

MARTA OLIVEIRA PANÃO

TRANSFERÊNCIA
DE CALOR E
BALANÇO DE ENERGIA
EM EDIFÍCIOS

FACULDADE DE CIÊNCIAS DA UNIVERSIDADE DE LISBOA

Copyright © 2018 Marta Oliveira Panão

PUBLISHED BY FACULDADE DE CIÊNCIAS DA UNIVERSIDADE DE LISBOA

TUFTE-LATEX.GOOGLECODE.COM

Licensed under the Apache License, Version 2.0 (the “License”); you may not use this file except in compliance with the License. You may obtain a copy of the License at <http://www.apache.org/licenses/LICENSE-2.0>. Unless required by applicable law or agreed to in writing, software distributed under the License is distributed on an “AS IS” BASIS, WITHOUT WARRANTIES OR CONDITIONS OF ANY KIND, either express or implied. See the License for the specific language governing permissions and limitations under the License.

First printing, January 2018

Conteúdo

I Introdução 15

Edifícios e energia 17

Preâmbulo 17

Consumo de energia nos edifícios 18

Eficiência energética 21

Desempenho térmico de edifícios 24

Edifício como objeto de estudo 26

II Fundamentos da transferência de calor 29

Transferência de calor por condução 31

Fundamentos da condução de calor 31

Condução de calor em regime permanente 32

Condução de calor em regime variável 41

Redes térmicas 47

Elementos térmicos base 47

Métodos de resolução de redes térmicas 51

Transformadas das redes 54

<i>Transferência de calor por convecção</i>	59
<i>Fundamentos da convecção de calor</i>	59
<i>Convecção natural</i>	63
<i>Convecção forçada</i>	68
<i>Valores típicos usados em edifícios</i>	69
<i>Transferência de calor por radiação</i>	71
<i>Fundamentos de radiação</i>	71
<i>Balço radiativo entre superfícies</i>	75
<i>Radiação solar</i>	84
<i>Balço radiativo nos edifícios</i>	89
<i>III Balço de energia: métodos de cálculo simplificados</i>	99
<i>Método quase-estacionário</i>	101
<i>Balço de energia em regime permanente</i>	101
<i>Método quase-estacionário</i>	102
<i>Transferência de calor linear</i>	104
<i>Transferência de calor não linear</i>	107
<i>Aplicação do método quase-estacionário</i>	110
<i>Quantificação de valores médios</i>	112
<i>Método horário simplificado</i>	115
<i>Modelo 5R1C</i>	115
<i>Resolução numérica</i>	118
<i>Desempenho térmico de edifícios</i>	121
<i>Introdução</i>	121
<i>Métodos de cálculo do desempenho energético de edifícios</i>	125
<i>Requisitos de qualidade</i>	131
<i>Energias renováveis</i>	134
<i>nearly Zero Energy Buildings</i>	135

IV Anexos 137*Net Zero Energy Buildings* 139*Evolução histórica do conceito 'zero-energy'* 139*O que é um Net Zero Energy Building (NZEB)?* 141*Parâmetros quantitativos de desempenho* 145*Trabalhos laboratoriais* 147*Desempenho térmico de edifícios* 147

Lista de Figuras

- 1 Consumo de energia final por sectores de actividade. Fonte: IEA, Statistics, 2014. 18
- 2 Consumo de electricidade por sectores de actividade. Fonte: IEA, Statistics, 2014. 19
- 3 Energia final no sector residencial em Portugal. Fonte: IEA, Statistics, 2014. 20
- 4 Distribuição da energia final e electricidade pelos usos de energia. Fonte: ICESD, 2010. 20
- 5 Consumo anual médio de electricidade por habitação com ocupação regular. Fontes: Censos 2011, Pordata 2015. 21
- 6 Pobreza energética. 22
- 7 *Performance gap* e *nominal performance gap*. 22
- 8 Efeito rebound. 23
- 9 Efeito prebound. 23
- 10 off-grid Zero Energy Building (ZEB) 26
- 11 on-grid ou Net Zero Energy Building (NZEB) 26

- 12 Condução uni-dimensional num plano. 33
- 13 Distribuição da temperatura numa parede com isolamento térmico colocado no interior e no exterior. 34
- 14 Elementos de uma parede dupla com isolamento térmico entre panos de alvenaria com pilar de betão (vista em planta). 35
- 15 Malha bidimensional com espaçamento uniforme. 37
- 16 Malha bidimensional com espaçamento uniforme para condição fronteira de superfície constante. 38
- 17 Esquema de ligação entre duas paredes com pilar (vista em planta). 40
- 18 Resistências térmicas unitárias de condução e convecção. 41
- 19 Plano semi-infinito. 42
- 20 Distribuição da temperatura num plano sem-infinito, com temperatura constante à superfície. 43
- 21 Distribuição da temperatura num plano sem-infinito, com temperatura superficial periódica. 45

- 22 Parede com múltiplas camadas homogéneas sobrepostas. 47

- 23 Fluxo de calor por unidade de área que atravessa um elemento construtivo composto por um conjunto de resistências térmicas dispostas em série. 47
- 24 Resistência térmica convectiva e condutiva. 48
- 25 Condutância térmica convectiva e condutiva. 48
- 26 Nodo de temperatura. 49
- 27 Fonte de temperatura absoluta: temperatura do ar exterior. 49
- 28 Fonte de calor absoluta: radiação solar. 50
- 29 Ar exterior entra no espaço e, depois de perfeitamente misturado, sai do espaço à temperatura do ar interior. Aquecimento do ar com recurso a uma fonte de calor convectiva. 50
- 30 Condutância de ventilação. 51
- 31 Espaços contíguos com renovação de ar. 52
- 32 Rede térmica dos espaços com recurso a fontes de calor aproximadas. 52
- 33 Rede térmica dos espaços com recurso a condutâncias de ventilação. 53
- 34 Rede térmica para o método em rede. 53
- 35 Rede térmica para o método nodal. 55
- 36 A transformação delta-estrela. 56
- 37 Transformação de um conjunto de condutâncias. 56
- 38 Transformação de um conjunto de fontes de calor. 56
- 39 Transformação de uma condutância e uma fonte de calor. 57
- 40 Escoamento junto a um tecto arrefecido. 65
- 41 Escoamento junto a um pavimento aquecido. 65
- 42 Escoamento junto a um pavimento arrefecido. 66
- 43 Escoamento junto a um tecto aquecido. 66
- 44 Cavidade horizontal aquecida no topo (fluxo de calor descendente). 67
- 45 Cavidade horizontal aquecida na base (fluxo de calor ascendente). 67
- 46 Cavidade vertical (fluxo de calor horizontal). 67
- 47 Escoamento exterior. 69
- 48 Poder emissivo relativo de um corpo negro a uma temperatura equivalente ao Sol e ao planeta Terra. Radiação solar e radiação térmica. 72
- 49 Poder emissivo de um corpo negro em função da temperatura. Lei de Wien. 72
- 50 Rede térmica com condutâncias geométricas para o balanço radiativo numa superfície. 79
- 51 Rede térmica com condutâncias térmicas para o balanço radiativo numa superfície. 81
- 52 Espaço fechado constituído por superfícies com duas temperaturas distintas. 81
- 53 Fluxo de calor num espaço fechado constituído por superfícies com duas temperaturas distintas. 82

54	Rede térmica equivalente com condutâncias térmicas radiativas.	82
55	Trocas radiativas entre uma cobertura horizontal e o céu.	82
56	Trocas radiativas entre dois panos de vidro na cavidade do vidro duplo.	83
57	Posição do Sol ao longo de um dia de Inverno e Verão para um local a uma latitude intermédia no hemisfério Norte.	84
58	Ângulo de incidência solar numa superfície (θ) e diferença de azimute (γ).	85
59	Posição do Sol ao longo de um dia de Inverno e Verão para um local a uma latitude intermédia no hemisfério Norte, relativamente a um edifício cuja fachada apresenta um azimute ψ .	86
60	Dependência angular da absorptividade, reflectividade e transmissividade solares para um vidro simples incolor de 5.7 mm.	88
61	Transmissividade solar para um elevado ângulo de incidência no solstício de Verão em Lisboa.	88
62	Transmissividade solar para um baixo ângulo de incidência no solstício de Inverno em Lisboa.	88
63	Reflectividade e transmissividade global num vidro duplo.	89
64	Rede equivalente para a transferência de calor numa superfície exterior.	90
65	Factor solar: radiação solar transmitida e radiação solar absorvida.	91
66	Equivalência de fluxos de calor em redes térmicas.	92
67	Factor solar de vidro simples e duplo incolor em função do ângulo de incidência.	93
68	Factor de correção da selectividade angular.	93
69	Dispositivo de sombreamento opaco posicionado no interior.	94
70	Dispositivo de sombreamento translúcido posicionado no interior.	94
71	O aumento da área de vãos não se traduz num benefício térmico dada a fraca radiação solar da fachada.	97
72	A utilização de vãos envidraçados é benéfica para a redução das necessidades de energia dada a elevada radiação solar na fachada.	97
73	Modelo 5R1C.	115
74	Disposição dos nodos de temperatura em 'Delta'	116
75	Disposição dos nodos de temperatura em 'Estrela'	117
76	Estratégia combinada de elevado desempenho energético e produção de energia a partir de fontes de energia renováveis.	139
77	off-grid Zero Energy Building (ZEB)	140
78	on-grid ou Net Zero Energy Building (NZEB)	140

Lista de Tabelas

- 1 Valores típicos dos coeficientes de transmissão de calor total por convecção, h_c [$W/(m^2K)$], para edifícios. 70
- 2 Valores típicos dos coeficientes de transmissão de calor total superfície-superfície, h_c [$W/(m^2K)$], para cavidades de ar não ventiladas, com $\delta \geq 5$ mm em elementos construtivos de edifícios. 70
- 3 Parâmetros A_m e C_m em função da classe de inércia. 116
- 4 Coeficientes de transmissão térmica superficiais de referência de elementos opacos e de vãos envidraçados, U_{ref} [$W/(m^2K)$]. 129
- 5 Coeficientes de transmissão térmica linear de referência, Ψ_{ref} [$W/(mK)$]. 129
- 6 Eficiência de conversão de referência para produção de energia para aquecimento e arrefecimento. 130
- 7 Eficiência de conversão de referência para produção de energia para AQS. 130
- 8 Factores solares máximos admissíveis de vãos envidraçados, g_{max} . 132
- 9 Coeficientes de transmissão térmica superficiais máximos admissíveis de elementos opacos e de vãos envidraçados em edifícios no âmbito do REH, U_{max} [$W/(m^2K)$], em Portugal Continental. 132
- 10 Coeficientes de transmissão térmica superficiais máximos admissíveis de elementos opacos e de vãos envidraçados em edifícios no âmbito do RECS, U_{max} [$W/(m^2K)$], em Portugal Continental. 132

Este texto constitui um documento de suporte à disciplina de Transferência de Calor em Edifícios e que tem vindo a ser melhorado, aumentado e corrigido ao longo dos anos. Este encontra-se estruturado em três partes. Na primeira apela-se a uma revisão de muitos dos conteúdos já apreendidos em Transferência de Calor e Massa, com alguns exemplos específicos de como esses conteúdos se aplicam a esta disciplina. Numa segunda parte introduzem-se alguns dos métodos mais recorrentes para analisar e avaliar o comportamento térmico dos edifícios, com especial incidência nos métodos simplificados utilizados na Certificação Energética de Edifícios. A terceira parte tem vindo a ser atualizada com muitos dos exercícios de avaliação periódica ou exames de anos anteriores, o que constituem exemplos de aplicações práticas da matéria leccionada. No entanto, sendo um documento "em contínua construção" poderá incluir gralhas, incorreções e espaços em branco onde no futuro deverão estar esquemas e figuras ilustrativas. Todos os anos esse é revisto, beneficiando em muito dos alertas que os alunos vão comunicando. Fica, por isso, um apelo à vossa compreensão mas, sobretudo, a que me comuniquem pequenas e grandes correções, tendo em vista a consolidação deste texto. Fica o meu obrigada. Actualizado a 19 de setembro de 2016.

PARTE I

INTRODUÇÃO

Edifícios e energia

Preâmbulo

O TEMA DA ENERGIA NOS EDIFÍCIOS é do interesse de muitos profissionais que operam na área de projeto, construção e manutenção dos edifícios. Surge também como a intersecção de diversas áreas do conhecimento e de investigação, nomeadamente Arquitectura, Engenharia, Física, Planeamento urbano, Climatologia e Ciências ambientais. Este texto serve de apoio ao curso do segundo ciclo – *Transferência de Calor em Edifícios* – leccionado no Mestrado Integrado de Engenharia da Energia e do Ambiente da Faculdade de Ciências da Universidade de Lisboa.

Assume-se, pois, que existem conhecimentos prévios de outros cursos do primeiro ciclo, fundamentalmente *Transferência de Calor e Massa e Radiação e Energia Solar*.

O texto encontra-se estruturado em três partes, para além da introdução. A primeira aborda os conceitos estudados e aprofundados no curso de Transferência de Calor e Massa, com aplicação específica aos edifícios. Numa segunda parte introduzem-se alguns dos métodos mais recorrentes para analisar e avaliar o comportamento térmico dos edifícios, com especial incidência nos métodos simplificados utilizados na Certificação Energética de Edifícios. A terceira parte consiste num conjunto de exercícios, alguns dos quais resolvidos, e que, ao longo do tempo, constituíram exercícios propostos no contexto de avaliação periódica ou exame.

Desde 2010 que este texto se encontra em construção e surge da experiência desenvolvida com um elevado número de alunos. Embora exista um esforço constante em melhorá-lo e corrigi-lo, poderão ainda ser encontradas incorreções ou espaços em branco onde no futuro deverão estar esquemas e figuras ilustrativas. Fica, por isso, um apelo à compreensão dos leitores.

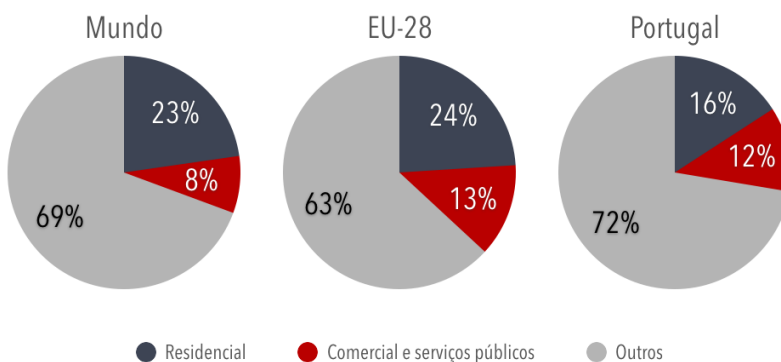
Actualizado a 30 setembro de 2017.

Consumo de energia nos edifícios

OS EDIFÍCIOS englobam um vasto conjunto de sectores, uma vez que a sua utilidade poderá ser muito distinta, nomeadamente residencial, serviços, comercial, industrial e agrícola. Quando se pretende quantificar o uso de energia nos edifícios restringem-se as estatísticas aos sectores: (i) residencial e (ii) comercial e serviços públicos. Nos indicadores estatísticos a considerar importa ter em conta as diversas fontes de energia utilizadas. Embora que, em muitos dos edifícios, a electricidade seja preponderante, outras fontes de energia, como sejam os combustíveis fósseis ou renováveis (e.g. biomassa, solar) podem ter um contributo não desprezável. A energia utilizada nos edifícios com informação estatística disponível classifica-se, numa forma agregada, segundo a sua fonte por: (i) combustíveis derivados do petróleo, (ii) gás natural, (iii) geotermia e solar, (iv) biocombustíveis e resíduos, (v) electricidade e (vi) calor¹.

Mundo, Europa-28 e Portugal

A nível mundial² a utilização de energia nos edifícios representa 31% da energia final (Fig. 1), pelo que os edifícios são considerados como um dos sectores com elevado potencial de redução no uso de energia. À escala mundial, o peso dos edifícios residenciais é muito superior ao dos edifícios de serviços, representando cerca de 3/4 do conjunto dos dois. Já no contexto dos 28 países que constituem a União Europeia, o sector dos edifícios representa 37% da energia final. Comparativamente à escala mundial, a parcela dos edifícios de serviços tem um peso superior, já que os edifícios residenciais representam uma parcela semelhante ao resto do mundo.



¹ Redes urbanas de calor

² IEA, Statistics, energia final para os sectores residencial e comercial e serviços públicos, em 2014.

Figura 1: Consumo de energia final por sectores de actividade. Fonte: IEA, Statistics, 2014.

Em Portugal, o sector dos edifícios representa 28% da energia final. Notar que a diferença, face à média dos restantes países europeus, se encontra no sector residencial, cujo peso é inferior em oito pontos percentuais.

Quando se restringe a análise à electricidade (Fig 2), o panorama é significativamente distinto: 63% da electricidade é consumida nos edifícios, com elevada incidência nos edifícios comerciais e serviços públicos. Salienta-se que, em Portugal, o peso dos edifícios comerciais e serviços públicos é significativamente superior à média europeia (mais 7 pontos percentuais) e mundial (mais 15 pontos percentuais).

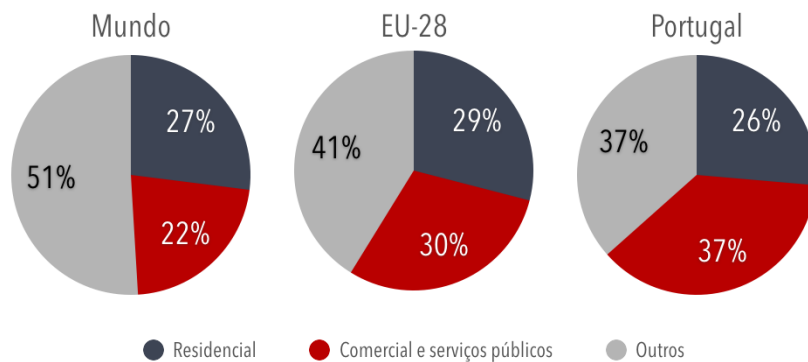


Figura 2: Consumo de electricidade por sectores de actividade. Fonte: IEA, Statistics, 2014.

Usos de energia

A energia é utilizada nos edifícios para suprir um vasto conjunto de necessidades ou usos finais³. Normalmente consideram-se as seguintes categorias: aquecimento e arrefecimento ambiente, ventilação e outros equipamentos auxiliares dos sistemas AVAC⁴, iluminação e equipamentos diversos. Dentro desta última categoria podem distinguir-se, sempre que representativos, equipamentos de cozinha, lavandaria, audiovisuais, equipamentos de refrigeração, ascensores, escadas e tapetes rolantes, sistemas de bombagem não relacionados com AVAC, etc. A energia utilizada para o aquecimento de águas domésticas (AQS) e águas de piscinas é tratada separadamente pela sua importância no consumo global de alguns edifícios.

Sector residencial em Portugal

Das estatísticas nacionais que resultam do balanço de energia anual de 2015, publicado pela Direcção Geral de Energia e Geologia (DGEG), atribui-se ao sector residencial a energia final de 2528 ktep⁵ com a distribuição da Fig. 3. Importante ter em consideração que, para o

³ End-uses

⁴ Aquecimento, ventilação e ar condicionado.

⁵ 1 tonelada equivalente de petróleo (tep) equivale a 11630 kWh.

caso da lenha, GPL (gases de petróleo liquefeitos) e gasóleo, tratam-se de valores estimados com base em informação recolhida pelo Inquérito ao Consumo de Energia no Sector Doméstico (ICESD) de 2010⁶. No caso do solar a estimativa baseia-se na área instalada de colectores solares⁷, considerando uma produção média anual de 850 kWh por unidade de área colectora.

Na distribuição total destacam-se as parcelas da electricidade (41%) e da lenha (30%). Da comparação entre a distribuição pelos diferentes usos da energia final e a electricidade (Fig. 4) pode verificar-se que as fontes de energia para AQS e aquecimento ambiente são fundamentalmente não eléctricas. A electricidade é a energia final mais versátil uma vez que a essa se encontram associados os usos de iluminação, equipamentos de cozinha e lavandaria, outros equipamentos eléctricos, aquecimento e arrefecimento ambiente, AQS (Fig. 4).

A utilização de lenha destina-se a suprir necessidades de aquecimento ambiente (52%), AQS (6%) e cozinha (42%). Essa poderá ser utilizada em lareiras com ou sem recuperação de calor, salamandras, churrasqueiras e fornos. O gás natural e GPL servem fundamentalmente para suprir as necessidades de AQS e cozinha, numa proporção aproximadamente equitativa. Notar que a utilização destes combustíveis dependerá muito da rede local de distribuição e alimenta quer fogões, placas, esquentadores e caldeiras. O gasóleo utilizado em caldeiras destina-se a aquecimento ambiente (60%) e AQS (40%). Os colectores solares térmicos destinam-se fundamentalmente a suprir necessidades de água quente que, em alguns casos, podem alimentar sistemas de distribuição para aquecimento ambiente.

⁶ Fonte: INE/DGEG

⁷ Fonte: APISOLAR

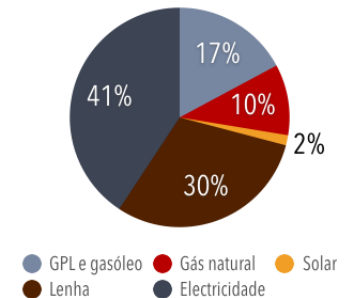


Figura 3: Energia final no sector residencial em Portugal. Fonte: IEA, Statistics, 2014.

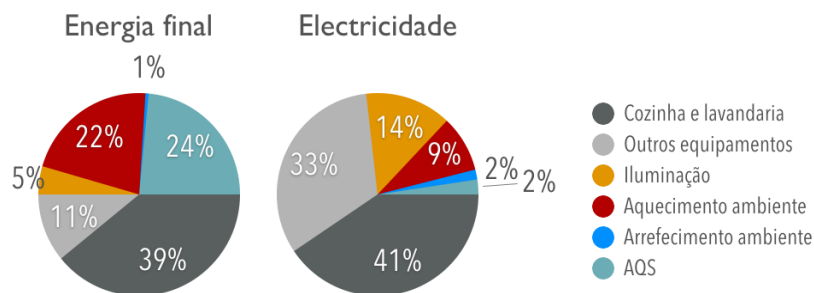
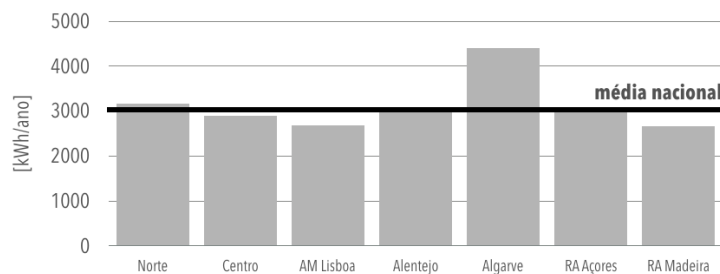


Figura 4: Distribuição da energia final e electricidade pelos usos de energia. Fonte: ICESD, 2010.

Consumo de electricidade nas habitações

O parque residencial é constituído por pouco menos de 4 milhões de habitações com ocupação regular⁸, pelo que se pode obter um valor aproximado⁹ para o consumo médio anual de electricidade por habitação de 3000 kWh/ano¹⁰. Uma análise por NUTS II¹¹ revela que, excluindo a região do Algarve, existe uma variabilidade regional face à média nacional de cerca de $\pm 10\%$ (Fig. 5).

O consumo médio de electricidade no Algarve é 47% superior à média nacional, o que pode ser justificado pelo número elevado de habitações de residência secundária (39%) comparativamente à média em Portugal (19%).



⁸ 3991112, Portugal Continental e Ilhas, Censos 2011.

⁹ Há que considerar que, para além de alojamentos vagos, existem cerca de 1 milhão de habitações que constituem habitações secundárias com consumo de electricidade, por vezes não desprezável.

¹⁰ Em 2015, o consumo de electricidade no sector residencial foi 11974 GWh

¹¹ Segunda divisão estatística de unidades territoriais.

Figura 5: Consumo anual médio de electricidade por habitação com ocupação regular. Fontes: Censos 2011, Pordata 2015.

PROBLEMA 1: Para a habitação onde reside ou outra para qual tenha informação disponível sobre o consumo de energia:

- identificar as fontes de energia utilizadas (electricidade, combustíveis fósseis, lenha, etc.).
- associar cada uma das fontes de energia aos usos finais da habitação.
- para cada uma dessas fontes de energia, estimar o consumo anual, através de facturação ou estimativa, expresso em kWh.
- apenas para o caso da electricidade, comparar com o consumo médio anual em Portugal.

Eficiência energética

FALAR DE MEDIDAS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA é discutir a forma de reduzir a utilização de energia sem comprometer os fins associados a esse uso de energia. Optar pela iluminação natural ou por lâmpadas mais eficientes são medidas de eficiência energética, contrariamente a optar por não iluminar adequadamente um espaço de

trabalho como forma de redução do consumo de energia. Esta linha de pensamento estende-se a outros usos de energia.

Eficiência energética e pobreza energética

Não se pode falar de eficiência energética quando o consumo de energia nos edifícios não proporciona as condições mínimas que garantam a saúde e qualidade de vida. Nestas situações e sobretudo no sector residencial, adequa-se a aplicação do termo *pobreza energética*.

Embora não exista uma única definição, a pobreza energética encontra-se normalmente associada a um consumo de energia real muito inferior ao que se esperaria para manter condições mínimas de aquecimento ambiente. Daí que o consumo de energia não pode ser o único indicador a utilizar para determinar o desempenho térmico de um edifício. Um dos primeiros critérios estabelecidos como indicador de pobreza energética é um custo estimado de energia para aquecimento ambiente superior a 10% do orçamento total disponível.

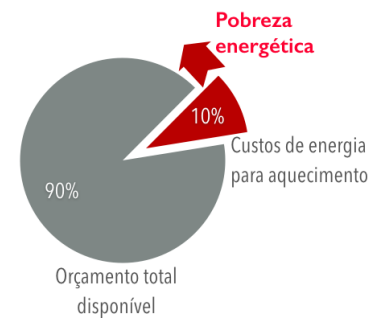


Figura 6: Pobreza energética.

Nominal performance gap

Estimar as necessidades de energia envolve sempre um conjunto de pressupostos sobre as condições esperadas para o edifício. As condições definidas como padrão designam-se por *condições nominais* e permitem a comparação entre edifícios. Nem sempre as condições nominais definem condições reais de utilização de edifícios o que poderá dever-se a: (i) as condições nominais são apenas pressupostos teóricos ou (ii) as condições reais afastam-se das condições desejáveis.

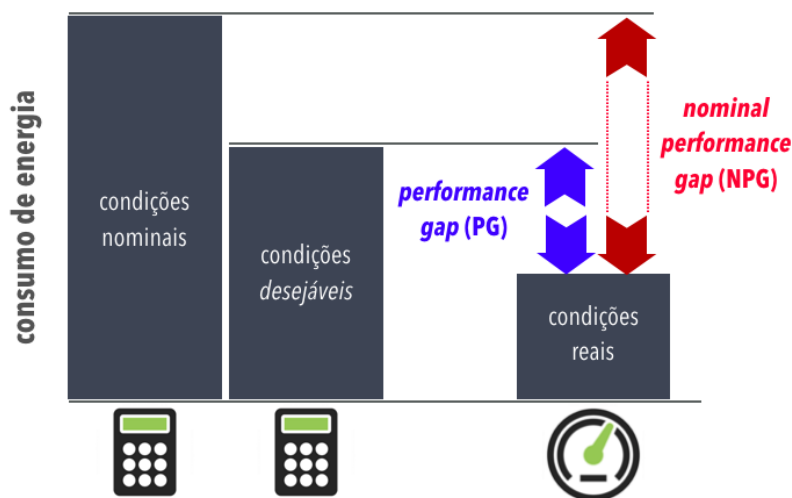


Figura 7: Performance gap e nominal performance gap.

Fala-se de *nominal performance gap* (NPG) sempre que existe uma

diferença entre o consumo de energia calculado em condições nominais e o consumo observado (por medição ou estimativa). Para Portugal, a diferença é muito elevada, tendo sido estimado¹² um valor de 95% para o aquecimento ambiente e 78% para AQS. Esta quantificação carece de actualização uma vez que, em 2013, foram estabelecidas novas condições nominais de cálculo. Notar que um índice NPG de 95% indica que o consumo de energia é 95% inferior ao consumo de energia calculado em condições nominais.

Para avaliar se as condições reais se afastam das condições desejáveis, torna-se necessário conhecer mais profundamente os comportamentos e as decisões dos utilizadores. O índice *performance gap*, como diferença entre o consumo calculado em condições *desejáveis* e o consumo medido em condições reais, poderá servir como um indicador de pobreza energética. Salienta-se que o *performance gap* pode indicar situações em que o custo da energia é uma barreira efectiva ao consumo de energia (pobreza energética) não se podendo excluir, no entanto, outras razões para essa diferença, nomeadamente motivações culturais.

Efeito rebound e prebound

O efeito *rebound* aplicado à eficiência energética trata-se de um aumento do consumo de energia contrário ao esperado, após a implementação de medidas de eficiência energética, devido a alterações de comportamento (Fig. 8). Por exemplo, após substituir uma lâmpada pouco eficiente por uma de baixo consumo, deixar que essa fique ligada durante muito mais horas simplesmente pelo facto do utilizador ter interiorizado que "consome pouco". O efeito de *rebound* deverá portanto ser contabilizado numa fase de pré-avaliação das medidas de eficiência energética, uma vez que terá influência na poupança estimada de energia.

O efeito *prebound*, menos conhecido e menos estudado, surge também no contexto das medidas de eficiência energética. Numa fase de avaliação do impacto das medidas de eficiência usam-se condições *desejáveis* ou mesmo condições nominais. Quando existe um *performance gap* significativo, a poupança estimada de energia não será efectivamente uma redução do consumo (Fig. 9) uma vez que o consumo real é inferior ao inicialmente assumido. Nesta situação existe *prebound* e esse deverá ser utilizado para corrigir a estimativa das poupanças.

¹² Magalhães S., Leal V. (2014), Characterization of thermal performance and nominal heating gap of the residential building stock using the EPBD-derived databases: The case of Portugal mainland. *Energy and Buildings*, 70, 167-179.

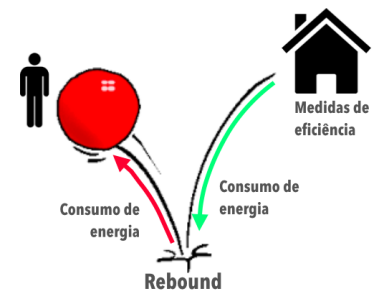


Figura 8: Efeito rebound.

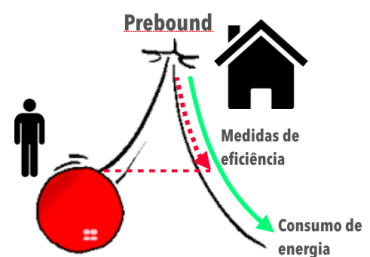


Figura 9: Efeito prebound.

Desempenho térmico de edifícios

A IMPORTÂNCIA DO CONSUMO de eletricidade e combustíveis fósseis nos edifícios justifica o enfoque nacional e internacional em medidas de eficiência energética, quer no sector residencial quer no sector de comércio e serviços, o que enquadra o esforço de legislação técnica específica para o desempenho energético dos edifícios.

Legislação

A regulamentação específica sobre o desempenho térmico de edifícios remonta ao início dos anos '90 com a promulgação do Decreto-Lei n.º 40/90, que entrou em vigor em 1991, entitulado Regulamento das Características do Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE). O RCCTE procurava regulamentar a construção de edifícios residenciais introduzindo requisitos mínimos de qualidade térmica dos elementos construtivos e requisitos máximos para as necessidades de energia para aquecimento e arrefecimento. Nas décadas sucessivas verificou-se uma melhoria da qualidade térmica da construção em geral com a utilização mais frequente de isolamento térmico e vidro duplo. De salientar que nos anos '90 a maior parte dos países europeus, sobretudo do norte e centro, já possuía legislação específica sobre o desempenho térmico de edifícios. No entanto, Portugal foi o primeiro país a ter regulamentação tendo em conta as condições climáticas de verão.

Em 2002, foi publicada uma Directiva Europeia intitulada *Energy Performance Buildings Directive* (EPBD) com o intuito de incentivar os vários países europeus a implementar a etiquetagem energética de edifícios e harmonizar os procedimentos de cálculo nos vários países. No seguimento da EPBD, publicaram-se em Portugal três diplomas legais: os Decretos-Lei n.º 78/79 e 80/2006. O primeiro definiu o enquadramento legal do Sistema de Certificação Energética e Qualidade do Ar Interior (SCE), o segundo foi uma atualização do Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE) já existente desde 1998. O Decreto-Lei n.º 80/2006 substituiu o DL n.º 40/90. A regulamentação de 2006 alterou a prática de projecto e construção, nomeadamente a necessidade da certificação energética, realizada por um Perito Qualificado, de todos os edifícios novos e dos existentes sempre que transacionados. Para os edifícios de serviços a certificação estendeu-se também a grandes edifícios existentes em funcionamento através de auditorias periódicas para avaliar o desempenho energético e qualidade do ar interior. Para além disso destaca-se a obrigatoriedade de instalação de colectores

solares térmicos em edifícios residenciais novos e a necessidade de utilizar modelos de simulação detalhada no projecto e em contexto de auditorias de grandes edifícios de serviços.

A revisão da EPBD resultou, em 2010, na publicação da EPBD-Recast que introduziu outros requisitos para a legislação dos vários países, nomeadamente a exigência de utilização da etiquetagem energética quando os imóveis são publicitados. A EPBD-Recast introduz o conceito dos *edifícios com necessidades energéticas quase nulas*¹³ e recomenda que os estados membros introduzam legislação específica para que, a partir de 2020, os novos edifícios sejam nZEB explicitando indicadores quantitativos subjacentes a um edifício nZEB.

O Decreto-Lei n.º 118/2013 veio implementar na legislação nacional os requisitos da EPBD-Recast através de um documento unificado dos Decretos-Lei precedentes, procurando diferenciar a regulamentação dos edifícios de habitação (REH) e comércio e serviços (RECS), organizado por tipo de intervenção: (i) novos, (ii) sujeitos a intervenção e (iii) existentes. Os métodos de cálculo preconizados no Regulamento foram harmonizados com a norma ISO 13790¹⁴, entretanto revista pela norma ISO 52016-1¹⁵

Nearly and net zero energy buildings

A definição que se encontra no Artigo 2.º da Directiva 2010/31/EU, a EPBD-Recast, afirma que um edifício com necessidades quase nulas de energia (nZEB) é *um edifício com um desempenho energético muito elevado (...). As necessidades de energia quase nulas ou muito pequenas deverão ser cobertas em grande medida por energia proveniente de fontes renováveis, incluindo energia proveniente de fontes renováveis produzida no local ou nas proximidades.*

O conceito de um edifício cujas necessidades sejam cobertas por produção local de energia remonta aos anos '70. O projecto de uma *zero energy house* na Dinamarca¹⁶ efectiva duas linhas de acção: (i) a redução em 90% das necessidades de energia para aquecimento (aquecimento ambiente e águas) através de medidas de eficiência energética e (ii) produção local de calor com colectores solares térmicos. Este exemplo demonstra que são necessários dois eixos de actuação para atingir o objectivo *zero energy*, o que se encontra alinhado com a definição que consta na EPBD-Recast: (1) desempenho energético muito elevado e (2) produção de energia a partir de fontes renováveis.

O conceito *zero energy buildings* (ZEB) ou *off-grid ZEB*¹⁷ aplica-se a edifícios que não se encontram ligados a redes de energia (Fig. 77) ou, quando essa existe, funciona apenas em casos muito excepcionais (*back-up*). Estes são, por isso, edifícios autónomos providos de

¹³ Tradução portuguesa para *nearly zero energy buildings* (nearly ZEB ou nZEB).

¹⁴ ISO 13790:2008, Energy performance of buildings – Calculation of energy use for space heating and cooling.

¹⁵ ISO 52016-1:2017, Energy performance of buildings – Energy needs for heating and cooling, internal temperatures and sensible and latent heat loads – Part 1: Calculation procedures.

¹⁶ Esbensen and Korsgaard (1977). Dimensioning of the solar heating system in the zero energy house in Denmark, *Solar Energy*, 19, 195-199.

¹⁷ Laudsten, Energy Efficiency Requirements in Building Codes, in: *Energy Efficiency Policies for New Buildings*, OECD/IEA, Paris, 2008.

sistemas de armazenamento de energia para os períodos em que a produção seja inferior à carga (e.g. períodos nocturnos, estação de inverno).

Em oposição, os Net ZEB (NZEB) ou *on-grid* ZEB são edifícios ligados a uma ou mais redes de energia que, durante um ano, são neutros em termos de balanço de energia, ou seja, entregam à rede a mesma energia que necessitam durante os períodos em que não são auto-suficientes (Fig. 78).

Edifício como objeto de estudo

NO CONTEXTO da promoção de um elevado desempenho energético dos edifícios pretende-se estudar e desenvolver metodologias adequadas à contabilização do consumo de energia, em que o objecto de estudo é exactamente o edifício.

Objecto de estudo

Os edifícios são sistemas complexos, mesmo quando de dimensão reduzida. Numa primeira fase importa definir a fronteira que delimita o sistema que, no caso dos edifícios, se designa por *envolvente*. Essa é constituída por paredes, lajes de pavimento ou cobertura, janelas, portas, grelhas de ventilação, chaminés, ou seja, todos os elementos físicos que delimitam o *volume útil* em estudo.

Do ponto de vista da análise do sistema como um todo, quando o fluxo de calor através da envolvente é positivo a sua energia interna aumenta. Esse aumento poderá traduzir-se num aumento da temperatura do ar interior e/ou num aumento da temperatura dos elementos no interior do sistema (paredes, lajes, mobiliário, etc.). Numa situação em que o fluxo de calor é negativo, esperar-se-á uma diminuição da temperatura do ar e/ou da temperatura dos elementos. As variações de energia podem ainda causar mudança de fase do vapor de água do ar atmosférico através de processos de condensação ou evaporação.

Num sistema complexo como um edifício devem ainda considerar-se todos os sistemas no seu interior que dissipam calor, como sejam equipamentos eléctricos (computadores, lâmpadas, frigoríficos, etc.), não eléctricos (placas e fornos a gás, etc.), metabolismo de pessoas e animais. A fronteira que delimita o edifício encontra-se em contacto directo com o meio ambiente exterior: ar atmosférico, outras construções, solo e vegetação.



