

Avaliação do impacto de diferentes soluções ao nível da envolvente e dos sistemas de AVAC nos consumos de energia de um hotel

Sérgio Lino Magalhães

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Dr. Armando Carlos Figueiredo Coelho de Oliveira

Orientador Empresa: Eng. Francisco Dias



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Setembro, 2021

“It's unequivocal”

António Guterres – sobre o
último relatório da IPCC

Resumo

A dissertação que a seguir se apresenta, tem como objetivo explicar o projeto realizado no âmbito da melhoria dos consumos energéticos de um edifício da tipologia hotel. O projeto passa pela caracterização do edifício, pela simulação de diferentes condições de operação do hotel e pela síntese dos resultados obtidos.

O estudo das diferentes soluções, ao nível da envolvente e dos sistemas AVAC, que impactam o consumo e a eficiência do edifício, foi realizado no software IES-VE, permitindo conhecer o consumo do edifício real e o consumo de cada solução proposta.

As soluções foram divididas, sendo umas abordadas no edifício real e as restantes num edifício simplificado. Os estudos efetuados no edifício simplificado consistiram na comparação de quatro quartos semelhantes, mas que se encontram em diferentes orientações. Procurou-se estudar, então, como a alteração da qualidade térmica dos envidraçados, a oclusão de parte dos ganhos solares e a alteração do isolamento térmico afetam, individualmente, cada orientação. Além disso, permitiu uma análise simplificada das necessidades térmicas do espaço e das baterias.

O edifício real, é um hotel que se encontra em fase de projeto, e do qual era necessário conhecer o consumo global e as soluções que permitiam economizar esse valor. Para isso foram estudadas as necessidades térmicas das baterias, o consumo anual elétrico e energético do edifício e por fim o custo de climatização do hotel.

A dissertação termina com a análise aos custos de climatização do espaço para as diferentes soluções, mencionando a viabilidade da implantação de cada uma e indicando quais são mais vantajosas de incluir no projeto.

Palavras-chave: IES-VE; Necessidades térmicas das baterias; Necessidades térmicas do espaço; Consumo; Eficiência; simulações.

Abstract

The following thesis aims to explain the project carried out in the context of the improvement of the energy consumption of a hotel. The project involves the characterization of the building, the simulation of different conditions of operation of the hotel and the synthesis of the results obtained.

The study of the different solutions was carried out in the IES-VE software allowing to know the consumption of the real building and the consumption of each proposed solution. The solutions approach the building environment and the HVAC systems, which impact the consumption and efficiency of the building.

How solutions were divided, once addressed in the actual building, and as remaining in a simplified building. The studies carried out in the simplified building consist of the comparison of four similar rooms, but which are in different orientations. We then tried to study how the alteration of the thermal quality of the glazed glass, the occlusion of part of the solar gains and the alteration of the insulation affects, individually, each orientation. In addition, a simplified analysis of the needs of space and thermal batteries.

The real building is a hotel that is in the design phase, and of which it was necessary to know the global consumption and the solutions that allowed this value. For which were measure the heating coil sensible load and cooling coil total load, the annual consumption of electrical and energy of the building and finally the cost of air conditioning of the hotel.

The dissertation ends with the analysis of the costs of air conditioning of the space for the different solutions, mentioning the feasibility of the implementation of each and indicating which are more advantageous to include in the project in the project.

Keywords: IES-VE; heating coil sensible load and cooling coil total load; sensible space conditions; Consumption; Efficiency; Simulations.

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostava de agradecer à Edifícios Saudáveis, particularmente ao seu Diretor, o Engenheiro Ricardo Sá, pela gentileza de me incluir no projeto, que me permitiu ter uma experiência empresarial. Ao Engenheiro Francisco Dias, pelo auxílio, pela disponibilidade e pelos conselhos prestados durante a elaboração deste projeto.

Ao Professor Engenheiro Armando Oliveira pelo apoio e compreensão prestados e pela oportunidade de realizar a dissertação em ambiente empresarial, mesmo em tempo de pandemia.

Aos meus pais, Ana Paula Lino e António Magalhães, e ao meu irmão, Miguel Magalhães, por me acompanharem ao longo deste percurso, por me erguerem e me ajudarem a ser quem sou.

À Catarina Martins, pela sua companhia e carinho, e ainda pela sua paciência perante todas as conversas aborrecidas sobre engenharia.

Por último, gostava de dar uma palavra de apreço a todos aqueles que me apoiaram nestes últimos cinco anos, a todos os meus amigos, que me permitiram viver em pleno e me ajudaram a ser Engenheiro.

A todos o meu sincero obrigado!

Índice

1.	Introdução	1
1.1.	O contexto ambiental e a eficiência dos edifícios.....	1
1.2.	Estudo do consumo energético anual.....	1
1.3.	Edifícios Saudáveis Consultores e os Certificados de Sustentabilidade.....	2
1.4.	Objetivos propostos	2
1.5.	Software IES-VE	3
1.6.	Estrutura da dissertação	3
2.	Resumo bibliográfico	5
2.1.	Climatização	5
2.2.	Qualidade de ar interior (QAI)	7
2.3.	Cargas térmicas	8
2.4.	Ganhos internos.....	9
2.5.	Ganhos por Infiltrações/ventilação.....	10
2.6.	Ganhos pela envolvente	11
2.7.	Ganhos Solares.....	13
2.8.	Cálculo das cargas térmicas de arrefecimento	15
2.9.	Cálculo das cargas térmicas de aquecimento	16
2.10.	Sistemas AVAC	16
2.10.1.	Sistemas Ar – Água	17
2.10.2.	Sistemas tudo-Frigorígeno	20
2.10.3.	Componentes	22
3.	Definição das simulações	27
3.1.	Modelação do edifício	27
3.2.	Zoneamento Climático	28
3.3.	Perfis de Ganhos internos.....	30
3.3.1.	Iluminação	31
3.3.2.	Equipamentos	31
3.3.3.	Ocupação	32
3.4.	Caudal de ar novo.....	32
3.5.	Envolvente opaca	32

3.6.	Envolvente não opaca	35
3.7.	Cálculo da carga térmica	36
3.8.	Sistemas AVAC.....	37
3.8.1.	Sistema de bomba de calor - splits.....	37
3.8.2.	Sistema de UTA's e VC's	43
3.9.	Simulações.....	47
4.	Estudos no edifício simplificado.....	49
4.1.	Resultados Iniciais.....	49
4.2.	Alteração da qualidade térmica dos envidraçados.....	52
4.3.	Área de Envidraçados	53
4.4.	Colocação de estores interiores	55
4.5.	Alteração dos níveis de isolamento térmico	57
4.6.	Alteração do sistema de AVAC.....	57
5.	Edifício real.....	63
5.1.	Resultados iniciais.....	63
5.2.	Sistema de UTA's e VC's com recuperação de calor.....	65
5.3.	Alteração do caudal de ar	66
5.4.	Alteração da localização	68
5.5.	Consumo	68
5.5.1.	Splits.....	69
5.5.2.	Chiller.....	69
5.5.3.	Caldeira	73
5.5.4.	Custo de operação	75
6.	Conclusões e Trabalhos Futuros	77
7.	Referências.....	79
Anexos		83
Anexo A		83
Anexo B		85
Anexo C		87
Anexo D		88
Anexo E		94

Lista de Figuras

FIGURA 1 – DIAGRAMA PSICROMÉTRICO [4].	5
FIGURA 2 – AQUECIMENTO E ARREFECIMENTO SENSÍVEIS NUM DIAGRAMA PSICROMÉTRICO [4].	6
FIGURA 3 - ARREFECIMENTO SENSÍVEL E LATENTE NUM DIAGRAMA PSICROMÉTRICO [4].	7
FIGURA 4 – PERDAS E GANHOS PELA ENVOLVENTE CARACTERÍSTICOS DE UM EDIFÍCIO [4].	9
FIGURA 5 – TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO UNIDIMENSIONAL ATRAVÉS DE UMA PAREDE.	11
FIGURA 6 –COMPORTAMENTO DOS ENVIDRAÇADOS À LUZ SOLAR [12].	12
FIGURA 7 – GEOMETRIA SOLAR AO LONGO DO ANO [9].	13
FIGURA 8 – EFEITO DA INCLINAÇÃO E DA ROTAÇÃO DA TERRA À VOLTA DO SOL [5].	13
FIGURA 9 -IRRADIAÇÃO SOLAR GLOBAL AO LONGO DE UM ANO PARA AS DIFERENTES ORIENTAÇÕES [9].	14
FIGURA 10 –ESQUEMA DA RELAÇÃO ENTRE OS GANHOS INSTANTÂNEOS DE UM ESPAÇO E A CARGA TÉRMICA A REMOVER [5].	15
FIGURA 11 –ESQUEMA SIMPLIFICADO DOS SISTEMAS: A) TUDO-AR; B) TUDO-ÁGUA; C) AR-ÁGUA [15].	17
FIGURA 12 – DIAGRAMA DA OPERAÇÃO DE UMA UTA [16].	18
FIGURA 13 -DIAGRAMA SIMPLIFICADO DE UM VENTILCONVECTOR, ADAPTADO DE [17].	19
FIGURA 14 -LOCALIZAÇÃO TÍPICA DE UM VC NUM QUARTO DE HOTEL E AS TROCAS DE AR TÍPICAMENTE REALIZADAS, ADAPTADO DE [18].	19
FIGURA 15 – ARRANJO TÍPICO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO A 4 TUBOS [16].	20
FIGURA 16 -REPRESENTAÇÃO DE UM SISTEMA DE BOMBA DE CALOR COM UNIDADE SPLIT [20].	21
FIGURA 17 – ESQUEMA DE UM PERMUTADOR DE CALOR AR-ÁGUA (RUN-AROUND COIL) [5].	23
FIGURA 18 – DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS QUE EXPÕEM O EFEITO DA PERMUTAÇÃO DE CALOR ENTRE O AR INSUFLADO E O EXAURIDO [23].	23
FIGURA 19 – CURVAS DE DESEMPENHO DOS VENTILADORES COM VSD [24].	24
FIGURA 20 – ESQUEMA DE UM CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR SIMPLES, ADAPTADO DE [25].	24
FIGURA 21 – ESQUEMA DA OPERAÇÃO DE UMA CALDEIRA CONVENCIONAL VS UMA CALDEIRA DE CONDENSAÇÃO [27].	25
FIGURA 22 – REPRESENTAÇÃO DO EDIFÍCIO REAL NO SOFTWARE IES-VE.	27
FIGURA 23 – DIVISÕES A CLIMATIZAR NO EDIFÍCIO MODELO.	28
FIGURA 24 – GRÁFICO DA TEMPERATURA MÉDIA MENSAL [°C], COM OS MÍNIMOS E MÁXIMOS ABSOLUTOS [29].	29
FIGURA 25 – ZONAS CLIMÁTICAS, DE INVERNO E DE VERÃO, NO CONTINENTE [30].	30
FIGURA 26 – VALORES DE CALOR LIBERTADO TÍPICOS PARA LAPTOPS E TELEVISORES/MONITORES [7].	31
FIGURA 27 – FATORES SOLARES MÁXIMOS ADMISSÍVEIS DE VÃOS ENVIDRAÇADOS, G_{TMAX} [13].	35
FIGURA 28 – ESQUEMA DO SISTEMA DE SPLITS CRIADO NO SOFTWARE IES-VE.	38
FIGURA 29 – CONTROLO PROPORCIONAL DO CONTROLADOR DE TEMPERATURA DA BATERIA DE AQUECIMENTO COM SENSOR DE TEMPERATURA AMBIENTE.	39
FIGURA 30 – CONTROLO ON/OFF E PROPORCIONAL DO CONTROLADOR DE FLUXO DO SPLIT COM SENSOR DE TEMPERATURA AMBIENTE NO AQUECIMENTO.	39
FIGURA 31 – CONTROLO ON/OFF E PROPORCIONAL DO CONTROLADOR DE FLUXO DO SPLIT COM SENSOR DE TEMPERATURA AMBIENTE.	40

FIGURA 32 – CONTROLO PROPORCIONAL DO CONTROLADOR DE TEMPERATURA DA BATERIA DE ARREFECIMENTO COM SENSOR DE TEMPERATURA AMBIENTE.....	40
TABELA 33 – CARGAS TÉRMICAS E CAUDAL MÁXIMO SECUNDÁRIO DA DIVISÃO P4_QUARTO2 E	41
FIGURA 34 – DIAGRAMA PSICROMÉTRICO REPRESENTANDO AS PROPRIEDADES DO AR EXTERIOR, INTERIOR E DO AR RECIRCULADO, NA ESTAÇÃO DE ARREFECIMENTO	41
FIGURA 35 – DIAGRAMA PSICROMÉTRICO REPRESENTANDO AS PROPRIEDADES DO AR EXTERIOR, INTERIOR E DO AR RECIRCULADO, NA ESTAÇÃO DE AQUECIMENTO.....	41
FIGURA 36 – ESQUEMA DO SISTEMA DE UTA’S E VC’S CRIADO NO SOFTWARE IES-VE.....	44
FIGURA 37 – ESQUEMA DO SISTEMA DE UTA’S E VC’S COM RECUPERAÇÃO DE CALOR CRIADO NO SOFTWARE IES-VE.....	45
FIGURA 38 – CONTROLADORES ON/OFF COM HISTERESE, QUE CARACTERIZAM A ATUAÇÃO DO RECUPERADOR DE CALOR DURANTE A ESTAÇÃO DE AQUECIMENTO (ESQUERDA) E DE ARREFECIMENTO (DIREITA).	45
TABELA 39 – POTÊNCIA DOS VENTILADORES DA DIVISÃO P4_QUARTO2	46
FIGURA 40 – NECESSIDADES TÉRMICAS DO ESPAÇO PARA O EDIFÍCIO SIMPLIFICADO.	50
FIGURA 41 – NECESSIDADES TÉRMICAS DO ESPAÇO VS NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS NAS ESTAÇÕES DE AQUECIMENTO (ESQUERDA) E ARREFECIMENTO (DIREITA).	51
FIGURA 42 – NECESSIDADES TÉRMICAS DO ESPAÇO PARA ENVIDRAÇADO COM U=1,2.....	53
FIGURA 43 – NECESSIDADES TÉRMICAS DO ESPAÇO PARA ENVIDRAÇADOS COM 100, 75 E 50% DA ÁREA DE FACHADA.....	54
FIGURA 44 – GANHOS POR CONDUÇÃO EXTERNA E POR RADIAÇÃO SOLAR PARA ENVIDRAÇADOS COM 100, 75 E 50% DA ÁREA DE FACHADA.	54
FIGURA 45 – JANELA DE OPERAÇÃO DO SOFTWARE IES-VE, PARA A DEFINIÇÃO DOS DISPOSITIVOS DE SOMBREAMENTO.	55
FIGURA 46 – NECESSIDADES TÉRMICAS DO ESPAÇO PARA ENVIDRAÇADOS COM ESTORES INTERIORES.	56
FIGURA 47 – NECESSIDADES TÉRMICAS DO ESPAÇO PARA ENVIDRAÇADOS COM ESTORES INTERIORES	57
FIGURA 48 – NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS DE AQUECIMENTO, PARA OS DIFERENTES SISTEMAS AVAC.	59
FIGURA 49 – NECESSIDADES TÉRMICAS MENSAIS DAS BATERIAS DE AQUECIMENTO, DOS DIFERENTES SISTEMAS AVAC.	59
FIGURA 50 – NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS DE ARREFECIMENTO, PARA OS DIFERENTES SISTEMAS AVAC.	60
FIGURA 51 – CONSUMO ENERGÉTICO ANUAL DOS VENTILADORES NA ORIENTAÇÃO ESTE, PARA OS DIFERENTES SISTEMAS AVAC.....	61
FIGURA 52 – GANHOS SOLARES E NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS DE ARREFECIMENTO NO MÊS DE AGOSTO.	64
FIGURA 53 – NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS DO SISTEMA DE UTA’S E VC’S COM RECUPERAÇÃO NO EDIFÍCIO REAL.....	66
FIGURA 54 – NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS NO EDIFÍCIO REAL COM ALTERAÇÃO DO CAUDAL DE AR.	67
FIGURA 55 – NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS NO EDIFÍCIO REAL COM ALTERAÇÃO DA LOCALIZAÇÃO.	68
FIGURA 56 – ARRANJO DO SISTEMA DE BOMBAGEM PRIMÁRIO-SECUNDÁRIO, COM CHILLERS EM PARALELO, ADAPTADO DE [4].	70
FIGURA 57 – DIAGRAMA DO SISTEMA DE CHILLERS DESENHADO NO IES-VE.	72
FIGURA 58 – DIAGRAMA DO SISTEMA DE CALDEIRAS DESENHADO NO IES-VE.	74
FIGURA 59 – CUSTOS DE OPERAÇÃO DISCRIMINADOS DOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO NO EDIFÍCIO REAL.	75
FIGURA 60 – IMPACTO DOS DIFERENTES ESTUDOS NO CUSTO DE OPERAÇÃO DO EDIFÍCIO REAL.	76

Lista de tabelas

TABELA 1 – CAUDAL MÍNIMO DE AR NOVO DETERMINADO SEGUNDO O TIPO DE ATIVIDADE E SEGUNDO A TIPOLOGIA DO ESPAÇO [6].....	8
TABELA 2 – CALOR SENSÍVEL E LATENTE LIBERTADO POR SERES HUMANOS EM DIFERENTES ATIVIDADES [7].....	10
TABELA 3 – VALORES DO COEFICIENTE DE TRANSMISSÃO TÉRMICA MÁXIMO ADMISSÍVEL PARA A ENVOLVENTE OPACA E NÃO OPACA [13].	13
TABELA 4 – CONDIÇÕES DE PROJETO PARA A ZONA DO PORTO [28]	29
TABELA 5 – CONDIÇÕES DE PROJETO PARA A ZONA DE BRAGANÇA E FARO [28]	30
TABELA 6 - CARACTERIZAÇÃO DA PAREDE EXTERIOR	33
TABELA 7 - CARACTERIZAÇÃO DA PAREDE INTERIOR	33
TABELA 8 - CARACTERIZAÇÃO DA COBERTURA.....	34
TABELA 9 - CARACTERIZAÇÃO DO PAVIMENTO INTERIOR.....	34
TABELA 10 - CARACTERÍSTICAS DOS ENVIDRAÇADOS DO PROJETO	35
TABELA 11 – CARGAS TÉRMICAS DE AQUECIMENTO E ARREFECIMENTO PARA O EDIFÍCIO MODELO.....	36
TABELA 12 – POTÊNCIA DOS VENTILADORES NO SISTEMA DE SPLITS	43
TABELA 13 – CARGAS TÉRMICAS E CAUDAL DE AR SECUNDÁRIO DA DIVISÃO P4_QUARTO2.....	46
TABELA 14 – CARGA TÉRMICA, CAUDAL DE AR RECIRCULADO E POTÊNCIA DOS VENTILADORES DOS RESULTADOS INICIAIS	51
TABELA 15 – POTÊNCIA DOS VENTILADORES DE EXTRAÇÃO E DOS SPLITS DOS RESULTADOS INICIAIS	52
TABELA 16 – DIMENSIONAMENTO DOS VC's	58
TABELA 17 – POTÊNCIA DOS VENTILADORES NOS SISTEMAS DE UTA's E VC's	58
TABELA 18 – DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE SPLITS PARA O EDIFÍCIO REAL.	64
TABELA 19 – NECESSIDADES TÉRMICAS DO ESPAÇO E DAS BATERIAS DO EDIFÍCIO REAL	65
TABELA 20 – DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE UTA's E VC's PARA O EDIFÍCIO REAL.	65
TABELA 21 – CONSUMO ELÉTRICO DO EDIFÍCIO REAL.....	69
TABELA 22 – DISTRIBUIÇÃO DA CARGA TOTAL PELOS CHILLERS, NUM SISTEMA COM DOIS CHILLERS, ADAPTADO DE [4].	71
TABELA 23 – CONSUMO ELÉTRICO DE CADA COMPONENTE DO SISTEMA DE CHILLERS.	73
TABELA 24 – CONSUMO ELÉTRICO E DE GÁS NATURAL DE CADA COMPONENTE DO SISTEMA DE CALDEIRAS.	74

Abreviaturas

Aquec.	Aquecimento
AVAC	Aquecimento, ventilação e ar condicionado
Arref.	Arrefecimento
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
BREEAM	<i>Building Research Establishment Environmental Assessment Method</i>
CIBSE	<i>Chartered Institution of Building Services Engineers</i>
COP	<i>Coefficient of Performance</i>
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i>
IES-VE	<i>Integrated Environmental solutions - Virtual Environment</i>
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
LEED	<i>Leadership in Energy and Environmental Design</i>
LNEC	Laboratório Nacional de Engenharia Civil
LPD	<i>Lighting Power Density</i>
NTE	Necessidades Térmicas do Espaço
NTB	Necessidades Térmicas das Baterias
QAI	Qualidade do Ar Interior
RECS	Regulamento de desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
VC	Ventiloconvector
VRF	<i>Variable Refrigerant Flow</i>
VSD	<i>Variable Speed Driver</i>
XPS	Poliestireno extrudido

Nomenclatura

A	Área superficial	[m ²]
CT	Carga Térmica máxima	[KWh]
e	Espessura	[m]
$E_{aquec.}$	Consumo elétrico anual no aquecimento	[MWhe]
$E_{arref.}$	Consumo elétrico anual no arrefecimento	[MWhe]
F_0	Fator de sombreamento por elementos horizontais	[–]
F_f	Fator de sombreamento por elementos verticais	[–]
$g_{T.máx}$	Fator solar máximo admissível	[–]
h	Entalpia específica	[KJ/Kg]
k	Condutibilidade térmica do material	[W/(m · K)]
M_{med}	Taxa metabólica média	[–]
Q_{AN}	Caudal de ar novo	[m ³ /h]
R	Resistência térmica	[K · m ² /W]
R_{si}	Resistências superficiais interior	[K · m ² /W]
R_{se}	Resistências superficiais exterior	[K · m ² /W]
SFP	<i>Specific Fan Power</i>	[W/(l/s)]
T_{DB}	Temperatura de bolbo seco	[K]
T_{WB}	Temperatura de bolbo húmido	[K]
U	Coeficiente de transmissão térmica global	[W/(K · m ²)]
$\dot{V}_{AS}$	Caudal de ar secundário	[m ³ /h]
w	Humidade absoluta	[g/m ³]
ΔT	Variação de temperatura	[K]
η_c	Rendimento da caldeira	[–]
ρ	Massa volúmica	[kg/m ³]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
ϕ	Humidade relativa	[%]

1. Introdução

1.1. O contexto ambiental e a eficiência dos edifícios

Atualmente, um dos maiores desafios da Humanidade é o combate às alterações climáticas, uma situação que se tornou ainda mais preocupante com a publicação do último relatório do IPCC (Painel Intergovernamental sobre Alterações Climáticas), que atribui, de forma inequívoca, as rápidas alterações climáticas à elevação das concentrações de gases com efeito de estufa atmosféricos.

Os dispositivos de climatização AVAC contribuem de duas formas para o aumento da temperatura global: com emissões diretas de fluídos frigorigénios e com emissões indiretas de CO₂, estas últimas resultantes do consumo elétrico por parte dos componentes. Os estudos preveem que a potência dos equipamentos relacionados com a climatização de espaços triplique até 2050, este aumento brusco deve-se a dois fatores [1]:

- Ao aumento da temperatura média do planeta, sendo que o aumento de 1°C provoca um aumento de 15% do consumo;
- Ao aumento do número de pessoas com disponibilidade económica para climatizar os espaços onde vivem e trabalham.

De modo a evitar que o aumento das necessidades de climatização global agrave ainda mais os problemas que atravessamos, é necessário melhorar a eficiência dos equipamentos AVAC e dos edifícios, além de ser necessário descarbonizar a produção elétrica.

1.2. Estudo do consumo energético anual

O presente projeto pretende estudar dois dos pontos mencionados anteriormente, i.e., pretende melhorar a eficiência da climatização de um hotel real, que se encontra em fase de projeto. Para isso, será necessário simular o consumo do edifício projetado e analisar que soluções permitirão que este seja o mais eficiente possível. É de notar que um projetista não pode olhar somente para a eficiência, tendo de ter em conta o conforto dos utilizadores e o orçamento do projeto.

A simulação térmica de um edifício, realizada no software IES-VE, passa pelo conhecimento de todos os parâmetros que fornecem ou que removem calor à área a climatizar. Conhecendo a quantidade de calor presente num certo espaço, é possível calcular a energia a remover ou a fornecer, de forma a manter a temperatura e a humidade do ar desejada. Essa quantidade designa-se necessidade térmica do espaço (NTE).

De forma a climatizar os espaços, é necessário modelar um sistema AVAC que colmate as necessidades térmicas do espaço a cada instante. Além disso, o sistema de climatização terá de ter em conta a entrada de um caudal de ar exterior, que permite a renovação do ar interior que, de outra maneira, estaria estagnado. Assim, o sistema de climatização terá de fornecer uma quantidade de energia diferente da das necessidades térmicas do espaço. Ao valor total

necessário a fornecer pelo sistema AVAC, dá-se no nome de necessidades térmicas das baterias (NTB).

Ao conhecer as necessidades térmicas de cada componente AVAC, é apenas necessário obter a eficiência de cada um destes para se poder conhecer o consumo e o custo anual do edifício.

Nem todos os espaços do hotel têm de ser climatizados, por isso mesmo, o software permite a atribuição do *Main system* (sistema que define a temperatura e a humidade do ar desejáveis) a uma divisão permitindo a obtenção das necessidades térmicas do espaço.

A eficiência dos edifícios é estudada comparando o consumo do edifício projetado com o de um edifício de referência. Na Europa, este tipo de abordagem permite controlar e melhorar a eficiência global dos novos edifícios e dos edifícios sujeitos a renovações, sendo a legislação restritiva uma componente impulsionadora da inovação. No presente ano desta dissertação, entrou em vigor em Portugal uma nova legislação, o Decreto-Lei n.º 101-D/2020, que visa uma melhoria da eficiência dos edifícios em Portugal. No entanto, os parâmetros definidos para o projeto tiveram em conta os valores em vigor no início do ano, i.e., cumprem apenas com o Decreto-Lei n.º 118/2013.

1.3. Edifícios Saudáveis Consultores e os Certificados de Sustentabilidade

A Edifícios Saudáveis Consultores é uma companhia portuguesa fundada em 1996, com foco na melhoria da sustentabilidade e redução de custos de operação e construção de diferentes edifícios. A assessoria da empresa passa pelo apoio aos seus clientes desde o início do projeto até à fase de operação, maximizando o desempenho dos edifícios.

Os certificados LEED e BREEAM, com origem nos Estados Unidos e no Reino Unido, respetivamente, são sistemas de avaliação standardizados que permitem a classificação dos edifícios quanto à sua sustentabilidade, baseando-se nos temas de eficiência energética e hídrica, inclusão de energias renováveis, qualidade do ambiente interior dos edifícios e impacto ambiental da sua construção e operação.

A empresa foi responsável por vários marcos dentro da gama da sustentabilidade, introduzindo os primeiros certificados LEED e BREEAM em Portugal. Desde então, distinguiu-se por conseguir a primeira Certificação LEED Ouro na Península Ibérica e pela primeira Certificação LEED Platina de um Supermercado na Europa.

1.4. Objetivos propostos

O principal foco desta dissertação é a avaliação do impacto de diferentes soluções ao nível da envolvente e dos sistemas de AVAC nos consumos de energia de um hotel. De forma a retirar as devidas conclusões, é necessário realizar as seguintes etapas:

1. Criar o modelo de simulação de um hotel real, usando o software de referência IES-VE. Definir os cenários de ocupação e os padrões de utilização e de climatização;
2. Obter a consumo base do hotel real;
3. Ajustar os parâmetros, a estrutura ou o sistema AVAC do edifício real, de forma a estudar cada solução:

- Alterar a qualidade térmica e a área dos envidraçados e incluir estores;
 - Modificar os níveis de isolamento térmico;
 - Redefinir o conceito de ventilação e o conceito de AVAC;
 - Mudar a localização do edifício;
4. Comparar os resultados das simulações dos diferentes estudos com a solução base. Concluindo quanto ao consumo energético, quanto ao custo e quanto ao desempenho do edifício com cada uma das soluções.

1.5. Software IES-VE

O Integrated Environmental Solution – Virtual Environment (IES-VE), é um software líder na análise energética e na aplicação de modelos de sustentabilidade. Este software contribui na redução de emissões de CO₂ e na otimização do uso de energia, avaliando a performance energética dos edifícios.

Considerada como uma ferramenta bastante intuitiva, permite ao utilizador efetuar simulações dinâmicas da térmica dos edifícios. Permite a modelação e análise dos ganhos internos, da luz solar, do conforto térmico e das cargas térmicas e dos sistemas AVAC. Cumprindo e expondo os regulamentos globais das construções e permitindo uma avaliação do edifício quanto a diferentes certificados.

1.6. Estrutura da dissertação

A dissertação está dividida em 6 partes.

Capítulo 1 – Este capítulo pretende introduzir o projeto realizado e dar a conhecer os principais objetivos da dissertação.

Capítulo 2 – Os conceitos fundamentais da climatização de edifícios são aprofundados neste capítulo.

Capítulo 3 – Neste capítulo é apresentado o edifício real a modelar no sistema IES-VE, sendo identificados os diferentes parâmetros para a sua caracterização. Cada um dos subcapítulos aborda uma componente do dimensionamento das diferentes simulações, mencionando os diferentes ganhos, perfis de ocupação, controlo dos sistemas AVAC, entre outros. É ainda definido um edifício simplificado.

Capítulo 4 – As primeiras soluções são abordadas neste capítulo, sendo realizadas num modelo simplificado de forma a facilitar a comparação entre as soluções estudadas. Estes estudos são apenas comparados pelas necessidades térmicas do espaço e das baterias por área climatizada, uma vez que a apresentação de consumos globais não teria significado.

Capítulo 5 – Este capítulo expõe os efeitos que a localização, a ventilação e o sistema AVAC têm no edifício real. Além de obter, por simulação, as necessidades térmicas, o software IES-VE será usado para dimensionar a central térmica que alimenta alguns sistemas AVAC. Os

resultados das simulações são comparados em termos de consumo energético, custo e desempenho.

Capítulo 6 – As principais conclusões que se retiram do projeto são aqui mencionadas, e são ainda sugeridas ideias para melhorar o projeto.

2. Resumo bibliográfico

2.1. Climatização

Neste projeto, será relevante conhecer os processos típicos para o condicionamento do ar. Ao estudo das propriedades da mistura de ar seco e do vapor de água, dá-se o nome de psicrometria, que se baseia no conceito de que o ar, misturado com vapor de água, pode ser considerado um gás perfeito [2]. Os processos são, por norma, avaliados num diagrama psicrométrico, que está abaixo representado.

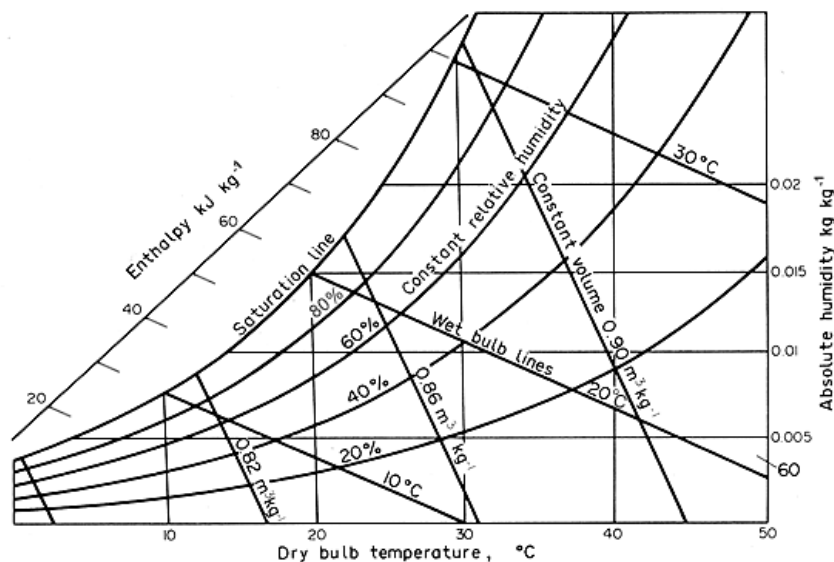


Figura 1 – Diagrama psicrométrico [4].

O diagrama permite um entendimento rápido dos processos que ocorrem durante a climatização, além de evitar a resolução das equações psicrométricas. Todavia, cada diagrama só pode ser utilizado para a pressão total em que foi construído [2].

Do diagrama anterior retira-se as seguintes siglas:

- w - Humidade absoluta
- h - Entalpia específica
- T_{DB} - Temperatura de bolbo seco
- T_{WB} - Temperatura de bolbo húmido
- v - Volume específico

- ϕ - Humidade relativa

Olhe-se agora para os processos mais típicos da climatização:

Aquecimento e arrefecimento sensíveis

O aquecimento ou arrefecimento sensíveis consistem no aumento ou diminuição da temperatura do ar sem alterar o seu teor de humidade ($w_1 = w_2$). Portanto, o processo é representado como uma linha horizontal na carta psicrométrica, tal como ilustrado na Figura 2.

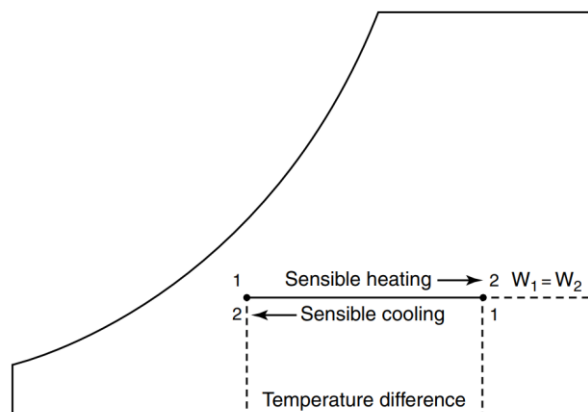


Figura 2 – Aquecimento e arrefecimento sensíveis num diagrama psicrométrico [4].

Como se pode ver, a transferência de calor (aquecimento) para ponto 1 provoca o aumento das temperaturas de bulbo seco e húmido, além de aumentar a entalpia específica e diminuir a humidade relativa. O processo é inverso para o arrefecimento sensível [5]. Assim, pode-se definir a energia transferida pela equação abaixo.

$$q = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (1)$$

Arrefecimento sensível e latente (Desumidificação)

Como se viu anteriormente, o arrefecimento leva ao aumento da humidade relativa do ar. Se esse aumento atingir o ponto de orvalho, $\phi = 100\%$, a água presente no ar irá condensar, existindo uma desumidificação do ar além do arrefecimento. Na figura a seguir pode-se ver a evolução do ponto 1 para o ponto 3, onde ocorre a diminuição da humidade absoluta do ar e da temperatura de bulbo seco [4].

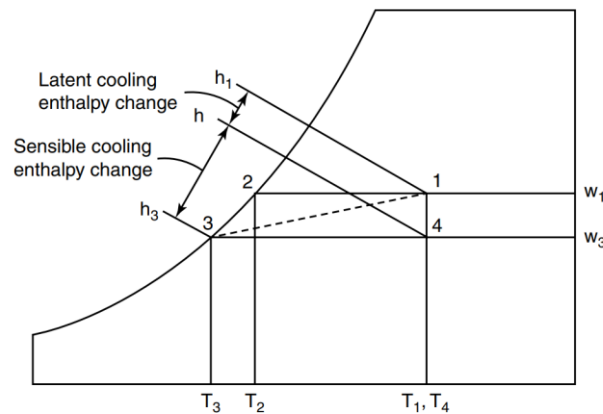


Figura 3 - Arrefecimento sensível e latente num diagrama psicrométrico [4].

Note-se que a mudança total da entalpia específica é composta por duas partes, uma mudança representativa da energia libertada após a condensação de parte do vapor no ar (arrefecimento latente) e a mudança de entalpia devido ao arrefecimento sensível. A equação (1) toma agora outra forma [4, 5]:

$$q = (h_4 - h_1) + (h_3 - h_4) \quad (2)$$

2.2. Qualidade de ar interior (QAI)

A climatização de um espaço não passa apenas pelo equilíbrio de temperaturas e de humidade do ar, passa também pela qualidade do ar interior (QAI). De modo a ter uma QAI aceitável, o ar não pode possuir contaminantes em concentrações nocivas para os utilizadores e a maioria das pessoas expostas (>80%) não pode expressar insatisfação. A QAI é apenas aceitável quando, não só os ocupantes não estão sujeitos aos níveis nocivos de contaminantes, mas o seu ambiente está livre de odores incómodos [5].

