

$$D = 50 \text{ mm}$$

As perdas foram determinadas para as seguintes espessuras de isolamento: 0, 25, 50, 75 e 100 mm, conforme mostra a Figura A.2

Os resultados estão sintetizados na Tabela A.2 .

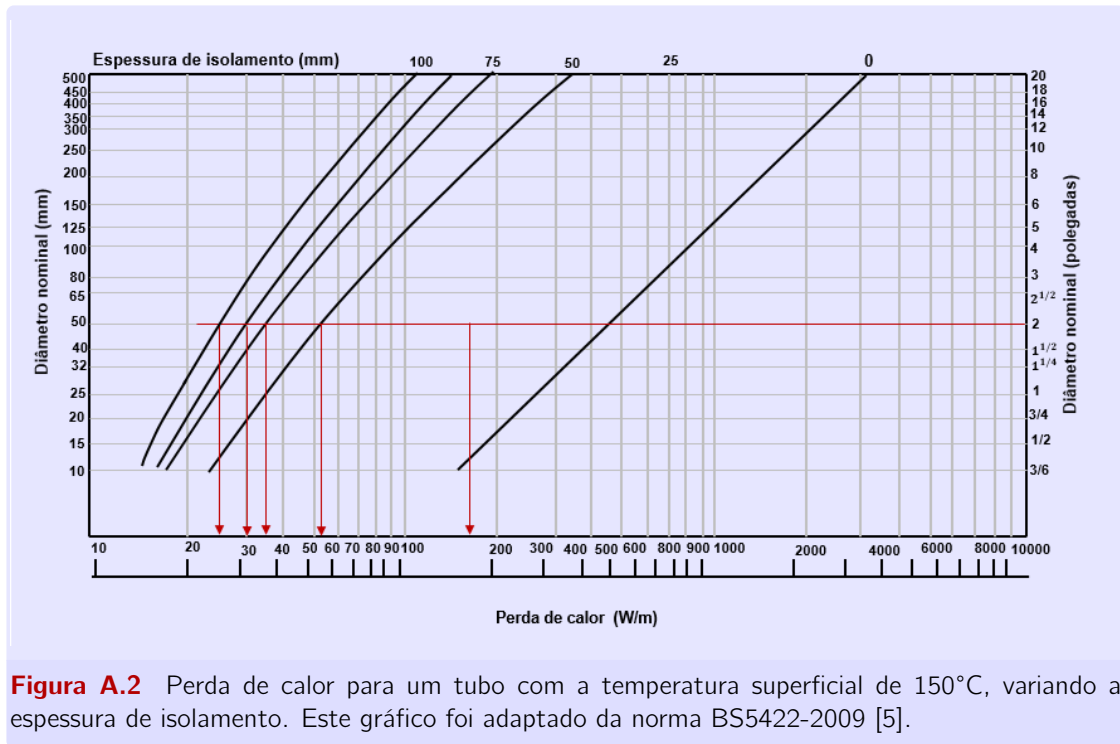


Tabela A.2: Perdas de calor para um tubo (DN50) cuja temperatura da superfície se encontra a 150°C, para diferentes espessuras de isolamento.

Espessura (mm)	Perda (W/m)
0	270
25	51
50	38
75	30
100	25

A.2 Determinação das perdas de calor utilizando o software 3 E PLUS

As perdas de calor foram determinadas para três temperaturas diferentes e para várias espessuras de isolamento.

Na tabela A.3 são apresentados os valores obtidos para perdas de calor num tubo cuja temperatura superficial é de 100°C, diâmetro nominal 50 mm, para várias espessuras de isolamento.

Na tabela A.4 são apresentados os valores obtidos para perdas de calor num

Tabela A.3: Perdas de calor para um tubo cuja temperatura da superfície se encontra a 100°C, para diferentes espessuras de isolamento.

Espessura (mm)	Temperatura (°C)	Perda (W/m)	Eficiência (%)
0	100	221,7	0
15	34,7	42,8	80,69
25	38,2	27,86	87,43
40	25,5	21,52	90,29
50	24	18,11	91,83
65	23,2	16,05	92,76
80	22,6	14,59	93,42
90	22,2	13,53	93,91
100	21,9	12,54	94,34
115	21,6	11,87	94,65
125	21,5	11,31	94,9

tubo cuja temperatura de superfície é de 75°C, diâmetro nominal 80 mm, para várias espessuras de isolamento.

Tabela A.4: Perdas de calor para um tubo cuja temperatura da superfície se encontra a 75°C, para diferentes espessuras de isolamento.

Espessura (mm)	Temperatura (°C)	Perda (W/m)	Eficiência (%)
0	75	196,6	0
15	31,7	42,86	78,7
25	26,2	25,03	87,27
40	24,2	18,8	90,44
50	23,1	15,65	92,04
65	22,5	13,65	93,06
80	22	12,25	93,77
90	21,7	11,09	94,36
100	21,4	10,31	94,75
115	21,3	9,69	95,07
125	21,1	9,06	95,39

Na tabela A.5 são apresentados os valores obtidos para perdas de calor num tubo com temperatura superficial de 150°C, diâmetro nominal 50 mm, para várias espessuras de isolamento.

Tabela A.5: Perdas de calor para um tubo cuja temperatura da superfície se encontra a 150°C, para diferentes espessuras de isolamento.