Figura 10: off-grid Zero Energy Building (ZEB)

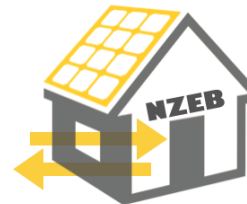


Figura 11: on-grid ou Net Zero Energy Building (NZEB)

Metodologia de análise

Uma análise cuidada do edifício implicará pois a caracterização quantitativa do meio ambiente, condições climáticas, envolvente e sistemas, pelo que, mesmo de uma forma simplificada, nenhum destes aspectos poderá ser negligenciado. A complexidade da análise deve-se, por um lado, ao elevado número de variáveis a ter em conta. Por outro, a variação temporal dos fluxos de calor através da envolvente e da dissipação de calor resultado da utilização do edifício, faz com a análise da transferência de calor de um edifício seja fundamentalmente de carácter transiente, pelo que a resolução das equações que descrevem os fenómenos de transferência envolvem sempre a componente temporal, para além das três dimensões espaciais.

Este texto trata os processos básicos de transferência de calor em edifícios, numa tentativa de reduzir a complexidade do sistema, a um conjunto de processos simplificados que permitam responder a perguntas simples. Como saber quantitativamente se um edifício se encontra termicamente bem isolado? Será que os ganhos solares de um edifício permitem reduzir o consumo de energia para aquecimento? Como saber se um edifício potencialmente consome mais ou menos energia para aquecimento e/ou arrefecimento do ambiente? Uma abordagem simplificada dos processos de transferência de calor não pretende obviar a própria complexidade do sistema. Enquadra-se numa aprendizagem progressiva das leis físicas fundamentais que determinam o desempenho térmico de um edifício.

Numa segunda parte apresentam-se dois métodos simplificados para proceder ao balanço de energia de um edifício: o primeiro para um conjunto de meses (sazonal), o segundo com base de tempo horária. Ambos os métodos de cálculo são numericamente simples, podendo ser implementados em folhas de cálculo. Esses não competem com ferramentas de simulação detalhadas que permitem descrever com maior detalhe e rigor o edifício como um conjunto de sistemas integrados.

PARTE II

FUNDAMENTOS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Transferência de calor por condução

Fundamentos da condução de calor

A CONDUÇÃO é um processo de transferência de calor, que resulta de uma diferença de temperatura num corpo sólido, líquido ou gasoso sem que haja movimento macroscópico de moléculas. As moléculas na região de temperatura mais elevada têm uma maior energia interna e, através da agitação microscópica, transferem parte da sua energia para as moléculas adjacentes com menor energia interna.

Lei de Fourier

A densidade de fluxo de calor¹⁸, descrita pela lei da condução de Fourier, pode ser expressa em coordenadas cartesianas x , y e z por:

$$q''_x = -\lambda_x \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (1)$$

$$q''_y = -\lambda_y \frac{\partial \theta}{\partial y} \quad (2)$$

$$q''_z = -\lambda_z \frac{\partial \theta}{\partial z} \quad (3)$$

em que θ é a temperatura e λ_x , λ_y e λ_z são a condutividade térmica¹⁹ nas três direcções cartesianas. A maior parte dos materiais são isotrópicos, ou seja a condutividade térmica é independente da direcção.

Lei geral da condução em coordenadas cartesianas

Considerando um volume infinitesimal com dimensões dx , dy e dz , o balanço de energia implica que:

$$\text{Energia armazenada} = \text{Energia entra} - \text{Energia sai} + \text{Energia gerada no interior} \quad (4)$$

¹⁸ Fluxo de calor por unidade de área, em inglês *heat flux*, q'' , expresso em W/m^2 .

¹⁹ Propriedade dos materiais que quantifica a habilidade dos materiais a conduzir calor, λ , expresso em $W/(mK)$.

Da análise diferencial de cada um dos termos e assumindo que λ não varia com x , y e z obtém-se a equação de transferência de calor tri-dimensional ou lei geral da condução²⁰:

$$\rho c \frac{\partial \theta}{\partial t} = \lambda_x \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} + q''' \quad (5)$$

em que q''' é a taxa de geração de energia por unidade de volume [W/m^3], c o calor específico²¹ [$J/(kgK)$] e ρ a massa volúmica (kg/m^3) do material (sólido, líquido ou gás). O termo à esquerda da Eq. 5 diz respeito à variação da energia interna (*energia armazenada*), enquanto que os três primeiros termos à direita resultam do balanço dos fluxos de calor que atravessam as faces do volume infinitesimal nas três dimensões cartesianas (*energia entra - energia sai*). Por fim, o último termo à direita diz respeito à *energia gerada* no interior do volume.

De salientar que, regra geral, a utilização de coordenadas cartesianas é a mais adequada para o estudo de fenómenos de transferência em edifícios devido à sua forma reticulada. Quando não existem fontes de energia interna²² a equação anterior simplifica-se a:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha_x \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \alpha_y \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \alpha_z \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \quad (6)$$

onde se introduz a difusividade térmica nas três dimensões cartesianas, que relaciona as restantes propriedades dos materiais, por:

$$\alpha \equiv \frac{\lambda}{\rho c} \quad (7)$$

A Eq. 6 possui, para além da variabilidade espacial, a componente temporal. A difusividade térmica, α , traduz a capacidade do material para propagar as perturbações térmicas a que é sujeito. Sempre que se pretenda isolar os edifícios das condições exteriores é importante que os elementos que o delimitam - a sua envolvente (e.g. paredes, coberturas) - tenham uma baixa difusividade térmica.

Condução de calor em regime permanente

PARA OS FENÓMENOS FÍSICOS com pequena variabilidade ao longo do tempo assume-se que o termo à esquerda da Eq. 6 é nulo e diz-se que o regime é *permanente*. As condições térmicas a que os edifícios se encontram sujeitos são variáveis no tempo (e.g. temperatura do ar ambiente, radiação solar) pelo que, à excepção de raras situações, os fenómenos físicos devem sempre ser tratados em regime variável. No entanto, existem algumas situações em que é possível uma abordagem em regime permanente, é disso exemplo a definição de

²⁰ Para a dedução da lei geral da condução em coordenadas cartesianas ver, por exemplo, Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F.P., DeWitt D.P. (2011), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th Edition, Ed. John Wiley and Sons. pp. 82-85.

²¹ No caso de sólidos e líquidos o calor específico equivale ao c_p (calor específico a pressão constante).

²² Em edifícios, a transferência de calor por condução ocorre fundamentalmente através de elementos sólidos, sem que ocorra geração de energia interna no interior dos mesmos.

Difusividade térmica, α , expressa em m^2/s

parâmetros característicos dos edifícios, como sejam a resistência térmica dos elementos da envolvente.

Condução de calor unidimensional

A equação geral da condução aplicada ao regime permanente unidimensional, na dimensão x , simplifica-se a:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = 0 \quad (8)$$

cujas solução numérica é uma função dada por:

$$\theta(x) = c_1 x + c_2 \quad (9)$$

com constantes c_1 e c_2 a determinar em função das condições nas superfícies limite do elemento, i.e. *condições fronteira*.

Considere-se um corpo sólido homogéneo com espessura L e cujas restantes dimensões são muito superiores a L , as suas faces encontram-se sujeitas às temperaturas θ_L e θ_0 , com $\theta_0 > \theta_L$, pelo que:

$$T(0) = c_2 = T_0 \quad (10)$$

e

$$T(L) = c_1 L + T_0 = T_L \quad (11)$$

Resolvendo as equações anteriores, conclui-se que as constantes tomam os valores $c_1 = (\theta_L - \theta_0)/L$ e $c_2 = \theta_0$ pelo que:

$$\theta(x) = \frac{\theta_L - \theta_0}{L} x + \theta_0 \quad (12)$$

A lei de Fourier (Eq. 1), aplicada a uma dimensão, determina adicionalmente que a densidade de fluxo de calor no interior do corpo é dada por:

$$q''(x) = -\lambda \frac{d\theta}{dx} \quad (13)$$

A partir da Eq. 12 tem-se que:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{\theta_L - \theta_0}{L} \quad (14)$$

pelo que a densidade de fluxo de calor no interior de um corpo, sem fontes internas de energia e considerando apenas uma dimensão cartesiana, calcula-se simplesmente por:

$$q'' = \frac{\lambda}{L} (\theta_0 - \theta_L) \quad (15)$$

A equação anterior indica que: (i) o fluxo de calor é proporcional à diferença de temperatura, $\theta_0 - \theta_L$, e ao conjunto dado por λ/L e

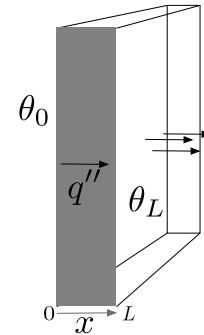


Figura 12: Condução uni-dimensional num plano.

(ii) ocorre sempre no sentido da temperatura mais elevada (θ_0) para a temperatura mais baixa (θ_L).

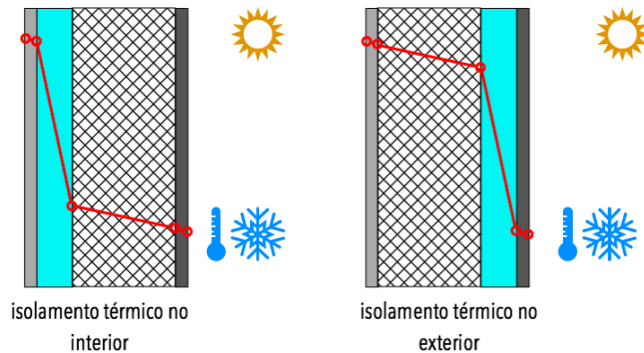
Resistência térmica

Ao inverso da constante de proporcionalidade, ou seja, L/λ designa-se por resistência térmica unitária, R'' , pelo que, genericamente:

$$q'' = \frac{\Delta\theta}{R''} \quad (16)$$

De notar que esta formulação foi deduzida para materiais homogêneos, no entanto, o conceito de resistência térmica unitária²³ é mais abrangente uma vez que pode ser usado em sentido genérico para caracterizar a qualidade térmica da envolvente dos edifícios.

Para um conjunto de elementos dispostos em camadas, sendo esses atravessados por um fluxo de calor, q'' , tem-se que a diferença de temperatura entre as extremidades de cada elemento é directamente proporcional a R'' de cada elemento, assim esperam-se maiores diferenças de temperatura para materiais com maior resistência térmica. Nos casos apresentados na Fig. 13 o elemento com maior resistência térmica, onde se verifica a maior queda de temperatura, é o isolamento térmico (azul) colocado no interior (à esquerda) ou no exterior (à direita) relativamente ao elemento de inércia (quadriculado).



²³ Resistência térmica de uma superfície com área unitária expressa em m^2K/W .

Figura 13: Distribuição da temperatura numa parede com isolamento térmico colocado no interior e no exterior.

Pode generalizar-se o termo *resistência térmica*, R , a elementos com área não unitária, A , calculada por $L/(\lambda A)$ e expressa em K/W .

Resistências térmicas em série e paralelo

A resistência térmica equivalente a um conjunto de elementos em série para um elemento com área A pode ser expressa por:

$$R_{eq} = \sum_i R_i \quad (17)$$

Resistências térmicas em série

ou, em termos de resistências térmicas unitárias, por:

$$R''_{eq} = \sum_i R''_i \quad (18)$$

Quando resulta de um conjunto de elementos em paralelo, cuja somas das áreas é $A = \sum_i A_i$, a equivalência é expressa por:

$$R_{eq} = \left(\sum_i \frac{1}{R_i} \right)^{-1} \quad (19)$$

ou, em função de resistências térmicas unitárias:

$$R''_{eq} = \left(\frac{1}{A} \sum_i \frac{A_i}{R''_i} \right)^{-1} \quad (20)$$

Cada conjunto de expressões para a simplificação de resistências em série ou em paralelo são matematicamente equivalentes e apenas diferem no conceito que lhes está subjacente: *resistência térmica unitária* (R'') ou *resistência térmica* (R).

Resistências térmicas em paralelo

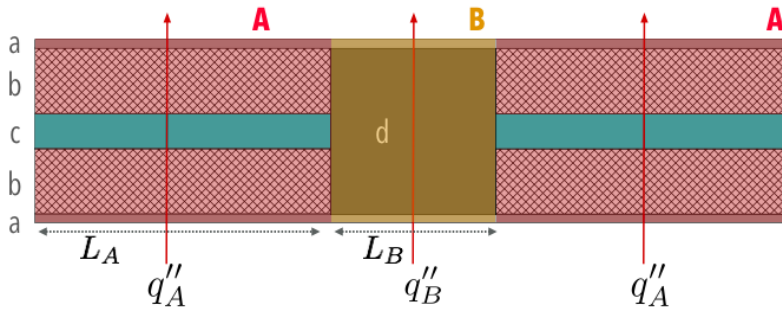


Figura 14: Elementos de uma parede dupla com isolamento térmico entre panos de alvenaria com pilar de betão (vista em planta).

A Fig. 14 representa uma parede dupla com isolamento térmico entre panos de alvenaria com pilar de betão. Os elementos a (reboco), b (alvenaria de tijolo) e c (isolamento térmico) encontram-se dispostos em série, tal como os elementos a (reboco) e d (betão). O conjunto dos elementos A e dos elementos B encontram-se em paralelo. Como o pilar constitui uma heterogeneidade do elemento construtivo designa-se por *ponte térmica plana*.

Ponte térmica plana

As resistências térmicas unitárias na região A e B calculam-se, respectivamente, por:

$$R''_A = 2R''_a + 2R''_b + R''_c \quad (21)$$

$$R''_B = 2R''_a + R''_d \quad (22)$$

Para obter uma resistência térmica unitária que inclua o efeito do pilar na estrutura, conhecendo que a dimensão de B é L_B e a dimensão de A é L_A (igual à esquerda e à direita do pilar), pode demonstrar-se que:

$$R_t'' = \frac{(2L_A + L_B)R_A''R_B''}{2L_AR_B'' + L_BR_A''} \quad (23)$$

Condução de calor bidimensional

Nas superfícies planas dos edifícios (e.g. paredes, lajes de cobertura) assume-se que a condução se simplifica a um processo unidimensional. Esta simplificação torna-se possível dada a proporção entre a área de atravessamento dos elementos face à espessura dos mesmos. No entanto, existem elementos do edifício em que essa simplificação não é válida, como sejam as ligações entre superfícies, cantos ou lajes de pavimento em contacto com o solo ou enterradas, devendo realizar-se uma análise bi, ou mesmo, tridimensional.

A equação geral da condução bidimensional, sem fontes de energia interna, em regime permanente, expressa-se por:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} = 0 \quad (24)$$

assumindo que a difusividade térmica é isotrópica.

A resolução desta equação por via analítica é, regra geral, complexa pelo que é recorrente utilizarem-se métodos de resolução numérica, como é o caso das diferenças finitas.

Para estudar configurações complexas nos edifícios, como sejam geometrias com vários elementos de múltiplas camadas, utiliza-se o método das diferenças finitas que, à diferença dos métodos analíticos, não permite encontrar uma solução contínua para o espaço, restringindo-se a encontrar soluções mais ou menos aproximadas, em função da malha espacial adoptada.

O primeiro passo para o estudo térmico está, pois, na definição da malha, quer no tipo de coordenadas (e.g. cartesianas, cilíndricas), quer na dimensão que separa os pontos entre si, Δx e Δy .

Tome-se, como exemplo, uma situação bidimensional em que se adopta uma malha cartesiana com m por n pontos, com espaçamento constante entre esses dado por Δx e Δy , respectivamente. A discretização de cada uma das parcelas da equação da condução bidimensional em regime permanente, sem fontes internas de energia, é dada por:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \simeq \frac{\theta_{m+1,n} + \theta_{m-1,n} - 2\theta_{m,n}}{(\Delta x)^2} \quad (25)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \simeq \frac{\theta_{m,n+1} + \theta_{m,n-1} - 2\theta_{m,n}}{(\Delta y)^2} \quad (26)$$

Assumindo adicionalmente que a malha é uniforme ($\Delta x = \Delta y$) tem-se que:

$$\theta_{m,n+1} + \theta_{m,n-1} + \theta_{m+1,n} + \theta_{m-1,n} - 4\theta_{m,n} = 0 \quad (27)$$

Note-se que a relação numérica entre a temperatura de pontos vizinhos, em materiais homogêneos, não depende das propriedades térmicas do material e consiste apenas em encontrar a temperatura no ponto (m, n) pela média aritmética simples da temperatura nos quatro pontos vizinhos (Fig. II).

O número de equações que surgem desta formulação dependerá do número de pontos da malha, pelo que a complexidade de resolução numérica aumentará com a escolha de uma rede mais densa. No entanto, a solução numérica discreta aproximar-se-á da solução analítica com o aumento do número de nodos da rede, pelo que neste tipo de análise é importante gerir a qualidade da solução com o tempo de cálculo de resolução numérica. Normalmente, recorre-se a um teste de independência de malha, que consiste em testar se a solução encontrada se altera com o aumento do número de nodos da malha.

É fundamental salientar que a solução depende das condições que são impostas na fronteira do elemento em estudo, pelo que é necessário recorrer a um conjunto de equações adicionais, conforme o tipo de condições-fronteira, que mais se aproxima do fenómeno físico a ser descrito nas superfícies que delimitam o elemento, sendo os três casos mais comuns definidos de seguida.

Caso 1: Superfície a uma temperatura constante θ_A , expressa para os pontos $m + 1$ (Fig. 16) por:

$$\theta_{m,n+1} + \theta_{m,n-1} + \theta_{m-1,n} - 4\theta_{m,n} = -\theta_A \quad (28)$$

Caso 2: Superfície com uma densidade de fluxo de calor constante q''_A (incluindo o caso da superfície adiabática, $q''_A = 0$), expressa para os pontos $m + 1$ por :

$$\theta_{m,n+1} + \theta_{m,n-1} + 2\theta_{m-1,n} - 4\theta_{m,n} = -\frac{2q''_A \Delta x}{\lambda} \quad (29)$$

Caso 3: Superfície em que ocorre convecção com um fluido à temperatura θ_∞ com coeficiente de transmissão de calor h , expressa para os pontos $m + 1$ por :

Equação bidimensional discretizada, em regime permanente e sem fontes internas de energia, para sólidos homogêneos e malha uniforme

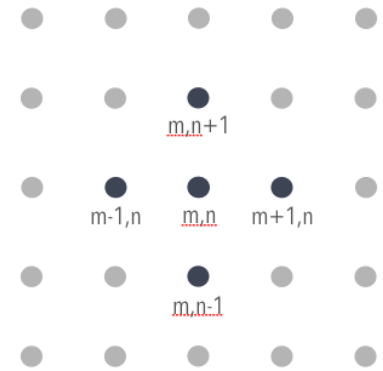


Figura 15: Malha bidimensional com espaçamento uniforme.

Equação bidimensional discretizada para superfícies a uma temperatura constante

Equação bidimensional discretizada para superfícies com uma densidade de fluxo de calor constante

Equação bidimensional discretizada para superfícies que trocam calor por convecção com um fluido a temperatura constante

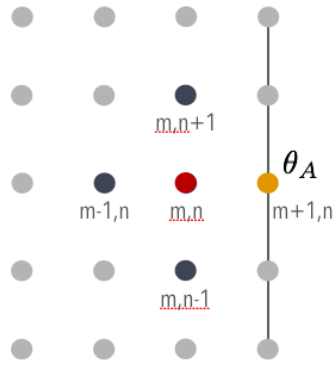


Figura 16: Malha bidimensional com espaçamento uniforme para condição fronteira de superfície constante.

$$\theta_{m,n+1} + \theta_{m,n-1} + 2\theta_{m-1,n} - \left(\frac{2h\Delta x}{\lambda} + 4 \right) T_{m,n} = -\frac{2h\Delta x}{\lambda} \theta_{\infty} \quad (30)$$

Para outras situações não descritas, como é o caso dos cantos, deve recorrer-se a literatura mais detalhada sobre este argumento²⁴.

Para resolver o conjunto de equações, equivalente ao número de nodos da malha adotada N , torna-se necessário escrevê-las com um formato matricial em que a cada um dos pontos faz-se corresponder uma dada temperatura θ_i , de modo a que:

$$\begin{aligned} a_{11}\theta_1 + a_{12}\theta_2 + \cdots + a_{1N}\theta_N &= k_1 \\ a_{21}\theta_1 + a_{22}\theta_2 + \cdots + a_{2N}\theta_N &= k_2 \\ \vdots + \vdots + \vdots + \vdots &= \vdots \\ a_{N1}\theta_1 + a_{N2}\theta_2 + \cdots + a_{NN}\theta_N &= k_N \end{aligned} \quad (31)$$

Estas equações podem ser escritas de uma forma matricial como:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1N} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{N1} & a_{N2} & \cdots & a_{NN} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \vdots \\ \theta_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ \vdots \\ k_N \end{bmatrix} \quad (32)$$

ou, simplesmente,

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{\Theta} = \mathbf{K} \quad (33)$$

Pelo que a solução pode ser numericamente encontrada, com recurso à matriz inversa de \mathbf{A} :

$$\mathbf{\Theta} = \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{K} \quad (34)$$

²⁴ Ver, por exemplo, Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F.P., DeWitt D.P. (2011), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th Edition, Ed. John Wiley and Sons. pp. 243-246.

Coefficientes de transmissão térmica superficial

O coeficiente de transmissão térmica superficial ²⁵ de um elemento construtivo é determinado, de acordo com a sua geometria e materiais constitutivos, assumindo condições de regime permanente, pelo inverso da resistência térmica unitária equivalente desse elemento, incluindo as resistências fílmicas superficiais, ou seja:

$$U = \frac{1}{R''_{eq}} \quad (35)$$

No entanto, apenas em casos muito simples, como sejam um conjunto de camadas de materiais homogêneos, é possível determiná-lo por uma equivalência de resistências térmicas em série ou em paralelo.

Em casos mais complexos, o coeficiente de transmissão térmica superficial é determinado experimentalmente ou com recurso a métodos numéricos, como as diferenças finitas, determinando primeiramente o fluxo de calor (q^*) para uma área e diferença de temperatura pré-definidas, e aplicando esse resultado ao cálculo:

$$U = \frac{q^*}{A\Delta\theta} \quad (36)$$

PROBLEMA 2: Considerando as propriedades térmicas²⁶ dos materiais e a geometria representada na Fig. 14, com as dimensões $a = 15 \text{ mm}$, $b = 110 \text{ mm}$, $c = 60 \text{ mm}$ e $d = 280 \text{ mm}$, com $L_A = 1 \text{ m}$ e $L_B = 280 \text{ mm}$, calcular:

- a) a resistência térmica unitária das regiões A e B (R''_A e R''_B);
- b) a resistência térmica unitária (R'') do conjunto dos elementos sólidos formado pelas paredes e pilar;
- c) o coeficiente de transmissão térmica superficial teórico nas regiões A (U_A) e B (U_B), e do conjunto (U_t), assumindo as resistências térmicas fílmicas $R''_{si} = 0.13 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$ e $R''_{se} = 0.04 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$;
- d) comparar a diferença obtida entre U_A e U_t ;
- e) implementar as equações numéricas necessárias ao cálculo do fluxo de calor q^* de modo a poder aplicar a Eq. 36 ou, em alternativa, utilizar um software apropriado²⁷;
- f) comparar o resultado obtido para U_t nas alíneas anteriores.

²⁵ O coeficiente de transmissão térmica superficial U ou, em inglês, *U-value*, é o fluxo de calor por unidade de área, em regime permanente, para uma diferença de temperatura unitária e é expresso em $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$. Em alguma literatura esse é expresso também em $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$, o que é fisicamente equivalente.

²⁶ Condutividade térmica do reboco $1.3 \text{ W}/(\text{mK})$, isolamento térmico $0.04 \text{ W}/(\text{mK})$ e betão $2.0 \text{ W}/(\text{mK})$. Resistência térmica unitária da alvenaria de tijolo $0.27 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$.

²⁷ Exemplo: Heat2 em <http://www.buildingphysics.com>

Coefficientes de transmissão térmica linear

Um processo semelhante está na base na determinação do coeficiente de transmissão térmica linear, parâmetro que se encontra associado à ligação de elementos entre si com dimensão linear, B (e.g. comprimento da ligação entre duas superfícies que se juntam num canto). Supondo que as superfícies possuem áreas A_x e A_y e coeficientes de transmissão de calor U_x e U_y determinados por aproximação unidimensional, o coeficiente de transmissão térmica linear toma o valor de:

$$\Psi = \frac{q^* / \Delta T - U_x A_x - U_y A_y}{B} \quad (37)$$

com q^* o fluxo de calor determinado experimentalmente ou por métodos numéricos. Este constitui a totalidade do fluxo de calor que atravessa o elemento e, teoricamente, equivale a $q^* = q_x + q_y + q_{xy}$. Notar que $q_{xy} = \Psi B$ é o parâmetro que se pretende determinar e que traduz o acréscimo de transferência de calor, dada a existência de uma ligação entre dois elementos. Na determinação de q_{xy} assume-se que a transferência de calor na região x e y ocorre de uma forma totalmente unidimensional, desprezando-se os efeitos bidimensionais na proximidade da junção. As ligações deste tipo designam-se por *pontes térmicas lineares*.

Uma nota final sobre as dimensões a assumir para as áreas e comprimentos dos diversos elementos, que condicionam o valor de Ψ . Na regulamentação portuguesa, o que não acontece em outros países da Europa, as medições são efectuadas pelo interior dos espaços. A forma de medição altera significativamente o valor de Ψ , pelo que ao consultar valores tabelados deste parâmetro é importante aferir quanto à forma como esse foi determinado.

Coefficiente de transmissão térmica linear, Ψ , expresso em $W/(mK)$.

Ponte térmica linear

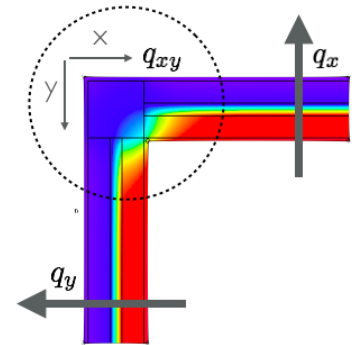


Figura 17: Esquema de ligação entre duas paredes com pilar (vista em planta).

Condução de calor em regime variável

EM EDIFÍCIOS a situação mais comum é verificarem-se condições de regime variável pelo que deverão ser encontradas soluções para a Eq. 6. Dada a complexidade desse problema procurar-se-ão avaliar soluções para casos muito particulares e apenas para uma dimensão espacial, genericamente x . Pelo que a Eq. 6 se simplifica a:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha_x \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (38)$$

Assume-se, pois, que os sólidos são isotrópicos.

Numa primeira fase avaliam-se as situações em que seja possível modelar um sistema pelo método da capacitância global²⁸ e, posteriormente, a condução de calor num sólido semi-infinito. As situações avaliadas nem sempre traduzem a realidade prática, como é o caso dos sólidos semi-infinitos, no entanto, essas servem para definir conceitos importante para o desempenho térmico de edifícios.

Método da capacitância global

O processo de aquecimento ou arrefecimento de um sólido, inicialmente a uma dada temperatura, θ_i , e sujeito a trocas de calor com um fluido a uma temperatura distinta θ_∞ (superior ou inferior à temperatura inicial), pode, para condições muito específicas, ser descrito por uma função exponencial com

$$\vartheta(t) = \vartheta_i \exp(-t/\tau) \quad (39)$$

em que $\vartheta(t) = \theta(t) - \theta_\infty$ e $\vartheta_i = \theta_i - \theta_\infty$ representam diferenças de temperatura.

A constante de tempo térmica τ é calculada através do produto da resistência térmica unitária relativa à transferência de calor por convecção, $R''_{t,conv}$ [m^2K/W]²⁹ e a capacitância térmica global C''_t [$J/(m^2K)$].

Esta formulação é válida apenas para sólidos em que a temperatura interior possa ser considerada uniforme em termos espaciais, o que se verifica para um número de *Biot* inferior a 0.1. O número adimensional de *Biot* expressa a razão entre as resistências térmicas unitárias de condução e convecção:

$$Bi = \frac{R''_{t,cond}}{R''_{t,conv}} \quad (40)$$

A aplicabilidade deste método a edifícios restringe-se a elementos com elevada condutividade térmica³⁰. Considerando que a resis-

²⁸ Em inglês este método é conhecido por *lumped capacitance method*

Constante de tempo térmica

²⁹ A definição desta resistência térmica é remetida para um capítulo posterior.

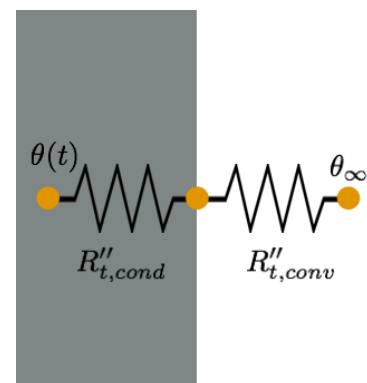


Figura 18: Resistências térmicas unitárias de condução e convecção.

³⁰ Exemplos: Mármore 3.5 W/(mK), granito 2.8 W/(mK), calcário 1.7 W/(mK), betão 2.0 W/(mK)

tência térmica unitária para a convecção no interior de um espaço pode variar entre $0.2 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$ (superfícies horizontais com fluxo ascendente) e $0.4 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$ (superfícies verticais)³¹, o pressuposto de uniformidade espacial é válido para elementos sólidos com alguns centímetros de espessura.

Considere-se o exemplo de uma laje de pavimento revestida a mármore que tenha sido aquecida durante o dia por incidência de radiação solar directa. Quando se inicia o processo de arrefecimento por convecção com o ar interior, o fluxo de calor é ascendente com $R''_{t,conv} = 0.2 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$. Para uma espessura do revestimento de mármore de 5 cm , tem-se que $R''_{t,cond} = 0.05/3.5 \simeq 0.014 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$, o que se traduz em $Bi = 0.07 < 0.1$. Nesta situação o processo de arrefecimento da laje poderá ser aproximado a um decaimento exponencial.

Sabendo que a capacitância térmica global do revestimento de mármore³² é aproximadamente $130 \text{ kJ}/(\text{m}^2\text{K})$, a constante de tempo térmica é dada por

$$\tau = R''_{t,conv}C''_t = 0.2 \times 130000 = 260000 \text{ s} \quad (41)$$

o que equivalerá a cerca de 7 horas. Notar que a constante de tempo térmica expressa o tempo decorrido num processo de aquecimento ou arrefecimento para a que a diferença de temperatura, $\vartheta(t)$, atinja 36.8% do seu valor inicial, ϑ_i .

Condução de calor num plano semi-infinito

Um plano semi-infinito é o modelo de um corpo sólido com uma única superfície plana, em que as restantes estão suficientemente afastadas, de tal forma que o fluxo de calor tenha apenas a direcção x . Se uma condição fronteira uniforme for aplicada à superfície ($x = 0$), esse caso pode ser descrito por uma solução da Eq. 38 que descreva o processo de condução unidimensional em regime variável.

Embora seja difícil conceber sólidos de espessura infinita, esta análise serve para introduzir conceitos importantes na análise térmica. Para além disso, um sólido que se aproxima de um sólido semi-infinito é o solo, embora que não se trate efectivamente de um sólido homogéneo pela existência de diversas camadas com propriedades térmicas distintas. Salienta-se, pois, que apesar do modelo não fornecer soluções exactas para condições reais, devido à heterogeneidade das propriedades do solo ou aproximação das condições-fronteira, pode dar uma estimativa preliminar útil na validação de modelos numéricos mais complexos.

A abordagem tratará dois casos de condições impostas na superfície $x = 0$: (1) rápida alteração da temperatura e (2) alteração periódica sinusoidal da temperatura. Empiricamente espera-se que

³¹ A adopção destes valores será justificada posteriormente.

³² A capacidade de armazenamento térmico (ρc) é $2.6 \text{ MJ}/(\text{m}^3\text{K})$.

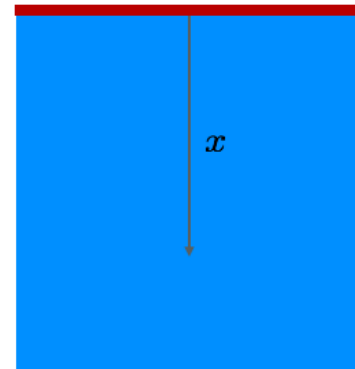


Figura 19: Plano semi-infinito.

a propagação da perturbação superficial seja atenuada em profundidade, até atingir uma dada profundidade em que essa deixa de ser sentida.

Caso 1: Temperatura superficial constante $\theta(0, t) = \theta_0$ e sólido a uma temperatura constante inicial, $\theta(x, 0) = \theta_i$.

Para facilitar a análise introduz-se a seguinte variável:

$$\zeta = \frac{x}{2\sqrt{\alpha t}} \quad (42)$$

com t o tempo [s] e α a difusividade térmica [m^2/s]. Define-se ainda uma temperatura normalizada:

$$\Theta(x, t) = \frac{\theta(x, t) - \theta_i}{\theta_0 - \theta_i} \quad (43)$$

com θ_i a temperatura inicial do sólido e θ_0 a temperatura imposta à superfície.

A solução da Eq. 38 com as condições fronteira estabelecidas é dada por:

$$\Theta(x, t) = \text{erfc}(\zeta) \quad (44)$$

com $\text{erfc}(\zeta) = 1 - \text{erf}(\zeta)$ e erf a função erro de Gauss³³.

Esta solução traduz que a perturbação térmica da superfície vai-se propagando em profundidade, pelo que, decorrido um dado tempo t_1 e a uma profundidade x_1 , verifica-se que existe uma determinada diferença de temperatura face ao estado inicial (o que se encontra expresso por uma diferença adimensionalizada ϑ que toma valores entre 0 e 1). Por exemplo, decorrido o tempo t_1 , a solução permite calcular a que profundidade é sentida 50% da diferença inicial. Sabendo que $\text{erfc}(0.5) \simeq 0.5$, então 50% da diferença inicial verifica-se em $x = \sqrt{\alpha t_1}$.

O mesmo raciocínio pode ser desenvolvido agora para encontrar a profundidade para a qual é sentida 0.5% da perturbação inicial. Sabendo que $\text{erfc}(0.005) \simeq 2$, então 0.5% da diferença inicial verifica-se em $x = 4\sqrt{\alpha t_1}$. Esta última dimensão pode ser fisicamente importante pois determina a profundidade a partir da qual o efeito da perturbação à superfície se pode considerar desprezável, também designada por *espessura limite*.

Nas condições da solução pode também saber-se a densidade de fluxo de calor à superfície, para qualquer instante de tempo t , o que é dado por:

$$q_0''(t) = \frac{\lambda}{\sqrt{\pi \alpha t}} (\theta_0 - \theta_i) = \frac{b}{\sqrt{\pi t}} (\theta_0 - \theta_i) \quad (45)$$

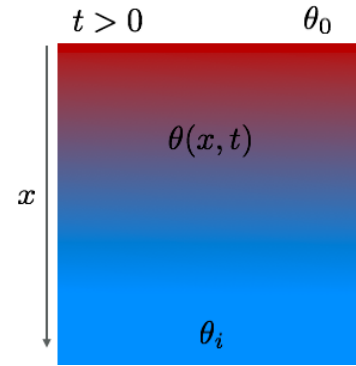


Figura 20: Distribuição da temperatura num plano sem-infinito, com temperatura constante à superfície.

Temperatura superficial constante

³³ Os valores da função erro de Gauss (erf) podem ser obtidos através de Tabelas, por exemplo, em Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F.P., DeWitt D.P. (2011), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th Edition, Ed. John Wiley and Sons. pp.1015.

Espessura limite

A Eq. 45 põe em evidência a relação de proporcionalidade entre a densidade de fluxo de calor à superfície, $q_0''(t)$, e a diferença de temperatura $\theta_0 - \theta_i$, com uma constante que se identificou por b . Essa constante designa-se por efusividade térmica:

$$b \equiv \sqrt{\rho c \lambda} \quad (46)$$

que é uma propriedade física dos materiais que depende da massa volúmica [Kg/m^3], calor específico [$\text{J}/(\text{KgK})$] e condutividade térmica [$\text{W}/(\text{mK})$].

A efusividade térmica³⁴ traduz a capacidade do material para armazenar calor. Assim, os edifícios onde não se pretende que os sistemas actuem celeremente, devem possuir elementos cujos materiais sejam de elevada efusividade térmica para promover o aumento da capacidade de armazenamento térmico. No entanto, há que ter em consideração que a elevada efusividade dos materiais é sentida ao toque com a sensação de "frio" pois esses, para a mesma diferença de temperatura, causam um maior fluxo de calor.

Caso 2: Temperatura superficial periódica $\theta(0, t) = \bar{\theta}_0 + \theta_0' \cos(\omega t)$, com a frequência angular $\omega = 2\pi/\tau$, em que τ é o período. Para este caso a temperatura normalizada toma uma formulação diferente dada por:

$$\Theta(x, t) = \frac{\theta(x, t) - \bar{\theta}_0}{\theta_0'} \quad (47)$$

A solução toma a expressão:

$$\Theta(x, t) = \exp(-x/d) \cos(\omega t - x/d) \quad (48)$$

com

$$d = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \quad (49)$$

de onde se verifica que com o aumento da profundidade x , aumenta o desfasamento oscilatório em x/d e diminui a amplitude da perturbação num factor $e^{-x/d}$. Notar que o desfasamento máximo ocorre para $x/d = \pi$ (Fig. 21).

O significado a atribuir a d é a distância em que a amplitude da solicitação externa ondulatória representa 36.8% (e^{-1}) do seu valor inicial, normalmente designada por *profundidade de penetração periódica*³⁵.

A variação temporal da densidade de fluxo de calor na superfície é dada por:

$$q_0''(t) = \frac{\lambda \theta_0' \sqrt{2}}{d} \cos(\omega t + \pi/4) \quad (50)$$

³⁴ Efusividade térmica é uma propriedade indicativa da energia térmica absorvida pelo material, expressa em $\text{Js}^{-1/2}\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Temperatura superficial periódica

³⁵ Profundidade de penetração periódica é a distância da superfície para a qual a amplitude do sinal diminui para cerca de 37% do valor inicial

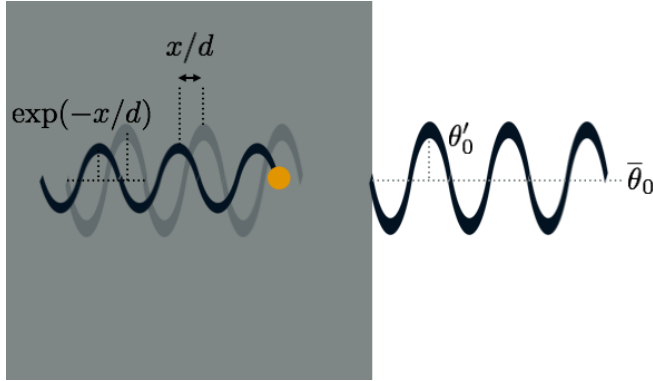


Figura 21: Distribuição da temperatura num plano sem-infinito, com temperatura superficial periódica.

Notar que como a densidade de fluxo de calor é também uma função periódica, em alguns períodos terá o sentido positivo de x , outros o sentido negativo, pelo que existirão períodos em que esse constitui um ganho de calor para o sólido outros uma perda de calor. O balanço final no fim de um período completo será portanto nulo.