A contaminação dos espaços interiores é provocada pela ocupação humana ou pela libertação de contaminantes a partir de objetos ou de processos da vida quotidiana, além de poderem ser introduzidos pelo ar exterior contaminado. Alguns dos contaminantes mais comuns são dióxido de carbono, monóxido de carbono, diversos gases e vapores nocivos, microrganismos, vírus, alergénios e odores [5].

Por tudo isto, de modo a manter uma boa QAI, será necessário dimensionar um sistema AVAC. O método mais económico para o controlo da QAI é a renovação do ar interior, por isso o sistema AVAC terá de ser capaz de filtrar e tratar o ar exterior insuflado e ainda renovar o ar interior de forma a diluir a quantidade de contaminantes gerada nos espaços [5]. Além da insuflação de ar novo, é necessário a exaustão do mesmo caudal de ar de cada espaço. Um dos procedimentos mais comuns é a exaustão do ar pelas instalações sanitárias permitindo que estas estejam em depressão conforme legislado.

O caudal de ar novo necessário depende do tipo de atividade e da tipologia de espaço, podendo os valores ser consultados na seguinte tabela.

Tabela 1 – Caudal mínimo de ar novo determinado segundo o tipo de atividade e segundo a tipologia do espaço [6]

Tipo de atividade	Taxa de metabolismo dos ocupantes - M (met)	Exemplos de tipo de espaço	Caudal de ar novo [m ³ /(hora.pessoa)]
Sono	0,8	Quartos, Dormitórios e similares	16
Descanso	1,0	Salas de repouso, Salas de espera, Salas de conferências, Auditórios e similares, Bibliotecas.	20
Sedentária	1,2	Escritórios, Gabinetes, Secretarias, Salas de aula, Cinemas, Salas de espetáculo, Salas de Refeições, Lojas e similares, Museus e galerias, Salas de convívio, Salas de atividade de estabelecimentos de geriatria e similares.	24
		Salas de jardim de infância e pré-escolar e Salas de creche.	28
Moderada	1,75 (1,4 a 2,0)	Laboratórios, Ateliers, Salas de Desenho e Trabalhos Oficiais, Cafés, Bares, Salas de Jogos e similares.	35
Ligeiramente Alta	2,5 (2,0 a 3,0)	Pistas de dança, Salas em ginásios, Salas de ballet e similares	49
Alta	5,0 (3,0 a 9,0)	Salas de musculação, Salas em ginásios e pavilhões desportivos e similares	98

2.3. Cargas térmicas

As cargas térmicas de aquecimento e arrefecimento representam a potência necessária a fornecer ou a remover a um espaço, de modo a manter o ar ambiente deste numa combinação desejada de temperatura e humidade. Esse controlo é realizado pelos sistemas de climatização, que transferem ou removem energia de cada espaço quando assim for necessário e, por isso, os cálculos das cargas térmicas representam a base principal para a conceção e seleção dos sistemas de climatização [7].

A quantidade de aquecimento ou arrefecimento exigido por um espaço em qualquer momento específico ao longo de um ano varia muito, dependendo de fatores externos e internos. Estudando, no entanto, todos os ganhos e perdas que o espaço sofre ao longo do ano, é possível obter o momento no tempo em que a carga térmica de arrefecimento e aquecimento foi superior, representando as cargas térmicas máximas. Esses valores permitirão dimensionar o sistema de climatização de forma a colmatar as potências máximas necessárias a fornecer e a remover [4, 7].

Porém, o cálculo das cargas térmicas não é realizado num só espaço. Ao estudar um edifício, existem diferentes espaços a climatizar que, além de dependerem de diferentes fatores externos e internos, dependem da influência de cada espaço vizinho. Assim, a obtenção das cargas térmicas em cada espaço passa a ser um estudo complexo dependente de *n* elementos. Além disso, o dimensionamento dos sistemas de climatização passa a ser mais complexo, já que o pico das cargas térmicas pode não ocorrer no mesmo instante em todos os espaços. Dimensionar o sistema para uma potência igual ao somatório dos valores máximos das cargas térmicas em cada espaço resultará num sobredimensionamento do sistema, que leva a um aumento dos custos de climatização. O estudo passa, então, por calcular a soma da potência a retirar/fornecer a todos os quartos, a cada instante [4].

Como mencionado anteriormente, é necessário um estudo de todos os fatores que provocam processos de transferência de calor condutivos, convectivos ou radiativos, quer representem ganhos ou perdas de calor pelo espaço. Um dos métodos de estudo das necessidades térmicas é definido pela Ashrae como *Heat balance method*, onde são estudados todos os ganhos e perdas de cada espaço individual, a cada instante num determinado espaço de tempo. É assim conhecido o valor calorífico necessário a retirar/fornecer ao espaço de forma a realizar um equilíbrio térmico. Este é o método utilizado pelo software IES-VE [8, 7].

Os ganhos sensíveis têm origem nas diferenças de temperatura através da fronteira do edifício, radiação solar direta, infiltrações e fontes de calor internas. Já os ganhos latentes, ocorrem pela adição de humidade a um espaço por parte dos ocupantes, equipamentos e/ou infiltrações. O ganho de calor latente é considerado instantâneo. Os tipos de ganhos mais comuns estão abaixo representados [4, 5]:

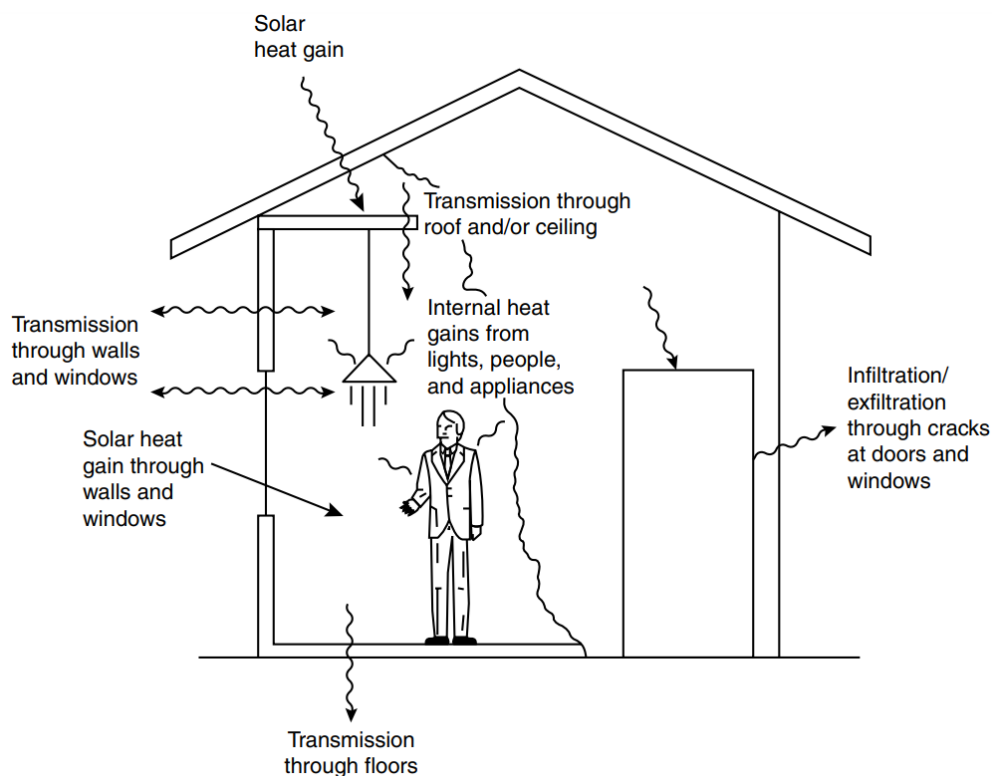


Figura 4 – Perdas e ganhos pela envolvente característicos de um edifício [4].

2.4. Ganhos internos

Os ganhos internos, ganhos derivados de pessoas, luzes e equipamentos são frequentemente uma componente significativa no cálculo das cargas térmicas. Os ganhos não serão, no entanto, os mesmos em todos os momentos. Além de obter os valores característicos, é necessário conhecer o perfil de utilização/ocupação, o que permitirá ter um conhecimento exato dos ganhos ao longo do dia e ao longo do ano [5].

Ocupação

Os ganhos de calor derivados da ocupação de um espaço têm uma componente sensível e outra latente, dependentes do tipo e da intensidade da atividade que as pessoas efetuam nesse mesmo espaço [5].

A seguinte tabela, facultada pela Ashrae, explicita os valores habituais do calor latente e sensível libertado, por cada pessoa, em diferentes atividades, além de indicar a percentagem do calor que é libertado por radiação, sendo o restante libertado por convecção [7].

Tabela 2 – Calor sensível e latente libertado por seres humanos em diferentes atividades [7].

Degree of Activity	Location	Total Heat, W		Sensible Heat, W	Latent Heat, W	% Sensible Heat that is Radiant ^b	
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a			Low V	High V
Seated at theater	Theater	115	105	70	35	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	130	115	70	45		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	140	130	75	55		
Standing, light work; walking	Department store; retail store	160	130	75	55	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	160	145	75	70		
Sedentary work	Restaurant ^c	145	160	80	80		
Light bench work	Factory	235	220	80	140		
Moderate dancing	Dance hall	265	250	90	160	49	35
Walking 4.8 km/h; light machine work	Factory	295	295	110	185		
Bowling ^d	Bowling alley	440	425	170	255		
Heavy work	Factory	440	425	170	255	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	470	470	185	285		
Athletics	Gymnasium	585	525	210	315		

Iluminação

Uma vez que a iluminação é muitas vezes o principal componente de carga interna, é necessária uma estimativa precisa dos ganhos causados por estes. A carga num dado momento pode ser bem diferente do calor equivalente à energia fornecida instantaneamente por essas luzes. Alguma da energia emitida pelas luzes está na forma de radiação que é absorvida pelo edifício. A energia absorvida é posteriormente transferida para o ar por convecção [5, 7].

Equipamentos

À semelhança dos ganhos anteriores, os ganhos derivados da operação de equipamentos podem representar um ganho significativo dos espaços. O tipo de equipamentos depende da tipologia e das funções do edifício [5, 7].

2.5. Ganhos por Infiltrações/ventilação

Pode-se distinguir a ventilação em dois métodos diferentes: a ventilação mecânica (movimento forçado do ar, por equipamentos mecânicos, de forma regulada e controlada) e a ventilação natural [6].

A ventilação natural ocorre por infiltrações de massas de ar dependentes das diferenças de temperatura, dependendo ainda da ação natural do vento. Este método de ventilação ocorre através de aberturas controláveis nas fachadas dos edifícios, o que permite adequar a abertura consoante as necessidades de ar novo. Estas necessidades estão dependentes do efeito natural do vento e ainda da ocupação das divisões [6].

Como mencionado anteriormente, é necessário que ocorra ventilação nos edifícios desta tipologia de modo a manter uma QAI aceitável. Uma vez que está a ser substituída uma massa de ar dos espaços a climatizar por uma massa de ar exterior, com diferentes condições de temperatura e de humidade, as necessidades térmicas do espaço ir-se-ão alterar [9].

Dependendo das necessidades térmicas do espaço, a carga térmica inserida pode ser prejudicial ou vantajosa. Na estação de aquecimento, sendo necessário aumentar a temperatura de um espaço, a inclusão de ar exterior a uma temperatura inferior não é benéfica. O mesmo ocorre durante o dia na estação de arrefecimento, onde é necessário libertar calor e, portanto, a inclusão de uma massa de ar novo a temperaturas superiores é prejudicial. No entanto, nesta estação de noite, é típico a temperatura exterior ser inferior à temperatura interior. Ao permitir a inclusão de ar novo, poder-se-á diminuir as necessidades térmicas do espaço. Este é um dos

processos com maior relevância no estudo do consumo de grandes edifícios, ao qual se dá o nome de *free cooling* [9].

Em todos os edifícios ocorrem, ainda, infiltrações de ar exterior involuntárias através das frinchas das portas e janelas, podendo estas ser reduzidas através de uma boa vedação, mas não eliminadas. Acrescenta-se, ainda, o ar que entra devido à abertura ocasional de portas e janelas [7].

2.6. Ganhos pela envolvente

A envolvente de um edifício é constituída por diversos elementos construtivos, como paredes, vidros, pisos e telhados. Devido às diferenças de temperatura e devido à radiação incidente, existe transferência de calor pela envolvente para cada espaço, sendo que as trocas de calor ocorrem por condução, convecção e radiação. Os elementos construtivos podem ser divididos entre elementos opacos e não opacos à radiação incidente.

O calor sensível transferido por condução é representado na Figura 5, sendo descrito pela equação de Fourier [10]:

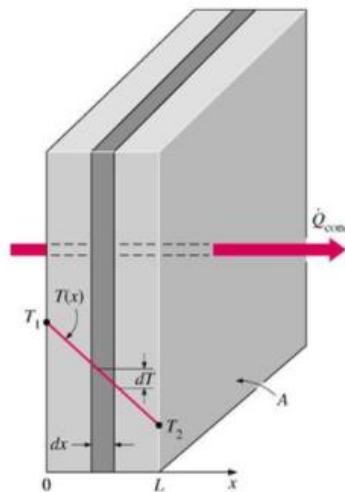


Figura 5 – Transferência de calor por condução unidimensional através de uma parede.

$$\dot{Q}_{cond} = k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3)$$

Onde k é a condutibilidade térmica do material em $[W / (m \cdot K)]$, A é a área superficial por onde se realiza a transmissão de calor em $[m^2]$ e $\frac{dT}{dx}$ representa a variação de temperatura ao longo do elemento [10].

A equação anterior é resultante da transferência de calor entre diferentes superfícies do mesmo material, sendo o sentido da troca de calor da superfície com maior temperatura para a superfície com menor temperatura. Todavia, num edifício, os elementos construtivos não são constituídos por apenas uma camada de um material. A mistura de materiais possibilita

diferentes características, permitindo um melhor isolamento, acabamento, rigidez, etc. Define-se então uma nova variável, R [$m^2 K / W$], que representa a resistência térmica de cada camada do elemento construtivo, obtido pela divisão da espessura da camada pela condutibilidade térmica do material que a constitui [10].

$$R = \frac{e}{k} \quad \frac{m}{W / (m K)} \quad (4)$$

Assim, é determinado um coeficiente de transmissão térmica global dos elementos, U [$W / K m^2$], que caracteriza a transmissão térmica por condução através de um elemento [11]:

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum_j R_j + R_{se}} \quad (5)$$

Onde R_{si} e R_{se} são as resistências superficiais interior e exterior, respetivamente, representando as condições de velocidade do ar na superfície e das características de emissividade da superfície e R_j é a resistência de cada camada j [11].

A equação (3) toma agora a seguinte configuração:

$$\dot{Q}_{cond} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (6)$$

Os elementos não opacos absorvem, transmitem e refletem a radiação solar, como se pode ver na Figura 6.

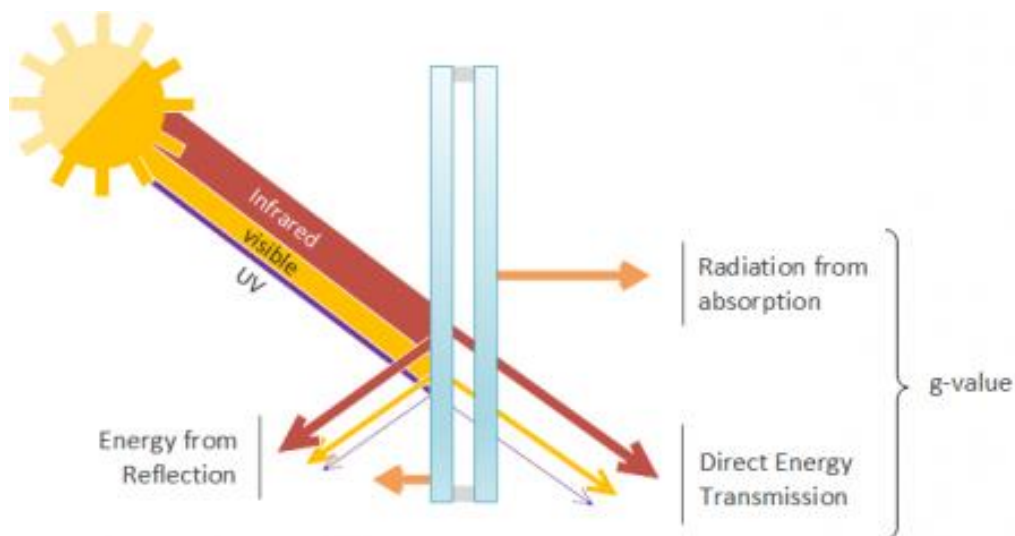


Figura 6 –comportamento dos envidraçados à luz solar [12].

O fator de ganho solar, g_t , representa a energia que é transmitida mais a energia absorvida que é libertada por radiação térmica. A escolha apropriada do envidraçado permite controlar cada componente da transmissão e da absorção. Um controlo da componente visível permite combater o encandeamento, enquanto o controlo dos infravermelhos permite controlar

os ganhos solares. Já uma gama dos ultravioletas pode ser prejudicial à saúde e a certos materiais.

Uma vez que a envolvente influencia bastante os ganhos do edifício, ambos os elementos terão de ser bem dimensionados. A Tabela 3 apresenta os valores regulamentados do coeficiente de transmissão térmica máximo admissível para a envolvente opaca e não opaca [13].

Tabela 3 – Valores do coeficiente de transmissão térmica máximo admissível para a envolvente opaca e não opaca [13].

U _{máx} [W/(m ² .°C)]	Zona Climática					
Portugal Continental						
Zona corrente da envolvente:	Com a entrada em vigor do presente regulamento			A partir de 31 de dezembro de 2015		
	I1	I2	I3	I1	I2	I3
Elementos opacos verticais exteriores ou interiores	1,75	1,60	1,45	0,70	0,60	0,50
Elementos opacos horizontais exteriores ou interiores	1,25	1,00	0,90	0,50	0,45	0,40
Vãos envidraçados exteriores (portas e janelas) (U _w)	-	-	-	4,30	3,30	3,30

2.7. Ganhos Solares

Os ganhos solares são de elevada relevância para os ganhos de um edifício, sendo que a radiação solar incidente depende da localização do Sol no céu e da claridade da atmosfera, bem como da natureza e orientação do edifício [5].

De modo a recriar e prever os efeitos que a radiação solar tem no balanço energético do edifício, é necessário conhecer a posição do Sol no céu em cada instante, dependendo da hora do dia, do dia do ano e da localização do edifício. A Terra realiza um movimento de translação à volta do Sol, seguindo uma órbita elíptica, e realiza um movimento de rotação sobre si mesma, segundo um eixo de rotação inclinado 23,5° do plano orbital. Ambos os movimentos podem ser observados na seguinte figura [5].

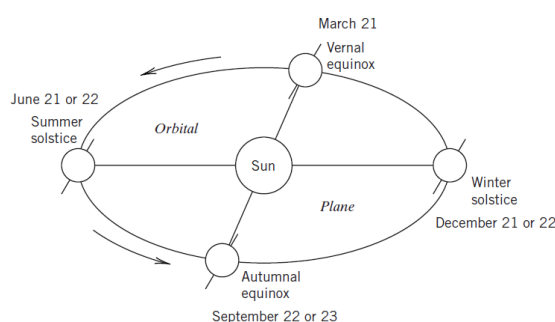


Figura 8 – Efeito da inclinação e da rotação e da Terra à volta do Sol, [5].

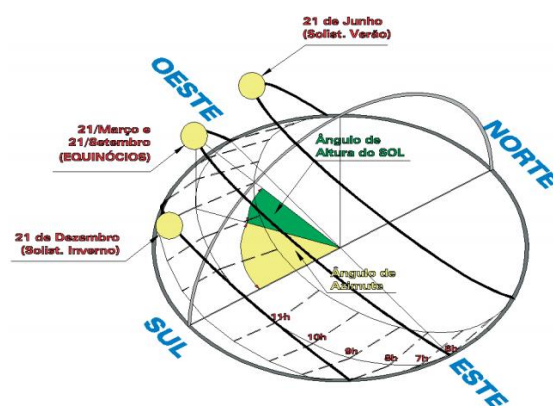


Figura 7 – Geometria solar ao longo do ano, [9].

Como se pode observar, no solstício de Inverno, o ângulo de altura de Sol é o menor do ano, e os dias são mais curtos que as noites. No solstício de Verão, ocorre o oposto, sendo os dias mais longos e o ângulo de altura do Sol superior neste dia. Nos equinócios tem-se um meio termo, sendo o dia tão comprido como a noite [9].

A Figura 9 indica a radiação solar incidente em cada orientação ao longo do ano.

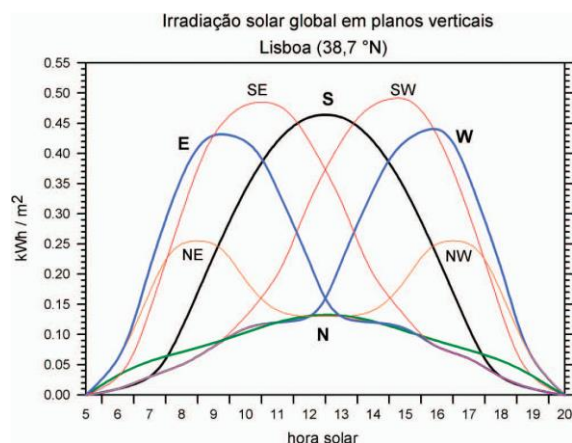


Figura 9 -Irradiação solar global ao longo de um ano para as diferentes orientações [9].

Como era de esperar, a partir da Figura 7, a radiação incidente é mais elevada a Sul do que a Norte, sendo que o máximo ocorre a meio do dia. Já os ganhos a Este e Oeste são superiores de manhã e de tarde, respetivamente.

É de fácil compreensão que, no período de aquecimento, será vantajosa a captação de toda a energia solar disponível. No entanto, no período de arrefecimento, a melhor solução é bloquear a radiação solar. Assim, são necessárias diferentes estratégias para cada orientação, de modo a diminuir as necessidades térmicas do espaço a climatizar. Olhando agora com mais pormenor cada orientação [9, 5]:

Sul

No Inverno, o ângulo de altura do Sol é pequeno e, por isso mesmo, os raios solares estão perto da perpendicular dos envidraçados verticais, possibilitando a entrada de radiação no edifício. Já no Verão, uma vez que o ângulo de altura do Sol é elevado, a colocação de uma pala horizontal sobre o envidraçado permite controlar a elevada irradiação solar que incide na divisão neste período.

Norte

No Inverno, a divisão recebe apenas radiação difusa a partir da abóbada celeste. No Verão, recebe uma fração de radiação direta no nascer e no pôr do Sol, já que estes ocorrem a Nordeste e Noroeste, respetivamente.

Este e Oeste

Na estação de aquecimento, o nascer e o pôr do sol ocorrem a Sudeste e a Sudoeste. Portanto, a Este tem-se apenas uma fração da radiação direta na parte da manhã e a Oeste apenas uma fração na parte da tarde.

Na estação de arrefecimento, a radiação solar incide em abundância nestas fachadas, já que os ângulos de incidência são próximos da perpendicular à fachada. É então necessário ter cuidados com os ganhos solares indesejáveis de manhã, a Este, e de tarde, a Oeste.

A Oeste é necessário ainda ter em conta que, além dos ganhos solares, a temperatura exterior é superior ao final do dia. Assim, os ganhos solares ocorrem numa altura mais desvantajosa em termos de climatização do espaço.

Uma vez que diferentes fachadas envidraçadas têm diferentes ganhos solares e diferentes irradiações incidentes, é necessário estudar a melhor arquitetura para cada fachada individualmente. Algumas destas mudanças passam por alterar o tamanho e o tipo de envidraçados, a inclusão de palas de sombreamento verticais e horizontais e dispositivos de sombreamento.

2.8. Cálculo das cargas térmicas de arrefecimento

A análise realizada às cargas térmicas da estação de arrefecimento deve ser uma análise transiente, i.e., deve ser estudada a evolução da carga em cada instante de tempo, consoante um determinado passo de tempo. É necessário este tipo de análise, pois conta-se com os ganhos solares, ganhos que são bastante variáveis com o tempo [4, 5, 7].

É necessário ainda ter em conta outro efeito relevante nesta estação, uma vez que os ganhos radiativos são elevados. A radiação incidente num espaço não aquece diretamente a atmosfera, sendo antes absorvida pela envolvente do espaço. A este efeito dá-se o nome de inércia térmica. Todos os corpos conseguem armazenar calor, no entanto, o tempo que demoram a libertar essa energia, por convecção, varia consoante a capacidade de armazenamento de calor de cada elemento, tal como da massa superficial útil desse mesmo. Assim, apesar dos ganhos ocorrerem num certo momento, a potência a remover nesse mesmo momento não terá em conta o calor absorvido [4, 5, 7].

A inércia térmica é um efeito relevante quanto ao design de um edifício, dado que o desfasamento da carga térmica, de um instante onde os ganhos são elevados (dia) para um instante onde os ganhos diminuem significativamente (noite), permite uma atenuação do pico da carga térmica. Assim, apesar da potência total a remover ao longo de um dia por norma não se alterar, o sistema de climatização poderá ser dimensionado para uma potência inferior, o que irá diminuir os custos dos equipamentos. O seguinte esquema expõe a relação entre os ganhos térmicos e a carga térmica de arrefecimento, indicando o efeito da inércia térmica [4, 5, 7].

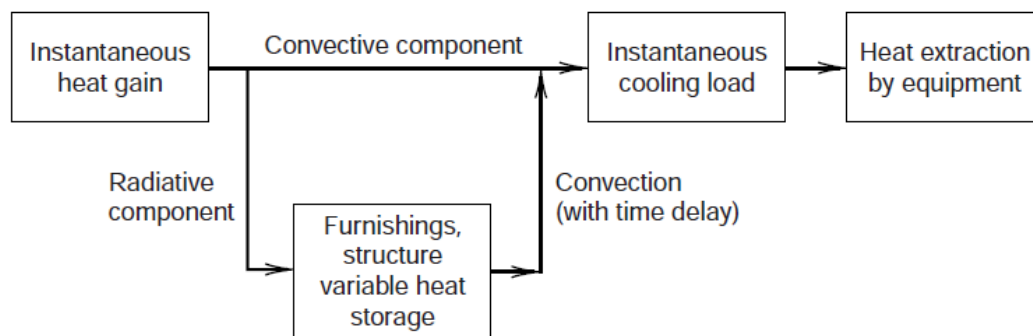


Figura 10 –Esquema da relação entre os ganhos instantâneos de um espaço e a carga térmica a remover [5].

Ainda quanto ao ponto anterior, é necessário ressaltar que em situações de meia estação, numa localização onde as diferenças de temperatura são elevadas ao longo do dia, poderá haver uma alteração de um perfil de arrefecimento para um perfil de aquecimento, sendo que a inércia térmica nesses momentos poderá ser vantajosa em termos de consumo [7].

Além dos ganhos solares, é relevante no arrefecimento conhecer e estudar os ganhos devido às infiltrações e às trocas pela envolvente. Já os ganhos internos são considerados máximos, quer isto dizer que se admite ocupação máxima, com todos os equipamentos e luzes ligadas.

2.9. Cálculo das cargas térmicas de aquecimento

Ao contrário do período de arrefecimento, o cálculo das cargas térmicas de aquecimento é obtido assumindo que a transferência de calor ocorre de modo estacionário. Esta abordagem simplificada justifica-se, porque o cálculo se baseia nas piores condições que podem ocorrer durante uma estação de aquecimento. Em todos os espaços é então considerado que:

- Os ganhos solares são nulos (noite ou em dias nublados de Inverno);
- Os ganhos internos são nulos (edifício desocupado);
- O efeito de inércia térmica do edifício é reduzido (componente radiativa baixa);
- Existem infiltrações e/ou ventilação [7].

A temperatura exterior é, por norma, muito inferior à temperatura de conforto interior e, portanto, a diferença de temperatura exterior-interior é mais elevada nesta estação. As perdas pela envolvente são mais relevantes, sendo necessário um maior cuidado na escolha da envolvente, utilizando soluções com isolamento térmico nos elementos opacos e utilização de vidros duplos nos vãos envidraçados. As perdas pela envolvente ocorrem, essencialmente, por condução [9, 7].

No entanto, se as infiltrações e/ou a ventilação forem elevadas, as perdas de calor sensível e latente serão também elevadas, provocando ainda o desconforto de correntes de ar. As perdas ocorrem porque o ar exterior é frio e seco. Não sendo necessário um controlo apertado da humidade no Inverno, as perdas de calor assumem-se apenas sensíveis [7].

2.10. Sistemas AVAC

Os sistemas AVAC permitem obter e manter as condições ambientais desejáveis dentro dos espaços. Existem quatro sistemas típicos na climatização, sendo classificados segundo o fluido primário que realiza a transferência de calor [14, 15]. Estes sistemas são:

- Tudo-Ar;
- Ar-Água;
- Tudo-Água;
- Tudo-Frigorigénio ou VRF (variable refrigerant flow).

Como indica o nome, o sistema tudo-ar é caracterizado pela climatização dos espaços apenas com ar quente ou frio, podendo ainda ser ar seco ou humidificado. Assim, é possível colmatar tanto cargas térmicas sensíveis como latentes, além de permitir um controlo da QAI [14, 15].

Já um sistema tudo-água, climatiza os espaços através de água quente e refrigerada que é distribuída e produzida a partir de um sistema central de chillers e caldeiras. A climatização pode ocorrer em unidades terminais como radiadores, radiadores convectivos, ventiloconvectores, entre outros. Uma das grandes vantagens deste sistema é a dimensão reduzida das tubagens em relação aos dutos do sistema tudo-ar [14, 15].

Os sistemas Ar-água são sistemas que permitem uma combinação das vantagens de cada sistema e serão analisados em maior detalhe.

A seguinte figura representa os três sistemas supramencionados, sendo apenas um esquema simplificado do aquecimento e arrefecimento do fluido primário e da sua distribuição.

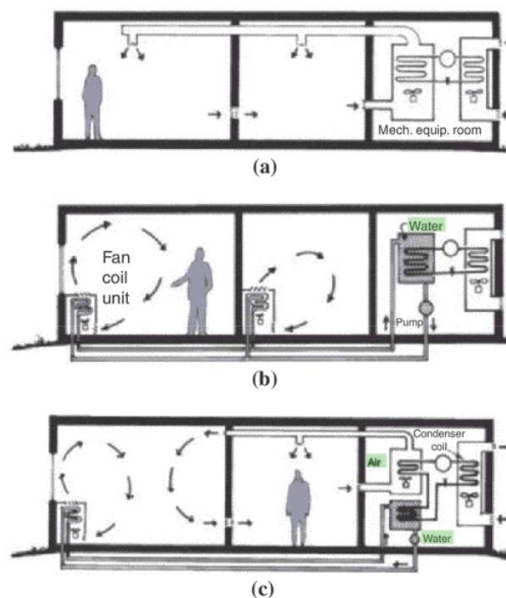


Figura 11 –Esquema simplificado dos sistemas: a) tudo-ar; b) tudo-água; c) ar-água [15].

2.10.1. Sistemas Ar – Água

De forma a climatizar corretamente os espaços, os sistemas têm de colmatar as cargas térmicas sensíveis e latentes, além de manter a QAI. Por norma, os sistemas ar-água introduzem mecanicamente o ar novo necessário para manter a QAI através de unidades de tratamento de ar (UTA's), enquanto a maioria das cargas térmicas sensíveis são colmatadas por ventiloconvectores (VC's). Enquanto as UTA's se situam, por norma, nos telhados dos edifícios, os ventiloconvectores são unidades terminais, situando-se nas divisões a climatizar. As UTA's não permitem apenas o controlo da QAI, ao climatizar o ar novo insuflado, é possível colmatar tanto cargas térmicas sensíveis como latentes [5, 16].

A água tem maior densidade e calor específico que o ar e, por isso, para colmatar a mesma carga térmica, o circuito de distribuição do ar terá de possuir um diâmetro hidráulico muito superior ao diâmetro do circuito de distribuição da água. Uma vez que grande parte da carga sensível de aquecimento/arrefecimento é colmatada pela água, os requisitos gerais da rede de distribuição num sistema de ar-água são consideravelmente menores do que num sistema

tudo-ar. Permitindo, por isso, economizar espaço, tanto na cavidade do teto, necessária para ocultar a tubulação, como no local central de distribuição [5, 16].

Estes sistemas são denominados de sistemas centralizados, uma vez que os fluidos primários são tratados em locais específicos e depois distribuídos pelos espaços a climatizar. Na sala de equipamentos mecânicos, onde estão situados os chillers e as caldeiras, realiza-se a refrigeração e o aquecimento da água, que será distribuída até aos VC's e até às UTA's. Já o ar, é tratado nas UTA's e depois distribuído pelos espaços onde este é necessário [5, 16].

O ar novo climatizado pela UTA denomina-se ar primário, sendo insuflado diretamente nos quartos. Já o ar que é climatizado pelo VC, dentro do quarto, é denominado de ar ambiente recirculado ou secundário.

Num sistema típico Ar-Água, o ar primário é climatizado, de forma a poder ser insuflado sem comprometer o conforto térmico dos utilizadores. De forma geral, o sistema é constituído por um ventilador, um filtro e baterias de aquecimento e arrefecimento, podendo ainda possuir um humidificador para controlo de humidade no Inverno, como se pode ver na Figura 12. O sistema pode ainda conter uma bateria de pré-aquecimento, fundamental para quando a temperatura exterior é inferior à temperatura de congelação. Já a bateria de reaquecimento, situa-se após a bateria de arrefecimento, de modo à humidade ser controlada na estação de arrefecimento. Os filtros do sistema central devem ser mais eficientes do que num sistema tudo-ar, para compensar a diluição reduzida de contaminantes do espaço, como resultado de taxas de fluxo mínimas do lado do ar. Além da insuflação de ar novo, a UTA permite reaproveitar o ar de retorno, ou pela mistura desse ar com o ar novo, ou pela recuperação de calor [16].

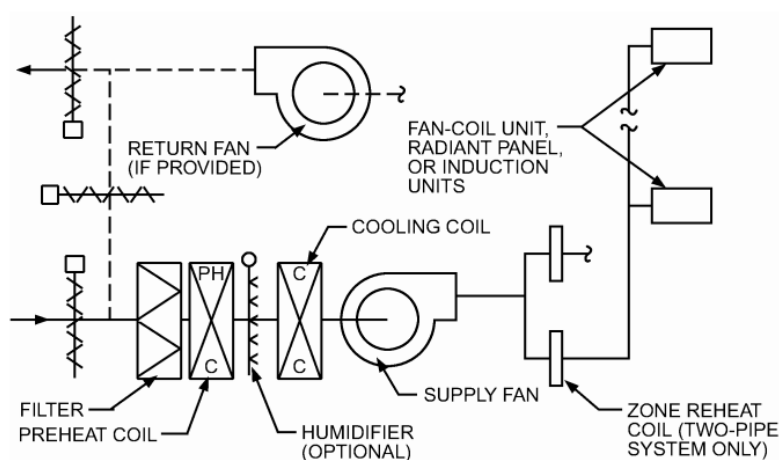


Figura 12 – Diagrama da operação de uma UTA [16].

Os ventiloconvectores, que se encontram em cada divisão a climatizar, são constituídos por um ventilador, filtro e baterias de aquecimento e arrefecimento alimentadas pela rede de distribuição de água. A desumidificação é difícil nestas unidades, sendo, por isso, o controlo da humidade realizado apenas pela UTA, o que torna difícil o controlo individual de cada divisão. Por isto mesmo, estes sistemas são usados, normalmente, para edifícios com cargas térmicas sensíveis elevadas e onde o controlo exato da humidade não é um critério primário. Apesar disso, é possível que haja condensação no normal funcionamento da bateria de arrefecimento, tornando-se essencial a existência de uma bandeja de precipitados [16, 5, 14].

Uma vez que cada quarto possui um VC, estes têm critérios exigentes quanto ao ruído e também aspeto. São, por isso, ocultados no teto do quarto por um teto falso. Necessitam ainda de manutenção regular [14, 16]. A Figura 13 representa uma configuração simples e habitual

de um VC. Já a Figura 14 explicita a localização usual de um VC num quarto de hotel, onde se pode ver, por baixo, uma grelha onde o ar do quarto é aspirado (seta vermelha) e, na frente, uma grelha por onde o ar secundário é insuflado (seta azul).