Espessura (mm)	Temperatura (°C)	Perda (W/m)	Eficiência (%)
0	150	429,3	0
15	44,2	76,48	82,18
25	33,6	49,48	88,47
40	29,1	38,13	91,12
50	26,7	32,05	92,53
65	25,3	28,39	93,39
80	24,4	25,8	93,99
90	23,7	23,86	94,44
100	22,2	22,17	94,84
115	22,8	20,97	95,11
125	22,5	19,98	95,34

A.3 Determinação das perdas de calor utilizando correlações empíricas

A.3.1 Exemplo de cálculo para a determinação da quantidade de calor perdido num tubo não isolado

Dados:

$$T = 100^\circ\text{C}$$

$$D = 50 \text{ mm}$$

$$T_{00} = 20^\circ\text{C}$$

em que, T é a temperatura à superfície do tubo e T_{00} é a temperatura do ar que envolve o tubo.

As propriedades do ar (Tabela C.2 no Anexo C) à temperatura média de, $((100+20)/2 = 60^\circ\text{C} = 333 \text{ K})$ são as seguintes:

$$C_p = 1008 \text{ J}/(\text{kgK})$$

$$\rho = 1,059 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\mu = 20,06 \cdot 10^{-6} \text{ Ns}/\text{m}^2$$

$$\beta = 1/T = 1/333 \text{ K}^{-1}$$

$$\kappa = 0,0285 \text{ W}/(\text{mK})$$

$$\nu = 18,93 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0,71$$

Considerando a transferência de calor por convecção natural, o coeficiente médio de transferência de calor pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$Nu = \frac{hL}{\kappa} = C' \left[\left(\frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \right) \left(\frac{C_p \mu}{\kappa} \right) \right]^m = a(GrPr)^m \quad (A.1)$$

Nesta expressão, as propriedades físicas são avaliadas à temperatura média do filme e L representa uma dimensão característica, que varia de valor conforme a geometria do sistema. Para tubos horizontais, por exemplo, a dimensão a usar é o diâmetro externo do tubo.

Considere a seguinte expressão para determinar o número de *Grashof*:

$$Gr = g\beta(T - T_{00}) \frac{D^3}{\nu^2} \quad (A.2)$$

Substituindo os valores na equação A.2 obtém-se:

$$Gr = 9,8 \times \frac{1}{333} \times (100 - 20) \times \frac{0,05^3}{(18,93 \times 10^{-6})^2} = 8,2 \times 10^5$$

Como $GrPr$ está compreendido no seguinte intervalo,

$$10^3 < GrPr = 8,2 \times 10^5 \times 0,71 = 5,8 \times 10^5 < 10^9 \quad (A.3)$$

então pode-se aplicar a seguinte correlação empírica:

$$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{1/4} \quad (A.4)$$

Substituindo os valores na equação A.4 tem-se:

$$h = 1,32 \left(\frac{100 - 20}{0,05} \right)^{1/4} = 8,3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

A quantidade de calor transferido entre o tubo e o meio envolvente é dado por:

$$q = UA\Delta T = hA(T - T_{00}) \quad (A.5)$$

onde:

$$A = \pi DL \quad (A.6)$$

Então, a taxa de de perda de calor permanente a partir do vapor torna-se

$$\frac{q}{L} = \pi 0,058,3(100 - 20) = 104,3 \text{ W}/m$$

OBS - É de realçar que estas correlações não levam em conta o calor perdido por radiação.

O cálculo da perda de calor por radiação é dado pela seguinte expressão:

$$q_{rad} = \sigma \varepsilon (T^4 - T_{00}^4) A \quad (A.7)$$

em que:

q_{rad} = calor perdido (W);

ε = emissividade da superfície;

σ = constante de *Stefan Boltzmann* = $5,675 \times 10^{-8} (W/m^2K^4)$;

T = temperatura à superfície do tubo (K);

T_{00} = temperatura do ar (K).

Assim, para determinar o calor perdido por radiação substitui-se as parcelas da equação A.7 pelos respetivos valores.

O diâmetro externo equivalente a $2in = 0,0603$ m.

A emissividade (ε) do material é de 0,9 logo:

$$\frac{q_{rad}}{L} = 5,675 \times 10^{-8} \times 0,9((100 + 273)^4 - (20 + 273)^4)\pi \times 0,0603$$

$$\frac{q_{rad}}{L} = 116,5 W/m$$

Considerando o calor perdido por radiação e convecção, a perda de calor para um determinado comprimento do tubo é dado por:

$$q_{total} = 116,5 + 104,3 = 220,8 W/m$$

Foram determinadas perdas para diferentes temperaturas, cujos resultados pode ser sintetizados na A.6

Tabela A.6: Resultados obtidos para perda total de calor em tubo não isolado a diferentes temperaturas.

T (°C)	q (W/m)	q _{radiação} (W/m)	q _{total} (W/m)
75	65,7	70,8	136,5
100	104,3	116,5	220,8
150	192,0	239,0	431,4

A.3.2 Determinação de perdas de calor por convecção natural através de correlações empíricas

Considere a Figura A.3 como sendo um tubo isolado, e que o calor é transferido de dentro para fora.