Pretende-se assim analisar a energia total acumulada por unidade de área³⁶ em metade de um período (por exemplo de $\tau/8$ a $5\tau/8$), o que é dado por:

$$Q''_{0\tau/2} = \frac{\lambda\theta'_0\sqrt{2}}{d} \int_{\tau/8}^{5\tau/8} \cos(\omega t + \pi/4) = \frac{\lambda\theta'_0\sqrt{2}}{\omega d} [\sin(\omega t + \pi/4)]_{\tau/8}^{5\tau/8}$$

$$Q''_{0\tau/2} = -2 \frac{\lambda\theta'_0\sqrt{2}}{\omega d} = -\frac{2\theta'_0}{\sqrt{\omega}} b \quad (51)$$

A capacidade térmica por unidade de área de superfície é normalmente calculada por $C'' = \rho c V / A$ e expressa em $[J/(m^2K)]$. Neste contexto essa foi calculada pela razão entre $|Q''_{0\tau/2}|$ e $2\theta'_0$, pelo que:

$$\frac{\rho c V}{A} = \frac{b}{\sqrt{\omega}} \quad (52)$$

Da expressão anterior, pode deduzir-se o conceito de *espessura efectiva para armazenamento térmico* (o que equivalente a V/A) com:

$$x_{ef} \equiv \frac{b}{\rho c \sqrt{\omega}} = \sqrt{\frac{\alpha}{\omega}} \quad (53)$$

A espessura efectiva traduz, para um dado material, a espessura a considerar para efeitos de cálculo de capacidade térmica, normalmente calculada para ciclos diários de variação de temperatura. Para elementos construtivos típicos dos edifícios essa toma valores de 5-15 cm. Notar que para ciclos anuais a espessura efectiva para armazenamento térmico toma valores significativamente superiores.

³⁶ O sinal negativo para a energia expressa que a energia total final é inferior à energia total inicial, pelo que, para esta fase do ciclo, o corpo está a perder calor previamente armazenado.

Espessura efectiva para armazenamento térmico

Redes térmicas

Elementos térmicos base

A NOTAÇÃO DAS REDES é uma forma muito comum de apresentar a disposição das resistências e outros elementos num circuito eléctrico. Nos anos 60, tornou-se generalizada a análise dos fenómenos térmicos pela designada *analogia eléctrica*, embora também se possa arguir que se trata de uma notação específica para a área de estudo de transferência de calor.

Um elemento construtivo, com múltiplas camadas homogéneas sobrepostas, pode ser descrito recorrendo a um conjunto de resistências térmicas dispostas em série, ligadas por nodos de temperatura (Fig. II).

O fluxo de calor que atravessa cada uma dessas resistências é dado pela razão entre a diferença de temperatura nas extremidades de cada camada e a sua resistência térmica. O conceito de resistência térmica introduzido no capítulo anterior aplica-se a descrever a transferência de calor por condução entre dois pontos onde se estabelece uma diferença de temperatura. Cada uma das extremidades do elemento encontra-se a uma dada *temperatura superficial*.

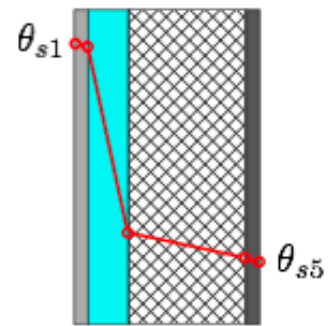


Figura 22: Parede com múltiplas camadas homogéneas sobrepostas.

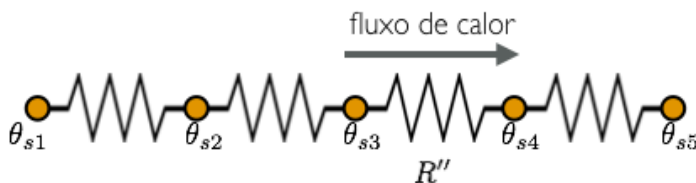


Figura 23: Fluxo de calor por unidade de área que atravessa um elemento construtivo composto por um conjunto de resistências térmicas dispostas em série.

Resistências e condutâncias térmicas

Para descrever as trocas de calor entre o ar e uma superfície pode também utilizar-se o conceito de resistência térmica que, neste caso, se designa por *convectiva*, ao contrário das anteriores que se designam

por *condutivas*. Podem também falar-se de resistências térmicas *radiativas* para descrever, de uma forma simplificada, a transferência de calor entre superfícies.

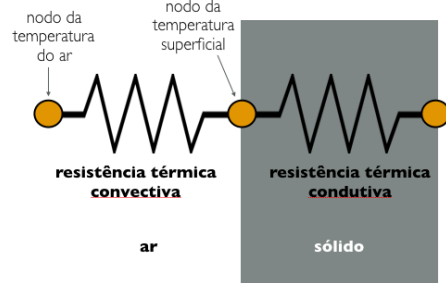


Figura 24: Resistência térmica convectiva e condutiva.

O inverso da resistência térmica, expressa em $[K/W]$, designa-se por *condutância térmica*, identificada por H e representada por um retângulo (Fig. 25). Notar que H contabiliza a área do elemento, pelo que se aplica a quantificar a capacidade que os elementos, e não soluções construtivas, têm para transferir calor. Por exemplo, uma tipo de construção com alvenaria dupla de tijolo com isolamento térmico é caracterizado por um dado $U [W/(m^2K)]$, enquanto que as paredes de uma casa (com uma dada área A) com essa mesma solução construtiva são caracterizadas por $H [W/K]$.

Condutância térmica

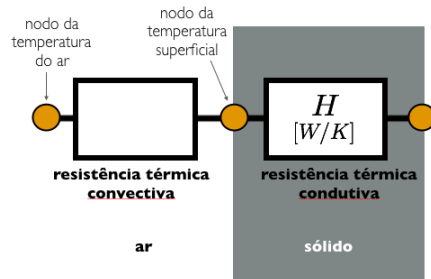


Figura 25: Condutância térmica convectiva e condutiva.

Nodos de temperatura

Numa rede térmica, a temperatura do ar ou de uma superfície é representada por um *nodo*, através de um pequeno círculo. Normalmente é comum a sua associação a um valor médio espacial (de uma superfície ou volume). Esta opção tem por base o pressuposto de uniformidade ou pequena variação da temperatura no espaço que o nodo representa.

Nodo de temperatura



Figura 26: Nó de temperatura.

Fonte de temperatura absoluta

Uma fonte de temperatura absoluta representa um mecanismo físico que mantém inalterável a temperatura num dado nó, independentemente do fluxo de calor que lhe está associado (Fig. II). A fonte de temperatura pressupõe a sua ligação a uma condutância infinita ou uma resistência nula. A principal fonte de temperatura absoluta no contexto dos edifícios é a temperatura do ar exterior, que se assume ser uma variável meteorológica, independente dos fluxos de calor que se estabelecem entre o meio ambiente e o edifício. Este pressuposto não é inteiramente correcto, uma vez que a temperatura do ar exterior pode ser influenciada por conjuntos de edifícios, como sejam os espaços urbanos. Porém, para o estudo de edifícios singulares pode ser suficiente modelar a temperatura do ar exterior como uma fonte de temperatura absoluta.

A temperatura (equivalente) do céu constitui também uma fonte de temperatura absoluta. Na ausência de atmosfera, as superfícies radiariam para o espaço interplanetário, que se encontra a uma temperatura de $2.7K$. No entanto, a nebulosidade da atmosfera da terra emite radiação de onda-longa devido à existência da atmosfera, formada por gases a uma dada temperatura. Uma componente significativa da radiação solar é absorvida pela atmosfera e reemitida nas duas direcções possíveis: para a terra e para o espaço. O comprimento de onda da radiação depende das características dos constituintes da atmosfera e da sua temperatura. O fluxo radiativo descendente designa-se por radiação de onda-longa da atmosfera e encontra-se na banda de comprimentos de onda entre 3 a $30 \mu m$. Pode associar-se ao céu uma temperatura próxima, mas inferior à do ar, o que dependerá do teor de vapor de água presente no ar.

Este facto explica a condensação, em noites de céu limpo, nos elementos leves ou a formação de geada no solo, sempre que o solo ou as superfícies exteriores atingirem níveis de temperatura inferiores ao ponto de orvalho. Para esses casos a temperatura do solo e das superfícies encontrar-se-á compreendida entre a temperatura equivalente do céu e a temperatura do ar exterior. O ponto de orvalho designa a temperatura à qual o vapor de água presente no ar passa

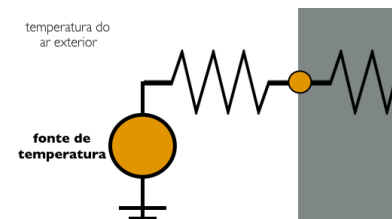


Figura 27: Fonte de temperatura absoluta: temperatura do ar exterior.

ao estado líquido.

Fonte de calor absoluta

Uma fonte de calor absoluta descreve um mecanismo físico que leva à entrada/saída de calor num dado nodo, independentemente da condutância a que esse se encontra associado, o que é descrito por uma resistência infinita ou uma condutância nula (Fig. II). A radiação solar absorvida por uma superfície e outros sistemas que dissipam calor são exemplos de fontes de calor absolutas nos edifícios.

O calor proveniente destas fontes divide-se numa fracção radiante que é absorvida nas várias superfícies e numa fracção convectiva que actua na temperatura do ar.

A componente convectiva de calor dos equipamentos para o ar ambiente é uma carga térmica instantânea, adicionada sem atraso ao nodo correspondente. A componente radiativa é primeiramente absorvida pelas superfícies sólidas e só, posteriormente, emitida.

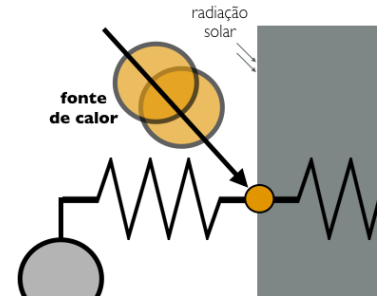


Figura 28: Fonte de calor absoluta: radiação solar.

Fonte de calor aproximada

Considere-se um espaço constituído por seis superfícies, cinco das quais são adiabáticas e perfeitamente reflectoras e, por isso, sem um papel térmico activo. A sexta superfície tem uma condutância ar-ar de H_{tr} , que equivale ao produto entre U da superfície e a sua área. Esta condutância ar-ar posiciona-se entre os nodos de temperatura do ar interior e exterior.

O ar, à temperatura exterior θ_e , entra no espaço, é perfeitamente misturado, é aquecido por uma fonte de calor convectiva q_{aux} e sai à temperatura do interior do espaço, θ_i .

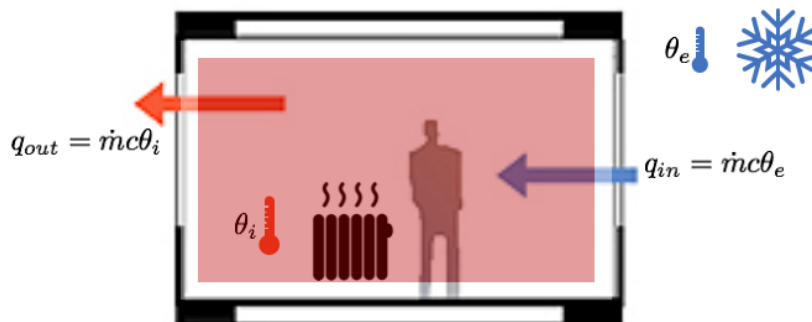


Figura 29: Ar exterior entra no espaço e, depois de perfeitamente misturado, sai do espaço à temperatura do ar interior. Aquecimento do ar com recurso a uma fonte de calor convectiva.

Para modelar o transporte de calor pela entrada (e saída) de ar no espaço são necessárias duas fontes de calor que, neste caso, se dizem *aproximadas*, calculadas a partir de $\dot{m}c\theta$, em que \dot{m} é o caudal mássico

de ar [Kg/s], c o calor específico do ar [$\text{J}/(\text{kgK})$] e θ a temperatura do ar.

O balanço dos fluxos de calor no nodo da temperatura do ar interior dita que:

$$q_{aux} + \dot{m}c\theta_e = H_{tr}(\theta_i - \theta_e) + \dot{m}c\theta_i \quad (54)$$

equivalente a

$$q_{aux} = H_{tr}(\theta_i - \theta_e) + \dot{m}c(\theta_i - \theta_e) \quad (55)$$

Da Eq. 55, pode verificar-se que $\dot{m}c$ tem as mesmas dimensões de uma condutância (W/K), pelo que se designa por *condutância de calor de ventilação* (H_{ve}), pelo que:

$$q_{aux} = H_{tr}(\theta_i - \theta_e) + H_{ve}(\theta_i - \theta_e) \quad (56)$$

ou

$$q_{aux} = (H_{tr} + H_{ve})(\theta_i - \theta_e) \quad (57)$$

Os termos $H_{ve}\theta_e$ e $H_{ve}\theta_i$ podem ser representadas numa rede térmica por fontes de calor aproximadas, pois têm um efeito idêntico às fontes de calor absolutas, mesmo se essas não o são efectivamente.

O fluxo de ar que entra no espaço transporta $H_{ve}\theta_e$ e o fluxo de ar que sai do espaço transporta $H_{ve}\theta_i$.

A Eq. 57 traduz ainda o facto importante que, numa rede térmica, as fontes de calor aproximadas, que representam a troca de ar entre o interior e o exterior, podem também ser representadas por uma única condutância equivalente, H_{ve} , em substituição das duas fontes de calor aproximadas. Essa encontra-se posicionada em paralelo com a condutância que representa a transmissão de calor através dos elementos da envolvente (Fig. II). Esta representação é, de facto, a mais comum.

Métodos de resolução de redes térmicas

PODE CALCULAR-SE a temperatura do ar no interior de um espaço com recurso a uma rede térmica, descrevendo o sistema por nodos de temperatura, condutâncias (ou resistências) térmicas, fontes de temperatura absoluta, fontes de calor absolutas e aproximadas. Quando a rede se encontra estruturada existem dois métodos possíveis para resolvê-la: o primeiro – método em rede – baseia-se numa configuração fechada de condutâncias e encontra-se associada a Kirchhoff, o segundo baseia-se nos nodos de temperatura – método nodal. São

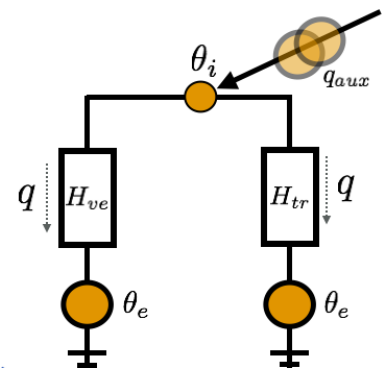


Figura 30: Condutância de ventilação.

dois métodos equivalentes que resultam num conjunto de equações. O método em rede conduz a menos equações do que o método nodal, sendo adequado à resolução de redes simples sem recurso a métodos computacionais. Pelo contrário, o método nodal é adequado à formulação computacional.

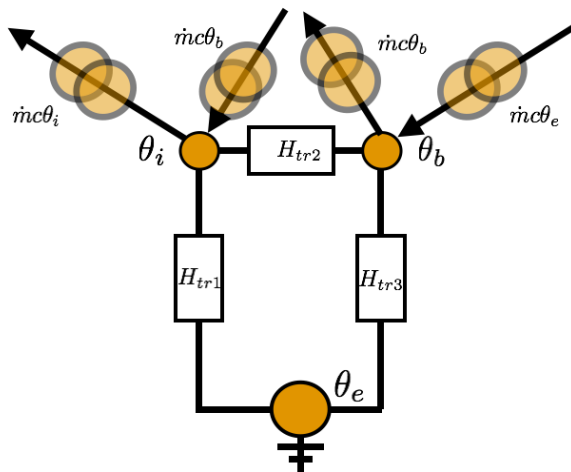
Método em rede

As leis de Kirchhoff formuladas para uma rede térmica são:

- A soma algébrica dos fluxos térmicos que chegam a um nodo é nula, ou seja, o fluxo de calor que entra num nodo é igual ao que sai;
- Para um circuito fechado, $\sum_i q_i / H_i$ é igual à soma das fontes de temperatura que actuam na rede (zero caso não hajam fontes de temperatura).

Existem dois espaços contíguos, com temperaturas do ar iguais a θ_i e θ_b (Fig. II). O ar que entra nos espaços é trocado directamente com o exterior. O espaço à esquerda possui uma fonte de calor convectiva (q_{aux}).

A rede térmica que descreve fisicamente os fenómenos de transferência (Fig. 32) inclui os dois nodos de temperatura do ar no interior dos espaços, onde se assume que a mistura do ar é perfeita. Para além disso devem incluir-se as condutâncias térmicas de transmissão e as fontes de calor aproximadas que representam os fluxos de ar que entram e saem dos espaços.



Esta rede térmica poderá incluir, em alternativa, as condutâncias de ventilação de cada espaço (Fig. 33).

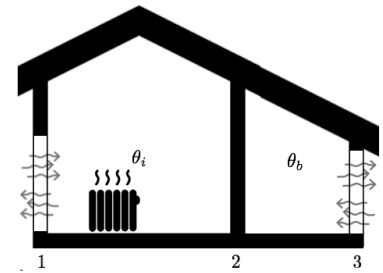


Figura 31: Espaços contíguos com renovação de ar.

Figura 32: Rede térmica dos espaços com recurso a fontes de calor aproximadas.

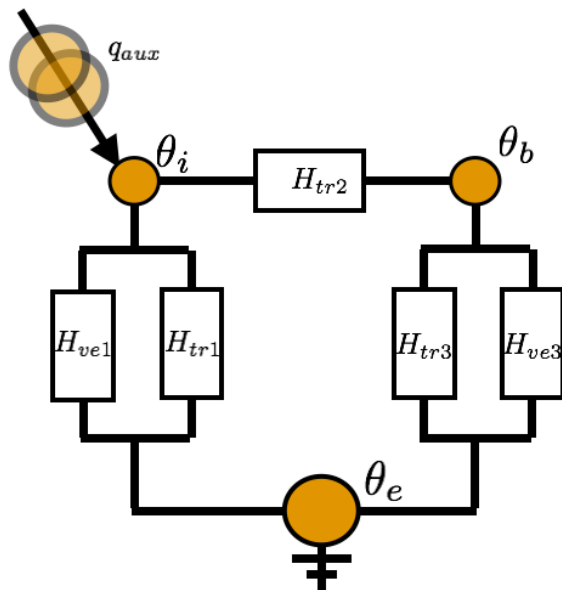


Figura 33: Rede térmica dos espaços com recurso a condutâncias de ventilação.

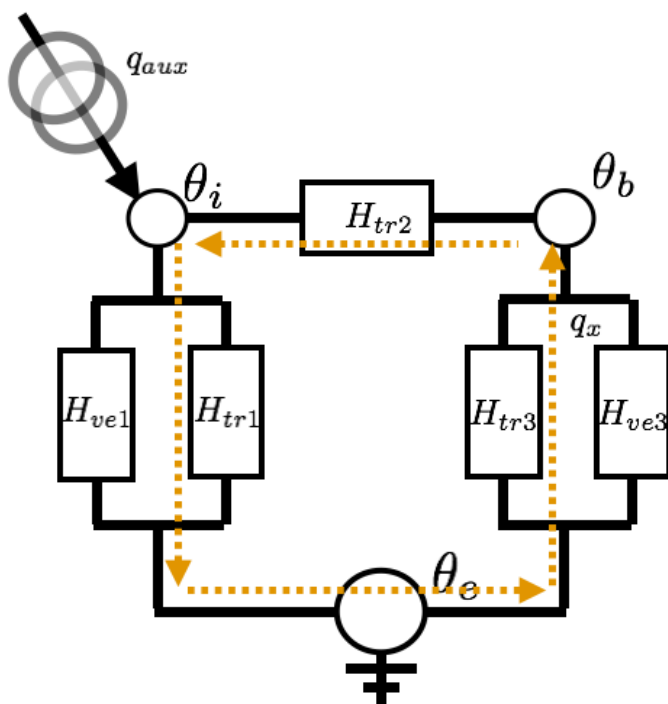


Figura 34: Rede térmica para o método em rede.

Aplicando as leis de Kirchhoff, com q_x o fluxo de calor não conhecido (Fig. 34) entre o nodo θ_e e θ_b (com sentido de θ_e para θ_b) tem-se que:

$$\frac{q_x}{H_{tr3} + H_{ve3}} + \frac{q_x}{H_{tr2}} + \frac{q_x + q_{aux}}{H_{tr1} + H_{ve1}} = 0 \quad (58)$$

Pelo que

$$q_x = \left(\frac{1}{H_{tr3} + H_{ve3}} + \frac{1}{H_{tr2}} + \frac{1}{H_{tr1} + H_{ve1}} \right)^{-1} \left(-\frac{q_{aux}}{H_{tr1} + H_{ve1}} \right) \quad (59)$$

Após conhecer q_x , determinam-se as temperaturas θ_b e θ_i recorrendo a:

$$\theta_b = \theta_e - \frac{q_x}{H_{tr3} + H_{ve3}} \quad (60)$$

$$\theta_i = \theta_b - \frac{q_x}{H_{tr2}} \quad (61)$$

Método nodal

No método nodal faz-se uma análise nodo a nodo, com um balanço entre os fluxos de calor que entram e saem, existindo tantas equações quantos nodos da rede. Para o mesmo exemplo ter-se-á:

$$\begin{aligned} q_{aux} &= (\theta_i - \theta_e)(H_{ve1} + H_{tr1}) + (\theta_i - \theta_b)H_{tr2} \\ (\theta_i - \theta_b)H_{tr2} &= (\theta_b - \theta_e)(H_{tr3} + H_{ve3}) \end{aligned} \quad (62)$$

que, numa forma matricial:

$$\begin{bmatrix} H_{ve1} + H_{tr1} + H_{tr2} & -H_{tr2} \\ -H_{tr2} & H_{ve3} + H_{tr2} + H_{tr3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_i \\ \theta_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_{aux} + \theta_e(H_{ve1} + H_{tr1}) \\ \theta_e(H_{tr3} + H_{ve3}) \end{bmatrix} \quad (63)$$

A forma matricial da Eq. 63 é da forma $\mathbb{A}\Theta = \mathbb{S}$, em que a combinação algébrica das condutâncias que compõem a matriz \mathbb{A} e os termos conhecidos e independentes, designados por "fonte", compõem o vector \mathbb{S} .

Uma forma possível de resolução computacional, consiste em determinar a matriz inversa de \mathbb{A} , de forma a que $\Theta = \mathbb{A}^{-1}\mathbb{S}$.

Transformadas das redes

NESTA SECÇÃO explicitam-se um conjunto de transformações aplicadas a redes térmicas, úteis para a simplificação das redes a sistemas mais simples que facilitem a resolução numérica.

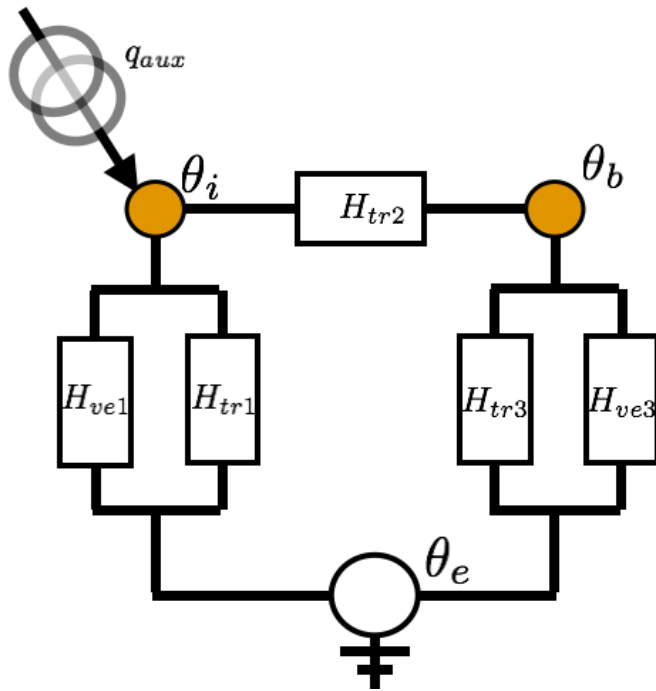


Figura 35: Rede térmica para o método nodal.

Transformação delta-estrela

A transformação delta-estrela encontra-se ilustrada na Fig. 36. Consideram-se as condutâncias C_1 , C_2 e C_3 directamente ligadas a três nodos de temperatura θ_1 , θ_2 e θ_3 . Esta configuração encontra-se normalmente integrada numa rede mais complexa.

A forma em delta (triângulo que forma os três nodos) pode ser substituída por uma forma em estrela (três nodos ligados a um nodo central adicional), com condutâncias K_1 , K_2 e K_3 que se relacionam com as primeiras por:

$$C_1 K_1 = C_2 K_2 = C_3 K_3 = C_1 C_2 + C_2 C_3 + C_3 C_1 = \frac{K_1 K_2 K_3}{K_1 + K_2 + K_3} \quad (64)$$

A temperatura do centro da estrela é

$$\theta_{estrela} = \frac{K_1 \theta_1 + K_2 \theta_2 + K_3 \theta_3}{K_1 + K_2 + K_3} \quad (65)$$

Notar que ao aplicar esta transformação, apenas pode ser atribuído um significado físico às condutâncias C . Para além das condutâncias K , também a temperatura estrela não tem um significado físico, sendo apenas uma média ponderada das temperaturas θ_1 , θ_2 e θ_3 .

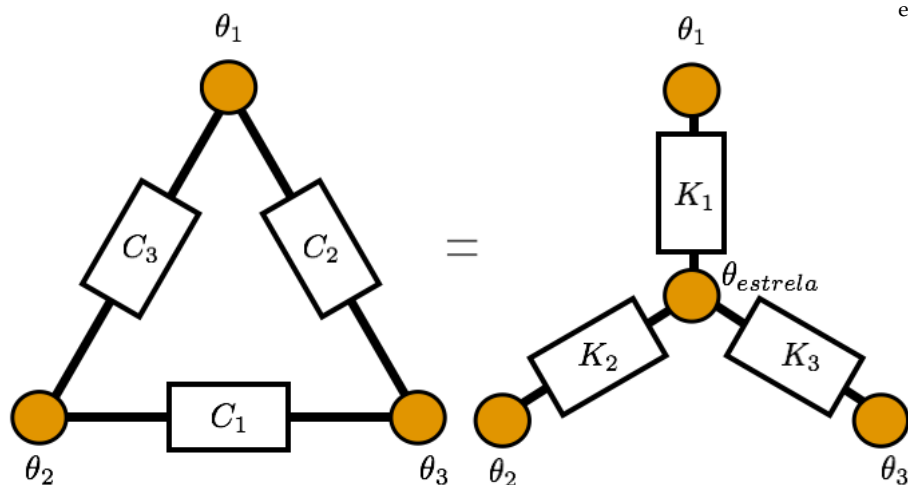


Figura 36: A transformação delta-estrela.

Outras transformações

CASO 1: Um conjunto de condutâncias H_i associadas em *paralelo* pode ser simplificado a uma condutância equivalente dada por:

$$H_{eq} = \sum_i H_i \tag{66}$$

CASO 2: Um conjunto de condutâncias H_i associadas em *série* pode ser simplificado a uma condutância equivalente dada por:

$$H_{eq} = \frac{1}{\sum_i 1/H_i} \tag{67}$$

CASO 3: Um conjunto de condutâncias H_i que ligam um único nodo comum a nodos distintos θ_i (Fig. 37) pode ser simplificado a uma condutância equivalente dada por:

$$H_{eq} = \sum_i H_i \tag{68}$$

e uma temperatura equivalente dada por:

$$\theta_{eq} = \frac{1}{H_{eq}} \sum_i H_i \theta_i \tag{69}$$

CASO 4: Um conjunto de fontes de calor q_i associado a um único nodo (Fig. 38) pode ser simplificado a uma fonte de calor equivalente dada por:

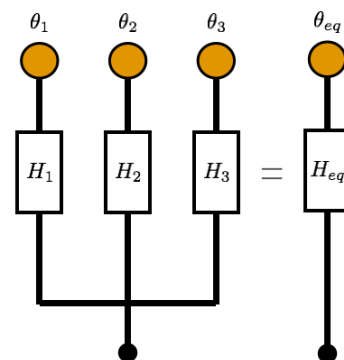


Figura 37: Transformação de um conjunto de condutâncias.

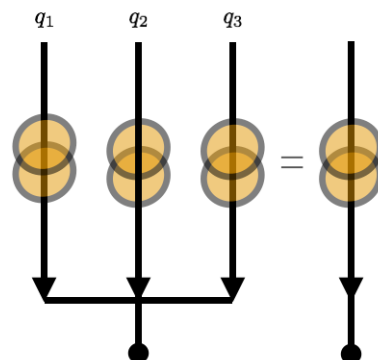


Figura 38: Transformação de um conjunto de fontes de calor.

$$q_{eq} = \sum_i q_i \quad (70)$$

CASO 5: Uma fonte de calor q_0 e uma condutância H_0 que liga um nodo θ_0 (Fig. 39) pode ser simplificada a:

$$H_{eq} = H_0 \quad (71)$$

$$\theta_{eq} = \theta_0 + \frac{q_0}{H_0} \quad (72)$$

Esta última simplificação pode resultar da conjugação de múltiplas condutâncias e fontes de calor, pela aplicação da formulação indicada nos casos 3 e 4.

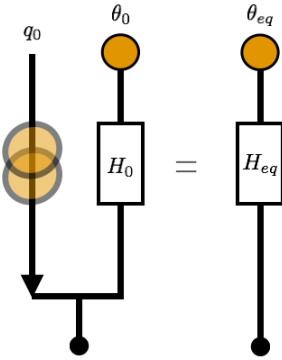


Figura 39: Transformação de uma condutância e uma fonte de calor.

Transferência de calor por convecção

Fundamentos da convecção de calor

A RENOVAÇÃO DO AR num ambiente fechado é fundamental para o bem estar dos ocupantes, na medida em que a qualidade do ar interior tem uma influência directa na saúde dos ocupantes. A renovação de ar tem também um papel importante no estabelecimento das condições de conforto térmico, podendo ser um benefício ou um prejuízo. Normalmente no Inverno, por forma a minimizar as perdas de calor, a renovação de ar deve ser minimizada, tendo em conta os mínimos necessários para que seja garantida a qualidade do ar interior. Pelo contrário, no Verão, pode ser uma estratégia importante para a remoção do calor acumulado no interior dos edifícios, sobretudo no período nocturno. Torna-se, por isso, fundamental avaliar a influência que a renovação do ar tem no balanço de energia de um edifício. Um outro aspecto importante relativo ao movimento do ar diz respeito à diferença de temperatura entre as superfícies e o ar. Sempre que essa existe, desenvolve-se naturalmente um escoamento de ar junto à superfície e que determina a quantidade de calor trocada.

Ventilação natural e forçada

No âmbito do desempenho térmico de edifícios fala-se em *infiltração* para escoamentos de ar que dependem da permeabilidade ao ar dos elementos construtivos (e.g. caixilharias, portas) quando esses se encontram fechados. O termo *ventilação* aplica-se ao escoamento de ar, controlado ou não, e que depende da abertura de alguns elementos do edifício (e.g. bandeiras, janelas) ou de dispositivos mecânicos (e.g. grelhas, condutas, ventiladores).

Designa-se por *ventilação mecânica* (ou forçada) sempre que existam meios mecânicos para promover a renovação de ar dos espaços (e.g. ventiladores mecânicos de insuflação e/ou extracção). Quando a ventilação dos espaços ocorre de uma forma induzida naturalmente, pelas diferenças de pressão devido à acção do vento ou gradientes

Infiltração e ventilação

térmicos, fala-se de *ventilação natural*.

Sempre que existe renovação de ar entre dois meios com temperaturas distintas, com uma diferença de temperatura $\Delta\theta$, o balanço de energia devido à advecção³⁷ de ar quantifica-se por:

$$q_a = \dot{m}c\Delta\theta \quad (73)$$

com \dot{m} o caudal mássico e c o calor específico do ar. Por vezes é útil definir o balanço de energia em função do caudal volúmico \dot{v} com:

$$q_a = \dot{v}\rho c\Delta\theta \quad (74)$$

com ρ a massa volúmica do ar. O termo ρc toma o valor de $1184 \text{ J}/(\text{m}^3\text{K})$ para uma temperatura de 300 K . Esta constante toma também o valor de $0.33 \text{ Wh}/(\text{m}^3\text{K})$, o que pode ser útil quando se considera o caudal volúmico expressos em m^3/h .

Convecção natural e forçada

Existe transferência de calor entre o ar e uma superfície sólida sempre que se verifica um gradiente térmico entre ambos. No entanto, para que exista transporte de calor (advecção), é necessário que exista um escoamento de ar junto à superfície, ou seja um movimento macroscópico. Caso contrário a transferência de calor ocorre apenas por condução (difusão) através do ar, ou seja, por agitação molecular. Ao efeito conjugado da advecção e difusão designa-se por *convecção*.

Um escoamento é causado pelas diferenças de pressão induzidas, externamente pelo vento ou, internamente, por um ventilador; nesse caso a convecção junto a uma superfície diz-se *forçada*. Em oposição, o escoamento pode ser induzido pelas diferenças de temperatura, que causam também essas diferenças de pressão, nesse caso a convecção diz-se livre ou *natural*.

Um pavimento aquecido pela radiação solar que nesse incide, induz um escoamento de ar pois a superfície aquecida do pavimento troca calor com a camada de ar que lhe está próxima, aquecendo-o. O movimento ascendente do ar, induz uma circulação de ar no interior do espaço.

Equações Navier-Stokes

Ao nível fundamental, a descrição física dos fenómenos de transferência de calor por convecção apresenta uma maior complexidade face à transferência de calor por condução ou radiação. Considerando que as coordenadas cartesianas (x, y, z) são expressas por (x_1, x_2, x_3) e (u_1, u_2, u_3) as três componentes da velocidade em cada uma das direcções, também identificadas por (u, v, z) , as equações de

³⁷ Transporte de calor através do movimento macroscópico de um fluido.

Navier-Stokes descrevem a movimentação de um fluido sob a acção de uma força F_i (m/s^2) e uma fonte de calor Q''' (J/m^3), com p , ρ e μ a pressão, massa volúmica e viscosidade dinâmica³⁸ do fluido, respectivamente.

As equações da conservação de massa, expressa pela taxa de variação de massa por unidade de volume, são dadas, para cada uma das direcções j , por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (75)$$

As equações da conservação de momento, expresso pela taxa de variação de momento por unidade de volume, são dadas, para cada uma das direcções i e j , por:

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho F_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (76)$$

As equações de conservação de energia, expressa pelo fluxo de energia por unidade de volume, são dadas, para cada uma das direcções i e j , por:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} + u_j \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right) = Q''' + \frac{\partial p}{\partial t} + u_i \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right) + \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right)^2 \right] \quad (77)$$

Um método computacional aproximado para a resolução das equações Navier-Stokes é o modelo $k - \varepsilon$. Este modelo define duas variáveis adicionais, a energia cinética turbulenta, κ , e a respectiva taxa de dissipação ε , que caracterizam o estado de turbulência local. O modelo $\kappa - \varepsilon$ é um dos modelos (mas não o único) que está na base de técnicas computacionais de resolução numérica de fluidos (CFD, *Computational Fluids Dynamics*).

Na maior parte dos casos, é significativamente mais simples a formulação subjacente ao comportamento térmico num espaço, conjugadamente com a radiação e a condução/armazenamento de calor nas superfícies, que consiste em encontrar expressões para o fluxo de calor nas camadas limite função de grupos de variáveis caracterizadas por parâmetros adimensionais e que derivam de resultados experimentais.

Equações de Navier-Stokes

³⁸ Viscosidade dinâmica é a propriedade do fluido que relaciona o efeito da tensão na taxa de deformação.

Modelo $k - \varepsilon$

Coefficiente de transferência de calor

A transferência de calor entre um fluido e uma superfície sólida pode ser fisicamente expressa pela lei de Newton, que introduz o coeficiente de transferência de calor por convecção (h_c). Esse pode ser relativo a um dado *local* ou tratar-se um valor médio para uma dada superfície (*total*).

O coeficiente de transferência de calor total por convecção é um parâmetro que traduz o calor médio trocado entre uma superfície com área A e temperatura θ_s e um fluido cuja temperatura θ_∞ , assim:

$$q_c = h_c A (\theta_s - \theta_\infty) \quad (78)$$

É importante salientar que, para a generalidade das aplicações em edifícios, a formulação de h_c surge de correlações empíricas³⁹, determinadas experimentalmente, e diz respeito à totalidade da superfície. Este facto justifica a existência de diferentes correlações, que se aplicam a situações idênticas. Há, pois, que ter em consideração que h_c é sempre um parâmetro aproximado.

Regime laminar e turbulento

Quando um fluido se move, com ou sem transferência de calor de/para uma parede, o regime pode ser laminar ou turbulento. Sabendo que, no caso de edifícios, a distância média entre moléculas é muita pequena comparativamente à dimensão da superfície, o ar em contacto com a superfície encontra-se estacionário e o vector velocidade do ar na proximidade da superfície segue a direcção da superfície, por exemplo x . Esta camada de fluido move-se suavemente e o regime diz-se *laminar*.

A uma maior distância podem surgir instabilidades e o vector, para além da componente média \bar{u} (para a direcção x), possui uma componente flutuante em x , y e z identificadas por u' , v' e z' . Nesse caso o regime diz-se *turbulento*. O grau de turbulência pode ser calculado por:

$$\frac{\sqrt{(\bar{u}'^2 + \bar{v}'^2 + \bar{w}'^2)}/3}{\bar{u}} \quad (79)$$

e tipicamente é inferior ou igual a 10%.

O estudo de um fluido junto a uma superfície sólida tem por base o conhecimento da camada limite, definida por Prandtl. A camada limite *hidrodinâmica* define-se como a espessura de fluido (medida em relação à distância à parede, y) onde se atinge 99% da velocidade do escoamento não perturbado. A velocidade média e a temperatura do escoamento não perturbado identificam-se por U_∞ e θ_∞ . À medida que o escoamento se afasta do bordo de ataque a camada limite

Coefficiente de transferência de calor por convecção

³⁹ Neste texto h_c identifica o coeficiente de transferência de calor total por convecção, pelo que se omite a barra superior de \bar{h}_c

Regime laminar

Regime turbulento

Camada limite hidrodinâmica

hidrodinâmica aumenta. Numa conduta ou numa superfície plana, o escoamento muito próximo da parede é sempre laminar.

Se as temperaturas da superfície e do fluido forem distintas, a transferência de calor ocorre devido à agitação molecular (difusão) e ao transporte (advecção). Quando o regime se torna turbulento, os vórtices transportam partículas do fluido noutras direcções para além da direcção principal do fluido, o que se torna um mecanismo mais efectivo de mistura, pelo que os coeficientes de transmissão térmica são superiores no regime turbulento comparativamente aos do regime laminar.

