



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Covilhã | Portugal

Estudo da Viabilidade de um Sistema de Microgeração Acoplado a uma Bomba de Calor numa Estufa Agrícola

Henrique Manuel Boavida Lopes Teixeira

Licenciado do 1º Ciclo em Engenharia Electromecânica pela
Universidade da Beira Interior

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre do 2º Ciclo
em Engenharia Electromecânica sob a orientação do
Professor Doutor Alexandre Borges de Miranda
Professor Auxiliar do Departamento de Electromecânica
da Universidade da Beira Interior

Covilhã e UBI, Agosto de 2009

Aos meus pais

e irmã

Agradecimentos

Ao longo da elaboração desta dissertação foram várias as pessoas que demonstraram o seu apoio através da sua amizade, compreensão e colaboração. É claro que não é possível enumerar todos aqueles que ao longo deste ano de trabalho influenciaram de alguma forma o desenvolvimento desta tarefa.

Ao Professor Doutor Alexandre Borges de Miranda, sendo o principal responsável como orientador científico, desejo expressar o meu agradecimento pela motivação e experiência, sempre com valiosas sugestões teóricas e análises imprescindíveis no decorrer dos trabalhos.

Agradeço ao Professor Doutor Pedro Dinis Gaspar por me ter proporcionado um local de trabalho junto dos meus colegas de curso por ele orientados. Colegas e amigos desde da entrada nesta Universidade que ao longo desta maratona, foram sempre a companhia ideal dando motivação constante e apoio. São eles os Engenheiros Helder Neves, Bruno Abreu, Filipe Casimiro, Daniel Almeida, Tiago Carrilho e o Marco Canário.

Cabe-me ainda agradecer aos organismos associativos por onde passei durante o meu percurso académico, sendo eles o Núcleo de Electromecânica e a Associação Académica da Universidade da Beira Interior, onde muito aprendi e descobri o peso da responsabilidade. A todos os que comigo lá estiveram, os meus agradecimentos e ainda todos aqueles que tornaram possível este trabalho, com a sua amizade, críticas e incentivos.

Por fim, deixo uma palavra amiga e um sentido agradecimento aos meus pais e minha irmã, pela força e incentivo, partilhando alegrias e frustrações próprias destes trabalhos.

Resumo

Esta dissertação com vista a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Electromecânica vulgo 2º Ciclo, tem como objectivo a simulação e estudo da viabilidade de um sistema de Microcogeração acoplado a uma bomba de calor para climatização de uma estufa agrícola através do *software* EnergyPlus.

O estudo consiste em comparar o aquecimento tradicional por caldeira a gás natural com um sistema de Microcogeração baseado num gerador de energia eléctrica que funciona com um motor a gás natural, tal como a caldeira, no qual se aproveita o calor do escape, circuito de lubrificação e de arrefecimento para aquecer água a temperaturas próximas dos $80^{\circ}C$. Este fluido irá circular num circuito associado a radiadores/convectores que por sua vez irão fazer a troca de calor com o interior da estufa. O gerador irá produzir energia eléctrica, que será suprida a uma bomba de calor do tipo ar-ar. Assim, além de gerar energia eléctrica para alimentar a bomba de calor, iluminação e outras cargas existentes na estufa, o calor por este gerado é aproveitado, o que significa maior eficiência.

A interacção entre o conjunto microcogrador/bomba de calor e a estufa, irá ser simulado em dois modos de operação diferentes. Num modo de obtenção da energia necessária na estufa a cada momento, e noutro modo em que este se mantém sempre na sua performance máxima.

As simulações realizadas começam com a análise da influência da radiação solar na estufa, seguida uma simulação com uma caldeira com um horário de funcionamento definido, e por fim é simulado um sistema de Microcogeração acoplado a uma bomba de calor em regimes de funcionamento distintos.

Neste estudo tem-se como objectivo provar que o conceito de Microcogeração, associado à bomba de calor, permite economizar uma quantidade significativa de gás natural, além de fornecer energia eléctrica à estufa o que resulta numa redução de custos importante para um produtor. O objectivo não é desenvolver um sistema comercial mas provar que este conceito é viável.

Abstract

This work is aimed at the simulation, analysis and viability study of a system consisting in a micro-cogeneration set coupled to a heat pump in order to supply heat and electricity to an agricultural greenhouse. The analysis of the interactions of the MCHP+BC with the greenhouse was made with the aid of the EnergyPlus code. Comparisons were made between the convectional practice of space heating with a natural gas fuelled boiler and the MCHP+BC system using the same fuel. This device takes advantage of the heat collected by the water cooling circuit, the oil circuit and the exhaust gases of a natural gas engine. This engine is the prime novel of an electrical generator that feeds an air-air heat pump, among other utilities within the greenhouse. The heat produced by the engine is transferred to a storage tank and a secondary circuit supply a series of radiators and/or convectors in the space to be heated, while the heat pump fires directly to the greenhouse.

The results point out to considerable savings in natural gas consumption, besides supplying electricity to the greenhouse that result in important cost reduction to the proprietor.

Conteúdo

1. Introdução	2
1.1. Nota histórica	3
1.2. A Cogeração	4
2. Estado da Arte	5
2.1. Dispositivos Comerciais	13
3. Esquema do Sistema	17
3.1. Caldeira de aquecimento de uma estufa genérica	17
3.2. Sistema microcogeração acoplado a uma bomba de calor (MCHP+BC)	19
3.2.1. A Bomba de Calor	21
3.2.1.1. Coeficiente de Desempenho	21
3.2.1.2. Ciclo Termodinâmico da Bomba de Calor	22
3.2.1.3. Características da Bomba de Calor utilizada no estudo	24
4. A Estufa	26
4.1. Características do Polietileno Térmico	26
4.2. Exigências da Climatização de uma Estufa	27
4.3. Temperaturas ótimas	27
4.4. Humidade interior	27
4.5. A Componente da Radiação Solar	27
4.5.1. Lei de <i>Stefan-Boltzmann</i>	29
4.5.2. Comportamento de materiais opacos face à radiação solar	30
4.6. Perdas de Calor das Estufas	31
4.7. Requisitos para o aquecimento de uma estufa	32
4.8. Sistemas de Ventilação	33
4.8.1. Ventilação Natural	33
4.8.2. Ventilação Mecânica	34
5. Análise Computacional	36
5.1. O <i>Software EnergyPlus</i>	36
5.2. Integração dos elementos a simular por este estudo no <i>software</i>	38
6. Simulações e análise dos resultados	41
6.1. Efeito da Radiação Solar numa estufa totalmente isolada	41
6.2. Simulação com sistema de aquecimento com uma caldeira a gás natural	44
6.2.1. Simulação com caldeira para o dia mais frio	45

Conteúdo

6.2.2. Simulação com caldeira para o dia mais quente	45
6.2.3. Capacidade da caldeira	46
6.2.4. Consumos da caldeira	46
6.3. Simulação do sistema de aquecimento por Cogeração/Bomba de Calor	48
6.3.1. Simulação para o dia mais frio	49
6.3.2. Simulação em modo de fornecimento de energia requerida pela estufa	50
6.3.3. Simulação em modo de funcionamento máximo do gerador	52
6.4. Discussão de resultados	55
7. Conclusões	57
7.1. Projectos futuros	58
Bibliografia	59
A. Anexo - Características do Gerador da BAXI - Senertec	62
B. Anexo - Características da Caldeira Ferroli GN1	63
C. Anexo - Características das Bombas de Calor AERMEC DXE	65
D. Anexo - Tabelas de características de construção de estufas	66
E. Anexo - Dados de simulações com a caldeira	68
F. Anexo - Dados de simulações com o sistema de MCHP+BC	73

Lista de Figuras

1.1. Perdas Energéticas desde a produção de energia eléctrica na central a combustíveis fósseis (carvão/petróleo), até chegar às habitações baseado nos dados de 9 Centrais Eléctricas do Japão em 1998, (Bezilla and Imai, 2003).	3
2.1. Aquecimento passivo de uma estufa com recurso a água armazenada em sacos de plástico (a) e em tanques (b), (Sethi and Sharma, 2008).	6
2.2. Estufa com o sistema da <i>Cama de Pedra</i> no interior. (Sethi and Sharma, 2008)	7
2.3. Estufa com um sistema de troca de calor Terra Ar. (Sethi and Sharma, 2008)	7
2.4. Estufa com um sistema de retenção de calor com uma parede a norte e um sistema de recolha de calor do subsolo. (Sethi and Sharma, 2008)	8
2.5. Perspectiva isométrica da estufa com o colector de solo e a parede norte (Sethi and Sharma, 2008).	9
2.6. Geometria da estufa e respectivo volume de controlo e detalhe da malha gerada. Nas figuras c) e d), foram ensaiadas as aberturas de rolo (1) e de pivô (2) com as circulações de ar simuladas representadas. (Kittas and Bartzanas, 2007).	10
2.7. Esquema de um sistema residencial de Cogeração com base num gerador eléctrico com um motor de combustão interna, (Onovwiona et al., 2007).	13
2.8. Esquema da Bomba de Calor da Daikin com recuperação de calor do motor no condensador. (T&T Multieléctrica, 2009).	14
2.9. Pormenor do sistema da MCHP 1.0 da Honda e do permutador de calor entre os gases de escape um fluido refrigerante. Os gases de escape vão fornecer calor ao fluido que por sua vez vai ser depositado num acumulador de forma a aquecer águas sanitárias e de aquecimento interior, (Bezilla and Imai, 2003).	14
2.10. Eficiência Energética com a utilização do MCHP 1.0 da Honda. Segundo o fabricante, este apenas <i>perde</i> 15% de Energia proveniente da queima do gás natural urbano no fornecimento energético de uma habitação.	15
2.11. Esquema das ligações do gerador com as entradas e saídas de água quente, entrada de combustível, saída de gases e circuito eléctrico, (Baxi-Senertec).	16
3.1. Distribuição dos convectores pela habitação alimentados por uma caldeira controlada.	17
3.2. Caldeira da Ferroli GN1 N (Ferroli, 2008).	18
3.3. Esquema do sistema clássico de caldeira para aquecimento.	18
3.4. Radiador de alumínio da gama Dubal da Roca®.	19
3.5. Esquema do sistema de Cogeração a ser simulado.	20

Lista de Figuras

3.6.	O objectivo da bomba de calor (BC) é fornecer calor Q_Q para o espaço mais quente. O trabalho fornecido ao compressor é utilizado para extrair energia do exterior frio Q_F a uma temperatura T_F e transportá-lo para o interior a uma temperatura T_R superior.	22
3.7.	Diagrama T-S de um ciclo (ideal) de Carnot Inverso por compressão de vapor.	23
3.8.	Pormenor dos constituintes de uma bomba de calor ar-água e o seu funcionamento, (Energy Bible, 2009).	24
3.9.	Diversos componentes da bomba de calor ar-ar da AERMEC.	25
4.1.	Transferência de calor por radiação entre superfícies.	30
4.2.	Radiação Solar em Superfícies Opacas.	30
4.3.	Trocas de calor numa estufa resultantes da radiação solar, ventilação interior, condensação, transpiração das plantas, evaporação, condução e convecção (Chou et al., 2004).	32
4.4.	Sistema de ventilação natural, (Soler & Palau, 2009).	34
4.5.	Tipos de ventilação mecânica: (a) Ventilação mecânica simples para instalações compridas; (b) Ventilação mecânica simples para instalações estreitas.	35
5.1.	Diagrama de funcionamento do EnergyPlus, (EnergyPlus, 2007).	37
5.2.	Desenho da estufa em perspectiva.	39
5.3.	Medidas da estufa.	39
6.1.	Evolução das temperaturas exteriores (Enviroment: Outdoor Dry Bulb) e das temperaturas média interiores (Zone Mean Air Temperature) da estufa sem qualquer renovação de ar ao longo do dia mais frio do ano.	43
6.2.	Evolução das temperaturas exteriores (Enviroment: Outdoor Dry Bulb) e das temperaturas médias interiores (Zone Mean Air Temperature) da estufa.	44
6.3.	Varição da temperatura exterior (Enviroment: Outdoor Dry Bulb) e da temperatura interior (Zone Mean Air Temperature) da estufa com um sistema de aquecimento com uma caldeira e radiadores.	47
6.4.	Consumos energéticos da caldeira no dia mais frio e no dia mais quente em kWh.	48
6.5.	Consumo de gás natural pela caldeira por mês.	48
6.6.	Varição da temperatura exterior (Enviroment: Outdoor Dry Bulb) e da temperatura média interior (Zone Mean Air Temperature) da estufa com um sistema MCHP+BC no dia mais frio do ano.	50
6.7.	Consumos de gás natural pelo sistema MCHP+BC em cada mês e energia eléctrica total produzida pelo gerador num ano no modo de fornecimento de energia requerida pela estufa.	51
6.8.	Cargas térmicas totais fornecidas à estufa (Zone/Sys Sensible Heating Energy), cargas fornecidas pela bomba de calor (Zona1 PTHP) e cargas fornecidas pelos convectores.	52

Lista de Figuras

6.9. Consumos de gás natural pelo sistema MCHP+BC em cada mês e energia eléctrica total produzida pelo gerador num ano no modo de funcionamento máximo.	53
6.10. Energia Eléctrica produzida pelo gerador ao longo do ano no modo de funcionamento máximo em kWh.	54
6.11. Cargas térmica fornecidas à Estufa totais (Zone/Sys Sensible Heating Energy), cargas fornecidas pela Bomba de Calor (Zona1 PTHP) e cargas fornecidas pelos convectores no modo de funcionamento máximo do gerador. . . .	54

Lista de Tabelas

4.1. Temperaturas óptimas para vários legumes cultivados em estufas (Soler & Palau, 2009).	28
4.2. Percentagens de humidade relativa aconselháveis para cada legume.(Soler & Palau, 2009).	29
6.1. Frações do caudal de ar de entrada ao longo do ano.	42
6.2. Horário de funcionamento do sistema de aquecimento.	46
6.3. Comparação dos consumos da caldeira e do sistema MCHP+BC.	56
D.1. Resistências Térmicas de Sistemas de Edifícios	66
D.2. Velocidade do vento ou Factor de Exposição	67
D.3. Factores de Construção	67
D.4. Descrição do Sistema	67
E.1. Dados gerados pelo EnergyPlus para o dia mais frio do ano.	69
E.3. Dados gerados pelo EnergyPlus para o dia mais quente do ano.	70
E.4. Potências caloríficas da caldeira.	71
E.5. Consumos mensais de gás natural da caldeira.	72
F.1. Dados gerados pelo EnergyPlus para o dia mais frio do ano para o sistema MCHP.	74
F.3. Consumos mensais de gás natural do sistema em modo de obtenção de energia necessária à estufa.	75
F.4. Consumos mensais de gás natural do sistema no modo de funcionamento máximo do gerador.	76
F.5. Cargas térmicas totais e de cada componente do sistema em modo de funcionamento de obtenção da energia necessária à estufa no dia mais frio.	77
F.6. Cargas térmicas totais e de cada componente do sistema em modo de funcionamento máximo do gerador no dia mais frio.	78

Nomenclatura

A	Área, m^2
c_0	Velocidade da luz no vácuo, m/s
c_p	Calor específico, $kJ/kg.^{\circ}C$
f_c	Factor de Qualidade
f_s	Factor de Sistema
f_w	Factor velocidade do vento
\dot{m}	Caudal mássico, kg/s
n	Número de renovações de ar, n^{-1}
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor, kW
\dot{Q}_{abs}	Taxa de radiação absorvida, kW
$\dot{Q}_{emite,máx}$	Taxa máxima de radiação emitida, kW
Q_F	Calor da fonte fria, kW
$\dot{Q}_{incidente}$	Taxa de radiação total de superfície, kW
$Q_{perdido}$	Calor perdido pela estufa, kW
Q_Q	Calor da fonte quente, kW
\dot{Q}_{ref}	Taxa de radiação reflectida, kW
R	Resistência Térmica, $[m^2.^{\circ}C/W]$
T	Temperatura, K
T_F	Temperatura da fonte fria, K
T_Q	Temperatura da fonte quente, K
T_S	Temperatura da superfície do corpo, K
V	Volume, m^3
\dot{V}	Caudal Volúmico, m^3/s
Letras Gregas	
α	Absorcividade
ε	Emissividade
μm	Micrómetro
ρ	Reflectividade
σ	Constante de <i>Steffan-Boltzmann</i>
τ	Transmissividade
Abreviaturas	
COP	Coeficiente de Performance, <i>Coefficient of Performance</i>
DHW	Água quente directa, <i>Direct Hot Water</i>
HVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado, <i>Heating, Ventilating and Air Conditioning</i>
MCHP	Micro Produção Combinada de Calor e Potência, <i>Micro Combined Heat and Power</i>

Objectivos

Analisar a viabilidade de um sistema de Microcogeração acoplado a uma bomba de calor face ao sistema tradicional de aquecimento com uma caldeira a gás natural, utilizando um *software* específico para este tipo de análise.