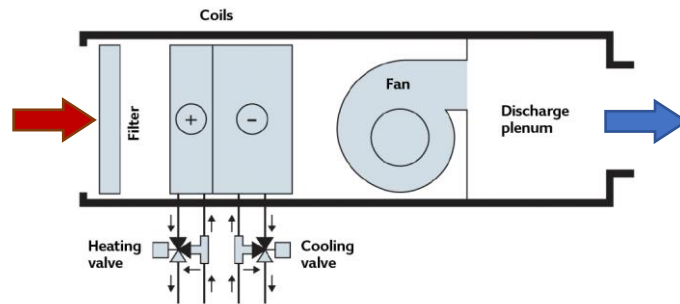


Figura 13 -Diagrama simplificado de um ventiloconvetor, adaptado de [17].



Figura 14 -Localização típica de um VC num quarto de hotel e as trocas de ar tipicamente realizadas, adaptado de [18].

Já foi abordado a componente ar do sistema. É necessário, agora, falar de como ocorre a geração de refrigeração e de calor, além da forma como a distribuição desses é realizada.

Sistema de climatização centralizado

As centrais de aquecimento e/ou refrigeração centralizadas geram calor e/ou frio num único ponto para serem distribuídos, por um fluido térmico, às diferentes divisões a climatizar. As centrais são por norma constituídas por um chiller e uma caldeira, sendo o fluido térmico a água [14, 19]

Os sistemas centralizados são dimensionados tendo em conta o momento em que os valores instantâneos das necessidades térmicas do espaço, no aquecimento e no arrefecimento, são máximos, sendo ainda aplicada uma margem de segurança para as perdas de distribuição, entre outras [14, 16].

Por norma, opta-se sempre por colocar mais um dispositivo de aquecimento/arrefecimento do que o dimensionado, de forma ao sistema continuar a cumprir a climatização dos espaços, mesmo se estes estiverem em manutenção.

As centrais possuem um complexo sistema de canalização. No caso de o fluido térmico ser água, as centrais necessitam de canalização para levar e fazer retornar a água dos espaços a climatizar. Necessitam ainda de sistemas de abastecimento de água da rede pública e combustível, além de sistemas de drenagem [14].

Uma das grandes vantagens destes sistemas é o aproveitamento das centrais para as restantes necessidades de um hotel, quer seja para águas sanitárias ou para piscinas. De um modo geral, a centralização da produção de energia tem as seguintes vantagens:

- Menor custo operacional;
- Fácil acesso e manutenção;
- Múltiplas fontes de energia podem ser aplicadas [16].

Distribuição

O sistema de distribuição de água é comumente de 2 ou de 4 tubos, sendo que na climatização de um edifício numa localização com elevada variação de temperatura (alteração do perfil de aquecimento para um perfil de arrefecimento em 24 horas) pode tornar-se difícil a operação do sistema com uma distribuição de 2 tubos, mas banal para o sistema de 4 tubos. Além disso, o controlo da humidade a partir do aquecimento após arrefecimento é apenas possível com este último sistema. De uma forma geral, apesar do custo inicial mais avultado, a distribuição por 4 tubos apresenta uma maior eficiência e menor complexidade e custo de operação [16].

O arranjo da distribuição nos VC's encontra-se abaixo representado. A distribuição na UTA é idêntica, podendo-se separar a bateria de aquecimento em duas baterias de pré-aquecimento e reaquecimento [16].

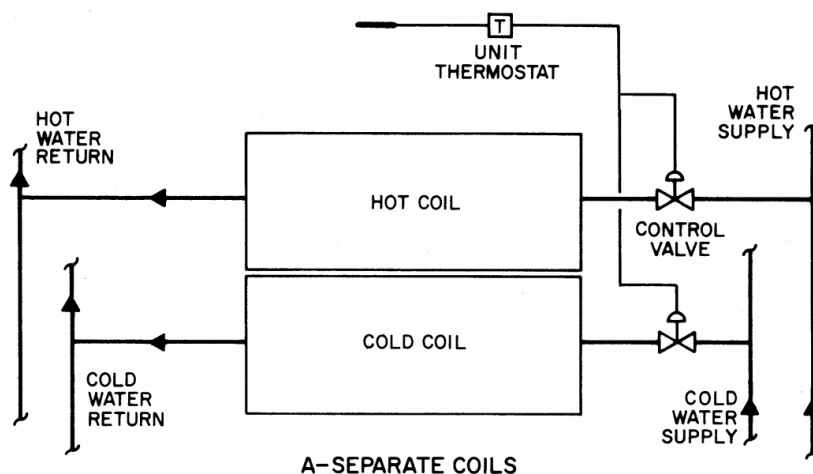


Figura 15 – Arranjo típico de um sistema de climatização a 4 tubos [16].

2.10.2. Sistemas tudo-Frigorigéneo

Outro sistema que é relevante mencionar são os sistemas em que o fluido primário é um fluido frigorigéneo. Estes sistemas funcionam por ciclos de expansão direta, beneficiando de tamanhos reduzidos. Existem diferentes sistemas deste tipo, mas olhe-se com mais atenção para os sistemas de split de bomba de calor.

A bomba de calor é uma máquina de refrigeração que opera sob um ciclo de compressão elétrica ou de absorção térmica, sendo utilizada tanto para arrefecimento como para aquecimento. As bombas de calor, com um ciclo de compressão elétrica, utilizam o ar exterior como fonte quente térmica, durante o Inverno, e como um dissipador de calor, durante o Verão [2].

Uma das aplicações mais utilizadas são as unidades split, onde existe uma unidade interior (na divisão a climatizar) e uma unidade exterior (por exemplo, numa varanda). O fluido refrigerante opera entre as duas unidades, sendo, por isso um sistema descentralizado. As unidades interior e exterior são simples permutadores de calor, sendo a circulação e a compressão do fluido provocadas pelo compressor, e a expansão por uma válvula de expansão. A troca de calor resulta da diferença de temperatura entre o fluido na unidade exterior e a temperatura ambiente exterior. Este tipo de instalação encontra-se representado na Figura 16 [20].

Estes sistemas são de fácil instalação, manutenção e operação sendo unidades pré-montadas com ventiladores, filtros, tubagem de aquecimento, tubagem de arrefecimento, compressor, controladores e sensores, e ainda um condensador. São ainda fáceis de controlar quando o espaço não está ocupado, podendo levar a uma grande poupança energética [14].

É possível a instalação de sistemas multi-split, onde uma unidade exterior consegue cumprir com climatização de vários espaços, i.e., uma unidade exterior encontra-se ligada a várias unidades interiores. Se o sistema for de dois tubos, a bomba de calor apenas permite que todos os quartos estejam em aquecimento ou arrefecimento em simultâneo. No entanto, soluções a quatro tubos permitem que os diferentes espaços estejam a ser aquecidos e arrefecidos simultaneamente [20].

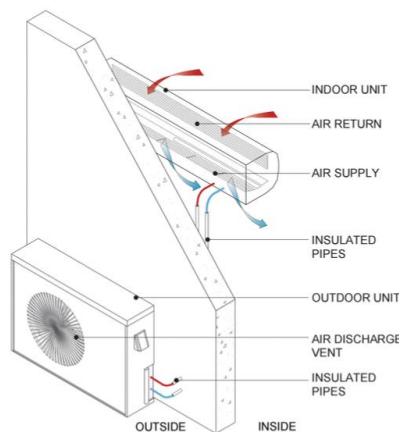


Figura 16 -Representação de um sistema de bomba de calor com unidade split [20].

As bombas de calor são consideradas muito eficientes para climas com necessidades moderadas de aquecimento e arrefecimento, já que transferem calor invés de o gerarem, sendo o único custo, o de operação do compressor e dos ventiladores. Os climas moderados são preferíveis, uma vez que quanto maior a diferença de temperatura entre o fluido na unidade exterior e a temperatura exterior, mais facilmente será a permuta de calor. Ao facilitar a permuta de calor, o ventilador trabalhará a uma carga reduzida e o trabalho do compressor será menor, diminuindo, por isso, o consumo elétrico da unidade [14].

As bombas de calor são tipicamente classificadas segundo um SCOP (coeficiente de desempenho sazonal) para o aquecimento e um SEER (Relação de Eficiência Energética sazonal) para o arrefecimento. Os valores sazonais têm em conta a eficiência da bomba de calor

segundo condições ambiente standard, sendo que quanto maior for o valor do SEER e do SCOP, mais eficiente a bomba de calor é [14].

2.10.3. Componentes

Além de estudar os tipos de sistemas de climatização, é necessário compreender a operação de alguns dos componentes destes sistemas:

Recuperador de calor

É possível incluir recuperadores de calor nas UTA'S, diminuindo a perda da energia contida no ar de exaustão, no caso da estação de aquecimento. Já na estação de arrefecimento, o ar exaurido pode diminuir as necessidades de arrefecimento do ar novo insuflado. No entanto, é necessária a instalação de uma rede de dutos de retorno do ar.

Uma vez que nos sistemas Ar-água a grande parte das cargas térmicas são removidas pela água, não há necessidade de o ar primário ser superior ao ar novo e, portanto, a unidade de tratamento de ar pode tratar somente ar novo (UTAN). Este tipo de solução não permite, no entanto, realizar mistura entre o ar de exaustão e o ar novo. Por um lado, o facto de o ar não poder ser recirculado eleva o consumo de climatização, por outro lado é possível ter um melhor controlo da QAI. O facto de o ar ser extraído pelas instalações sanitárias de cada quarto e o facto de não haver recirculação de ar, sem ser dentro de cada quarto, permite que a contaminação cruzada entre os quartos possa ser evitada. É necessário, portanto, analisar se a inclusão de um sistema completo de tubagens de retorno será benéfica em termos de consumo e se não comprometerá a qualidade do ar insuflado [16].

Nem todos os permutadores de calor apresentam a mesma eficiência na transferência de calor nem as mesmas garantias na qualidade do ar interior. Existem 3 permutadores principais:

- Permutador de fluxo cruzado
- Permutador rotativo
- Permutador ar-água (*Run-around coil*)

Os dois primeiros permutadores são os mais eficientes na recuperação térmica e entálpica, todavia o modo como operam provoca um certo grau de fugas. A ASHRAE Standard 62.1-2019 classifica o ar exaurido pelas instalações sanitárias como classe 2, permitindo, por isso, que o ar seja aproveitado em certas condições. O aumento de pressão na linha de ar novo permite reduzir o risco de contaminação cruzada, entre esta e a linha de ar de retorno, para 0,04%. Estes permutadores, permitem, por isso, o reaproveitamento de ar exaurido com odores, bactérias e vírus [21, 22]. São os sistemas mais comuns e, devido à elevada perda de carga, apenas compensa estarem ativos, na maior parte dos casos, na estação de aquecimento [5, 14].

O permutador ar-água, que se vê na figura a seguir, é uma boa alternativa para a permutação de calor entre linhas de ar, independentemente do grau de poluição da linha de retorno. Apesar de ter uma menor eficiência, permite que esteja ativo durante o período de arrefecimento e de aquecimento, uma vez que não provoca uma perda de carga elevada [5, 14].

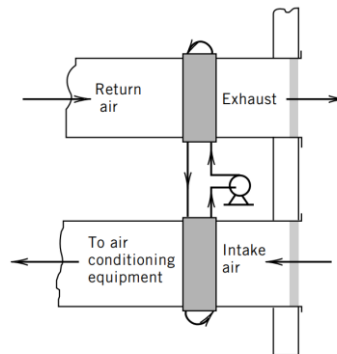


Figura 17 – Esquema de um permutador de calor ar-água (Run-around coil) [5].

A seguinte figura exemplifica, a partir de um diagrama psicrométrico, a ação da permutação de calor nas estações de aquecimento e arrefecimento [23].

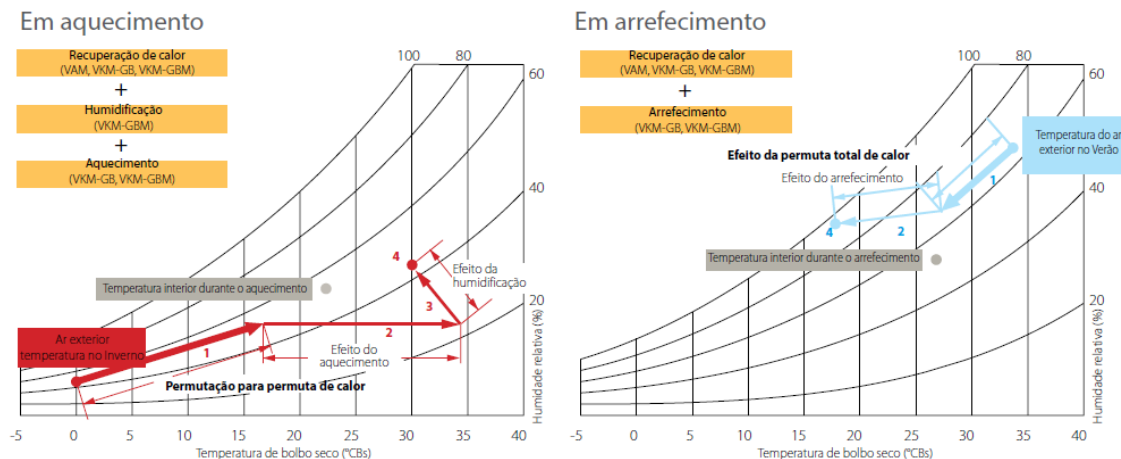


Figura 18 – Diagramas psicrométricos que expõem o efeito da permutação de calor entre o ar insuflado e o exaurido [23].

Ventiladores

Os ventiladores são componentes essenciais a quase todos os sistemas. Quer sejam alocados a UTA's, VC's ou splits, têm a função de insuflação ou exaustão do ar. Existem dois métodos de operação - ou operam com um caudal constante ou variável, graças a uma drive VSD (*variable speed drive*).

A principal vantagem dos ventiladores de caudal variável é a poupança energética na sua operação, sendo que, em certas situações, um caudal contante não é necessário ou desejável. A seguinte figura representa as curvas de desempenho do ventilador, i.e., a evolução da potência específica do ventilador em função da fração do caudal máximo usado. A potência específica do ventilador será, no resto da dissertação, denominada por SFP – *Specific Fan Power* [24].

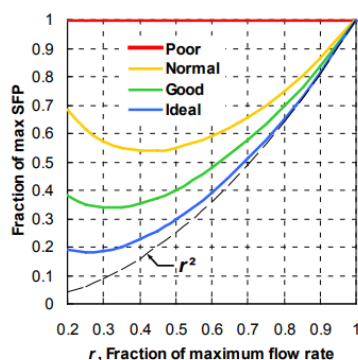


Figura 19 – Curvas de desempenho dos ventiladores com VSD [24].

Chillers

Os chillers são máquinas frigoríficas com o objetivo de extrair calor de um fluido térmico (fonte fria), sendo esse calor depois rejeitado para o ambiente (fonte quente). Um dos ciclos frigoríficos mais comum nos sistemas de climatização é o ciclo de compressão de vapor, que é constituído, de uma forma geral, por um condensador, uma válvula de expansão, um evaporador e um compressor. Este ciclo está representado abaixo [2].

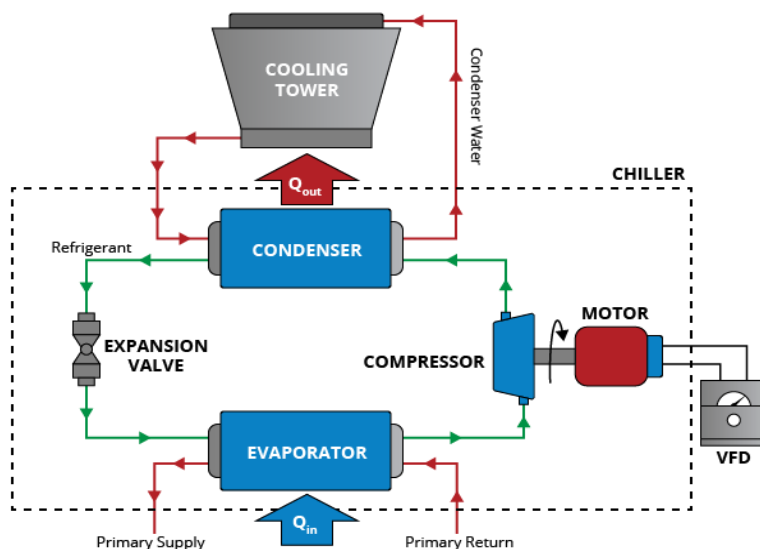


Figura 20 – Esquema de um ciclo de compressão de vapor simples, adaptado de [25].

Os compressores podem classificar-se como volumétricos, incluindo os compressores alternativos, rotativos, de parafuso e helicoidais (*scroll*), e ainda dinâmicos, como os compressores centrífugos. Estes últimos apresentam uma capacidade típica de potências frigoríficas superiores. Apesar dos compressores alternativos serem os de mais larga aplicação, são os menos eficientes [2]. Os compressores são ativados por motores com uma drive de inversor de frequência – VFD (*Variable-frequency drive*).

As válvulas de expansão operam de forma oposta ao compressor, provocando uma diminuição da pressão do fluido frigorígeno [2].

Os evaporadores e condensadores são simples permutadores de calor. Neste ciclo, o fluido frigorígeno, ao evaporar, retira calor ao fluido a refrigerar. Depois de passar pelo compressor, o fluido frigorígeno irá condensar nos condensadores, que podem ser arrefecidos com ar por convecção forçada, ou com água. Os condensadores arrefecidos com água apresentam um circuito onde a água promove a condensação do fluido frigorígeno e é depois arrefecida em torres de arrefecimento de modo a ser reutilizada. A reutilização da água permite diminuir o consumo desta e, portanto, o custo e impacto ambiental da refrigeração. Existem ainda condensadores evaporativos e mistos [2].

De modo a caracterizar o desempenho dos ciclos frigoríficos, cada chiller é classificado com um COP (*Coefficient of performance*), que é o rácio entre o efeito frigorífico e o trabalho de compressão [2].

Caldeiras

As caldeiras são vasos de pressão projetados para transferir calor para um fluido, calor que advém da combustão de combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos. As caldeiras a gás natural são, por norma, vantajosas, tendo um design simples e um custo de operação baixo, já que é uma forma de combustível mais limpa e com menor custo [26].

Tradicionalmente, as caldeiras com combustível a gás operavam a altas temperaturas (superiores a 60°C), de modo a evitar a condensação do vapor de água produzido na combustão. Esta precaução foi necessária para evitar a corrosão das peças de ferro fundido, aço ou cobre, além de evitar choque térmico. Estas caldeiras denominam-se caldeiras convencionais [14].

Atualmente, com a melhoria dos materiais de construção e, de modo a aumentar a eficiência das caldeiras, estas podem recorrer à condensação do vapor de água. A condensação ocorre quando o fluido passa por um permutador de calor, realizando o aquecimento do fluido térmico de retorno, i.e., o fluido que entra na caldeira. Estas caldeiras são especificamente concebidas para funcionar com as baixas temperaturas de retorno, características dos sistemas com ventiloconvectores e sistemas de reaquecimento. A seguinte figura demonstra esquematicamente as características e a operação das duas caldeiras [4, 14].

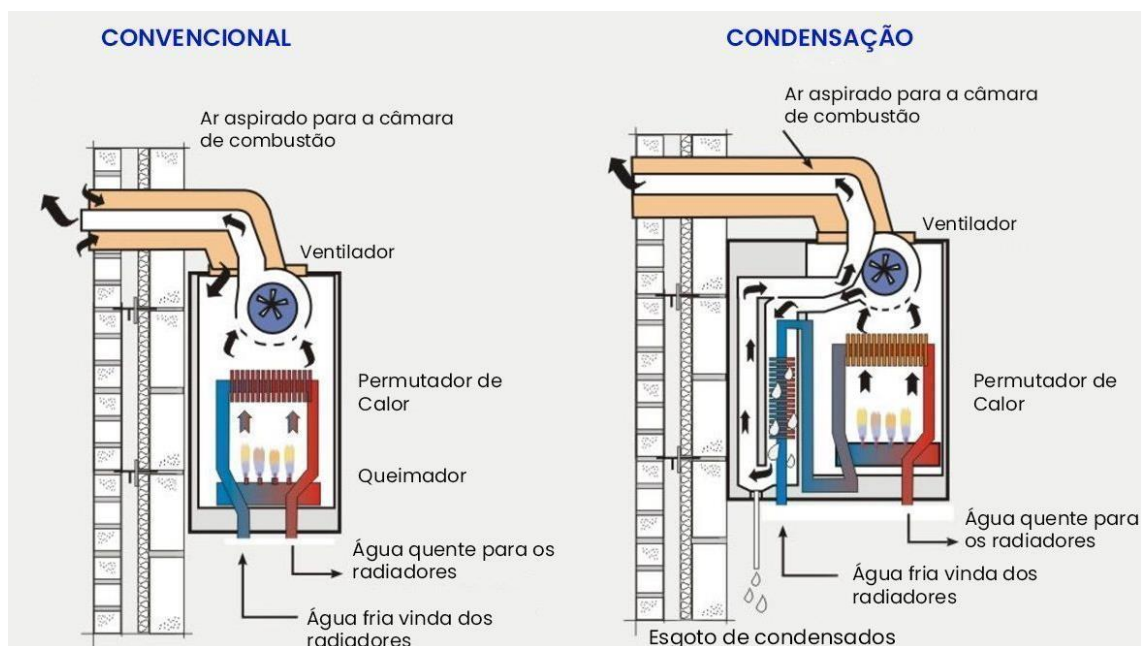


Figura 21 – Esquema da operação de uma caldeira convencional vs uma caldeira de condensação [27].

A distribuição do fluido térmico é realizada por tubulações, sendo a água aquecida bombeada até aos espaços/dispositivos a climatizar e retorna fria, por tubulações, à caldeira.

O sistema de aquecimento com caldeiras, com combustível líquido ou gasoso, deve obedecer aos requisitos mínimos de eficiência do regulamento legislativo em vigor, o RECS. Assim sendo, a caldeira tem de possuir um rendimento (η_c) superior a 89% [13].

3. Definição das simulações

Antes de realizar as simulações térmicas e retirar as devidas conclusões, é necessário dimensionar corretamente o edifício. Como se viu no capítulo anterior, as simulações dependem de várias variáveis, como, o tipo de edifício e do tipo de atividade que ocorre no seu interior, o seu tamanho, estrutura e localização, entre outras. Os valores atribuídos a cada uma destas variáveis vão ser, de forma sucinta, abordados neste capítulo.

O estudo tem como objetivo analisar a climatização em todos os quartos. Para isso, é necessário também dimensionar os ganhos dos corredores e WC's. De facto, estas divisões influenciam cada quarto e, por isso, durante as simulações, terão o Main system ligado, permitindo um controlo da temperatura.

3.1. Modelação do edifício

O edifício é da tipologia hotel, sendo necessária a climatização de 229 quartos. No entanto, em certos estudos, é possível retirar as mesmas conclusões e de uma forma mais simplificada se as simulações forem realizadas apenas em algumas divisões. Na seguinte figura está representado o edifício completo, com 11 pisos, 229 quartos, casas de banho, corredores e outras divisões.



Figura 22 – Representação do edifício real no software IES-VE.

Como se pode observar, a área de envidraçado e o número de palas verticais varia consoante o piso e a orientação de cada divisão. O projeto foi assim desenhado, devido às grandes diferenças

de ganhos e iluminação que cada uma destas divisões recebe. Cada divisão possui ainda uma varanda que atua como pala horizontal para os quartos inferiores.

Sendo necessário identificar cada divisão, estas foram denominadas consoante o piso e a sua função. Por exemplo, a divisão “P4_Quarto2” é o 2º quarto do 4º piso.

Primeiramente será analisado um edifício simplificado, onde os quartos do estudo se encontram em 4 orientações distintas. O estudo baseou-se nos quartos com a orientação Sul, Este, Oeste e Norte do piso 4, como se pode ver na seguinte figura, onde a vermelho estão representados os quartos, a verde os envidraçados e as palas verticais e a azul as restantes divisões.

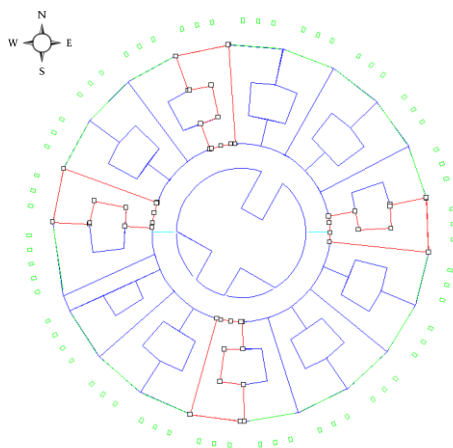


Figura 23 – Divisões a climatizar no edifício modelo.

No entanto, não foram apenas simulados os quatro quartos, uma vez que os quartos vizinhos influenciam as necessidades térmicas dos espaços. Assim, foram simulados os pisos acima e abaixo do piso 4, além dos restantes quartos desse mesmo piso, como se pode ver pela figura. As quatro divisões em estudo possuem o mesmo número de palas verticais e a mesma relação área de envidraçado-área de fachada, sendo esta de 75%.

Apesar da grande maioria dos quartos serem simétricos, possuindo um pé direito de 2,6 m e com uma área aproximada de 14 m², existe um quarto por piso com 17 m² de área. De forma a simplificar, os valores dependentes da área do espaço a climatizar indicados neste capítulo serão aproximados apenas aos quartos com uma área de 14 m². No entanto, os valores finais e indicativos de cada quarto podem ser consultados em anexo.

3.2. Zoneamento Climático

O estudo do edifício foi realizado para a cidade do Porto, utilizando os valores de referência para a zona climática de Porto - Pedras Rubras, nomeadas condições de Projeto. Estas podem ser obtidas pelo programa - Ashrae Climatic design Conditions [28].

De modo a realizar as simulações, é necessário conhecer as condições de projeto desta zona para o mês mais frio e o mais quente, janeiro e agosto. Na seguinte tabela estão expostas as respetivas temperaturas de bolbo seco e de bolbo húmido [28].

Tabela 4 – Condições de Projeto para a zona do Porto [28]

Condições de Projeto		
Aquecimento	DB [°C]	2,1
Arrefecimento	DB [°C]	30,5
	WB [°C]	18,8

É de notar que foram escolhidas as temperaturas mais restritivas possíveis, sendo que a percentagem do número de horas em que a temperatura real não está dentro dos limites estabelecidos é de apenas 0,4% [7, 5, 4].

Com base na localização e na elevação do edifício em questão, é possível criar um ficheiro climático utilizando as folhas de cálculo disponibilizadas pela DGEG [29]. Este ficheiro é incluído no software IES-VE, permitindo a simulação das condições externas. De modo a sintetizar esses mesmos dados, a Figura 24 representa um gráfico da variação da temperatura média mensal e indica, ainda, os valores máximos e mínimos em cada um desses meses

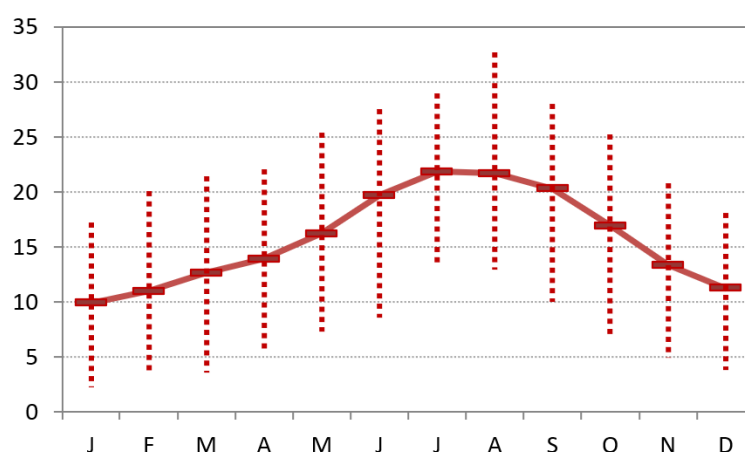


Figura 24 – Gráfico da temperatura média mensal [°C], com os mínimos e máximos absolutos [29].

Atente-se agora à seguinte figura do mapa de Portugal, com as diferentes classificações climáticas consoante as regiões, onde I e V representam as estações de Inverno e Verão, respetivamente, e a gama 1 a 3 representa a intensidade da respetiva estação. Assim, por exemplo, I3 representa um Inverno rigoroso.

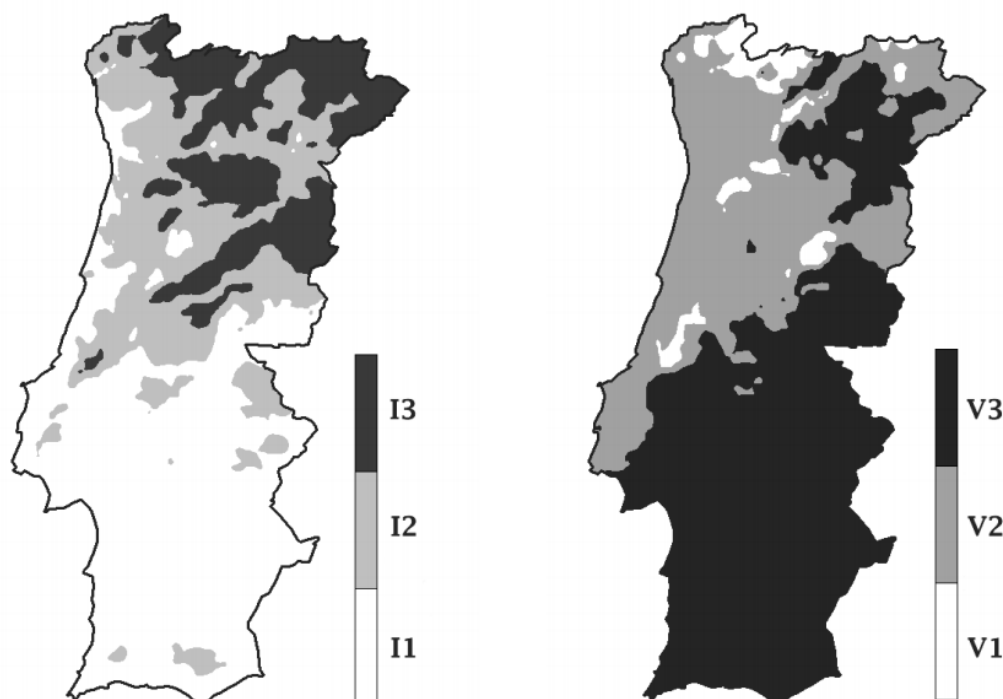


Figura 25 – Zonas climáticas, de Inverno e de Verão, no continente [30].

Como se pode ver, Portugal apresenta diversas regiões com diferentes climas. De modo a estudar como a localização afeta a climatização do edifício, vão ser estudadas outras cidades que não a cidade do Porto, que apresenta um zoneamento climático I2-V2. As cidades escolhidas foram Faro e Bragança, por terem uma zona climática I1-V3 e I3-V2, respetivamente. As condições relevantes para a sua caracterização estão de seguida tabeladas.

Tabela 5 – Condições de Projeto para a zona de Bragança e Faro [28]

Condições de Projeto		Bragança	Faro
Aquecimento	DB [°C]	-3,9	5
Arrefecimento	DB [°C]	33,8	32
	WB [°C]	18,5	19,9

3.3. Perfis de Ganhos internos

Como é perceptível, os ganhos internos não possuem um valor constante e máximo ao longo de todo o ano. Aliás, no caso de um hotel, é recomendado que os ganhos por ocupação, iluminação e equipamentos variem ao longo de cada dia e entre as quatro estações. Assim, será necessário criar um perfil para cada um dos ganhos, sendo que estes descreverão a variação temporal de cada ganho diariamente e sazonalmente.

Os perfis para a tipologia de hotéis de 4 e 5 estrelas são recomendados pelo Decreto-Lei nº 79/2006 e encontram-se anexados, sendo incluídos no software e utilizados em todas as simulações [19].

3.3.1. Iluminação

O ASHRAE Standard 90.1-2013 indica que os espaços de dormitório/quartos deverão ter uma potência de iluminação na ordem dos $4,2\text{W/m}^2$. Todavia, ao contabilizar todos os componentes de iluminação dos espaços em projeto, este valor é de apenas $2,88\text{ W/m}^2$. A diferença dos valores é justificada pela evolução a nível tecnológico dos dispositivos Led nos últimos anos. Uma vez que a iluminação já foi definida pela empresa, serão usados esses mesmos valores na simulação.

Além de existir nos quartos, a iluminação é também necessária nos corredores e nas instalações sanitárias, que apresentam, respetivamente, uma densidade de potência de iluminação de $2,5$ e $3,1\text{ W/m}^2$. No entanto, o perfil destes não é o mesmo que o dos quartos, devido à sua menor utilização. Foi então aplicado um fator de diversidade de um terço no perfil de iluminação estipulado.

Para este tipo de iluminação, considerou-se que 45% dos ganhos são transmitidos por radiação [7].

3.3.2. Equipamentos

Apenas de consideram equipamentos nos quartos e não nas restantes divisões, como instalações sanitárias e corredores. A simulação foi realizada supondo a existência de 3 equipamentos, uma televisão, um laptop, e um minibar, sendo que os dois primeiros seguem o perfil de equipamentos recomendado pelo decreto-lei supramencionado e que o minibar está permanentemente ligado.

Como se pode observar pelas seguintes imagens, os valores recomendados pela Ashrae para os televisores/monitores são de 21 W e o laptop de 53 W .

Table 8B Recommended Heat Gain for Typical Laptops and Laptop Docking Station

Equipment	Description	Name-plate Power, ^a W	Peak Heat Gain, ^{b,c} W
Laptop computer	Manufacturer 1, 2.6 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	46
	Manufacturer 2, 2.4 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	59
	Average 15-min peak power consumption (range)		53 (46-59)
Laptop with docking station	Manufacturer 1, 2.7 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	38
	1.6 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 2$	NA	45
	2.0 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	50
	2.6 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	51
	2.4 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	40
	2.6 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	35
	2.7 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	59
	3.0 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 3$	NA	70
	2.9 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 3$	NA	58
	3.0 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 1$	NA	128
	3.7 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 1$	NA	63
	3.1 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 1$	NA	89
Average 15-min peak power consumption (range)			61 (26-151)

Table 8D Recommended Heat Gain for Typical Monitors

Description ^a	Name-plate Power, W	Peak Heat Gain, ^{b,c} W
Manufacturer 1 1397 mm LED flat screen, $n = 1$ (excluded from average because atypical size) 686 mm LED flat screen, $n = 2$ 546 mm LED flat screen, $n = 2$	240	50
	40	26
	29	25
Manufacturer 2 1270 mm 3D LED flat screen, $n = 1$ (excluded from average because atypical size)	94	49
Manufacturer 3 864 mm LCD curved screen, $n = 1$ (excluded from average because atypical size and curved) 584 mm LED flat screen, $n = 3$ 584 mm LED flat screen, $n = 1$ 584 mm LED flat screen, $n = 1$	130	48
	50	17
	38	21
	38	14
Manufacturer 4 610 mm LED flat screen, $n = 1$	42	25
Manufacturer 5 600 mm LED flat screen, $n = 1$ 546 mm LED flat screen, $n = 1$	26	17
	29	22
Manufacturer 6 546 mm LED flat screen, $n = 1$	28	24
Average 15-min peak power consumption (range)		21 (14-26)

Figura 26 – Valores de calor libertado típicos para laptops e televisores/monitores [7].

Já a carga resultante do minibar é de 10 W , valor obtido a partir do consumo anual de um minibar que se encontra em anexo.

Assim, a densidade da potência de equipamentos nos quartos é de aproximadamente, 6 W/m^2 , sendo atribuído um valor de fração radiativa de 22% [7].

3.3.3. Ocupação

Um dos requerimentos de ocupação é de apenas 1 pessoa por quarto, levando a um rácio de 14 m²/pessoa na maioria dos quartos em estudo. Consultando os valores recomendados para um tipo de atividade moderado e para a tipologia de hotel, os ganhos sensíveis e latentes são de, respetivamente, 70 W e 45 W.