Convecção natural

CARACTERIZAR AS TROCAS DE CALOR por convecção entre as superfícies e o ar num espaço, sem que exista um escoamento de ar externamente induzido, é a situação mais comum no interior dos edifícios uma vez que esses integram múltiplos espaços cujas superfícies podem estar a uma temperatura inferior ou superior ao ar no seu interior. Existem ainda elementos construtivos constituídos por cavidades de ar, ventiladas ou não, onde se torna necessário caracterizar adequadamente a transferência de calor. Nesta secção assume-se sempre que o fluido é o ar com uma variação de temperatura pequena face ao valor base de 300 K.

Parâmetros adimensionais

O escoamento de ar que se gera junto à superfície de um plano vertical a uma temperatura inferior é um fenómeno relativamente simples. Em contacto com a superfície, o ar aquece, expande-se e torna-se menos denso do que o ar circundante, pelo que sofre a força de impulsão ascendente; sendo travado pelas forças de tensão viscosas. O escoamento surge de um balanço entre as forças da impulsão e forças viscosas.

Neste fenómeno evidenciam-se dois tipos de variáveis:

1. **Propriedades do ar:** condutividade λ [$W/(mK)$], calor específico a pressão constante c_p [$J/(kgK)$], massa volúmica ρ [kg/m^3], viscosidade dinâmica μ [$kg/(ms)$] e coeficiente de expansão térmica volumétrica β [K^{-1}] que, para gases perfeitos, pode ser aproximado a $1/T$ (Notar que T é a temperatura do ar em graus Kelvin).
2. **Variáveis locais:** diferença de temperatura $\Delta\theta$ entre a superfície e o ar, distância x à extremidade e a altura total do plano na direcção do escoamento L , aceleração g [m/s^2] devida à gravidade.

A principal variável que interessa conhecer é o coeficiente de transferência de calor total h_c [$W/(m^2K)$], expresso como uma função de:

$$h_c = f(L, \beta g, \Delta\theta, \rho, c_p, \mu, \lambda) \quad (80)$$

em que o produto βg surge propositadamente agregado.

Pode demonstrar-se que h_c se expressa apenas por uma função de duas variáveis adimensionais:

$$\frac{h_c L}{\lambda} = f\left(\frac{\rho^2 \beta \Delta T g L^3}{\mu}, \frac{\mu c_p}{\lambda}\right) \quad (81)$$

ou, de uma forma simplificada, $Nu = f(Gr, Pr)$, parâmetros adimensionais que se designam por números de Nusselt, Grashof e Prandtl, respectivamente.

A relação da Eq. 81 evidencia que, para uma superfície a uma temperatura constante, o número de Nusselt⁴⁰ é dado por:

$$Nu = \frac{h_c L}{\lambda} \quad (82)$$

uma função dos números de Grashof:

$$Gr = \frac{\rho^2 \beta \Delta \theta g L^3}{\mu^2} \quad (83)$$

e de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (84)$$

Ao produto dos números de Grashof e Prandtl, designa-se por número de Rayleigh, $Ra = GrPr$, também esse adimensional. O número de Prandtl depende apenas das propriedades do fluido para uma dada temperatura.

Correlações empíricas para uma superfície vertical

Na situação de um plano vertical com convecção natural, verifica-se que a transição para regime turbulento ocorre para um número de Rayleigh crítico de $Ra_c \sim 10^9$ pelo que se podem assumir as seguintes correlações⁴¹ para:

REGIME LAMINAR ($10^4 \lesssim Ra \lesssim Ra_c$)

$$Nu_L = 0.59 Ra^{1/4} \quad (85)$$

REGIME TURBULENTO ($Ra_c \lesssim Ra \lesssim 10^{13}$)

$$Nu_L = 0.10 Ra^{1/3} \quad (86)$$

Número de Nusselt

⁴⁰ Neste texto o número Nusselt identifica o valor médio de Nu , embora seja omitida a barra superior de \overline{Nu} .

Número de Grashof

Número de Prandtl

Número de Rayleigh

Plano vertical com convecção natural

⁴¹ Existem outras correlações passíveis de ser aplicadas, muito embora, para a larga maioria das aplicações em edifícios, não seja necessário utilizar correlações com maior grau de complexidade.

Nas correlações indicadas e todas as que seguem, a avaliação das propriedades do ar é sempre feita à temperatura do filme de ar, aproximada à média aritmética da superfície e ar, ou seja $(\theta_s + \theta_\infty)/2$.

A título de exemplo pretende-se encontrar uma expressão genérica para h_c para um plano vertical, em regime laminar⁴², em função da sua dimensão característica L e da diferença de temperatura $\Delta\theta$.

Pelas expressões anteriores tem-se que:

$$\begin{aligned} h_c &= \frac{\lambda}{L} Nu = \frac{\lambda}{L} 0.59 (Gr.Pr)^{1/4} = \frac{\lambda}{L} 0.59 \left(\frac{\rho^2 \beta \Delta\theta g L^3}{\mu} . Pr \right)^{1/4} \\ &= 0.59 \lambda \left(\frac{\rho^2 \beta g Pr}{\mu^2} \right)^{1/4} \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4} \end{aligned} \quad (87)$$

Substituindo os termos que dizem respeito ao ar aproximadamente a 300 K, tem-se que:

$$h_c \simeq 1.52 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4} \quad (88)$$

Esta formulação, função apenas da diferença de temperatura e da dimensão característica, em detrimento da mais genérica, com o número de Nusselt, Nu , em função do número de Rayleigh, Ra , é muitas vezes usada para obter uma estimativa rápida de h_c . Por exemplo, uma parede com 2.8 m, com uma diferença de temperatura de 10°C relativamente ao ar, resulta em $h_c \simeq 2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Correlações empíricas para uma superfície horizontal

Num plano vertical a uma temperatura superior (ou inferior) ao ar, o plano encontra-se alinhado com a aceleração da gravidade e a força de impulsão actua exclusivamente no sentido ascendente (ou descendente). Num plano inclinado, a força de impulsão tem uma componente normal e uma componente paralela à superfície do plano.

Já para um plano horizontal, a força de impulsão é normal à superfície. O escoamento e a transferência de calor dependem da superfície estar a uma temperatura superior (aquecida) ou inferior (arrefecida) relativamente ao ar.

Caso 1: Para uma superfície arrefecida voltada para cima (e.g. pavimento arrefecido) ou uma superfície aquecida voltada para baixo (e.g. tecto aquecido), a superfície sólida age como obstáculo ao escoamento induzido pela força de impulsão, descendente no primeiro caso e ascendente no segundo. O ar tem, pois, que mover-se horizontalmente na mesma direcção do plano.

⁴² Para situações mais comuns nos edifícios de L (altura das paredes) e $\Delta\theta$, pode demonstrar-se que Ra toma valores inferiores a Ra_c .

Plano horizontal com convecção natural

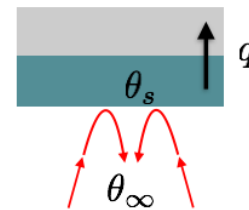


Figura 40: Escoamento junto a um tecto arrefecido.

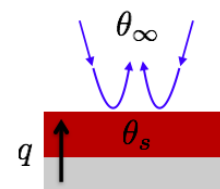


Figura 41: Escoamento junto a um pavimento aquecido.

Caso 2: Pelo contrário, para uma superfície arrefecida voltada para baixo (e.g. tecto arrefecido) ou uma superfície aquecida voltada para cima (e.g. pavimento aquecido), o escoamento induzido é descendente ou ascendente, respectivamente. Num espaço fechado, a conservação de massa induzirá um movimento no sentido oposto, pelo que a transferência térmica será mais efectiva.

AS CORRELAÇÕES USADAS para descrever o número de Nusselt e, por sua vez, h_c , são função de um parâmetro geométrico da superfície dado pela razão entre a sua área e o seu perímetro, A/P , o que neste caso constitui a dimensão característica, L . No caso 1 não existem condições para a formação de um regime turbulento. Para o caso 2, a transição entre o regime laminar e o regime turbulento dá-se para $Ra_c \sim 10^7$.

CASO 1

$$Nu_L = 0.27Ra^{1/4} \quad (89)$$

CASO 2: REGIME LAMINAR ($10^4 \lesssim Ra \lesssim Ra_c$)

$$Nu_L = 0.54Ra^{1/4} \quad (90)$$

CASO 2: REGIME TURBULENTO ($Ra_c \lesssim Ra \lesssim 10^{11}$)

$$Nu_L = 0.15Ra^{1/3} \quad (91)$$

A aplicação das duas primeiras correlações (Eqs. 89 e 90) encontra-se restrita a valores de Pr superiores a 0.7, o que se verifica sempre no caso do fluido ser ar ($Pr = 0.707$ a 300 K).

Correlações empíricas para cavidades formadas por planos paralelos

Existe uma diferença significativa entre o escoamento num plano livre relativamente a um espaço formado por dois planos paralelos, com altura H , largura W e distância entre planos δ . Num plano livre, na região exterior à camada limite o escoamento encontra-se não perturbado e, quando se considera apenas a convecção natural, a velocidade do ar do escoamento não perturbado é nula. Num espaço fechado as camadas limite das superfícies incluem uma região central que interage com essas.

O caso em que $H/\delta \gg 1$ e $W/\delta \gg 1$ designa-se por cavidade, formada pelo espaço fechado entre dois planos paralelos. Esta análise trata apenas as cavidades fechadas, pelo que se excluem as cavidades abertas (ventiladas). Para efeitos de cálculo adopta-se a dimensão δ como a dimensão característica.

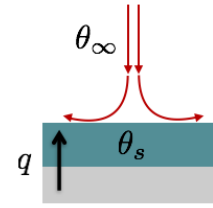


Figura 42: Escoamento junto a um pavimento arrefecido.

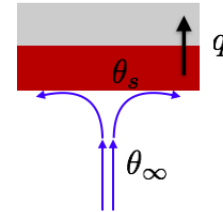


Figura 43: Escoamento junto a um tecto aquecido.

Exemplos de transferência de calor em cavidades fechadas entre dois planos paralelos são os espaços de ar não ventilados em paredes, coberturas ou entre dois panos de vidro.

Numa cavidade com espessura muito pequena não existem condições para o estabelecimento de um escoamento de ar e a transferência de calor limita-se à condução de calor através da camada ar com espessura δ , sendo h_c aproximado a λ/δ , com λ a condutividade térmica do ar. Esta avaliação pode ser feita, através do número de Rayleigh inferior a um valor crítico de $Ra_c = 1708$, as forças de impulsão não conseguem vencer as forças viscosas e não existe escoamento (advecção) no interior da cavidade, pelo que $Nu_\delta = 1$.

Para números de Rayleigh superiores existe a possibilidade para a criação de pequenos vórtices, formando células independentes e igualmente espaçadas com regime laminar, pelo que existe advecção. Para números de Rayleigh ainda mais elevados o escoamento terá características de regime turbulento.

Para uma cavidade horizontal aquecida no topo (fluxo de calor descendente), a transferência de calor dá-se apenas por difusão pelo que $Nu_\delta = 1$.

Para uma cavidade horizontal aquecida na base (fluxo de calor ascendente) uma estimativa para o número de Nusselt é dada pelas seguintes correlações, em função do número Rayleigh:

$$1.7 \times 10^3 \lesssim Ra \lesssim 7 \times 10^3$$

$$Nu_\delta = 0.059 Ra^{2/5} \quad (92)$$

$$7 \times 10^3 \lesssim Ra \lesssim 3.2 \times 10^5$$

$$Nu_\delta = 0.212 Ra^{1/4} \quad (93)$$

$$Ra \gtrsim 3.2 \times 10^5$$

$$Nu_\delta = 0.061 Ra^{1/3} \quad (94)$$

Para uma cavidade vertical, com H/δ elevado (entre 10 e 40), as correlações que estimam o número de Nusselt são uma função do número de Rayleigh e de H/δ , com:

$$2 \times 10^3 \lesssim Ra \lesssim 2 \times 10^5$$

$$Nu_\delta = 0.197 Ra^{1/4} \left(\frac{H}{\delta} \right)^{-1/9} \quad (95)$$

$$2 \times 10^5 \lesssim Ra \lesssim 10^7$$

$$Nu_\delta = 0.073 Ra^{1/3} \left(\frac{H}{\delta} \right)^{-1/9} \quad (96)$$



Figura 44: Cavidade horizontal aquecida no topo (fluxo de calor descendente).



Figura 45: Cavidade horizontal aquecida na base (fluxo de calor ascendente).



Figura 46: Cavidade vertical (fluxo de calor horizontal).

Notar que todas as correlações apresentadas são válidas para $0.5 \leq Pr \leq 2$, o que inclui o ar e, genericamente, outros gases. Para calcular a resistência térmica numa cavidade não ventilada deverá ter-se em consideração que o coeficiente de transmissão de calor por convecção que resulta das correlações de Nusselt é um valor médio entre superfícies (*surface-to-surface heat transfer*).

Para encontrar uma expressão simplificada para o cálculo de h_c numa cavidade vertical não ventilada, recorre-se a:

$$\begin{aligned} h_c &= \frac{\lambda}{\delta} Nu = \frac{\lambda}{\delta} 0.197 (Gr.Pr)^{1/4} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-1/9} \\ &= \frac{\lambda}{\delta} 0.197 \left(\frac{\rho^2 \beta \Delta \theta g L^3}{\mu} . Pr\right)^{1/4} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-1/9} \\ &= 0.197 \lambda \left(\frac{\rho^2 \beta g Pr}{\mu^2}\right)^{1/4} \left(\frac{\Delta \theta}{\delta}\right)^{1/4} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-1/9} \end{aligned} \quad (97)$$

Substituindo os termos que dizem respeito ao fluido, para ar aproximadamente a 300 K, tem-se que:

$$h_c \simeq 0.49 \left(\frac{\Delta \theta}{\delta}\right)^{1/4} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-1/9} \quad (98)$$

Por exemplo, no caso de uma cavidade de ar com 16 mm de espessura para uma geometria caracterizada por $H/\delta \simeq 40$, com $(H/\delta)^{-1/9} \simeq 0.7$, tem-se que $h_c \simeq 1.63 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ para uma diferença de temperatura de 10°C, que aumenta para 1.93 W/(m²K) para uma diferença de temperatura de 20°C.

Convecção forçada

OS ELEMENTOS EXTERIORES dos edifícios (paredes, coberturas, vãos envidraçados) encontram-se sujeitos à acção do vento, determinante na quantificação das trocas de calor por convecção entre a superfície exterior e o ar exterior. Nesta situação o parâmetro adimensional utilizado na caracterização do escoamento é o número de Reynolds. Excluem-se deste texto a análise de escoamentos interiores em condutas de ventilação, em regime forçado.

Parâmetros adimensionais

O número de Reynolds, Re , é um parâmetro adimensional que exprime a razão entre as forças inerciais e viscosas e quantifica, por

isso, a importância de umas face às outras. Esse é um número adimensional dado pela razão:

$$Re_L = \frac{\rho U_\infty L}{\mu} \quad (99)$$

com U_∞ a velocidade média do fluido e L a dimensão característica que depende da geometria do elemento em estudo e que, para o caso de planos horizontais ou verticais, é a extensão da superfície na direcção do escoamento.

A transição entre regime laminar e turbulento em escoamentos exteriores ocorre para $Re_c \sim 5 \times 10^5$.

Correlações empíricas

As correlações empíricas aplicam-se a um plano sujeito à acção de um escoamento de ar com uma velocidade, U_∞ , induzida por um elemento externo como o vento, cujas forças superam largamente as forças gravitacionais.

CASO 1: Para $Re_L < Re_c$, verifica-se que o regime é sempre laminar em toda a extensão da superfície, pelo que:

$$Nu_L = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (100)$$

CASO 2: Para $Re_L > Re_c$, verifica-se que existe transição de regime laminar para turbulento pelo que se deve aplicar:

$$Nu_L = (0.037 Re^{4/5} - 870) Pr^{1/3} \quad (101)$$

Valores típicos usados em edifícios

PARA A MAIOR PARTE DAS APLICAÇÕES EM EDIFÍCIOS e, caso não se pretenda a modelação numérica de elementos específicos, utilizam-se valores constantes para os coeficientes de transmissão térmica por convecção. Os programas de simulação energética detalhados têm a potencialidade acrescida de modelar com maior rigor a convecção de calor entre o ar e as superfícies, uma vez que pode incorporar as correlações empíricas.

Salienta-se que na transferência de calor, para além da convecção (difusão e advecção) existe e, tem significado, a transferência de calor por radiação que será tratada no Capítulo 4.

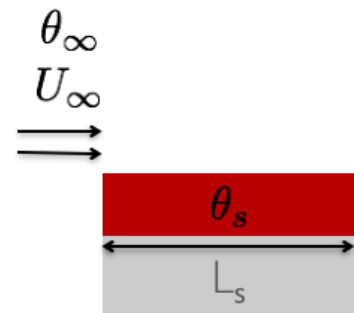


Figura 47: Escoamento exterior.

Regime laminar

Regime laminar com transição para turbulento

Transferência de calor por convecção superfície-ar

Os valores⁴³ da Tabela 1 aplicam-se genericamente a edifícios, onde se considera uma geometria e um gradiente térmico aproximados, no caso da convecção natural (superfícies interiores), bem como a velocidade do vento junto à superfície, no caso da convecção forçada (superfícies exteriores). Tratam-se, pois, de valores indicativos dos fenômenos de transferência de calor, o que é suficiente na estimativa global do desempenho térmico do edifício.

Superfície	Fluxo de calor	h_c
Exterior		20
Interior	horizontal	2.5
Interior	vertical ascendente	5.0
Interior	vertical descendente	0.7

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar exterior e uma superfície exterior, pode também estimar-se⁴⁴ a partir de:

$$h_c = 4 + 4U_\infty \quad (102)$$

com U_∞ a intensidade média da velocidade do vento junto à superfície (escoamento não perturbado), expressa em m/s .

Transferência de calor por convecção superfície-superfície

No caso de cavidades não ventiladas, os valores que se apresentam na Tabela 2 são os coeficientes que quantificam a transferência de calor de superfície-superfície e que têm em conta a transferência de calor nas duas superfícies de maior área da cavidade. A distância entre as mesmas, δ , deve ser pequena comparativamente às restantes dimensões das superfícies que devem ser sempre superiores a 10δ . O cálculo desses valores teve por base $\Delta\theta \simeq 5^\circ C$

Para cavidades não ventiladas de espessura inferior a 5 mm os valores de h_c são muito elevados, pelo que, conduzem a resistências térmicas quase nulas e, por isso, desprezáveis.

Fluxo de calor	Espessura (δ , mm)						
	5	10	15	25	50	100	300
Horizontal	4.8	2.3	1.6	1.2	1.2	1.2	1.2
Vertical ascendente	4.8	2.4	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9
Vertical descendente	4.8	2.4	1.6	0.9	0.4	0.2	0.0

⁴³ ISO 6946, Building components and building elements – Thermal resistance and thermal transmittance – Calculation method, 2015.

Superfícies verticais e horizontais

Tabela 1: Valores típicos dos coeficientes de transmissão de calor total por convecção, h_c [$W/(m^2K)$], para edifícios.

⁴⁴ Idem.

Cavidades não ventiladas

Tabela 2: Valores típicos dos coeficientes de transmissão de calor total superfície-superfície, h_c [$W/(m^2K)$], para cavidades de ar não ventiladas, com $\delta \geq 5$ mm em elementos construtivos de edifícios.

Transferência de calor por radiação

Fundamentos de radiação

TODAS AS SUPERFÍCIES a uma temperatura superior ao zero absoluto emitem radiação. A transferência de calor por radiação consiste pois no balanço de energia que resulta na troca de radiação entre superfícies com temperatura distintas. O balanço radiativo dependerá, pois, da *temperatura* a que estão as superfícies, das *propriedades ópticas* das superfícies e do *posicionamento* entre as superfícies. Ao contrário da transferência de calor por condução e convecção, a transferência de calor por radiação entre duas superfícies não necessita de um meio físico.

Radiação térmica e radiação solar

A radiação pode ser emitida num espectro de comprimentos de onda entre 0 e ∞ . No entanto, para a gama de temperaturas mais comuns, essa varia entre 0.1 e 100 μm , ao que se designa por *radiação térmica* (Fig. 48).

O Sol emite radiação térmica na gama dos comprimentos de onda mais pequenos (entre 0.1 e 3 μm), pelo que à radiação emitida nesta zona específica do espectro designa-se por *radiação solar* (Fig. 48).

O poder emissivo monocromático por unidade de área da superfície emissora [$W/(m^2 \cdot \mu m)$], $E_{b\lambda}$, varia com o comprimento de onda (λ). O físico Max Planck publicou, em 1901, a formulação para o poder emissivo de um corpo negro a uma temperatura T numa banda de λ a $\lambda + \delta\lambda$:

$$E_{b\lambda} = \frac{2\pi hc^2/\lambda^5}{e^{hc/k\lambda T} - 1} \quad (103)$$

com h a constante de Planck, c a velocidade da luz e k a constante de Boltzmann. O comprimento de onda para o qual a emissão de

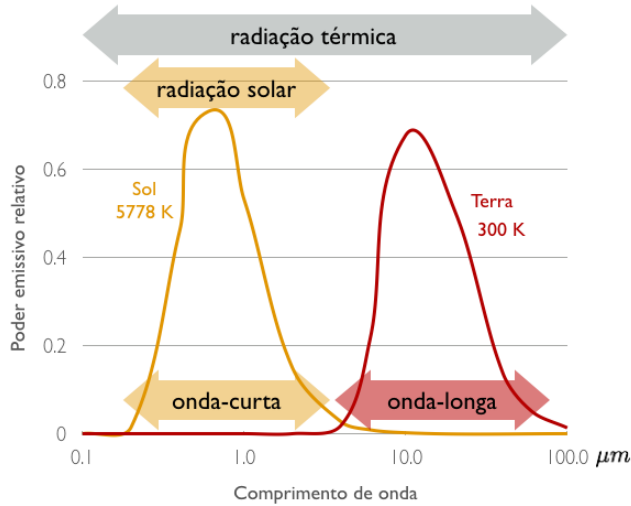


Figura 48: Poder emissivo relativo de um corpo negro a uma temperatura equivalente ao Sol e ao planeta Terra. Radiação solar e radiação térmica.

radiação é máxima, surge da derivada da Eq. 103:

$$\lambda_{max}T = \frac{hc}{4.965} = 2.898 \times 10^{-3} m.K \quad (104)$$

designada por lei de Wien (Fig. refFig:Power).

Lei de Wien

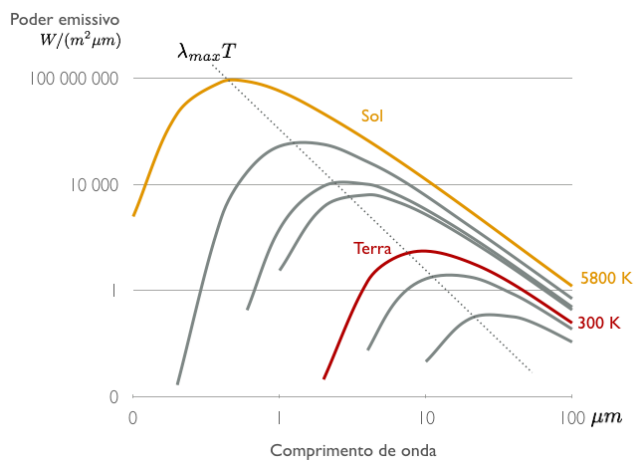


Figura 49: Poder emissivo de um corpo negro em função da temperatura. Lei de Wien.

A lei de Wien explica a diferença espectral da radiação emitida pelo Sol ou por um elemento no planeta terrestre. Para o Sol, a uma temperatura de aproximadamente 5778 K, λ_{max} toma o valor de 0.52 μm o que se situa na gama de comprimento de onda-curta (Fig.48). Já para um espaço à temperatura de 20°C ($\simeq 293$ K), λ_{max} toma o valor de 10 μm . Este valor situa-se na gama de comprimento de onda mais elevados (onda-longa).

Para a generalidade das aplicações em edifícios, não é necessário

conhecer a distribuição do poder emissivo de uma superfície em função de λ , sendo suficiente conhecer o poder emissivo *total* de um corpo negro, ou seja:

$$E_b = \int_{\lambda=0}^{\infty} E_{b\lambda} = \frac{2\pi^5 k^4}{15c^2 h^3} T^4 \equiv \sigma T^4 \quad (105)$$

com σ a constante de Stephan-Boltzmann, que toma o valor aproximado de $5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$. Esta expressão é conhecida pela lei da quarta potência da temperatura ou lei de Stephan Boltzmann.

Poder emissivo total

Lei de Stephan-Boltzmann

Emissividade, absortividade e reflectividade

As superfícies que se comportam como corpos negros são teóricas. As superfícies de cor preta efectivamente não são corpos negros embora se aproximem do comportamento de um corpo negro, mas apenas na gama do visível. As superfícies reais possuem um poder emissivo inferior ao de um corpo negro, o que conduz à introdução do conceito de emissividade monocromática, ϵ_λ , como sendo a relação entre o poder emissivo de uma superfície comparativamente ao poder emissivo monocromático de um corpo negro à mesma temperatura:

$$\epsilon_\lambda(T) = \frac{E_\lambda(T)}{E_{b\lambda}(T)} \quad (106)$$

As superfícies dos materiais de construção são, na generalidade, isomórficas, o que significa que emitem homoganeamente em qualquer direcção (emissor difuso). A emissividade, à semelhança do poder emissivo, depende de λ . Os corpos em que a emissividade é invariável com λ designam-se por *cinzentos*. Muitos dos materiais de construção com cores muito diversificadas - tijolo, betão, vidro, gelo, papel branco, pinturas, ardósia - possuem emissividade constante ($\epsilon_\lambda \simeq 0.9$) no espectro da radiação de onda-longa pelo se que se designam por corpos cinzentos selectivos.

As superfícies metálicas, como o alumínio brilhante, bronze e cobre polidos, pintura de alumínio e aço galvanizado, são excepções pois possuem uma baixa emissividade no espectro da radiação de onda-longa. Todas estas superfícies poderão ter uma emissividade muito distinta noutras regiões do espectro.

Para uma superfície comum a radiação térmica que atinge uma superfície é parcialmente absorvida e parcialmente reflectida; podemos definir a absortividade monocromática, α_λ , pela relação entre a radiação absorvida por uma superfície no intervalo λ a $\lambda + \delta\lambda$ comparativamente à radiação absorvida por um corpo negro no mesmo intervalo de comprimento de onda .

Emissividade monocromática

Corpo cinzento

Corpo cinzento selectivo

Absortividade e reflectividade monocromática

Para superfícies opacas, a reflectividade, ρ_λ , será o seu complementar:

$$\alpha_\lambda + \rho_\lambda = 1 \quad (107)$$

A lei de Kirchhoff estabelece que, para garantir o equilíbrio térmico, numa superfície difusa $\alpha_\lambda = \varepsilon_\lambda$. Pode-se assim definir a emissividade total de uma superfície difusa por

$$\varepsilon(T) = \int_{\lambda=0}^{\infty} \varepsilon_\lambda(T) d\lambda \quad (108)$$

sendo essa uma propriedade da superfície que dependerá unicamente da sua temperatura. Pelo contrário, não se pode definir uma absorptividade total como propriedade da superfície, uma vez que essa dependerá da temperatura da fonte de radiação que incide na superfície. Uma dada superfície exposta à radiação solar terá uma determinada absorptividade que depende do espectro da radiação solar, pelo que designa por *absorptividade solar*.

A cor das superfícies é fisicamente determinada pela fracção reflectida da radiação visível que nela incide. Por isso, na gama do visível uma superfície branca, tem uma reflectividade (ρ_λ) elevada. Valores médios de ε_λ (ou α_λ) para a radiação solar são: tijolo 0.6-0.7, betão 0.65, pintura de alumínio 0.5, pintura branca 0.3, pintura preta 0.9; as pinturas castanha, vermelha ou verde possuem um valor médio de 0.7. É possível 'fabricar' materiais que possuam uma emissividade específica, através da aplicação de um *revestimento selectivo*. Por exemplo, revestindo alumínio com uma camada de sulfato de chumbo, a baixa emissividade do alumínio na gama do visível, aumenta para um valor superior a 0.8. Esse mesmo revestimento entre 2 e $4\mu m$, possui uma emissividade de 0.2. O interesse da utilização desse revestimento no alumínio, está no facto de torná-lo uma superfície com elevada emissividade para a radiação solar (i.e. superfície que absorve uma parcela elevada da radiação solar nela incidente) mas, pelo contrário, mantendo a sua baixa emissividade para a radiação de onda-longa (i.e. reduz as perdas de calor por radiação). De notar que a absorção e a emissão de radiação num corpo ocorrem numa estreita camada superficial pelo que os revestimentos que alteram a emissividade são efectivos mesmo que tenham uma espessura muito pequena.

Emissividade total

Absorptividade solar

Revestimentos selectivos

Balanço radiativo entre superfícies

PARA AQUECER UM ESPAÇO, é necessário fornecer calor através de um equipamento de aquecimento. Esse calor distribui-se pelo espaço através da transferência de calor por radiação e convecção. Pode-se afirmar que que esses têm uma função similar, pois asseguram a distribuição de calor pelo espaço, no entanto, são mecanismos físicos de transferência de calor muito distintos. Para a convecção de um fluido com uma superfície importa conhecer as condições nas proximidades do elemento, enquanto que para a radiação importa conhecer a disposição de todas as superfícies no espaço fechado, bem como a emissividade das mesmas.

A transferência de calor para o exterior através da envolvente ocorre por condução de uma forma directamente proporcional à diferença de temperatura. No que respeita à convecção pode-se dizer que essa relação é *aproximadamente* proporcional. Pelo contrário a transferência de calor por radiação é proporcional à diferença da quarta potência da temperatura absoluta⁴⁵. No entanto, como as diferenças de temperatura são pequenas na maior parte das aplicações em edifícios adopta-se o que se designa por *linearização* da lei da quarta potência, o que permite estabelecer uma constante de proporcionalidade entre o fluxo de calor por radiação e a diferença de temperatura. O que se designa por coeficiente de transmissão de calor por radiação, h_r , é apenas um formalismo matemático para exprimir essa dependência linear. Geralmente, os coeficientes de transmissão de calor por radiação e por convecção encontram-se conjugados, de forma a descrever o fluxo de calor que ocorre em cada superfície por uma única resistência térmica $R_s = 1/h_s$, que se designa por resistência térmica superficial, com $h_s = h_c + h_r$.

O cálculo da transferência de calor por radiação entre superfícies é, sobretudo, um problema geométrico. Existem diferentes métodos de resolução baseados em formulação analítica dos factores de forma ou em métodos de *ray tracing*.

Factor de forma

O balanço radiativo entre duas superfícies num espaço depende da temperatura e da emissividade das superfícies e do posicionamento de umas face à outra. Para determinar o efeito da geometria é necessário encontrar qual a taxa de radiação que sai de um corpo 1, com área unitária dA_1 , que é interceptada pelo corpo 2, com área unitária

⁴⁵ Expressa em graus Kelvin.

Coefficiente de transmissão de calor por radiação

Resistência térmica superficial

dA_2 :

$$dq_{1 \rightarrow 2} = \frac{I_1 \cos \theta_1 \cos \theta_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (109)$$

com I_1 a intensidade de radiação⁴⁶ que sai da superfície 1, expressa em $W/(m^2 \cdot sr)$.

⁴⁶ Radiação por unidade de área e por unidade de ângulo sólido.

O factor de forma $F_{1 \rightarrow 2}$ ou, numa forma simplificada, F_{12} define-se como sendo a fracção de radiação que 'sai' de uma superfície e que 'chega' directamente à outra superfície.

Factor de forma

Designando por J_1 , a soma do poder emissivo da superfície com a radiação reflectida por unidade de área [W/m^2], tem-se que a radiação que 'sai' da superfície não é mais do que $J_1 A_1$.

Para uma superfície difusa tem-se, adicionalmente, que $J_1 = \pi I_1$ e integrando para ambas áreas, a formulação anterior pode reescrever-se como:

$$q_{1 \rightarrow 2} = J_1 \iint_{A_1} \iint_{A_2} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi r^2} dA_2 dA_1 \quad (110)$$

O factor de forma exprime-se agora como a razão entre:

$$F_{12} = \frac{q_{1 \rightarrow 2}}{J_1 A_1} \quad (111)$$

o que tendo em conta a Eq. 110, resulta em:

$$F_{12} = \frac{1}{A_1} \iint_{A_1} \iint_{A_2} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi r^2} dA_2 dA_1 \quad (112)$$

Importa salientar que, regra geral, $F_{21} \neq F_{12}$. Adicionalmente:

- F_{ij} é adimensional e varia entre 0 e 1;
- Se uma superfície 1 a uma temperatura uniforme T emitir radiação para um conjunto de superfícies, n , que a envolvem completamente então:

$$\sum_{j=1}^n F_{1j} = 1 \quad (113)$$

No caso da superfície 1 ser plana ou convexa, pode-se considerar adicionalmente que $F_{11} = 0$.

- A partir da Eq. 112, pode-se demonstrar que $A_1 F_{12} = A_2 F_{21}$, o que se designa pela regra da reciprocidade.

Regra da reciprocidade

Rede térmica equivalente

O estudo das trocas radiativas entre superfícies tem por objectivo encontrar uma forma analítica para quantificar h_r . Tem-se em conta que a diferença de temperatura entre superfícies é pequena e os seguintes pressupostos adicionais:

- Cada uma das superfícies no espaço fechado é opaca e isotérmica;
- Cada superfície é *cinzenta selectiva*, ou seja a variação da emissividade com λ é desprezável, na gama de comprimentos de onda em estudo;
- Para essa gama de comprimentos de onda, ε é igual à absorptividade, α , e ao complementar da reflectividade $1 - \rho$;
- A radiação reflecte-se de uma forma difusa (superfície perfeitamente difusora), ou seja a sua distribuição angular é uniforme;
- A radiação emitida pela superfície e a radiação incidente numa superfície têm também uma distribuição angular uniforme;
- O ar não absorve radiação.

Notar que a radiação térmica emitida se encontra na gama de comprimentos de onda-longa, excluindo-se, pois, a radiação solar.

Considera-se um espaço fechado constituído por diversas superfícies que trocam radiação entre si. O balanço de energia total de uma superfície (superfície 1) resulta da transferência de calor por condução através do elemento opaco delimitado pela superfície ou por convecção com o ar interior ao espaço. Exclui-se toda a radiação solar que possa ser absorvida pela superfície, directa ou indirectamente. O balanço final que resulta de todos os fluxos de calor referidos é designado por q_1 .

A taxa de calor por unidade de área que provém de uma superfície é designada por *radiosidade*, J (W/m^2), que inclui um termo correspondente à radiação emitida e um termo correspondente à radiação reflectida. A radiação que chega à superfície 1 proveniente de qualquer uma das superfícies j do espaço será dado por $F_{j1}A_jJ_j$ uma vez que F_{j1} quantifica a fracção de radiação que sai de uma qualquer superfície j e que chega à superfície 1. Pela regra da reciprocidade $F_{j1}A_jJ_j = F_{1j}A_1J_j$.

A taxa de calor por unidade de área que incide numa superfície, proveniente das restantes ou dela própria, é designada por *irradiação*, G (W/m^2), e para a superfície 1 é calculada por:

$$G_1 = \frac{\sum_j F_{j1}A_jJ_j}{A_1} = \frac{\sum_j F_{1j}A_1J_j}{A_1} = \sum_j F_{1j}J_j \quad (114)$$

Radiosidade

Irradiação

A radiosidade resulta do poder emissivo da superfície em função da sua temperatura, $E_1 = \varepsilon_1 \sigma T_1^4 = \varepsilon_1 E_{b1}$, com $E_{b1} \equiv \sigma T_1^4$, e, adicionalmente, da parcela reflectida da irradiação na superfície, ou seja:

$$J_1 = E_1 + (1 - \varepsilon_1)G_1 \quad (115)$$

onde se considera que $\rho_1 = 1 - \alpha_1 = 1 - \varepsilon_1$.

A taxa de calor por unidade de área na superfície, q_1'' , resulta do balanço final entre a radiosidade e a irradiação:

$$q_1'' = J_1 - G_1 \quad (116)$$

Substituindo G_1 da Eq. 115 na Eq. 116 tem-se que

$$q_1'' = J_1 - \frac{J_1 - E_1}{1 - \varepsilon_1} = \frac{\varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} (E_{b1} - J_1) \quad (117)$$

Por outro lado, substituindo G_1 da Eq. 114 na Eq. 116, e sabendo que a radiação total que sai da superfície 1 é $J_1 A_1 = J_1 A_1 \sum_j F_{1j}$ pois $\sum_j F_{1j} = 1$, resulta directamente que:

$$q_1'' = J_1 - \sum_j F_{1j} J_j = \sum_j F_{1j} J_1 - \sum_j F_{1j} J_j = \sum_j F_{1j} (J_1 - J_j) \quad (118)$$

Em síntese, a taxa de calor na superfície 1 poderá ser expresso de duas formas distintas partindo das Eqs. 117 e 118:

$$\begin{aligned} q_1 &= A_1 q_1'' = \frac{A_1 \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} (E_{b1} - J_1) \\ q_1 &= A_1 q_1'' = \sum_j A_1 F_{1j} (J_1 - J_j) \end{aligned} \quad (119)$$

Fazendo-se um paralelo entre a taxa de calor, expressa como o produto entre uma condutância térmica e uma diferença de temperatura, e as Eqs. 119, as *condutâncias geométricas*, κ , com unidades m^2 , definem-se genericamente por:

Condutância geométrica

$$\begin{aligned} \kappa_{ii} &= \frac{A_i \varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \\ \kappa_{ij} &= A_i F_{ij} \end{aligned} \quad (120)$$

e resultam da razão entre a taxa de calor e uma diferença entre as radiosidades de duas superfícies distintas, $J_i - J_j$, ou uma radiosidade e o poder emissivo de um corpo negro de uma mesma superfície, $E_{bi} - J_i$, em que todos os termos se encontram expressos em W/m^2 .

Também para a transferência de calor por radiação é possível construir uma rede térmica equivalente para uma superfície num

espaço fechado. Pela analogia termo-elétrica, o balanço radiativo na superfície 1 resulta de uma 'diferença de potencial' entre E_{b1} e J_1 com uma condutância geométrica $\kappa_{11} = A_1 \varepsilon_1 / (1 - \varepsilon_1)$. A taxa de calor que atravessa κ_1 é também a soma das taxas de calor que atravessam as várias κ_{1j} , função da 'diferença de potencial' entre J_1 e cada uma das radiosidades J_j (Fig. 50).