Provar a viabilidade do sistema e que este garante economia de combustível ou retorno monetário de forma a permitir tornar o produtor independente de energia eléctrica.

Para tal é necessário fazer uma simulação das necessidades energéticas da estufa para a região onde irá ser aplicada de forma a se compreender qual a carga térmica necessária à climatização da mesma.

Em seguida executa-se uma simulação com um sistema comum de aquecimento com recurso a uma caldeira a gás natural e analisam-se os consumos.

Para finalizar, executa-se uma simulação com um sistema de Microcogeração sendo este composto por um gerador eléctrico específico que permite aproveitar o calor gerado no processo de combustão de gás natural. Este calor é introduzido na estufa e a compensação é feita por uma bomba de calor alimentada pela energia eléctrica gerada pelo gerador.

Os dados obtidos pelos dois sistemas são comparados permitindo concluir se o sistema de Microcogeração é viável e mais económico que o sistema de Caldeira.

1. Introdução

O desenvolvimento sustentável é uma expressão cada vez mais corrente nos dias de hoje. Sendo o seu significado segundo a Comissão Mundial sobre Meio Ambiente e Desenvolvimento *um conjunto de processos e atitudes que atende às necessidades presentes sem comprometer a possibilidade de que as gerações futuras satisfaçam as suas próprias necessidades*, este conceito tem sido exponenciado devido as consequências óbvias do efeito de estufa, do ozono na estratosfera, da poluição do ar bem como da escassez dos combustíveis fósseis que neste momento abrange cerca de 90% da crescente procura mundial de energia. Na Europa, além do sector da energia e transportes, a climatização tem igual importância na redução de CO_2 e de outras emissões com mais de 50% do total de energia final consumida e cerca de 80% dependência de combustíveis fósseis.

As Bombas de Calor representam uma das soluções mais praticas para a redução do efeito de estufa como o único processo que recircula calor ambiental que é cedido de novo para a produção de calor oferecendo energia eficiente e amiga do ambiente e também aplicações de arrefecimento. Isto pode ser utilizado desde os edifícios habitacionais, comerciais ou mesmo indústrias de transformação. Estudos e experiências práticas demonstraram que as bombas de calor são capazes de reduzir drasticamente os gases estufa em especial o CO_2 . As emissões em espaços aquecidos e geração de calor dependem do tipo de bomba de calor, da aplicação da energia térmica e da eficiência do motor utilizado, (Landolt-Börnstein, 2006).

A poupança de energia e posterior redução das emissões poderão ainda ser maiores devido ao alto desempenho das actuais bombas e a optimização dos sistemas de aquecimento e de refrigeração.

Uma forma de testar esta redução do consumo de energia, que irá ser estudada nesta dissertação, é a aplicação de uma bomba de calor numa estufa agrícola em lugar da tradicional caldeira de combustão de gás natural onde o aquecimento é feito pela queima contínua do combustível. Aplicando uma bomba de calor accionada por um gerador eléctrico específico que permite retirar calor dos seus gases de combustão, circuito de lubrificação e arrefecimento, é possível diminuir o consumo energético da estufa. A este processo de aproveitamento de calor chama-se Cogeração.

Torna-se portanto fulcral analisar as necessidades energéticas das estufas em função da climatização pretendida visto que as temperaturas variam ao longo do dia e variam com o as estações do ano o que influencia as produções de vegetais ou flores ornamentais. Para que estas produções sejam rápidas e com a qualidade desejada, é necessário garantir que no interior da estufa o clima seja controlado. Existem temperaturas mínimas e máximas que não devem ser ultrapassadas, e por outro lado, a humidade interior também tem um papel muito importante no desenvolvimento do produto final. Logo, a climatização torna-se fundamental para o produtor embora seja um processo dispendioso. Espera-se que este estudo permita dar uma alternativa compensadora ao produtor diminuindo os gastos energéticos

substancialmente.

1.1. Nota histórica

A queima contínua de combustíveis fósseis na produção de energia eléctrica tende a ser muito pouco eficiente. Como mostra a figura 1.1, as perdas consecutivas vão diminuindo a eficiência da produção energética. Foi nos vários estudos no desenvolvimento de novas formas de aumentar a Eficiência Energética que fez ressurgir o conceito de Cogeração.

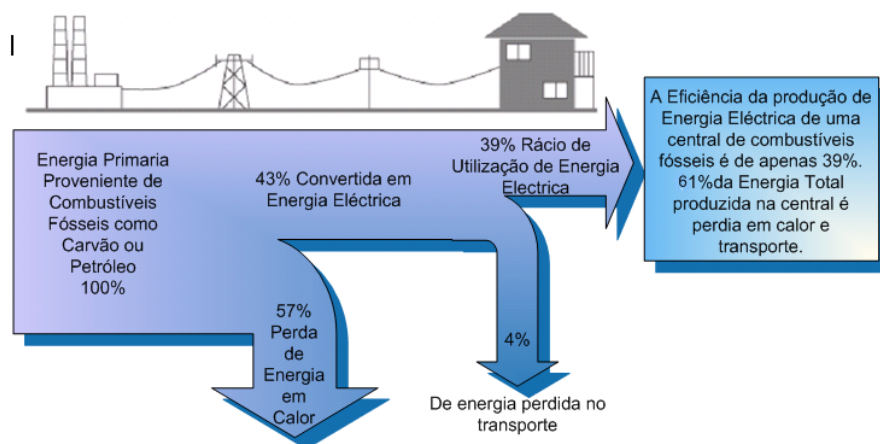


Figura 1.1.: Perdas Energéticas desde a produção de energia eléctrica na central a combustíveis fósseis (carvão/petróleo), até chegar às habitações baseado nos dados de 9 Centrais Eléctricas do Japão em 1998, (Bezilla and Imai, 2003).

Analisando a figura 1.1, saltam à vista as elevadas perdas sob a forma de calor da produção de energia eléctrica a partir de combustíveis fósseis. Apenas 43% é convertido directamente em energia eléctrica. Em alguns países, estas perdas de calor, já são aproveitadas para aquecer circuitos urbanos de água, em que as habitações são fornecidas em igual forma de água potável da rede e de água quente proveniente destes sistemas. A este processo chama-se *District Heating*.

O *District Heating* não é mais que um processo de Cogeração indirecto. O calor aproveitado, não irá ser utilizado na própria estação de produção de energia eléctrica, mas será vendido sob a forma de água quente a uma região próxima para fins de aquecimento de espaços e águas sanitárias. É de salientar que outra vantagem deste sistema passa pela poluição gerada. A água aquecida através de caldeiras, ou seja pela forma tradicional, gera mais gases tóxicos que as centrais de produção de energia eléctrica de grande porte pois estas têm sistemas de retenção de gases e filtros de toxinas. Contudo este sistema de aquecimento acarreta custos muito elevados no transporte da água quente até às residências visto que exige a utilização de tubagem termicamente isolada e instalação de contadores só para este sistema nas habitações.

1. Introdução

Na Europa, este sistema já tem vindo a ser implementado desde 1954 pela Euroheat & Power e hoje podemos encontrar em países como a Áustria, Dinamarca, Finlândia, Alemanha, Islândia, Itália, Noruega, Rússia, Sérvia, Suécia e Reino Unido. Fora da Europa, encontramos no Canadá, Estado Unidos e em larga escala no Japão. Fonte Wikipedia (2009).

1.2. A Cogeração

A Cogeração (*Combined Heat and Power* - CHP) é definida como tecnologia de produção combinada de calor e potência, qualquer que seja o ciclo termodinâmico e qualquer que seja a fonte de energia. Podemos dizer que este conceito já era aplicado nos finais do séc. XIX mas só tem sido valorizado desde 1980.

Esta tem sido aplicada nos edifícios de potências baixas/médias como por exemplo hospitais, hotéis, centros comerciais, pavilhões desportivos e piscinas. Também se pode encontrar em aplicações industriais como refinarias, celuloses ou indústria têxtil.

A cogeração também pode ser considerada uma energia limpa, sendo que se aproveitam os biocombustíveis sólidos (com origem em indústrias transformadoras de resíduos, tipo cortiça ou madeira) e gasosos (com origem industrial ou em aterros sanitários) como fontes de energia.

Da figura 1.1, percebe-se que o conjunto de perdas energéticas do processo de produção de energia, é de 61%. Mais à frente verifica-se que um sistema de cogeração tem perdas energéticas inferiores a 15%. O excedente em energia eléctrica produzida pelo gerador, poderá ser vendida a rede, sendo mais uma fonte de receita do produtor.

O grande interesse neste processo é aumentar o rendimento do sistema minimizando o consumo de combustível mantendo a potência térmica. Desta forma, é garantido que além da redução no consumo de combustível, existem subprodutos deste processo, como a electricidade que reduz também o consumo energético do produtor.

Para as grandes indústrias que utilizam grandes quantidades de calor (indústria química, celulose ou papel, refinação ou produção de óleo, produção de aço, indústria alimentar e têxtil), necessitam também de grandes quantidades de energia eléctrica, logo se existe calor disponível, esse potencial pode e deve ser aproveitado para produzir electricidade em vez de ser desperdiçado. Regra geral, estas centrais utilizam ciclos de potência de turbina a vapor ou de turbina a gás (ciclos de Rankine e Joule Brayton), ou mesmo um ciclo combinado, (Çengel and Boles, 2001).

Mas obviamente existem alguns problemas que não podem ser ignorados no que toca à introdução de um sistema de cogeração. Em primeiro lugar, é um investimento para uma acção a longo prazo, pois é necessário decidir e fixar uma procura energética do produtor. O preço dos combustíveis não é fixo e existem algumas taxas e impostos aplicáveis a estes processos. Além disto, pode ser necessário incluir algum sistema de *back-up*, pois nem sempre o calor gerado pelo sistema pode ser suficiente para satisfazer as necessidades o que implica mais um investimento que não tem retorno. Existe sempre ainda o problema da poluição sonora e ambiental que estes sistemas produzem.

2. Estado da Arte

As estufas têm sido objecto de vários estudos. Os principais sistemas de obtenção de calor aplicados nestas são do tipo passivo ou seja, captam energia térmica do ambiente durante o dia e durante a noite esta é libertada. Como o conforto térmico não está em causa, sendo unicamente o objectivo manter uma temperatura adequada à produção agrícola com um mínimo de investimento, estes sistemas revelam-se práticos e pouco dispendiosos embora não se adaptem a todos os climas nem asseguram a totalidade do aquecimento necessário. Em casos de produção massiva, alguns empresários adoptam o clássico sistema de aquecimento com a caldeira a gás ou gasóleo e com os convectores a fornecer calor no interior da estufa sendo o controlo de humidade apenas feito por irrigação.

Segundo Sethi and Sharma (2008), os sistemas passivos passam por sistemas de armazenamento de água onde esta é armazenada em sacos de plástico transparentes sob a forma de tubos no solo entre as filas de plantas ou os tanques de água que são colocados ao longo da linha mais a norte da estufa. Estes dispositivos vão funcionar como colectores solares e reter o calor proveniente da radiação solar na água durante o dia. Durante a noite, este calor é libertado através de convecção natural e radiação (figura 2.1).

Em vários casos em que este sistema foi aplicado, conseguiram aumentos da temperatura interior na ordem dos 2° a $4^{\circ}C$, sendo que em alguns casos a temperatura aumentou 8° a $10^{\circ}C$.

Outro sistema analisado pelo mesmo autor, é a chamada *Cama de Pedra*. Este é um sistema em que a estufa está assente sobre seixos, gravilha e tijolos, onde o calor sensível é armazenado sendo o ar o mecanismo de transporte. Como o aglomerado de pedras está colocado no subsolo, este sistema tem a vantagem de fornecer uma larga e barata área de transferência de calor.

As rochas maiores são colocadas no subsolo interior da estufa a uma profundidade de 40 a 50 cm ou mesmo fora da estufa. As pedras podem ainda ser enclausuradas num tanque isolado de concreto. Durante o dia, o calor interior em excesso é transferido para as pedras com a ajuda de um ventilador. De noite, inverte-se o processo ou seja, o ar frio move-se através das pedras, onde o calor é transferido para esse ar frio e este retorna à estufa (figura 2.2).

Este sistema, em alguns casos conseguiu atingir os 30% da energia total necessária ao aquecimento da estufa.

Outro sistema estudado também por este autor, é a utilização de materiais de Mudança de Estado (PCMs - *Phase Change Materials*). Este define o sistema como "*uma das formas mais eficientes de armazenar energia térmica sob a forma de calor latente*".

Ao contrario do calor sensível, o calor latente contém maior densidade de armazenamento, com uma diferença mínima entre armazenar e libertar calor. O PCM permite armazenar grandes quantidades de calor na mudança de fase de sólido para líquido (calor latente da

2. Estado da Arte

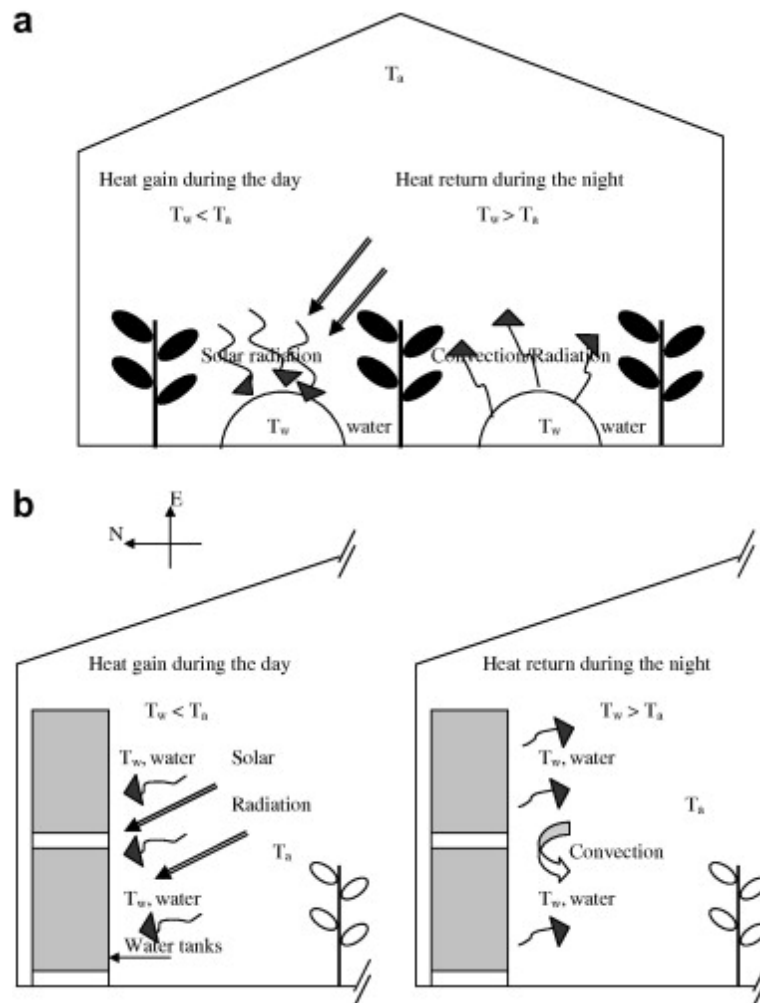


Figura 2.1.: Aquecimento passivo de uma estufa com recurso a água armazenada em sacos de plástico (a) e em tanques (b), (Sethi and Sharma, 2008).

fusão), a uma temperatura constante correspondendo a uma temperatura de transição de fase. No ciclo de dissipação de calor, um circuito ar-água consegue extrair calor da unidade de armazenamento originando a solidificação do material.