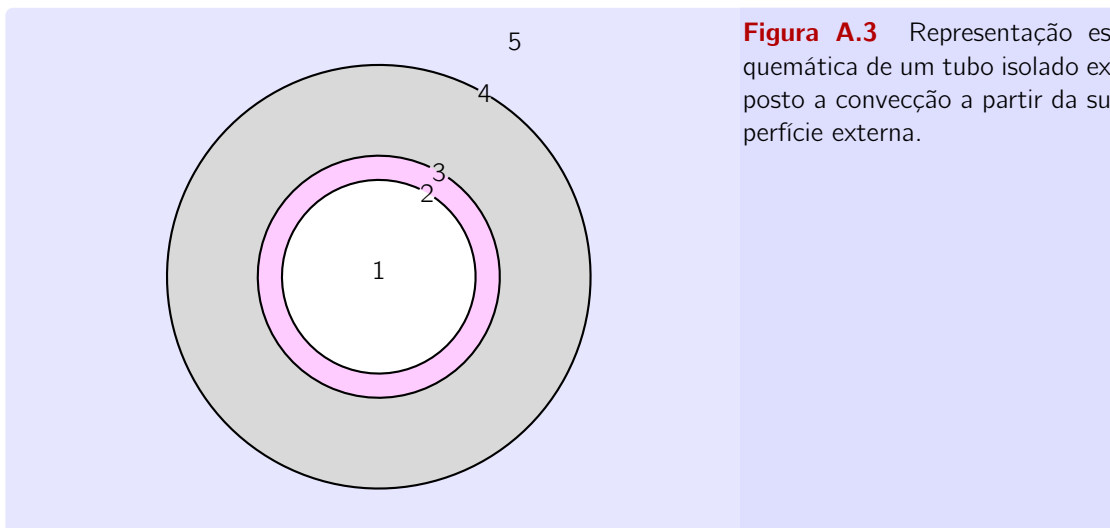


Figura A.3 Representação esquemática de um tubo isolado exposto a convecção a partir da superfície externa.

Como o calor é transferido de dentro para fora, então:

$$q_{total} = q_{3-4} = q_{4-5} \quad (A.8)$$

$$\frac{\kappa_{3-4}(T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} = h_{4-5}r_4(T_4 - T_5) \quad (A.9)$$

Considere os seguintes dados:

$$D_2 = 50 \text{ mm}$$

$$D_3 = 60,3 \text{ mm}$$

$$D_4 = 60,3 + 2 \times 25 = 110,3 \text{ mm}$$

$$\text{Espessura} = 25 \text{ mm}$$

$$\kappa_{3-4} = 0,043 \text{ W/(m K)}$$

$$T_3 = 100^\circ\text{C}$$

Como não se sabe o valor do coeficiente de convecção h_{4-5} , este é determinado arbitrando um valor e fazendo interações.

Tomando como exemplo, $h_{4-5} = 5 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, e substituindo os valores na equação A.9:

$$\frac{0,043(100 - T_4)}{\ln\left(\frac{55,15 \times 10^{-3}}{30,15 \times 10^{-3}}\right)} = 5 \times 55,1 \times 10^{-3}(T_4 - 20)$$

Resolvendo para T_4 obtemos,

$$T_4 = 36^\circ\text{C}$$

A temperatura média entre a superfície e o ar envolvente é dada por:

$$T_{mdia} = \frac{36 + 20}{2} = 28^\circ\text{C}$$

Propriedades do ar à temperatura média do ar (Tabela C.2 no Anexo C):

$$\mu = 20,06 \times 10^{-6} \text{ Ns}/(\text{m}^2)$$

$$\beta = 3,3 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$\nu = 16,04 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0,71$$

O número de Grashof é dado por:

$$Gr = 9,8 \times 3,3 \times 10^{-3}(36 - 20) \frac{(110,3 \times 10^{-3})^3}{(16,04 \times 10^{-6})^3} = 4,08 \times 10^6$$

$$GrPr = 0,71 \times 4,08 \times 10^6 = 3 \times 10^6$$

Como $10^3 < GrPr < 10^9$, então pode-se aplicar a seguinte correlação empírica:

$$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{1/4} \quad (\text{A.10})$$

Substituindo os valores na equação A.10 e resolvendo em ordem a h ,

$$h = 1,32 \left(\frac{36 - 20}{110,3 \times 10^{-3}} \right)^{1/4} = 4,6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

O valor do h arbitrado é aproximadamente igual ao calculado, portanto, o calor transferido é calculado considerando que $h = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

A taxa de transferência de calor é dada por:

$$q = UA\Delta T \quad (\text{A.11})$$

Para determinar o valor do coeficiente global de transferência de calor (U), considera-se a seguinte expressão:

$$U = \frac{1}{R_{eq}} \quad (\text{A.12})$$

sendo R_{eq} as resistências de condução de 3 para 4 e convecção de 4 para 5, então,

$$U = \frac{1}{\frac{r_{3-4}}{\kappa_{3-4}} \ln\left(\frac{D_4}{D_3}\right) + \frac{1}{h_{4-5}}} \quad (\text{A.13})$$

Substituindo os valores numéricos na equação A.13, obtém-se

$$U = \frac{1}{\frac{55,15 \times 10^{-3}}{0,043} \ln\left(\frac{110,3 \times 10^{-3}}{60,3 \times 10^{-3}}\right) + \frac{1}{5}} = 1,02 \text{W/m}^2\text{K}$$

Calculado o coeficiente global de transferência de calor é possível determinar o calor perdido por convecção a partir da equação A.11

$$\frac{q}{L} = 1,02\pi(110,3 \times 10^{-3})(100 - 20) = 27,7 \text{W/m}$$

Foram determinadas as perdas de calor para várias espessuras de isolamento usando o mesmo método numérico, cujos resultados encontram-se apresentados na Tabela A.7.

Tabela A.7: Resultados para determinação das perdas de calor por correlações empíricas.