3.4. Caudal de ar novo

Uma vez que o edifício tem a tipologia de um hotel, o tipo de atividade será “Sono”. Segundo a portaria n.º 353-A/2013, o cálculo do caudal mínimo de ar novo para este tipo de atividade depende unicamente da ocupação do espaço. Assim, e segundo a Tabela 2, o caudal de ar novo será calculado pela seguinte equação [6]:

$$Q_{AN} = M_{med} \cdot Q_{AN-met=1} \quad (7)$$

Onde M_{med} é a taxa metabólica média que, para o tipo de atividade em questão, é de 0,8. Já $Q_{AN-met=1}$, representa o caudal de ar novo para uma taxa metabólica igual a 1 que, neste caso, é de 4,44 l/s.

Recorrendo à equação, anterior obtém-se então um caudal de ar novo necessário por divisão de aproximadamente 3,56 l/s.

Todavia, durante as simulações não será esse o valor do caudal de ar novo, dado que o projeto tinha já estipulado um valor de 27,78 l/s de ar novo a ser introduzido em cada quarto. O valor não representa apenas um fator de segurança e de sobredimensionamento, uma vez que a climatização dos espaços com ar pode ser benéfica no controlo da QAI e no controlo da carga sensível e latente.

É relevante mencionar que se assumiram infiltrações no valor de 0,25 renovações por hora.

3.5. Envolvente opaca

A envolvente opaca conta com todos os elementos de construção presentes no edifício, com a exclusão dos envidraçados (envolvente não opaca), que serão qualificados mais adiante. Para já, este subcapítulo divide-se nos elementos constituintes da envolvente opaca, a saber: as paredes exterior e interior, o pavimento interior e exterior e ainda a cobertura, apresentando em cada uma das secções uma tabela com a constituição de cada elemento.

As propriedades dos materiais que constituem cada camada dos elementos construtivos foi obtida por consulta da publicação ITE – 50 por parte do LNEC (Laboratório Nacional de Engenharia Civil), tendo os elementos construtivos já sido projetados pela empresa [11].

Parede exterior

A envolvente exterior do edifício conta com uma parede simples em betão armado. Depois do betão, o edifício é coberto com uma camada de isolante térmico em poliestireno expandido extrudido (XPS) e no lado interno existe estuque tradicional. Na Tabela 7,

apresentam-se as propriedades físicas de cada camada desta parede, nomeadamente: a espessura da camada - e , a massa volúmica - ρ , a resistência térmica - R_j e o coeficiente de transmissão térmica - k .

Tabela 6 - Caracterização da parede exterior

	Designação	e m	ρ kg/m ³	k W/(m ² ·°C)	R_j m ² ·°C/W
P.EXT	R _{si}	-	-	-	0,04
	Betão armado	0,25	2300	2,300	0,11
	XPS	0,06	30	0,037	1,62
	Estuque tradicional	0,02	1000	0,570	0,04
	R _{se}	-	-	-	0,13
U _{P.EXT} [W/(m ² ·°C)]					0,51

O valor do coeficiente global de transmissão térmica é de 0,51 e pode-se imediatamente concluir que a inércia térmica adjacente a esta parede será insignificante, devido à existência de um isolante térmico na camada mais interior. Relembrando que a inércia térmica depende da massa superficial capaz de armazenar energia que, neste caso, representa a fina camada de estuque.

Deve-se tomar ainda atenção à existência das resistências térmicas superficiais interiores e exteriores, R_{si} e R_{se}, respetivamente.

Parede interior

À semelhança das paredes exteriores, a Tabela 7 apresenta os valores das resistências inerentes a cada elemento construtivo da parede e, finalmente, o valor do coeficiente de transmissão térmica da mesma.

Tabela 7 - Caracterização da parede interior

	Camada	e [m]	ρ [kg/m ⁴]	k [W/(m ² ·°C)]	R_j [m ² ·°C/W]
P.INT	R _{si}	-	-	-	0,13
	Estuque tradicional	0,02	1000	0,570	0,04
	Betão armado	0,20	2300	2,300	0,09
	Estuque tradicional	0,02	1000	0,570	0,04
	R _{si}	-	-	-	0,13
U _{P.INT} [W/(m ² ·°C)]					2,40

Cobertura

A cobertura é apenas utilizada no último piso do edifício e possui um coeficiente global de transferência de calor de $0,32 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Tabela 8 - Caracterização da cobertura

COB	Designação	e [m]	ρ [kg/m ⁴]	k [W/(m·°C)]	R_j [m ² ·°C/W]
	R _{se}	-	-	-	0,04
	Godo branco	0,11	1700	2,000	0,06
	XPS	0,10	30	0,037	2,70
	Camada de regularização	0,05	1 900	1,300	0,04
	betão armado	0,30	2300	2,300	0,13
	Estuque tradicional	0,02	1000	0,570	0,04
	R _{si}	-	-	-	0,10
	U _{COB} [W/(m ² ·°C)]				0,32

Pavimento Interior

O pavimento interior representa o chão e o teto de cada quarto, possuindo um coeficiente global de transferência de calor de $0,34 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Tabela 9 - Caracterização do pavimento interior

PAV INT	Designação da camada	e [m]	ρ [kg/m ⁴]	k [W/(m·°C)]	R_j [m ² ·°C/W]
	R _{si}	-	-	-	0,10
	Betonilha afagada	0,05	1200	0,410	0,12
	Betão leve	0,09	900	0,330	0,27
	XPS	0,08	30	0,037	2,16
	Argamassa de regularização	0,03	1900	1,300	0,02
	Betão armado	0,27	2300	2,300	0,12
	Estuque tradicional	0,02	1000	0,570	0,04
	R _{si}	-	-	-	0,10
U _{PAV. INT} [W/(m ² ·°C)]					0,34

O pavimento exterior é igual ao interior, todavia, este tem resistências térmicas superficiais exteriores e não interiores com um U respetivo de 0,36 [W/(m².°C)].

É ainda relevante perceber que o edifício possui uma inércia térmica muito forte. Esta foi obtida para todos os quartos sendo o valor exposto no Anexo D.

3.6. Envolvente não opaca

A envolvente não opaca é constituída pelos envidraçados. Estes requerem uma análise cuidada, com o objetivo de obter o coeficiente de transmissão térmica, U_{env} , mas também o fator de ganho solar, g_T , que depende dos dispositivos de proteção solar.

Na informação do projeto, é indicado que todos os vidros são simples, constituídos por vidro duplo com caixa de ar (6+10+6) mm. Os vãos envidraçados são do tipo fixo e giratório, com caixilharia em alumínio e com corte térmico. No projeto inicial ignorou-se a existência de proteções solares interiores (cortinas ou estores), sendo o valor do ganho solar relativo apenas à constituição dos envidraçados. Os valores de projeto estão indicados na tabela abaixo.

Tabela 10 - Características dos envidraçados do projeto

Coeficiente de transmissão térmica, U_{env}	1,77 W/m°C
Fator de ganho solar, g_T	0,4

O valor máximo do U_{env} para a zona do Porto é de 3,30 W/m°C e, por isso, o valor cumpre o regulamento [13].

O fator solar máximo admissível, $g_{T.máx}$, para a zona em questão, é de 0,56 W/m°C, como se pode observar pela Figura 27. Este fator é obtido pela equação (8), onde F_0 é o fator de sombreamento por elementos horizontais sobrejacentes ao envidraçado (palas e varandas) e onde F_f representa a componente vertical dos sombreamentos (palas verticais e partes do edifício) [13].

$g_{T.máx}$ por zona climática		
V1	V2	V3
0,56	0,56	0,50

Figura 27 – Fatores solares máximos admissíveis de vãos envidraçados, $g_{T.máx}$ [13].

$$g_T \cdot F_0 \cdot F_f < g_{T.máx} \frac{0,30}{A_{envidraçado} / A_{fachada}} \quad (8)$$

O segundo elemento da equação é referente à relação entre a área do envidraçado e área da fachada. Apenas quando os fatores de sombreamento são elevados e o fator de ganho solar baixo é que a área de envidraçado pode representar mais de 30% da área total da fachada.

O edifício em questão possui diferentes áreas de envidraçados e diferente número de palas verticais, consoante o piso e a orientação dos quartos. Assim, permite um controlo individual dos ganhos solares e da iluminação natural dos quartos.

As características dos envidraçados da Tabela 10 foram estipuladas no projeto tendo em conta a legislação e, portanto, não será necessário realizar a verificação regulamentar individualmente em todos os quartos.

3.7. Cálculo da carga térmica

O cálculo da carga térmica é realizado pelo software IES-VE, de acordo com o método do equilíbrio térmico descrito pela Ashrae. Como já foi descrito, as cargas térmicas representam as necessidades térmicas máximas em cada espaço. Existe, então, uma carga térmica para o arrefecimento e para o aquecimento.

No aquecimento, as simulações tiveram em conta as infiltrações que ocorrem em cada quarto, além de terem em conta as perdas que ocorrem pela envolvente. Uma vez que se pretende conhecer o máximo das necessidades térmicas do espaço, é normal que este máximo ocorra de noite, ou em dias muito enublados, não possuindo, por isso, ganhos solares e ocorra quando o edifício se encontra desocupado.

No arrefecimento, foram contabilizados os ganhos solares, os ganhos por infiltrações e os ganhos pela envolvente. Além disso, os ganhos internos dizem-se saturados, i.e., são máximos durante toda a estação independentemente da hora do dia.

É de notar que na simulação do cálculo das cargas térmicas não se admite ventilação, no entanto a carga térmica associada a este fator será mais tarde adicionada manualmente.

Os valores representados em seguida dizem respeito à carga térmica dos quatro espaços que constituem o edifício modelo, sendo os valores resultantes das simulações de carga térmica realizadas.

Tabela 11 – Cargas térmicas de aquecimento e arrefecimento para o edifício modelo

	CT Aquecimento	CT Arrefecimento
P4_QUARTO2 E	1,044	-0,656
P4_QUARTO8 N	1,036	-0,438
P4_QUARTO20 O	1,042	-0,770
P4_QUARTO14 S	1,058	-0,439

As simulações tiveram em consideração que, de forma a manter o conforto dos utilizadores, a temperatura ambiente não deve sair da gama dos 20 a 25°C, valores ditados pelo RECS. Para isso, foi ativado em todos os quartos o *Main system*. Este sistema é arbitrado pelo software e garante apenas as condições de temperatura nas divisões.

3.8. Sistemas AVAC

Foram estudados diferentes sistemas de climatização, nomeadamente:

- Sistema de bombas de calor – splits;
- Sistema de UTA e VC's;
- Sistema de UTA e VC's com recuperação.

O sistema de bombas de calor é um sistema com um fluido frigorigéneo que troca calor entre o interior e o exterior, permitindo o aquecimento e o arrefecimento do espaço, sendo a ventilação realizada de forma natural (infiltrações) e o ar de cada quarto recirculado pelas unidades split que arrefecem/aquecem o ar. O sistema não permite uma correção exata da humidade no quarto.

O sistema de UTA e VC's é um sistema Ar-Água onde a UTA fornece, por ventilação forçada, o ar novo necessário, sendo depois climatizado tanto pela UTA como pelo ventiloconvector localizado no quarto. Ambos os equipamentos são alimentados por água quente, oriunda da caldeira, e por água fria, proveniente do chiller. A humidade é apenas controlada pela UTA e, portanto, não é possível o controlo individual da carga latente no quarto.

Ambos os sistemas realizam a extração e a insuflação do ar individualmente em cada quarto a uma taxa de 27,78 l/s. A extração é realizada por um ventilador de extração localizado na casa de banho, permitindo que esta esteja em depressão, conforme legislado. Devido à localização e à tipologia de hotel, não é necessário um controlo cuidadoso da humidade, assim os sistemas pretendem apenas corrigir a carga sensível dos quartos.

A modelação do sistema no software IES-VE é feita de forma simples, sendo que cada UTA, Split e VC são apenas caracterizados por um ventilador e duas baterias, de aquecimento e arrefecimento. Apesar de terem mais componentes, estes são os essenciais para as simulações térmicas. É de notar que os componentes apenas permitem a avaliação dos consumos e que o controlo do sistema no software é realizado por controladores.

As baterias de todos os sistemas são dimensionadas com uma diferença de temperatura máxima entre as baterias e o espaço de 10K. Durante a estação de aquecimento, a temperatura ambiente será aproximadamente de 20°C, portanto a bateria aquece o ar a 30°C. Já na estação de arrefecimento, a sala encontra-se a 25°C e, portanto, a bateria de arrefecimento arrefece o ar a 15°C.

Analisa-se, agora, o dimensionamento de cada sistema, pormenorizando o controlo adequado a cada uma. Assim, o objetivo do estudo não é apenas examinar os benefícios em termos de consumo, mas também perceber as vantagens e desvantagens de cada sistema.

3.8.1. Sistema de bomba de calor - splits

O sistema é constituído por uma unidade split em cada divisão, que climatiza o espaço entre os 20 e os 25°C, e um ventilador de extração que remove o ar a uma taxa de 27,78 l/s.

Controlo do sistema de splits com ventilação natural

De forma a estudar ao pormenor cada componente do sistema e o seu devido controlo, atente-se à seguinte figura, que expõe o sistema criado no programa ApacheHVAC no software IES-VE, e a respetiva legenda.

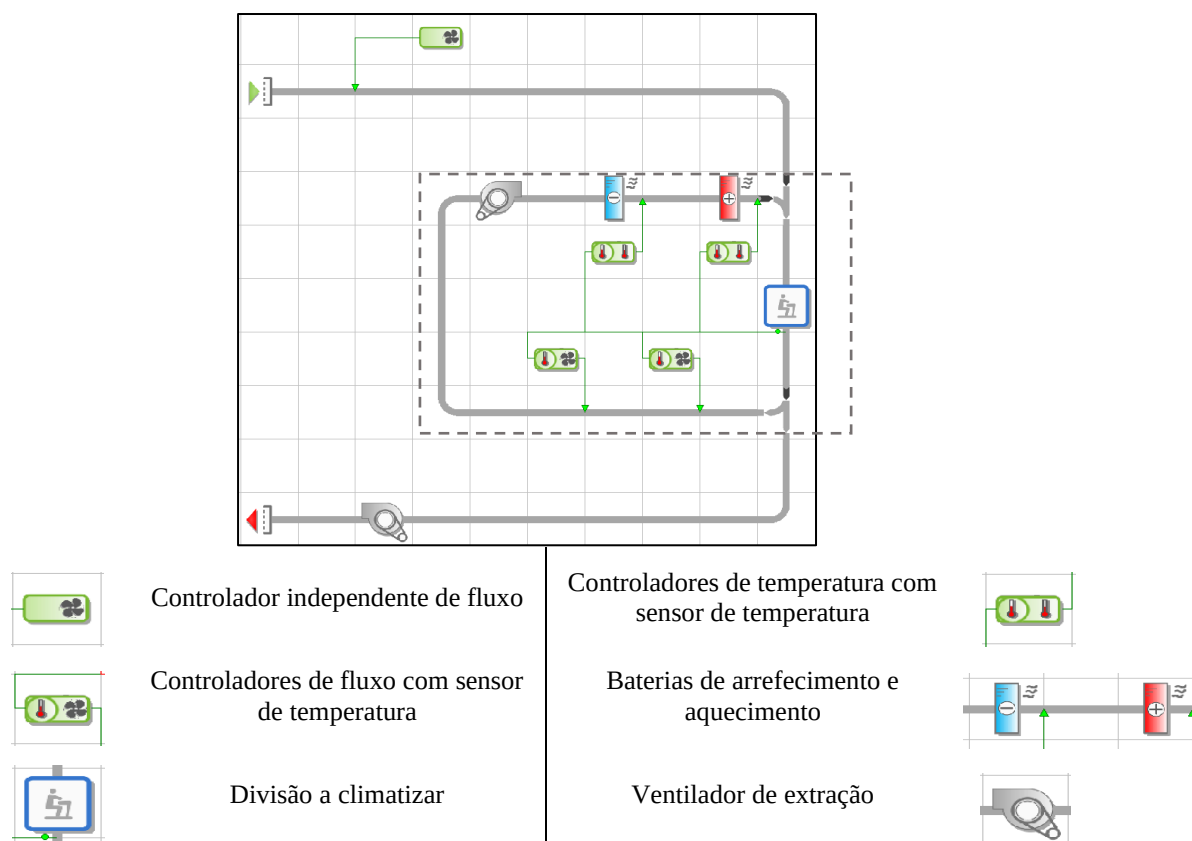


Figura 28 – Esquema do sistema de splits criado no software IES-VE.

Como se pode observar pela figura, a primeira condição do sistema é dada pelo controlador de fluxo, que impõe a entrada de 27,78 l/s de ar por ventilação natural. De seguida, os sensores de temperatura, localizados dentro da sala (ponto verde abaixo da divisória a climatizar na Figura 28), dão informações importantes para o controlo do ventilador e das baterias, de forma a regular a temperatura da divisória. Se a unidade split se encontrar ativa, o ar ambiente é recirculado, havendo, todavia, exaustão continua de 27,78 l/s em cada divisória estimulado por um ventilador separado.

A temperatura ambiente é controlada pela variação da capacidade de aquecimento/arrefecimento dos splits, quer seja através da regulação das baterias quer seja por alteração do caudal de ar recirculado. Uma vez que o consumo dos ventiladores é mais significativo que o das baterias, dá-se prioridade a este para trabalhar a menor carga.

O controlo é realizado no ventilador e em cada uma das baterias. Enquanto o controlo das baterias é um controlo proporcional, o controlo do ventilador é realizado de duas formas, com um controlo on/off e com um controlo proporcional. Esta dinâmica permite ligar e desligar o sistema quando a temperatura do quarto estiver entre os limites de conforto, 20 a 25°C, além de permitir um caudal variável do split.

O controlo é ainda dependente do tipo de necessidade da bateria, havendo um controlo para as necessidades de aquecimento e de arrefecimento. Atente-se às seguintes figuras dos controladores para o perfil de aquecimento:

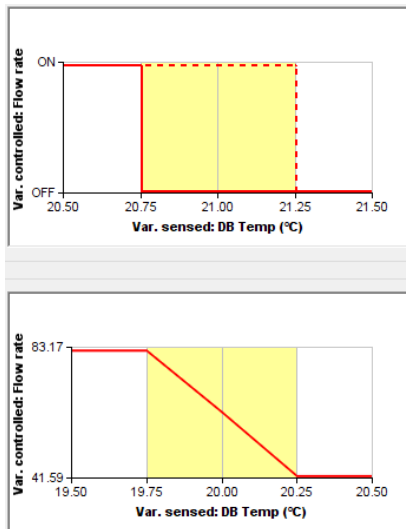


Figura 30 – Controlo on/off e proporcional do controlador de fluxo do split com sensor de temperatura ambiente no aquecimento.

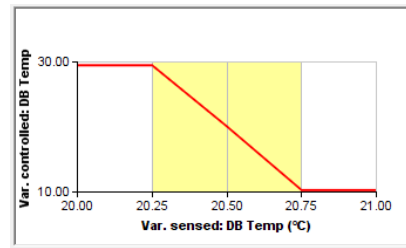


Figura 29 – Controlo proporcional do controlador de temperatura da bateria de aquecimento com sensor de temperatura ambiente.

A imagem da esquerda diz respeito ao controlador de fluxo do ventilador com sensor de temperatura ambiente, apresentando os dois tipos de controlo, on/off e controlo proporcional. Já a figura da direita, representa o controlo proporcional do controlador de temperatura com sensor de temperatura ambiente alocado à bateria de aquecimento.

Quando a temperatura da sala é de 19°C, o Split encontra-se à carga máxima, quer isto dizer que o ventilador faz circular o caudal máximo para que está dimensionado e a bateria de aquecimento tem como objetivo aumentar a temperatura à saída do split para os 30°C. Com o decorrer da operação do split, a temperatura da sala aumentará. Quando a temperatura do quarto for de 19,75°C o ventilador com VSD irá diminuir proporcionalmente o seu caudal até chegar aos 50% da carga máxima. O ventilador apenas trabalha a uma carga superior a 50% do seu caudal máximo, permitindo dissipar o calor por ele próprio produzido, se isto não ocorresse poderia haver um desgaste acentuado do ventilador.

A partir da temperatura ambiente de 20,75°C, será a bateria a diminuir os seus parâmetros, diminuindo proporcionalmente até ter como objetivo o ar à saída do split ser de 10°C. Se a temperatura ambiente subir mais 0,5°C a unidade de split desligar-se-á, i.e., deixa de haver circulação de ar. Devido ao processo de histerese, o sistema só volta a ser ativado quando a temperatura ambiente cair para os 20,75°C.

O perfil de arrefecimento possui também 2 controladores, um que controla o ventilador e outro a bateria de arrefecimento, representados nas figuras abaixo:

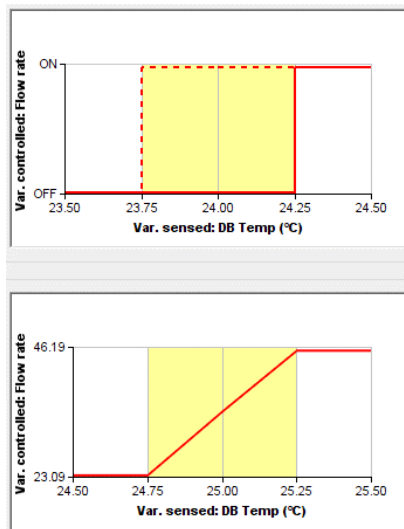


Figura 32 – Controlo proporcional do controlador de temperatura da bateria de arrefecimento com sensor de temperatura ambiente.

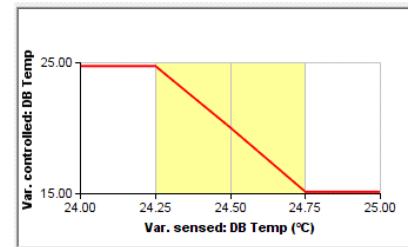


Figura 31 – Controlo on/off e proporcional do controlador de fluxo do split com sensor de temperatura ambiente.

O sistema opera de uma forma similar ao perfil de aquecimento, sendo que a unidade de split fica inativa à temperatura ambiente de 23,75°C e a carga máxima ocorre para temperaturas superiores a 25,25°C.

Em todos os controladores foi selecionado uma *proportional band* e uma *deadband* de 0,5K.

Como se pode observar, o correto controlo das unidades Split depende do funcionamento a carga parcial por parte dos ventiladores. Este funcionamento ocorre graças ao VSD, como explicado anteriormente. Quanto ao ventilador de extração, este opera com um caudal constante.

Dimensionamento

Cada quarto possui uma carga térmica máxima diferente e, por isso, cada unidade split foi dimensionada para colmatar a carga térmica máxima desse mesmo quarto. O dimensionamento do split consiste na alteração do caudal máximo do ventilador, uma vez que as baterias apresentam a mesma diferença de temperaturas baterias-ambiente, em todos os quartos. Assim, de forma a colmatar as diferentes cargas, é necessário que os vários ventiladores possuam diferentes caudais.

As cargas térmicas obtidas no capítulo anterior, não contabilizavam o ar novo e, portanto, não contabilizam a carga térmica associada à ventilação. No entanto, de forma a dimensionar os sistemas de splits, será necessário considerar estes ganhos. Usando como exemplo os valores de carga térmica obtidos anteriormente, atente-se à seguinte tabela:

Tabela 33 – Cargas térmicas e caudal máximo secundário da divisão p4_quarto2 E

	CT [KW]		CT _{Total} [KW]		$\dot{V}_{AS}$ [l/s]
	Aquec.	Arrefec.	Aquec.	Arrefec.	
P4_QUARTO2 E	0,378	-0,557	1,016	-0,656	86,68

Na tabela anterior, CT representa a carga térmica máxima, que depende unicamente das necessidades térmicas do espaço, não tendo em consideração o caudal de ar novo. Com a entrada de um caudal de ar novo, à temperatura exterior, e se esta for diferente da temperatura ambiente de cada divisão, então a carga térmica será alterada e denominada de carga térmica total, CT_{Total} [KW].

A carga térmica adicionada pela entrada de ar novo pode ser calculada tendo em conta as propriedades do ar ambiente interior e do ar exterior. Uma forma simples de representar os dois estados e a evolução que tem de ocorrer devido à entrada de ar na divisão “P4_Quarto2 E”, é utilizar o diagrama psicrométrico. Nas figuras a seguir, pode -se ver os diagramas característicos de cada estação.

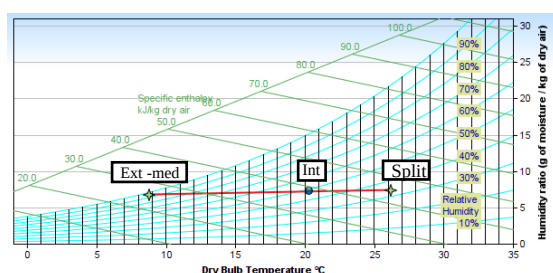


Figura 35 – Diagrama psicrométrico representando as propriedades do ar exterior, interior e do ar recirculado, na estação de aquecimento.

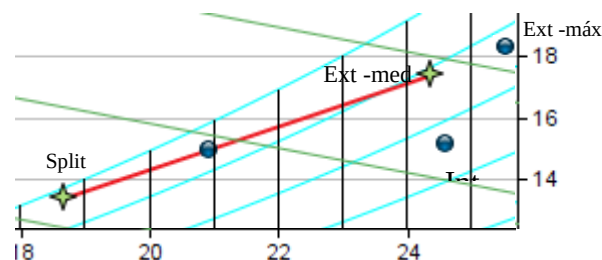


Figura 34 – Diagrama psicrométrico representando as propriedades do ar exterior, interior e do ar recirculado, na estação de arrefecimento

Na estação de aquecimento, a temperatura exterior é inferior à interior, mas, de um modo geral, as humidades absolutas são as mesmas e, portanto, a entrada de ar novo provoca apenas uma carga sensível.

Na estação de arrefecimento, o diagrama apresenta a mistura entre o ar exterior (com as características médias ao longo do dia) e o ar climatizado pelo split. Esta mistura de ar permitirá colmatar as cargas térmicas da divisão a climatizar. Como se pode observar, o ar exterior, à temperatura máxima nesse dia, está a uma temperatura e entalpia superior à do ar interior e, por isso, de forma a climatizar o espaço é necessário colmatar carga térmica sensível e latente.

É de notar que as temperaturas de bulbo seco das divisões são de 20°C para a estação de aquecimento e de 25°C para a estação de arrefecimento. A humidade relativa das divisões em ambas as estações, é de 50%. Já as condições do ambiente exterior são as condições médias ao longo do dia.

Uma vez que o arrefecimento dos quartos depende da carga latente, a equação do cálculo da carga térmica total será diferente da do aquecimento. Atente-se assim às seguintes equações:

$$CT_{Total-Aquec} = CT + \dot{V}_{AN} \div v \cdot c_p \cdot (T_{ambiente} - T_{exterior}) \quad (9)$$

$$CT_{Total-Aref} = CT + \dot{V}_{AN} \div v \cdot (h_{ambiente} - h_{exterior}) \quad (10)$$

Onde, c_p é o calor específico do ar à temperatura exterior em [KJ/(Kg K)] e v o volume específico do ar à temperatura exterior em [m³/Kg]. O caudal de ar novo, $\dot{V}_{AN}$, introduzido em cada quarto é de 0,02778 m³/s.

Na estação de aquecimento, a temperatura do ar exterior é muito inferior ao interior e, portanto, a carga térmica induzida pela entrada de ar novo será positiva, i.e., será necessário fornecer calor ao espaço de modo a este atingir o equilíbrio. Uma vez que a carga térmica era já positiva, o caudal de ar novo irá provocar um aumento significativo da carga. Já na estação de arrefecimento, onde a carga térmica é negativa, i.e., é necessário retirar energia dos espaços a climatizar, a temperatura exterior, sendo superior à temperatura interior, leva a um aumento absoluto da carga térmica máxima. Em síntese, quando se fala da carga térmica máxima, em ambas as estações, a entrada de um caudal de ar novo será prejudicial e contribuirá para o aumento da carga térmica total.

Na estação de arrefecimento, quando a temperatura exterior for inferior à temperatura interior, característico do período noturno, ocorre o efeito de *free cooling*. Por análise do diagrama da Figura 34 e da equação (10), depreende-se que a diminuição da temperatura de entrada do ar na divisão a climatizar permite retirar carga sensível do espaço sem recorrer a um custo extra na climatização.

Como mencionado anteriormente, a carga térmica do edifício será colmatada pela circulação de um dado caudal de ar, denominado ar recirculado ou secundário, $\dot{V}_{AS}$. Uma vez que a unidade terminal, que climatiza esse ar, terá de colmatar tanto a carga térmica de aquecimento como a carga térmica de arrefecimento, será necessário dimensioná-la para a carga térmica total máxima. Atente-se então à seguinte equação:

$$\dot{V}_{AS} = \frac{CT_{Total-max}}{c_p \cdot \Delta T} \cdot v \quad (11)$$

Onde ΔT será a diferença máxima entre a temperatura do ar ambiente e a temperatura do ar à saída da bateria. Este valor foi já dimensionado para 10K para ambas as estações.

De modo a sumariar o cálculo, atente-se às seguintes equações que expõem o cálculo da carga térmica total e do caudal máximo a recircular para a divisão “P4_Quarto2 E” e segundo as condições de projeto.

$$\begin{aligned} CT_{Total-Aquec} &= 0,378 + 0,02778 \div 0,783 \cdot 1,006 \cdot (20 - 2,1) \\ &= 1,016 \text{ KW} \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} CT_{Total-Arefec} &= -0,557 + 0,02778 \div 0,872 \cdot (50,407 - 53,192) \\ &= -0,646 \text{ KW} \end{aligned} \quad (13)$$

Uma vez que a carga absoluta máxima é a de Inverno, será esta a usada para o cálculo do $\dot{V}_{AS}$ que se segue.

$$\dot{V}_{AS} = \frac{1,016}{1,006 * 10 * 0,858} * 1000 = 86,68 \text{ l/s} \quad (14)$$

Os valores do volume específico do ar são obtidos para as condições ambientes interiores, neste caso, para as condições interiores na estação de Verão.

Uma vez conhecido o caudal de ar secundário necessário para colmatar a carga térmica máxima em cada espaço, o ventilador do split pode ser dimensionado. Como mencionado anteriormente, os ventiladores são um dos componentes que mais consomem num sistema AVAC sendo, por isso, o seu correto dimensionamento importante.

O sistema de bombas de calor é constituído pelas unidades split Mitsubishi da série MSZ-AP VG(K). Nesta série, os ventiladores apresentam, em média, um SFP de 0,18 W/(l/s). Quer isto dizer que é necessária uma potência de 0,18 W por um caudal de ar recirculado de 1 l/s. Assim, a potência máxima dos ventiladores, está exposta na Tabela 12.

Além dos ventiladores das unidades split, foram ainda simulados os ventiladores de extração, tendo em conta os valores propostos pela empresa, que indicava uma potência de 2,1 KW para os 229 quartos. Estes ventiladores não possuem caudal variável e encontram-se sempre ativos, sendo a potência constante ao longo do ano.

Tabela 12 – Potência dos ventiladores no sistema de splits

	Potência dos ventiladores [KW]	
	Splits	Extração
P4_QUARTO2 E	0,016	0,009

3.8.2. Sistema de UTA's e VC's

O sistema é constituído por uma UTA, localizada no topo do edifício, e que insufla o ar em cada divisão entre os 18 e os 25°C. O caudal de ar insuflado pela UTA em cada divisão é de 27,78 l/s, sendo extraído ar da divisão a esse mesmo ritmo. A carga térmica de cada divisão é colmatada pela utilização de um VC que climatiza o espaço para uma temperatura de conforto entre os 20 e os 25°C, conforme a estação.

Controlo do sistema de UTA's e VC's com ventilação forçada

A temperatura ambiente de cada quarto é controlada pela variação da capacidade das baterias dos VC's, seja através da regulação da água que flui através das baterias ou do fluxo de ar que passa por estas [16, 5].

Os VC's são modelados de forma idêntica às unidades de splits, possuindo os mesmos controladores e sendo um atribuído a cada quarto. É então apenas necessário estudar o controlo e operação das UTA's que alimentam todos os quartos. Atente-se então à seguinte figura.

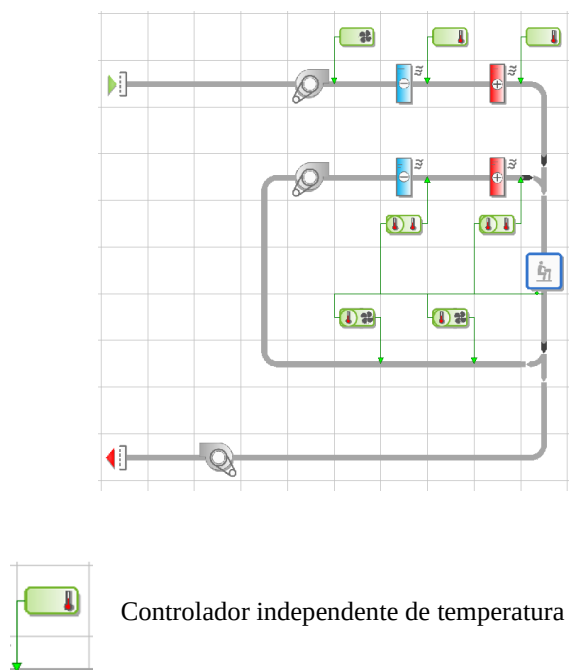


Figura 36 – Esquema do sistema de UTA's e VC's criado no software IES-VE.

A UTA, destacada a tracejado na figura anterior, situa-se no início do sistema, possuindo um ventilador, que insufla ar exterior para o edifício, e baterias de aquecimento e arrefecimento (alimentados por água quente e fria). O controlador independente de fluxo impõe a condição de insuflação do ar de 27,78 l/s.

Já os controladores independentes de temperatura impõem temperaturas de insuflação do ar entre os 18 e os 25°C, sendo que sempre que a temperatura exterior for inferior ou superior aos limites estabelecidos, as baterias estarão ligadas. Estas temperaturas tiveram em conta as situações de conforto dos utilizadores, sendo a diferença máxima entre as temperaturas de insuflação e do ambiente de 7°C. Assim, no período de arrefecimento, onde o quarto se encontra a 25°C a insuflação do ar é de 18°C.

No sistema com recuperação de calor, Figura 37, os dutos de insuflação e extração de ar estão conectados a um permutador de calor.

A permutação de calor permite recuperar calor da extração para o ar novo insuflado, possibilitando, por isso, que na estação de aquecimento haja menores necessidades térmicas das baterias de aquecimento. Na estação de arrefecimento, a temperatura do ar exterior é superior à temperatura do ar interior, e, portanto, este sistema permite a dissipação de calor do ar novo para o ar exaurido. A insuflação do ar a uma temperatura inferior permitirá diminuir as necessidades térmicas do espaço.

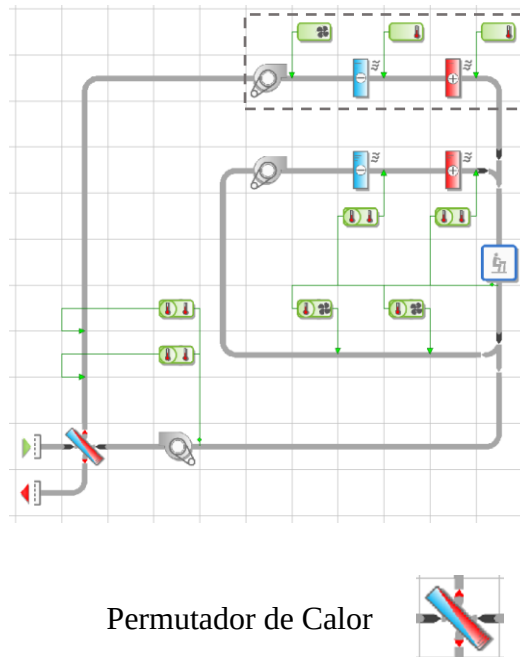


Figura 37 – Esquema do sistema de UTA's e VC's com recuperação de calor criado no software IES-VE.

A permutação de calor nem sempre é possível e, por isso mesmo, são necessários dois controladores com sensor de temperatura, um para o período de aquecimento e um para o período de arrefecimento para definir quando o permutador se ativa ou desativa. Estes controladores estão de seguida representados:

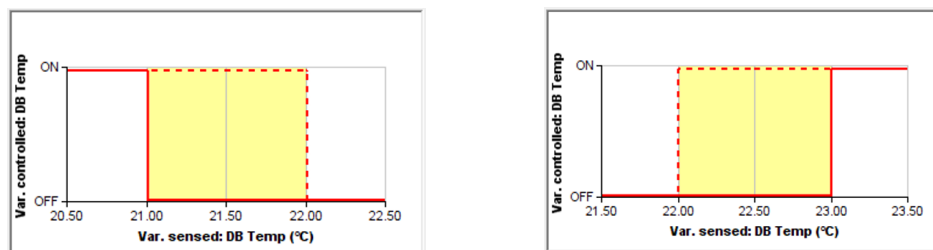


Figura 38 – Controladores on/off com histerese, que caracterizam a atuação do recuperador de calor durante a estação de aquecimento (esquerda) e de arrefecimento (direita).