Os materiais com características ótimas para uso em estufas são aqueles que fundem a temperaturas entre os 15 e os $65^{\circ}C$, como por exemplo a Parafina 116 que têm uma temperatura de fusão entre os 45 e os $48^{\circ}C$, entre outros como sais hidratados e misturas eutecticas.

Existem vários resultados destas aplicações, sendo necessário adaptar o composto utilizado ao clima da região bem como ao permutador de calor utilizado e obviamente, ter em atenção os custos. Existem aplicações que vão dos 22% do total da energia térmica necessária aos 75%.

Continuando a explorar os sistemas referidos por Sethi and Sharma (2008), deparamo-nos com um sistema que tem vindo a ser aplicado em vários sistemas de climatização quer de

2. Estado da Arte

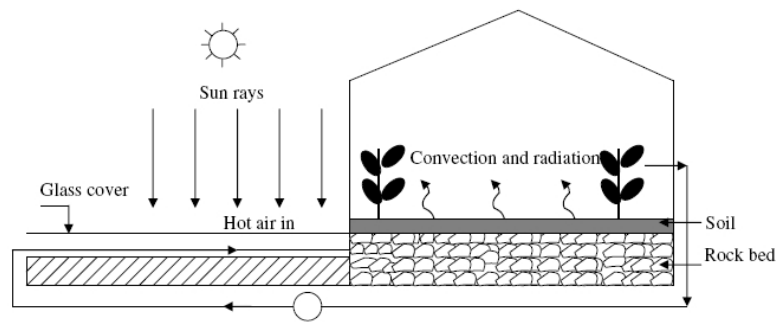


Figura 2.2.: Estufa com o sistema da *Cama de Pedra* no interior. (Sethi and Sharma, 2008)

habitações, quer de estufas. O sistema é denominado sistema permutador de calor Terra-Ar (*Earth-to-Air heat exchanger system - EAHES*).

A temperatura do subsolo a 3-4m de profundidade encontra-se estacionária entre os 26° e os $28^{\circ}C$ (segundo o autor não sendo referenciado onde este se baseou para fazer esta afirmação nem o local) durante todo o ano. A gigantesca massa do subsolo pode servir de dispositivo de armazenamento de calor. O sistema *EAHES* (figura 2.3) basicamente consiste na utilização de tubos subterrâneos e de um sistema de ventilação para forçar o ar através dos tubos. Estes tubos geralmente estão ao longo de todo o comprimento da estufa, com pontos de entrada e saída do ar de circulação nos lados opostos. O ar frio do interior da estufa circula através dos tubos, o calor é transferido do solo para o ar em circulação e este retorna à estufa. O efeito de aquecimento, dá-se com as sucessivas recirculações do ar. Este sistema também serve de para refrescar o ar interior no verão.

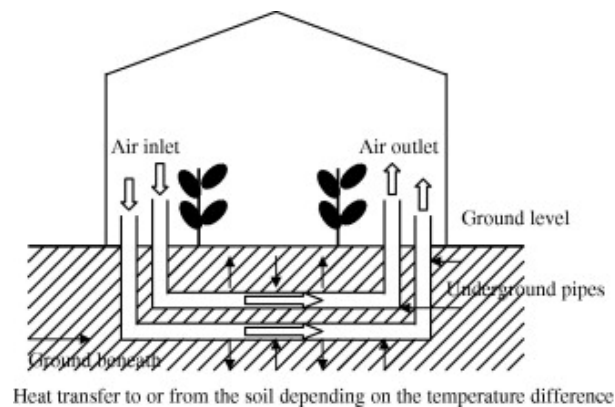


Figura 2.3.: Estufa com um sistema de troca de calor Terra Ar.(Sethi and Sharma, 2008)

Os dados analisados neste artigo, vão desde os 28% do total de energia necessária para o aquecimento aos 62%.

Além destes sistemas de aquecimento, existe a necessidade de aumentar o isolamento térmico da estufa de forma a diminuir as perdas térmicas da mesma. Desta forma o autor descreve outro sistema como *Isolamento Móvel ou Filme Térmico*. Este sistema é composto

2. Estado da Arte

por uma cortina ou um filme térmico usado durante a noite de forma a reduzir a perda do calor interior para a atmosfera resultando na conservação da energia interna da estufa. Estes isolamentos moveis são retirados durante o dia para permitir o aquecimento da estufa por radiação solar. Desta análise, resulta que o uso destes isolamentos são uma forma simples, efectiva e barata para reduzir a perda de calor durante a noite por condução e radiação. Quando utilizado em conjunto com outros sistemas passivos como por exemplo a *Cama de Pedra*, conseguem-se segundo Sethi and Sharma (2008), poupanças na ordem dos 90% em energia térmica para aquecimento da estufa.

Voltando aos sistemas de armazenamento de calor por radiação solar, o autor descreve um sistema chamado *Parede Norte*. Se a parede mais a norte da estufa for feita de blocos de tijolos ou cimento preenchidos com concreto, então, a radiação solar incidente através da parede transparente a sul pode ser retida para usar na fotossíntese e aumentar a temperatura interior. Este conceito de parede opaca é bastante utilizada nas estufas orientadas a Este-Oeste no hemisfério norte. Assim, a radiação solar máxima dá-se na parede sul durante o inverno e acaba o dia incidindo na parede norte devido à baixa latitude do sol nestes meses. A parede norte tem de estar isolada externamente e pintada de preto no interior para armazenar energia. Desta forma é aumentada a capacidade de armazenamento. Um conceito de aplicação desta parede juntamente com outro sistema passivo de recolha de calor do solo explicado mais a frente é visível na figura 2.4.

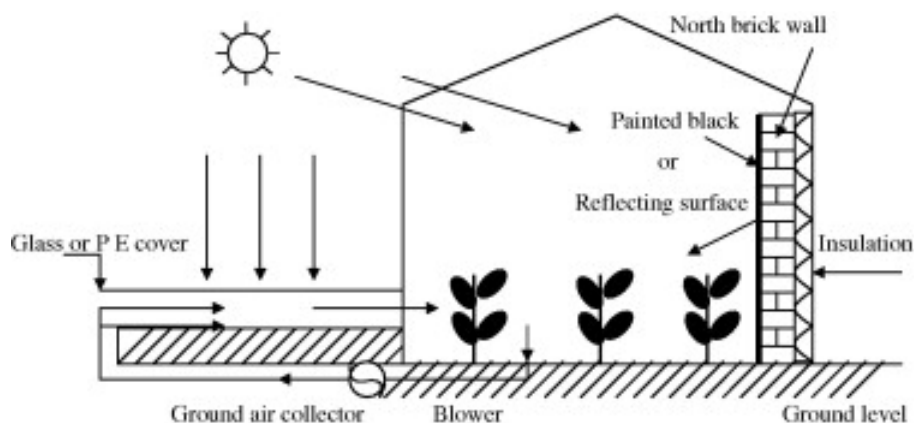


Figura 2.4.: Estufa com um sistema de retenção de calor com uma parede a norte e um sistema de recolha de calor do subsolo.(Sethi and Sharma, 2008)

Dependendo da localização, este sistema permite compensar em 45-82% das necessidades térmicas da estufa.

O sistema de recolha de ar do solo anteriormente enunciado, é baseado no princípio dos painéis solares. A diferença entre o sistema de recolha de ar do solo e do painel solar está no material debaixo da placa. O colector de ar do solo têm quatro componentes: Vidro, para efectuar o *efeito de estufa*, uma camada de areia ou concreto como elemento de absorção da radiação solar com tubos no interior onde passa um fluido para onde é transferido o calor da radiação e uma bomba de circulação.

A radiação solar aquece a placa de areia, e este calor é conduzido através do fluido a circular nos tubos. Quando este fluido é ar, este ao passar no colector aquece e é libertado

2. Estado da Arte

directamente na estufa. Em alguns casos, ainda é utilizado este sistema juntamente com a parede norte. É possível verificar com algum pormenor esta instalação na figura 2.5.

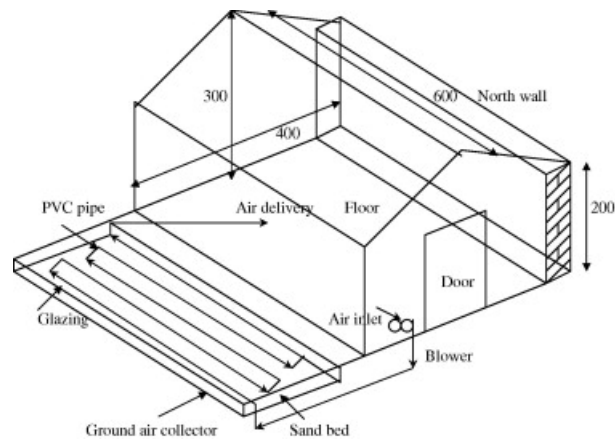


Figura 2.5.: Perspectiva isométrica da estufa com o colector de solo e a parede norte (Sethi and Sharma, 2008).

Este sistema, segundo a análise do autor permite aumentar a temperatura interior em 5 a $6^{\circ}C$.

Por fim, de forma a finalizar os sistemas incluídos no artigo Sethi and Sharma (2008), é descrito o sistema de *Aquífero acoplado a um sistema de permutador de calor de cavidades (Aquifer coupled cavity flow heat exchanger system - ACCFHES)*.

Este sistema foi desenvolvido recentemente na Índia para aquecer uma estufa com $24m^2$ de área. O sistema usa água de um aquífero a grande profundidade através de um poço estando esta a temperatura constante entre 24 a $25^{\circ}C$ todo ano. Esta água é bombeada do aquífero até uma cavidade imediatamente abaixo da superfície onde passam uns tubos completamente imersos. Dentro destes tubos circula o ar interior da estufa. Para esta estufa específica, os resultados experimentais foram de um aumento da temperatura interior no inverno de cerca de 7 a $9^{\circ}C$. De referir mais uma vez que todos estes sistemas foram analisados experimentalmente em várias regiões do globo e os dados foram condensados pelos autores Sethi and Sharma (2008).

Além de sistemas de conservação de calor e de aquecimento, nas estufas, é necessário utilizar sistemas de ventilação natural ou assistidos de forma a manter uma temperatura interna constante face às altas temperaturas que esta pode atingir no verão originadas pela radiação solar. Com base neste facto, Kittas and Bartzanas (2007), analisaram a eficiência de dois métodos distintos de aberturas de ventilação no microclima da estufa durante o processo de desumidificação simultaneamente com processos de aquecimento e ventilação, com recurso a *softwares* comerciais *CFD* (Computational Fluid Dynamics).

Para o estudo, utilizaram uma estufa de plástico, em arco, orientada no sentido N-S na costa Este da Grécia. O sistema de aquecimento utilizado foi uma rede de tubos plásticos pretos, próximos dos regos entre as culturas que neste caso é de tomates. Cada linha de tubos têm o próprio canal de entrada e saída de fluido de aquecimento não especificado.

2. Estado da Arte

Durante o período de recolha de dados o consumo energético por unidade de área de solo da rede de tubos foi de 38 Wm^{-2} .

Os dados recolhidos foram as componentes da velocidade do ar interior, a taxa de ventilação e temperatura do ar e humidade. Estes dados são necessários para fazer a simulação em CFD de forma a que este software resolva as equações de *Navier-Stokes* de conservação de massa e energia. Na figura 2.6 é visível a densidade da malha usada para os cálculos com base no método dos volumes finitos. Além do mais, foram simuladas dois tipos de aberturas laterais. Uma em que apenas enrolavam o plástico de forma a ficar uma abertura e outra com portada aberta segura por um pivô. Estas aberturas vão influenciar a direcção da circulação do ar dentro das estufas como é visível na figura 2.6.

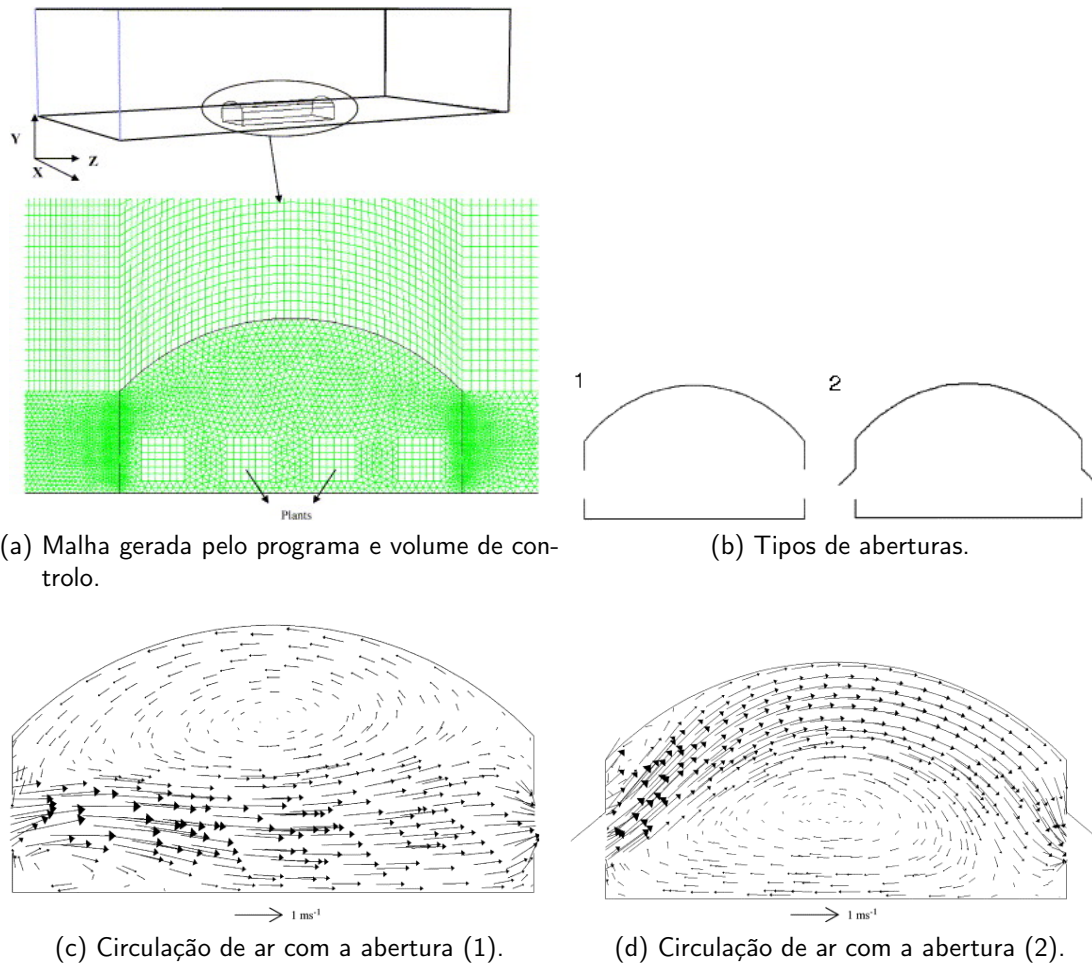


Figura 2.6.: Geometria da estufa e respectivo volume de controlo e detalhe da malha gerada. Nas figuras c) e d), foram ensaiadas as aberturas de rolo (1) e de pivô (2) com as circulações de ar simuladas representadas. (Kittas and Bartzanas, 2007).