Espessura (mm)	Perda (W/m)
0	220,8
25	27,7
50	20,0
75	15,9
100	13,7

A.4 Determinação de perdas de calor por convecção forçada através de correlações empíricas

O coeficiente de convecção forçada é obtido através das seguintes correlações:

$$Nu = \frac{hD_0}{\kappa} = CRe^m Pr^{1/3} \quad (\text{A.14})$$

em que.

$$Re = \frac{D_0 V \rho}{\mu} \quad (\text{A.15})$$

Para determinar este exemplo de cálculo, considerou-se os seguintes dados:

$$T = 194 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{00} = 20^\circ\text{C}$$

$$D_0 = 0,08 \text{ m}$$

$$T_{med} = 107 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\mu = 22,23 \times 10^{-6} \text{ Pa s}$$

$$Pr = 0,7$$

$$V = 1 \text{ m/s}$$

Substituindo os valores numéricos na equação A.15, tem-se

$$Re = \frac{0,08 \times 1 \times 0,921}{22,23 \times 10^{-6}} = 3314,4$$

Como $40 < Re < 4 \times 10^3$, então os valores das constantes (tabela 2.1) são:

$$m = 0,466$$

$$C = 0,683$$

Substituindo os valores numéricos na equação A.14 fica,

$$\frac{h \times 0,08}{0,032} = 0,683 \times 3314,4^{0,466} \times 0,7^{1/3}$$

Resolvendo em ordem a h ,

$$h = 10,6 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}) \quad (\text{A.16})$$

Depois de determinada o coeficiente de convecção é possível determinar a perda de calor por convecção.

$$\frac{q}{L} = \pi D h (T - T_{00}) \quad (\text{A.17})$$

$$\frac{q}{L} = \pi \times 0,08 \times 10,6 \times (194 - 20) = 463,5 \text{ W/m}$$

A perda de calor por radiação é dada por:

$$\frac{q_{rad}}{L} = \epsilon \sigma \pi D (T^4 - T_{00}^4) \quad (\text{A.18})$$

Substituindo os valores numéricos na equação A.18, tem-se

$$\frac{q_{rad}}{L} = 5,675 \times 10^{-8} \times 0,8 \times ((194 + 273)^4 - (20 + 273)^4) \pi \times 0,08$$

$$\frac{q}{L} = 456,186 \text{ W/m}$$

O calor total transferido é dado por:

$$\left(\frac{q}{L}\right)_{total} = 456,19 + 463,5 = 919,7 \text{ W/m}$$

APÊNDICE

B

Resultados

B.1 Determinação das perdas de calor utilizando o fator de conversão

Para determinar a perda de calor nas válvulas, multiplica-se o $Q(W/m)$ da alimentação do tubo para a válvula pelo fator de multiplicação para o tamanho do tubo correspondente da Tabela 3.5. Este fator de perda de calor é baseado em uma válvula de gaveta típica com cobertura de isolamento para incluir o corpo, o flange e a tampa da válvula. Para determinar os fatores de multiplicação ajustados para outros tipos de válvulas e suportes, use os seguintes fatores de conversão da Tabela 3.6.

A determinação da perda de calor foi efetuada no *software 3 E Plus*:

Exemplo de cálculo

Dados:

$$D = 50 \text{ mm}$$

$$T = 125^{\circ}\text{C}$$

Tipo = válvula de globo

O resultado obtido pelo software foi de:

$$q = 299(W/m)$$

Para determinar as perdas em W, basta multiplicar o valor de q pelo fator do tubo correspondente da Tabela 3.5 ($2in=1,92$), e para o fator da respectiva válvula conforme a Tabela 3.6 (Globo=0,95). Então, o calor perdido pela válvula seria:

$$q = 2,99 \times 1,92 \times 0,95 = 546,10W$$

B.2 Determinação do calor perdido em acessórios cujo fator de conversão não é aplicável

Seguidamente é apresentado um exemplo de cálculo para perdas de calor em flanges expostos a convecção natural.

Considere a Figura B.1 como sendo a representação de dois pares de flanges situados na cota 4.

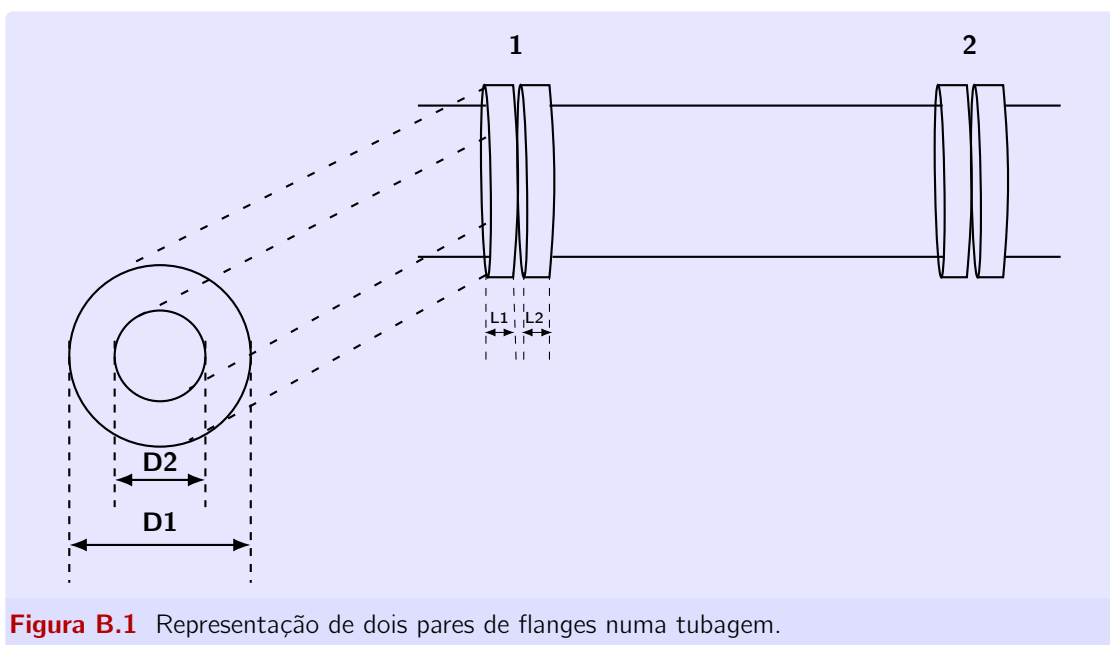


Figura B.1 Representação de dois pares de flanges numa tubagem.