Ambos os controladores on/off possuem uma *deadband* de 1K. No período de aquecimento, enquanto a divisão se mantiver abaixo dos 22°C o permutador estará ativo, permitindo que o ar novo, à temperatura exterior, receba calor do ar exaurido. Já no período de arrefecimento caso a temperatura da divisão se mantenha acima dos 22°C o permutador estará ligado, o ar exterior a temperaturas elevadas irá permutar calor com o ar exaurido e, portanto, dissipará calor.

O permutador apenas trabalha quando não provoca temperaturas de insuflação fora do intervalo de conforto, i.e., no período de arrefecimento, quando a temperatura exterior é inferior a 18°C, o permutador apenas aquece o ar até os 18°C de forma a aproveitar ao máximo o *free cooling*.

Os ventiladores das unidades de VC possuem um VSD, possibilitando caudal variável, o ventilador da UTA e de extração possuem caudal constante.

Dimensionamento

O dimensionamento do sistema de UTA's e VC's recorre às equações previamente expostas, no entanto, o caudal de ar novo é previamente aquecido na UTA. Assim, o ventiloconvector terá menos necessidades térmicas e, por isso, o caudal de ar recirculado será menor. É de notar que a equação (9) continua a exprimir a carga térmica total de aquecimento. Todavia, a diferença entre a temperatura ambiente e a temperatura de ar novo é agora de 2°C, já que a UTA insufla o ar 18°C durante toda a estação. Já a carga térmica total de arrefecimento não sofre alterações pois a temperatura de insuflação de ar novo é de 25°C, a mesma temperatura do ar extraído. Apesar da temperatura ser idêntica, a humidade do ar não o é, todavia, a diferença entálpica dos dois caudais não provoca um aumento significativo da carga.

Na seguinte tabela estão expostos os valores da carga térmica de arrefecimento e de aquecimento, além do caudal de ar secundário. Os valores são apenas ilustrativos, sendo referentes ao sistema de UTA's e VC's sem recuperação.

Tabela 13 – Cargas térmicas e caudal de ar secundário da divisão p4_quarto2

	CT [KW]		CT total [KW]		$\dot{V}_{AS}$ [l/s]
	Aquec.	Arrefec.	Aquec.	Arrefec.	
P4_QUARTO2 E	0,378	-0,557	0,449	-0,557	46,19

Como se pode observar, o caudal de ar secundário necessário para colmatar a carga térmica máxima, é praticamente metade do necessário no sistema de splits.

O ventilador de extração é semelhante ao sistema de splits, já o ventilador das UTA's foi dimensionado consoante o valor mais restritivo ditado pelo RECS, que dita que este deve possuir um SFP de 1,25 W/(l/s). Para ambos os ventiladores, a potência é distribuída igualmente para todos os quartos independentemente da sua área ou das suas necessidades térmicas, já que depende unicamente da ocupação do quarto.

Os ventiloconvectores, equipados em cada quarto, foram definidos para um SFP de 0,46 W/(l/s).

Tabela 39 – Potência dos ventiladores da divisão p4_quarto2

	Potência dos ventiladores [KW]		
	VC's	Extração	UTA's
P4_QUARTO2 E	0,021	0,009	0,035

O permutador de calor foi dimensionado possuindo uma eficiência na permutação de temperatura de 75% e de permutação entálpica de 61% [23].

3.9. Simulações

Segundo o software IES-VE as simulações térmicas, que são realizadas pelo programa ApacheSim, permitem estudar o efeito que os seguintes temas têm na performance do edifício:

- Isolamento térmico (tipo e disposição);
- Dinâmica do edifício e inércia térmica;
- Configuração e orientação do edifício;
- Clima e localização;
- Propriedades dos envidraçados;
- Sombreamento e ganhos solares;
- Ganhos diversos;
- Ventilação natural e forçada;
- Sistemas AVAC [8].

Assim, foram traçados diversos estudos para avaliar a evolução térmica de cada divisão e do edifício em geral, computados com dados meteorológicos reais e ainda contabilizando todos os processos de transferência térmica que ocorrem em cada elemento do edifício.

Para a realização das simulações, é primeiro necessário definir os parâmetros de simulação. O passo de tempo foi de 6 minutos e a simulação cobriu 365 dias, sendo os valores da evolução térmica reportados a cada hora. Foi ativado, ainda, o programa *SunCast*, que permite obter os valores da radiação solar incidente a qualquer dia, hora e orientação, tendo ainda em conta a latitude e longitude do local, assim, é possível a obtenção exata dos ganhos solares para cada divisão [8].

A simulação tem por base o método dos elementos finitos, sendo os cálculos realizados na suposição de que a temperatura e humidade são uniformes em cada quarto. Nos edifícios bem dimensionados, esta suposição não é rudimentar, já que com um bom isolamento das frinchas de janelas e portas, além de uma correta distribuição do ar insuflado com uma pequena diferença de temperatura entre este e o ar ambiente, evita a estratificação [8].

Após a simulação, obtiveram-se as necessidades térmicas de espaço, i.e., a energia necessária para atingir o equilíbrio térmico dos espaços a cada hora ao longo do ano. Estas simulações são realizadas sem a existência de um sistema de climatização, sendo que, o programa *ApacheSim* simula a energia necessária para obter as condições de conforto estipuladas sem recorrer à introdução de ar novo.

Se à simulação for acrescentado um sistema de climatização, como os caracterizados no subcapítulo anterior, o software passará a ter em conta a ventilação mecânica e/ou infiltrações e os equipamentos constituintes do sistema, sendo então necessário um novo cálculo do equilíbrio térmico, que tem em conta a interdependência das novas variáveis. Os valores energéticos necessários tanto para os ventiladores como para as baterias de aquecimento e arrefecimento serão então obtidos.

4. Estudos no edifício simplificado

O edifício simplificado consiste em 3 pisos, sendo apenas estudadas quatro divisões nas diferentes orientações. As divisões em estudo possuem, aproximadamente, a mesma altura, área de chão, área de fachada e área de envidraçados. Além disso, os ganhos relativos às infiltrações e aos ganhos internos são os mesmos. Cada espaço possui uma varanda com o mesmo número de palas verticais.

Este tipo de abordagem permite estudar as diferenças sentidas em cada orientação do edifício, sendo os ganhos solares a grande diferença entre eles. Além disso, permite uma análise simplificada, mas onde as conclusões podem ser estendidas ao modelo real.

Numa primeira instância serão analisadas as cargas térmicas e as necessidades térmicas do espaço (NTE) para as quatro divisões que caracterizam o edifício simplificado. É possível, assim, dimensionar o sistema de climatização inicial, um sistema de splits que climatizará unicamente as quatro divisões, sendo as restantes divisões mantidas numa gama de temperaturas de conforto, de 20 a 25°C. Com o sistema AVAC em operação é possível obter as necessidades térmicas das baterias (NTB).

Os estudos seguintes resultam da alteração de diferentes variáveis que influenciam os ganhos e perdas ao longo do ano. Todavia, apenas uma variável será alterada em cada caso de estudo, pois só assim é possível atribuir as devidas conclusões a essa variável. As conclusões serão retiradas através da comparação das necessidades térmicas do espaço, do modelo inicial e do modelo gerado em cada estudo.

O último estudo não passa pela alteração de variáveis que modificam os ganhos de cada divisão, mas sim pela alteração do sistema de climatização. Por isso mesmo, as cargas térmicas serão as mesmas do modelo inicial.

4.1. Resultados Iniciais

A primeira simulação efetuada foi feita pelo programa SunCast para poder criar um perfil meteorológico do local. Após a modelação do edifício simplificado, dos perfis de utilização e do sistema de climatização, a simulação foi realizada pelo programa *ApacheSim*, que executa uma simulação térmica a partir da modelação matemática dos processos de transferência de calor, processos que ocorrem no interior das divisões e na fachada exterior do edifício, mas que afetam a climatização dos espaços [8].

No seguinte gráfico estão presentes as NT do espaço anuais para as diferentes orientações em [kWh/m²].

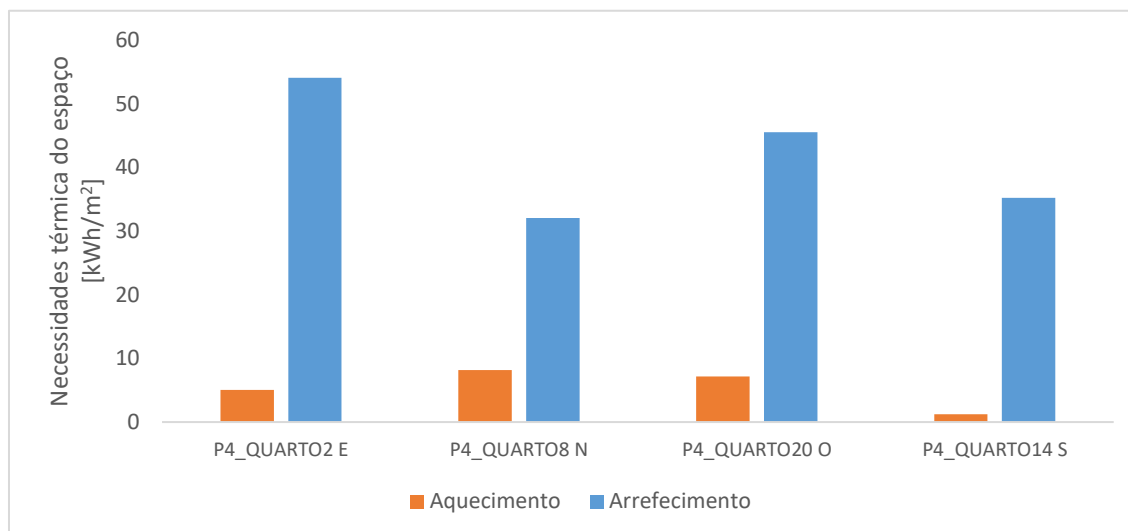


Figura 40 – Necessidades térmicas do espaço para o edifício simplificado.

Pela observação dos valores, pode-se concluir que as necessidades térmicas de arrefecimento do espaço são superiores às de aquecimento em todas as orientações, sendo que a divisão a Este tem a maior necessidade de arrefecimento e a Norte a menor. Já durante o período de aquecimento, as divisões a Sul beneficiam de uma maior exposição solar, sendo, portanto, a orientação com menores necessidades térmicas.

De facto, podemos observar que os ganhos solares são muito significativos na climatização dos espaços, sendo que a Norte as NT's do espaço, no arrefecimento, são 40% inferiores às de Este. Em ambas as estações, Sul é a orientação com maior incidência de radiação solar, no entanto, na estação de arrefecimento, o ângulo de altura do Sol é elevado, possibilitando que as varandas dos pisos superiores atuem como palas. O sombreamento horizontal provoca uma diminuição significativa dos ganhos solares, reduzindo significativamente as NT's do espaço.

Os ganhos solares nas orientações Este e Oeste são os mesmos, como vimos anteriormente na Figura 9. No entanto, isso não ocorre nas divisões P4_QUARTO2 e P4_QUARTO20. De facto, esta diferença ocorre, porque a orientação destes quartos não está perfeitamente enquadrada com os pontos cardeais. Este desvio não compromete as conclusões retiradas.

De modo a obter as necessidades térmicas das baterias, é necessário modelar o sistema de splits segundo as necessidades do edifício, sendo por isso necessário conhecer as cargas térmicas. Os cálculos destas cargas foram efetuados segundo o método abordado no capítulo anterior. A Tabela 14 expõe os valores obtidos:

Tabela 14 – Carga térmica, caudal de ar recirculado e potência dos ventiladores dos resultados iniciais

	CT [kWh/m ²]		CT total [kWh/m ²]		$\dot{V}_{AS}$ [l/s]	Potência dos ventiladores [kW]
	Aquec.	Arrefec.	Aquec.	Arrefec.		
P4_QUARTO2 E	0,378	-0,557	1,016	-0,646	86,59	0,016
P4_QUARTO8 N	0,369	-0,339	1,008	-0,428	85,90	0,015
P4_QUARTO20 O	0,375	-0,671	1,014	-0,760	86,37	0,016
P4_QUARTO14 S	0,391	-0,340	1,030	-0,429	87,72	0,016

Neste caso, as cargas térmicas são superiores para a estação de aquecimento. Assim, o caudal de ar necessário para colmatar as cargas térmicas ($\dot{V}_{AS}$) será calculado a partir dos valores máximos. Fazendo uso da equação (9), podem-se obter os valores acima tabelados, sendo que a diferença de temperaturas entre as baterias e o espaço a climatizar é de 10K.

Após o dimensionamento dos ventiladores dos splits, quanto ao caudal de extração, é necessário ainda ajustar os valores da potência. Estes valores dependem do SFP dos splits ($0,18 \frac{W}{l/s}$) e do caudal dimensionado. Os valores finais estão, também eles, na tabela acima. Os restantes valores foram já expostos nos capítulos anteriores.

Pode-se, agora, realizar uma simulação, que inclui o sistema de splits dimensionado, apenas nos quatro quartos em estudo, sendo que os restantes quartos se mantêm com o *Main system* ativado. Agora a simulação tem em conta a ventilação natural de 27,78 l/s de ar novo por divisão e ainda os ganhos adjacentes aos equipamentos de climatização.

Os valores do consumo anual, por metro quadrado, das baterias de aquecimento e arrefecimento estão expostos nos seguintes gráficos, onde são comparados com as NT's do espaço.

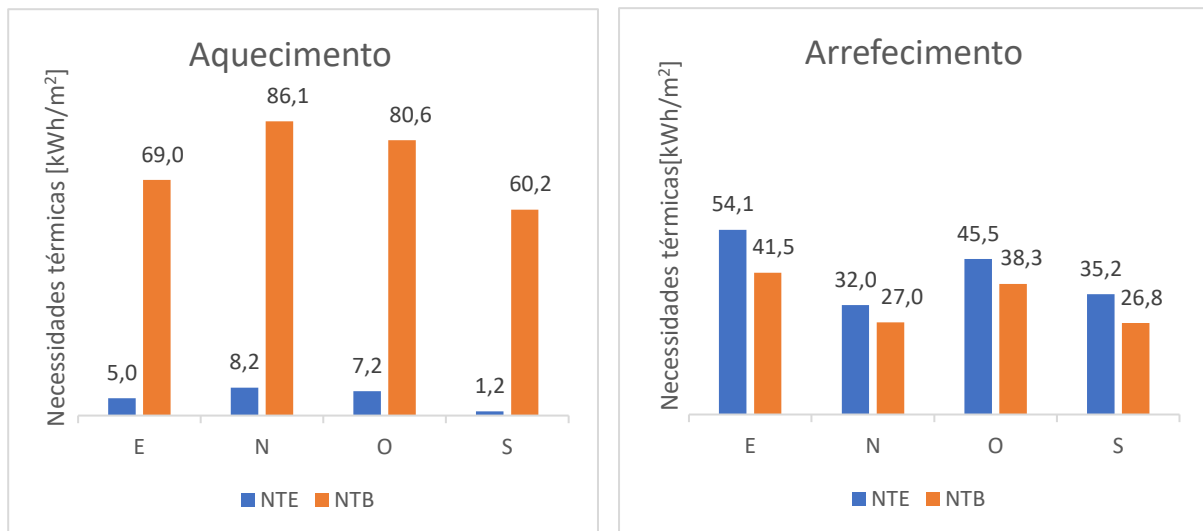


Figura 41 – Necessidades térmicas do espaço vs necessidades térmicas das baterias nas estações de aquecimento (esquerda) e arrefecimento (direita).

Como era de esperar, a renovação do ar interior a partir da inclusão de um caudal de ar novo leva a um aumento abrupto das necessidades de aquecimento dos espaços, isto porque a temperatura do exterior é significativamente inferior à do ar interior.

Olhando, no entanto, para as necessidades térmicas das baterias no período de arrefecimento, vê-se que estas são inferiores às NT's do espaço, isto porque no período noturno a renovação do ar interior permite o efeito de *free cooling*. Este efeito é mais relevante que os ganhos sensíveis pelos equipamentos de climatização e que os ganhos por ventilação natural durante o dia.

É ainda relevante mencionar que o aumento ou diminuição das NT das baterias para as NT do espaço não é dependente da orientação.

Olhando agora para o consumo dos ventiladores por metro quadrado, pode-se concluir que os ventiladores de extração apresentam um consumo constante, e superior ao dos splits e que estes últimos apresentam um consumo variável, pois são derivados do caudal de ar necessário a colmatar as cargas térmicas. Os valores estão expostos na seguinte tabela:

Tabela 15 –Potência dos ventiladores de extração e dos splits dos resultados iniciais

	Potência V. Extração [kWh/m ²]	Potência V. Splits [kWh/m ²]
P4_QUARTO2 E	5,8	1,60
P4_QUARTO8 N	5,8	1,53
P4_QUARTO20 O	5,8	1,63
P4_QUARTO14 S	5,8	1,43

As mesmas conclusões que se retiram ao avaliar as NT's do espaço podem ser retiradas com as NT's das baterias, já que estas apenas diferem na inclusão de um caudal de ar exterior, que insere uma carga similar em todas as divisões, e variam sensivelmente no controlo da temperatura. Por isso mesmo, os estudos a seguir irão comparar unicamente as NT's do espaço, eliminando assim duas variáveis do estudo, mas sendo necessário o cuidado de não avaliar as melhorias em termos percentuais, mas sim absolutos.

4.2. Alteração da qualidade térmica dos envidraçados

Uma vez dada a elevada área superficial ocupada por envidraçados no edifício em estudo [75% da fachada exterior), é relevante estudar a influência do coeficiente de transmissão térmica, U , nestes mesmos. Admitiram-se, então, envidraçados com coeficiente de transmissão térmica inferior ao projetado, $U = 1,2 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$, e estudou-se a evolução das necessidades térmicas do espaço. De forma a estudar os efeitos desta única variável, o valor de ganho solar manteve-se inalterado, $g_T = 0,4$.

Ao diminuir o valor do U dos envidraçados, o U_{global} da fachada irá diminuir e o calor conduzido pela envolvente será menor. Assim, pode-se prever que, durante os meses de aquecimento, onde na maioria dos dias a temperatura exterior é inferior à temperatura interior, as perdas energéticas para o exterior serão menores. Pode-se extrapolar a mesma conclusão para o período de arrefecimento, separando-se agora nos momentos diurno e noturno, uma vez que, durante o dia, a temperatura exterior é superior à temperatura climatizada, mas durante a noite é inferior. Atente-se então aos seguintes gráficos, que comparam as NT's do espaço, obtidas pelo estudo, com as NT's do espaço do sistema modelado inicialmente.

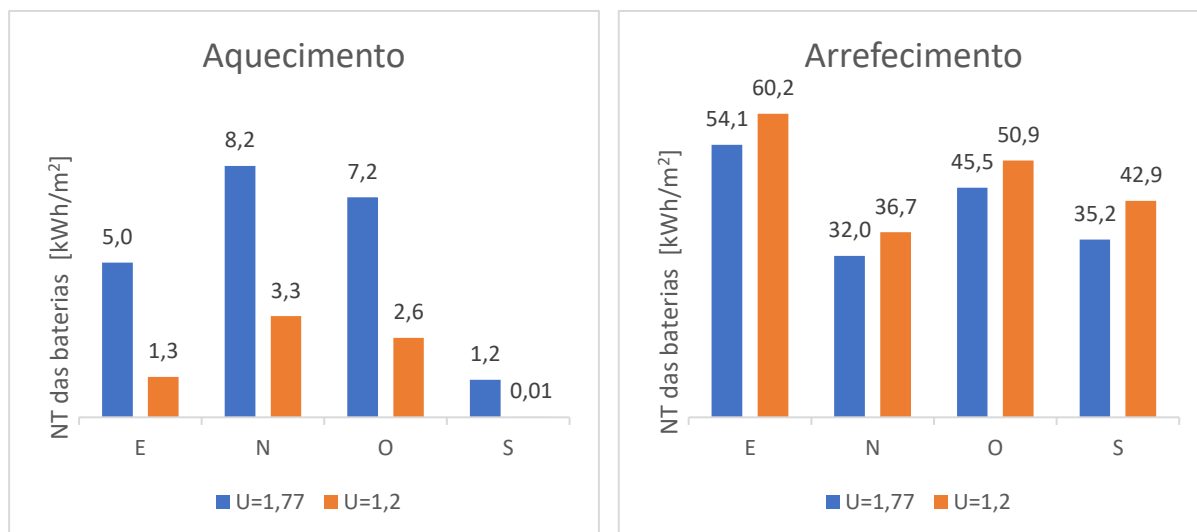


Figura 42 – Necessidades térmicas do espaço para envidraçado com $U=1,2$.

Como se pode observar, no período de aquecimento há menos perdas pela envolvente, em todas as orientações, o que resulta numa redução significativa das necessidades térmicas do espaço.

No período de arrefecimento existe um aumento das necessidades térmicas de uma forma global. Isto confirma que, apesar de durante o dia a diminuição do U_{global} da envolvente minimizar os ganhos por condução, durante a noite terá um efeito nefasto. Estes resultados estão muito ligados ao clima da localização do edifício, sendo que no Porto, durante a estação de arrefecimento, é característico as temperaturas de noite serem inferiores à temperatura interior.

O estudo do U do envidraçado avalia apenas a condução exterior, sendo que as conclusões retiradas pelo estudo estão limitadas à influência da condução exterior nas necessidades térmicas de espaço.

4.3. Área de Envidraçados

Este estudo baseou-se na alteração de $\pm 25\%$ da área de envidraçado em cada quarto, que inicialmente representavam 75% da fachada exterior. O aumento da área de envidraçados representa um aumento significativo do U_{global} da fachada exterior e, por isso, as trocas energéticas pelo exterior serão superiores. Ao contrário do estudo anterior, a alteração da área de envidraçado irá alterar não só a condução pelo exterior, mas também os ganhos solares. Atente-se aos seguintes gráficos das necessidades térmicas de espaço nos períodos de aquecimento e arrefecimento:

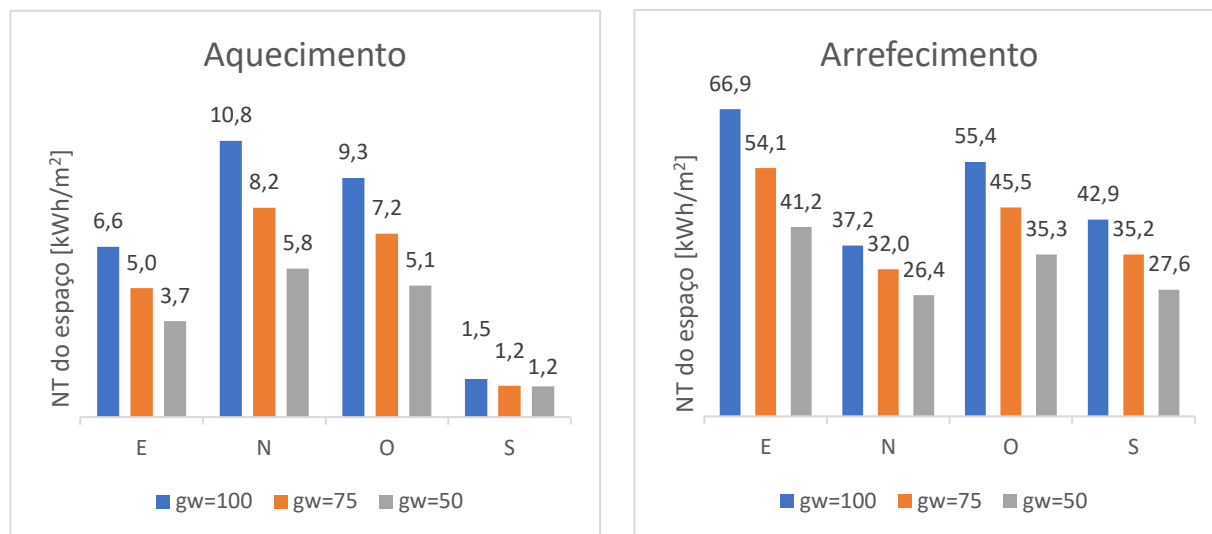


Figura 43 – Necessidades térmicas do espaço para envidraçados com 100, 75 e 50% da área de fachada.

Como era de prever, quanto maior a área de envidraçado, maiores as NT's do espaço em ambos os períodos. No período de aquecimento, as maiores perdas térmicas ocorrem nos períodos de irradiação solar baixa ou nula, e o aumento da área dos envidraçados não permite beneficiar do aumento dos ganhos solares, provocando apenas um aumento das perdas para a atmosfera por condução.

Para avaliar o caso do período de arrefecimento, analise-se o seguinte gráfico:

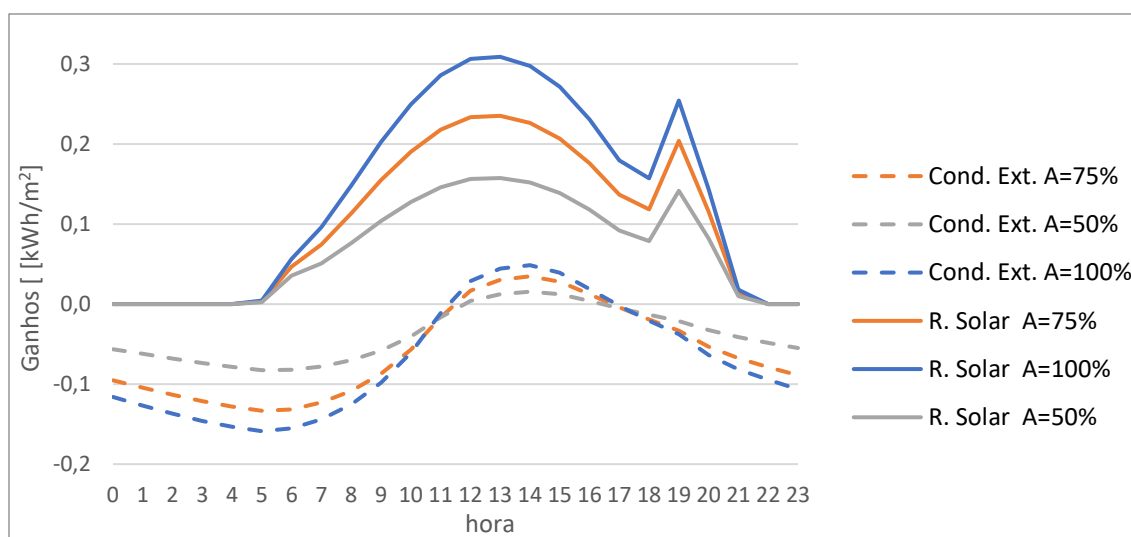


Figura 44 – Ganhos por condução externa e por radiação solar para envidraçados com 100, 75 e 50% da área de fachada.

Na figura acima, estão representados os ganhos por condução externa e por radiação solar de um dia genérico de Verão para os três envidraçados em estudo. Como se pode ver, quanto maior o envidraçado, maiores são as perdas por condução durante o período noturno e maiores são os ganhos pela envolvente e pela radiação solar no período diurno. Assim, o aumento da área de envidraçados é desfavorável às NT's do espaço e, consequentemente, às NT's das baterias.

Como se analisou, será favorável a diminuição da área de envidraçados quando se trata do consumo global da instalação. Mas deve-se ter em conta a situação de conforto do utilizador na solução final, sendo necessário fazer um equilíbrio entre o conforto, o consumo energético e o preço. Apesar de mais caros e menos isolantes que a fachada exterior, os envidraçados permitem uma maior iluminação e conforto dos seus utilizadores.

4.4. Colocação de estores interiores

Quando a radiação solar incide sobre uma janela, a radiação de onda curta transmitida é quase toda absorvida pelas superfícies interiores, provocando o aumento da temperatura dessas superfícies e contribuindo para o ganho convectivo e o aumento da temperatura radiante média. Assim, os dispositivos de sombreamento interiores possibilitam a diminuição das exigências energéticas. Outro aspeto a ter em conta é o conforto dos ocupantes expostos à radiação solar perto da janela, podendo sofrer de desconforto térmico e ofuscação. Assim é necessário controlar a irradiação incidente, (CIBSE).

O software utilizado permite a inclusão destes elementos e a sua respetiva ativação automática a partir de uma determinada irradiação. A figura seguinte representa a janela de operação do software. É de notar que não existe diferença no cálculo se for seleccionada a opção estore ou cortina [8].

Internal Shading Device

Device: ☐ None ☐ Curtain ☒ Blind

Control

Operation profile:

☐ Continuously variable

Condition to lower device: ☒ Metric ☐ IP

Condition to raise device: ☒

Nighttime resistance: m²K/W Typically between 0.00 and 2.50

Daytime resistance: m²K/W Typically between 0.00 and 2.50

Shading coefficient: Typically between 0.2 and 0.95

Short-wave radiant fraction: Typically between 0 and 1

OK Cancel

Figura 45 – Janela de operação do software IES-VE, para a definição dos dispositivos de sombreamento.

Os estores são automáticos e operam segundo as condições de *lower* e *raise device*. Assim, a partir do momento em que a irradiação incidente (*ii*) por área de envidraçado for superior a um determinado valor, as cortinas ou as persianas interiores fecharão. O valor limite definido foi de 300 W/m², segundo a norma ISO 13790:2008 – G. Uma vez que opera segundo a radiação incidente, não tem ativo nenhum perfil de operação.

Depois é necessário incluir algumas das características dos dispositivos de sombreamento. Estes dispositivos podem proporcionar um isolamento adicional, devido ao ar enclausurado entre a janela e este mesmo, sendo o nível do isolamento dependente da quantidade de fugas de ar existentes. A resistência térmica proporcionada, durante os períodos noturno e diurno, é baixa e apenas vale a pena ter em consideração se se tratar de uma cortina pesada (cortina blackout) ou de um estore interior bem dimensionado. Assume-se, assim, um valor de referência de 0,16 (m²K)/W [8].

O parâmetro *shading* permite atribuir um valor de 0 a 1 ao dispositivo em questão, sendo 0 opaco à entrada de radiação solar de onda curta e 1 transparente. A radiação que não consegue penetrar o dispositivo é, em pequena parte, refletida e a restante absorvida, sendo depois libertada por convecção e por radiação de onda longa. Já o parâmetro *short-wave radiant fraction* classifica de 0 a 1 a fração dos ganhos térmicos por radiação solar, correspondentes à radiação de onda curta, que passa pelo dispositivo de sombreamento. Assumem-se os fatores 0,54 e 0,3, respetivamente [8].

Após a definição dos parâmetros, o estudo foi realizado. É previsível que haja uma redução das necessidades de arrefecimento, uma vez que os ganhos solares, que representam uma boa parte dos ganhos neste período, diminuem quando estes dispositivos estão ativados. Por outro lado, na estação de aquecimento, de forma a diminuir o impacto negativo no bem-estar dos utilizadores, estes mesmos dispositivos podem estar ativos, o que provocará um aumento nas necessidades da bateria de aquecimento. Atente-se, então, aos seguintes gráficos que, à semelhança dos estudos anteriores, explicitam as necessidades térmicas do espaço nos quatro quartos em estudo ao longo de um ano.

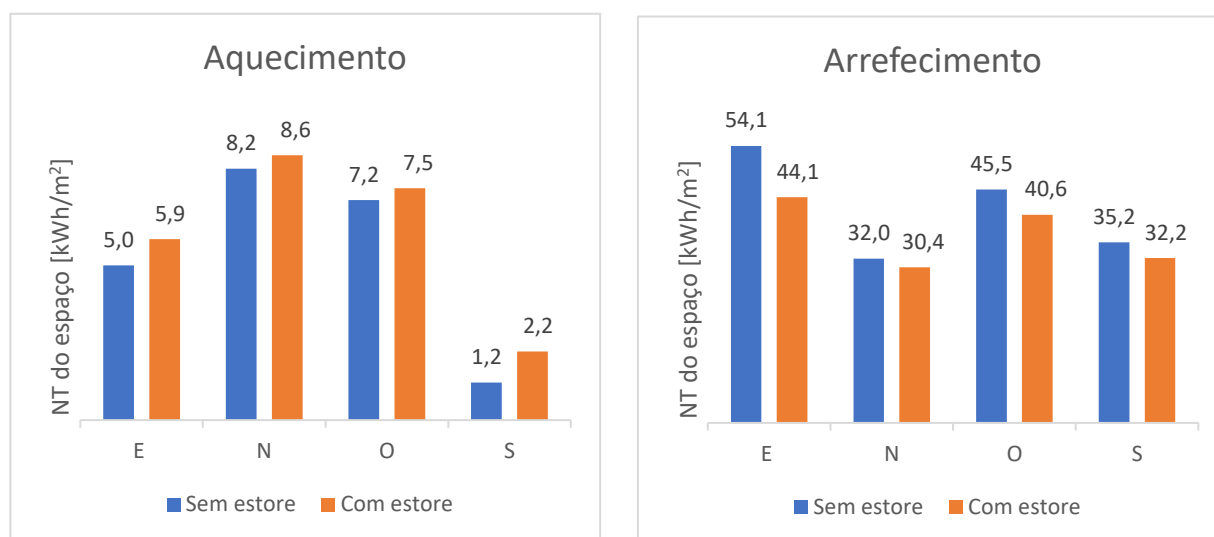


Figura 46 – Necessidades térmicas do espaço para envidraçados com estores interiores.

Por análise gráfica e como era espectável, as melhorias das NT's do espaço de arrefecimento são mais significativas para as orientações de Este e Oeste, já que estas são as orientações com maiores ganhos solares no Verão.

Nos meses de aquecimento, nas poucas vezes em que os ganhos solares são elevados, os estores estão ativos, aumentando, por isso, a necessidade de aquecimento dos quartos.

É de notar que todos os quartos possuem uma varanda, que serve de pala horizontal para o piso inferior, existindo ainda palas verticais.

4.5. Alteração dos níveis de isolamento térmico

Neste estudo alterou-se o coeficiente de transmissão térmica da parede exterior para o valor de referência, $U = 1,7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$. Sendo o valor de projeto igual a $0,51 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$, o valor mínimo legislado permite uma transferência de calor por condução pela parede exterior três vezes superior. Assim, e à semelhança dos estudos anteriores, as NT's do espaço aumentaram durante a estação de aquecimento, enquanto na estação de arrefecimento diminuíram ligeiramente. Ainda na estação de arrefecimento, é necessário mencionar que, durante o dia, o aumento do U é prejudicial, mas durante a noite é benéfico, devido à dissipação de calor a uma taxa superior pela envolvente. Estas conclusões podem ser retiradas por observação da seguinte figura.

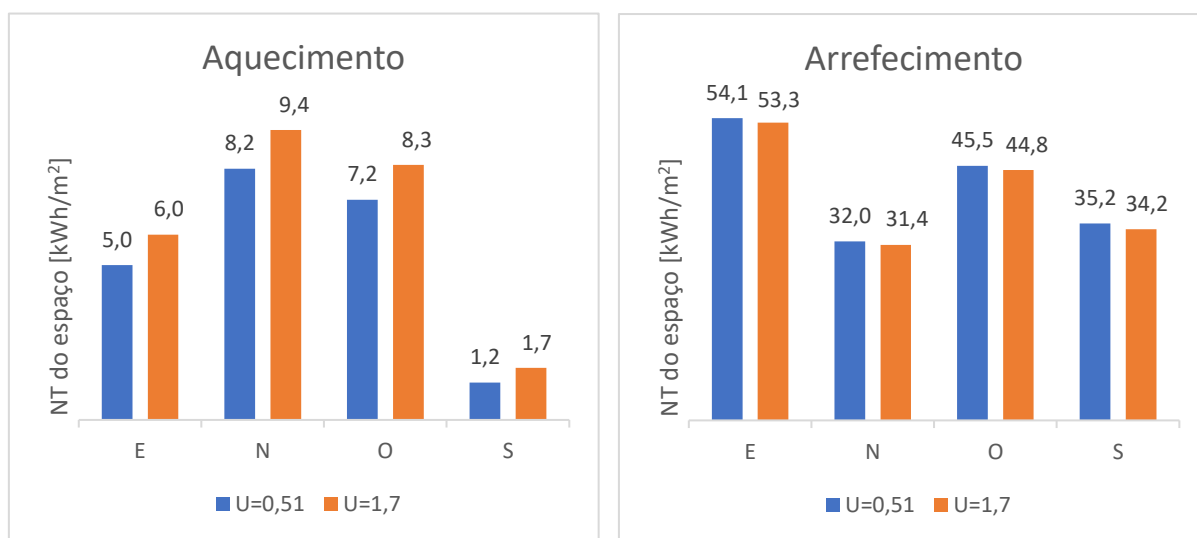


Figura 47 – Necessidades térmicas do espaço para envidraçados com estores interiores

Deve-se notar que a diminuição da resistência térmica da parede, quer seja pela alteração dos materiais que a constituem ou pela diminuição da espessura, irá diminuir o seu custo inicial sem ter um elevado impacto nas necessidades térmicas do edifício.