A influencia dos dois tipos de aberturas no microclima da estufa durante a desumidificação realizada simultaneamente com os processos de aquecimento e ventilação foi o principal estudo deste artigo sendo que a principal razão para se realizar a desumidificação passa por

2. Estado da Arte

prevenir a formação de condensação dentro da estufa, pois pode induzir o aparecimento de fungos no produto. Em comparação da simulação por CFDs (Fluent), e com o estudo experimental numa estufa, este autor conclui que existe uma relação precisa entre ambos os dados. Por fim este conclui também que no sistema de abertura de rolos, a velocidade do ar atinge os valores mais altos próximo do solo (onde as culturas estão localizadas), e os valores mais baixos estão junto do tecto. O contrario verifica-se nas aberturas por pivô, em que as maiores velocidades se dão junto do tecto. Noutra simulação, o ar da estufa encontrava-se quente e mais húmido que o exterior. Com as portadas de rolo a humidade e a temperatura diminuía em primeiro lugar junto ao solo e posteriormente junto ao tecto. Mais uma vez, verificou-se exactamente o oposto com as aberturas por pivô. A relação entre a troca de calor latente para o sensível durante o processo de desumidificação era maior com as portadas de rolo, o que significa que a circulação de ar originada por estas aberturas é energeticamente melhor para processos de desumidificação (Kittas and Bartzanas, 2007).

Da mesma forma este mesmo autor noutra publicação, efectuou o ensaio mas para controlo de temperaturas internas. Os resultados indicaram que as taxas de ventilação mais elevadas nem sempre são a melhor opção para aumentar a performance dos diferentes tipos de ventilação nas estufas.

Além das combinações de aberturas ensaiadas, foram ainda analisadas uma abertura no tecto e a junção de uma abertura de tecto e outra lateral. O autor conclui que a junção das duas era a ideal contudo em casos em que não existe abertura no tecto, mais uma vez, as de rolos são mais eficientes.

O autor considera que modelos numéricos para simular a performance na ventilação de estufas são podem ser considerados próximos à situação real, sendo que aconselha mesmo o uso dos CFDs para fazer o estudo antecipado do melhor sistema a colocar na estufa (Kittas and Bartzanas, 2007).

Continuando com artigos focados nas formas de climatizar uma estufa, os autores Chou et al. (2004), através de um modelo analítico de uma estufa com base em processos de transferência de calor, determina a performance de uma bomba de calor necessária para aquecer e desumidificar. Este determinou o *Coefficiente de Performance* (COP 3.2.1.1), o *Consumo Específico de Energia*, juntamente com as capacidades necessárias do condensador e evaporador para as condições requeridas previamente.

Deste estudo fica bem explícito que as condições do ar interior são totalmente influenciadas pelas características do ar exterior. Estes chegaram a esta conclusão através das interações e trocas de energia entre os componentes da estufa com os dados exteriores através das infiltrações e ventilações. Este estudo provou, para as condições impostas, que é completamente viável a utilização de uma bomba de calor para climatizar uma estufa (aquecimento, arrefecimento e controlo de humidade).

Outros estudos que têm sido feitos para as estufas passam por analisar como os factores climáticos afectam uma possível instalação da estufa numa região.

Os autores Bartzanas et al. (2004) fizeram o estudo para uma região particular do globo onde as condições climáticas são muito específicas, mais propriamente na região Este do Mar Negro, na Turquia. Esta região está pouco desenvolvida em termos agrícolas e tenta estudar a viabilidade das culturas em estufas.

2. Estado da Arte

Para isso, utilizou dois modelos de estufas e fez o estudo com base na análise dos dados climáticos anuais da zona. Chegaram à conclusão que as culturas têm de ser feitas de Outubro a meio de Abril pois durante estes meses, é possível instalar um equipamento de aquecimento relativamente barato mas nos meses do Verão, nas zonas interiores afastadas da costa mediterrânica, as estufas são deixadas vazias, sem culturas uma vez que o processo de arrefecimento é de elevado custo e as temperaturas nesta zona são muito elevadas. Mais perto da costa conseguem-se manter as temperaturas aceitáveis só com ventilação forçada.

Esta região, para qualquer produção vegetal, exige uma produção em clima controlado, pois os períodos de sol (radiação solar) durante o Inverno estão muito abaixo do necessário para as culturas se desenvolverem, logo torna-se necessário para além do sistema de aquecimento, incluir sistemas de iluminação artificial para garantir a fotossíntese.

Passando a sistemas de Microgeração, não foi encontrada bibliografia referente à utilização destes sistemas em estufas, mas existem já vários estudos para sistemas em habitações, cabendo a esta dissertação fazer a adaptação destes sistemas às estufas.

Um dos autores que estudou um gerador eléctrico movido por um motor de combustão interna para aplicações residenciais foi Onovwiona et al. (2007). Este desenvolveu um modelo paramétrico para ser usado no *design* e avaliações tecno-económicas destes sistemas residenciais que pode ser usado em *softwares* de simulação de edifícios.

É com base nestes estudos que o *software* como o que vai ser utilizado nesta dissertação, se baseia para criar os modelos de geradores e caldeiras de forma se simular qualquer sistema introduzido pelo utilizador, pois este autor para esta simulação inclui sub-modelos de motores de combustão interna e geradores, sistemas de acumulação térmica e eléctrica e componentes secundários como controladores.

O autor por fim define um modelo de Microgeração (figura 2.7) e analisa os parâmetros com base no seu modelo sendo o sistema composto pelo gerador de combustão interna, com um circuito de água quente proveniente do calor gerado por esse gerador, sendo o calor retido num tanque de onde é acumulada água quente para aquecimento ou para fins sanitários.

Para efectuar o estudo, foram definidos dois modos de operação do gerador. No primeiro modo, a prioridade deste é gerar apenas a energia eléctrica suficiente para compensar a necessidade da residência. A energia térmica produzida é usada para aquecer o espaço por ventilação e para aquecimento por convectores chamado DHW (*Direct Hot Water*). Qualquer insuficiência na produção, é assegurada pela rede ou pela caldeira (*backup burner*). No segundo modelo de operação do gerador, este funciona de modo constante, ou seja, mantém-se no ponto em que consome menos combustível que coincide com o ponto máximo de eficiência de geração de electricidade. Neste caso, entra em funcionamento o bloco da bateria pois é gerada mais electricidade que a necessária ao edifício. Deste modo, o gerador apenas funciona no máximo de eficiência de geração de energia eléctrica quando a carga da bateria desce abaixo de um limite pré-estabelecido (25%), ou quando existe uma maior necessidade de energia eléctrica além da gerada pelo gerador.

No que toca à energia térmica vinda do gerador, nos dois modos, caso seja gerado mais calor que o necessário, acumulação térmica é isolada do sistema para evitar sobreaquecimento e o calor é libertado no ambiente.

O *software* utilizado pelo autor para criar o modelo de gerador foi a partir da linguagem de

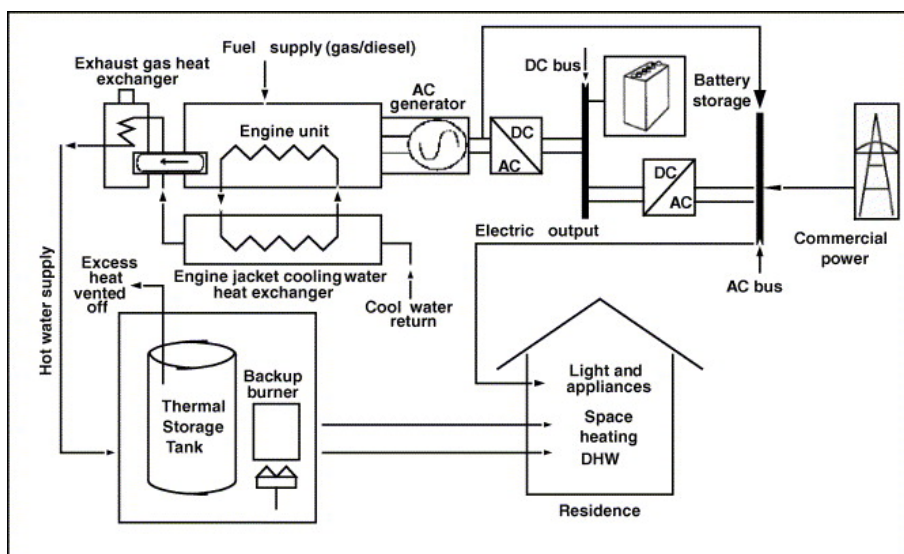


Figura 2.7.: Esquema de um sistema residencial de Cogeração com base num gerador eléctrico com um motor de combustão interna, (Onovwiona et al., 2007).

programação em FORTRAN 77 e o *software* utilizado para simular o sistema num edifício foi o ESP-r. O autor conclui que este modelo é bastante útil para a análise da viabilidade destes sistemas e que este serve como ferramenta de desenvolvimento de optimização das varias variáveis aplicadas ao sistema. Os resultados indicam a importância da selecção do gerador adequado, da capacidade de armazenamento térmico e eléctrico e da importância dos modos de funcionamento do sistema pois este chegou a ter poupanças de 45% em combustível quando usou o modo de funcionamento constante em vez do modo de funcionamento que garante as necessidades eléctricas da habitação.

É com base em desenvolvimentos de sistemas como o deste autor que irá ser desenvolvido o estudo para as estufas utilizando os modelos de geradores já existentes no *software* utilizado.

2.1. Dispositivos Comerciais

Como já foi dito, os dispositivos mais comuns nas estufas são as caldeiras a gás natural. Estas caldeiras à semelhança do que acontece nas habitações, têm um circuito de água quente que circula por convectores onde é libertado o calor. Estas caldeiras fazem a queima continua do gás para manter a temperatura constante dos convectores. Estes dispositivos vão ser analisados mais em pormenor no capítulo 3.1.

Actualmente a Daikin[®] tem uma bomba de calor no mercado accionada por um motor de combustão interna onde já é aplicado o sistema de microcogeração, sendo o calor do motor acrescentado ao calor gerado pela bomba de calor como mostra a figura 2.8.

Este dispositivo têm um rendimento superior em 33% face a uma bomba de calor vulgar (T&T Multieléctrica, 2009).

A Honda[®] também desenvolveu um sistema de Cogeração mas neste caso é um gerador de energia eléctrica com motor a gás natural com aproveitamento do calor produzido pelo

2. Estado da Arte

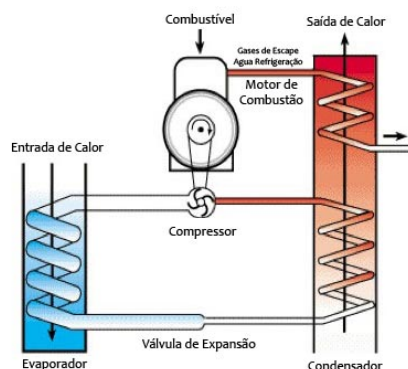


Figura 2.8.: Esquema da Bomba de Calor da Daikin[®] com recuperação de calor do motor no condensador. (T&T Multieléctrica, 2009).

motor chamado MCHP 1.0 (figura 2.9), onde o sistema proposto até inclui uma caldeira adicional de aquecimento de água.

Basicamente o gerador produz energia eléctrica que estará ligada a rede da habitação, à qual o proprietário poderá vender à rede eléctrica como micro-produtor ou simplesmente fornecer à casa recorrendo a rede eléctrica nacional como forma de compensação reduzindo o consumo da mesma.

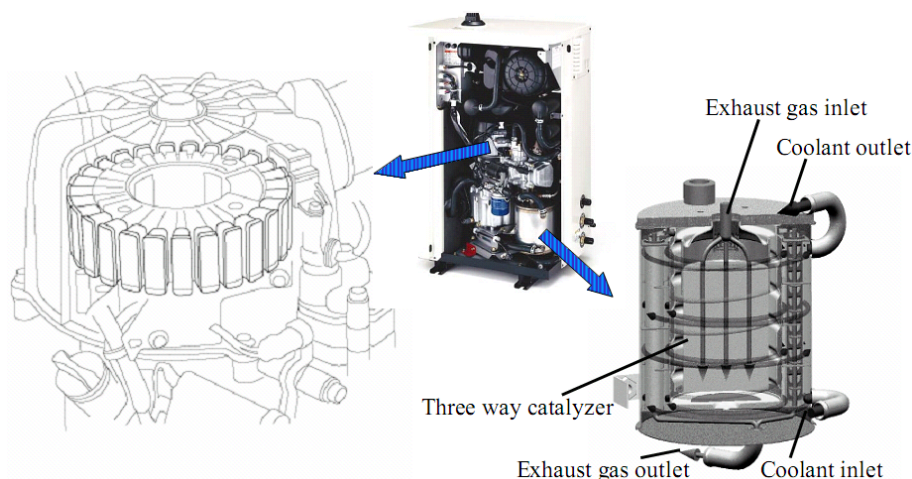


Figura 2.9.: Pormenor do sistema da MCHP 1.0 da Honda[®] e do permutador de calor entre os gases de escape um fluido refrigerante. Os gases de escape vão fornecer calor ao fluido que por sua vez vai ser depositado num acumulador de forma a aquecer águas sanitárias e de aquecimento interior, (Bezilla and Imai, 2003).

O calor produzido pelo gerador a gás natural do aparelho é aproveitado através de um permutador de calor por onde passam gases de escape que aquecem um fluido (que pode ser simplesmente água ou algum tipo de fluido térmico). Este irá posteriormente para uma caldeira também a gás natural. A água proveniente do permutador de calor estará a uma temperatura elevada, o que significa que o consumo da caldeira em gás é reduzido.

2. Estado da Arte

Segundo a Honda[®], as perdas de Energia andam na casa dos 15% tendo como Energia Primária o gás natural. Cerca de 20% é convertido em Energia Eléctrica e os restante 65% são convertidos em Energia Térmica como descreve a figura 2.10.

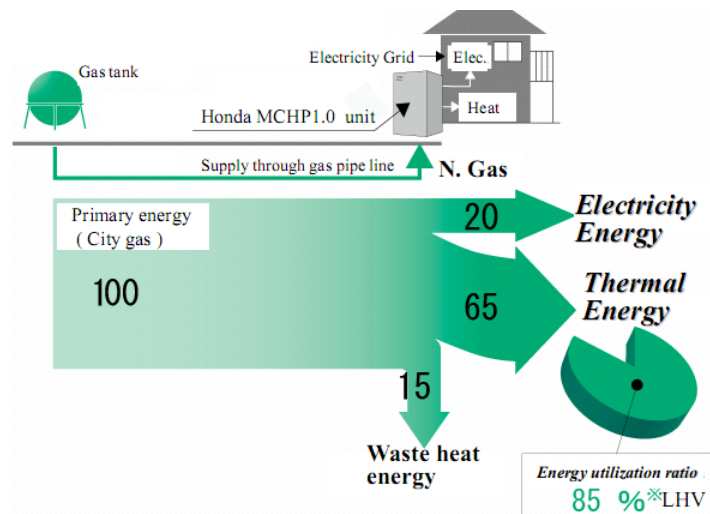


Figura 2.10.: Eficiência Energética com a utilização do MCHP 1.0 da Honda[®]. Segundo o fabricante, este apenas *perde* 15% de Energia proveniente da queima do gás natural urbano no fornecimento energético de uma habitação.

Outro microgerador eléctrico do mesmo género, que vai ser o utilizado na simulação, é o Senertec de 5 kWh da Baxi Technologies (figura 2.11).

Este tem como principais características além dos 5 kW de potência eléctrica máxima produzida, ter 10,4 kWh a 12,5 kWh de potência de térmica de saída, é compacto e permite ligar várias unidades entre si com intervalos de manutenção de 3500 horas de operação contínua. A sua eficiência eléctrica é de 24%, a eficiência térmica é de 55% e a eficiência do combustível é de 79%. Na figura encontra-se um esquema das entradas e saídas do gerador.

A temperatura máxima de saída de água do permutador de calor com os gases de escape é de $83^{\circ}C$ mas a temperatura de entrada no permutador não pode ser acima dos $70^{\circ}C$. O fabricante aconselha a entrada de água por volta dos $60^{\circ}C$ para máxima performance do permutador de calor. No anexo, encontram-se alguns detalhes deste gerador.