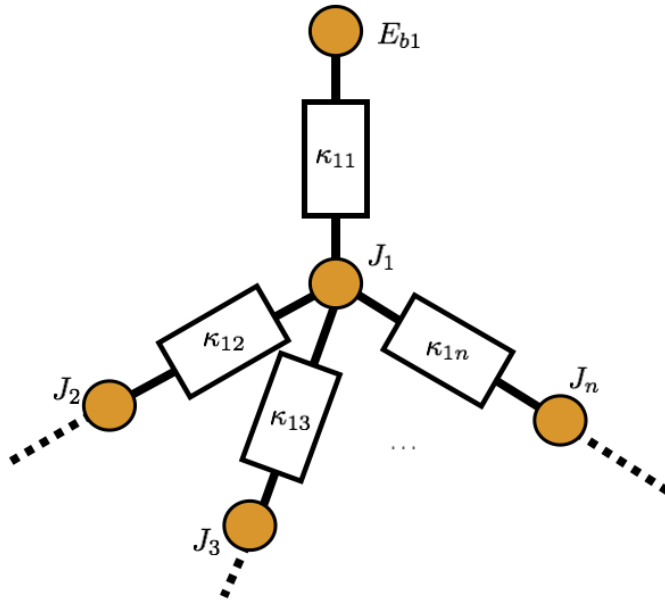


Figura 50: Rede térmica com condutâncias geométricas para o balanço radiativo numa superfície.

Notar que, nesta representação, os nodos não identificam temperaturas mas poder emissivo e radiosidades (W/m^2), embora que esses se relacionem com a temperatura pela lei da quarta potência (σT^4).

Para um corpo negro, ε_1 toma o valor 1, pelo que a condutância geométrica torna-se infinita e, conseqüentemente, J_1 e E_{b1} são nodos coincidentes. Um aspecto importante desta abordagem está no facto que as taxas de calor trocadas entre os nodos que representam as radiosidades não dependem das propriedades da superfície e dependem apenas da geometria: áreas das superfícies e factores de forma entre superfícies.

Coefficiente de transmissão de calor por radiação

A taxa de calor por unidade de área através de sólidos homogéneos é proporcional à diferença de temperatura e a um coeficiente de transmissão calor por *condução*. Na transferência de calor por onda longa, a taxa de calor por unidade de área é proporcional à diferença entre a quarta potência da temperatura absoluta. Em edifícios, com a ressalva de que as diferenças de temperatura entre superfícies não

sejam elevadas, é satisfatório aproximar a taxa de calor por unidade de área ao produto entre uma constante de proporcionalidade, h_r , e uma diferença de temperatura.

Introduz-se o conceito de *temperatura equivalente de corpo negro* para uma superfície j , T_{bj} , e que equivale à temperatura que advém da igualdade $J_j = \sigma T_{bj}^4$ pelo que:

$$T_{bj} = \left(\frac{J_j}{\sigma} \right)^{1/4} \quad (121)$$

A equivalência matemática $T_i^4 - T_j^4 = (T_i - T_j)(T_i + T_j)(T_i^2 + T_j^2)$, para temperaturas com a mesma ordem de grandeza ($T_i \sim T_j \sim \bar{T}$), com \bar{T} a temperatura média entre T_i e T_j , justifica que:

$$T_i^4 - T_j^4 \simeq 4\bar{T}^3(T_i - T_j) = h_r^*(T_i - T_j) \quad (122)$$

em que $h_r^* = 4\sigma\bar{T}^3$ e tem as mesmas unidades de um coeficiente de transmissão de calor ($W/(m^2K)$).

As Eqs. 119 podem também escrever-se como:

$$\begin{aligned} q_1 &= \kappa_{11}(\sigma T_1^4 - \sigma T_{b1}^4) \\ q_1 &= \sum_j \kappa_{1j}(\sigma T_{b1}^4 - \sigma T_{bj}^4) \end{aligned} \quad (123)$$

ou

$$\begin{aligned} q_1 &= h_r^* \kappa_{11}(T_1 - T_{b1}) \\ q_1 &= h_r^* \sum_j \kappa_{1j}(T_{b1} - T_{bj}) \end{aligned} \quad (124)$$

Nas aplicações mais comuns que tratam as trocas radiativas de onda-longa em edifícios, as diferenças de temperatura entre superfícies são pequenas. Para 293 K (20°C), h_r^* toma o valor de 5.7 $W/(m^2K)$. Por vezes é útil identificar ε^* como uma emissividade equivalente, de modo a que a taxa de calor possa ser expressa pelo produto de um coeficiente de transmissão por radiação, h_r , com a diferença de temperatura entre superfícies:

$$q_r'' = h_r^* \varepsilon^*(T_i - T_j) = h_r(T_i - T_j) \quad (125)$$

A rede térmica equivalente da Fig. 51 pode agora ser actualizada, pela transformação das condutâncias geométricas, κ , em *condutâncias térmicas radiativas* (W/K), incluindo h_r^* como termo multiplicativo. Genericamente, a condutância térmica entre os nodos que representam a temperatura da superfície e a sua temperatura equivalente de corpo negro, calcula-se por $H_{r,ii} = h_r^* \kappa_{ii}$, enquanto que a condutância

Temperatura equivalente de corpo negro

Coefficiente de transmissão por radiação

Condutâncias térmicas radiativas

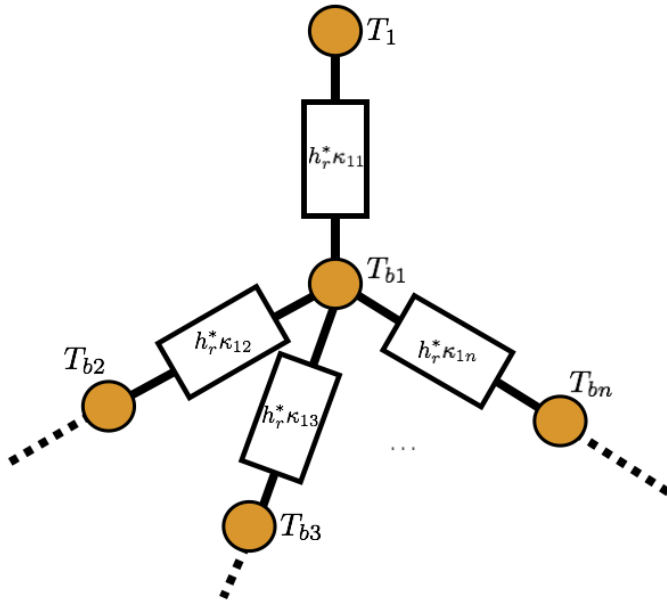


Figura 51: Rede térmica com condutâncias térmicas para o balanço radiativo numa superfície.

entre os nodos de temperatura equivalente de corpo negro de duas superfícies i e j por $H_{r,ij} = h_r^* \kappa_{ij}$ (Fig. 51).

É importante notar que, se os nodos de temperatura associados às superfícies são efectivamente temperaturas superficiais, os nodos de temperatura equivalente de corpo negro são apenas uma forma de representar as trocas radiativas entre superfícies, pelo que não são efectivamente temperaturas superficiais que se possam medir fisicamente.

Trocas radiativas entre duas 'superfícies' num espaço fechado

Um caso especial da formulação apresentada é o caso de superfícies que constituem no seu todo um espaço fechado com duas temperaturas distintas. Um exemplo poderá ser uma sala cujo pavimento se encontre aquecido à temperatura T_1 e as restantes superfícies se encontrem à temperatura T_2 (Fig. 52). A taxa de calor trocada entre as superfícies, q_r (Fig. 53), resulta de três condutâncias térmicas em série (Fig. 54), dadas por:

$$H_{r,11} = h_r^* \kappa_{11} = h_r^* \frac{A_1 \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \quad (126)$$

$$H_{r,12} = h_r^* \kappa_{12} = h_r^* A_1 F_{12} = h_r^* A_2 F_{21} \quad (127)$$

$$H_{r,22} = h_r^* \kappa_{22} = h_r^* \frac{A_2 \varepsilon_2}{1 - \varepsilon_2} \quad (128)$$

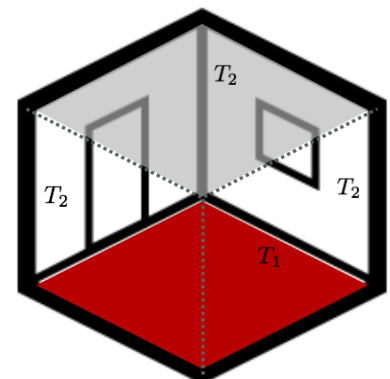


Figura 52: Espaço fechado constituído por superfícies com duas temperaturas distintas.

A condutância equivalente será assim:

$$H_{eq} = \frac{h_r^* A_1}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{A_1}{A_2}} \quad (129)$$

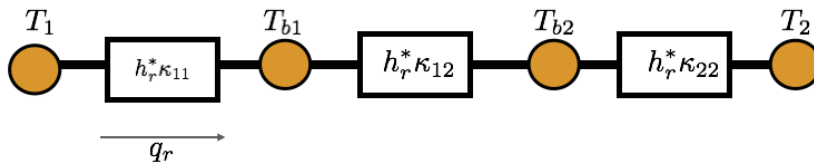
Utilizando o conceito de emissividade equivalente, dada por:

$$\varepsilon^* = \left(\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{A_1}{A_2} \right)^{-1} \quad (130)$$

tem-se simplesmente que a taxa de calor por unidade de área da superfície 1 trocada entre as duas superfícies será

$$q_r'' = q_r / A_1 = \varepsilon^* h_r^* (T_1 - T_2) \quad (131)$$

com T_1 e T_2 as temperaturas superficiais das superfícies 1 e 2, respectivamente.



No caso da superfície 1 ser plana ou convexa, o factor de forma $F_{12} = 1$ pelo que a emissividade equivalente pode simplificar-se a:

$$\varepsilon^* = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{A_1}{A_2} \right)^{-1} \quad (132)$$

No exemplo da Fig. 52 a superfície 1 é plana ($F_{11} = 0$) enquanto que a superfície 2 é côncava ($F_{22} > 0$).

Trocas radiativas entre duas superfícies, com $A_1 \ll A_2$

Quando a área da superfície 1 é significativamente inferior à área da superfície 2 ($A_1/A_2 \simeq 0$), mantendo-se o pressuposto da superfície 1 ser plana ou convexa ($F_{12} = 1$), a emissividade equivalente é dada por:

$$\varepsilon^* = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} \right)^{-1} = \varepsilon_1 \quad (133)$$

ou seja, a emissividade equivalente é igual à emissividade da superfície com menor área.

Esta aproximação é a que se verifica no caso das superfícies cujo único 'campo de visão' seja o céu, como são as coberturas horizontais ou com pequena inclinação sem outros elementos no seu campo de

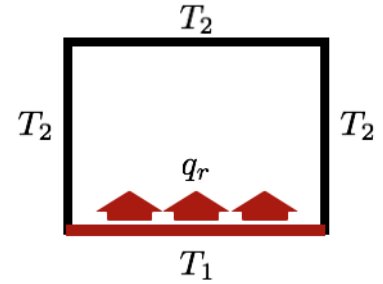


Figura 53: Fluxo de calor num espaço fechado constituído por superfícies com duas temperaturas distintas.

Figura 54: Rede térmica equivalente com condutâncias térmicas radiativas.

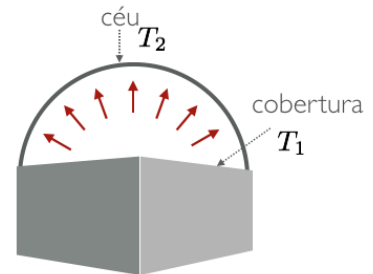


Figura 55: Trocas radiativas entre uma cobertura horizontal e o céu.

visão. Nestes casos as trocas radiativas entre a superfície e o céu dependem apenas da emissividade da própria superfície.

Trocas radiativas entre dois planos paralelos e infinitos

As condutâncias térmicas para dois planos paralelos infinitos são idênticas ao formulado para duas superfícies num espaço fechado, assumindo que $A_1 = A_2$ e $F_{12} = F_{21} = 1$, pelo que:

$$\varepsilon^* = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)^{-1} \quad (134)$$

Em edifícios este caso verifica-se sempre que existem duas superfícies paralelas cuja distância que as separa é significativamente inferior à área das mesmas, como seja o caso de dois panos de vidro, no vidro duplo.

No caso particular de ambos os panos de vidro terem a mesma emissividade, ε , a expressão anterior simplifica-se a:

$$\varepsilon^* = \frac{\varepsilon}{2 - \varepsilon} \quad (135)$$

o que fisicamente traduz que a emissividade equivalente é sempre inferior à emissividade individual dos panos de vidro, uma vez que $2 - \varepsilon > 1$.

A emissividade equivalente para dois panos de vidro corrente com $\varepsilon = 0.9$ toma o valor de aproximadamente 0.8. Já para o caso de apenas um dos vidros possuir um revestimento de baixa emissividade ($\varepsilon = 0.2$), a emissividade equivalente diminui para 0.2. Este comportamento justifica o facto de se aplicar normalmente um único revestimento de baixa emissividade num dos panos de vidro do vidro duplo.

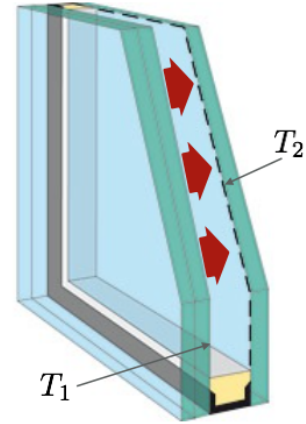


Figura 56: Trocas radiativas entre dois panos de vidro na cavidade do vidro duplo.

Radiação solar

A RADIAÇÃO SOLAR tem um papel preponderante no estabelecimento das condições no interior de um espaço. A temperatura interior dependerá também da temperatura do ar exterior, bem como dos sistemas activos para aquecimento e arrefecimento. Outros factores externos como a temperatura equivalente do céu, precipitação ou velocidade do ar, têm uma influência diminuta. Os ganhos internos podem ter ou não um papel importante no comportamento térmico.

O contributo da radiação solar varia no período dia/noite e, para latitudes intermédias, varia consoante a estação do ano. No Inverno, os ganhos solares podem reduzir as necessidades de aquecimento para o estabelecimento das condições de conforto térmico, apesar dos sistemas de conversão de energia solar diferirem dos sistemas convencionais, na medida em que a quantidade de energia disponível é variável e de difícil controlo. No Verão, os ganhos solares podem conduzir a situações de sobreaquecimento ou, em edifícios com sistemas de arrefecimento, à necessidade da sua utilização. No balanço de energia do edifício torna-se, por isso, importante estimar o calor que provém da radiação solar.

Geometria solar

A posição do Sol é descrita ao longo do ano pela altura solar, α_S , e azimute solar, φ_S em função da latitude, declinação solar e hora solar angular pelas seguintes expressões:

$$\sin \alpha_S = \cos \lambda \cos \delta \cos \omega + \sin \lambda \sin \delta \quad (136)$$

$$\cos \varphi_S = \frac{\sin \alpha_S \sin \lambda - \sin \delta}{\cos \alpha_S \cos \lambda} \quad (137)$$

Altura e azimute solares

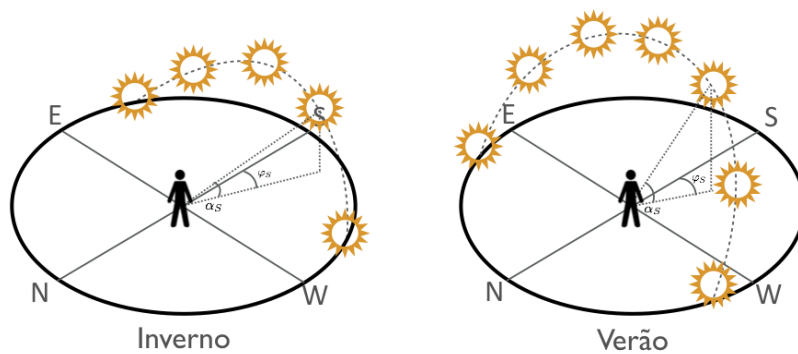


Figura 57: Posição do Sol ao longo de um dia de Inverno e Verão para um local a uma latitude intermédia no hemisfério Norte.

A altura solar é o ângulo que os raios solares fazem com o plano horizontal e o azimute solar (relativo a sul), φ_S , ângulo que a direcção dos raios solares faz com um vector orientado a sul, negativo para este e positivo para oeste (Fig. 57). As Eqs. 136 e 137 introduzem um conjunto de variáveis que se explicitam:

- declinação solar, δ (*rad*), calculada por:

$$\delta = 0.13\pi \sin \left(2\pi \frac{284 + J}{365} \right) \quad (138)$$

com J o dia Juliano;

- hora solar angular, ω (*rad*), calculada por:

$$\omega = \frac{\pi}{12} (AST - 12) \quad (139)$$

com AST (*apparent solar time*) a hora solar (em horas).

- latitude, λ (*rad*).

Estas equações permitem encontrar a posição do Sol para um qualquer dia do ano. Por exemplo, no solstício de Verão (entre 21 e 22 de Junho), em Lisboa⁴⁷, o Sol tem a sua altura máxima de 75° , às 12 horas solares. No solstício de Inverno a altura máxima atingida às 12 horas solares é 28° .

Um outro exemplo é procurar conhecer qual a altura solar quando o Sol, num dia do solstício de Verão, está exactamente posicionado a Oeste ($\simeq 16$ h solares), ou seja, com azimute 90° . Pela Eq. 137, tem-se que $\sin \alpha_S = \sin \delta / \sin \lambda$, pelo que, para Lisboa, $\alpha_S = 39^\circ$. A diferença entre a altura do Sol quando posicionado no azimute Oeste (39°) comparativamente com Sul (75°) influencia o modo de conceber a forma de sombrear adequadamente uma janela nessas fachadas.

O ângulo de incidência solar com a normal à superfície, θ , é também um parâmetro relevante na avaliação da radiação incidente numa superfície e no ganho solar que daí advém. Esse é uma função da posição do sol (altura e azimute solares) e da posição da superfície e define-se por:

$$\cos \theta = \cos \alpha_S \cos \gamma \sin \beta + \sin \alpha_S \cos \beta \quad (140)$$

com $\gamma = |\varphi_S - \psi|$, a diferença em valor absoluto entre os azimutes do Sol e da superfície. Notar que γ varia com a hora do dia e o dia do ano enquanto que o azimute da superfície de um edifício é constante.

Utilizam-se duas variáveis para a caracterização do posicionamento da superfície: (i) azimute ψ , ou seja, o ângulo que a normal à superfície faz com um vector orientado a Sul, negativo para este e positivo para oeste (Fig. 59) e (ii) inclinação β , ou seja, o ângulo

⁴⁷ Latitude 38.74°

Ângulo de incidência solar com uma superfície

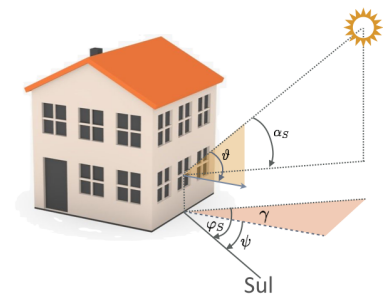


Figura 58: Ângulo de incidência solar numa superfície (θ) e diferença de azimute (γ).

que o plano da superfície faz com uma superfície horizontal. Notar que uma qualquer superfície na fachada de um edifício possui uma inclinação vertical e , por isso, $\beta = 90^\circ$.

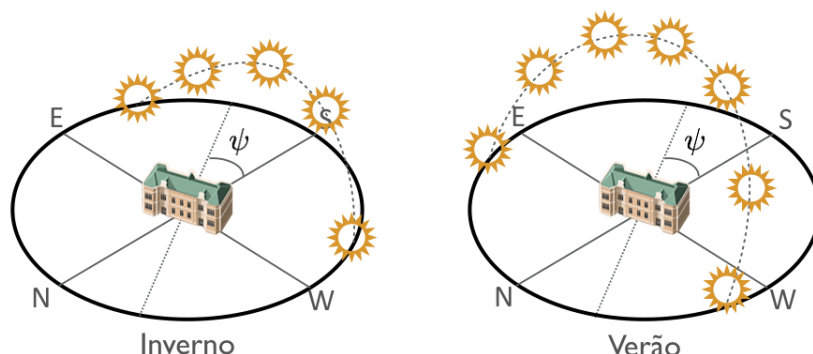


Figura 59: Posição do Sol ao longo de um dia de Inverno e Verão para um local a uma latitude intermédia no hemisfério Norte, relativamente a um edifício cuja fachada apresenta um azimute ψ .

A *hora solar* (*AST*) é aquela que é determinada pelo Sol, onde a altura máxima do Sol marca o meio-dia (12h). Em *AST*, o número de horas entre o nascer do Sol e o meio-dia é exactamente o mesmo do número de horas entre o meio-dia e o pôr do Sol. Dadas as características da geometria solar, a hora solar é específica de cada local, o que implicaria dizer que dois locais com longitude distinta teriam um tempo diferente (cerca de 4 minutos por cada grau de longitude).

No entanto, o funcionamento dos edifícios depende estritamente de horários de funcionamento que não se encontram definidos em *AST*. Por exemplo, o horário das actividades numa escola poderá ser entre as 9 e as 17h definidos em *hora local* (*LT*, *local time*), pelo que na maior parte das situações os cálculos devem integrar esta diferença. A *LT* relaciona-se com *AST* por:

$$LT = AST + \frac{12}{\pi}(\lambda_{ref} - \lambda) - ET + DST \quad (141)$$

com λ a longitude do local⁴⁸ e λ_{ref} a longitude do meridiano de referência⁴⁹, *DST* (*daylighting saving time*) é a diferença imposta pela mudança da hora⁵⁰ e *ET* é a 'equação do tempo' que depende apenas do dia do ano $J' = \frac{J-81}{365}$, por:

$$ET = \frac{9.87 \sin(4\pi J') - 7.53 \cos(2\pi J') - 1.5 \sin(2\pi J')}{60} \quad (142)$$

e encontra-se expressa em horas.

Radiação global, directa e difusa

A radiação solar incidente numa superfície resulta da soma de três parcelas: (i) a radiação solar directa, (ii) a radiação solar difusa e

Hora solar

Hora local

⁴⁸ Adoptando a convenção que a longitude é positiva para Este.

⁴⁹ Para o Portugal o meridiano de referência é o de Greenwich, ou seja o 0° .

⁵⁰ No horário de Verão adopta-se $DST = 1$. Esta alteração é adoptada entre o último domingo do mês de Março e o último domingo do mês de Outubro.

(iii) a radiação solar reflectida pelo solo ou outros elementos. Para uma superfície com inclinação β relativamente ao plano horizontal, a radiação total resulta de:

$$G_{\beta} = K_{\perp} \cos \vartheta + F_{ceu} D_h + F_{solo} \rho_{solo} G_h \quad (143)$$

com ϑ o ângulo de incidência entre a radiação solar directa e a superfície (Eq. 140) K_{\perp} a radiação directa normal, D_h a radiação difusa medida num plano horizontal e G_h a radiação global medida num plano horizontal.

Esta formulação considera um modelo isotrópico para a radiação difusa em que F_{ceu} é a fracção de céu no campo de visão total da superfície. Para além disso a componente da radiação reflectida inclui apenas a fracção reflectida pelo solo, com F_{solo} a fracção de solo no campo visual total da superfície. Num local onde não existam elementos significativos nas proximidades do edifício, F_{ceu} e F_{solo} podem ser aproximados a:

$$F_{ceu} = \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (144)$$

$$F_{solo} = \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad (145)$$

Dependência angular das propriedades ópticas

A radiação solar que incide numa superfície (G da Eq. 143) pode ser absorvida pelo material, reflectida para o meio ambiente ou, no caso dessa ser transparente ou translúcida, transmitida, ou seja atravessar o material. O balanço de energia da superfície só se altera quando existe radiação absorvida, o que normalmente causa um aumento de temperatura da superfície. No entanto, a absorptividade, a reflectividade e a transmissividade solares, que representam a fracção de radiação solar que é absorvida, reflectida e transmitida, respectivamente, dependem, para a maior parte dos materiais, do ângulo de incidência. Essa dependência torna necessário distinguir as situações de radiação solar directa, com ϑ o ângulo de incidência com a superfície, e as restantes de radiação solar difusa, em que não existe uma direcção privilegiada, nesses caso interessa conhecer a absorptividade, reflectividade e transmissividade *hemisféricas*.

Quando a radiação solar atravessa um vidro com espessura L , o caminho que essa deve percorrer equivale a $L / \cos \vartheta$, sendo tanto maior quanto maior é o ângulo de incidência atingindo um máximo para ângulos próximos dos 90° .

A fracção da radiação que atravessa o vidro (sem contabilizar com a fracção da radiação reflectida à superfície) decai exponencialmente

com o percurso e com o coeficiente de extinção do vidro, k , pelo que existe menor absorção para vidros de menor espessura, com ângulos de incidências próximos da normal e para vidros com coeficiente de extinção inferiores. Por exemplo, para o vidro corrente incolor $k = 4 \text{ m}^{-1}$ e para o vidro colorido $k \sim 100 \text{ m}^{-1}$.

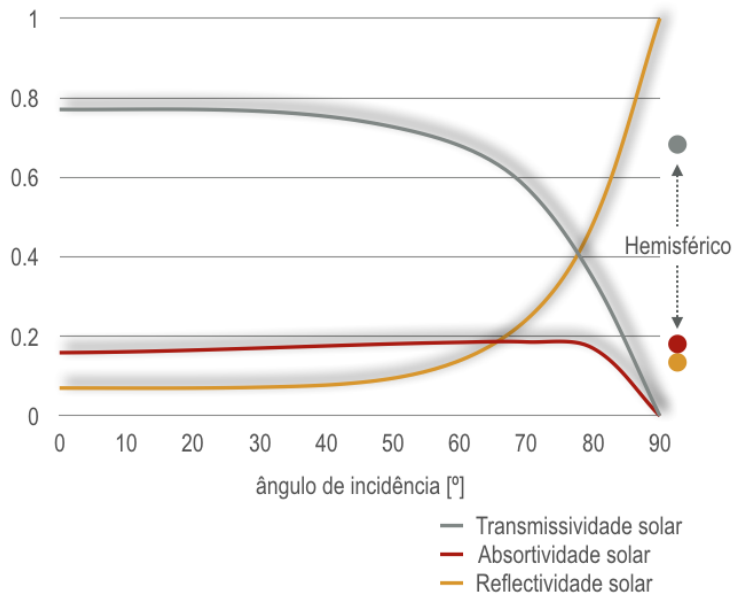


Figura 60: Dependência angular da absorptividade, reflectividade e transmissividade solares para um vidro simples incolor de 5.7 mm.

Para ângulos de incidência superiores a 0° , até a um valor de 50° , verifica-se que o comportamento não difere significativamente do que ocorre para a direcção normal (Fig. 60). Para ângulos superiores a 50° , a reflectividade tem um aumento significativo, atingindo o valor de 1 para 90° . Inversamente a transmissividade e absorptividade decaem rapidamente para zero. É possível determinar estas mesmas propriedades considerando que a distribuição da radiação é hemisférica (Fig. 60), valores que se aplicam à radiação difusa.

A dependência angular representada na Fig. 60 tem um impacto significativo no desempenho térmico dos edifícios. É disso exemplo a radiação transmitida para o interior de um vidro simples ao meio dia solar no dia de solstício de Verão e Inverno em Lisboa, em que no primeiro, dada a elevada altura do Sol, θ toma o valor de 75° com uma transmissividade solar de cerca de 50% (Fig. 61). No solstício de Inverno, com a baixa altura do Sol, $\theta = 28^\circ$, a transmissividade solar é de cerca de 80% (Fig. 62).

Propriedades ópticas de vidros compostos

Para além da dependência angular, quando existem múltiplos panos de vidro separados por espaços de ar, é necessário ter em conta a

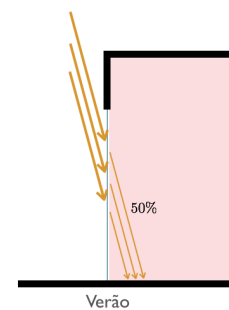


Figura 61: Transmissividade solar para um elevado ângulo de incidência no solstício de Verão em Lisboa.

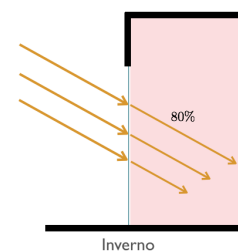


Figura 62: Transmissividade solar para um baixo ângulo de incidência no solstício de Inverno em Lisboa.

fracção de radiação solar reflectida, absorvida e transmitida por cada um dos panos de vidro, de uma forma conjugada, na medida que podem existir múltiplas reflexões entre esses.

Apresenta-se o exemplo de um vidro duplo, com um pano exterior (1) e um pano interior (2), com as seguintes propriedades: α absorptividade solar, τ transmissividade solar, ρ reflectividade solar do lado principal e ρ^* reflectividade solar do lado voltado para o espaço de ar (Fig. 63). As componentes reflectida e transmitida do conjunto dos dois vidros (12), são dadas por:

$$\rho_{12} = \rho_1 + \frac{\rho_2 \tau_1^2}{1 - \rho_1^* \rho_2} \quad (146)$$

$$\tau_{12} = \frac{\tau_1 \tau_2}{1 - \rho_1^* \rho_2} \quad (147)$$

Pelo contrário a componente absorvida diz respeito a cada um dos panos de vidro (1) ou (2) no conjunto (12):

$$\alpha_{1 \Rightarrow 12} = \alpha_1 + \frac{\alpha_1 \rho_2 \tau_1}{1 - \rho_1^* \rho_2} \quad (148)$$

$$\alpha_{2 \Rightarrow 12} = \frac{\alpha_2 \tau_1}{1 - \rho_1^* \rho_2} \quad (149)$$

A transmissividade do conjunto de dois panos de vidro (τ_{12}) decresce, comparativamente com cada um desses separadamente, devido ao aumento de fenómenos de reflexão (inter-reflexões). O mesmo se verifica com a absorptividade do pano interior ($\alpha_{2 \Rightarrow 12}$). Em termos de balanço global de energia, a perda de transmissividade e absorptividade do vidro duplo é equilibrada pela redução nas perdas de calor através desse elemento.

Balanço radiativo nos edifícios

A QUANTIFICAÇÃO DO CALOR ABSORVIDO pelo material é, quer para materiais opacos quer para materiais transparentes e translúcidos

$$q''_{abs} = \alpha G \quad (150)$$

com α a absorptividade solar, que considera a integração de α_λ para o espectro solar, função do ângulo de incidência ϑ para a radiação directa e hemisférica no caso da radiação difusa.

Temperatura ar-sol

Os fluxos de calor que actuam na superfície exterior do edifício com temperatura θ_{se} são a temperatura do ar exterior θ_e , que em climas

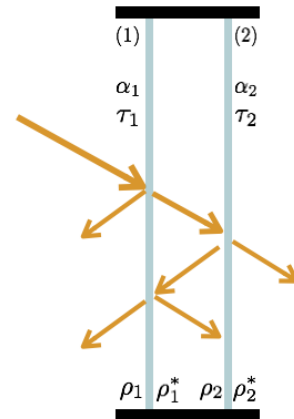


Figura 63: Reflectividade e transmissividade global num vidro duplo.

extremos pode atingir os $\pm 40^\circ\text{C}$, a troca radiativa de onda-longa, que representa normalmente uma perda de algumas dezenas de W/m^2 para o céu e edifícios envolventes e, por fim, o ganho de q''_{abs} de radiação solar da ordem de algumas centenas de W/m^2 .

A taxa de calor por unidade de área q''_{se} numa superfície exterior de uma cobertura plana sem obstáculos é dada pelos contributos da radiação solar absorvida, das trocas convectivas entre a superfície e o ar exterior e das trocas radiativas entre a superfície e o céu:

$$q''_{se} = \alpha G - h_c(\theta_{se} - \theta_e) - h_r(\theta_{se} - \theta_{ceu}) \quad (151)$$

com h_c e h_r , respectivamente, os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação (Fig. 64).

Em termos térmicos, uma rede complexa pode ser simplificada a uma fonte de temperatura, θ , associada a uma condutância (ou resistência) posicionada em série com a primeira. A aplicação desta simplificação ao caso descrito conduz a procurar que essa mesma taxa de calor por unidade de área seja expressa por:

$$q''_{se} = h_{eq}(\theta_{eq} - \theta_{se}) \quad (152)$$

com θ_{eq} e h_{eq} variáveis por encontrar. A Eq. 151 pode reescrever-se como:

$$q''_{se} = \alpha G + h_c\theta_e + h_r\theta_{ceu} - (h_c + h_r)\theta_{se} \quad (153)$$

ou

$$q''_{se} = (h_c + h_r) \left(\frac{\alpha G + h_c\theta_e + h_r\theta_{ceu}}{h_c + h_r} - \theta_{se} \right) \quad (154)$$

pelo que:

$$\theta_{eq} = \frac{\alpha G + h_c\theta_e + h_r\theta_{ceu}}{h_c + h_r} \quad (155)$$

$$h_{eq} = h_c + h_r \quad (156)$$

em que θ_{eq} se designa por *temperatura ar-sol*, uma vez que os fenómenos de transferências poderiam ser simplificados à transferência equivalente de calor entre a superfície e uma temperatura equivalente que integre todos os fenómenos de transferência, nomeadamente os efeitos da temperatura do ar exterior e da incidência solar. Uma superfície vertical ou inclinada pode, adicionalmente, trocar radiação com outros edifícios, obstáculos e solo. Estas componentes adicionam alguma complexidade na formulação da temperatura equivalente.

Antes do nascer do sol, a temperatura ar-sol é igual ou inferior à temperatura do ar exterior, devido às trocas radiativas com o céu.

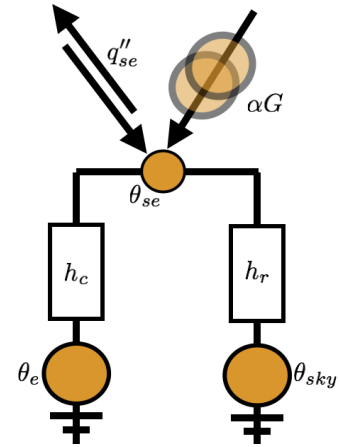


Figura 64: Rede equivalente para a transferência de calor numa superfície exterior.

Pelo contrário, depois do nascer do sol, a temperatura ar-sol é normalmente superior à temperatura do ar exterior e depende da radiação solar incidente e da absorvidade solar da superfície.

Factor solar do vidro

À semelhança da temperatura ar-sol, interessa agora encontrar uma formulação simplificada para quantificar o ganho solar que resulta da incidência de radiação solar numa superfície. Quando a radiação solar incide numa superfície transparente ou translúcida que separa um ambiente interior de um exterior, parte da radiação é absorvida e parte da radiação é transmitida para o interior (Fig. 65). Assume-se, por simplificação, que a totalidade da radiação solar transmitida é absorvida pelas restantes superfícies no interior do espaço e, por convecção e radiação, transferida para o ar interior. A radiação absorvida pela superfície transparente ou translúcida é dissipada para o interior ou para o exterior por convecção e radiação.

O ganho solar para o espaço interior resulta, assim, do contributo da radiação transmitida e da fracção da radiação absorvida que é dissipada para o interior. A radiação reflectida para o exterior não contribui para um ganho solar efectivo do espaço interior.

O factor solar do vidro, g , quantifica o efeito combinado da absorção e da transmissão e define-se como a razão entre o ganho total e a radiação total incidente. A formulação do factor solar baseia-se no princípio de equivalências entre redes térmicas, com θ_i o nodo de temperatura do ar interior e θ_e o nodo de temperatura do ar exterior. Em termos de redes térmicas, para uma única superfície (e.g. vidro simples) existem um fluxo de calor que entra no nodo da temperatura do ar interior (fracção transmitida) e um fluxo de calor que entra no nodo da temperatura superficial exterior θ_j (fracção absorvida). É necessário converter o fluxo de calor relativo à radiação solar absorvida num fluxo equivalente com entrada no nodo do ar interior (Fig. 66).

Aplicando a simplificação ilustrada pela Fig. 39, a temperatura equivalente do lado direito deverá ser a mesma nos dois casos pelo que:

$$\theta_e + \frac{q_j}{H_{je}} = \theta_e + \frac{q_i(H_{je} + H_{ji})}{H_{je}H_{ji}} \quad (157)$$

de onde se conclui que:

$$q_i = q_j \frac{H_{ji}}{H_{ji} + H_{je}} \quad (158)$$

onde se designou por H_{ji} a condutância de transmissão entre os

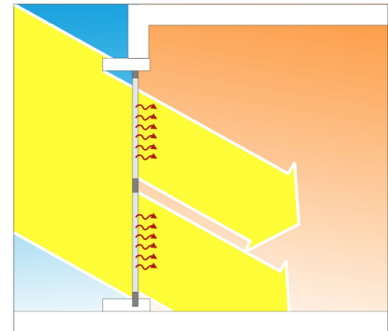


Figura 65: Factor solar: radiação solar transmitida e radiação solar absorvida.

nodos θ_j e θ_i , e H_{je} a condutância de transmissão entre os nodos θ_j e θ_e .

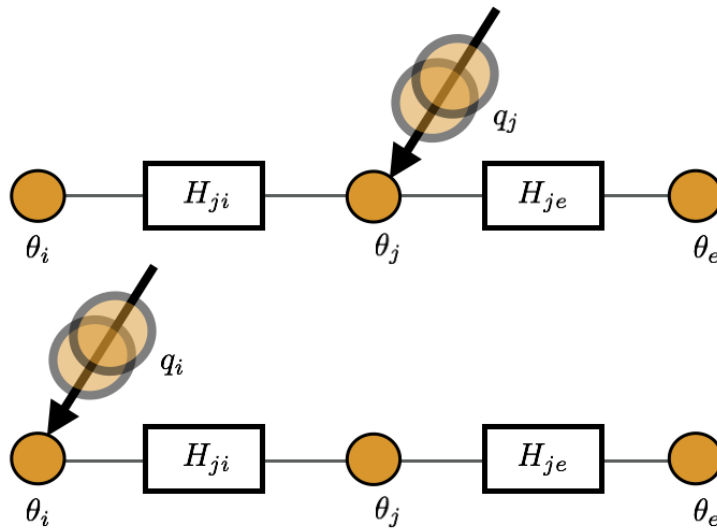


Figura 66: Equivalência de fluxos de calor em redes térmicas.