Dados:

$$D_1 = 0,2m$$

$$D_2 = 0,3m$$

$$L_1 = 0,025m$$

$$L_2 = 0,02m$$

A_1 = Área superficial do flange

$$T = 125^\circ C$$

A área de transferência de calor do flange é composta pela área da face mais a área lateral. Para determinar a área A_1 , (Figura B.1) faz-se,

$$A_1 = \pi \left[\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 \right] + \pi D_2 (L_1 + L_2) \quad (B.1)$$

Substituindo a equação anterior pelos valores numéricos, obtém-se

$$A_1 = \pi \left[\left(\frac{0,3}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,2}{2} \right)^2 \right] + \pi 0,3(0,025 + 0,02)$$

$$A_1 = 0,0817\text{m}$$

Como os dois pares de flanges são iguais, $A_1 = A_2$.

Para determinar a perda de calor na face do flange, calcula-se o comprimento equivalente L (arbitra-se um diâmetro).

Se considerarmos a correlação entre a área da face do flange e a área de um tubo temos (ver Figura B.2):

$$A_{face} = A_{tubo} \tag{B.2}$$

$$\pi(r_2^2 - r_1^2) = 2\pi r_1 L \tag{B.3}$$

Reescrevendo a equação em ordem a L , obtém-se

$$L = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_1} \tag{B.4}$$

substituindo os valores numéricos na equação fica,

$$L = \frac{\left(\frac{0,3}{2}\right)^2 - \left(\frac{0,2}{2}\right)^2}{2\left(\frac{0,2}{2}\right)}$$

$$L = 0,0625\text{m}$$

A área da face do flange é dado por:

$$A_{face} = \pi(r_2^2 - r_1^2) \tag{B.5}$$

$$A_{face} = 0,04\text{m}^2$$

A área da face é equivalente a área de um tubo com $D = 0.2\text{m}$ e $L = 0.0625\text{m}$.

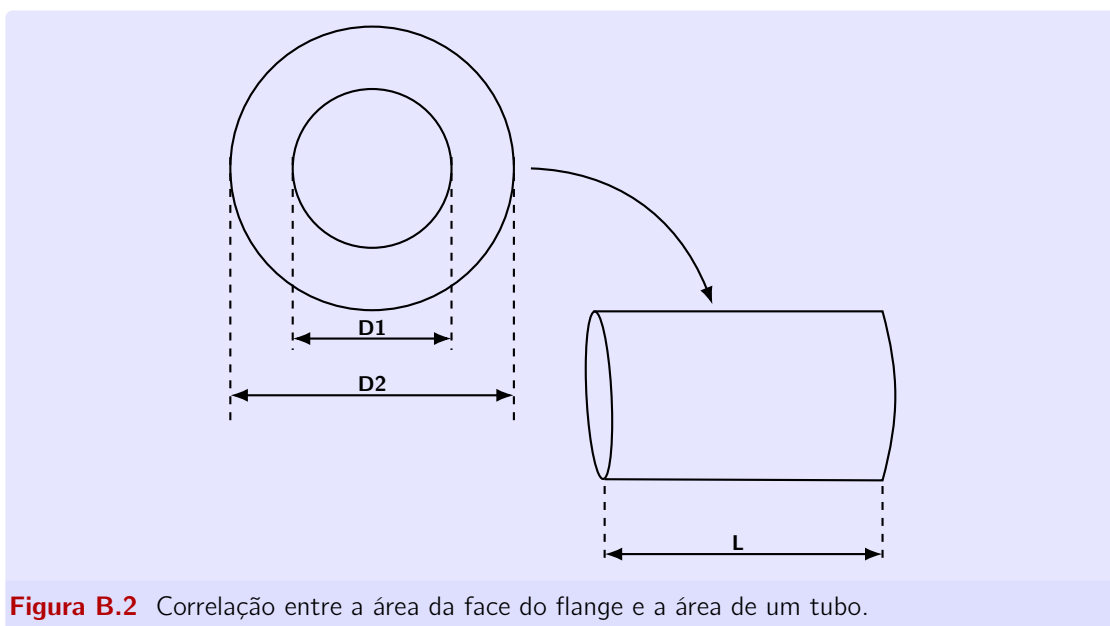


Figura B.2 Correlação entre a área da face do flange e a área de um tubo.