4.6. Alteração do sistema de AVAC

Até agora as NT's do espaço têm sido a variável estudada, todavia, neste estudo, olhar-se-á para as NT's das baterias. Em primeiro lugar, será necessário dimensionar o sistema, sendo para isso necessário contabilizar as cargas térmicas de projeto de cada quarto em estudo.

Serão analisados os sistemas de UTA's e VC's com e sem recuperação. Ao contrário do sistema inicial, onde a ventilação era realizada de forma natural, a existência de uma UTA permite a climatização do ar antes deste entrar em cada divisão e, portanto, os ventiloconvectores não terão de colmatar toda a carga térmica provocada pelo caudal de ar novo à temperatura exterior.

A partir do método de equilíbrio das cargas térmicas e das equações (9) e (10), obtém-se a Tabela 16:

Tabela 16 – Dimensionamento dos VC's

	CT [KW]		CT total [KW]		$\dot{V}_{AS}$ [l/s]
	Aquec.	Arrefec.	Aquec.	Arrefec.	
P4_QUARTO2 E	0,378	-0,557	0,449	-0,557	46,19
P4_QUARTO8 N	0,369	-0,339	0,441	-0,339	36,53
P4_QUARTO20 O	0,375	-0,671	0,446	-0,671	55,64
P4_QUARTO14 S	0,391	-0,340	0,462	-0,340	38,35

Onde $\dot{V}_{AS}$ representa o caudal de ar necessário para os ventiloconvectores colmatarem a carga térmica dos respetivos quartos em estudo. Pode-se ainda obter a potência dos ventiladores que constituem ambos os sistemas de UTA's. Recorde-se, então, que os ventiladores das UTA's possuem um SFP= $1,25 \frac{W}{l/s}$ e que os VC's possuem um SFP= $0,46 \frac{W}{l/s}$.

Tabela 17 – Potência dos ventiladores nos sistemas de UTA's e VC's

	Potência dos ventiladores [kW]		
	UTA	VC	Extração
P4_QUARTO2 E	0,035	0,018	0,009
P4_QUARTO8 N	0,035	0,014	0,009
P4_QUARTO20 O	0,035	0,022	0,009
P4_QUARTO14 S	0,035	0,014	0,009

Agora, já se pode comparar o sistema adotado inicialmente, sistema de splits com ventilação natural, com os sistemas de UTA's e VC's com e sem recuperação. Primeiramente irão ser analisadas as baterias de aquecimento a partir do gráfico da Figura 48.

Analisando o gráfico, pode-se observar que a diminuição das NT's das baterias é muito significativa quando se recupera calor. Ao comparar os dois sistemas de UTA's, no quarto a Sul, a diminuição das necessidades térmicas foi de 70%.

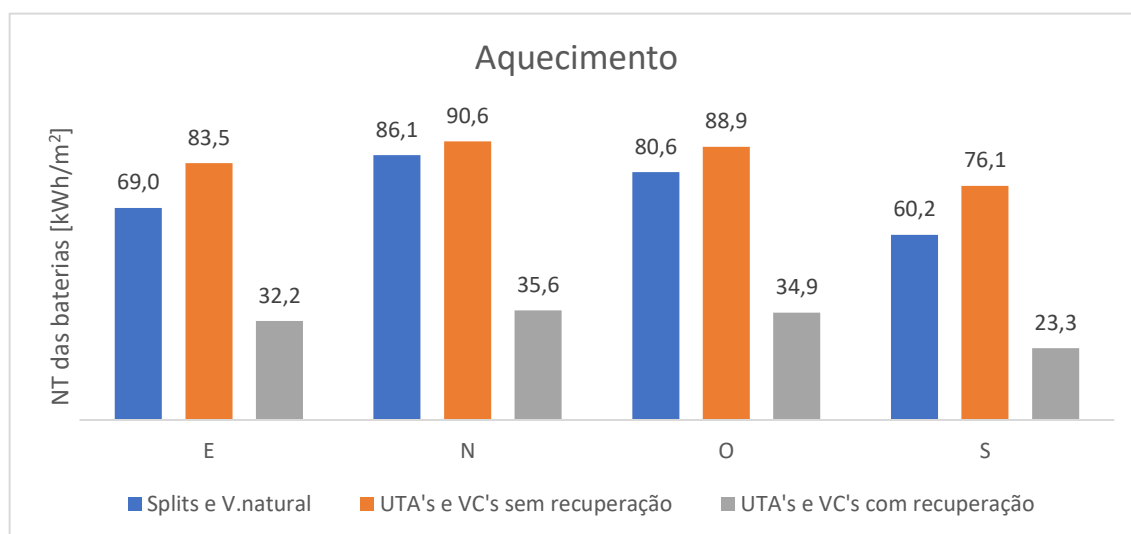


Figura 48 – Necessidades térmicas das baterias de aquecimento, para os diferentes sistemas AVAC.

É importante reparar que, apesar das cargas térmicas serem as mesmas em todos os sistemas e apesar dos sistemas de splits não realizarem recuperação, as NT's destes são inferiores às NT's das baterias do sistema de UTA's e VC's sem recuperação. De modo a aprofundar mais o estudo, atente-se aos valores globais das NT's das baterias de aquecimento ao longo do ano, para os três sistemas na orientação Este.

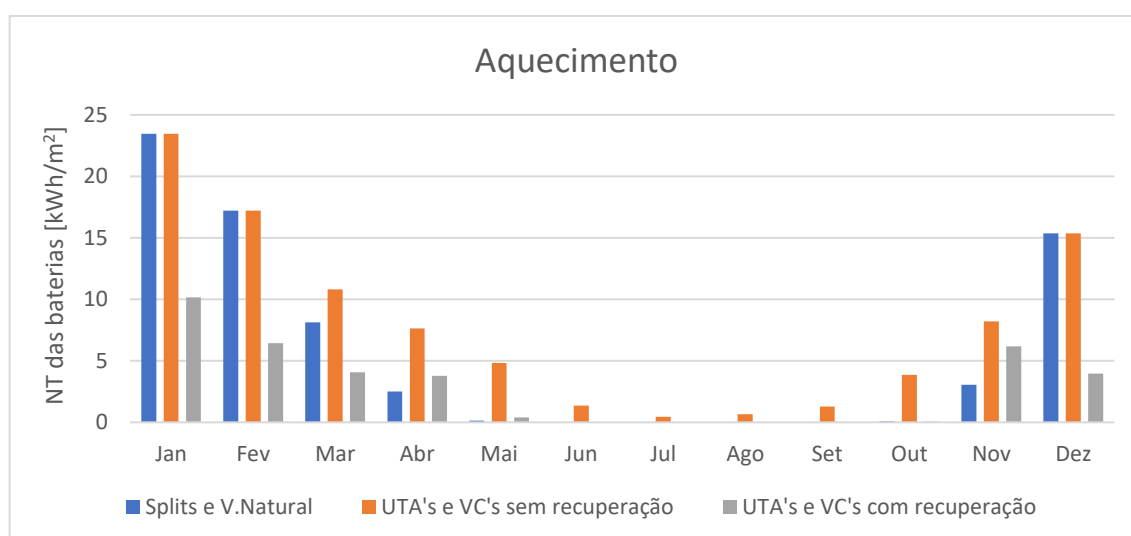


Figura 49 – Necessidades térmicas mensais das baterias de aquecimento, dos diferentes sistemas AVAC.

Como se pode apurar, as baterias de aquecimento dos sistemas de UTA's e VC's encontram-se ativas nos meses de arrefecimento. Isto ocorre, pois é necessário elevar a temperatura de insuflação para os 18°C, assim, os sistemas de UTA's, ao contrário do sistema de splits, não beneficiam tanto do *free cooling*. Justifica-se assim, o porque das NT's baterias de aquecimento ao longo do ano serem superiores para o sistema de UTA's e VC's sem recuperação em relação ao sistema de splits. Note-se que, nos meses onde é necessário fornecer energia aos quartos permanentemente, as NT's das baterias nestes dois sistemas são semelhantes.

No caso do sistema com recuperação de calor, as baterias de aquecimento não estão ativas nos meses mais quentes, pois a permuta de calor é suficiente para elevar a temperatura para os 18°C. No entanto, o sistema não irá aproveitar o efeito de *free cooling*, o que provocará um aumento das necessidades de arrefecimento.

Se se atentar ainda para os meses de meia estação, i.e., abril, maio e novembro, observa-se que o sistema UTA's e VC's com recuperação consome mais que o sistema de splits, isto porque, ao contrário dos meses mais quentes a permuta de calor no recuperador não é suficiente para elevar a temperatura de entrada até os 18°C.

Quanto às NT's das baterias de arrefecimento, os valores obtidos são semelhantes, como se pode ver a seguir:

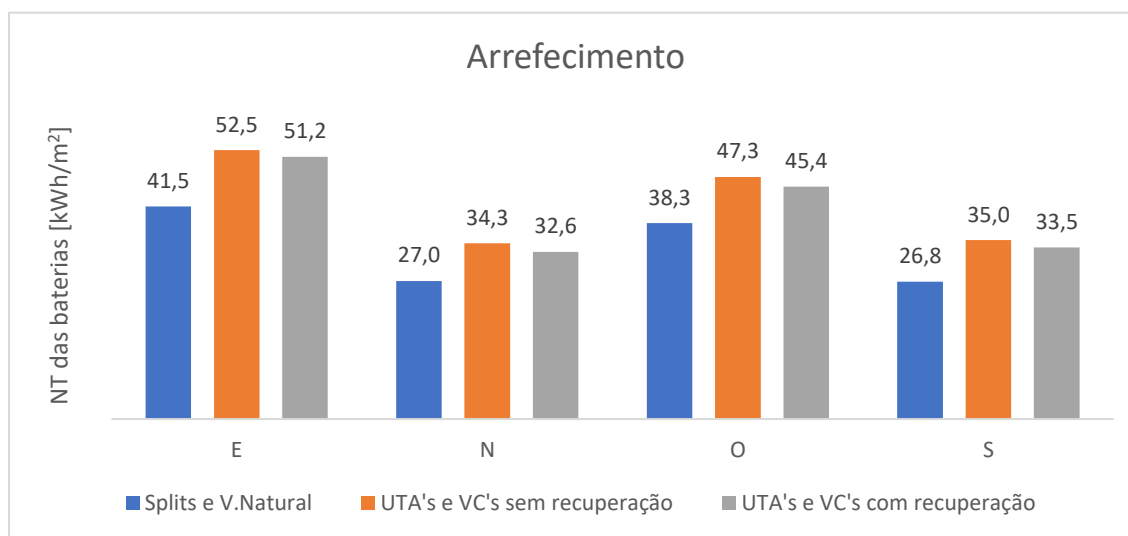


Figura 50 – Necessidades térmicas das baterias de arrefecimento, para os diferentes sistemas AVAC.

Os valores superiores verificados pelos sistemas de UTA's e VC's advêm do facto de estes não usufruírem do efeito de *free cooling*. Como tinha sido mencionado anteriormente, os recuperadores de calor impõem uma perda de carga no sistema, provocando um maior consumo nos ventiladores da UTA. Uma vez que o sistema AVAC com recuperação, durante a estação de arrefecimento, tem praticamente as mesmas NT's das baterias (de aquecimento e arrefecimento) do que o sistema sem recuperação, é necessário estudar se a ativação do permutador é benéfica. As simulações realizadas no software não computaram este parâmetro.

É relevante olhar, também, para o consumo energético dos ventiladores, apresentado no gráfico da Figura 51:

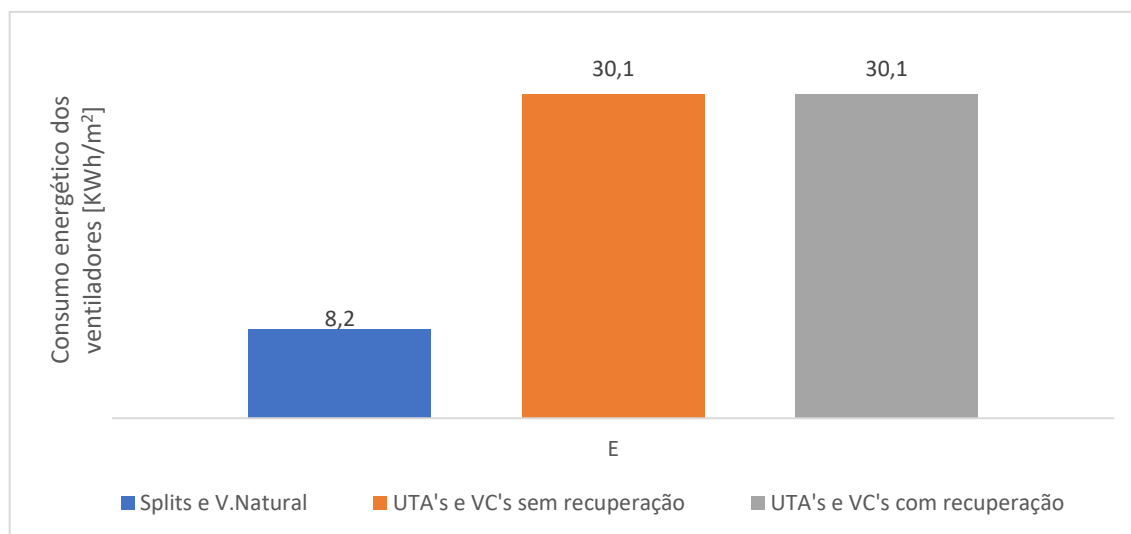


Figura 51 – Consumo energético anual dos ventiladores na orientação Este, para os diferentes sistemas AVAC.

Os sistemas de UTA's apresentam um maior consumo nos ventiladores, isto porque a ventilação é mecânica e não natural e, além disso, os ventiloconvectores possuem um SFP superior aos splits. Os ventiladores de extração, que apresentam um consumo constante, representam 78% do consumo no sistema de splits, enquanto no sistema de UTA's representam apenas 19%.

5. Edifício real

Considere-se, agora, o edifício completo, onde a área de envidraçados e o número de palas verticais, em cada quarto, é dependente do piso onde este se situa e da sua orientação.

Agora todo o edifício é envolvido nas simulações térmicas, resultando num número elevado de dados. Por isso mesmo, os valores da carga térmica, das necessidades térmicas do espaço e das baterias relativos a cada quarto estão expostos apenas em anexo. Neste capítulo serão somente comparados os valores globais, relativos ao edifício em si ou os valores médios das necessidades por metro quadrado de área.

Em semelhança ao capítulo anterior, serão analisadas, em primeiro lugar, as cargas térmicas e as necessidades térmicas do espaço para o modelo inicial, sendo depois dimensionado e estudado o sistema de splits. Com o sistema AVAC em operação, é possível obter as necessidades térmicas das baterias e dimensionar as bombas de calor do sistema. Assim, será possível analisar o consumo global da instalação.

Será estudado ainda o sistema de UTA's e VC's com recuperação de calor para se poder comparar os gastos anuais na climatização do edifício, entre este sistema e o sistema de splits com ventilação natural. É, portanto, necessário dimensionar o sistema centralizado de caldeiras e chillers, de forma a estudar o consumo desta solução.

O último estudo aborda as consequências da alteração da localização do edifício para as cidades de Bragança e de Faro.

5.1. Resultados iniciais

Antes de apresentar os resultados finais das simulações, é relevante entender como as necessidades térmicas de cada divisão são afetadas pelo piso onde se encontram. O fator mais relevante para as necessidades de arrefecimento é o ganho solar, portanto, e como se pode ver na figura a seguir, as necessidades de arrefecimento variam consoante o piso da mesma forma que os ganhos solares variam. Isto é comprovado pela semelhança entre as duas linhas polinomiais de tendência, representadas no gráfico.

A figura apresenta os ganhos solares e as NT's das baterias de arrefecimento, dos quartos de todos os pisos a Este, no mês de agosto. Expõe ainda as linhas de tendência das duas variáveis, ao longo dos pisos, estas são polinomiais de 4º ordem.

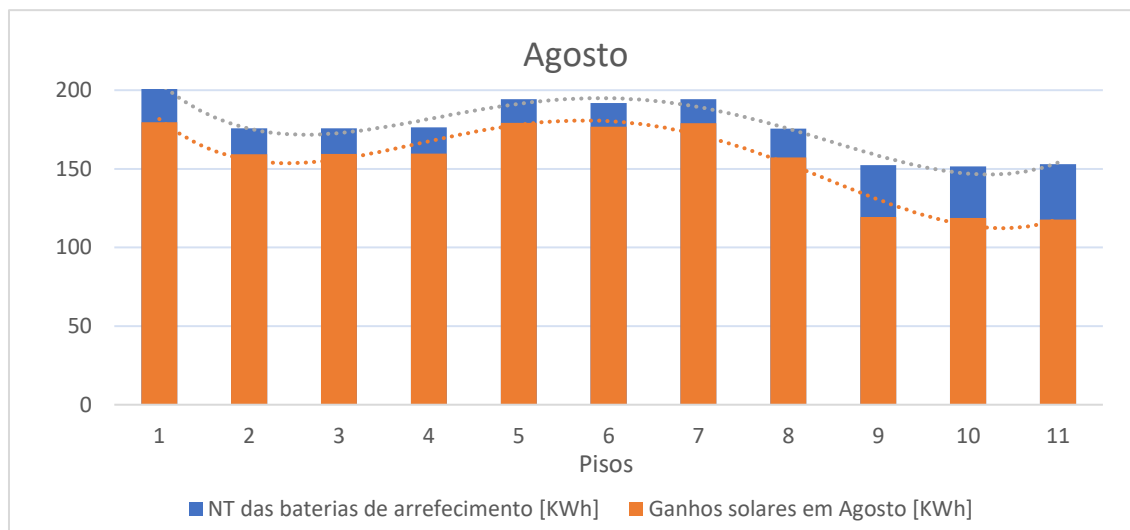


Figura 52 – Ganhos solares e necessidades térmicas das baterias de arrefecimento no mês de agosto.

Não período de aquecimento, as NT's das baterias de aquecimento, têm uma tendência oposta aos ganhos solares, sendo que as divisões com maior exposição solar serão as que têm menos necessidades. É importante notar que a relevância dos ganhos solares no último piso é inferior à dos restantes pisos, isto porque este tem uma área de fachada muito superior, sendo os ganhos por condução externa elevados.

Uma vez estudadas as diferenças das NT's entre os pisos e uma vez que as características dos quartos são diferentes consoante a orientação, deixa de ser relevante o estudo da influência destas variáveis. Assim, a partir de agora, os valores relevantes serão os valores absolutos obtidos, e os valores apresentados ao longo destes próximos estudos serão apenas representativos dos cálculos e simulações efetuados.

De seguida, foram obtidas as cargas térmicas, de forma a dimensionar o sistema de climatização de splits e ventilação natural. O sistema foi dimensionado a partir dos valores tabelados, estando os restantes valores em anexo

Tabela 18 – Dimensionamento do sistema de splits para o edifício real.

	CT total [kW]		$\dot{V}_{AS}$ [l/s]	Potência dos ventiladores [kW]	
	Aquec.	Arrefec.		Splits	Extração
P4_QUARTO2	1.053	-0.722	87.32	0.0157	0.0092

Uma vez dimensionado o sistema AVAC obteve-se as NT's das baterias, de aquecimento e arrefecimento, para todo o edifício, durante todo o ano.

A seguinte tabela, expõem as NT's do espaço e das baterias além do consumo anual dos ventiladores. As relações entre as necessidades térmicas das baterias e dos espaços são semelhantes às relações observadas no modelo simplificado. As variáveis são expostas em dois formatos: o valor anual relativo à climatização de todo o edifício, e o valor anual por área de espaço a climatizar. Note-se ainda que a unidade [MWhe] representa o consumo de energia elétrica.

Tabela 19 – Necessidades térmicas do espaço e das baterias do edifício real

		Aquecimento	Arrefecimento
NTE	MWh	25,0	-124.7
	KWh/m ²	7,6	38,0
NTB	MWh	300.2	70.4
	KWh/m ²	91,5	21,4
Consumo dos Ventiladores	MWhe	26,3	
	KWhe/m ²	8,0	

5.2. Sistema de UTA's e VC's com recuperação de calor

Neste estudo alterou-se o sistema de climatização pelo sistema de UTA's e VC's com um recuperador de calor. À semelhança do estudo no modelo simplificado, é expectável que as necessidades térmicas das baterias de arrefecimento sejam superiores, enquanto as de aquecimento inferiores. Além disso é de esperar que o consumo dos ventiladores seja elevado e que não permita uma melhoria do consumo global com a substituição do sistema.

As cargas térmicas e os dados necessários para o dimensionamento dos ventiladores vêm a seguir tabelados, sendo que as restantes divisões se encontram em anexo.

Tabela 20 – Dimensionamento do sistema de UTA's e VC's para o edifício real.

	CT total [kW]		$\dot{V}_{AS}$ [l/s]	Potência dos ventiladores [kW]		
	Aquec.	Arrefec.		UTA's	VC's	Extração
P4_QUARTO2	0.479	0.633	52.49	0.0347	0.0241	0.0092

Com o sistema dimensionamento é então possível obter as necessidades térmicas das baterias e o consumo dos ventiladores. O seguinte gráfico compara estas três variáveis com o sistema original.

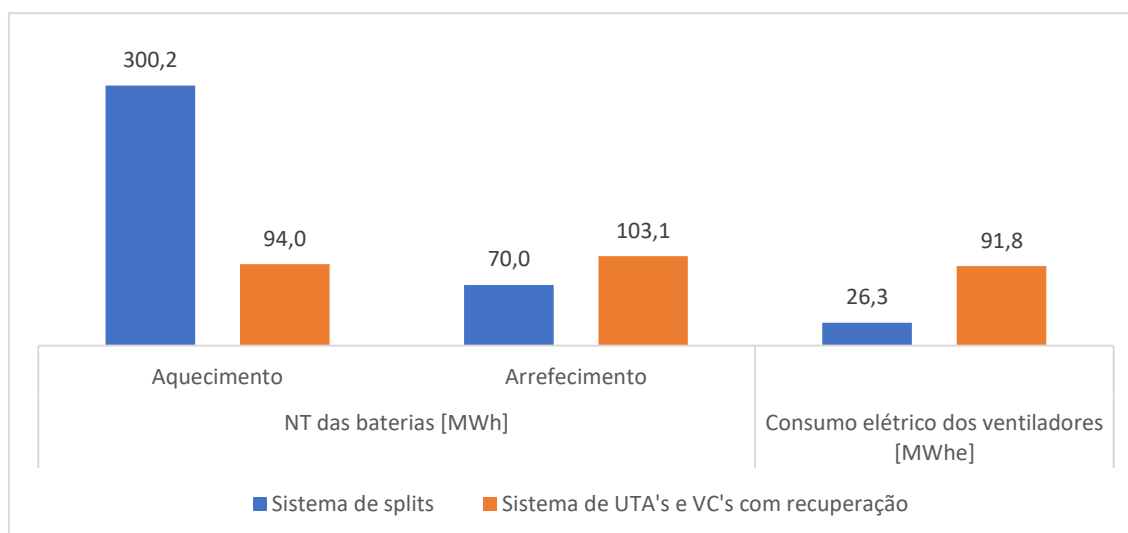


Figura 53 – Necessidades térmicas das baterias do sistema de UTA's e VC's com recuperação no edifício real.

Os valores foram consistentes com o expectável e com as simulações no modelo simplificado. Na leitura do gráfico é importante relembrar que existem duas diferentes variáveis, necessidades térmicas e consumo elétrico.

5.3. Alteração do caudal de ar

Como vimos no estudo anterior, o consumo elétrico dos ventiladores representa uma componente importante do consumo global do sistema AVAC, por isso mesmo é necessário estudar soluções que permitam a diminuição desse mesmo valor.

Inicialmente tinha se estudado que o caudal mínimo de ar novo a insuflar num hotel de 4 estrelas, onde a tipo de atividade é sono, é de apenas 3,56 l/s. Até agora, tem se insuflado o caudal projetado, no valor de 27,78 l/s, caudal que, além de garantir a qualidade de ar interior, permite a climatização dos espaços. Assim, é relevante estudar os efeitos que a diminuição do caudal de ar novo tem na climatização do edifício, insuflando 3,56 l/s

Outro parâmetro a ter em consideração é que as necessidades do caudal de ar novo máximo, seja este de 27,78 l/s, apenas ocorrem quando o edifício se encontra cheio. Assim, definindo uma variação do caudal projetado segundo o perfil de ocupação do hotel no outono, os consumos ligados à ventilação iram diminuir. É, no entanto, necessário estudar como a diminuição do caudal afeta o consumo em termos térmicos. O ventilador de extração, nesta solução, passa a ser de caudal variável.

Atente-se então à Figura 54.

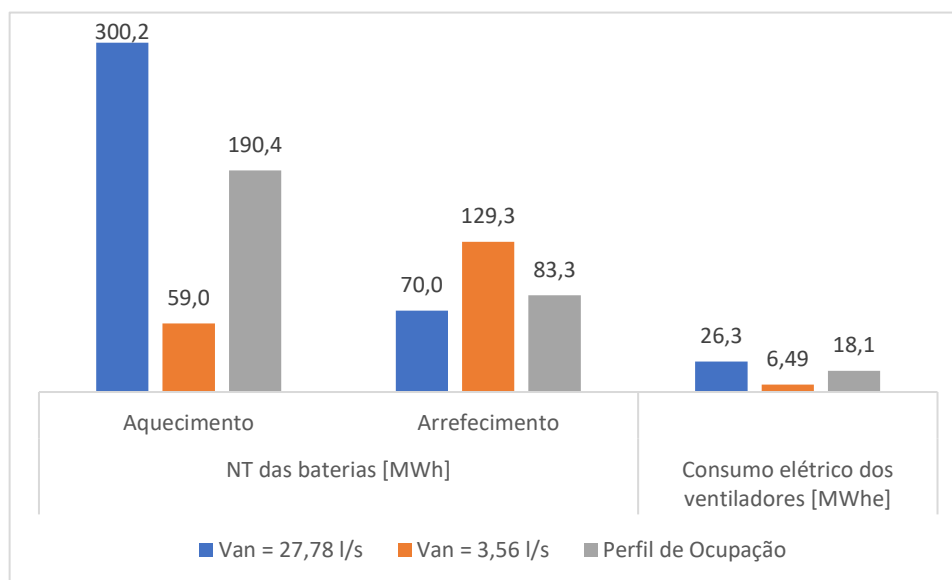


Figura 54 – Necessidades térmicas das baterias no edifício real com alteração do caudal de ar.

Como se pode ver, existe uma redução significativa das necessidades das baterias de aquecimento. Devido à diferença entre a temperatura interior (20°C) e a temperatura de projeto (2,1°C) característica da localização, a ventilação torna-se numa componente importante das necessidades térmicas de aquecimento e, portanto, uma redução do caudal de ar novo resulta na diminuição das necessidades térmicas.

Na estação de arrefecimento o caudal de ar novo permite ao edifício usufruir do efeito de *free cooling* durante a noite. Assim, a diminuição do caudal de ar novo aumenta consideravelmente as necessidades térmicas das baterias.

O consumo elétrico dos ventiladores é também ele inferior, uma vez que o caudal de extração de ar é igual ao caudal de ar novo. Para o sistema inicialmente projetado, o consumo anual do ventilador de extração é de 18 MWhe. No entanto, no sistema “Van=3,56 l/s” esse valor é apenas de 2,36 MWhe já no sistema em que a ventilação segue o perfil de ocupação, o ventilador de extração consumiu 10,6 MWhe. Foi assumido um ventilador com a mesma potência específica (SFP) que o ventilador do sistema inicial.

É possível ainda estudar se a concentração de CO₂ em cada divisão é prejudicial à saúde dos seus utilizadores, uma vez que a alteração do caudal de ar novo afeta o nível de poluentes dos quartos. A valor máximo da concentração permitida deste poluente é de 1250 ppm, sendo que os resultados da simulação identificaram que, quando o nível de ocupação do hotel é superior, a concentração é de 1045 ppm para a solução com apenas um caudal de ar novo de 3,56 l/s. Apesar deste valor limite não ter sido ultrapassado, é necessário um cuidado extra na aplicação de caudais tão baixos já que é necessário garantir uma distribuição homogénea do ar novo nos quartos, prevenindo zonas de estagnação [6].

A concentração máxima de CO₂ do sistema inicial é de 550 ppm, enquanto a concentração máxima na segunda solução é de apenas 589 ppm. O sistema dimensionado segundo o perfil de ocupação permite que o caudal se adeque ao número de pessoas dentro do hotel e, portanto, permite manter uma boa qualidade de ar interior e ao mesmo tempo diminuir o consumo global da instalação.

5.4. Alteração da localização

Um objeto de estudo pode também ser a localização do edifício. Até agora estudou-se o edifício na cidade do Porto, mas ir-se-á analisar o efeito que a alteração da localização tem nas necessidades térmicas das baterias. As condições de projeto foram já mencionadas na Tabela 5, sendo a zona climática de Faro I1-V3 e a de Bragança I3-V2.

A alteração da localização mudará o perfil meteorológico do edifício e, portanto, será necessário redesenhar este perfil, com as novas condições de projeto, e correr a simulação no programa SunCast [8]. Assim, apesar da estrutura do edifício não se alterar, as cargas térmicas serão muito diferentes e, portanto, será necessário redimensionar o sistema de splits completo. Os valores que permitem esta alteração encontram-se anexados.

Na Figura 55, encontram-se os valores das NT's das baterias anuais e o consumo dos ventiladores das simulações realizadas. Como era já intuitivo, a cidade de Bragança necessita de maior aquecimento que as restantes cidades, sendo que na cidade de Faro as NT's das baterias de aquecimento são de apenas 135,5 MWh. Já no período de arrefecimento, Faro é a cidade com maiores necessidades térmicas.

Os consumos dos ventiladores de extração são iguais nas três localizações. A pequena variação deve-se ao aumento/redução do tempo e intensidade de funcionamento das unidades split.

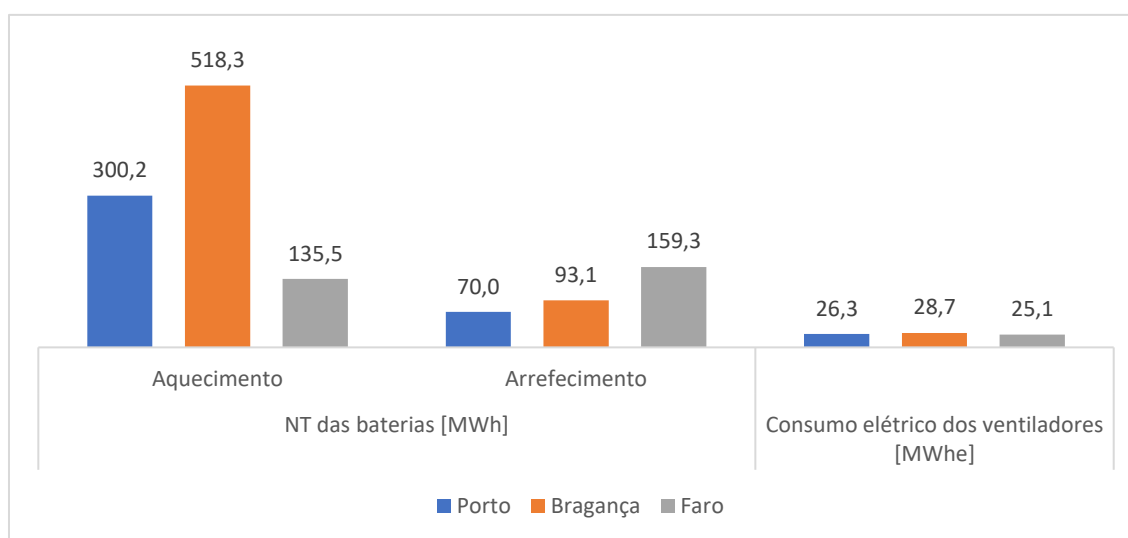


Figura 55 – Necessidades térmicas das baterias no edifício real com alteração da localização.

5.5. Consumo

Até agora só foram mencionadas as NT's das baterias, no entanto, no estudo da climatização de um edifício é necessário conhecer o consumo global do sistema AVAC. Neste subcapítulo, serão primeiramente estudadas as formas como os sistemas de splits e de UTA's e VC's retiram e fornecem energia aos espaços a climatizar.

De modo a conhecer o custo de operação do sistema AVAC inicial, será selecionado um split comercial. Já o sistema de UTA's e VC's com recuperação, depende de um sistema centralizado de chillers e caldeiras que necessitam de ser dimensionados.

5.5.1. Splits

O sistema de splits é alimentado por energia elétrica, sendo esta distribuída pelos ventiladores e pelo compressor que, durante a sua atuação, permite redirecionar a energia entre o espaço exterior e interior. Assim, é necessário conhecer o desempenho dos splits de forma a conhecer o consumo de energia elétrica anual.

Os splits são da marca Mitsubishi modelo MSZ-AP25VG(K)- MUZ-AP25VG. Uma vez que este é um modelo multi-split, cada unidade exterior pode alimentar mais do que uma unidade interior, sendo que, neste caso, irá alimentar duas. Foram, assim, escolhidas as unidades com uma capacidade de arrefecimento de 2,5kW e de aquecimento de 3,2kW, tendo, respetivamente, um SEER de 8,6 e um SCOP de 4,8. Estes valores foram baseados no regulamento delegado da comissão (eu) nº626/2011 e retirados do catálogo anexado.

Conhecendo as necessidades térmicas das baterias e os parâmetros de desempenho dos splits, pode-se obter o consumo elétrico anual gasto na climatização do edifício, ($E_{aquec.}$ e $E_{arref.}$) sendo que:

$$E_{aquec.} = \frac{NTB_{aquec.}}{SCOP} \quad (15)$$

$$E_{arref.} = \frac{NTB_{arref.}}{SEER} \quad (16)$$

Uma vez que as necessidades térmicas das baterias de aquecimento e de arrefecimento são, respetivamente, de 300,2 e 70,0 MWh, o consumo elétrico total do edifício é de 99,7 MWhe, como se pode ver na seguinte tabela:

Tabela 21 – Consumo elétrico do edifício real

	Consumo elétrico [MWhe]
Aquecimento	65,3
Arrefecimento	8,1
Consumo dos Ventiladores	26,3

5.5.2. Chiller

O sistema de chillers arrefece a água que passa pela UTA e pelos VC's. Assim, os chillers são responsáveis por remover toda a carga térmica do edifício. O sistema será dimensionado para o pico das necessidades térmicas das baterias de arrefecimento. Uma vez que as simulações reportam os dados das cargas térmicas a cada 1h, é apenas necessário conhecer a hora do ano em que as necessidades térmicas das baterias, de todo o edifício, são máximas. O máximo ocorre às 14h do dia 22 de agosto, sendo a carga a remover do edifício de 180kW.

Segundo a Ashrae, deve ser aplicado um fator de 1,15% ao pico das necessidades térmicas, como coeficiente de segurança. Este coeficiente contabiliza as perdas de distribuição (perdas para a envolvente durante a distribuição da água), que variam consoante a localização, interior ou exterior, do chiller, além da sua proximidade às unidades de climatização (UTA's e VC's). (Ashrae 2020) Assim, o sistema centralizado de chillers terá uma capacidade de 207 kW.

Para esta capacidade será apenas necessário um chiller com um compressor helicoidal (*scroll*), no entanto, como precaução para caso de avaria, serão usados dois chillers. O uso de mais do que um chiller permite que estes trabalhem na sua gama de eficiência ideal, de 40% a 80% da capacidade nominal [4].

O conjunto de chillers raramente irá funcionar em plena carga, isto porque foram dimensionados para a carga térmica máxima. Além disso, o sistema é dimensionado com base nas NTE's, onde o *free cooling* não é contabilizado, por isso, cada chiller é dimensionado para 50% da carga total. Cada chiller tem então uma capacidade de 104kW.