O factor solar resulta da razão entre o ganho solar no interior do espaço e a radiação solar incidente, pelo que:

$$g = \frac{\tau G + \alpha G H_{ji} / (H_{ji} + H_{je})}{G} = \tau + \alpha \frac{H_{ji}}{H_{ji} + H_{je}} \quad (159)$$

Factor solar para um vidro simples

Por vezes torna-se útil apresentar a mesma relação de fluxos em função de resistências térmicas unitárias, pelo que é também válido considerar:

$$q_i = q_j \frac{R''_{je}}{R''_{ji} + R''_{je}} \quad (160)$$

Aplicando a equivalência anterior a um vidro simples de resistência térmica desprezável ($R''_{vidro} \simeq 0$). O fluxo de calor no nodo θ_i , equivalente ao fluxo de calor absorvido na superfície do vidro, é dado por:

$$q_i = q_j \frac{R''_{se}}{R''_{si} + R''_{se}} \quad (161)$$

com R''_{se} e R''_{si} as resistências térmicas unitárias superficiais exterior e interior, respectivamente. O factor solar do vidro simples é, então, dado por:

$$g = \tau + \alpha R''_{se} U_v \quad (162)$$

Generalizando a expressão do factor solar para um conjunto de vidros em função do ângulo de incidência ϑ , tem-se que:

Factor solar para um conjunto de vidros

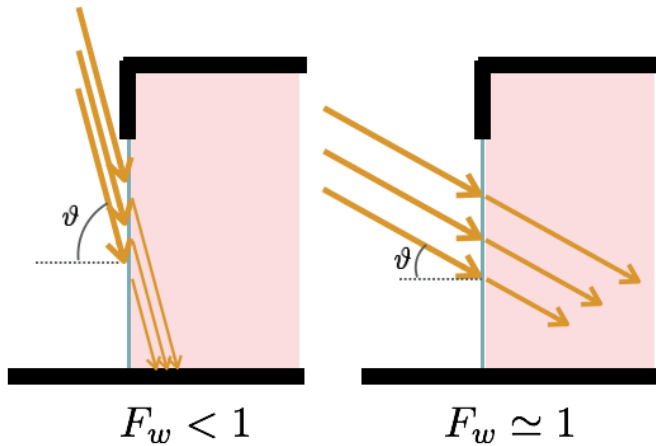
$$g(\vartheta) = \tau(\vartheta) + \sum_n \left(\alpha_n(\vartheta) \frac{H_{ni}}{H_{ni} + H_{ne}} \right) \quad (163)$$

onde $\tau(\vartheta)$ é a transmissividade solar do conjunto e $\alpha_n(\vartheta)$ a absorptividade solar de cada vidro n quando inserido no conjunto. H_{ni} representa a condutância térmica do vidro n até ao interior e H_{ne} a condutância térmica do vidro n até ao exterior. Esta expressão é válida quer para um ângulo de incidência específico ϑ em que τ e α são avaliados em ϑ , quer para a direcção hemisférica em que τ e α são avaliados na direcção hemisférica.

O movimento aparente do Sol faz com que o ângulo de incidência varie ao longo do tempo pelo que o factor solar é também variável. Para avaliar o ganho solar através de vãos envidraçados adopta-se o factor solar para um ângulo de incidência nulo ($\vartheta = 0^\circ$), g_\perp , valor para o qual o factor solar é máximo, e aplica-se um factor correctivo F_w , *factor de correcção de selectividade angular*, de modo a incluir a incidência média da radiação solar directa, com:

$$F_w = \frac{g(\vartheta)}{g_\perp} \quad (164)$$

Para a posição do Sol no solstício de Verão, em Lisboa e na fachada Sul, a correcção é elevada uma vez que $g(\vartheta = 75^\circ) < g_\perp$. Para o solstício de Inverno a correcção é muito menor uma vez que $g(\vartheta = 30^\circ) \simeq g_\perp$ (Fig. 67).



Por fim, salienta-se que o factor solar, pode também ser designado por g -value e equivale ao *Solar Heat Gain Coefficient (SHGC)*. Esse difere do *Solar Gain Factor (S-value)* e do *Shading Factor (SF)*.

Factor solar e dispositivos de sombreamento

Como foi explicitado para um vidro, simples ou composto, o factor solar é um indicador da fracção de ganho solar para o espaço, com o

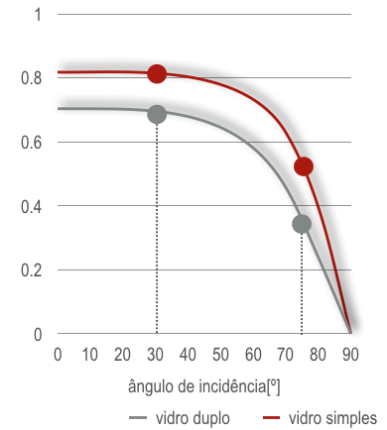


Figura 67: Factor solar de vidro simples e duplo incolor em função do ângulo de incidência.

Figura 68: Factor de correcção da selectividade angular.

contributo da transmissividade solar, definida para o conjunto, e da absorptividade solar de cada elemento.

Quando existem dispositivos de sombreamento, posicionados no interior ou no exterior de um vidro, esses interagem com os fenómenos de reflexão, absorção e transmissão, sendo necessário redefinir o factor solar do conjunto. Importa, pois, reter que o factor solar define-se sempre para o conjunto do vidro com sombreamento, pelo que não é possível atribuir a um dispositivo de sombreamento um factor solar específico.

Um dispositivo de sombreamento opaco tem uma transmissividade solar nula, pelo que a transmissividade do conjunto também será nula. Nessas situações há que ter em consideração que o factor solar, embora que pequeno, não será nulo. No caso do sombreamento se encontrar posicionado no interior, o factor solar considera a radiação solar absorvida pelo vidro interior (caso existam múltiplos panos de vidro) e pelo dispositivo de sombreamento (Fig. 69).

A radiação absorvida será posteriormente libertada para o espaço interior por convecção e radiação de onda-longa. No caso do sombreamento se encontrar posicionado no exterior, apenas uma pequena parcela da radiação absorvida constitui um ganho para o interior devido a fenómenos de transferência combinados de condução, convecção e radiação. A radiação solar absorvida pelo sombreamento terá assim um maior ou menor impacto consoante a absorptividade do próprio dispositivo de sombreamento, o que geralmente é avaliado pela cor: clara, média, escura.

Um dispositivo de sombreamento translúcido tem uma transmissividade solar não nula (Fig. 70), pelo que a transmissividade solar do conjunto será tanto maior quanto a transmissividade solar do sombreamento, o que pode ser avaliado pelo nível de transparência: muito transparente, pouco transparente, opaco.

Efectivamente não se pode tratar o dispositivo de sombreamento como uma camada de vidro adicional, pois entre esse e o vidro não existe uma cavidade de ar estanque como no caso dos vidros compostos (duplo, triplo, etc.). De qualquer forma poderá ser uma forma de obter uma estimativa aproximada do factor solar do conjunto.

Obstruções dos vãos envidraçados

Para além dos dispositivos de sombreamento existem outras obstruções à radiação solar, que se podem classificar por obstruções de *horizonte*, *palas ou extensões verticais*⁵¹ e *palas ou extensões horizontais*⁵². As obstruções de horizonte são todos os obstáculos à radiação solar directa por se encontrarem posicionados no horizonte do vão envidraçado a uma dada hora e dia do ano. Exemplos desses obstáculos

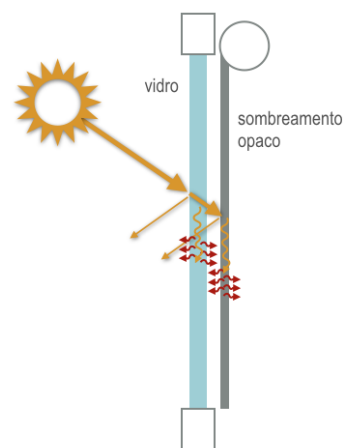


Figura 69: Dispositivo de sombreamento opaco posicionado no interior.

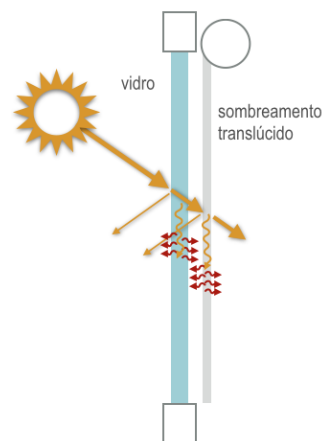


Figura 70: Dispositivo de sombreamento translúcido posicionado no interior.

⁵¹ Em inglês, *fins*.

⁵² Em inglês, *overhangs*.

são árvores, outros edifícios ou construções. Dada a variabilidade da geometria solar um obstáculo pode causar sombreamento na janela em apenas algumas horas de alguns dias do ano. As palas ou extensões, horizontais ou verticais, são também obstáculos à radiação solar directa, mas diferem dos anteriores por se encontrarem posicionados no plano do edifício. Exemplos de palas horizontais podem ser palas de sombreamento, toldos, lajes de varanda no piso superior. Exemplos de palas verticais podem ser palas de sombreamento e extensões do próprio edifício.

Numa abordagem muito simplificada, a cada um desses tipos de obstruções pode atribuir-se um factor correctivo ou redutor da área de vão envidraçado disponível para colectar radiação solar: F_h (horizonte), F_f (*fins*) e F_o (*overhang*). Qualquer uma destas obstruções constitui também um obstáculo à radiação solar difusa, embora que o nível de actuação possa ser significativamente diferente, ou seja, uma obstrução pode causar sombreamento total do vão envidraçado para a radiação solar directa e apenas uma pequena fracção da radiação solar difusa ou vice-versa. É perceptível que a quantificação dos factores correctivos é complexa pois implica o conhecimento da variabilidade da radiação solar directa e difusa ao longo do ano, bem como da geometria solar.

Uma outra obstrução da radiação solar directa e difusa num vão envidraçado é o próprio caixilho, que constitui um elemento opaco à radiação solar. A quantificação desse efeito recorre também a um factor correctivo, a *fracção envidraçada*, F_g , dado pela razão entre a

Fracção envidraçada

área de vidro A_g e área total A_w :

$$F_g = \frac{A_g}{A_w} \quad (165)$$

Contributo solar de uma superfície opaca

Pode demonstrar-se que a Eq. 161, encontrada para um vidro simples com resistência térmica desprezável, pode ser generalizada a elementos opacos cuja resistência térmica não seja desprezável, considerando agora que U integra a resistência térmica equivalente desse elemento em série com as resistências térmicas superficiais, pelo que:

$$q_i'' = R_{se}'' U q_{abs}'' = \alpha R_{se}'' U G \quad (166)$$

O termo $\alpha R_{se}'' U$ é adimensional e encontra-se associado a G como um parâmetro redutor, pelo que representa a fracção de radiação incidente na superfície opaca exterior e que se traduz em ganho solar no interior do edifício. Quando o elemento se encontra termicamente bem isolado, U é pequeno e o ganho solar é diminuto. Existem ga-

nhos solares significativos sempre que a absorvidade solar seja elevada e o elemento seja termicamente pouco isolado.

Sistemas de ganho directo

A teoria subjacente à radiação solar tem um conjunto variado de aplicações na área dos edifícios, como sejam, os colectores solares para aquecimento de água, colectores solares fotovoltaicos, o que se encontra fora do âmbito deste texto.

Existem, no entanto, os sistemas solares passivos, com esta designação pelo facto de ser residual a utilização de outras fontes de energia auxiliar (e.g. electricidade) face aos benefícios térmicos conseguidos. Um dos princípios primordiais está no facto dos vãos orientados a Sul (entre Sudeste e Sudoeste) colectarem radiação solar que se traduz em aquecimento para o espaço. Conjugadamente, a capacidade térmica é necessária para reduzir as flutuações de temperatura, tal como o isolamento térmico da envolvente para reduzir as perdas de calor, sobretudo na ausência de radiação solar.

Considere-se um modelo em condições de regime permanente que possui uma área envidraçada A_w , numa fachada com área A . As perdas de calor por transmissão são, para o vidro, $A_w U_g$ e $(A - A_w)U_f$ para a restante fachada. A condutância de transmissão para a restante envolvente é H_{tr} e a condutância de ventilação H_{ve} . A radiação solar incidente no vidro com um valor médio de G [W/m^2], contribui para o espaço com um ganho de calor $gF_g A_w G$.

O balanço de energia, em condições de regime permanente, para manter o espaço a uma temperatura θ_i , com uma temperatura média do ar exterior θ_e , é dado por:

$$q_{aux} + gF_g A_w G = [A_w U_g + (A - A_w)U_f + H_{tr} + H_{ve}] (\theta_i - \theta_e) \quad (167)$$

com q_{aux} a taxa de calor total (W) a fornecer por um sistema auxiliar.

A Eq. 167 pode também escrever-se:

$$\frac{q_{aux}}{H_t} = (\theta_i - \theta_e) + \frac{A U_g}{H_t} \frac{A_w}{A} \left[\theta_i - \left(\theta_e + \frac{gF_g G}{U_g} \right) - (\theta_i - \theta_e) \frac{U_f}{U_g} \right] \quad (168)$$

com $H_t = A U_f + H_{tr} + H_{ve}$.

Quando se pretende avaliar a percentagem de área envidraçada óptima numa fachada, A_w/A , utilizando valores fixos para as restantes características construtivas (e.g. H_t , U_g , U_f , A , g , F_g) tem-se que:

$$\Theta = (\theta_i - \theta_e) + c_1 \frac{A_w}{A} [\theta_i - \theta_e - c_2 G - (\theta_i - \theta_e) c_3] \quad (169)$$

ou

$$\Theta = (\theta_i - \theta_e) \left[1 + c_1 \frac{A_w}{A} \left(1 - c_3 - \frac{c_2 G}{\theta_i - \theta_e} \right) \right] \quad (170)$$

com $c_1 = AU_g/H_t$, $c_2 = gF_g/U_g$ e $c_3 = U_f/U_g$, termos que dependem das propriedades termofísicas dos vários elementos construtivos.

Para uma razão nula entre a área de vãos envidraçada e área de fachada, o valor de Θ (necessidades de energia normalizadas pelo H_t) é dado simplesmente pela diferença de temperatura entre o ar exterior e interior⁵³.

Para dias sem radiação solar (ou fraca radiação solar), $G \simeq 0$:

$$\Theta = (\theta_i - \theta_e) \left[1 + c_1 \frac{A_w}{A} (1 - c_3) \right] \quad (171)$$

considerando que $c_3 \ll 1$ pois $U_f \ll U_g$ (a fachada é termicamente mais isolada que o vão envidraçado), a função que exprime o valor de Θ :

$$\Theta \simeq (\theta_i - \theta_e) \left(1 + c_1 \frac{A_w}{A} \right) \quad (172)$$

de onde se conclui que, para qualquer valor de $A_w/A > 0$, $\Theta > \theta_i - \theta_e$ e, conseqüentemente, o aumento da área de vãos não se traduz num benefício térmico (Fig. 71).

Quando a radiação solar é significativa, o termo $c_2 G / (\theta_i - \theta_e) \gg 1$ pelo que a função se pode aproximar a:

$$\Theta \simeq (\theta_i - \theta_e) \left(1 - c_1 c_2 \frac{G}{\theta_i - \theta_e} \frac{A_w}{A} \right) \quad (173)$$

de onde se conclui que a utilização de vãos envidraçados é benéfica para a redução das necessidades de energia (Fig. 72).

⁵³ O conceito de graus-dia de aquecimento, que surge da integração temporal da diferença de temperatura (quando positiva), é normalmente utilizado como indicador das necessidades de aquecimento, o que pressupõe a não consideração dos ganhos solares que resultam de A_w/A .



Figura 71: O aumento da área de vãos não se traduz num benefício térmico dada a fraca radiação solar da fachada.



Figura 72: A utilização de vãos envidraçados é benéfica para a redução das necessidades de energia dada a elevada radiação solar na fachada.

PARTE III

BALANÇO DE ENERGIA: MÉTODOS DE CÁLCULO SIMPLIFICADOS

Método quase-estacionário

Balanço de energia em regime permanente

A LEI DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA em condições de regime permanente ($\partial\theta/\partial t = 0$) exige que, para um dado instante dt , o balanço de energia num qualquer volume de controlo delimitado por uma fronteira, seja sempre nulo, ou seja a energia total gerada no interior no volume de controlo no instante dt , q_{int} , equivalerá ao balanço de fluxo de calor que atravessa a fronteira que o delimita, no mesmo instante de tempo.

Quando o fluxo de calor entra no volume de controlo do exterior para o seu interior, considera-se que esse é um *ganho de calor*, q_{in} , caso contrário, quando esse ocorre no sentido do interior para o exterior, designa-se por *perda de calor*, q_{out} . A geração de energia no interior do volume de controlo é também um *ganho de calor*.

$$q_{out} = q_{int} + q_{in} \quad (174)$$

Convenciona-se que a energia auxiliar, q_{aux} , fornecida ao volume de controlo é positiva (modo de aquecimento) e a extraída do volume de controlo é negativa (modo de arrefecimento), pelo que quando, em cada instante, se requer que a temperatura do ar seja invariável, deve garantir-se que:

$$q_{aux} = q_{out} - (q_{int} + q_{in}) \quad (175)$$

Para a avaliação dos edifícios é comum este tipo de análise, sendo que se assumem, as seguintes simplificações espaciais e temporais:

- O volume de controlo é composto pelo conjunto de espaços com condições de insolação e utilização semelhantes, que se designa por *zona térmica*. O conceito de zona térmica, sobretudo no sector residencial, torna-se mais lato por incluir todos os espaços que constituem um alojamento.

- O espaço de tempo dt é alargado a um período mais extenso como seja um dia, uma semana ou mesmo um conjunto de alguns meses, para tal recorre-se à integração da Eq. 175, que resulta em:

$$Q_{aux} = Q_{out} - (Q_{int} + Q_{in}) \quad (176)$$

apenas válida se garantirem as condições de regime permanente durante a totalidade do período.

O recurso a esta análise, embora que de uma forma muito simplificada, permite comparar quantitativamente os principais fluxos e fontes de calor que caracterizam a zona térmica. No entanto, há que salientar que o regime de funcionamento dos edifícios é transitente pelo que o armazenamento de calor no interior do volume de controlo é importante.

Método quase-estacionário

O MÉTODO QUASE-ESTACIONÁRIO é um método 'cinzento' (*gray method*) pois para além de equações de natureza física inclui parâmetros de natureza empírica.

Método da utilizabilidade dos ganhos solares

Esse teve as suas raízes no conceito da *utilização dos ganhos solares* introduzido por Oliveira e Oliveira Fernandes⁵⁴ e Sander e Barakat⁵⁵ que consiste em introduzir uma factor de eficiência na Eq. 177, para alargar a sua aplicabilidade temporal, ou seja, uma relação entre quantidades de energia expressas em J :

$$Q_{aux} = Q_{out} - \eta Q_{sol} \quad (177)$$

com Q_{aux} as necessidades de energia para aquecimento. Este método assume que a geração de calor no interior é nula ($Q_{int} = 0$) e o termo Q_{in} inclui apenas os ganhos solares (Q_{sol}). η designa-se pelo factor de utilização dos ganhos solares ou utilizabilidade dos ganhos solares.

O parâmetro η traduz o facto de apenas uma parte da energia solar colectada contribuir efectivamente para o aquecimento do espaço, uma vez que, em regime transiente, existem variações temporais importantes, quer na temperatura do ar, quer na radiação solar, que podem conduzir a excesso de energia durante o período diurno.

Um parâmetro importante na análise é a capacidade de armazenamento térmico dos materiais que constituem o volume de controlo, uma vez que asseguram o armazenamento de energia excedente no período diurno, em favorecimento do período nocturno.

⁵⁴ Oliveira AC, Oliveira Fernandes E. (1992). A new simplified method for evaluating the thermal behaviour of direct gain passive solar buildings. *Solar Energy*, 48, 227-233.

⁵⁵ Sander DM, Barakat SA (1993). A method for estimating the utilization of solar gains through windows. *ASHRAE Transactions*, 89 (1A), 12-22.

Notar, no entanto, que a forma como foi definido o factor de utilização no método original, restringe-se aos ganhos solares, pelo que não inclui outras fontes de calor internas, por vezes importantes.

Método quase-estacionário geral

O método da utilizabilidade dos ganhos solares foi, posteriormente, modificado por Dijk (2003) de forma a que uma expressão semelhante à Eq. 175 relacione as seguintes variáveis:

- **transferência de calor linear**, Q_{ht} , calor trocado através da fronteira do volume de controlo, cujo fenómeno de transferência seja proporcional à diferença de temperatura entre o ar interior e exterior ($Q_{ht} \propto \theta_i - \theta_e$); nesta categoria incluem-se a transferência de calor por transmissão através da envolvente e a advecção do espaço (ventilação e infiltração);
- **transferência de calor não linear**, Q_{gn} , fontes de calor ou fenómenos de transferência de calor não proporcionais à diferença de temperatura, podendo ser positivo ou negativo; nesta categoria incluem-se os ganhos solares, ganhos internos e a parcela não linear das trocas radiativas com o céu.

O calor latente de desumidificação ou humificação não se encontra incluído em nenhum dos termos anteriores, pelo que esses termos não são considerados no método quase-estacionário. De realçar que este difere do método anterior em alguns aspectos, nomeadamente:

- o balanço de energia não é um balanço entre ganhos e perdas de calor mas entre a transferência de calor linear e não linear;
- o factor de utilização de ganho encontra-se associado a toda a transferência de calor não linear e não apenas aos ganhos solares;
- os ganhos internos são tidos em conta.

Para o cálculo das necessidades de energia de aquecimento ($Q_{nd,H}$) e arrefecimento ($Q_{nd,C}$, em valor absoluto) aplicam-se, respectivamente, as seguintes expressões:

$$Q_{nd,H} = Q_{ht} - \eta_g Q_{gn} \quad (178)$$

$$Q_{nd,C} = Q_{gn} - \eta_p Q_{ht} \quad (179)$$

com η_g e η_p o factor de utilização de *ganhos* e de *perdas*, respectivamente. A designação adoptada na literatura (ganhos e perdas) não é totalmente concordante com a definição dos termos Q_{gn} e Q_{ht} .

Factor de utilização

O factor de utilização é um parâmetro de natureza empírica que depende de a , variável com a capacidade térmica do volume de controlo, bem como da razão entre os termos Q_{gn} e Q_{ht} , identificada por:

$$\gamma = \frac{Q_{gn}}{Q_{ht}} \quad (180)$$

$$\eta_g = \frac{1 - \gamma^a}{1 - \gamma^{a+1}} \quad (181)$$

$$\eta_p = \frac{1 - \gamma^{-a}}{1 - \gamma^{-a-1}} \quad (182)$$

É importante salientar que γ varia mensal ou sazonalmente pois depende significativamente das condições climáticas do período em análise.

O parâmetro a é um parâmetro adimensional⁵⁶ função do método utilizado e da constante de tempo do edifício, τ (em horas), obtida por:

$$\tau = \frac{C_m/3600}{H_{ht}} \quad (183)$$

com C_m (J/K) a capacidade térmica da zona térmica e H_{ht} (W/K) a capacitância total, que inclui a transmissão e a ventilação.

Por vezes, as necessidades de energia para arrefecimento (em valor absoluto) encontram-se expressas por um método numericamente equivalente:

$$Q_{nd,C} = (1 - \eta_g)Q_{gn} \quad (184)$$

que tem por base a equivalência $\eta_p/\gamma = \eta_g$.

Quer na estação de aquecimento, quer na estação de arrefecimento, é desejável que η_g e η_p sejam elevados. O conceito que está na base deste método, é que o factor de utilização na situação ideal toma o valor unitário (capacidade infinita de armazenamento térmico).

Transferência de calor linear

A TRANSFERÊNCIA DE CALOR PROPORCIONAL À DIFERENÇA DE TEMPERATURA, inclui o calor trocado através dos elementos da envolvente por fenómenos de condução, convecção e radiação de onda-longa⁵⁷, sendo que o fluxo de calor (W) pode ser expresso ge-

⁵⁶ Na legislação portuguesa a toma o valor empírico de 1.8 para zonas térmicas de inércia fraca, 2.6 para inércia média e 4.2 de inércia forte.

⁵⁷ Sempre que a temperatura dos elementos da envolvente possa ser aproximada à temperatura do ar exterior.

nericamente por uma condutância H , tal que:

$$q = H(\theta_i - \theta_e) \quad (185)$$

O método quase-estacionário incide num período de tempo alargado, L , pelo que a transferência de calor linear resulta da integração temporal de q , assim:

$$Q = \int_L H(\theta_i - \theta_e) dt \quad (186)$$

Para os objectivos de um método de cálculo simplificado é razoável o pressuposto de H invariável. Adicionalmente, considera-se que θ_i é constante e igual a uma temperatura de referência (θ_{ref}), também designada por temperatura de *set-point*. Destas duas condições, resultam duas formas possíveis, mas não equivalentes, para o cálculo de Q_{ht} :

$$Q_{ht} = H_{ht}(\theta_{ref} - \bar{\theta}_e)L \quad (187)$$

$$Q_{ht} = H_{ht} \cdot GD_{\theta_{ref}} \quad (188)$$

com GD os graus-dia de aquecimento⁵⁸ na temperatura base θ_{ref} e $\bar{\theta}_e$ a temperatura média do ar exterior.

O parâmetro graus-dia de aquecimento aplica-se a uma função temporal da temperatura $\theta(t)$ e define-se, tendo em conta uma qualquer temperatura base, por:

$$GD_{\theta_{base}} = \int [\theta_{base} - \theta(t)]^+ dt \quad (189)$$

De uma forma equivalente, os graus-dia de arrefecimento, calculam-se por:

$$GD_{\theta_{base}} = \int [\theta(t) - \theta_{base}]^+ dt \quad (190)$$

O âmbito de aplicabilidade das Eqs. 187 e 188 está no facto, da primeira ser mais adequada a períodos em que a temperatura do ar exterior oscila em torno de uma temperatura base (e.g. períodos de Verão) e, como tal, o fluxo de calor poder verificar-se em qualquer dos sentidos relativamente à fronteira definida (entrada ou saída de calor). A segunda utiliza o conceito de graus-dia e aplica-se especificamente a períodos para os quais a temperatura do ar exterior seja significativamente inferior à temperatura de base (e.g. período de Inverno) ou superior à temperatura de base. Esta última situação dificilmente ocorre em condições climáticas moderadas.

A condutância total H_{ht} inclui a condutância de transmissão H_{tr} e a condutância de ventilação H_{ve} , que podem ser somadas sempre

⁵⁸ Para que a energia venha expressa em Wh os graus-dia deverão ser transformados em horas (multiplicar por 24).

que, em termos de representação por uma rede térmica, a transferência de calor ocorra entre os mesmos nodos de temperatura (interior e exterior) e essas estejam em paralelo.

Condutância de transmissão

A condutância de transmissão, H_{tr} , resulta das soma das componentes:

- transferência de calor directa, H_d , pelos elementos da envolvente que separam o exterior do interior;
- transferência de calor através dos elementos em contacto com o solo, H_g ;
- transferência de calor através dos elementos em contacto com espaços não aquecidos, H_u ;
- transferência de calor por elementos em contacto com outros edifícios, H_a .

Genericamente pode utilizar-se a seguinte formulação para o cálculo de qualquer uma das condutâncias H_x :

$$H_x = b_{tr,x} \left(\sum_i A_i U_i + \sum_j B_j \Psi_j \right) \quad (191)$$

com A_i a área do elemento i e B_j o comprimento da ponte térmica linear j , U_i o coeficiente de transmissão térmica superficial do elemento i e Ψ_j o coeficiente de transmissão térmica linear da ponte térmica j .

O factor de ajuste $b_{tr,x}$ aplica-se sempre que a transferência de calor linear se efectue com ar a uma temperatura superior ao ar exterior.

Condutância de ventilação

A condutância de ventilação calcula-se a partir de:

$$H_{ve} = \rho_a c_a \sum_k b_{ve,k} \phi_{ve,k} \quad (192)$$

com ρ_a a massa volúmica do ar, c_a a capacidade térmica volumétrica do ar, $\phi_{ve,k}$ o caudal volumétrico de ar⁵⁹ do elemento k .

Para a aplicação do método deve assumir-se H_{ve} invariável, pelo que $\phi_{ve,k}$ toma o valor da média temporal do caudal ao longo do período L .

⁵⁹ Expresso normalmente em m^3/s

Factor de ajuste

Quando um elemento separa uma zona aquecida com temperatura T_i e uma zona não aquecida com temperatura T_k superior à temperatura exterior T_e aplica-se o factor correctivo:

$$b_k = \frac{\theta_i - \theta_k}{\theta_i - \theta_e} \quad (193)$$

Este factor de ajuste pode aplicar-se quer à transmissão quer à ventilação, identificando-se, para cada um dos casos, como b_{tr} e b_{ve} , respectivamente.

Transferência de calor não linear

A TRANSFERÊNCIA DE CALOR NÃO LINEAR resulta de:

- radiação solar absorvida pelos elementos da fronteira ou transmitida para o interior da zona térmica (Q_{sol} , ganhos solares);
- dissipação de calor dos equipamentos ou metabolismo de pessoas e animais no interior da zona térmica (Q_{int} , ganhos internos);
- radiação de onda-longa com o céu pelas superfícies exteriores dos elementos que constituem a fronteira da zona térmica (Q_{ceu} , perdas de calor de onda-longa não lineares com o céu).

Ao contrário da transferência de calor linear, que não pode ser directamente identificada como perda ou ganho de calor, pois depende estritamente da diferença de temperatura entre o interior e o exterior; para a transferência de calor não linear as primeiras duas categorias representam sempre um ganho de calor para a zona térmica, enquanto que a última representa sempre uma perda de calor, pelo que:

$$Q_{gn} = Q_{sol} + Q_{int} - \Delta Q_{ceu} \quad (194)$$

O calor Q depende, para qualquer um dos casos, da integração de q (em W) no período de tempo em análise, por isso, na forma integral:

$$Q = \int q(t) dt \quad (195)$$

O método quase-estacionário, sendo simplificado, baseia-se na caracterização da transferência de calor através de valores médios de q , ou seja \bar{q} a que por simplicidade se identificará por Φ , pelo que:

$$Q = \Phi \cdot L \quad (196)$$

com L o período de tempo.

Uma nota importante sobre as unidades a utilizar. Φ é dado em W . O calor Q é, em unidades SI, expresso em J , pelo que L deverá ser expresso em segundos (s). Alternativamente, o calor Q poderá ser expresso em Wh , com L dado em horas (h).

Ganhos solares

Conhecendo a irradiação solar global por unidade de área numa fachada com orientação j , G_j [W/m^2], o fluxo de calor que resulta da absorção nas n superfícies dessa fachada e da transmissão para o interior (caso hajam superfícies na fachada que sejam translúcidas) é dado por:

$$q_{sol,j} = G_j \sum_n F_{sh,n} A_{sol,n} \quad (197)$$

com $F_{sh,n}$ o factor de sombreamento de elementos exteriores que causam obstrução da superfície n com exposição solar directa e difusa. O factor de sombreamento varia entre 0 e 1, caso a superfície esteja totalmente sombreada, no primeiro caso, ou sem qualquer sombreamento, no segundo.

A área colectora efectiva de uma qualquer superfície opaca com área A é calculada por:

$$A_{sol} = \alpha R''_{se} UA \quad (198)$$

com U o coeficiente de transmissão térmica superficial e α a absorptividade solar da superfície.

Para uma superfície genérica translúcida ($\tau \neq 0$) a área colectora efectiva é proporcional ao factor solar:

$$A_{sol} = g_\theta A_g \quad (199)$$

com A_g a área da superfície translúcida e g_θ o factor solar para o ângulo de incidência, variável no tempo.

Outra forma possível e equivalente de definir a área colectora efectiva de um vão envidraçado (A_w), composto por uma parcela translúcida, $F_g A_w$ (e.g. vidro), e uma parcela opaca, $(1 - F_g) A_w$ (e.g. caixilharia), com factor solar obtido para a direcção normal à superfície, g_\perp , é:

$$A_{sol} = F_w g_\perp \cdot F_g A_w \quad (200)$$

em que F_w representa o factor de selectividade angular dado pela razão g_θ/g_\perp sempre inferior ou igual a 1 pois, quer a absorptividade

Factor de sombreamento

Área colectora efectiva de uma superfície opaca

Área colectora efectiva de uma superfície translúcida

quer a transmissividade, decrescem com o aumento de θ . A equivalência vem também do facto de $A_g = F_g A_w$, ou seja a parcela da área translúcida da área total de vão.

Para efeitos de cálculo para um período alargado, em detrimento de q_{sol} , utiliza-se o valor médio Φ_{sol} , em que:

$$\Phi_{sol,j} = \bar{G}_j \sum_n \bar{F}_{sh,n} \bar{A}_{sol,n} \quad (201)$$

com \bar{G}_j , $\bar{F}_{sh,n}$ e $\bar{A}_{sol,n}$ valores médios. Para uma zona térmica com mais do que uma orientação de fachada o cálculo do fluxo de calor total resulta da soma dos contributos das várias fachadas:

$$\Phi_{sol} = \sum_j \Phi_{sol} = \sum_j \bar{G}_j \left(\sum_n \bar{F}_{sh,n} \bar{A}_{sol,n} \right)_j \quad (202)$$

Para obter Q_{sol} , devem obter-se os factores médios correctivos \bar{F}_{sh} e \bar{F}_w como valores médios representativos do período de tempo L . Normalmente esses são parâmetros tabelados que dependem de diversos factores característicos da localização (e.g. orientação, latitude).

Em alternativa à irradiação solar média, utiliza-se a insolação da fachada j para o período de tempo L , definida por:

$$E_j = \int_L G_j(t) dt \quad (203)$$

com unidades de energia por unidade de área (e.g. J/m^2 , Wh/m^2).

Os ganhos solares totais resultam do contributo das diversas fachadas com

$$Q_{sol} = \sum_j E_j \left(\sum_n \bar{F}_{sh,n} \bar{A}_{sol,n} \right)_j \quad (204)$$

em que o cálculo dos termos médios será avaliado numa secção posterior.

Ganhos internos

Para calcular os ganhos internos Q_{int} aplica-se:

$$Q_{int} = \Phi_{int} \cdot L \quad (205)$$

com Φ_{int} o valor médio de dissipação de calor que inclui a parcela convectiva e a parcela radiativa. O racional que sustém esta opção é que para um período de tempo alargado, todo o calor dissipado se transforma em calor sensível.

Para efeitos de aplicação do método, utilizam-se valores médios característicos da utilização de edifícios de acordo com as várias tipologias, recorrendo a valores tabelados.

Perdas de calor de onda-longa não lineares com o céu

Na análise da transferência de calor por radiação demonstrou-se que, para pequenas variações de temperatura, é possível assumir como linear a lei da quarta potência da temperatura:

$$q_{ceu} \simeq h_r F_{ceu} (\theta_s - \theta_{ceu}) A_s \quad (206)$$

com A_s a área da superfície, F_{ceu} o factor de forma da superfície para o céu ($F_{s \rightarrow ceu}$), θ_s e θ_{ceu} as temperaturas da superfície e equivalente do céu, respectivamente.

No entanto, a parcela a incluir equivalerá apenas a transferência de calor não linear devido às perdas de calor de onda-longa com o céu, ou seja a parcela que não é linear com a diferença de temperatura $\theta_s - \theta_e$, com θ_e a temperatura do ar exterior.

$$\begin{aligned} q_{ceu} &= h_r F_{ceu} A_s [(\theta_s - \theta_e) + (\theta_e - \theta_{ceu})] \\ &= h_r F_{ceu} A_s (\theta_s - \theta_e) + \Delta q_{ceu} \end{aligned} \quad (207)$$

À semelhança dos ganhos de calor e dos ganhos internos, as perdas de calor de onda-longa não lineares com o céu são definidas por um valor médio, $\Delta \Phi_{ceu}$, dado por:

$$\Delta \Phi_{ceu} = h_r F_{ceu} A_s \overline{\Delta \theta_{ceu}} \quad (208)$$

O termo $\overline{\Delta \theta_{ceu}}$ traduz o valor médio da diferença de temperatura entre o ar exterior e o céu. Este termo é maior para períodos de céu limpo.

A transferência de calor não linear pelas perdas de calor por radiação de onda-longa com o céu são assim expressas por:

$$\Delta Q_{ceu} = h_r F_{ceu} A_s \overline{\Delta \theta_{ceu}} L \quad (209)$$

Aplicação do método quase-estacionário

A BASE TEMPORAL de aplicação do método varia, mas normalmente o método quase-estacionário é utilizado para um período longo, que seja muito superior à constante de tempo do edifício. Tipicamente a base de tempo é mensal ou alargada ao conjunto de meses que constituem a estação de aquecimento ou de arrefecimento.

Base mensal

No método quase-estacionário de base mensal, os parâmetros meteorológicos são estabelecidos para essa mesma base temporal, nomea-

damente:

- temperatura média mensal do ar exterior, $\bar{\theta}_e$;
- insolação mensal por orientação, E_j .

A temperatura de referência é definida distintamente para a estação de aquecimento e de arrefecimento. O procedimento numérico consiste em calcular, para cada mês e distintamente para o aquecimento e arrefecimento:

- Transferência de calor linear, Q_{ht} ;
- Transferência de calor não linear, Q_{gn} ;
- Razão entre a transferência de calor linear e não linear, γ ;
- Parâmetro adimensional⁶⁰, a ;
- Factor de utilização, η ;
- Necessidades de energia mensais para aquecimento e arrefecimento, respectivamente $Q_{nd,m,H}$ e $Q_{nd,m,C}$.

⁶⁰ Como função da inércia térmica da zona térmica.

As necessidades de energia anuais para aquecimento e arrefecimento calculam-se pela soma das necessidades nos m meses:

$$Q_{nd,an,H} = \sum_m Q_{nd,m,H} \quad (210)$$

$$Q_{nd,an,C} = \sum_m Q_{nd,m,C} \quad (211)$$

A metodologia para as necessidades de aquecimento e arrefecimento é distinta, no que diz respeito à formulação (Eqs. 178 e 179) e à temperatura de referência. Podem também existir diferenças no cálculo do factor solar dos vãos envidraçados e na condutância de ventilação.

Base anual

A aplicação do método numa base anual tem como requisito o conhecimento prévio da duração da estação de aquecimento e da estação de arrefecimento, que normalmente são definidos para cada região climática. Os parâmetros meteorológicos são agora estabelecidos para toda a estação de aquecimento ou de arrefecimento, nomeadamente:

- temperatura média do ar exterior, $\bar{\theta}_e$
- insolação sazonal por orientação, E_j .

O procedimento numérico consiste em calcular, uma única vez embora que distintamente para o aquecimento e arrefecimento:

- Transferência de calor linear, Q_{ht} ;
- Transferência de calor não linear, Q_{gn} ;
- Razão entre a transferência de calor linear e não linear, γ ;
- Parâmetro adimensional, a ;
- Factor de utilização, η ;
- Necessidades de energia anuais para aquecimento e arrefecimento, respectivamente $Q_{nd,an,H}$ e $Q_{nd,an,C}$.

Quantificação de valores médios

A APLICAÇÃO DO MÉTODO numa base mensal ou sazonal implica a determinação de valores médios durante esses períodos. Na maior parte dos casos recorrem-se a valores tabelados que foram previamente determinados tendo em conta as condições climáticas ou a utilização média de uma habitação.

Factor de sombreamento

O sombreamento médio de uma qualquer superfície deverá ter em conta os elementos de horizonte e as palas horizontais e verticais que causam obstrução da radiação solar directa durante determinados períodos e reduzem a parcela de radiação solar difusa que atinge a superfície. Este parâmetro é de difícil quantificação algébrica pois depende da latitude, disponibilidade de radiação solar local, orientação da fachada e período de tempo da análise, pelo que recorre-se a valores tabelados.