Alguns geradores deste tipo já incluem dentro do dispositivo um acumulador de água quente de forma a conservar e acumular o calor produzido.

2. Estado da Arte

Dachs Connection to Grid

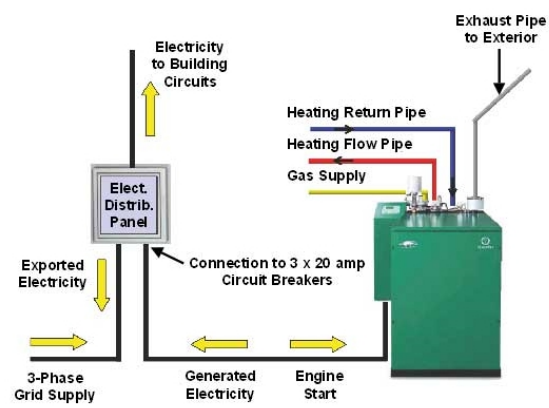


Figura 2.11.: Esquema das ligações do gerador com as entradas e saídas de água quente, entrada de combustível, saída de gases e circuito eléctrico, (Baxi-Senertec).

3. Esquema do Sistema

Este estudo vai basear-se em duas simulações distintas. Primeiro, é necessário simular os gastos energéticos de uma estufa aquecida com uma caldeira de gás natural para efeitos de comparação com a simulação com um sistema de microgeração acoplado a uma bomba de calor (MCHP+BC).

3.1. Caldeira de aquecimento de uma estufa genérica

O aquecimento de estufas geralmente é feito a partir de uma caldeira do tipo industrial a gás natural. Esta está inserida num circuito de água que contém vários convectores que permitem o aquecimento da mesma tal como acontece num sistema numa habitação como mostra a figura 3.1.

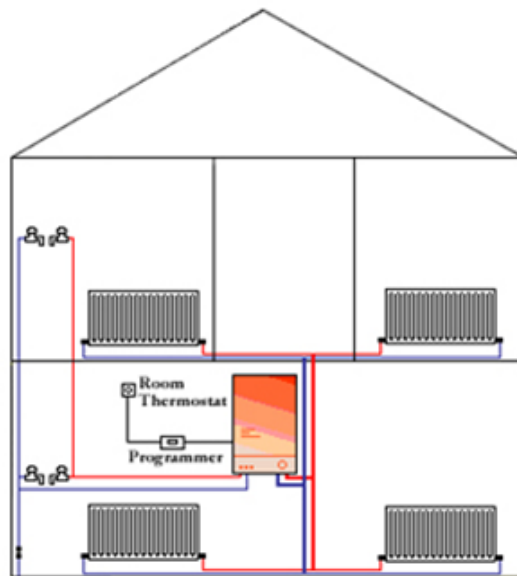


Figura 3.1.: Distribuição dos convectores pela habitação alimentados por uma caldeira controlada.

Para simular o consumo energético na estufa em estudo, foi escolhida uma caldeira da marca Ferroli® como sendo uma marca popular. A referência da mesma é GN1. Figura 3.2. No anexo B, encontram-se as características do aparelho.

3. Esquema do Sistema



Figura 3.2.: Caldeira da Ferrolí GN1 N (Ferrolí, 2008).

Dado o tamanho da estufa em estudo, vamos começar por escolher a caldeira mais fraca em potência de aquecimento que neste modelo vai dos 15kW até 650kW consoante o número de secções. (Ferrolí, 2008).

Na figura 3.3, é mostrada em linhas gerais o sistema de aquecimento com recurso a uma caldeira.

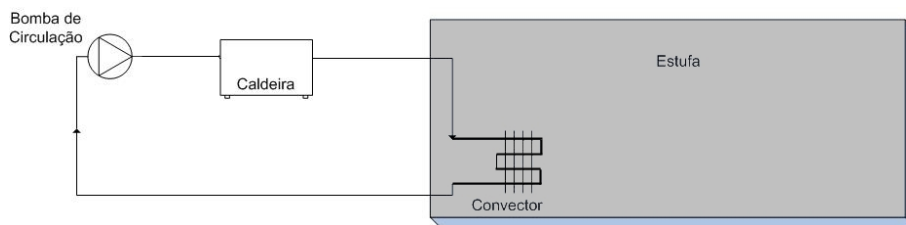


Figura 3.3.: Esquema do sistema clássico de caldeira para aquecimento.

Quanto aos radiadores/conectores são sistemas de alumínio alhetados que libertam o calor da água quente na divisão. Os mais vulgares são os de parede sendo um dos fabricantes a Roca® com a gama Dubal (figura 3.4). Estes dispositivos são adequados para instalações de água quente até 6 bar e instalações de vapor de baixa pressão a 110°C e 0,5 bar além de serem reversíveis.

3. Esquema do Sistema

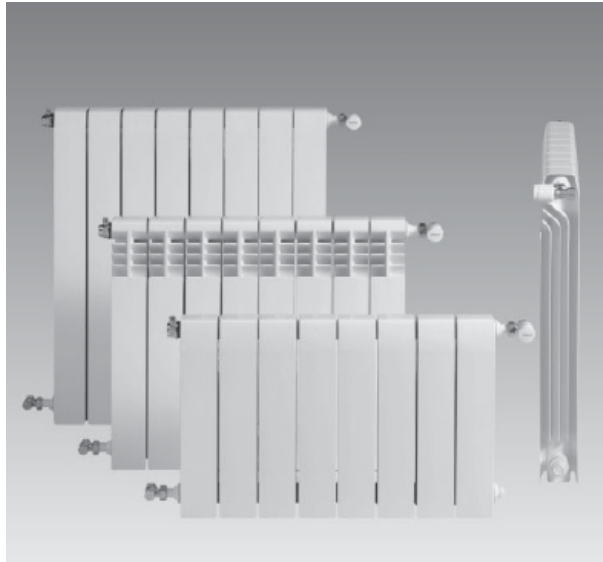


Figura 3.4.: Radiador de alumínio da gama Dubal da Roca®.

3.2. Sistema microgeração acoplado a uma bomba de calor (MCHP+BC)

O sistema que aqui vai ser simulado que é a base desta dissertação, é um ciclo que recorre a diversos componentes. O mais importante, pois é aquele que vai garantir a climatização da estufa, é a bomba de calor (3.2.1). Mas para além deste componente, o sistema integra o gerador eléctrico já descrito em 2.1, o *Senertec* da Baxi Technologies que inclui um permutador de calor e duas bombas de circulação.

O sistema da figura 3.5 é composto por dois ciclos de água. O *software* exige a distinção em duas partes do ciclo: Na parte de fornecimento de calor à água do ciclo (*supply*) e a parte de retirada do calor à água e fornecimento de calor ao espaço ou objecto (*demand*).

O primeiro ciclo, onde passa a água que sai do gerador eléctrico com o nome de *MI-CROCHP SENERTECH5_5kW* é composto também por uma bomba de circulação e um permutador de calor. No segundo ciclo, a água sai do permutador a cerca de $75^{\circ}C$, passa pelos convectores onde é dissipado o calor para o ambiente interior da estufa. A temperatura da água desce até perto dos 55 a $60^{\circ}C$ de forma a manter a temperatura do fluido de arrefecimento do motor dentro dos parâmetros recomendados pelo fabricante. A bomba de calor irá compensar o sistema hidráulico sempre que este não for suficiente para aquecer até à temperatura pretendida na estufa.

O sistema tem dois modos de funcionamento. No primeiro, o gerador irá apenas fornecer a potência eléctrica necessária ao funcionamento da bomba de calor e restantes componentes eléctricos como as bombas de circulação. Este irá sempre tentar colocar a temperatura de saída do fluido de arrefecimento a $75^{\circ}C$ e a partir deste ponto, irá variar potência eléctrica fornecida de forma a compensar os gastos energéticos de todo o sistema eléctrico.

Outro modo de funcionamento passa pela colocação do gerador na sua potência máxima.

3. Esquema do Sistema

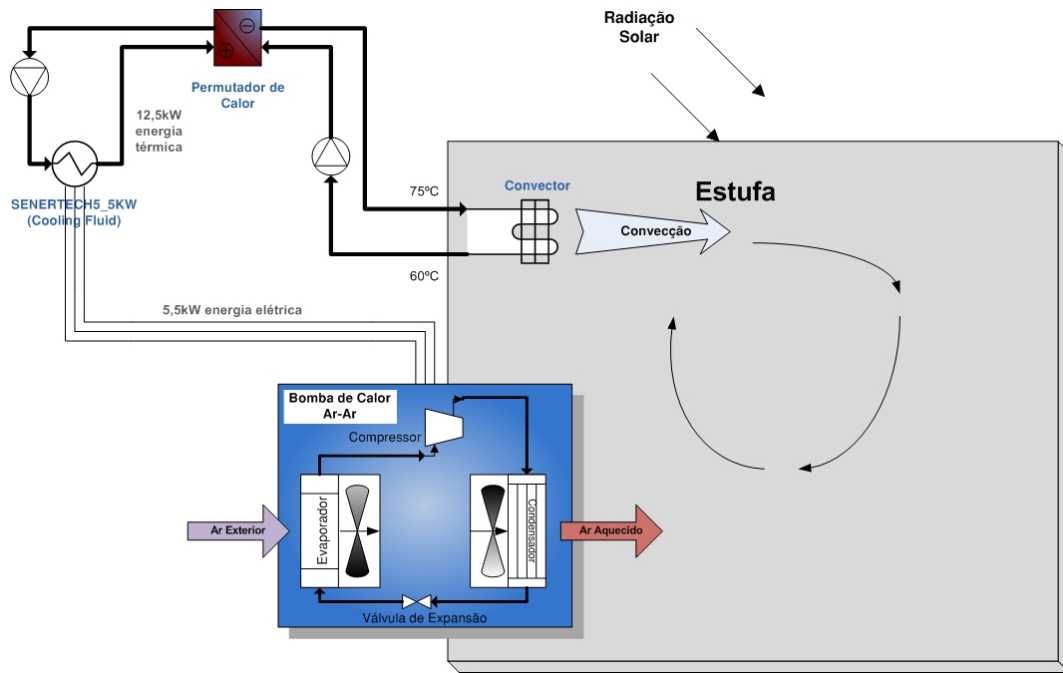


Figura 3.5.: Esquema do sistema de Cogeração a ser simulado.

O consumo de gás irá ser elevado mas tem o benefício de fornecer energia eléctrica em excesso que poderá ser vendida à Rede Eléctrica Nacional à luz dos actuais acordos de micro-produção.

Para se efectuar o calculo do caudal de água do circuito de forma a que a temperatura desça dos 75 para os 60°C, recorre-se à seguinte formula:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{entrada} - T_{saída}) \text{ [kW]} \quad (3.1)$$

$$\Leftrightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot (T_{entrada} - T_{saída})} \text{ [kg/s]} \quad (3.2)$$

Uma vez que o *software* utiliza caudais volúmico, é preciso fazer a conversão dividindo pela massa volúmica do fluido ρ [kg/m³].

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho} \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (3.3)$$

em que \dot{Q} representa a *taxa média de remoção do calor* em kW, \dot{m} o caudal mássico em kg/s, c_p é o calor específico do fluido, $T_{entrada}$ e $T_{saída}$ em Kelvin são as temperaturas à entrada do circuito de troca de calor e à saída do mesmo.

3.2.1. A Bomba de Calor

Uma bomba de calor, denominada em inglês por *Heat Pump*, esquematizada na figura 3.6, extrai calor do ambiente e aumenta a sua temperatura para finalidades de aquecimento. As eficiências da bomba de calor são indicadas normalmente como o coeficiente do desempenho do sistema, estas estão tipicamente na escala 3 a 5. Isto significa que extrair o calor de fontes renováveis requer apenas 1 kW de energia eléctrica a fim gerar 3 kW a 5 kW da saída para aquecimento. Os sistemas de bomba do calor são consequentemente 3 a 5 vezes mais eficientes do que caldeiras de combustível fóssil e são mais do que capazes de aquecer um determinado espaço completamente mesmo durante as temperaturas mais baixas do Inverno. A popularidade crescente destes sistemas de aquecimento é reflectida pela sua utilização bem sucedida nos climas frios da Escandinávia, (T&T Multieléctrica, 2009).

A fonte de energia térmica mais comum é o ar atmosférico (sistema ar-ar) embora a água e o solo também sejam utilizados. Tanto a capacidade como o rendimento de uma bomba de calor decrescem consideravelmente a baixas temperaturas, portanto, a maioria dos sistemas a ar necessita de um aquecimento suplementar de apoio como por exemplo resistências eléctricas e caldeiras a gás ou gasóleo. Como as temperaturas da água e do solo praticamente não variam, pode não ser necessário aquecimento suplementar nos sistemas com estas fontes. No entanto, uma Bomba de Calor deve ser projectada e seleccionada de modo a cumprir as necessidades máximas.

As bombas de calor e os aparelhos de ar condicionado têm os mesmos componentes mecânicos, logo, não é económico possuir dois sistemas separados para realizar o aquecimento e o arrefecimento de um edifício sendo que um sistema pode ser utilizado como bomba de calor no Inverno e como aparelho de ar condicionado no Verão. Isto é obtido pela incorporação de uma válvula de inversão no ciclo, o qual irá ser descrito mais a frente. Estas são as mais indicadas em zonas que apresentam uma carga térmica de arrefecimento pequena durante o verão e uma carga de aquecimento relativamente grande durante o Inverno, (Çengel and Boles, 2001).

3.2.1.1. Coeficiente de Desempenho

A medida de desempenho de uma bomba de calor pode também ser expressa em termo de Coeficiente de Desempenho COP_{BC} (Coefficient of Performance) definido na equação 3.4.

$$COP_{BC} = \frac{\text{DebitoDesejado}}{\text{FornecimentoDesejado}} = \frac{Q_Q}{W_{adm}} \quad (3.4)$$

Que também pode ser expresso como:

$$COP_{BC} = \frac{Q_Q}{Q_Q - Q_F} = \frac{1}{1 - \frac{Q_F}{Q_Q}} \quad (3.5)$$

3. Esquema do Sistema

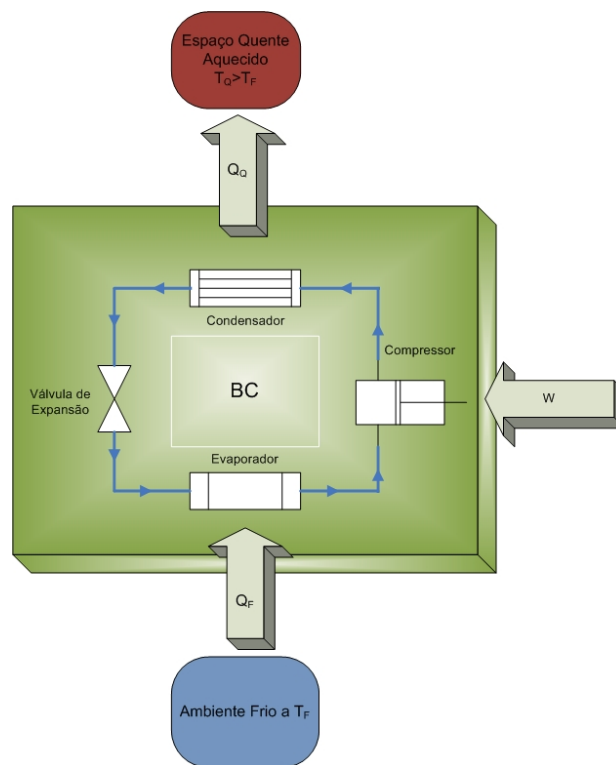


Figura 3.6.: O objectivo da bomba de calor (BC) é fornecer calor Q_Q para o espaço mais quente. O trabalho fornecido ao compressor é utilizado para extrair energia do exterior frio Q_F a uma temperatura T_F e transportá-lo para o interior a uma temperatura T_R superior.