A distribuição da água pelos chillers e pelas unidades de climatização é realizada por bombas, sendo o arranjo do sistema de bombagem do tipo primário-secundário, i.e., o sistema primário (produção), que passa pelos dois chillers, está isolado do sistema secundário (distribuição) por um tubo comum. Este tipo de configuração permite ter um caudal variável no sistema de distribuição, que se adapta às necessidades do sistema, poupando custos energéticos na bombagem. Já o tubo comum permite que ambos os conjuntos de bombas funcionem a diferentes caudais. O fluxo no *loop* primário permanece constante, uma vez que muitos chillers requerem fluxo total ou são limitados na quantidade de redução de fluxo que suportam [14, 4].

A Figura 56 apresenta um diagrama do arranjo dos sistemas primário-secundário, além da configuração dos chillers em paralelo com bombagem dedicada. Este tipo de configuração é a mais comum neste tipo de centrais de climatização, pois permite que um dos chillers não esteja ativo quando a carga total for inferior a 50% da carga nominal [4].

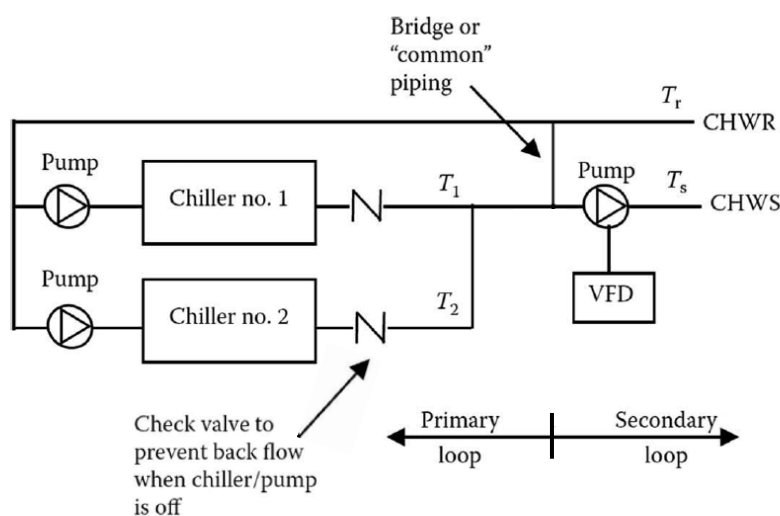


Figura 56 – Arranjo do sistema de bombagem primário-secundário, com chillers em paralelo, adaptado de [4].

As bombas que assistem os chillers têm caudal constante, igual a metade do caudal total, enquanto a bomba que alimenta o circuito secundário possui caudal variável, a partir do controlo por um inversor de frequência - VFD.

A Tabela 22 expõe os valores de caudal a passar em cada *loop* e em cada chiller para as diferentes cargas. O caudal no *loop* primário depende se os chillers estão ativos ou não, circulando 50% do caudal máximo quando um chiller está ligado e 100% se ambos os chillers estiverem ligados [4].

Tabela 22 – Distribuição da carga total pelos chillers, num sistema com dois chillers, adaptado de [4].

	L. Primário	L. Secundário	Chiller 1	Chiller 2	Carga Total %
Fluxo %	100	100	50	50	100
	100	75	50	50	75
	50	50	50	0	50
	50	25	50	0	25

No *loop* secundário, o caudal é variável, assumindo valores desde 0% a 100% do fluxo máximo. Quando o sistema está a 25% da carga total, a bomba do *loop* secundário bombeia apenas 25% do caudal máximo, permitindo, por isso, adaptar o seu fluxo à carga do sistema. Quando o sistema está a uma carga total superior a 50%, ambos os chillers ligam e dividem a carga igualmente [4].

Uma das componentes com grande relevância no rendimento do sistema de chillers é o consumo das bombas. De modo a calcular o consumo ao longo do ano, é necessário conhecer a eficiência da bomba, as perdas de carga na distribuição, o caudal que cada uma bombeia e ainda o tempo de operação.

As perdas de carga sentidas pelas bombas que servem o circuito primário e o circuito secundário são muito diferentes. Enquanto cada bomba do circuito primário apenas faz circular água por uma caldeira e por um circuito curto, a bomba do circuito secundário tem de fazer a água chegar a todas as unidades de climatização. Assim, considerar-se-á uma perda de carga de 50 kPa, por bomba, no circuito primário e de 500 kPa no circuito secundário.

O caudal máximo a circular pelos circuitos é definido por:

$$\dot{V}_{max} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T} \quad (17)$$

Onde $\dot{Q}$ é a potência máxima de cada chiller e ΔT é a diferença de temperatura originada na água por cada chiller. A diferença de temperatura foi arbitrada para 5°C, assim:

$$\dot{V}_{max} = \frac{104}{1 \cdot 4,1868 \cdot 5} = 4,97 \text{ l/s} \quad (18)$$

Quando o sistema estiver na carga máxima, serão bombeados 9,94 l/s, no circuito primário e no secundário. É relevante considerar que a carga mínima dos chillers é de 40%, pois, abaixo deste valor, pode ocorrer desgaste. Se considerarmos um chiller a 40% da sua carga nominal, este corresponderá a uma carga total do sistema de 20% e o caudal a bombear no circuito secundário será de 1,99 l/s.

Assumindo uma eficiência da bomba de 70%, pode-se definir a carga nominal de cada bomba:

$$\dot{W} = \frac{\dot{V}_{max} \cdot \Delta P}{E_{bomba}}$$

$$\dot{W}_{primário} = \frac{4,97 \cdot 10^{-3} \cdot 50}{0,70} = 0,36 \text{ [kW]} \quad (19)$$

$$\dot{W}_{secundário} = \frac{9,94 \cdot 10^{-3} \cdot 500}{0,70} = 7,10 \text{ [kW]}$$

Como se pode ver, a potência nominal das bombas do circuito primário será diferente da bomba do circuito secundário.

De modo a conhecer o consumo elétrico ao longo do ano por parte do sistema de chillers, é necessário dimensionar o sistema, com os parâmetros já definidos. A Figura 57 – Diagrama do sistema de chillers desenhado no IES-VE, seguinte, apresenta o diagrama do sistema de central desenhado no software IES-VE, onde o chiller é arrefecido por um condensador evaporativo. É de notar que o sistema consome eletricidade na operação das três bombas, já dimensionadas, dos ventiladores, que promove a condensação, e dos compressores.

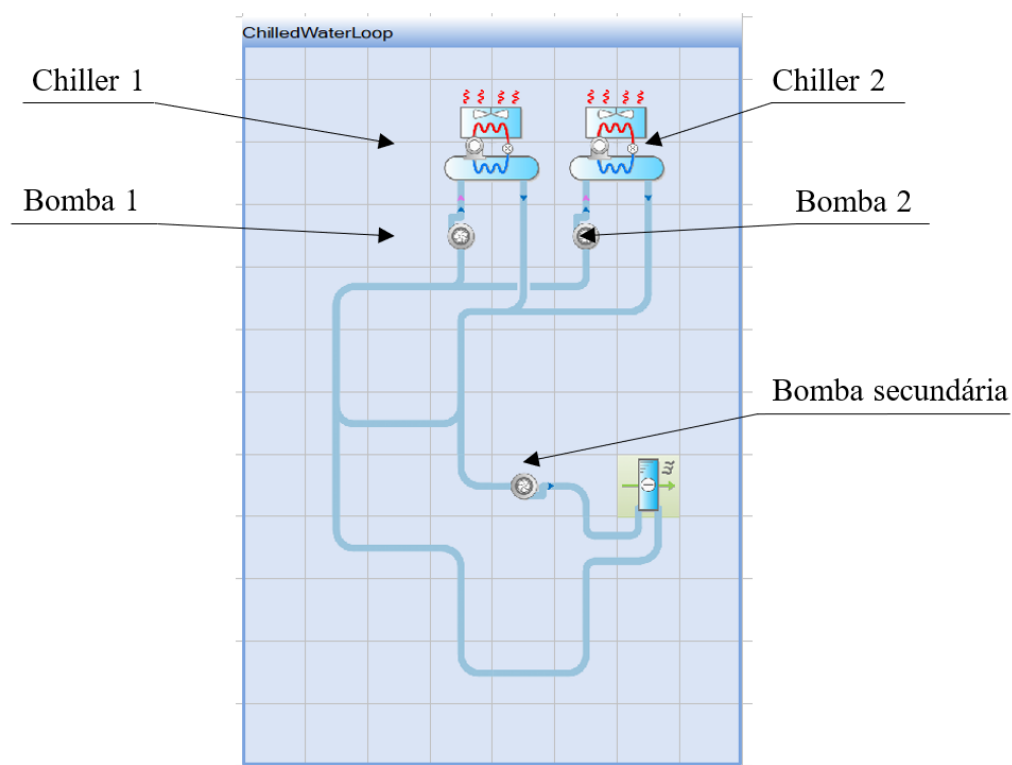


Figura 57 – Diagrama do sistema de chillers desenhado no IES-VE.

Os chillers foram simulados tendo por base as condições mínimas impostas pela Portaria n.º 17-A/2016, que corresponde a um COP de 3.

Correndo a simulação do sistema de UTA's e VC's com recuperação e com o sistema centralizado de chillers, para o edifício real, obtemos:

Tabela 23 – Consumo elétrico de cada componente do sistema de chillers.

NTB de arrefecimento [MWh]		103,1
Consumo elétrico [MWh]	Bomba 1	3,28
	Bomba 2	0,69
	Bomba secundária	2,39
	Chiller 1	15,06
	Chiller 2	6,11

Como era de prever, o consumo da bomba 2 é muito baixo quando comparado com a bomba 1. Já a bomba secundária, apesar de ter uma perda de carga muito elevada, beneficia da possibilidade de variar o caudal, diminuindo significativamente o consumo.

O COP combinado resultante para o sistema de chillers é de 3,75. Este valor advém do facto dos chillers funcionarem a uma carga baixa a maior parte do ano, o que comprova a utilidade do arranjo do sistema de bombagem, tipo primário-secundário com dois chillers em paralelo.

5.5.3. Caldeira

Os sistemas de caldeiras individuais devem ser utilizados apenas para as aplicações mais pequenas. Para uma maior fiabilidade e um melhor controlo de carga/capacidade, é preferível um sistema com várias caldeiras. Num sistema de duas caldeiras, a capacidade de cada uma deve satisfazer 60% da carga total de aquecimento do sistema. Um sistema de duas caldeiras permite também realizar a manutenção a cada uma das caldeiras separadamente, sem necessitar da paragem do sistema [4].

Uma vez que o pico das necessidades térmicas de aquecimento é de, aproximadamente, 90 kW, ocorrendo na madrugada de 12 de janeiro, o sistema de caldeira terá de colmatar essa mesma carga. Aplicando o fator de 1,25 para o dimensionamento (2020 Ashrae), obtém-se 113 kW. Assim, cada caldeira será dimensionada para uma potência de 70 kW.

O dimensionamento dos diversos parâmetros das caldeiras foi realizado com as diretrizes da Ashrae 90.1 G3, simulando as propriedades e curva de eficiência de uma caldeira de condensação a gás natural, com as temperaturas de saída de 60°C.

As caldeiras de condensação são mais eficientes em níveis de carga mais baixos, portanto, tenta-se manter as caldeiras a funcionar entre 10%-50% da sua carga máxima. O sistema dimensionado, que possui 2 caldeiras, só ativa a 2ª caldeira quando a 1ª chegar a 50% da sua carga. A partir desse valor, ambas as caldeiras funcionam à mesma carga [4].

O sistema de distribuição é similar ao dos chillers, como se pode ver pela Figura 58, mas agora o consumo das bombas deixa de ser tão relevante como anteriormente.

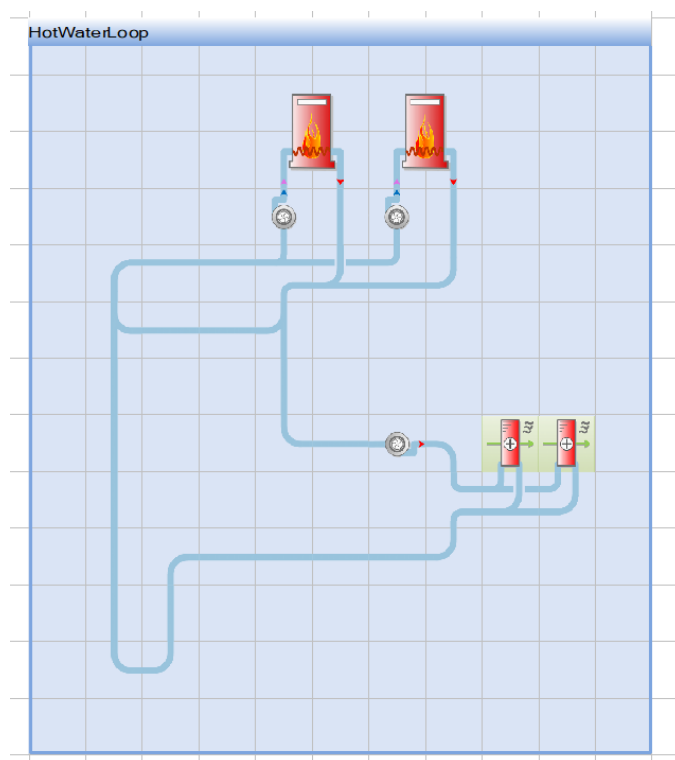


Figura 58 – Diagrama do sistema de caldeiras desenhado no IES-VE.

As caldeiras de condensação foram dimensionadas com uma eficiência de 89%, que é a condição mínima imposta pela Portaria n.º 17-A/2016, e tendo por base as curvas de operação fornecidas pelo software [8, 13].

À semelhança do sistema de chillers, as bombas são dimensionadas tendo em conta a eficiência da bomba, as perdas de carga na distribuição, o caudal que cada uma bombeia e ainda o tempo de operação. O sistema de caldeira foi dimensionado para os mesmos valores de perda de carga e eficiência das bombas. Quanto ao caudal máximo em circulação, admitiu-se uma variação de temperatura de 15°C, o que provoca um caudal máximo de 4,46 l/s.

O consumo elétrico das bombas e o consumo de gás natural por parte das caldeiras está exposto na Tabela 24.

Tabela 24 – Consumo elétrico e de gás natural de cada componente do sistema de caldeiras.

NTB de aquecimento [MWh]		94,0
Consumo elétrico [MWe]	Bomba 1	1,04
	Bomba 2	0,18
	Bomba secundária	0,73
Consumo gás natural [MWh]	Caldeira 1	53,6
	Caldeira 2	48,3

O rendimento combinado resultante para o sistema de caldeiras é de 0,92%, sendo superior ao rendimento nominal. Esta melhoria advém do facto das caldeiras funcionarem numa gama baixa, de 10 a 50%, durante quase todo o período de aquecimento.

5.5.4. Custo de operação

O custo de operação do sistema de climatização durante todo o ano, depende do preço da eletricidade no mercado e do preço do gás natural. Atualmente, o preço médio da eletricidade disponibilizado pelas empresas comercializadoras é de 140€/MWh, enquanto o preço do gás natural é de 56 €/MWh [31].

Uma vez que conhecemos o custo das matérias-primas e o consumo de cada uma delas por parte dos sistemas, é possível comparar o custo anual na climatização do hotel. A Figura 59 expõe os custos de operação do sistema com splits e ventilação natural, e do sistema com UTA's e VC's com recuperação.

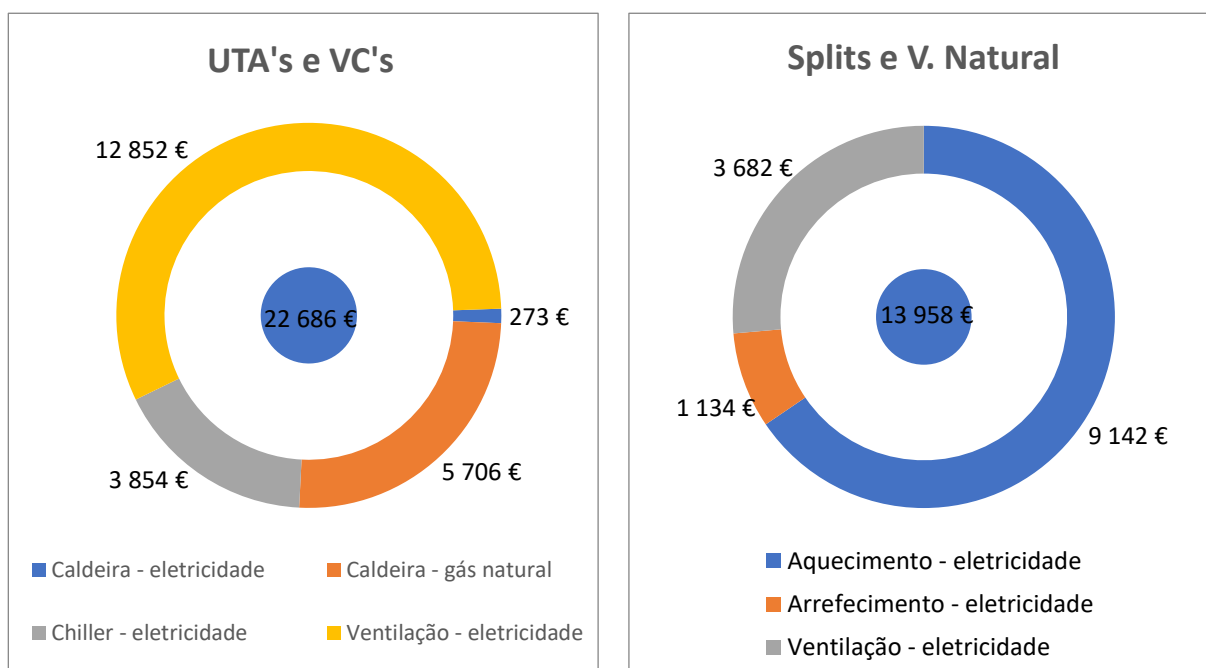


Figura 59 – Custos de operação discriminados dos sistemas de climatização no edifício real.

Como podemos ver, para o mesmo hotel nas mesmas condições, a operação de um sistema de climatização de UTA's e VC's com recuperação e ventilação forçada, acarrega um custo 67% superior quando comparado com os sistema de bombas de calor- splits e ventilação natural. Por observação dos gráficos acima, apercebemo-nos de que a ventilação mecânica é a grande responsável por este cenário.

Pode-se, ainda, realizar uma comparação entre os restantes estudos e o projeto inicial, de modo a perceber que solução seria melhor para a diminuição do custo de operação do hotel. Os cálculos efetuados encontram-se em anexo.

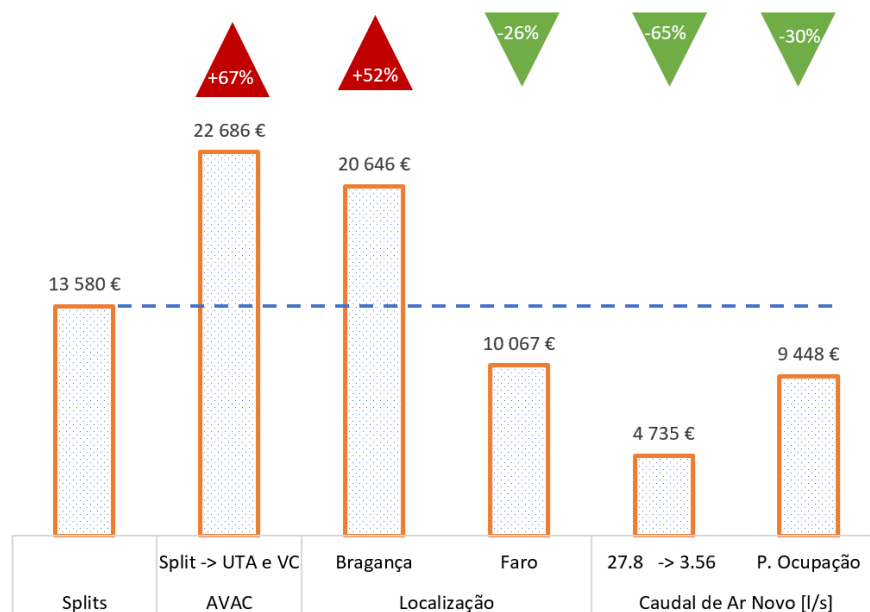


Figura 60 – Impacto dos diferentes estudos no custo de operação do edifício real.

Apesar dos estudos serem realizados apenas com a alteração do sistema de splits, os resultados alcançados podem estendem-se a todos os sistemas AVAC. Assim é normal que um sistema AVAC em operação na cidade de Bragança tenha um embargo económico superior ao de ser utilizado na cidade de Faro. Já quando falamos na alteração do caudal de ar novo, é normal, um sistema AVAC que realiza ventilação forçada beneficie ainda mais que o sistema de splits.

É de notar que o estudo mais promissor é o da alteração do caudal de ar a insuflar dependendo da ocupação do hotel. Este tipo de soluções é fácil e económico de implementar, não comprometendo a QAI e poupando 30% do consumo anual.

6. Conclusões e Trabalhos Futuros

O projeto permitiu prever o custo anual da climatização do hotel e as soluções que mais se adequaram para reduzir esse valor.

Primeiramente, foi analisado como os ganhos solares afetam diferencialmente cada orientação, obtendo diferenças das NTE na ordem dos 40% para o aquecimento e 15% para o arrefecimento. Apesar da diferença de temperatura exterior-interior no inverno ser muito superior à do verão, as necessidades térmicas do espaço nesta estação são inferiores. De facto, comprovou-se que os ganhos solares são uma variável muito mais relevante para a climatização do edifício do que as perdas pela envolvente. concluindo, assim, que uma alteração ao nível dos ganhos solares, terá mais facilmente um impacto no consumo final, do que uma alteração da condução pela envolvente.

Os estudos seguintes, que realizaram a alteração do U da envolvente, a colocação de estores interiores e a alteração da área de envidraçados, não permitiram obter grandes melhorias nas necessidades térmicas do espaço quando isolados. No entanto, num edifício sustentável, o ajuste de todas as variáveis permite a diminuição do custo operacional. É importante notar que as soluções testadas obrigam à instalação ou melhoria da envolvente do projeto, o que acarreta custos. Além disso, para o caso da alteração da área de envidraçado, a sua diminuição pode levar ao desconforto dos utilizadores.

Concluiu-se que, a introdução de um caudal de ar novo obrigatório, de modo a manter a QAI, levou a um aumento significativo da energia a fornecer aos espaços na estação de aquecimento. Já na estação de arrefecimento, a entrada de um caudal de ar à temperatura exterior para os quartos, tem efeitos nefastos durante o dia, mas beneficia do free cooling durante o período noturno.

Já no edifício real, foi possível comprovar que a instalação de um sistema de UTA's e VC's, melhora o custo de operação relacionado, estritamente, com a remoção das cargas térmicas., quando comparado com o sistema de splits. O custo desta componente é de 9 833€, garantindo uma diminuição do custo de 443€ por ano. No entanto, o sistema depende da ventilação forçada de ar e, portanto, o custo de operação passa a ser 8 700€ superior. Apesar de custos de operação e instalação superiores (é necessário instalar um sistema de dutos para distribuir o ar e um sistema centralizado de chillers e caldeiras) o sistema de UTA's permite ter um melhor controlo sobre o ar que entra no edifício, tanto em termos térmicos como em termos de qualidade de ar. Assim, a dependência que a qualidade do ar interior tem pela ventilação natural, apesar de mais económica, pode ser desfavorável.

Como foi concluído, o consumo anual na ventilação de ar novo é o fator mais relevante no custo de climatização, logo, foi necessário estudar uma solução que visa a diminuição e o controlo da quantidade de ar novo. Por isso mesmo, foi realizado um estudo quanto à adaptação do caudal de ar novo ao perfil de ocupação do hotel. Apesar da quantidade de ar novo, a ser insuflado nos momentos de maior ocupação, continuar a ser de 27,78 l/s, durante alguns momentos por dia o caudal é de apenas 6,95 l/s. Assim esta solução permitiu a economia de 4000 € ao ano.

Assim, como trabalho futuro, poder-se-ia avaliar o consumo global do edifício quando o caudal a insuflar depende do número exato da ocupação do edifício. Este tipo de soluções AVAC depende de sensores de CO₂, que, a partir da deteção das concentrações destas moléculas no espaço, prevê a quantidade de caudal de ar novo necessário. Assim, não é necessário traçar, adaptar e prever quais serão os perfis de ocupação dos espaços.

A alteração da localização para cidades com diferentes características ambientais permitiu estabelecer o elevado impacto que a zona climática tem no consumo final. Não é apenas necessário olhar para a temperatura máxima de projeto, uma vez que, a temperatura de projeto no arrefecimento da cidade de Bragança é 1,8°C superior à da cidade de Faro. No entanto, uma vez que a temperatura no período noturno favorece a cidade de Bragança, Faro apresenta um consumo 40% superior nesta estação.

Um estudo relevante para realizar futuramente, é o estudo da luminosidade dos espaços. Estudar a luz natural que entra em cada espaço é um fator relevante para o conforto dos utilizadores, além disso com sensores de luminosidade é possível adequar a intensidade da luz das lâmpadas as necessidades dos quartos. Esta solução permitirá diminuir o consumo elétrico e aumentar o conforto global do hotel.

À luz da nova legislação, Decreto-Lei n.º 101-D/2020, seria relevante avaliar de que modo as novas diretrizes alterariam o consumo e a eficiência do edifício. Além disso, podia também ser estudada a inclusão de energias renováveis de modo a aumentar a eficiência.

7. Referências

- [1] The future of Air Conditioning World Demand & Warming Temperature Increases. (2019, September 29). EnerData. <https://www.enerdata.net/publications/executive-briefing/the-future-air-conditioning-global-demand.html>
- [2] Clito Afonso. *Sistemas frigoríficos*. - 1ª ed. - Porto: Efeitos Gráficos, 2019. - 479; - ISBN 978-989-54350-1-2
- [3] İklim. (n.d.). *Psychrometry*. İklimnet. Retrieved July 18, 2021, from http://www.iklimnet.com/expert_hvac/psychrometry.html
- [4] Iii, H. S. W., & Spach, A. F. (2019). *Analysis and Design of Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems*, Second Edition (2nd ed.). CRC Press.
- [5] McQuiston, P. C. J. F. D. (2004). *Heating, Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design 6th Edition (Sixth Ed) 6e* By Faye McQuiston, Parker & Spitler 2004 (14294th ed.). Wiley.
- [6] Portaria n.º 353-A/2013, de 20 de agosto dos *Ministérios* do Ambiente, Ordenamento do Território e Energia, da Saúde e da Solidariedade, Emprego e Segurança Social. Diário da República n.º 235/2013 (2013). Disponível em www.dre.pt.
- [7] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2017). *2017 ASHRAE® Handbook - Fundamentals (SI Edition)*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). Retrieved from <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpASHRAEQ1/ashrae-handbook-fundamentals/ashrae-handbook-fundamentals>
- [8] IES. (2021). *IES - User Manuals*. Integrated Environmental Solutions. <https://help.iesve.com/ve2021/>
- [9] Gonçalves, H.; Graça, J. Mariz. *Conceitos bioclimáticos para os edifícios em Portugal*. Lisboa: DGGE/IP-3E, 1998. ISBN 972-8268-34-3. 48p.
- [10] Lavine, A. S., Bergman, T. L., Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2020). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (8th ed.). Wiley.
- [11] Carlos A. Pina dos Santos, Luís Matias. *Coeficientes de transmissão térmica de elementos da envolvente dos edifícios*. Edifícios ITE – 50. LNEC 2006; ISBN: 9789724920658.
- [12] *Laminated Glass Basics - Solar*. (n.d.). Sanex. Retrieved August 7, 2021, from <https://www.saflex.com/saflex-guide/basics/solar>
- [13] Portaria n.º 17-A/2016, de 4 de fevereiro. *Ministérios* do Trabalho e da Solidariedade e Segurança Social e Economia. Diário da República n.º 24/2016 (2016). Disponível em www.dre.pt.
- [14] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). (2020). *2020 ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment (SI Edition)*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). Retrieved from <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpASHRAEY7/ashrae-handbook-hvac/ashrae-handbook-hvac>

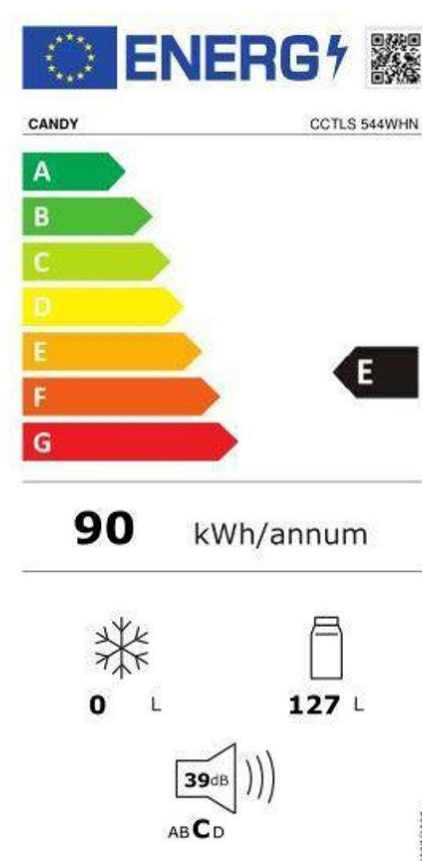
- [15] Kubba, Sam. (2012). *Handbook of Green Building Design, and Construction - LEED®, BREEAM®, and Green Globes®*. Elsevier. Retrieved from <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpHGBDCLE3/handbook-green-building/handbook-green-building>
- [16] McKew, Howard J. (2019). *Air-Conditioning System - Design Manual (3rd Edition)*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). Retrieved from <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpACSDME11/air-conditioning-system/air-conditioning-system>
- [17] CIBSE. (2008). *Fan Coil Units - CIBSE TM43: 2008*. CIBSE. Retrieved from <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpFCUCIBS8/fan-coil-units-cibse/fan-coil-units-cibse>
- [18] Elegante Cama de Casal Quarto de hotel, ID -487298671. (2014, April 28). [Fotografia]. IStock.
- [19] Decreto-Lei n.º 79/2006, de 4 de abril. Ministério das Obras Públicas, Transportes e Comunicações. Diário da República n.º 67/2006 (2006). Disponível em www.dre.pt.
- [20] Vassigh, Shahin Özer, Ebru Spiegelhalter, Thomas. (2013). *Best Practices in Sustainable Building Design*. J. Ross Publishing, Inc. Retrieved from <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpBPSBD00B/best-practices-in-sustainable/best-practices-in-sustainable>
- [21] Emerson, J. M. (2021, January 21). *Myth Busting - Thermal Wheels and Virus Transmission - Modern Building Services*. Modern Building Services. https://modbs.co.uk/news/fullstory.php/aid/19477/Myth_Busting_-_Thermal_Wheels_and_Virus_Transmission.html
- [22] Ramos, E. P. (2020, March 23). *Recomendações para o combate à COVID-19 nos edifícios de serviços*. Edifícios e Energia. <https://edificioseenergia.pt/noticias/recomendacoes-para-o-combate-a-covid-19-nos-edificios-de-servicos/>
- [23] DAIKIN, catálogo de ventilação – Renove o seu ar. (2013) https://www.daikin.pt/content/dam/document-library/catalogues/Ventilation%20catalogue%20-%20ECPPT13-203_Catalogues_Portuguese.pdf.
- [24] Schild, P. G., & Mysen, M. (2009). TN 65: Recommendations on Specific Fan Power and Fan System Efficiency. AIVC.
- [25] Baglione, M. (n.d.). *Chillers*. Engfac. <https://engfac.cooper.edu/melody/411>
- [26] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2013). *District Heating Guide*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). Retrieved from <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpDHG00003/district-heating-guide/district-heating-guide>.
- [27] *Caldeiras de Condensação - Aproveitamento total da energia* (n.d.). Obras 360 by sotecnisol. <https://www.obras360.pt/caldeiras-de-condensacao---aproveitamento-total-da-energia>
- [28] *ASHRAE climatic design conditions 2009/2013/2017*. http://ashrae-meteo.info/v2.0/index.php?lat=41.248&lng=-8.681&place=%27%27&wmo=085450&ashrae_version=2017
- [29] Direção Geral Da Energia E Geologia. (2020). *SCE.ER (1.7.0)* [Folhas de cálculo Microsoft Excel]. Direção Geral de Energia e Geologia. <https://www.dgeg.gov.pt/pt/areas-setoriais/energia/energias-renovaveis-e-sustentabilidade/sce-er/>

- [30] Despacho (extrato) n.º 15793-F/2013, de 4 de dezembro. Ministério do Ambiente, Ordenamento do Território e Energia - Direção-Geral de Energia e Geologia. Diário da República n.º 234/2013, (2013). Disponível em www.dre.pt.
- [31] *Preço kWh da eletricidade e gás natural em Portugal*. (n.d.). Selectra. <https://selectra.pt/energia/info/faq/kwh-preco#calcular-preco-kwh-portugal>

Anexos

Anexo A

Etiqueta Energética do Frigorífico Minibar CANDY CCTLS 544WHN (Estático - 85 cm - 125 L - Branco)



Anexo B

Catálogos de ventiloconvectores, dos quais se pode retirar informação quanto ao SFP médio destes dispositivos. O SFP é calculado a partir do conhecimento da potência máxima absorvida e do caudal máximo de ar que o ventiloconvector consegue recircular.

Calculando então a média dos SFP's dos ventiloconvectores de cassete da Daikin, mais os ventiladores da mitsubishi, obtém-se o valor médio de 0,46 W/(l/s). É de notar que, no que toca aos ventiloconvectores da mitsubishi, só foram considerados as gamas de 0202 até a 0602, por se aproximarem às gamas do projeto.

a-LIFE2 0102:1004

1,00-7,50 kW

- Ventilador do tipo centrífugo de dupla aspiração, para assegurar o melhor desempenho com o melhor nível de ruído.
- Autotransformador de 6 velocidades

a-LIFE2		0102	0202	0302	0402	0502	0602	0702	0802	0902	1002
DADOS ELÉTRICOS											
Alimentação eléctrica	V/ph/Hz	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50
Potência máxima absorvida	W	55	55	85	85	75	75	145	145	175	175
CONFIGURAÇÃO PARA SISTEMA A 2 TUBOS											
VELOCIDADE MÁX.											
Caudal de ar	m³/h	300	360	520	590	660	815	890	980	1140	1310
Capacidade total no modo arrefecimento (1)	kW	1,50	2,00	2,85	3,40	3,80	4,40	5,15	5,70	6,15	7,50
Capacidade sensível no modo arrefecimento (1)	kW	1,24	1,59	2,22	2,61	2,95	3,52	3,99	4,38	4,66	5,81
Caudal de água máx. (1)	m³/h	0,26	0,34	0,49	0,59	0,65	0,76	0,89	0,98	1,06	1,29
Perda de carga máx. (1)	kPa	9,00	12,7	30,8	34,3	12,6	17,2	24,2	26,9	32,9	46,8
Capacidade no modo aquecimento (2)	kW	2,17	2,82	3,86	4,40	5,17	6,06	6,94	7,74	8,09	10,1
Caudal de água no modo aquecimento (2)	m³/h	0,26	0,34	0,49	0,58	0,65	0,76	0,88	0,98	1,06	1,29
Perda de carga no modo aquecimento (2)	kPa	7,60	10,9	26,0	34,1	10,7	14,6	20,3	23,3	29,1	40,9
Pressão sonora (3)	dB(A)	39	45	42	47	45	50	47	50	50	55
Potência sonora (4)	dB(A)	48	54	51	56	54	59	56	59	59	64

Figura A.1 – Ventiloconvectores mitsubishi, série a-LIFE 0102:1004.