Para determinar o calor perdido pela face do flange, considera-se os seguintes dados:

$$T = 125 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{00} = 20^{\circ}\text{C}$$

$$D = 0.2 \text{ m e } L = 0.0625 \text{ m}$$

As propriedades do ar a temperatura média de $((125+20)/2 = 73^{\circ}\text{C} = 345.5\text{K})$, são as seguintes:

$$C_p = 1009 \text{ J}/(\text{KgK})$$

$$\mu = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ Ns}/\text{m}^2$$

$$\beta = 1/T(\text{emK}) = 1/345.5 \text{ k}^{-1}$$

$$\kappa = 0,0293 \text{ W}/(\text{mK})$$

$$\nu = 20 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0,71$$

Seguindo as correlações empíricas anteriormente indicadas, calcula-se o coeficiente de convecção:

$$Gr = g\beta(T - T_{00})\frac{D^3}{\nu^2} \quad (\text{B.6})$$

Substituindo os valores numéricos na equação anterior, obtém-se

$$Gr = 9,8 \frac{1}{345,5} (125 - 20) \frac{0,2^3}{(20 \times 10^{-6})^2}$$

$$Gr = 6 \times 10^7$$

como, $10^3 < GrPr = 6 \times 10^7 \times 0,71 = 4.4 \times 10^7 < 10^9$, então pode-se aplicar a seguinte expressão simplificada:

$$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{1/4} \quad (B.7)$$

Substituindo os valores numéricos na equação anterior, obtém-se

$$h = 1,32 \left(\frac{125 - 20}{0,2} \right)^{1/4}$$

$$h = 6.3 \text{W}/(\text{m}^2\text{K})$$

Depois de determinada o coeficiente de convecção é determina-se o calor perdido,

$$q = UA\Delta T = hA(T - T_{00}) \quad (B.8)$$

$$q = \pi \times 0,2 \times 0,0625 \times 6,3 \times (6,25 - 20) = 26 \text{W}$$

OBS- Como referido anteriormente, estas correlações utilizadas não levam em consideração o calor perdido por radiação.

O cálculo da perda de calor por radiação é dado pela seguinte expressão:

$$q_{rad} = \sigma \epsilon (T^4 - T_{00}^4) A \quad (B.9)$$

Para determinar o calor perdido por radiação é só substituir os valores na equação anterior. A emissividade (ϵ) do material é de 0,8, logo:

$$q_{rad} = 5.675 \times 10^{-8} \times 0,8((125 + 273)^4 - (20 + 273)^4) \pi \times 0,2 \times 0,0625 = 32 \text{W}$$

Se considerarmos o calor perdido por radiação então:

$$q_{total} = 26 + 32 = 58 \text{W} \quad (B.10)$$

O valor obtido, é referente a perda de calor na face de um flange. Se considerarmos que temos um par de flange juntos(Figura B.3 , vamos ter o calor perdido por duas faces, mais o calor perdido na parte lateral (espessura dos flanges).

Para determinar a perda de calor da parte lateral, considera-se como se fosse um tubo e determina-se pelo *Software 3EPlus*, tomando como dados:

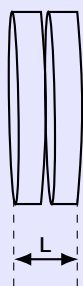


Figura B.3 Representação esquemática de um par de flanges. Para o efeito de cálculos considera-se o par de flanges como sendo um tubo de comprimento L com seu respetivo diâmetro.

$$D = 0,2 \text{ m}$$

$$T = 125^\circ\text{C}$$

O resultado obtido foi: $q = 45,45\text{W}$

Depois de determinada a perda de calor na face e na lateral do flange, é possível determinar o calor perdido pelo flange. Assim, o calor total perdido pelo flange é dado por:

$$q = 2 \times 58 + 45,45 = 161,5\text{W}$$

B.3 Determinação dos custos associados as perdas de calor

Depois de determinadas as perdas de calor em W/m pelo *Software 3EPlus*, e convertido em W através do fator de conversão ou do comprimento equivalente, é possível determinar o custo associado as mesmas.

Exemplo de calculo para o custo associado a perda de calor numa válvula.

Dados:

$$D = 50 \text{ mm}$$

$$T = 125^\circ\text{C}$$

$$q = 0,546 \text{ kW}$$

horas de trabalho por ano = 5052 h

$$\text{PCI}(\text{fuel})=11,16 \text{ (kW h)/kg}$$

$$\text{Custo}(\text{fuel})=0,34 \text{ €/kg}$$

O calor perdido por ano é dado por:

$$q = 0,546 \times 5052 = 2758,9\text{kW h}$$

Se o q for dividido pelo PCI do fuel obtém-se a quantidade de fuel equivalente, então,

$$\frac{2758,9}{11,16} = 247,06\text{kg}$$

Como a eficiência da caldeira é de 88% então,

$$\text{fuel gasto} = \frac{247,06}{0,88} = 280,76\text{kg}$$

O fuel gasto anualmente nesta válvula é de 280,76 kg, logo, o custo é dado por:

$$\text{custo} = 280,76 \times 0,34 = 94,46\text{€}$$

B.4 Resultados referentes as perdas de calor e aos custos associados

Nas Tabelas B.1, B.2 , B.3, B.4, B.5 e B.6 estão apresentados os resultados obtidos para cada cota. Estes resultados são referentes ao diâmetro nominal, temperatura à superfície de cada válvula ou acessório, calor perdido, estimativa do calor perdido com isolamento, e os custos associados as perdas.

Tabela B.1: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da cota 0.

DN	Tipo	T(°C)	Com Isolamento		Sem Isolamento	
			Q(kW)	Custo	Q(kW)	Custo
50	Globo	125	0,5	95,5	0,05	7,9
80	Globo	126	0,99	173,3	0,07	13,0
100	Filtro	126	1,1	196,8	0,08	13,2
100	Filtro	126	1,1	196,8	0,08	13,9
100	Globo	134	1,7	295,1	0,1	20,6
65	Globo	115	0,6	103,7	0,04	7,7
80	Globo	115	0,9	149,5	0,05	9,2
80	Globo	115	0,9	149,5	0,07	11,5
80	Globo	115	0,9	149,5	0,07	11,5

Tabela B.2: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da cota 4.