A maior parte das bombas de calor utiliza o ar exterior como fonte de calor durante o Inverno, sendo identificadas como bombas de calor ar-ar. O COP destas aproxima-se de 3,0 nas condições de projecto não sendo adequadas para climas frios, visto que o seu rendimento desce consideravelmente quando a temperatura é inferior ao ponto de congelamento. Nestes casos, podem-se utilizar bombas de calor geotérmicas que fazem uso do subsolo como fonte de calor.

O maior problema dos sistemas a ar é a acumulação de gelo que ocorre em climas húmidos quando a temperatura desce abaixo de 2°C . A acumulação de gelo na serpentina do evaporador é altamente indesejável, visto que afecta seriamente a transferência de calor. Contudo as serpentinas podem ser limpas pela inversão do ciclo da bomba (funcionando como aparelho de ar condicionado) embora isto resulte numa redução do rendimento do sistema. (Çengel, Yanus A., Boles, Michael A., 2001).

3.2.1.2. Ciclo Termodinâmico da Bomba de Calor

O ciclo teórico de funcionamento de uma bomba de calor, chama-se ciclo frigorífico ideal por compressão de vapor. Uma máquina frigorífica ou uma bomba da calor pode funcionar segundo este ciclo.

3. Esquema do Sistema

Pela figura 3.7 onde está representado um ciclo ideal, vemos que o fluido de refrigeração absorve o calor Q_F isotermicamente da fonte fria a T_F , é comprimido isentropicamente (a temperatura eleva-se para T_Q), rejeita o calor Q_Q isotermicamente para a fonte quente a T_Q e expande-se adiabaticamente (é isentálpico e a temperatura desce para T_F). O fluido muda do estado de vapor saturado para o de líquido saturado no condensador.

O ciclo real difere do ideal por uma série de factores, entre os quais a bomba não ser isentrópica, existe ainda um subarrefecimento no condensador, sobreaquecimento no evaporador e também perdas (ou ganhos) de calor na válvula de expansão.

Na figura 3.8, é mostrado um diagrama mais pormenorizado dos componentes de uma bomba de calor ar-água. Este tipo de bomba também poderá ser utilizado no sistema em estudo aquecendo água para um circuito convencional com convectores em lugar do sistema de ar. Na figura, são visíveis os componentes apresentados em 3.2.1, ou seja, o circuito de vapor.

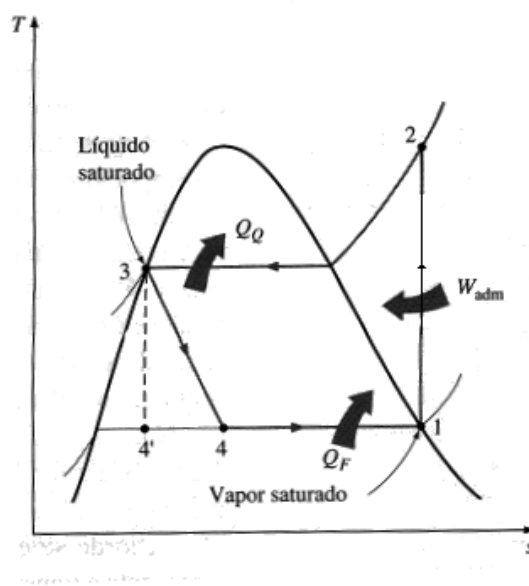


Figura 3.7.: Diagrama T-S de um ciclo (ideal) de Carnot Inverso por compressão de vapor.

O fluido frigorigénio do circuito interior da bomba é comprimido pelo compressor accionado por um motor eléctrico. Ao ser comprimido, este aquece e liberta o calor num circuito de água ou no caso de uma bomba ar-ar, o calor é libertado num fluxo de ar originado por um ventilador e é injectado na zona a climatizar. O fluido depois de libertar o calor para a água, arrefece (condensa-se até ao estado de líquido saturado) e passa por uma válvula de expansão onde perde pressão e consequentemente arrefece abaixo da temperatura exterior. Em seguida passa pelo evaporador onde absorve calor do exterior ou de uma fonte quente como no caso de uma bomba de calor geotérmica, onde o calor pode vir do subsolo.

Quanto mais alta for a temperatura na qual o evaporador conseguir absorver calor, menos esforço necessitará o compressor para colocar o fluido na temperatura pretendida que no caso da figura 3.8 são $80^{\circ}C$.

3. Esquema do Sistema

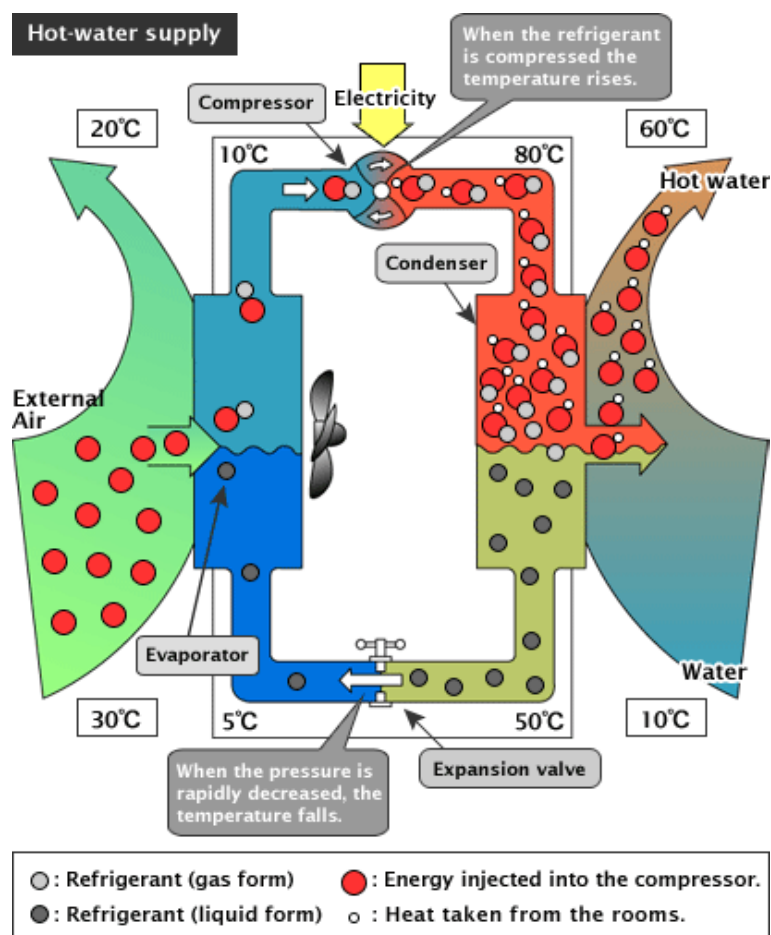


Figura 3.8.: Pormenor dos constituintes de uma bomba de calor ar-água e o seu funcionamento, (Energy Bible, 2009).

3.2.1.3. Características da Bomba de Calor utilizada no estudo

A bomba de calor utilizada no sistema em estudo é uma bomba de calor ar-ar, ou seja, retira energia do ambiente exterior e aquece o interior da estufa através de ventilação forçada. A título de exemplo de alguns modelos no mercado, a AERMEC® dispõe de um modelo (DXE) com capacidade de aquecimento de 7,8 a 30 kW, (AERMEC, 2009).

Existem vários modelos dentro da referência DXE, que vão dos 7,9; 10,7; 14,5; 18,10 e 33 kW de potência térmica de aquecimento com um COP de 3,14. Todos os modelos utilizam como fluido frigorigénio o R410A.

Analisando o modelo mais potente, o DXE 30E (condensador) e DXE 30CT (evaporador), este conjunto têm uma capacidade de aquecimento de 33 kW e absorve 10,5kW de potência eléctrica. Além do mais pode arrefecer com uma potência de 30kW absorvendo 12,5kW de potência eléctrica sendo o COP neste caso de 2,4. É recorrente que o COP de aquecimento seja superior ao de arrefecimento pelo simples facto de que do calor gerado pelo funcionamento do compressor ser adicionado ao calor gerado pela bomba logo a eficiência deste processo de produção de calor pela bomba aumenta. Pode-se considerar um processo

3. Esquema do Sistema

de cogeração.

As características da bomba encontram-se no anexo C.

DXE Heat pumps with two air condensate section
Ductable installation with power from 7.8 to 30 kW

R410A



Figura 3.9.: Diversos componentes da bomba de calor ar-ar da AERMEC®.

4. A Estufa

A estufa em estudo será bastante simples pois trata-se de simular um conceito (microcogeração acoplada a uma bomba de calor) e não será para implementar na prática o que envolve mais algumas variáveis como o material da estrutura, fundações, isolamento etc. As dimensões adoptadas são 25m de comprimento por 8m de largura com uma altura de parede de 3m e 4m no ponto mais alto do telhado.

O material com que estas são cobertas geralmente é o polietileno térmico que irá ser descrito a seguir.

4.1. Características do Polietileno Térmico

Este material tem como principal propriedade o facto de a transparência à radiação solar estar na faixa dos 80%. Isto quer dizer que dentro das estufas temos 20% menos luz que no exterior.

A espessura do plástico tem pouca influência na transparência do polietileno, na ordem de 1 a 2% para espessuras entre 100 e 200 micrón. A opacidade do polietileno às radiações nocturnas implica consiste em não deixar passar pelo material durante a noite o calor, na faixa do infravermelho, emitido pelas plantas, pelo solo e pela estrutura da estufa. Além destas propriedades é necessário dar ao filme de polietileno protecção contra raios UV. Caso contrario podem originar-se as queimaduras, a foto-degradação e o foto-envelhecimento das plantas.

Os absorvedores de radiação ultravioleta (aditivos) que são adicionados ao plástico têm uma durabilidade estimada em 18 meses e a irradiação ultravioleta que atinge a terra (rés do chão), cerca de 5% consiste de ultravioleta nível B (UVB - 400 – 320 nm, também chamada de *luz negra* ou onda longa) e os restantes 95% são da ultravioleta nível A (UVA - 320–280 nm, também chamada de onda média). Um polietileno sem protecção à radiação solar, principalmente a ultravioleta (UV), não resistiria mais de 90 dias à exposição solar. Os aditivos anti-UV mais modernos e comumente utilizados para a protecção de filmes agrícolas para estufas e túneis contra a foto degradação é actualmente o HALS (*Hindered Amine Stabilizers*), sendo este um foto estabilizador do tipo amina (derivado do amoníaco).

Os estabilizadores de luz HALS pertencem a uma classe de substâncias quimicamente reactivas que bloqueiam os radicais livres criados pela degradação da ligação dupla do carbono, que é a matriz do polímero, provocada e desencadeada pela acção nociva dos raios ultravioleta.

Um dos filmes de polietileno no mercado para utilização na cobertura de estufas é o Trifilme[®] comercializado pela Plastisul. São filmes aditivados com Anti-UV e por isso duram mais uma vez que estabilizam a acção da radiação solar e evitam seu envelhecimento precoce.

4. A Estufa

O Trifilme[®] é fabricado por co-extrusão (três camadas), conferindo ao material qualidade e resistência superiores. Por este processo são produzidos o Trifilme Leitoso, Difusor de luz, Térmico, Anti-gotejo, Anti-estático e Foto-selectivo. (Plastisul, 2009).

4.2. Exigências da Climatização de uma Estufa

O conceito de climatização de uma estufa relaciona-se com a criação de um clima no interior da estufa adequado ao crescimento das plantas independentemente o clima exterior.

Dentro da estufa é preciso fazer com que os factores que intervenham no desenvolvimento dos vegetais sejam os mais adequados. A Climatização regula a concentração do anidrido carbónico CO_2 , o oxigénio, a temperatura, a humidade, a luminosidade, além de outros factores muito relacionados entre si e que precisam estar presentes de forma equilibrada. Na Península Ibérica deparamo-nos geralmente com condições favoráveis durante o Inverno, mas no Verão a climatização é mais complexa. É bastante mais difícil arrefecer uma estufa no Verão do que aquece-la no Inverno. Para tal, existem várias técnicas para estabelecer o clima desejado sendo que as variáveis mais importantes para estabelecer a climatização de uma estufa são a temperatura e a humidade. Estas variam consoante o tipo de produto cultivado.

4.3. Temperaturas óptimas

A temperatura actua sobre as funções vitais dos vegetais. Temperaturas abaixo de zero 0^0C e acima de 70^0C devem ser totalmente evitadas devido ao risco de entorpecer ou mesmo matar as plantas ou vegetais. As temperaturas óptimas para cada vegetal são indicadas na tabela 4.1.

4.4. Humidade interior

Este é um factor de extrema importância dado que este influencia o crescimento, a transpiração, a fecundação das flores e possíveis propagações de doenças se a humidade for excessiva. Na tabela 4.2, são mencionados os valores adequados a cada tipo de cultivo.

É necessário ter em conta que uma humidade excessiva dificulta a evaporação, e se esta for escassa, a transpiração aumenta dificultando a fotossíntese. A humidade com a mesma quantidade de água no ambiente, varia com a temperatura pelo que devem ser controlados ambos os parâmetros para oferecer as melhores condições. Uma humidade excessiva pode ser corrigida com ventilação, elevando a temperatura e evitando solos húmidos. E ao contrário, se for escassa, é preciso aumentá-la com rega, nebulização de água ou superfícies impregnadas.

4.5. A Componente da Radiação Solar

A Radiação, segundo Çengel and Boles (2001), é definida como a *“Energia emitida pela matéria, sob a forma de ondas electromagnéticas (fotões), devido a alterações na configu-*

4. A Estufa

Tabela 4.1.: Temperaturas óptimas para vários legumes cultivados em estufas (Soler & Palau, 2009).

Produtos	Temp. Óptimas [°C]	Temp. Mínimas
Alface	14 ⁰ – 18 ⁰	10 ⁰
Espinafres	15 ⁰ – 18 ⁰	-2 ⁰
Ervilhas	16 ⁰ – 20 ⁰	3 ⁰
Acelgas	18 ⁰ – 22 ⁰	-4 ⁰
Aipo	18 ⁰ – 25 ⁰	5 ⁰
Feijões	18 ⁰ – 30 ⁰	8 ⁰
Tomates	20 ⁰ – 24 ⁰	7 ⁰
Pimentos	20 ⁰ – 25 ⁰	8 ⁰
Pepinos	20 ⁰ – 25 ⁰	10 ⁰
Beringela	22 ⁰ – 27 ⁰	9 ⁰
Melancias	23 ⁰ – 28 ⁰	10 ⁰
Melão	25 ⁰ – 30 ⁰	9 ⁰
Aboboras	25 ⁰ – 35 ⁰	8 ⁰

rações electrónicas de átomos ou moléculas”. Logo, este tipo de energia, não necessita de um meio material de suporte, mesmo em vácuo e esta propaga-se à velocidade da luz que no vazio têm o valor de $c_0 = 2,998 \times 10^8 \text{ m/s}$.

Entre outros tipos de radiação existentes como os raios X ou raios gama ou mesmo as micro-ondas, o tipo de radiação em estudo para o caso específico de uma estufa é a Radiação Térmica, que é emitida por qualquer corpo desde que este se encontre acima do zero absoluto. Qualquer corpo sólido, líquido ou mesmo gasoso emite, absorve ou transmite radiação. Mas, esta é considerada como um “*fenómeno de superfície*” no caso dos sólidos opacos como os metais, madeiras ou pedras dado que a radiação emitida pelo interior destes corpos não consegue atingir a superfície.

Se considerarmos a energia electromagnética emitida pelo Sol, esta energia é de grande espectro, mas aceita-se que 99% desta que atinge a Terra tem comprimentos de onda entre $0,15 \mu\text{m}$ e $4,0 \mu\text{m}$. Desta radiação, 45% encontra-se no espectro do visível, 46% encontra-se no infravermelho e 9% no ultravioleta.