Factor de selectividade angular

A área efectiva colectora de uma superfície translúcida é função de quatro parâmetros ($A_{sol} = F_w g_{\perp} \cdot F_g A_w$) em que apenas o factor de selectividade angular é uma função do tempo.

O factor de selectividade angular resulta, para cada instante, de g_{θ} / g_{\perp} . A aplicação do método requer o cálculo da média deste parâmetro para a respectiva base temporal, tendo em consideração a geometria solar no local e a radiação solar proveniente de dados climáticos.

Para encontrar \bar{F}_w deve pois conhecer-se \bar{g}_θ/g_\perp . Numa primeira aproximação assume-se que:

$$\bar{g}_\theta = g_{\bar{\theta}}\omega_K + g_{\theta_{dif}}(1 - \omega_K) \quad (212)$$

com ω_K a proporção da radiação solar directa e $1 - \omega_K$ a proporção da radiação solar difusa, θ_{dif} o ângulo representativo da radiação isotrópica difusa, aproximado a $\pi/3$ (60°) e $\bar{\theta}$ o valor médio do ângulo de incidência.

A computação deste último deve ser ponderado pela radiação solar directa incidente numa superfície ($K_\perp \cos \theta$) num período de tempo L que, numa forma discreta:

$$\bar{\theta} = \frac{\sum_i K_{\perp,i} \cos \theta_i \cdot \theta_i}{\sum_i K_{\perp,i} \cos \theta_i} \quad (213)$$

com i intervalos de tempo.

O termo médio \bar{F}_w resulta directamente da formulação anterior sendo calculado por orientação com base em parâmetros de base tempo horária (ou menor) na medida que depende estritamente :

$$\bar{F}_w = \frac{\bar{g}_\theta}{g_\perp} \quad (214)$$

Factor solar

Em algumas situações, pode ocorrer que o factor solar da superfície translúcida seja variável no tempo, pela aplicação de dispositivos de sombreamento durante uma fracção de tempo dada por F_{sb} . A área média efectiva colectora deve ser calculada directamente a partir de $\bar{A}_{sol} = \bar{g}_\theta \cdot F_g A_w$. Para esses casos recorre-se a um valor médio do factor solar obtido por:

$$\bar{g}_\theta = F_{sb} \cdot \bar{g}_{sb,\theta} + (1 - F_{sb})\bar{g}_{g,\theta} \quad (215)$$

em que se introduz o factor solar $\bar{g}_{sb,\theta}$ que representa o factor solar médio do conjunto superfície translúcida com dispositivo de sombreamento para um ângulo de incidência θ . Normalmente o factor solar dos dispositivos de sombreamento é menos variável com o ângulo de incidência pelo que se pode aproximar $\bar{g}_{sb,\theta} \simeq g_{sb,\perp}$. Para o caso do factor solar médios dos vidros recorre-se a $\bar{g}_{g,\theta} = \bar{F}_w \cdot g_{g,\perp}$.

Diferença da temperatura do ar exterior e céu

A diferença média entre o ar exterior e o céu é um parâmetro que depende do clima. Segundo a ISO 13790 pode ser aproximado a 11 K para as regiões de latitude média, independentemente da estação do ano.

Método horário simplificado

Modelo 5R1C

O MODELO RC DE TRÊS-NODOS (ou 5R1C) foi desenvolvido pelo *Centre Scientifique et Technique du Batiment* (CSTB) para a simulação horária de uma zona térmica sob condições climáticas exteriores. O modelo assume o princípio da analogia com um circuito eléctrico, constituído por um conjunto de resistências e capacitâncias à transferência de calor. Este método encontra-se descrito no texto normativo EN ISO 13790.

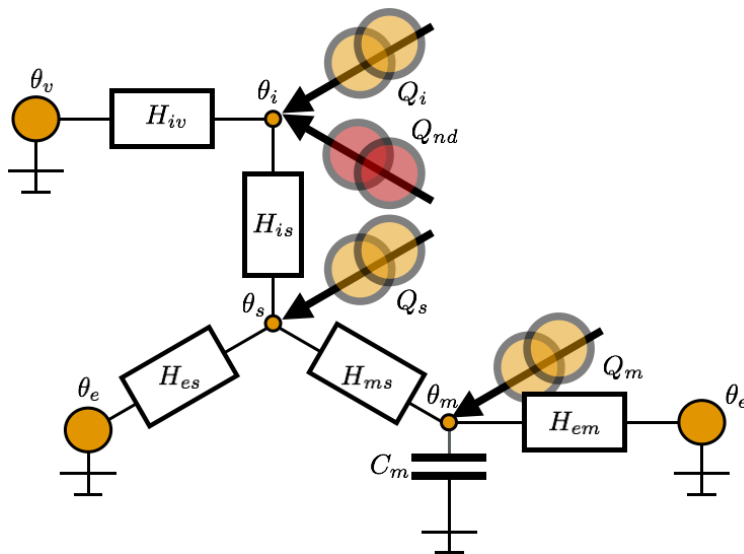


Figura 73: Modelo 5R1C.

O pressuposto fundamental para a utilização do método 5R1C é a consideração de que o edifício pode ser tratado como uma única zona térmica. Essa aproximação é possível desde que os ganhos solares se encontrem uniformemente distribuídos pelo espaço interno e não existam diferenças térmicas significativas no interior. Para as restantes situações será desejável recorrer a mais do que uma zona térmica, representadas por nodos de temperatura distintos.

O modelo 5R1C consiste na representação de uma zona térmica por três nodos: θ_i temperatura média do ar interior da zona; θ_s temperatura estrela, obtida pela média entre a temperatura do ar interior e a temperatura média radiante, pesadas, respectivamente, pelos coeficientes de transmissão de calor por convecção h_c e radiação h_r ; e θ_m temperatura de massa que corresponde à temperatura média superficial dos elementos que contribuem para o armazenamento térmico.

No modelo 5R1C o termo do armazenamento térmico é representado pela capacitância do sistema C_m , calculado pela Eq. 216, a partir da capacidade térmica volumétrica dos elementos i que o constituem (c_i) com áreas de contacto com o volume interior e espessuras iguais a A_i e L_i , respectivamente. A espessura a considerar para efeitos de cálculo da inércia não pode exceder um máximo de 0.10 m (ou outro valor que venha a ser estabelecido a nível nacional) e que corresponde à espessura efectiva para um período de um dia. À massa térmica corresponde uma área equivalente A_m , estimada pela Eq. 217.

$$C_m = \sum_i A_i c_i L_i \quad (216)$$

$$A_m = \frac{\sum_i (A_i c_i L_i)^2}{\sum_i A_i (c_i L_i)^2} \quad (217)$$

Em alternativa podem utilizar-se valores *standard*, função da classe de inércia do edifício dados na Tabela 3.

Classe de inércia	C_m / A_p [J / (K · m ²)]	A_m / A_p
muito leve	80 000	2.5
leve	110 000	2.5
média	165 000	2.5
forte	260 000	3.0
muito forte	370 000	3.5

A conexão entre os nodos é feita por um conjunto de condutâncias à transferência de calor, designadas genericamente por H_{xy} quando ligam os nodos de temperatura θ_x e θ_y .

O modelo aplica-se a duas superfícies com temperaturas distintas, θ_2 e θ_3 , que correspondem aos nodos de temperatura da base do "Delta". Essas superfícies trocam entre si calor por radiação, e ambas trocam calor por convecção com o ar à temperatura θ_1 .

As condutâncias C_2 e C_3 traduzem as trocas de calor por convecção entre o ar e as superfícies e C_1 as trocas radiativas de onda-longa entre ambas as superfícies.

Para uma zona térmica com uma área total de superfícies em contacto com o volume de ar interior correspondente a A_t , em que

Tabela 3: Parâmetros A_m e C_m em função da classe de inércia.

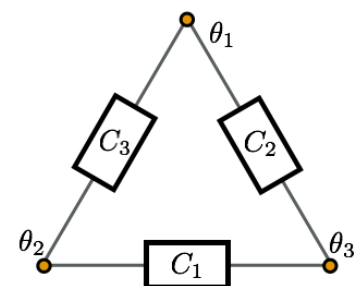


Figura 74: Disposição dos nodos de temperatura em 'Delta'

uma fracção dessa área, v , esteja a uma temperatura θ_2 e a restante fracção, $(1 - v)A_t$, à temperatura θ_3 , têm-se as condutâncias:

$$C_1 = vA_t h_r \quad (218)$$

$$C_2 = (1 - v)A_t h_c \quad (219)$$

$$C_3 = vA_t h_c \quad (220)$$

As condutâncias K_1 , K_2 e K_3 no modelo em estrela relacionam-se com as anteriores por:

$$C_1 K_1 = C_2 K_2 = C_3 K_3 = C_1 C_2 + C_2 C_3 + C_3 C_1 = \frac{K_1 K_2 K_3}{K_1 + K_2 + K_3} \quad (221)$$

de onde se encontram as condutâncias equivalentes:

$$K_1 = \left(1 + \frac{h_c}{\varrho h_r}\right) h_c A_t \quad (222)$$

$$K_2 = (h_c + \varrho h_r) v A_t \quad (223)$$

$$K_3 = (h_c + \varrho h_r)(1 - v) A_t \quad (224)$$

com $\varrho = 1/(1 - v)$.

O modelo em "Estrela" integra o modelo 5R1C em que a condutância, H_{ei} , entre os nodos θ_e e θ_i , traduz as trocas de ar entre o exterior e o interior do edifício e é dada por

$$H_{iv} = H_{ve} = \rho_a c_a \phi_{ve} \quad (225)$$

A condutância que liga os nodos θ_m e θ_e , é calculada pelos coeficientes de transferência de calor convencional dos elementos pesados $H_{tr,h}$ ao qual é subtraído o efeito da condutância já considerada pelo termo $H_{ms} (\equiv K_3)$, assim, ter-se-á:

$$H_{em} = \left(\frac{1}{H_{tr,h}} - \frac{1}{H_{ms}} \right)^{-1} \quad (226)$$

No caso dos elementos leves, esta diferenciação não é feita uma vez que K_2 se encontra incluída na condutância total desses elementos, expressa por $H_{tr,l} \equiv H_{es}$ simplesmente através de $\sum_i A_i U_i$. A condutância $H_{is} (\equiv K_1)$ calcula-se directamente pela Eq. 222 com:

$$h_{is} = \left(1 + \frac{h_c}{\varrho h_r}\right) h_c \quad (227)$$

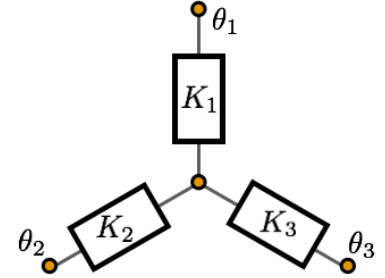


Figura 75: Disposição dos nodos de temperatura em 'Estrela'

aproximado a $3.45 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. O termo $h_c + \rho h_r$ toma o valor aproximado de $9.1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

A parcela convectiva de calor, $q_{int,c}$, traduz a dissipação de calor por unidade de tempo resultante da ocupação, iluminação e equipamento e é introduzida directamente no nodo θ_i . A parcela radiativa desse mesmo calor, $q_{int,r}$, distribui-se pelos nodos θ_s e θ_m consoante os factores P_{rs} e P_{rm} , respectivamente calculados por

$$P_{rs} = 1 - \frac{A_m}{A_t} - \frac{H_{es}}{(h_c + \rho h_r)A_t} \quad (228)$$

$$P_{rm} = \frac{A_m}{A_t} \quad (229)$$

A radiação solar directamente transmitida através dos vãos envidraçados, q_{sol} , distribui-se pelos nodos θ_s e θ_m consoante os factores P_{rsd} e P_{rmd} , respectivamente, calculados por

$$P_{rsd} = 1 - \frac{A_m}{A_t - A_w} - \frac{H_{es}}{(h_c + \rho h_r)(A_t - A_w)} \quad (230)$$

$$P_{rmd} = \frac{A_m}{A_t - A_w} \quad (231)$$

com A_w a área total dos vãos envidraçados. Por vezes, na aplicação das equações anteriores assume-se que $A_t - A_w \simeq A_t$, com $P_{rs} = P_{rsd}$ e $P_{rm} = P_{rmd}$. A área total de elementos interiores, A_t , pode ser estimada por $4.5A_p$.

Conhecendo cada um desses factores, o calor que entra em cada um dos nodos θ_i , θ_s e θ_m será então dado por:

$$Q_i = q_{int,c}L \quad (232)$$

$$Q_s = (P_{rsd}q_{sol} + P_{rs}q_{int,r})L \quad (233)$$

$$Q_m = (P_{rmd}q_{sol} + P_{rm}q_{int,r})L \quad (234)$$

com L o período do passo de tempo da iteração numérica.

Resolução numérica

A RESOLUÇÃO NUMÉRICA do modelo 5R1C baseia-se no esquema de Crank-Nicholson para um intervalo de tempo de uma hora ($L = 1 \text{ h}$). As temperaturas resultam da média no intervalo de tempo estabelecido, à excepção de $\theta_{m,t}$ e $\theta_{m,t-1}$ que são sempre valores instantâneos em t e $t - 1$, respectivamente.

$$\theta_{m,t} = \frac{\theta_{m,t-1}[C_m/L - 0.5(H_3 + H_{em})] + Q_{mtot}}{C_m/L + 0.5(H_3 + H_{em})} \quad (235)$$

com L o intervalo de tempo expresso em segundos e

$$Q_{mtot} = Q_m + H_{em}\theta_e + H_3 \frac{Q_s + H_{es}\theta_e + H_1[(Q_i + Q_{nd})/H_{ve} + \theta_v]}{H_2} \quad (236)$$

$$H_1 = \left(\frac{1}{H_{ve}} + \frac{1}{H_{is}} \right)^{-1} \quad (237)$$

$$H_2 = H_1 + H_{es} \quad (238)$$

$$H_3 = \left(\frac{1}{H_2} + \frac{1}{H_{ms}} \right)^{-1} \quad (239)$$

Para cada iteração de tempo, calculam-se as variáveis anteriores, que possibilitam ao cálculo dos nodos de temperatura

$$\bar{\theta}_m = \frac{\theta_{m,t} + \theta_{m,t-1}}{2} \quad (240)$$

$$\theta_s = \frac{H_{ms}\bar{\theta}_m + Q_s + H_{es}\theta_e + H_1[(Q_i + Q_{nd})/H_{ve} + \theta_v]}{H_{ms} + H_{es} + H_1} \quad (241)$$

$$\theta_i = \frac{H_{is}\theta_s + H_{ve}T_{ve} + Q_i + Q_{nd}}{H_{is} + H_{ve}} \quad (242)$$

Na resolução das equações para uma zona térmica sem sistemas de climatização (*free-float*) assume-se $Q_{nd} = 0$. No entanto, quando se pretende conhecer as necessidades nominais de energia para aquecimento e/ou arrefecimento, é necessário conhecer, para cada hora, o calor fornecido/extraído da zona térmica para atingir uma dada temperatura de referência.

Dessa forma aplica-se o seguinte procedimento numérico, em cada iteração temporal:

- Resolvem-se o conjunto das Eqs. 235 a 242 com $Q_{nd} = 0$ (*free-float*) e avalia-se se é necessário aquecimento ou arrefecimento, por comparação de θ_{i0} (resultado θ_i em *free-float*) com a temperatura de referência definida para o aquecimento e arrefecimento (θ_{ref}).
- Resolvem-se de novo as equações anteriores, assumindo, no entanto, uma potência do sistema de 10 W/m^2 , ou seja $Q_{nd} = 10A_pL$ (Q_{nd10}); nestas condições, o resultado θ_i identifica-se por θ_{i10} . O calor necessário para atingir a temperatura de referência pré-estabelecida é dado por

$$Q_{nd} = \frac{\theta_{ref} - \theta_{i0}}{\theta_{i10} - \theta_{i0}} Q_{nd10} \quad (243)$$

- No caso do resultado da Eq. 243 exceder, em valor absoluto, o máximo da potência de aquecimento/arrefecimento pré-estabelecido é requerido o procedimento adicional de resolução do conjunto de equações com $Q_{nd} = q_{max}L$.

Notar que, para iterações temporais horárias, o resultado Q_{nd} (energia), expresso em Wh equivale a Wh/h .

Remete-se para o capítulo anterior, o cálculo das variáveis aqui não explicitadas, como sejam q_{int} , q_{sol} e condutâncias de transmissão, H_{tr} , distintas em elementos leves (vãos envidraçados, portas, fachadas leves, etc.) ($H_{tr,l} = H_{es}$) e elementos pesados ($H_{tr,h}$).

Desempenho térmico de edifícios

Introdução

A TRANSPOSIÇÃO da EPBD-Recast⁶¹ surge como uma oportunidade de melhorar a sistematização e o âmbito de aplicação do sistema de certificação energética. Em 2013, foi assim publicado um único diploma legal – o Decreto-Lei n.º 118/2013 – que substitui os Decretos-Lei n.ºs 78, 79 e 80 de 2006 conhecidos por Regulamento das Características do Comportamento Térmico de Edifícios (RCCTE) e Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE).

O Decreto-Lei n.º 118/2013 (DL 118/2013) estrutura-se em três grandes partes: (i) **Sistema de Certificação Energética (SCE)**, (ii) **Regulamento de Desempenho Energético de Edifícios de Habitação (REH)** e (iii) **Regulamento de Desempenho Energético de Edifícios de Comércio e Serviços (RECS)**. Estas três partes correspondem aos Capítulos II, III e IV, respectivamente. O Capítulo I trata das disposições gerais, nomeadamente enquadra os edifícios que são objecto do regulamento e enumera um conjunto de definições. O Capítulo V inclui as disposições finais e transitórias. Em 2015 e 2016, alguns pontos do DL 118/2013 foram rectificadas pelos Decretos-Lei n.ºs 194/2015, 251/2015 e 28/2016.

O objecto de certificação energética é sempre uma **fracção**, ou seja, *a unidade mínima de um edifício, com saída própria para uma parte de uso comum ou para a via pública, independentemente da constituição de propriedade horizontal* (Artigo 2.º).

Contrariamente aos Decretos-Lei de 2006, este diploma legal distingue claramente o âmbito de aplicação dos regulamentos a edifícios de habitação e de comércio e serviços. Para os edifícios de habitação, o regulamento incide sobre o comportamento térmico e a eficiência energética dos sistemas, enquanto que para edifícios de comércio ou serviços, o regulamento incide ainda na instalação, condução e manutenção dos sistemas técnicos.

Os Regulamentos têm regras específicas para: (i) edifícios novos,

⁶¹ Energy Performance Building Directive (Recast), Directive 2010/31/EU.

(ii) existentes e (iii) existentes sujeitos a grande intervenção⁶². Para o *projecto* de edifícios novos ou edifícios existentes sujeitos a grande intervenção é emitido um **pré-certificado**. Após a construção ou realização da grande intervenção (na envolvente e/ou nos sistemas) é sempre emitido um **certificado**, que pode, ou não, ser idêntico ao pré-certificado. Para edifícios existentes que não sofrem qualquer intervenção, mas sejam sujeitos a avaliação energética e manutenção, são emitidos certificados (Artigos 23.º e 33.º).

Regulamento de Desempenho Energético de Edifícios de Habitação

O REH aplica-se apenas a edifícios destinados à habitação: à totalidade do edifício numa habitação unifamiliar, às fracções constituídas ou a constituir em habitações multifamiliares e às fracções destinadas à habitação em edifícios mistos (Artigo 23.º). O REH estabelece requisitos apenas para os edifícios de habitação novos ou sujeitos a grande intervenção, pelo que os edifícios existentes não estão sujeitos a requisitos de comportamento térmico e eficiência energética (Artigo 30.º).

Segundo a definição do DL 118/2013, para fracções no âmbito do REH, a **área interior útil de pavimento** é o somatório das áreas, medidas em planta pelo perímetro interior, de todos os espaços interiores úteis pertencentes ao edifício ou fracção. Esta definição implica o conhecimento do **espaço interior útil** que é um *espaço com condições de referência [...] compreendendo compartimentos que, para efeitos de cálculo das necessidades energéticas, se pressupõem aquecidos ou arrefecidos de forma a manter uma temperatura interior de referência de conforto térmico, incluindo espaços que, não sendo usualmente climatizados, tais como arrumos interiores, despensas, vestíbulos ou instalações sanitárias, devam ser considerados espaços com condições de referência* (Artigo 2.º).

O REH define qual a metodologia para a caracterização do desempenho energético que se deve adoptar a qualquer edifício de habitação, novo ou existente, no âmbito da **certificação energética**. Essa pretende incentivar a melhoria do comportamento térmico, a eficiência energética dos sistemas e a minimização do risco de ocorrência de condensações superficiais nos elementos da envolvente (Artigo 22.º). Dessa forma pretende-se promover (i) a melhoria do seu comportamento térmico, (ii) a prevenção de patologias, (iii) o conforto ambiente e (iv) a redução das necessidades energéticas (Artigo 24.º). O regulamento incide especificamente nas características da envolvente opaca e envidraçada, na ventilação, na qualidade e eficiência dos sistemas de energia, nas necessidades nominais anuais de energia para aquecimento e arrefecimento e nas necessidades nominais de energia primária tendo em conta o contributo das fontes de energia

⁶² Intervenção em edifício em que se verifique que: (i) o custo da obra relacionada com a envolvente e ou com os sistemas técnicos seja superior a 25% do valor da totalidade do edifício, compreendido, quando haja fracções, como o conjunto destas, com exclusão do valor do terreno em que este está implantado; e ou (ii) tratando-se de ampliação, o custo da parte ampliada exceda em 25% o valor do edifício existente (da área interior útil de pavimento, no caso de edifícios de comércio e serviços) respeitante à totalidade do edifício, devendo ser considerado, para determinação do valor do edifício, o custo de construção da habitação por metro quadrado, fixado anualmente para as diferentes zonas do país, por portaria dos membros do Governo responsáveis pelas áreas da energia e do ordenamento do território (Artigo 2.º).

renovável (Artigos 24.º e 25.º).

As necessidades nominais de energia são quantificadas para um regime de utilização *padrão* (nominal) pelo que na base existe o pressuposto que as fracções são utilizadas de uma forma idêntica. Esta padronização permite comparar o desempenho energético de diferentes fracções, excluindo a influência do comportamento dos potenciais ocupantes. As necessidades anuais de energia têm em conta a sazonalidade das necessidades de aquecimento ou arrefecimento. A estação de aquecimento inclui um conjunto de meses variável com a região climática, que pode ir do início de Outubro ao final de Maio. A estação de arrefecimento inicia-se, para qualquer local em Portugal, em Junho e termina no final de Setembro.

O regulamento estabelece que a energia útil para aquecimento e arrefecimento bem como a energia primária seja comparada com os mesmos valores calculados para uma fracção semelhante à fracção em estudo, em que alguns parâmetros são definidos como *referência*. Em alguns casos, nomeadamente edifícios novos, esses valores de referência constituem limites máximos que não podem ser ultrapassados (Artigo 26.º).

Para edifícios sujeitos a grande intervenção, os limites podem ser excedidos, garantindo, no entanto, que a razão entre o valor calculado para a fracção e o limite calculado como referência, não ultrapasse um valor constante definido em função da idade original do edifício (Artigo 29.º). Para edifícios construídos entre 1960 e 1990, essa razão para as necessidades de energia útil é 1.25, enquanto que para edifícios posteriores a 1990 essa razão é 1.15. Não existe qualquer limite para as necessidades de energia útil de edifícios anteriores a 1960. As necessidades de energia primária de qualquer edifício sujeito a grande intervenção não poderão exceder 1.5 vezes o valor limite calculado como referência (Portaria n.º 349-B/2013).

A inviabilidade económica bem como incompatibilidades de ordem técnica, funcional ou de valor arquitectónico, podem justificar o incumprimento dos requisitos das necessidades de energia útil. Os edifícios de habitação unifamiliar com área útil inferior a 50 m² encontram-se dispensados da verificação dos requisitos de comportamento térmico e energia primária (Artigo 26.º).

Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços

O RECS aplica-se a todas as fracções constituídas ou a constituir de comércio ou serviços. Para edifícios com sistema de climatização centralizado, o Regulamento aplica-se ao edifício e dispensa-se a certificação das suas fracções. Caso todas as fracções de um edifício

estejam certificadas considera-se o edifício se encontra também esse certificado (Artigos 6.º e 33.º).

O RECS estabelece as regras a observar no projecto, construção, alteração, operação e manutenção de edifícios de comércio e serviços e seus sistemas técnicos. Visa, assim, promover a melhoria da eficiência energética e qualidade do ar interior (Artigo 32.º).

Segundo a definição do DL 118/2013, para fracções no âmbito do RECS, a **área interior útil de pavimento** é o somatório da área de pavimento de todas as zonas térmicas do edifício ou fracção, desde que tenham consumo de energia elétrica ou térmica, registado no contador, independentemente da sua função e da existência de sistema de climatização, sendo a área medida pelo interior dos elementos que delimitam as zonas térmicas do exterior e entre si. Esta definição implica o conhecimento da **zona térmica** que é um espaço ou conjunto de espaços passíveis de serem considerados em conjunto devido às suas similaridades em termos de perfil de utilização, iluminação e equipamentos, ventilação mecânica e sistema de climatização e, quanto aos espaços climatizados, igualmente devido às similaridades em termos de condições de exposição solar, sendo que os pequenos edifícios de comércio e serviços com uma área útil até 250 m² podem ser considerados como tendo apenas uma zona térmica (Artigo 2.º).

O Regulamento visa promover a melhoria do comportamento térmico, a prevenção de patologias e o conforto ambiente, incidindo nas características da envolvente opaca e envidraçada (Artigo 34.º). Para além disso pretende também promover a eficiência energética e a utilização racional de energia, incidindo, para além da climatização e preparação de águas quentes sanitárias, também na iluminação, sistemas de gestão de energia, elevadores e escadas rolantes. Para tal define (i) requisitos de concepção e instalação, (ii) índices de desempenho energético e (iii) necessidade de avaliação energética periódica com eventual aplicação de Plano de Racionalização de Energia (PRE)⁶³ (Artigo 35.º).

O indicador de eficiência energética previsto durante o projecto de edifícios novos não poderá exceder o mesmo indicador calculado em condições de referência. Este indicador deverá ser recalculado após a construção do edifício tendo em conta as alterações que venham a existir na obra, devendo essa garantir o cumprimento estabelecido para os edifícios novos (Artigo 39.º). Para edifícios existentes sujeitos a grande intervenção o indicador de eficiência energética previsto não pode exceder o de referência majorado por um coeficiente (Artigo 43.º), que corresponde a 1.5 (Portaria n.º 349-D/2013).

Os edifícios novos são reavaliados até ao final do terceiro ano de funcionamento e, posteriormente, durante a totalidade do seu tempo de vida, periodicamente de seis em seis anos, no caso de **grandes edifícios**⁶⁴, e dez em dez anos, no caso de pequenos edifícios pú-

⁶³ Conjunto de medidas exequíveis e economicamente viáveis de racionalização do consumo ou dos custos com a energia, tendo em conta uma avaliação energética prévia (Artigo 2.º).

⁶⁴ Grande edifício de comércio e serviços (GES), o edifício de comércio e serviços cuja área interior útil de pavimento, descontando os espaços complementares, igual e ou ultrapasse 1000 m², ou 500 m² no caso de centros comerciais, hipermercados, supermercados e piscinas cobertas (Artigo 2.º)

blicos com área superior a 500 m^2 . Excluem-se os grandes edifícios que não estejam em funcionamento com sistemas desactivados à data da avaliação (Artigo 39.º). Estas avaliações periódicas estendem-se a todos os edifícios existentes, com a mesma periodicidade e exclusões dos edifícios novos.

Métodos de cálculo do desempenho energético de edifícios

Os MÉTODOS DE CÁLCULO previstos nos Regulamentos são de três tipos: (i) método quase-estacionário, (ii) método RC e (iii) simulação dinâmica⁶⁵.

O **método quase-estacionário** adequa-se a calcular as necessidades de energia útil para aquecimento e arrefecimento numa base de tempo sazonal, o que pressupõe condições de regime permanente durante a totalidade do período (estação de aquecimento ou estação de arrefecimento). O factor de utilização é um parâmetro de natureza empírica, função da inércia térmica do edifício, que permite contabilizar períodos em que não se verificaram condições de regime permanente devido a ganhos não úteis, na estação de aquecimento. Na estação de arrefecimento, o conceito é equivalente mas traduzir-se-iam como transferência de calor linear não útil. Este método é aplicado a fracções no âmbito do REH.

O **cálculo dinâmico simplificado** (ou método RC) é um método que se aplica a uma única zona térmica, simplificando os processos de transferência de calor a cinco condutâncias térmicas e uma capacitância (5R1C). A base de tempo de cálculo é horária o que permite contabilizar padrões horários de utilização da zona térmica. Este método é aplicado a fracções no âmbito do RECS, que possam ser simplificadas a uma zona térmica, nomeadamente os pequenos edifícios de comércio e serviços com uma área útil inferior ou igual a 250 m^2 .

A **simulação dinâmica** pode ser realizada por um conjunto de programas de simulação, vocacionados para o cálculo energético com base na resolução detalhada do balanço de calor e massa que resulta dos elementos e zonas térmicas que formam o edifício. Exemplos de programas de simulação são Energy Plus, TRNSYS, Esp-r, HAP, etc.

Indicadores de desempenho

No âmbito do REH, os indicadores de desempenho são:

- **necessidades anuais de energia útil para aquecimento e arrefecimento**, N_{ic} e N_{vc} , respectivamente, expressas em unidades de

⁶⁵ Previsão de consumos de energia correspondentes ao funcionamento de um edifício e respetivos sistemas energéticos que tome em conta a evolução de todos os parâmetros relevantes com a precisão adequada, numa base de tempo pelo menos horária, para diferentes zonas térmicas e condições climáticas de um ano de referência (Artigo 2.º).

energia térmica por unidade de área interior útil de pavimento (kWh/m^2);

- **necessidades anuais de energia primária**, N_{tc} , para aquecimento, arrefecimento, ventilação e águas quentes sanitárias (AQS), expressas em unidades de energia primária por unidade de área interior útil de pavimento (kWh/m^2).

No âmbito do RECS, o indicador de desempenho é:

- **indicador de eficiência energética**, IEE , que corresponde à totalidade de energia primária de num edifício num período de um ano e expressa-se em unidades de energia primária por unidade de área interior útil de pavimento (kWh/m^2).

Método quase-estacionário

O método quase-estacionário segue o estabelecido na EN ISO 13790, em que as necessidades de **energia útil para aquecimento** (Despacho n.º 15793-I/2013) se calculam, numa base de tempo sazonal, definindo:

- **Transferência de calor linear** calculada com graus-dia numa temperatura de referência de $18^{\circ}C$ em função da região NUTS III de Portugal Continental, corrigida pela altitude local. A renovação do ar, definida em rph , nunca toma um valor inferior a 0.4.
- **Transferência de calor não linear** calculada com o número de meses da estação de aquecimento em função da região NUTS III de Portugal Continental, ganhos térmicos internos médios por unidade de superfície iguais a $4 W/m^2$ e ganhos solares calculados para uma área efectiva de captação solar equivalente a Sul⁶⁶. A energia solar média mensal incidente numa superfície vertical orientada a Sul encontra-se definida por NUTS III de Portugal Continental. Desprezam-se os ganhos solares através da envolvente opaca e as perdas radiativas com o céu.
- **Factor de utilização de ganhos**, com a definido conforme a inércia térmica do edifício.

Por sua vez, as necessidades de **energia útil para arrefecimento** (Despacho n.º 15793-I/2013), também numa base de tempo sazonal, calculam-se com:

- **Transferência de calor linear** calculada com temperatura de referência $25^{\circ}C$ e temperatura média do ar exterior função da região NUTS III de Portugal Continental, corrigida pela altitude local. A renovação do ar, definida em rph , nunca toma um valor inferior a 0.6.

⁶⁶ Para tal recorre-se a um parâmetro que converte a área efectiva de captação solar de uma qualquer orientação na orientação Sul (X_j)

- **Transferência de calor não linear** calculada para um número fixo de horas na estação de arrefecimento⁶⁷, ganhos térmicos internos médios por unidade de superfície iguais a 4 W/m^2 e ganhos solares calculados para uma área efectiva de captação solar definida por orientação. A energia solar média sazonal incidente numa superfície com uma dada orientação encontra-se definida por NUTS III de Portugal Continental. Desprezam-se as perdas radiativas com o céu.
- **Factor de utilização de ganhos**, com a definido conforme a inércia térmica do edifício.

⁶⁷ 2928 horas.

As necessidades de **energia primária** (Despacho n.º 15793-I/2013) para além das necessidades de energia útil para aquecimento e arrefecimento, consideram ainda:

- Necessidades anuais de energia útil para preparação de **AQS**, para um aumento de temperatura de 35°C de 40 litros de água por dia⁶⁸ e por ocupante convencional⁶⁹, para uma base de utilização de 365 dias por ano
- Energia eléctrica necessária ao funcionamento dos **ventiladores**, contabilizada apenas para ventilação permanente, excluindo-se os ventiladores de utilização pontual (e.g. exaustores de cozinha, ventiladores de instalações sanitárias accionados por interruptor).
- Energia produzida a partir de **fontes de energia renováveis** e consumida no edifício.
- As necessidades anuais de energia útil para arrefecimento podem não ser contabilizadas para o cálculo das necessidades anuais de energia primária, desde que o **risco de ocorrência de sobreaquecimento** seja minimizado. A verificação desta condição implica um factor de utilização de ganhos na estação de arrefecimento superior a um valor de referência.

⁶⁸ Este valor pode ser reduzido para 36 litros para sistemas de duche com rótulo A ou superior.

⁶⁹ Dois ocupantes para tipologias T_0 e T_1 , $n + 1$ para tipologias T_n .

Quando existe mais do que um sistema para um dado uso final (e.g. aquecimento, arrefecimento e AQS) considera-se que cada sistema supre uma parcela das necessidades de energia útil, sendo que a soma das parcelas deve ser sempre igual a 1. Deve definir-se a eficiência do sistema⁷⁰ e o factor de conversão de energia primária⁷¹. Caso não haja isolamento térmico na tubagem de distribuição de AQS que assegure uma resistência térmica mínima de $0.25 \text{ m}^2\text{K/W}$, a eficiência a considerar deve ser 90% da eficiência do equipamento, de modo a contabilizar as perdas térmicas na distribuição.

⁷⁰ Eficiência de conversão de energia útil para energia final.

⁷¹ Factor de conversão de energia final para energia primária que toma o valor de 2.5 para a electricidade (renovável ou não renovável) e 1 para os combustíveis (renováveis ou não renováveis) e a energia térmica de origem renovável (Despacho n.º 15793-D/2013).

Notar que para a energia útil para aquecimento e arrefecimento, se todos os principais compartimentos forem servidos por um único sistema de climatização considera-se que esse serve toda a fracção.

No caso de existir mais do que um sistema, considera-se que cada um serve uma parcela proporcional à *área* dos compartimentos que cada um serve.

Caso não existam sistemas de aquecimento, arrefecimento ou AQS existem soluções que devem ser assumidas por defeito. Para o aquecimento ambiente trata-se de um sistema eléctrico com eficiência de 100% e para o arrefecimento ambiente de uma bomba de calor com EER 3.0. No caso de AQS, essa solução dependerá se existe ou não rede de distribuição de gás. Caso exista a solução a considerar é um equipamento de queima com eficiência de 89%, caso contrário é um equipamento eléctrico com eficiência de 95%.

Indicadores de referência

No âmbito do REH, os indicadores de referência são:

- **necessidades anuais de energia útil para aquecimento e arrefecimento de referência**, N_i e N_v , respectivamente, expressas em unidades de energia térmica por unidade de área interior útil de pavimento (kWh/m^2);
- **necessidades anuais de energia primária de referência**, N_t , para aquecimento, arrefecimento, ventilação e aquecimento de águas sanitárias, expressas em unidades de energia primária por unidade de área interior útil de pavimento (kWh/m^2).

As necessidades de **energia útil para aquecimento de referência** (Portaria n.º 349-B/2013), com um mínimo de $5 kWh/m^2$ (Portaria n.º 319/216), calculam-se através do método quase-estacionário aplicado a uma fracção idêntica em que se alteram os seguintes parâmetros:

- Coeficientes de transmissão térmica superficial de referência para toda a envolvente opaca e envidraçada (Tabela 4);
- No caso dos vãos envidraçados representarem uma fracção superior a 20% da área interior útil de pavimento, o coeficiente de transmissão térmica superficial de referência a usar na área excedente a 20%, deve ser o correspondente a um elemento opaco vertical.
- Coeficientes de transmissão térmica linear de referência para todas as ligações de elementos da envolvente (Tabela 5);
- Renovação de ar de 0.6 *rph* ou inferior, caso a fracção tenha uma renovação de ar inferior a 0.6 *rph*;
- O factor de utilização de ganho de referência é igual a 0.6;

Contacto com exterior ou espaços não úteis com $b_{tr} > 0.7$			
	I_1	I_2	I_3
Elementos opacos verticais	0.50	0.40	0.35
Elementos opacos horizontais	0.40	0.35	0.30
Contacto com espaços não úteis com $b_{tr} \leq 0.7$			
	I_1	I_2	I_3
Elementos opacos verticais	0.80	0.70	0.60
Elementos opacos horizontais	0.60	0.60	0.50
Outros			
	I_1	I_2	I_3
Vãos envidraçados (janelas e portas)	2.80	2.40	2.20
Elementos em contacto com o solo	0.50	0.50	0.50

Tabela 4: Coeficientes de transmissão térmica superficiais de referência de elementos opacos e de vãos envidraçados, $U_{ref}[W/(m^2K)]$.

Tipo de ligação	$\Psi_{ref}[W/(mK)]$
Fachada com...	
pavimentos térreos	0.50
pavimento sobre exterior ou local não aquecido	0.50
cobertura	0.50
pavimento de nível intermédio	0.50
varanda	0.50
caixilharia	0.20
Duas paredes verticais em ângulo saliente	0.40
Zona de caixa de estore	0.20

Tabela 5: Coeficientes de transmissão térmica linear de referência, $\Psi_{ref}[W/(mK)]$.

- Os ganhos solares são os equivalentes a vãos envidraçados orientados a Norte, com uma área de 15% da área interior útil de pavimento e com uma área efectiva reduzida a 0.146 por unidade de área⁷² (Portaria n.º 319/2016).