DN	Tipo	T(°C)	Com Isolamento		Sem Isolamento	
			Q(kW)	Custo	Q(kW)	Custo
100	Esfera	125	1,1	194,3	0,080	13,8
150	Flange	125	0,2	41,7	0,015	2,5
150	Flange	125	0,2	41,7	0,015	2,5
80	Globo	125	1,0	171,1	0,070	12,9
80	Globo	125	1,0	171,1	0,070	12,9
100	Globo	125	1,5	263,6	0,10	18,7

Tabela B.3: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da casa das caldeiras.

DN	Tipo	T(°C)	Com Isolamento		Sem Isolamento	
			Q(kW)	Custo	Q(kW)	Custo
150	Globo	320	14,61	2554,48	0,42	73,33
125	União	320	2,34	408,27	0,07	12,39
125	Globo	320	9,39	1641,35	0,28	49,80
150	Globo	320	14,61	2554,48	0,42	73,33
200	Globo	357	28,33	4952,83	0,73	128,14
50	Gaveta	208	1,33	232,01	0,06	10,80
50	Borboleta	208	0,80	139,21	0,04	6,48
65	Globo	130	0,72	126,44	0,03	5,75
65	Globo	137	0,79	137,63	0,04	6,19
54	Porta	216	0,37	64,45	0,02	2,92
54	Porta	216	0,37	64,45	0,02	2,92

Tabela B.4: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da cota 14.

DN	Tipo	T(°C)	Com Isolamento		Sem Isolamento	
			Q(kW)	Custo	Q(kW)	Custo
100	Globo	120	2,12	369,8	0,057	9,93
175	Globo	120	4,11	719,3	0,105	18,35
400	Atêmp.	400	12,72	2223,1	0,27	47,89

Tabela B.5: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da cota 7.

DN	Tipo	T(°C)	Com Isolamento		Sem Isolamento	
			Q(kW)	Custo (€)	Q(kW)	Custo (€)
100	Globo	125	1,5	263,6	0,106882	18,7
100	Globo	125	1,5	263,6	0,106882	18,7
80	Esfera	120	0,7	118,0	0,054247	9,5
100	Globo	135	1,7	298,7	0,119116	20,8
80	Globo	175	1,7	296,4	0,118993	20,8
80	Globo	175	1,7	296,4	0,118993	20,8
200	Atêmp.	130	0,6	103,8	0,036178	6,3
80	Globo	115	0,9	149,5	0,065482	11,4
80	Globo	115	0,9	149,5	0,065482	11,4

Tabela B.6: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cada acessório da cota 11.

DN	Tipo	T(°C)	Com Isolamento		Sem Isolamento	
			Q(kW)	Custo (€)	Q(kW)	Custo (€)
80	Gaveta	194	2,6	455,6	0,15	25,93
80	Globo	193	2,5	432,8	0,14	24,63
80	Gaveta	193	2,6	455,6	0,15	25,93
150	Globo	190	6,4	1123,6	0,35	61,68
400	Flange	117	0,8	140	0,05	8,33
400	Flange	117	0,3	49,2	0,02	2,99
100	Globo	117	1,4	236,8	0,1	17,02
80	Globo	117	0,9	153,7	0,07	11,73
80	Borboleta	117	0,6	97,1	0,04	7,41
25	Globo	107	0,1	22,6	0,01	2,35
80	Globo	115	0,9	149,5	0,07	11,45
25	Globo	112	0,1	24,3	0,01	2,50
25	Globo	105	0,1	21,9	0,01	2,29
32	Globo	112	0,2	39,9	0,02	3,95
80	Flange	115	0,1	16,2	0,01	1,09
80	Globo	115	0,19	149,5	0,07	11,45
80	Borboleta	115	0,5	94,4	0,04	7,23
100	Flange	120	0,2	29,3	0,01	2,05
32	Globo	60	0,1	13,9	0,01	1,58
100	Globo	100	1,0	183,3	0,08	13,65
100	Borboleta	100	0,7	115,8	0,05	8,62
100	Globo	120	1,4	246,8	0,1	17,64
100	Borboleta	120	0,9	155,8	0,06	11,14
100	Tubo	120	1,0	177,9	0,07	12,72
200	Borboleta	125	2,6	459,9	0,17	29,57
125	Borboleta	125	1,1	190,5	0,08	13,35
100	Borboleta	125	2,6	159,9	0,17	29,57
200	Borboleta	125	2,6	159,9	0,17	29,57

B.5 Resultados referentes as perdas de calor e aos custos associados após isolamento

Nas Tabelas B.7, B.8 B.9, B.10, B.11 e B.12, estão apresentados os resultados obtidos para cada cota. Estes resultados são referentes ao diâmetro nominal, temperatura à superfície de cada válvula ou acessório, calor perdido, e os custos associados as perdas após isolamento.

Tabela B.7: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cota 0.

DN	Tipo	T(°C)	Q(kW)	Custo (€)
50	Globo	36	0,17	30,38
80	Globo	36	0,19	34,01
100	Filtro	36	0,19	33,37
100	Filtro	36	0,19	33,37
100	Globo	36	0,26	45,29
65	Globo	34	0,17	29,34
80	Globo	34	0,17	29,34
80	Globo	34	0,17	29,34
80	Globo	34	0,17	29,34

Tabela B.8: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cota 4.