Como já foi dito, qualquer corpo emite energia radiante cujas características dependem da temperatura absoluta. A título de exemplo, se um corpo for aquecido a perto de 800 Kelvins (527°C), a emissão da energia radiante proveniente do corpo entra da banda do visível, logo este fica incandescente e conseqüentemente, visível aos nossos olhos, (Silva, 2005).

4. A Estufa

Tabela 4.2.: Percentagens de humidade relativa aconselháveis para cada legume.(Soler & Palau, 2009).

Produto	Humidade relativa %
Tomate e Pimentos	50-60
Beringela	50-60
Melão e Acelga	60-70
Feijões	60-75
Alface	60-80
Melancia	65-75
Ervilhas	65-75
Abóboras e Aipo	65-80
Morangos	70-80
Pepino	70-90

4.5.1. Lei de Stefan-Boltzmann

A lei de *Stefan-Boltzmann*, define a taxa máxima de radiação que pode ser emitida da superfície de um corpo a uma temperatura absoluta T_S .

$$\dot{Q}_{emite,max} = \sigma AT_S^4 [W] \quad (4.1)$$

em que A é a área da superfície e $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W$, representa a *constante de Stefan-Boltzmann*.

Por outro lado, dá-se o nome de corpo negro a uma superfície ideal que emite o máximo de radiação. A radiação emitida por qualquer superfície real é sempre inferior à emitida por um corpo negro à mesma temperatura, sendo a taxa de radiação dessas superfícies reais dada pela expressão 4.2.

$$\dot{Q}_{emite,max} = \varepsilon \sigma AT_S^4 [W] \quad (4.2)$$

em que ε é a emissividade da superfície, sendo uma propriedade que varia entre $0 \leq \varepsilon \leq 1$ e representa a comparação de uma superfície com um corpo negro, sendo a superfície ideal correspondente $\varepsilon = 1$. Os valores de emissividade em várias superfícies diferentes estão tabelados em bibliografia da área da transmissão de calor como por exemplo no livro de Frank P. Incropera and Lavine (2006).

Num caso particular de se ter uma superfície completamente envolta por outra superfície a temperatura diferente, o balanço de energia transferida por radiação por unidade de tempo entre as superfícies resulta na expressão 4.3:

4. A Estufa

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon\sigma A (T_S^4 - T_{viz}^4) [W] \quad (4.3)$$

Nesta expressão, além da temperatura absoluta do corpo, entra a temperatura da superfície na vizinhança como se pode ver na figura 4.1. Nesta figura, a superfície horizontal encontra-se a uma temperatura superior à superfície vizinha T_{viz} , e vai existir uma transferência de calor por radiação entre a superfície horizontal e a superfície vizinha ($q_{sup-viz}$), (Silva, 2005).

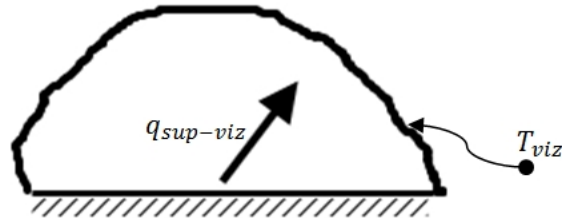


Figura 4.1.: Transferência de calor por radiação entre superfícies.

4.5.2. Comportamento de materiais opacos face à radiação solar

Quando a energia radiante ou radiação incide sobre um corpo opaco ela é absorvida e refletida, como pode-se observar na figura 4.2.

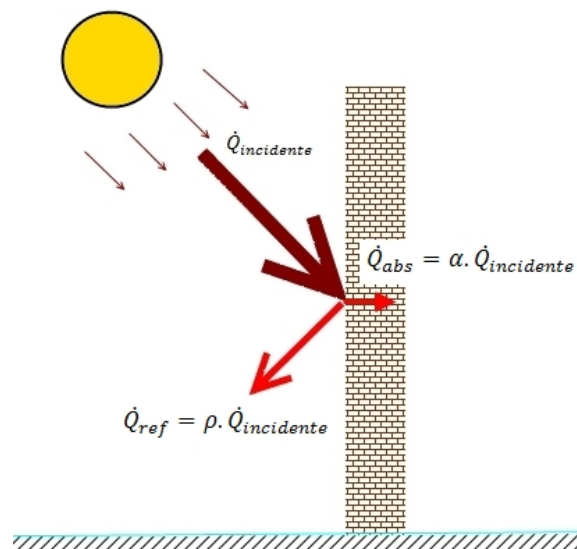


Figura 4.2.: Radiação Solar em Superfícies Opacas.

A equação 4.4 que apenas é válida para superfícies opacas, representa o balanço térmico da figura 4.2.

4. A Estufa

$$\alpha \cdot \dot{Q}_{\text{incidente}} + \rho \cdot \dot{Q}_{\text{incidente}} = \dot{Q}_{\text{incidente}} \Rightarrow \alpha + \rho = 1 \quad (4.4)$$

Nesta equação o $\dot{Q}_{\text{incidente}}$ é a radiação total na superfície (W/m^2), α é a absorcividade solar (em função da cor), \dot{Q}_{abs} é a taxa de radiação absorvida pelo corpo (W/m^2), ρ é a reflectividade e \dot{Q}_{ref} é a taxa de radiação reflectida também em (W/m^2).

A energia radiante absorvida transforma-se em energia térmica ou calor, a refletida não sofre modificação alguma.

A absorcividade α , é dada pela relação entre a energia incidente e a absorvida pela superfície. Tal como a emissividade, o seu valor varia entre $0 \leq \alpha \leq 1$ e um considera-se que um corpo negro absorve toda a radiação incidente sendo então um perfeito absorvedor ($\alpha = 1$) e emissor, Çengel and Boles (2001).

Se a absorção for superior à emissão, a superfície *ganha* energia, caso contrário, se a emissão for superior à absorção, a superfície *perde* energia.

A reflectividade ρ , é o resultado da subtração da absorcividade pela unidade ou seja, $\rho = 1 - \alpha$. Um objecto totalmente reflector é aquele em que $\alpha = 0$, logo $\rho = 1$. Não absorve energia, apenas a reflecte.

No entanto, quando uma superfície não é totalmente opaca, existe alguma energia radiante que atravessa a superfície, ou seja, é transmitida. Nesse caso, aparece um novo factor, a transmissividade τ . Logo, a equação 4.4 ganha um novo elemento, ficando sob a forma da expressão 4.5:

$$1 = \rho + \alpha + \tau \quad (4.5)$$

Estas grandezas não têm unidade e compreendem-se entre 0 e 1. No caso de um transmissor perfeito, verifica-se que $\alpha = 0$ e $\rho = 0$, logo $\tau = 1$.

No caso das estufas, como estas estão cobertas com um material semi-transparente como o Polietileno Térmico descrito em 4.1, em que a transparência à irradiação solar está na faixa dos 80%. É possível afirmar-se que a transmissividade deste material é $\tau = 0,8$ e que $\alpha + \rho = 0,2$.

4.6. Perdas de Calor das Estufas

Qualquer sistema de aquecimento de uma estufa é influenciado pelas condições climatéricas exteriores.

Como pode ser visto na figura 4.3, existem várias formas de perda de calor, mas também, podem haver ganhos se as condições climatéricas exteriores o potenciarem. Estes factores tornam bastante difícil o controlo da temperatura interior.

Ao introduzir uma Bomba de Calor que permite além de controlar a temperatura de forma automática e mais eficientemente, esta consegue controlar também a humidade interior desde que funcione em regime de arrefecimento. Assim, os dois parâmetros mais importantes da climatização da estufa, são controlados por um só dispositivo.

4. A Estufa

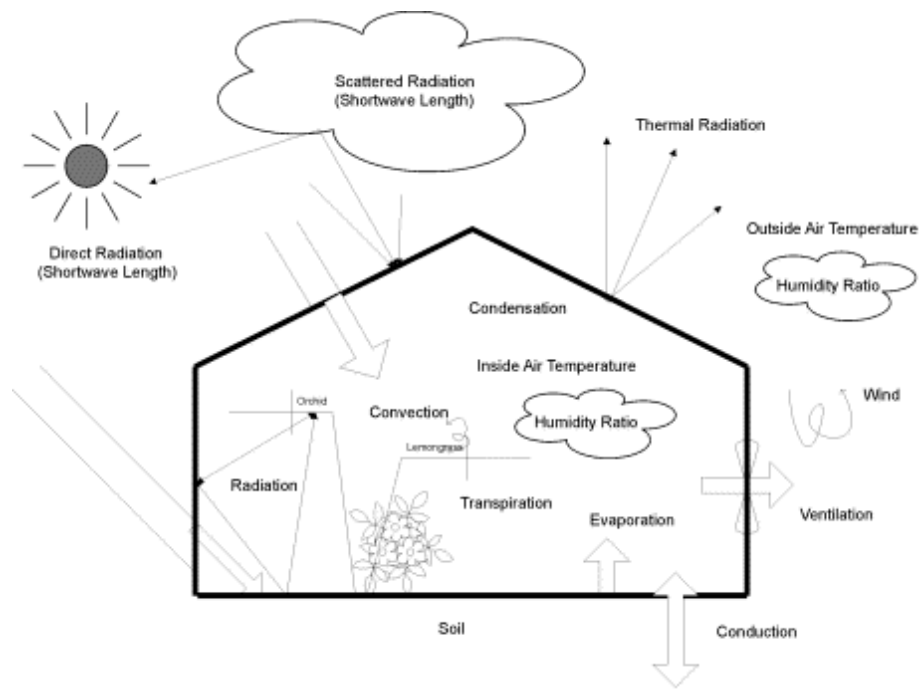


Figura 4.3.: Trocas de calor numa estufa resultantes da radiação solar, ventilação interior, condensação, transpiração das plantas, evaporação, condução e convecção (Chou et al., 2004).

Analisando a figura 4.3, o exterior de uma estufa está sujeita a variações de temperatura constantes, à humidade característica da zona onde se encontra, ao vento que influencia a temperatura da superfície e como já foi analisado, à radiação solar que pode variar consoante o clima e a latitude.

No interior o aquecimento do ar pela radiação solar provoca convecção do mesmo que por sua vez está também sob a influencia da condução de calor transmitida pelo solo. A humidade interior também tem um papel fundamental pois cada planta tem valores óptimos de desenvolvimento quando submetida à humidade correctas do ar e da terra onde a mesma está plantada mas estas influenciam a humidade interior através da transpiração das mesmas e da formação de condensação no tecto da estufa.

4.7. Requisitos para o aquecimento de uma estufa

O dimensionamento do sistema de aquecimento da estufa passa pelo cálculo da perda de calor da mesma quando exposta a condições climatéricas extremas. Este cálculo é essencial para a escolha dos componentes de aquecimento da estufa.

Segundo o Canada Plan Service, a perda de calor de uma estufa é dada pela equação 4.6:

$$Q_{perdido} = \left[\frac{A_1}{R_1} + \frac{A_2}{R_2} + \dots \right] (T_i - T_0) (fw) (fc) (fs) \quad (4.6)$$

4. A Estufa

Onde:

$Q_{perdido}$ - Calor perdido global em Watts. Com este valor, é possível determinar o tamanho mínimo de uma caldeira ou aquecedor necessário para manter a temperatura desejada.

A_1, A_2 - Área da superfície dos componentes da estufa em m^2 . São as áreas das paredes, fundações, tecto etc.

R_1, R_2 - Resistência Térmica de cada componente em $m^2 \cdot ^\circ C / W$. Os valores para cada material estão dispostos na tabela D.1 em anexo.

T_i - Temperatura interior em $^\circ C$. É a temperatura mais baixa do ar interior consistente com a temperatura mínima requerida para o crescimento dos vegetais ou plantas.

T_o - Temperatura exterior em $^\circ C$. Tanto pode ser a mais baixa esperada da localidade como a temperatura média de inverno.

f_w - Velocidade do vento ou factor de exposição em km/h . A equação da perda de calor é idealizada para uma velocidade de vento de $25 km/h$. Este factor aumenta 5% por cada $10 km/h$ em que se espera que eventualmente o vento ultrapasse os $25 km/h$ durante os períodos mais frios. Os valores, encontram-se na tabela D.2 em anexo.

f_c - Tipo de Construção ou Factor de Qualidade. Este factor, ajusta a perda de calor através do tipo, espessura e qualidade de construção. Ele interliga o tipo de construção com a entrada de ar da mesma. Valores na tabela D.3 em anexo

f_s - Factor de Sistema. Este factor está relacionado com o tipo de sistema de aquecimento e controlo do mesmo. Os valores encontram-se na tabela D.4 em anexo.

4.8. Sistemas de Ventilação

A ventilação numa estufa consiste em substituir o ar quente interior por uma massa de ar a uma temperatura inferior proveniente do exterior. Desta forma podem ser evacuados grande parte dos ganhos de calor baixando a temperatura e, ao mesmo tempo, modificar a humidade e a concentração de gases.

Podem ser adoptados dois sistemas de ventilação: Ventilação Natural e Ventilação Mecânica. O sistema de ventilação deve ser escolhido conforme o tipo de cultivo e as características do edifício.

4.8.1. Ventilação Natural

Este tipo de ventilação baseia-se no princípio, segundo o qual o ar quente ascende devido à menor densidade. Desta forma, criam-se entradas de ar junto à base da estufa e também no tecto como demonstra a figura 4.4. Desta forma estabelece-se uma corrente de ar exterior mais frio que entra pela base, mistura-se com o ar interior e este sai pela abertura na parte superior.

O montante da ventilação obtida por este sistema depende do diferencial de temperatura interior-exterior, da intensidade e direcção do vento e da construção da estufa.

Existem outros factores que influenciam a eficiência deste sistema, como o tipo de abertura lateral. Este processo foi resumidamente descrito no estado da arte, sendo o estudo dos autores Kittas and Bartzanas (2007).

4. A Estufa

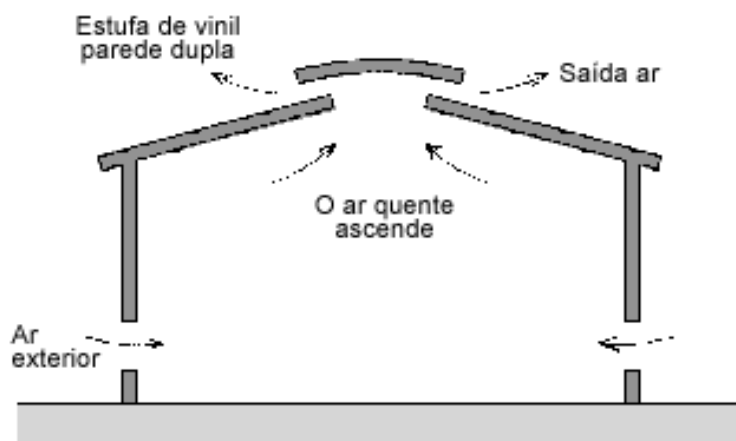


Figura 4.4.: Sistema de ventilação natural, (Soler & Palau, 2009).

Segundo as fichas técnicas da Soler & Palau (2009), a ventilação natural exige grandes aberturas, de 15% a 25% da superfície coberta e é necessário adoptar aberturas centrais ou laterais ou a combinação de ambas. Para obter uma boa distribuição do ar, estas devem abranger toda a longitude da instalação e, para épocas frias ou para poder regular a humidade, é necessário poder fechar de forma progressiva, parcial ou total estas aberturas. Este procedimento pode ser manual ou automático. Em mudanças bruscas do clima é preciso reagir com rapidez e a qualquer momento, por isso se o sistema for automático, deverá estar equipado com sensores de chuva e vento para actuar.

Contudo, com este tipo de ventilação é difícil conhecer que renovação de ar se pode obter uma vez que é impossível regular a velocidade de incidência do ar sobre as plantas. Além do mais, o processo está muito condicionado pelas condições meteorológicas e em caso de estufas aquecidas torna-se difícil conservar a energia. O defeituoso isolamento das janelas quando fechadas ou do excessivo comprimento das chaminés centrais tornam ainda mais difícil esta tarefa, especialmente quando as instalações envelhecerem ao fim de um longo tempo de uso.