As necessidades de **energia útil para arrefecimento de referência** (Portaria n.º 349-B/2013) calculam-se através do método quase-estacionário aplicado a uma fracção idêntica em que se alteram os seguintes parâmetros:

- O factor de utilização de ganho de referência é definido por uma função logarítmica⁷³ da diferença entre a temperatura de referência e a temperatura média do ar exterior ($\Delta\theta$), caso essa diferença seja negativa toma o valor 0.3 e, caso seja positiva inferior a 1, toma o valor de 0.45;
- Os ganhos solares são os equivalentes a vãos envidraçados orientados a Oeste, com uma área de 20% da área interior útil de pavimento e com uma área efectiva reduzida a 0.43 por unidade de área⁷⁴ (Portaria n.º 319/2016).

⁷² Esta redução contabiliza a correcção da fracção envidraçada, obstruções, factor de selectividade angular e factor solar.

⁷³ $0.52 + 0.22 \ln \Delta\theta$

⁷⁴ Esta redução contabiliza a correcção da fracção envidraçada, obstruções, factor de selectividade angular e factor solar.

As necessidades de **energia primária de referência** (Portaria n.º 349-B/2013) têm em conta a contribuição das necessidades de energia útil para aquecimento e arrefecimento de referência, bem como a eficiência de conversão de referência (Tabelas 6 e 7) em função do sistema de produção de energia (e.g. equipamento de queima, bomba de calor, resistência eléctrica, etc.).

Sistema de produção	Aquecimento	Arrefecimento
Permuta ar-ar (Classe B):		
-Unidades split, multisplit e VRF	3.40	3.00
-Unidades compactas/rooftop	3.20	2.80
-Bomba de calor de compressão	3.00	2.90
Permuta ar-água (Classe B):		
-Unidades split, multisplit e VRF	3.70	3.30
-Unidades compactas/rooftop	4.40	4.10
-Bomba de calor de compressão	4.15	4.65
Equipamentos de queima (Classe A)	0.89	
Resistência eléctrica	1.00	
Sistema por defeito	1.00	3.00

Tabela 6: Eficiência de conversão de referência para produção de energia para aquecimento e arrefecimento.

Sistema de produção	AQS
Equipamentos de queima (Classe A)	0.89
Bomba de calor	2.80
Outros sistemas eléctricos	0.95
Sistema por defeito (com rede gás)	0.89
Sistema por defeito (sem rede gás)	0.95

Tabela 7: Eficiência de conversão de referência para produção de energia para AQS.

Na metodologia de cálculo, as necessidades de energia útil para arrefecimento são sempre tidas em conta e não se contabiliza:

- a energia necessária para o funcionamento de ventiladores;
- a redução devida a sistemas de duche com elevada eficiência;
- a contribuição de sistemas que utilizem fontes de energia renovável.

Assume-se assim que o sistema de referência utiliza sempre fontes de energia não renovável, pelo que quando existe um sistema solar térmico, adopta-se como eficiência de referência a eficiência do sistema de apoio ou, caso não exista, o sistema por defeito (Portaria n.º 379-A/2015).

Regras de simplificação para edifícios existentes

Nas metodologias de cálculo aplicadas aos edifícios existentes podem ser adoptadas regras de simplificação conforme o Despacho 15793-E/2013 (Artigo 30.º).

Requisitos de qualidade

O critério teórico na base da definição de requisitos de qualidade térmica são os níveis óptimos de rentabilidade. Esses são encontrados com base nos custos mínimos, calculados numa óptica de ciclo de vida do edifício, tendo em conta o investimento inicial e os custos de operação. Esses devem ser revistos num prazo não superior a cinco anos (Artigo 22.º). Este critério estende-se também à definição dos requisitos mínimos de eficiência energética.

Qualidade térmica da envolvente

A qualidade térmica da envolvente é avaliada através dos coeficientes de transmissão térmica superficial (U) e do factor solar (g). O Regulamento apresenta assim valores máximos para U , quer para a envolvente opaca quer para a envolvente envidraçada (Tabelas 9 e 10), e valores máximos para g dos vãos envidraçados verticais e horizontais (Tabela 8). Esses limites são definidos de acordo como o tipo de edifício – habitação e comércio/serviços – e região climática (Artigos 26.º, 38.º e 42.º).

No caso dos factores máximos admissíveis, esses limites aplicam-se ao factor solar com os dispositivos de protecção solar totalmente activados, incluindo a correcção que resulta dos factores de obstrução de palas horizontais e verticais ($g_{sh} \cdot F_o \cdot F_f$).

- Para edifícios no âmbito do RECS, quando a área de vãos supera 30% da área de fachada numa dada orientação, o valor limite é reduzido aplicando um factor correctivo dado por $0.30/WWR$, com WWR a razão entre a área de vãos e a área total de fachada nessa mesma orientação (*window-to-wall ratio*).
- Para edifícios no âmbito do REH, essa análise é feita por compartimento. Quando a área de vãos supera 15% da área de pavimento, o valor limite é reduzido aplicando um factor correctivo dado por $0.15/WFR$, com WFR a razão entre a área de vãos e a área de pavimento (*window-to-floor ratio*).

Para edifícios sujeitos a grande intervenção, os requisitos de qualidade térmica aplicam-se apenas à envolvente intervencionada. Para além disso, quando existem incompatibilidades de ordem técnica,

	V_1	V_2	V_3
Edifícios no âmbito do REH:			
-Inércia fraca	0.15	0.10	0.10
-Inércia média/forte	0.56	0.56	0.50
Edifícios no âmbito do RECS:	0.56	0.56	0.50

Tabela 8: Factores solares máximos admissíveis de vãos envidraçados, g_{max} .

funcional ou de valor arquitectónico podem optar-se por outras soluções desde que o desempenho energético do edifício não diminua face à solução original. Para edifícios sujeitos a grande intervenção, em que exista um novo corpo, os seus elementos da envolvente ficam sujeitos ao cumprimento dos coeficientes de transmissão térmica de referência (Artigos 28.º e 42.º).

Contacto com exterior ou espaços não úteis com $b_{tr} > 0.7$			
	I_1	I_2	I_3
Elementos opacos verticais	0.50	0.40	0.35
Elementos opacos horizontais	0.40	0.35	0.30
Contacto com espaços não úteis com $b_{tr} \leq 0.7$			
	I_1	I_2	I_3
Elementos opacos verticais	2.00	2.00	1.90
Elementos opacos horizontais	1.65	1.30	1.20
Outros			
	I_1	I_2	I_3
Vãos envidraçados (janelas e portas)	2.80	2.40	2.20
Pontes térmicas planas	0.90	0.90	0.90

Tabela 9: Coeficientes de transmissão térmica superficiais máximos admissíveis de elementos opacos e de vãos envidraçados em edifícios no âmbito do REH, $U_{max}[W/(m^2K)]$, em Portugal Continental.

O coeficiente de transmissão térmica superficial de vãos envidraçados corresponde ao valor médio dia-noite, pelo que tem em consideração a existência de dispositivos de protecção nocturna (Portaria n.º 379-A/2015).

Contacto com exterior			
	I_1	I_2	I_3
Elementos opacos verticais	0.70	0.60	0.50
Elementos opacos horizontais	0.50	0.35	0.40
Vãos envidraçados (janelas e portas)	4.30	3.30	3.30

Tabela 10: Coeficientes de transmissão térmica superficiais máximos admissíveis de elementos opacos e de vãos envidraçados em edifícios no âmbito do RECS, $U_{max}[W/(m^2K)]$, em Portugal Continental.

Qualidade do ar interior

Embora o regulamento incida no desempenho térmico de edifícios, esse tem o objectivo adicional de garantir a qualidade do ar no interior dos edifícios, pelo que define valores mínimos de caudal de ar

novo por tipo de espaço e limiares de protecção para a concentração de poluentes do ar interior (Artigo 36.º), que se aplicam fundamentalmente a edifícios de comércio e serviços. Esse indica ainda que se deve privilegiar a ventilação natural e controlar as fontes de poluição adoptando medidas preventivas. Este regulamento desassocia a emissão de certificado energético da realização periódica de auditorias de qualidade do ar no interior dos edifícios.

A ventilação dos espaços de edifícios de habitação é quantificada pelo número de renovações por hora (*rph*), existindo valores mínimos que devem ser cumpridos para edifícios novos (Artigo 26.º) e existentes sujeitos a grande intervenção (Artigo 28.º). O valor estabelecido é de 0.4 *rph* (Portaria 349-B/2013).

No projecto de edifícios de comércio e serviços devem garantir-se caudais de ar novo mínimos utilizando as metodologias preconizadas no regulamento, privilegiando a ventilação natural ou recorrendo a sistemas mecânicos ou híbridos (Portaria 353-A/2013). No projecto de ventilação mecânica deve contabilizar-se a eficácia de redução da concentração de poluentes, os requisitos estabelecidos e o cumprimento dos limiares de protecção e condições de referência dos poluentes (Artigo 40.º). Estes requisitos estendem-se aos edifícios sujeitos a grande intervenção, nas partes ampliadas e sempre que a intervenção inclua os sistemas de ventilação. Adicionalmente, são possíveis reduções do caudal desde que justificadas por incompatibilidades de ordem técnica, funcional, viabilidade económica ou de valor arquitectónica (Artigo 44.º).

Os edifícios em funcionamento ficam sujeitos ao cumprimento dos limiares de protecção e condições de referência dos poluentes, embora a fiscalização do mesmo seja da responsabilidade da Inspeção Geral da Arquitectura do Mar do Ambiente e do Ordenamento do Território (IGAMAOT) (Artigo 48.º).

Qualidade dos sistemas técnicos

Os sistemas técnicos a instalar nos edifícios novos de habitação para aquecimento e arrefecimento ambiente e preparação de águas quentes devem cumprir requisitos de eficiência energética, sobre a forma de valores mínimos para cada tipo de sistema (Artigo 27.º). Para os edifícios existentes de habitação sujeitos a grande intervenção esses requisitos aplicam-se apenas aos sistemas técnicos intervencionados ou substituídos, ou aos novos sistemas em caso de ampliação (Artigo 29.º).

Para os edifícios de comércio e serviços são definidos requisitos de instalação dos sistemas, estabelecem-se regras de qualidade, organização e gestão da manutenção, bem como a forma de operacionali-

dade das instalações (Artigo 37.º). Existem requisitos de concepção para os sistemas técnicos dos edifícios novos (Artigo 39.º) e dos sistemas instalados em edifícios sujeitos a grande intervenção, incluindo ampliações (Artigo 42.º).

A eficiência mínima de conversão dos sistemas de produção de energia corresponde à classe energética A para caldeiras e classe energética B para sistemas de ar condicionado, bombas de calor com ciclo reversível e chillers. As bombas de calor para preparação de água quente destinada a AQS e climatização devem apresentar certificado *European Quality Label for Heat Pumps* ou, em alternativa, apresentar um COP mínimo de 2.3 (calculado consoante EN 14511). As bombas de calor para preparação de AQS deve apresentar um COP mínimo de 2.3 (calculado consoante EN 16147). Os termoacumuladores devem ter uma eficiência mínima entre 0.93 e 0.97, função da dispersão térmica que é calculada em função do volume do depósito (Portaria n.º 349-B/2013).

Para além disso as instalações de climatização com potência superior a 25 kW devem ter projecto AVAC e encontram-se definidas espessuras mínimas de isolamento térmico para as redes de transporte e distribuição, sistemas de acumulação em sistemas de climatização e preparação de AQS (Portaria n.º 349-B/2013).

Em edifícios de comércio e serviços, a classe energética C é o requisito mínimo para as unidades de tratamento de ar (UTA). Os motores eléctricos de bombas e ventiladores com potência entre 0.75 e 7.5 kW, têm que possuir uma classe IE2, enquanto que para os de potência superior se aplica a classe IE3. No caso dos ventiladores, o *Seasonal Performance Factor (SPF)* deve encontrar-se compreendido entre 1250 e 2000 W/(m³/s).

Energias renováveis

No que diz respeito às energias renováveis o DL 118/2013 estabelece como objectivos: promover o recurso a fontes de energia renovável, com especial incidência do recurso solar, clarificar e reforçar os métodos para a quantificação dos recursos e integrar nos edifícios sistemas ou soluções passivas (Artigos 26.º, 28.º, 38.º e 42.º).

Em edifícios novos de habitação, sempre que exista exposição solar adequada e até a um limite de 50% da área da cobertura, é obrigatória a instalação de sistemas solares térmicos para aquecimento de água sanitária. Em alternativa, podem ser considerados outros sistemas de aproveitamento de energias renováveis que, numa base anual, assegurem a obtenção de energia equivalente ao sistema solar térmico (Artigo 27.º). Para edifícios sujeitos a grande intervenção a obrigatoriedade existe sempre que a intervenção inclua os sistemas

de produção e distribuição. No entanto, caso se verifiquem incompatibilidades de ordem técnica, funcional, viabilidade económica e valor arquitectónico pode optar-se por não garantir o cumprimento de algum dos requisitos, desde que se demonstre que o desempenho energético não diminui face à solução original (Artigo 29.º).

A energia fornecida pelo sistema solar térmico tem de ser igual ou superior à obtida por um sistema solar constituído por um colector padrão⁷⁵ e para o número de ocupantes convencional.

Os requisitos de concepção que se aplicam especificamente a sistemas de solares térmicos são:

- Sistemas e/ou coletores solares térmicos certificados;
- Projeto de execução para instalações com área de captação superior a $20 m^2$;
- Instalação de relógio programável e acessível para sistemas solares com resistência elétrica de apoio dentro do depósito de armazenamento;
- Quando os sistemas solares térmicos se destinam também à climatização deve salvaguardar-se a prioridade à preparação de águas quentes sanitárias.

A contabilização de sistemas de aproveitamento de energia renovável exige que sejam garantidos os requisitos de qualidade dos próprios sistemas (Artigos 27.º e 29.º), nomeadamente:

- Requisitos de projeto e qualidade dos equipamentos;
- Instalação por instalador qualificado;
- Registo da instalação e manutenção em base de dados do SCE.

A eficiência mínima para caldeiras, recuperadores de calor e salamandras é de 75%, esse limite mínimo sobe para 85% quando se tratam de caldeiras alimentadas por granulados (Portaria n.º 349-B/2013).

nearly Zero Energy Buildings

A definição de *nearly Zero Energy Buildings* (nZEB), edifícios com necessidades quase nulas de energia⁷⁶, que consta na EPBD-Recast foi transposta na íntegra para o DL 118/2013, embora não tenham sido indicados os parâmetros quantitativos que permitem aferir um nZEB. O DL 118/2013 indica ainda que a partir de 2020, os edifícios nZEB devem constituir o *padrão* da construção de edifícios novos e que constituem uma *referência* para as grandes intervenções.

⁷⁵ O colector solar padrão encontra-se orientado a Sul, com uma inclinação face a um plano horizontal de 35° , uma área de abertura de $0.65 m^2$ por ocupante convencional, rendimento óptico de 73%, coeficientes de perdas $4.12 W/(m^2K)$ e $0.014 W/(m^2K^2)$ e modificador de ângulo para incidência 50° igual a 0.91 (Portaria n.º 349-B/2013).

⁷⁶ edifícios [...] que tenham um muito elevado desempenho energético, determinado nos termos do presente diploma, em que as necessidades de energia quase nulas ou muito reduzidas são em larga medida satisfeitas com recurso a energia proveniente de fontes renováveis, designadamente a produzida no local ou nas proximidades (Artigo 16.º).

PARTE IV

ANEXOS

Net Zero Energy Buildings

Evolução histórica do conceito 'zero-energy'

EXISTE A PERCEPÇÃO GENERALIZADA de que foi já neste século que se começaram a delinear as primeiras definições *zero-energy*. Efectivamente, os primórdios dos edifícios de balanço de energia nulo, tradução para português dos *Net Zero Energy Buildings* (NZEB), remontam à década de 70.

Zero Energy House

A primeira casa com o título de *zero-energy*, descrita numa publicação de 1977, é entendida como uma casa auto-suficiente em termos da produção do calor necessário a cobrir as necessidades de aquecimento ambiente e de água, para as condições climáticas na Dinamarca⁷⁷. Para tal recorre-se a uma estratégia combinada de (1) redução significativa⁷⁸ das necessidades de calor através da implementação de estratégias passivas de melhoria do desempenho e (2) produção da energia necessária utilizando fontes locais de energia renovável⁷⁹.

off-grid e on-grid ZEB

As definições posteriores de Gilijamse⁸⁰, Iqbal⁸¹ e Charron⁸² alargam o conceito *zero-energy* aos edifícios que, embora não auto-suficientes, numa base de tempo anual consigam entregar às redes, normalmente eléctricas, a mesma energia que consomem das mesmas, numa óptica de balanço ou acerto (*net*). A rede tem a função de 'armazém virtual e infinito'. Encontra-se ainda explícito que não deve existir recurso a qualquer combustível fóssil.

Um *Zero Energy Building* é um edifício autosuficiente que produz a totalidade da energia que necessita para funcionar. Este tipo de edifícios totalmente autónomos não se encontram ligados à rede eléctrica ou a outras redes de energia (e.g. gás natural, redes urbanas de calor e frio, etc.) e, por isso, são designados de *off-grid ZEB*⁸³. Este

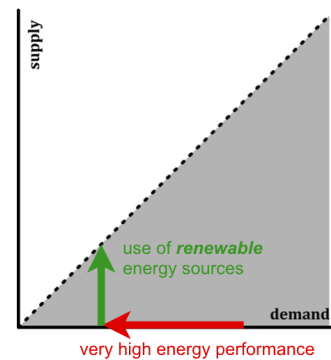


Figura 76: Estratégia combinada de elevado desempenho energético e produção de energia a partir de fontes de energia renováveis.

⁷⁷ T.V. Esbensen, V. Korsgaard (1977). Dimensioning of the solar heating system in the zero energy house in Denmark. *Solar Energy* 19, 195-199.

⁷⁸ Redução de 90% das necessidades.

⁷⁹ Energia solar.

⁸⁰ W. Gilijamse, Zero-energy houses in the Netherlands, in: *Proceedings of Building Simulation'95*, Madison, WI, US, 1995, pp. 276-283.

⁸¹ M. Iqbal (2004) A feasibility study of a zero energy home in Newfoundland. *Renewable Energy* 29, 277-289.

⁸² R. Charron (2005). A review of low and net-zero energy solar home initiatives, *Nature Resources Canada*, 1-8.

⁸³ Laudsten, Energy Efficiency Requirements in Building Codes, in: *Energy Efficiency Policies for New Buildings*, OECD/IEA, Paris, 2008.

objectivo é demasiado ambicioso uma vez que a produção de energia renovável pode ser muito variável pelos que os edifícios para serem *off-grid* ZEB devem ter uma capacidade elevada de armazenamento (baterias, reservatórios, depósitos, etc.).

A possibilidade de utilizar a rede eléctrica como 'armazém' de energia com a regra que, durante um dado período, os *inputs* igualem os *outputs*, alarga o conceito aos *Net Zero Energy Building*, também designados por *on-grid* ZEB.

site-source-emission-cost ZEB

Um marco posterior foram os quatro tipos de ZEB introduzidos por Torcellini et al.⁸⁴. O *Net Zero Site Energy* (site NZEB) corresponde à definição já delineada anteriormente, em que o balanço é feito entre a energia entregue ao edifício (*delivered*) e a energia exportada pelo edifício (*exported*). Neste caso o balanço é feito em termos de energia final. O *Net Zero Source Energy* (source ZEB) focaliza o balanço em termos de energia primária pelo que pressupõe que possam ser atribuídos pesos às diversas formas de energia, designados por *factores de conversão* de energia final para primária. Uma análise semelhante, mas utilizando as emissões equivalentes de dióxido de carbono associadas a cada fonte de energia, define um *Net Zero Energy Emissions* (emissions ZEB). Por fim, um *Net Zero Energy Costs* (cost ZEB) é aquele em que os custos de venda da energia compensam os custos de compra.

Importante salientar que, no conceito de Torcellini, a independência de combustíveis fósseis não é um requisito para um NZEB, bastará que essa energia seja compensada com um acréscimo de produção de electricidade face à componente de consumo eléctrico. Como os factores de conversão da electricidade são normalmente muito superiores aos que se aplicam aos combustíveis fósseis, um Site NZEB implica uma maior produção local de electricidade que um Source NZEB. Nos edifícios que utilizam apenas electricidade não existe diferença na produção, já que é dado o mesmo peso à electricidade exportada e à electricidade importada.

nearly Zero Energy Building

Em 2010, no contexto dos países europeus, a Directiva 2010/31/EU EPBD-Recast define um edifício com necessidades quase nulas de energia⁸⁵, tradução portuguesa para *nearly Zero Energy Building*, em que esse é *um edificio com um desempenho energético muito elevado [onde] as necessidades de energia quase nulas ou muito pequenas deverão ser cobertas em grande medida por energia proveniente de fontes renováveis, incluindo energia proveniente de fontes renováveis produzida no local ou*



Figura 77: off-grid Zero Energy Building (ZEB)

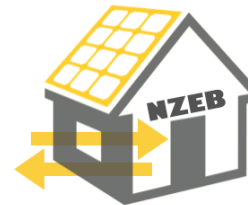


Figura 78: on-grid ou Net Zero Energy Building (NZEB)

⁸⁴ P. Torcellini, S. Pless, M. Deru, D. Crawley (2006) *Zero Energy Buildings: a critical look at the definition*. ACEEE Summer Study Pacific Grove, California, August 14-18, 2006

⁸⁵ Uma tradução mais adequada seria 'edifício de balanço de energia quase nulo.

nas proximidades.. Com esta definição e com o termo *nearly* (ou *near*) a Directiva abre a possibilidade de que o balanço final, embora que limitado, seja superior a zero. Esta definição é também suficientemente abrangente para que cada um dos Estados Membros possam quantificar o que é um balanço de energia pequeno e a metodologia da sua quantificação.

Life-Cycle Zero Energy Building

Posteriormente, Hernandez e Kenny⁸⁶ propuseram que a exigência do balanço zero seja estendida ao período de construção do edifício e, desta forma, uma abordagem de ciclo de vida que incluirá, pelo menos, as fases de construção e operação, de modo a obter um *Life Cycle Zero Energy Building* (LC-ZEB).

⁸⁶ P. Hernandez, P. Kenny, From net energy to zero energy buildings: defining life cycle zero energy buildings (LC-ZEB), *Energy Buildings* 42, 815-821.

O que é um Net Zero Energy Building (NZEB)?

UMA SÍNTESE DAS QUESTÕES ainda por responder é feita por Sartori et al.⁸⁷, organizando os assuntos em: (1) fronteira que delimita o sistema, (2) factores de ponderação e (3) tipo de balanço. Para além disso acresce ainda a discussão sobre (4) interação com a rede e (5) monitorização e verificação, temas que não serão tratados neste texto. A esquematização apresentada nesse artigo abriu novas questões à comunidade científica, pelo que ainda não existe consenso numa definição única.

⁸⁷ I. Sartori, A. Napolitano, K. Voss (2012). Net zero energy buildings: a consistent definition framework, *Energy Buildings* 48, 220-232.

Fronteira do sistema: espaço físico e balanço

Para definir o sistema em análise torna-se necessário definir a sua fronteira, em termos de *espaço físico*⁸⁸ e *balanço*⁸⁹.

A primeira diz respeito aos edifícios que se consideram incluídos no sistema para o quais se deve compensar o consumo em termos de produção de energia renovável. Por exemplo, um edifício por si só pode não ser NZEB mas encontrar-se num campus ou num condomínio com produção de energia renovável que o torne NZEB. Esta delimitação é importante pois nem sempre existe espaço físico no edifício adequado à produção de energia utilizando fontes de energia renováveis, mas alargando a fronteira do sistema em análise existam espaços próximos com potencial para a produção. Para além disso, há que realçar que a produção centralizada pode ser mais eficiente e beneficiar simultaneamente um conjunto de edifícios.

Importa ainda definir a fronteira que define o balanço, ou seja, o conjunto de usos e as fases do edifício que devem ser compensados

⁸⁸ Physical boundary

⁸⁹ Balance boundary

por fontes de energias renováveis. Por exemplo, o conceito da *zero-energy house* era restrito aos usos de aquecimento ambiente e águas. A Directiva indica que devem incluir-se pelo menos os usos⁹⁰ de aquecimento, arrefecimento, ventilação, águas quentes e iluminação, não explicitando, por exemplo, usos de equipamentos em geral (*plug-loads*) ou carregamentos de carros eléctricos. Os usos explicitados na Directiva são restritos à fase operacional do edifício, embora que esses possam ser alargados às fases de construção e demolição, numa óptica de LC-NZEB.

⁹⁰ Energy performance of a building means the calculated or measured amount of energy needed to meet the energy demand associated with a typical use of the building, which includes, inter alia, energy used for heating, cooling, ventilation, hot water and lighting. Article 2, nr. 4, Directive 2010/31/EU

Factores de ponderação: métrica e simetria

Quando a única fonte de energia de um edifício é a electricidade e, no edifício, existe produção de electricidade com recurso exclusivamente a fontes de energia renovável através de painéis fotovoltaicos ou outras tecnologias, a forma de contabilização da energia é um balanço simples entre a electricidade importada (*input*) e exportada (*output*). Um NZEB será um edifício onde $input=output$.

Importa realçar que, mesmo nessa situação, nem sempre é aceite que o período anual seja a melhor forma de efectuar o balanço entre *input* e *output*. Uma optimização entre a produção e a carga do edifício é sempre desejável, pelo que podem vir a ser implementados requisitos adicionais na forma de contabilizar a electricidade exportada pelo edifício.

As principais questões na forma de quantificação do balanço de energia num NZEB levantam-se quando existem fontes de energia diversificadas, o que incluem as renováveis e as não renováveis. Para algumas redes de energia, como sejam a electricidade e as redes urbanas de calor, podem conceber-se fluxos de energia nos dois sentidos, pelo que esperar-se-ia que um NZEB possa equilibrar os consumos *da* rede com exportação de energia *para* a rede. Já para um edifício ligado a uma rede de gás natural dificilmente existirá exportação de energia produzida por fontes de energia renovável. Nestes casos o conceito de NZEB deve prever que o consumo de algumas fontes de energia seja compensado por um excesso de produção de outras.

Num balanço directo, em termos de energia final, cada unidade de energia de, por exemplo, gás natural (1 kWh) deverá ser compensado por uma unidade de energia eléctrica (1 kWh_e) produzida localmente com recurso de energias renováveis. Este tipo de balanço é feito em termos de energia final, pelo que tratar-se-ia de um *site ZEB*.

No entanto, a contribuição de energias não renováveis para a produção de 1 kWh_e numa rede eléctrica pode ser muito variável consoante o mix energético de um país (ou região). O mesmo se pode dizer

de um 1 kWh_t distribuído por uma rede urbana de calor/frio.

Um tipo de abordagem possível é avaliar a energia final distribuída em termos de energia não renovável utilizada na sua produção, o que se designa por *energia primária não renovável*. Por exemplo, numa central termoelétrica convencional, para produzir 1 kWh_e seriam necessários aproximadamente 2.5 kWh de gás natural⁹¹. Daí que o factor de conversão teórico para transformar energia final eléctrica para energia primária seja 2.5. Para o caso de Portugal, a parcela de energias renováveis na produção de electricidade é em média de 50%. Utilizando os dados do balanço de energia nos últimos cinco anos poderíamos aplicar um factor de conversão não renovável de 1.22⁹². Utilizando então os factores de conversão de energia primária não renovável (w^{nr}), para ter um NZEB a fracção não renovável da energia entregue ao edifício (*delivered*) deverá ser compensada por energia renovável. É importante esclarecer que a Directiva 2010/31/EU indica que o balanço de energia deve ser feito em termos de *energia primária*, numa base de tempo *anual*. Para além disso indica que os factores de conversão a utilizar devem ter por base valores médios anuais calculados numa base nacional ou regional⁹³.

Antes de discutir as formas de compensação de energia renovável, há que salientar que esta abordagem implica que, na hipótese teórica das fontes de energia que alimentam o edifício serem totalmente renováveis, não há lugar a qualquer compensação. Essas formas de energia 100% renovável poderão ser, por exemplo, electricidade 'verde' (*green electricity*), biomassa ou biocombustíveis em que não se consideram os processos de transformação e transporte, que integram normalmente uma componente não renovável. Este tipo de energia renovável é designada por off-site uma vez que é importada pelo edifício, integrando a componente *delivered*. Marzal et al.⁹⁴ explicitam que existem cinco níveis para a contabilização de renováveis: (i) produção no lote do edifício através de renováveis *on-site* (e.g. instalação de PV na cobertura do edifício), (ii) produção nas proximidades do edifício através de renováveis *on-site* (e.g. instalação de uma micro turbina eólica), (iii) produção no edifício com recurso a renováveis *off-site* (e.g. queima de biomassa, biocombustíveis), (iv) investimento na produção de renováveis em outro local que não na proximidade do edifício (e.g. parque eólico) e (v) compra de energia renovável (e.g. electricidade 'verde').

A questão em aberto é como contabilizar a compensação de energia renovável. Existem duas abordagens possíveis: (i) carga evitada (*avoided burden*) e (ii) *payback*. A primeira consiste em pensar que a energia produzida localmente vai *evitar* a utilização na origem de fontes de energia não renováveis. Por exemplo, para a rede eléctrica teórica cuja a produção é totalmente fóssil em centrais termoelétricas

⁹¹ Assume-se um rendimento de produção de 40%.

⁹² A.S. Veiga, Metodologias para a classificação de edifícios de balanço de energia nulo (NZEB) aplicadas a um edifício residencial, Faculty of Sciences, University of Lisbon, 2015 (Master's thesis).

⁹³ Primary energy factors used for the determination of the primary energy use may be based on national or regional yearly average values. Article 9, nr. 3a, Directive 2010/31/EU.

⁹⁴ A.J. Marszal et al. (2011). Zero Energy Building – A review of definitions and calculation methodologies. *Energy and Buildings*, 43, 971-979.

cas convencionais, a regra será que cada 1 kWh_e evita a utilização de 2.5 kWh de combustível fóssil, pelo que o valor atribuído à electricidade produzida é de 2.5, o que se designa por *factor de crédito*. Aplicando este raciocínio a uma rede eléctrica mais eficiente em termos de uso de renováveis, o factor de crédito será inferior, pelo que, o *valor* da electricidade produzida depende da própria rede eléctrica.

Como alternativa a esta abordagem, foi proposta por Bourrelle et al.⁹⁵ a metodologia de *payback* facilmente entendida em termos financeiros. O *payback* consiste no retorno, neste caso energético, necessário para cobrir o investimento (energético) inicial, ao que se devem incluir as 'despesas' correntes ao longo do tempo. Desta forma a energia produzida localmente deve, ao longo do tempo, cobrir a energia não renovável: (i) no fabrico dos sistemas de produção de energia renovável, (ii) da fase de construção do edifício e (iii) na fase de operação do edifício. Esta abordagem atribui o valor unitário a cada unidade de energia renovável, independentemente do seu valor energético. Importante notar que o factor de crédito da energia exportada é, neste caso, diferente da energia importada pelo que se trata de um sistema de ponderação assimétrico, tal como discutido por Sartori. Algo de semelhante aplica-se aos *cost ZEB*, uma vez que normalmente o custo da energia exportada (venda) é significativamente diferente do da energia importada (compra).

⁹⁵ J.S. Bourrelle, I. Andresen, A. Gustavsen (2013). Energy payback: an attributional and environmentally focused approach to energy balance in net zero energy buildings, *Energy Buildings* 65, 84-92.

Tipo de balanço

Um balanço de energia em termos de energia entregue ao edifício e energia exportada pelo edifício foca-se nas 'entradas' e 'saídas' de energia através da fronteira que define o edifício ou conjunto de edifícios. A este balanço de energia designa-se por *delivered-exported* ou simplesmente D-E.

Num balanço D-E nada se sabe dizer sobre a energia produzida e consumida localmente. Por exemplo, quando as necessidades de água quente de um edifício são totalmente supridas por colectores solares térmicos, não existem entradas nem saídas de energia a contabilizar. O mesmo se pode dizer da electricidade produzida para auto-consumo. Para que a totalidade da produção de energia renovável seja evidente no balanço, surgiu uma comparação entre a carga do edifício – *load* – e a produção (ou geração) – *generation* – pelo balanço L-G.

Na avaliação do NZEB o tipo de balanço não deve alterar o objectivo final, ou seja, atingir o balanço nulo entre *delivered* e *exported* ou *load* e *generation*.

Parâmetros quantitativos de desempenho

PARA VERIFICAR O BALANÇO NULO DE ENERGIA ou, no caso dos nZEB, o balanço de energia *quase* nulo, torna-se necessário definir indicadores quantitativos adaptados à metodologia de análise escolhida.

Energia primária não renovável

O objectivo geral da existência de NZEB prende-se com a redução da utilização de fontes de energia fóssil pelo que o indicador principal utilizado para o balanço de energia é definido, para uma abordagem de carga evitada, por:

$$\Delta E = \sum_i E_{del,i} w_i^{nr} - \sum_j E_{exp,j} w_j^{nr} \quad (244)$$

em que o primeiro termo do lado direito explicita a componente não renovável dos vectores energéticos importados pelo edifício, enquanto que o segundo termo explicita o crédito atribuído à produção de energia local por fontes de energia não renováveis.

No caso de uma abordagem *payback*, o mesmo indicador expressa-se por

$$\Delta E = \sum_i E_{del,i} w_i^{nr} + E_{build} w_i^{nr} + E_{res} w_i^{nr} - \sum_j E_{exp,j} \quad (245)$$

em que os três primeiros termos dizem respeito à componente não renovável da energia importada na fase de operação, da energia incorporada na fase de construção do edifício e na produção dos sistemas de produção de energia renovável.

Para um NZEB, ΔE deverá ser nulo e, para um nZEB, pode ser positivo mas limitado por um valor a estabelecer pelos Estados Membros.

Fracção de energia renovável

Como a Directiva afirma que os Estados Membros devem avaliar que a energia necessária seja coberta 'em grande medida' por fontes de energia renovável torna-se necessário encontrar um indicador adequado.

Como foi explicado o balanço D-E não possui informação suficiente que quantifique a *fracção de energia renovável* uma vez que não quantifica a parcela importante da energia produzida e consumida localmente. Só um balanço L-G pode servir de base a definir este

indicador. Uma discussão dos vários índices possíveis pode ser encontrada em Oliveira Panão⁹⁶.

De todos os indicadores estudados o mais adequado será a fracção total de energia renovável (*overall renewable energy fraction*, OREF) definido por

$$OREF = \frac{\sum_k E_{on,use,k} + \sum_i E_{del,i} (w_{del,i}^t - w_{del,i}^{nr})}{\sum_k E_{on,use,k} + \sum_i E_{del,i} w_{del,i}^t} \quad (246)$$

em que $E_{on,use,k}$ quantifica a energia produzida por fontes de energia renovável que é utilizada no próprio edifício (ou conjunto de edifícios). O segundo termo do numerador quantifica a energia importada renovável (e.g. electricidade verde, biomassa). O denominador quantifica a totalidade de energia utilizada no edifício, expressa em energia primária total w^t , que se entende por toda a energia de fontes renováveis ou não renováveis que não sofreu um processo de conversão ou transformação⁹⁷.

A Eq. 246 não inclui o crédito dado à energia produzida localmente por fontes de energia renovável que é exportada. A quantificação desse termo levaria a que ΔE e OREF fossem indicadores redundantes (para $\Delta E = 0$ ter-se-ia $OREF = 100\%$), pelo que OREF não traria acréscimo de informação sobre o edifício.

⁹⁶ M. Oliveira Panão (2016). The overall renewable energy fraction: An alternative performance indicator for evaluating Net Zero Energy Buildings, *Energy and Buildings* 127, 736-747

⁹⁷ Article 2, nr. 5, Directive 2010/31/EU.

Trabalhos laboratoriais

Desempenho térmico de edifícios

ISOLAMENTO TÉRMICO, GANHOS INTERNOS E SOLARES E INÉRCIA TÉRMICA

Objectivos

Esta experiência tem por objectivo avaliar a importância do isolamento térmico, em situações de ganho interior e exterior, conjugadamente com o efeito do incremento da inércia térmica.

Protocolo experimental

- Instalar os sensores de temperatura no interior e no exterior da caixa e deixar que essas estabilizem.
- Simultaneamente ligar as lâmpadas nas duas caixas – com e sem isolamento térmico – e esperar até que a temperatura do ar no interior de ambas estabilize⁹⁸.
- Nesse instante, registar a temperatura do ar na sala e a temperatura do ar no interior das caixas de madeira.
- Desligar as lâmpadas e registar o decaimento da temperatura ao longo do tempo.
- Repetir a experiência⁹⁹, substituindo a lâmpada colocada no interior da caixa, pelo foco de luz colocado no exterior¹⁰⁰. Deve ter-se o cuidado de colocar o foco numa posição semelhante para as duas caixas.
- Repetir algumas das experiências anteriores, colocando na base da caixa um revestimento de azulejos.

⁹⁸ Estabelecer um critério de estabilização em que a variação de temperatura é inferior a x décimas de grau, durante um período de tempo de t minutos.

⁹⁹ Esta experiência não poderá realizar-se em simultâneo para as duas caixas uma vez que no laboratório existe apenas um foco.

¹⁰⁰ O que equivale a uma fonte de ganho exterior, tal como para os ganhos solares.

Questões

1. Com os dados obtidos quantificar a **condutância total**¹⁰¹ das caixas com e sem isolamento. Fundamentar teoricamente a forma como o resultado foi obtido.
2. Explicar a importância do isolamento térmico no desempenho térmico de edifícios, relacionando com a forma de ganho de calor (internos ou 'solares').
3. Apresentar graficamente a comparação do decaimento da temperatura no interior da caixa para as situações de: (i) com e sem isolamento térmico e (ii) com e sem revestimento a azulejo. Comentar os resultados obtidos.

¹⁰¹ Inclui transmissão e ventilação e deverá ser expressa em W/K

FACTOR SOLAR

Objectivos

Esta experiência tem por objectivo determinar experimentalmente o factor solar de um vidro.

Protocolo experimental

A segunda parte desta experiência deverá realizar-se no exterior, num local protegido do vento.

- No laboratório, instalar os sensores de temperatura no interior e no exterior da caixa e deixar que essas estabilizem.
- Ligar a lâmpada no interior da caixa e esperar até que a temperatura do ar no interior de ambas estabilize¹⁰².
- Nesse instante, registar a temperatura do ar na sala e a temperatura do ar no interior da caixa de madeira.
- Repetir a experiência no exterior, num local protegido do vento, sem lâmpada e com o vidro exposto à radiação solar directa. Registrar o valor medido pelo piranómetro para a radiação solar.

¹⁰² Estabelecer um critério de estabilização em que a variação de temperatura é inferior a x décimas de grau, durante um período de tempo de t minutos.

Conversão dos valores medidos pelo piranómetro: $1 mV = 98.687 W/m^2$.

Questões

1. Com os dados obtidos quantificar a **condutância total**¹⁰³. Fundamentar teoricamente a forma como o resultado foi obtido.
2. Com os dados obtidos quantificar o **factor solar do vidro**. Fundamentar teoricamente a forma como o resultado foi obtido.

¹⁰³ Inclui transmissão e ventilação e deverá ser expressa em W/K