DN	Tipo	T(°C)	Q(kW)	Custo (€)
100	Esfera	40	0,24	42,73
150	Flange	40	0,03	4,44
80	Globo	35	0,18	31,67
80	Globo	35	0,18	31,67
100	Globo	35	0,24	42,17

Tabela B.9: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cota 7.

DN	Tipo	T(°C)	Q(kW)	Custo (€)
100	Globo	40	0,33	58,00
100	Globo	40	0,33	58,00
80	Esfera	40	0,18	32,11
100	Globo	50	0,52	91,15
80	Globo	47	0,35	60,91
80	Globo	47	0,35	60,91
200	atemp	47	0,09	14,89
80	Globo	47	0,35	60,91
80	Globo	47	0,35	60,91

Tabela B.10: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cota 14.

DN	Tipo	T(°C)	Q(kW)	Custo (€)
100	Globo	25	0,26	45,21
175	Globo	25	0,36	62,6
400	atemp	25	0,05	8,61

Tabela B.11: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para casa das caldeiras.

DN	Tipo	T(°C)	Q(kW)	Custo (€)
150	Globo	40	0,98	171,55
125	União	40	0,09	15,75
125	Globo	36	0,60	105,09
150	Globo	36	0,77	134,11
200	Globo	40	1,23	215,35
50	Gaveta	40	0,66	114,60
50	Borboleta	40	0,39	68,76
65	Globo	40	0,62	108,87
65	Globo	40	0,62	108,87
54	Porta	40	0,05	9,17
54	Porta	40	0,05	9,17

Tabela B.12: Resultados referentes a energia perdida e o custo associado a mesma para cota 11.

DN	Tipo	T(°C)	Q(kW)	Custo (€)
80	Gaveta	40	0,35	60,88
80	Globo	40	0,33	57,84
80	Gaveta	40	0,35	60,88
150	Globo	40	0,59	102,48
400	Flange	43	0,08	13,48
400	Flange	43	0,03	5,13
100	Globo	43	0,39	67,74
80	Globo	43	0,29	50,92
80	Borboleta	43	0,18	32,16
25	Globo	40	0,15	25,67
80	Globo	50	0,39	68,55
25	Globo	47	0,21	35,94
25	Globo	47	0,21	35,94
32	Globo	47	0,21	35,94
80	Flange	47	0,03	5,43
80	Globo	47	0,35	60,91
80	Borboleta	47	0,22	38,47
100	Flange	47	0,03	5,76
32	Globo	45	0,19	32,96
100	Globo	41	0,35	61,22
100	Borboleta	45	0,27	46,95
100	Globo	46	0,43	74,33
100	Borboleta	46	0,27	46,95
100	Tubo	46	0,19	33,73
200	Borboleta	39	0,37	65,00
125	Borboleta	39	0,22	37,61
200	Borboleta	39	0,37	65,00
200	Borboleta	39	0,37	65,00

APÊNDICE

C

Constantes

Tabela C.1: Condutividade térmica de alguns materiais isolantes [4].

Material	Densidade (kg/m ³)	Condutividade Térmica (W/mK)		
		50°C	100°C	300°C
Silicato de Cálcio	210	0,055	0,058	0,083
Borracha Nitrílica	65-90	0,039	0,065	
Lã Vidro	16	0,047	0,044	
	48	0,35	0,043	
Lã Rocha	100	0,037	0,058	0,088
Magnésia	190	0,055	0,026	0,082
Poliisocianurato	50	0,023		

Tabela C.2: Propriedades do ar [22].

T(°C)	Cp (kJ/kg K)	$\alpha_v 10^{-3}$ (1/K)	κ (W/mK)	ρ (kg/m³)	Pr	$\mu 10^{-6}$ (Pa s)	$\nu 10^{-6}$ (m²/s)
-150	-	8,21	0,0116	2,793	0,76	8,60	3,08
-100	-	5,82	0,016	1,980	0,74	11,78	5,95
-50	1,006	4,51	0,0204	1,534	0,72	14,64	9,55
0	1,006	3,67	0,0243	1,293	0,71	17,23	13,32
10	1,006	3,53	0,0248	1,247	0,71	17,72	14,21
20	1,006	3,43	0,0257	1,205	0,71	18,20	15,11
30	1,006	3,30	0,0263	1,165	0,71	18,68	16,04
40	1,007	3,20	0,0271	1,127	0,71	19,15	16,97
50	1,007	3,09	0,0278	1,093	0,71	19,61	17,95
60	1,008	3,00	0,0285	1,059	0,71	20,06	18,93
70	1,009	2,91	0,0292	1,029	0,71	20,51	19,94
80	1,01	2,83	0,0299	1,000	0,71	20,95	20,94
90	1,01	2,75	0,0306	0,972	0,71	21,38	22,00
100	1,011	2,68	0,0314	0,946	0,70	21,81	23,06
110	1,012	2,61	0,032	0,921	0,70	22,23	24,14
120	1,013	2,55	0,0328	0,898	0,70	22,65	25,23
140	1,013	2,43	0,0343	0,854	0,69	23,53	27,55
160	1,017	2,32	0,0358	0,815	0,69	24,33	29,85
180	1,022	2,21	0,0372	0,779	0,69	25,15	32,29
200	1,026	2,11	0,0386	0,746	0,68	25,83	34,63
250	1,034	1,91	0,0421	0,675	0,68	27,79	41,17
300	1,047	1,75	0,0454	0,616	0,68	29,48	47,85
350	1,055	1,61	0,0485	0,566	0,68	31,16	55,05
400	1,068	1,49	0,0515	0,524	0,68	32,77	62,53