FWF-BT/BF

Unidade cassete de 4 vias

UNIDADES INTERIORES				2 TUBOS				4 TUBOS				
				FWF02BT	FWF03BT	FWF04BT	FWF05BT	FWF02BF	FWF03BF	FWF04BF	FWF05BF	
Potência de arrefecimento	Potência total	Elevada	kW	1,7	2,8	3,3	4,0	1,7	2,3	2,8	3,5	
Potência sensível				1,3	1,7	2,1	2,7	1,3	1,3	1,7	2,3	
Potência de aquecimento	2 tubos	Elevada	kW	2,6	3,4	4,1	5,3					
	4 tubos	Elevada	kW									
Alimentação	Elevada		W	67			70	89	67	62	74	93
Dimensões	Unidade	AsLxP	mm	285x575x575				285x575x575				
Peso	Unidade		kg	19	19	19	19	19	20	20	20	
Perda de carga de água	Arrefecimento		kPa	6	19	31	42	6	13	21	33	
	Aquecimento			6	19	31	42	12	6	9	13	
Ventilador	Tipo			Ventilador turbo				Ventilador turbo				
	Caudal de ar	Elevada	m³/h	468	468	660	876	468	438	618	822	
Nível de potência sonora	Elevada		dB(A)	40	40	44	49	40	42	46	51	
Nível de pressão sonora	Elevada		dB(A)	27	27	33	39	27	29	35	41	
Alimentação eléctrica	Fase/Frequência/Tensão		Hz/V	1~/50/220-240				1~/50/220-240				

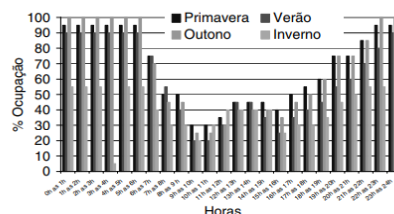
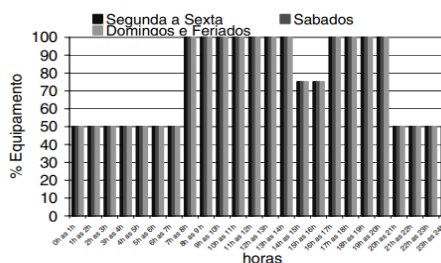
Figura A.2 – Ventiloconvectores Daikin, série FWF-BT/BF.

Inverter > Série MSZ-AP VG(K)								
Tipo		Modelo Mural - Inverter						
Modelo		MSZ-AP20VG	MSZ-AP25VGK	MSZ-AP35VGK	MSZ-AP42VGK	MSZ-AP50VGK	MSZ-AP60VGK	MSZ-AP71VGK
Unidade Interior		MSZ-AP20VG	MSZ-AP25VGK	MSZ-AP35VGK	MSZ-AP42VGK	MSZ-AP50VGK	MSZ-AP60VGK	MSZ-AP71VGK
Unidade Exterior		MUZ-AP20VG	MUZ-AP25VG	MUZ-AP35VG	MUZ-AP42VG	MUZ-AP50VG	MUZ-AP60VG	MUZ-AP71VG
Alimentação Eléctrica		230/Unidade Exterior						
ARREFECIMENTO	Capacidade Nominal	kW	2.0	2.5	3.5	4.2	5.0	6.1
	Min-Max		0.6-2.7	0.9-3.4	1.1-3.8	0.9-4.5	1.4-5.4	1.4-7.3
	Consumo Nominal	kW	0.460	0.600	0.990	1.300	1.550	1.590
	Consumo anual eléctrico ²⁾	kWh/a	81	101	142	188	236	288
	SEER ³⁾		8.6	8.6	8.6	7.8	7.4	7.2
AQUECIMENTO	Capacidade Nominal	kW	2.5	3.2	4.0	5.4	5.8	6.8
	Min-Max		0.5-3.5	1.0-4.1	1.3-4.6	1.3-6.0	1.4-7.3	2.0-8.6
	Consumo Nominal	kW	0.600	0.780	1.030	1.490	1.600	2.120
	Capacidade declarada	à temp. referência	2.3 (-10°C)	2.4 (-10°C)	2.9 (-10°C)	3.8 (-10°C)	4.2 (-10°C)	4.6 (-10°C)
	(kW)	à temp. bivalente	2.3 (-10°C)	2.4 (-10°C)	2.9 (-10°C)	3.8 (-10°C)	4.2 (-10°C)	4.6 (-10°C)
UNIDADE INTERIOR	Consumo anual eléctrico ²⁾	kWh/a	766	698	862	1120	1250	1398
	SCOP ³⁾		4.2	4.8	4.7	4.7	4.6	4.4
	Corrente funcionamento (Max)	A	7.0	7.1	8.5	9.9	13.6	14.1
	Consumo Nominal	kW	0.019	0.026	0.026	0.032	0.032	0.045
	Corrente funcionamento (Max)	A	0.2	0.3	0.3	0.3	0.5	0.4
UNIDADE EXTERIOR	Dimensões (mm)	AxLxP	250x760x178	299x798x219	299x798x219	299x798x219	325x1100x257	325x1100x257
	Peso	kg	8.2	10.5	10.5	10.5	16	17
	Caudal de Ar	m ³ /h (Arrefecimento)	210-234-276-330-414	294-354-426-522-684	294-354-426-522-684	324-390-462-558-684	360-432-504-600-756	388-468-552-648-808
	(Sf-Min-Med-Max-SMax)	m ³ /h (Aquecimento)	222-264-300-360-438	294-354-438-534-774	294-354-438-534-774	318-366-462-564-840	336-390-492-600-840	360-420-516-624-864
	Nível de ruído (SPL)	dB(A) (Arrefecimento)	21-26-30-35-42	19-24-30-36-42	19-24-30-36-42	21-29-34-38-42	28-33-36-40-44	29-37-41-45-48
D. INSTALAÇÃO	(Sf-Min-Med-Max-SMax)	dB(A) (Aquecimento)	21-26-30-35-42	19-24-34-39-45	19-24-31-38-45	21-29-35-40-45	28-33-38-43-48	30-37-41-45-49
	Nível de ruído (PWL)	dB(A) (Arrefecimento)	60	57	57	57	58	65
	Dimensões (mm)	AxLxP	550x800x285	550x800x285	550x800x285	550x800x285	714x800x285	714x800x285
	Peso	kg	31	31	31	35	40	55
	Caudal de Ar	m ³ /h (Arrefecimento)	1932/1788	1932/1788	1932/2028	1824/1962	2430/2430	2952/2952
UNIDADE EXTERIOR	Nível de ruído (SPL)	dB(A) (Arrefecimento)	47/48	47/48	49/50	50/51	52/52	56/57
	Nível de ruído (PWL)	dB(A) (Arrefecimento)	49	59	61	61	64	69
	Corrente funcionamento (Max)	A	6.8	6.8	8.2	9.6	13.3	13.6
	Dimensão disjuntor	A	10	10	10	10	16	20
	Diâmetro da tubagem	Líquido	6.35(1/4")	6.35(1/4")	6.35(1/4")	6.35(1/4")	6.35(1/4")	6.35(1/4")
D. INSTALAÇÃO	Gás		9.52(3/8")	9.52(3/8")	9.52(3/8")	9.52(3/8")	9.52(3/8")	12.7(1/2")
	Compr. máx. tubagem	m (Ext-Int)	20	20	20	20	30	30
	Altura máx. tubagem	m (Ext-Int)	12	12	12	12	15	15
	Refrigerante R32 ⁴⁾	Peso kg (GWP/CO ₂ eq)	0.55/675/0.38	0.55/675/0.37	0.55/675/0.37	0.70/675/0.47	1.00/675/0.68	1.05/675/0.71
	Temperatura exterior de funcionamento	Arrefecimento (°C)	-10--+46	-10--+46	-10--+46	-10--+46	-10--+46	-10--+46
D. INSTALAÇÃO		Aquecimento (°C)	-15--+24	-15--+24	-15--+24	-15--+24	-15--+24	-15--+24

Figura A.3 – Unidades de split – bomba de calor, mitsubishi série MSZ-AP VG(K).

Anexo C

- Perfis de Ocupação, Iluminação e equipamentos, para hotéis de 4 estrelas.

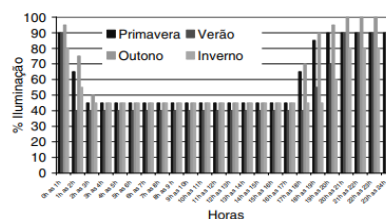


Hotéis de 4 e 5 estrelas

Perfis variáveis de acordo com os valores das tabelas	
	Densidades
Ocupação quartos	27 m ² /Ocupante
Ocupação nas restantes áreas	10 m ² /Ocupante
Iluminação	-----
Equipamento	9 W/m ²

Perfis Constantes		
	Densidade	N.º Horas funcionamento
Iluminação Exterior	-----	5400
Lavandarias	Densidades	N.º Horas funcionamento
Iluminação	-----	1560
Equipamento	500 W/m ²	
Ventilação	8 W/m ²	
Cozinhas	Densidades	N.º Horas funcionamento
Iluminação	-----	2000
Equipamento	250 W/m ²	
Ventilação	8 W/m ²	
Estacionamento	Densidade	N.º Horas funcionamento
Iluminação	-----	4400
Equipamento	2 W/m ²	
Ventilação	8 W/m ²	

% de iluminação				
horas	Primavera	Verão	Outono	Inverno
0h as 1h	90	90	95	80
1h as 2h	65	40	75	55
2h as 3h	45	40	50	45
3h as 4h	45	40	45	45
4h as 5h	45	40	45	45
5h as 6h	45	40	45	45
6h as 7h	45	40	45	45
7h as 8h	45	40	45	45
8h as 9h	45	40	45	45
9h as 10h	45	40	45	45
10h as 11h	45	40	45	45
11h as 12h	45	40	45	45
12h as 13h	45	40	45	45
13h as 14h	45	40	45	45
14h as 15h	45	40	45	45
15h as 16h	45	40	45	45
16h as 17h	45	40	45	45
17h as 18h	65	40	70	45
18h as 19h	85	55	90	45
19h as 20h	90	70	95	60
20h as 21h	90	90	100	80
21h as 22h	90	90	100	80
22h as 23h	90	90	100	80
23h as 24h	90	90	100	80



% de Ocupação				
horas	Primavera	Verão	Outono	Inverno
0h as 1h	95	90	100	55
1h as 2h	95	90	100	55
2h as 3h	95	90	100	55
3h as 4h	95	90	100	5
4h as 5h	95	90	100	55
5h as 6h	95	90	100	55
6h as 7h	75	75	70	40
7h as 8h	50	55	45	30
8h as 9h	50	40	45	30
9h as 10h	30	20	25	20
10h as 11h	30	20	25	30
11h as 12h	35	30	30	40
12h as 13h	45	45	40	40
13h as 14h	45	45	40	40
14h as 15h	45	35	40	40
15h as 16h	40	25	35	25
16h as 17h	50	35	45	30
17h as 18h	55	40	50	30
18h as 19h	60	45	60	35
19h as 20h	75	55	75	45
20h as 21h	75	60	75	50
21h as 22h	85	70	85	55
22h as 23h	95	80	100	55
23h as 24h	95	90	100	55

% de equipamento				
horas	Primavera	Verão	Outono	Inverno
0h as 1h	100	100	100	70
1h as 2h	75	65	75	55
2h as 3h	50	50	60	45
3h as 4h	45	50	55	40
4h as 5h	45	50	55	40
5h as 6h	45	50	55	40
6h as 7h	55	55	65	50
7h as 8h	60	65	65	60
8h as 9h	70	70	70	70
9h as 10h	75	80	80	75
10h as 11h	80	90	90	85
11h as 12h	70	80	80	65
12h as 13h	55	55	65	50
13h as 14h	70	65	75	60
14h as 15h	80	75	85	65
15h as 16h	75	80	90	75
16h as 17h	65	75	75	65
17h as 18h	60	70	65	45
18h as 19h	65	60	70	50
19h as 20h	75	65	95	70
20h as 21h	100	80	100	70
21h as 22h	100	90	100	70
22h as 23h	100	100	100	70
23h as 24h	100	100	100	70

Anexo D

• Inércia Térmica

Para o cálculo da inércia térmica, recorre-se à seguinte expressão:

$$I_t = \frac{\sum_i M_{s_i} \cdot r \cdot S_i}{A_p}$$

onde M_{s_i} é a massa superficial útil do elemento i , r o fator de redução da massa superficial útil, S_i a área de superfície interior útil do elemento i e A_p a área interior útil de pavimento. A inércia térmica interior de uma fração autónoma é função da capacidade de armazenamento de calor que os locais apresentam, e depende da massa superficial útil de cada um dos elementos da construção. Enquanto a massa superficial útil de cada elemento de construção é função da sua localização no edifício e da sua constituição, nomeadamente do posicionamento e do isolamento térmico e das características das soluções de revestimento superficial. Já o fator de redução estará dependente da resistência térmica do revestimento superficial interior.

Uma vez dada a semelhança entre os diferentes quartos, será apenas exposto o cálculo da inércia térmica do quarto P4 - Quarto2. Foi necessário calcular a área superficial exposta de cada elemento e os fatores de redução, que neste caso específico tomaram todos o valor da unidade.

Como se pode ver, a inércia dos quartos e, portanto, do edifício é classificada como muito forte.

P4 - Quarto2 → $A_p = 13,8 \text{ m}^2$				
Elemento de construção, i	$S_i \text{ [m}^2\text{]}$	$M_{s_i} \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$M_{s_i} - \text{máxima}$	r
Parede exterior	2,42	20	150	1
Parede interior	22,55	250	-	1
Pavimento int. - chão	13,82	141	150	1
Pavimento int. - teto	13,82	689	150	1
$I_t = 702$				

Anexo E

Os dados necessários para o dimensionamento do sistema de UTA's e VC's com recuperação ligado ao edifício real estão, neste anexo, apresentados.

É de notar que a potência dos ventiladores de extração é de 2,1 kW para todo o edifício. Os ventiladores das UTA's possuem um SFP de $1,25 \frac{W}{l/s}$ e os dos VC's possuem um SFP de $0,46 \frac{W}{l/s}$. Já os splits têm um SFP de $0,18 \frac{W}{l/s}$.

	Sistema de Splits e V. Natural					Sistema de UTA's e VC's c/ recup.				
	CT total [kW]	$\dot{V}_{AS}$ [l/s]	NTB [kWh]		Consumo dos ventiladores [kwh]	CT total [kW]	$\dot{V}_{AS}$ [l/s]	NTB [kWh]		Consumo dos ventiladores [kwh]
			Aquec.	Arref.				Aquec.	Arref.	
P1_QUARTO3	1.074	89.1	1463	163	114	0.500	41.5	222	504	397
P1_QUARTO4	1.079	89.5	1189	393	115	-0.598	49.6	513	435	401
P1_QUARTO5	1.078	89.4	1224	495	117	-0.719	59.6	629	467	405
P1_QUARTO6	1.067	88.4	1283	529	118	-0.718	59.5	667	493	406
P1_QUARTO7	1.059	87.8	1345	491	118	-0.698	57.9	624	507	406
P1_QUARTO8	1.058	87.8	1402	405	118	-0.533	44.2	526	504	402
P1_QUARTO9	1.059	87.8	1438	327	117	0.485	40.2	435	521	400
P1_QUARTO10	1.058	87.8	1457	279	116	0.484	40.2	373	532	400
P1_QUARTO11	1.058	87.7	1463	254	116	0.484	40.1	343	533	400
P1_QUARTO12	1.058	87.8	1465	251	116	0.484	40.1	340	534	400
P1_QUARTO13	1.059	87.8	1458	271	116	0.485	40.2	363	530	400
P1_QUARTO14	1.059	87.8	1445	323	116	-0.579	48.0	422	532	403
P1_QUARTO15	1.059	87.8	1416	394	116	-0.760	63.0	496	529	408
P1_QUARTO16	1.065	88.3	1374	467	117	-0.848	70.3	571	520	410
P1_QUARTO17	1.253	103.9	1453	672	123	-1.114	92.4	793	629	417
P1_QUARTO18	1.121	92.9	1293	438	117	-0.710	58.9	545	482	405
P1_QUARTO19	1.085	90.0	1226	342	114	-0.580	48.1	438	424	401
P1_QUARTO_A.	1.501	124.4	1375	556	126	0.927	76.8	698	595	409
P1_QUARTO1	1.081	89.6	1165	272	113	0.507	42.0	364	389	398
P1_QUARTO2	1.079	89.5	1178	262	114	0.505	41.9	358	384	398
P2_QUARTO_18	1.049	87.0	1423	285	116	-0.511	42.4	383	502	401
P2_QUARTO8	1.053	87.3	1304	432	117	-0.631	52.3	569	472	404
P2_QUARTO9	0.992	82.2	1307	310	115	-0.449	37.2	430	421	399
P2_QUARTO10	1.048	86.9	1395	339	117	0.474	39.3	456	485	400
P2_QUARTO11	1.048	86.9	1421	284	116	0.474	39.3	388	499	399
P2_QUARTO12	0.987	81.8	1372	193	113	0.413	34.2	279	446	398
P2_QUARTO13	0.988	81.9	1377	178	113	0.413	34.3	259	448	397
P2_QUARTO14	1.045	86.7	1440	225	115	0.471	39.0	312	509	399
P2_QUARTO15	0.991	82.2	1375	192	113	0.417	34.6	277	448	398
P2_QUARTO16	1.049	87.0	1406	337	116	-0.663	55.0	443	508	405
P2_QUARTO17	0.994	82.4	1317	300	114	-0.565	46.8	398	435	402
P2_QUARTO_P.1	1.193	98.9	1424	560	120	-0.992	82.3	679	579	414
P2_QUARTO20	1.010	83.7	1254	225	112	0.436	36.1	310	384	397
P2_QUARTO1	1.010	83.7	1230	191	112	0.435	36.1	277	368	397

P2_QUARTO2	1.055	87.5	1240	223	113	0.481	39.9	313	390	398
P2_QUARTO3	1.010	83.8	1192	186	112	0.436	36.2	270	345	397
P2_QUARTO4	1.068	88.5	1204	252	114	0.493	40.9	349	380	398
P2_QUARTO5	1.068	88.5	1196	286	114	0.494	40.9	391	386	398
P2_QUARTO6	1.006	83.4	1198	256	113	0.432	35.8	361	363	397
P2_QUARTO7	1.007	83.5	1241	305	115	-0.463	38.4	424	401	399
P3_QUARTO2	1.049	86.9	1424	284	116	-0.510	42.3	382	502	400
P3_QUARTO3	1.053	87.3	1304	432	117	-0.632	52.4	569	472	404
P3_QUARTO4	0.992	82.2	1307	310	115	-0.449	37.2	429	421	399
P3_QUARTO5	1.048	86.9	1396	339	117	0.474	39.3	456	485	400
P3_QUARTO6	1.048	86.9	1421	284	116	0.474	39.3	387	500	399
P3_QUARTO7	0.988	81.9	1374	193	113	0.413	34.3	279	446	398
P3_QUARTO8	0.987	81.8	1377	177	113	0.413	34.2	258	447	397
P3_QUARTO9	1.045	86.6	1441	224	115	0.471	39.0	311	509	399
P3_QUARTO10	0.991	82.2	1376	191	113	0.417	34.6	276	448	398
P3_QUARTO10	1.049	86.9	1406	335	116	-0.658	54.6	440	508	405
P3_QUARTO12	0.994	82.4	1319	298	114	-0.564	46.8	396	437	402
P3_QUARTO_P.1	1.191	98.7	1430	552	120	-0.988	81.9	672	585	413
P3_QUARTO13	1.008	83.6	1260	220	113	0.434	35.9	305	385	397
P3_QUARTO14	1.007	83.5	1231	187	112	0.433	35.9	272	367	397
P3_QUARTO15	1.055	87.5	1240	222	113	0.481	39.8	311	388	398
P3_QUARTO16	1.008	83.6	1192	183	112	0.433	35.9	266	343	397
P3_QUARTO17	1.067	88.5	1205	251	114	0.493	40.9	348	381	398
P3_QUARTO18	1.068	88.5	1196	285	114	0.494	40.9	391	385	398
P3_QUARTO19	1.006	83.4	1197	256	113	0.432	35.8	361	363	397
P3_QUARTO20	1.007	83.5	1241	305	115	-0.463	38.4	424	401	399
P4_QUARTO1	1.049	86.9	1424	285	116	-0.510	42.3	383	502	400
P4_QUARTO2	1.053	87.3	1304	433	117	-0.633	52.5	571	471	404
P4_QUARTO3	0.992	82.2	1307	311	115	-0.449	37.2	430	421	399
P4_QUARTO4	1.048	86.9	1395	339	117	0.474	39.3	456	485	400
P4_QUARTO5	1.048	86.9	1421	284	116	0.474	39.3	387	499	399
P4_QUARTO6	0.987	81.8	1372	193	113	0.412	34.2	278	445	398
P4_QUARTO7	0.987	81.9	1377	178	113	0.413	34.3	259	447	397
P4_QUARTO8	1.045	86.6	1440	225	115	0.471	39.0	313	509	399
P4_QUARTO9	0.991	82.2	1374	195	113	0.417	34.6	281	448	398
P4_QUARTO10	1.049	86.9	1407	335	116	-0.656	54.4	440	507	405
P4_QUARTO20	0.994	82.4	1318	298	114	-0.562	46.6	396	436	402
P4_QUARTO_P.1	1.191	98.7	1430	552	120	-0.988	81.9	672	584	413
P4_QUARTO12	1.009	83.7	1255	214	112	0.435	36.1	298	383	397
P4_QUARTO13	1.015	84.1	1232	195	112	0.441	36.5	280	371	397
P4_QUARTO14	1.055	87.5	1239	223	113	0.481	39.9	313	389	398
P4_QUARTO15	1.008	83.6	1191	183	112	0.433	35.9	267	345	396
P4_QUARTO16	1.067	88.5	1203	251	113	0.493	40.9	349	380	398
P4_QUARTO17	1.068	88.5	1193	286	114	0.494	40.9	392	384	398
P4_QUARTO18	1.006	83.4	1196	257	113	0.432	35.8	362	362	397
P4_QUARTO19	1.007	83.5	1241	306	115	-0.464	38.5	425	401	399
P5_QUARTO1	1.049	86.9	1404	311	116	-0.577	47.8	414	497	402
P5_QUARTO2	1.053	87.3	1260	495	117	-0.711	59.0	641	468	406
P5_QUARTO3	0.992	82.2	1278	349	115	-0.495	41.0	473	421	400
P5_QUARTO4	1.048	86.9	1368	382	117	-0.528	43.8	508	474	401
P5_QUARTO5	1.048	86.9	1399	312	116	0.474	39.3	422	487	399
P5_QUARTO6	0.987	81.8	1359	208	113	0.412	34.2	299	439	398
P5_QUARTO7	0.987	81.9	1365	186	113	0.413	34.3	270	440	397
P5_QUARTO8	1.045	86.6	1425	236	115	0.471	39.0	327	498	399

P5_QUARTO9	0.991	82.2	1360	210	113	0.417	34.6	299	441	398
P5_QUARTO10	1.049	86.9	1383	372	116	-0.749	62.1	480	498	407
P5_QUARTO11	0.994	82.4	1291	330	114	-0.608	50.4	429	433	403
P5_QUARTO_P.1	-1.201	99.6	1378	621	120	-1.112	92.2	748	563	416
P5_QUARTO13	1.008	83.6	1216	240	112	0.434	35.9	330	375	397
P5_QUARTO14	1.007	83.5	1182	197	112	0.433	35.9	285	355	396
P5_QUARTO15	1.055	87.5	1182	231	112	0.481	39.8	326	379	397
P5_QUARTO16	1.008	83.6	1133	191	111	0.433	35.9	278	338	396
P5_QUARTO17	1.067	88.5	1138	268	113	0.493	40.9	371	369	398
P5_QUARTO18	1.068	88.5	1128	313	114	-0.519	43.0	429	378	399
P5_QUARTO19	1.006	83.4	1141	286	113	0.432	35.8	396	363	397
P5_QUARTO20	1.007	83.5	1195	348	115	-0.517	42.9	475	403	400
P6_QUARTO1	1.049	86.9	1403	312	116	-0.578	47.9	414	497	402
P6_QUARTO2	1.053	87.3	1262	487	117	-0.697	57.8	632	466	405
P6_QUARTO3	0.992	82.2	1280	344	115	-0.487	40.4	468	420	400
P6_QUARTO4	1.048	86.9	1370	377	117	-0.519	43.0	502	474	401
P6_QUARTO5	1.048	86.9	1401	310	116	0.474	39.3	419	488	399
P6_QUARTO6	0.987	81.8	1359	208	113	0.412	34.2	298	438	398
P6_QUARTO7	0.987	81.9	1366	186	113	0.413	34.3	270	440	397
P6_QUARTO8	1.045	86.6	1425	236	115	0.471	39.0	326	498	399
P6_QUARTO9	0.991	82.2	1360	210	113	0.417	34.6	299	440	398
P6_QUARTO10	1.049	86.9	1382	375	116	-0.752	62.4	482	496	407
P6_QUARTO11	0.994	82.4	1289	334	114	-0.614	50.9	434	434	403
P6_QUARTO_P.1	-1.218	101.0	1373	635	120	-1.129	93.6	762	563	417
P6_QUARTO13	1.008	83.6	1208	247	112	-0.442	36.7	338	377	398
P6_QUARTO14	1.007	83.5	1172	201	112	0.433	35.9	291	352	396
P6_QUARTO15	1.055	87.5	1174	236	113	0.481	39.8	332	377	397
P6_QUARTO16	1.008	83.6	1126	193	111	0.433	35.9	282	339	396
P6_QUARTO17	1.067	88.5	1133	270	113	0.493	40.9	375	369	398
P6_QUARTO18	1.068	88.5	1126	314	114	-0.521	43.2	430	378	398
P6_QUARTO19	1.006	83.4	1143	284	113	0.432	35.8	394	359	397
P6_QUARTO20	1.007	83.5	1196	344	115	-0.511	42.4	471	403	400
P7_QUARTO1	1.051	87.2	1399	318	116	-0.580	48.1	421	494	402
P7_QUARTO2	1.053	87.3	1256	496	117	-0.709	58.8	642	465	405
P7_QUARTO3	0.991	82.2	1274	348	115	-0.492	40.8	472	418	400
P7_QUARTO4	1.048	86.9	1364	382	117	-0.526	43.6	508	472	401
P7_QUARTO5	1.048	86.9	1394	313	116	0.474	39.3	423	483	399
P7_QUARTO6	0.986	81.8	1353	209	113	0.412	34.1	300	436	398
P7_QUARTO7	0.987	81.8	1360	188	113	0.413	34.2	272	437	397
P7_QUARTO8	1.048	86.9	1420	242	115	0.473	39.2	333	495	399
P7_QUARTO9	1.051	87.2	1415	269	115	0.477	39.5	364	492	399
P7_QUARTO10	1.048	86.9	1378	374	116	-0.748	62.0	481	493	407
P7_QUARTO11	0.993	82.3	1287	330	114	-0.607	50.3	430	431	403
P7_QUARTO_P.1	-1.202	99.7	1373	623	120	-1.113	92.3	751	559	416
P7_QUARTO13	1.007	83.5	1210	242	112	0.433	35.9	332	376	397
P7_QUARTO14	1.006	83.4	1174	199	111	0.432	35.8	288	351	396
P7_QUARTO15	1.054	87.4	1173	234	112	0.480	39.8	330	376	397
P7_QUARTO16	1.007	83.5	1125	192	111	0.433	35.9	281	337	396
P7_QUARTO17	1.067	88.5	1130	270	113	0.493	40.8	375	368	398
P7_QUARTO18	1.067	88.5	1121	315	114	-0.523	43.4	432	378	398
P7_QUARTO19	1.006	83.4	1135	287	113	0.431	35.8	399	362	397
P7_QUARTO20	1.006	83.4	1191	348	115	-0.515	42.7	476	401	400
P9_QUARTO2	0.989	82.0	1344	232	113	-0.431	35.7	325	433	398
P9_QUARTO3	0.994	82.4	1203	363	115	-0.511	42.4	493	407	400

P9_QUARTO4	0.988	81.9	1276	333	115	-0.484	40.1	458	413	400
P9_QUARTO5	1.044	86.6	1365	369	117	-0.521	43.2	495	470	401
P9_QUARTO6	0.991	82.1	1346	236	114	0.416	34.5	333	435	398
P9_QUARTO7	1.045	86.6	1414	256	115	0.470	39.0	351	493	399
P9_QUARTO8	0.990	82.1	1361	190	113	0.416	34.5	275	438	398
P9_QUARTO9	1.048	86.9	1421	240	115	0.473	39.3	332	496	399
P9_QUARTO10	1.048	86.9	1416	260	115	0.474	39.3	356	494	399
P9_QUARTO11	1.045	86.6	1381	363	115	-0.741	61.4	471	495	406
P9_QUARTO12	0.990	82.1	1293	319	113	-0.599	49.7	419	429	403
P9_QUARTO_P.1	1.131	93.8	1325	497	117	-0.900	74.6	616	504	410
P9_QUARTO13	1.010	83.8	1199	233	112	0.436	36.1	322	367	397
P9_QUARTO14	1.007	83.5	1170	199	111	0.432	35.8	289	352	396
P9_QUARTO15	1.057	87.7	1164	238	113	0.483	40.1	336	376	397
P9_QUARTO16	1.064	88.2	1148	246	113	0.490	40.6	344	374	397
P9_QUARTO17	1.008	83.6	1116	207	111	0.434	36.0	299	333	396
P9_QUARTO18	1.064	88.2	1127	313	113	-0.524	43.4	429	379	399
P9_QUARTO19	1.009	83.6	1125	298	113	-0.438	36.3	410	364	397
P9_QUARTO20	1.063	88.2	1197	460	116	-0.713	59.1	602	442	404
P10_QUARTO1	0.990	82.1	1349	231	113	-0.434	36.0	325	438	398
P10_QUARTO2	0.995	82.5	1209	360	115	-0.508	42.1	489	408	400
P10_QUARTO3	0.988	82.0	1281	333	115	-0.486	40.3	457	416	400
P10_QUARTO4	1.045	86.6	1370	368	117	-0.522	43.3	494	474	401
P10_QUARTO5	0.991	82.2	1350	235	114	0.417	34.6	332	438	398
P10_QUARTO6	1.045	86.7	1420	256	115	0.471	39.0	350	497	399
P10_QUARTO7	0.991	82.2	1365	189	113	0.417	34.5	274	443	398
P10_QUARTO8	1.048	86.9	1426	239	115	0.474	39.3	330	500	399
P10_QUARTO9	1.048	86.9	1421	259	115	0.474	39.3	354	497	399
P10_QUARTO10	1.045	86.7	1385	362	115	-0.743	61.6	470	500	407
P10_QUARTO11	0.991	82.1	1298	319	114	-0.602	49.9	419	432	403
P10_QUARTO_P.1	1.132	93.9	1331	495	117	-0.899	74.5	613	506	410
P10_QUARTO13	1.009	83.7	1211	243	112	0.435	36.1	333	375	397
P10_QUARTO14	1.007	83.5	1176	199	112	0.433	35.9	288	352	396
P10_QUARTO15	1.058	87.7	1171	237	113	0.484	40.1	333	376	397
P10_QUARTO16	1.065	88.3	1156	244	113	0.491	40.7	341	376	398
P10_QUARTO17	1.009	83.7	1125	204	112	0.435	36.0	295	332	396
P10_QUARTO18	1.065	88.3	1136	309	114	-0.517	42.9	423	379	398
P10_QUARTO19	1.009	83.7	1133	295	114	0.435	36.1	406	365	397
P10_QUARTO20	1.064	88.2	1203	456	116	-0.711	59.0	597	442	405
P11_QUARTO1	1.001	83.0	1407	235	114	-0.439	36.4	326	478	399
P11_QUARTO2	1.005	83.3	1265	361	115	-0.506	42.0	486	433	400
P11_QUARTO3	0.999	82.8	1337	336	116	-0.491	40.7	458	450	400
P11_QUARTO4	1.055	87.5	1425	372	117	-0.525	43.5	493	522	402
P11_QUARTO5	1.002	83.0	1407	239	114	0.427	35.4	334	480	398
P11_QUARTO6	1.056	87.5	1477	259	116	0.481	39.9	351	544	400
P11_QUARTO7	1.001	83.0	1423	192	114	0.427	35.4	274	487	398
P11_QUARTO8	1.059	87.8	1482	243	116	0.484	40.2	331	546	399
P11_QUARTO9	1.059	87.8	1477	263	116	0.485	40.2	355	543	400
P11_QUARTO10	1.056	87.5	1441	366	116	-0.746	61.9	470	545	407
P11_QUARTO11	1.001	83.0	1353	323	114	-0.608	50.4	420	468	403
P11_QUARTO_P.1	1.144	94.8	1392	496	118	-0.898	74.5	610	550	411
P11_QUARTO13	1.019	84.5	1263	246	113	0.445	36.9	333	397	397
P11_QUARTO14	1.017	84.3	1230	201	112	0.443	36.7	288	374	397
P11_QUARTO15	1.068	88.5	1224	238	113	0.493	40.9	331	399	398
P11_QUARTO16	1.075	89.1	1209	245	113	0.500	41.5	339	394	398

P11_QUARTO17	1.019	84.5	1179	206	112	0.445	36.9	295	352	397
P11_QUARTO18	1.074	89.1	1185	310	114	-0.514	42.6	421	398	399
P11_QUARTO19	1.019	84.5	1186	295	114	0.445	36.9	402	378	397
P11_QUARTO20	1.074	89.0	1253	457	117	-0.710	58.9	594	468	405
P8_QUARTO1	1.034	85.7	1381	283	115	-0.507	42.0	385	470	400
P8_QUARTO2	0.978	81.1	1333	193	113	0.404	33.5	281	418	397
P8_QUARTO3	1.030	85.4	1397	223	114	0.456	37.8	313	471	398
P8_QUARTO4	0.975	80.8	1338	178	112	0.401	33.2	262	418	397
P8_QUARTO5	0.974	80.8	1331	194	112	0.400	33.1	284	418	397
P8_QUARTO6	1.033	85.7	1376	284	115	0.459	38.1	390	466	399
P8_QUARTO7	1.033	85.7	1353	337	116	0.459	38.1	458	449	399
P8_QUARTO8	0.978	81.1	1271	307	114	-0.445	36.9	429	401	399
P8_QUARTO9	1.030	85.4	1251	432	116	-0.624	51.7	574	444	403
P8_QUARTO10	0.975	80.9	1172	308	113	-0.452	37.5	433	373	398
P8_QUARTO11	0.974	80.8	1127	258	112	0.400	33.2	367	342	396
P8_QUARTO12	1.033	85.7	1125	284	113	0.459	38.1	395	357	397
P8_QUARTO13	1.033	85.6	1135	249	112	0.459	38.0	351	354	397
P8_QUARTO14	0.974	80.8	1124	181	111	0.400	33.2	269	323	395
P8_QUARTO15	1.021	84.7	1171	221	112	0.447	37.1	315	364	396
P8_QUARTO16	0.981	81.3	1171	192	111	0.407	33.7	281	342	396
P8_QUARTO17	1.083	89.8	1285	266	115	0.508	42.1	366	431	399
P8_QUARTO_P1	1.265	104.9	1451	605	123	-0.956	79.3	733	612	412
P8_QUARTO18	0.986	81.7	1283	304	113	-0.556	46.1	406	422	401
P8_QUARTO19	1.034	85.7	1364	335	115	-0.657	54.5	443	474	404
P2_QUARTO19	1.424	118.1	1658	488	127	-0.875	72.6	610	741	411
P3_QUARTO1	1.371	113.7	1635	412	126	0.797	66.1	530	702	408
P4_QUARTO11	1.371	113.7	1632	412	125	0.797	66.1	529	699	408
P5_QUARTO12	1.371	113.7	1573	456	125	-0.807	66.9	578	672	409
P6_QUARTO12	1.371	113.7	1573	477	125	-0.875	72.6	601	679	411
P7_QUARTO12	1.370	113.6	1566	459	125	-0.808	67.0	582	668	409
P9_QUARTO1	1.420	117.8	1591	522	127	-0.932	77.3	649	700	412
P10_QUARTO12	1.421	117.8	1601	522	127	-0.933	77.4	648	708	412
P11_QUARTO12	1.435	119.0	1675	524	128	-0.933	77.4	646	767	413

Anexo F

Obtenção do custo total de operação para as diferentes soluções de sistemas split. Os valores têm em conta um SEER de 8,6 e um SCOP de 4,8. Além disso os preços de eletricidade e gás natural são, respetivamente, de 140 €/MWhe e 50€/MWh.

		Inicial	Bragança	Faro	Van = 3,56 l/s	perfil de ocupação
Aquecimento	[KWh]	300.2	518.3	135.5	59.0	190.4
	[KWhe]	62.5	108.0	28.2	12.3	39.7
Arrefecimento	[KWh]	70.0	93.1	159.3	129.3	83.3
	[KWhe]	8.1	10.8	18.5	15.0	9.7
Consumo de ventilação	[KWhe]	26.3	28.7	25.1	6.5	18.1
Custo total		13 580.5	20 645.8	10 066.9	4 734.8	9 447.9