Como se verá no capítulo 6.1, irão ser definidas percentagens das aberturas laterais de acordo com a estação do ano para manter durante o dia temperaturas amenas dentro da estufa a simular.

4.8.2. Ventilação Mecânica

A ventilação mecânica consiste em renovar o ar com a instalação de ventiladores electromecânicos colocados na cobertura ou na parte lateral alta da instalação, dependendo do comprimento da mesma. As entradas de ar exterior dispõem-se pela parte baixa da parede oposta à dos ventiladores (figura 4.5 (b)) ou por ambas, se a descarga for central, figura 4.5 (a).

Designa-se como "simples" o facto de circular ar do exterior com a sua temperatura e

4. A Estufa

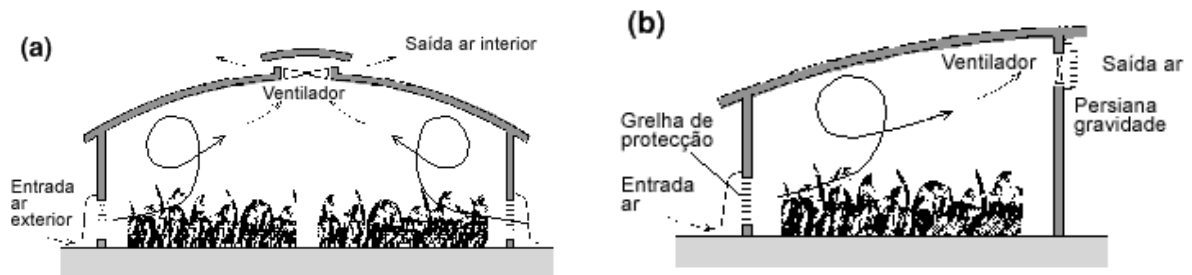


Figura 4.5.: Tipos de ventilação mecânica: (a) Ventilação mecânica simples para instalações compridas; (b) Ventilação mecânica simples para instalações estreitas.

humidade e descarregá-lo, depois de se misturar com o ar interior, evacuando humidade, gases e carga de calor para o exterior. É lógico que a temperatura mínima interior que podemos esperar com este sistema seja a mais próxima possível à do ar exterior.

Os ventiladores regulados electronicamente são distribuídos ao longo da instalação, na cobertura ou numa parte lateral, distanciados entre 7 e 10 metros uns dos outros. No caso de ventiladores laterais é preciso colocar persianas de gravidade para evitar correntes contrárias quando os aparelhos estiverem parados.

Existem ainda alguns procedimentos de segurança como proteger as entradas de ar para o exterior com grades anti-pássaros ou roedores e no interior são colocados deflectores no caso de o ar incida directamente sobre as plantas próximas, Soler & Palau (2009).

5. Análise Computacional

A análise realizada nesta dissertação, baseia-se em simulações realizadas através de um programa de análise de fluxos de energia com recurso a modelos de equipamento de aquecimento, arrefecimento, iluminação ou circuitos de água num edifício.

Este é baseado em programas já com provas dadas na análise energética como o DOE-2 ou o Blast (Building Loads Analysis and System Thermodynamics). Foram ambos desenvolvidos e introduzidos no final dos anos 70 e início dos anos 80 como ferramentas de cálculo e simulação de energia e cargas térmicas. O público alvo são os arquitectos ou engenheiros que desejam implementar equipamentos HVAC de tamanho adequado ao projecto, desenvolver estudos de retorno económicos durante um ciclo de vida do equipamento, otimizar desempenhos energéticos, etc. Nascido numa altura em que as preocupações geradas pela crise energética do início dos anos 1970 e reconhecendo que o aumento do consumo de energia é um componente importante das estatísticas americanas de consumo, os dois programas tentaram resolver o mesmo problema utilizando processos diferentes. Ambos os programas tiveram o seu mérito e deficiências, os seus apoiantes e opositores, e bases sólidas de utilizadores tanto a nível do seu país de origem (EUA) como a nível internacional, (EnergyPlus, 2007).

5.1. O Software *EnergyPlus*

Este *software* é distribuído pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos (*U.S. Department of Energy*), e é de código aberto o que significa que pode ser adaptado e melhorado pelo utilizador.

Tal como os programas em que se baseou, o *EnergyPlus* faz a análise energética e simula as cargas térmicas com base na descrição de um edifício. Este irá fazer o cálculo do aquecimento e arrefecimento e das cargas necessárias para manter as condições térmicas em pontos específicos, calcular as condições ao longo de um sistema secundário HVAC e o consumo de energia primária do equipamento nas instalações e também muitos outros pormenores de simulação baseado em dados climáticos das zonas em estudo ao longo de um ano.

A modularidade do *EnergyPlus* simplifica a simulação rápida para os desenvolvedores de componentes e permite acrescentar outros módulos aos sistemas. Isto significa que vai ser significativamente mais fácil estabelecer ligações com outros elementos de programação.

Um dos pontos fortes da *EnergyPlus* é a integração de todos os aspectos da simulação ou seja cargas, sistemas e plantas do edifício. A simulação é ferramenta mais precisa do projectista para investigar o efeito de redução da ventilação interior e o impacto que os equipamentos possam ter sobre o conforto térmico dos ocupantes no interior do edifício uma vez que estes podem ser fontes de calor, (EnergyPlus, 2007). A figura 5.1 descreve como

5. Análise Computacional

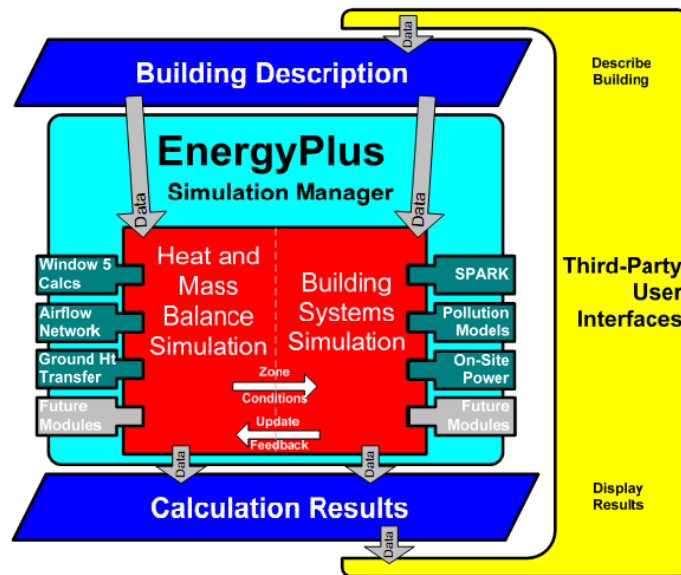


Figura 5.1.: Diagrama de funcionamento do EnergyPlus, (EnergyPlus, 2007).

este se liga com outros programas no cálculo dos balanços de energia e massa em conjunto com os sistemas de um edifício e também a forma como obtém os resultados.

O programa possui capacidade de simulação diferenciada, tais como “timestep” de cálculo menor que uma hora, sistema modular, possibilidade de cálculo de infiltrações de ar diferenciadas para cada zona térmica, cálculo de índices de conforto térmico e integração com outros sistemas (fotovoltaico, aquecimento solar, etc...). O programa lê arquivos de entrada e apresenta arquivos de saída no formato de texto. O EnergyPlus apresenta algumas características que o colocam à frente de diversos programas de simulações termo-energéticas:

- Solução simultânea e integrada em que a resposta do prédio e o sistema primário e secundário estão acoplados;
- Intervalos de tempos definidos pelo usuário, com fracção de hora, para interacção entre as zonas térmicas e o ambiente, e intervalos de tempo variáveis para interacção entre a zona térmica e o sistema HVAC (automaticamente variável para assegurar uma solução estável);
- Arquivos de entrada, saída e climatéricos que incluem condições ambientais horárias ou sub-horárias (até um quarto de hora) e relatórios padrões reajustáveis pelo usuário;
- Técnica de solução baseada no balanço de energia para as cargas térmicas prediais, que permite o cálculo simultâneo dos efeitos radiante e convectivo nas superfícies interiores e exteriores, durante cada intervalo de tempo;
- Condução de calor transiente através dos elementos do prédio como paredes, tectos, pisos, etc, usando funções de transferência;

5. Análise Computacional

- Modelo de conforto térmico, baseado na actividade, temperatura de bulbo seco interna, humidade, etc;
- Modelo de céu anisotrópico para cálculos mais complexos da radiação difusa sobre superfícies inclinadas;
- Cálculo de balanço de calor de janelas que permite o controlo electrónico de persianas, balanço térmico, camada por camada, o que permite a identificação das faixas do comprimento de onda da energia solar absorvida pelo vidro da janela;
- Possui uma biblioteca versátil com diversos modelos comerciais de janelas;
- Controle da luz do dia, incluindo cálculos da iluminância interior, controlo dos brilhos das luminárias e do efeito da iluminação artificial;
- Sistemas de condicionamento de ar configuráveis, que permitem ao usuário simular sistemas típicos comuns e sistemas um poucos modificados, sem ter que recompilar o código fonte do programa;
- Cálculo da poluição atmosférica gerada pelo consumo de energia;
- Links com outros ambientes de simulação populares.

Este programa integra vários módulos que trabalham juntos para calcular a energia requerida para aquecer ou arrefecer um edifício utilizando uma variedade de sistemas e fontes de energia. O programa simula o edifício e os sistemas associados em diferentes condições ambientais e operacionais. A essência da simulação está no modelo do edifício que utiliza princípios fundamentais de balanço energético. O EnergyPlus apresenta ferramentas que ajudam a criar arquivos de entrada e realizar simulações, tais como o “IDF Editor” e o “EP-Launch”.

O EP-Launch fornece uma alternativa simples de realizar simulações, pois permite que o usuário selecione o arquivo de entrada de uma lista de arquivos recentes ou de arquivos de exemplos. Também permite uma fácil selecção do arquivo climático a ser utilizado. Após a realização da simulação, o EP-Launch apresenta, se for o caso, os erros ou alertas ocorridos. O “IDF Editor” é utilizado para criar os arquivos de entrada em formato “idf”, a partir de tabelas que agrupam os diferentes objectos disponíveis para um modelo, (Melo, 2005).

5.2. Integração dos elementos a simular por este estudo no *software*

Um dos problemas que as simulações deste estudo revelaram foi a falta de informação sobre características específicas dos componentes. Muitas das variáveis de simulação do programa, baseadas em dados de fabricantes não são descritas por estes. Com base na infundável lista de ficheiros de exemplos que o programa contém, foi possível encontrar componentes adaptados a esta simulação, quer com a caldeira quer com o sistema MCHP+BC.

5. Análise Computacional

Antes de qualquer simulação, é necessário introduzir o modelo da estufa. No *software* as paredes são definidas de forma independente vértice a vértice para cada parede. A arquitectura é definida pelas várias paredes recorrendo a um referencial fixo. Existem programas que facilitam este processo como o DesignBuilder, Google Sketch-Up ou mesmo o AutoCad. A utilização destes é necessária quando se utilizam edifícios complexos, com vários andares de divisões, varandas e janelas. No caso de uma estufa, é bastante mais simples, pois é composta por 6 superfícies como mostra a figura 5.2. Duas constituem a cobertura e quatro são paredes.

As medidas estão na figura 5.3. Estas foram adaptadas à capacidade do sistema estudado mais a frente de forma a que apenas se necessite de um gerador e não de um conjunto de vários o que levaria à divisão da estufa em zonas.

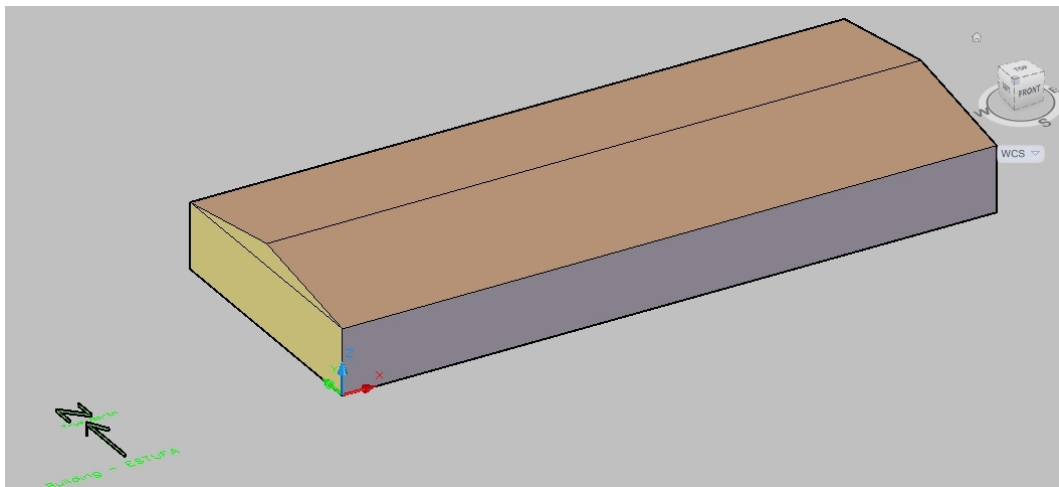


Figura 5.2.: Desenho da estufa em perspectiva.

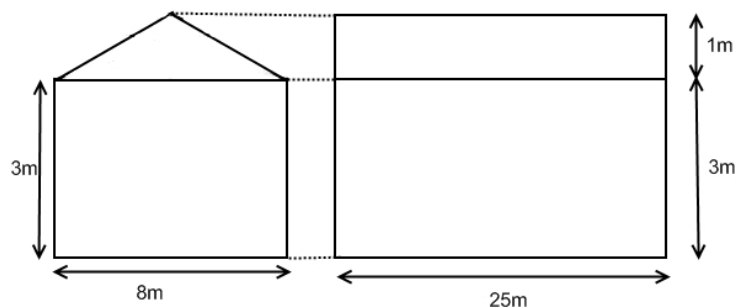


Figura 5.3.: Medidas da estufa.

O material de cobertura é definido por uma opção que o programa inclui para materiais transparentes. Todas as superfícies são deste material específico que tem como características ser de baixa resistência térmica e alta transmissividade.

5. Análise Computacional

O piso da estufa, foi definido como sendo em concreto. O programa dispõe de uma base de dados de materiais onde foi retirado um concreto de mistura de areia, gravilha ou rochas, com densidade de 2240 kg/m^3 , com 51mm de espessura, condutividade de $1,95 \text{ W/m.K}$ e calor específico 900 J/kg.K . A escolha recaiu sobre este material por ser um material genérico para pisos e uma vez que o *software* não permite a definição de um piso de um edifício sem definir um material específico para este. Contudo, este piso encontra-se em contacto directo com solo, sendo a temperatura deste definida ao longo do ano pelo ficheiro do clima da região.

Este ficheiro de clima contém informação como o nome da região, a fonte dos dados climáticos, a latitude e longitude, a variação da hora no local ao longo o ano, a elevação, períodos de férias, horas de menor consumo energético, períodos típicos e extremos, temperatura do solo. Inclui com intervalos inferiores à hora a temperatura de bolbo seco, a temperatura do ponto de orvalho, a humidade relativa, a pressão atmosférica, a radiação solar (global, infravermelha horizontal, directa e difusa), iluminancia, direcção e velocidade do vento, grau de nebulosidade e clima actual.

Estes dados são recolhidos pelos organismos meteorológicos de cada país, existindo cerca de 1330 ficheiros de dados disponíveis, no total de 100 países. O local utilizado nesta dissertação é a região de Coimbra.

Quanto à temperatura mínima pretendida no interior da estufa são os 20°C sendo a máxima de 24°C e como se verá mais a frente nas simulações, nem sempre possível de não ultrapassar sem um dispositivo de arrefecimento. Este intervalo de temperaturas pela tabela 4.1, corresponde a uma plantação de tomates, sendo que a temperatura mínima extrema a que a temperatura ambiente nunca deve descer são os 7°C .

6. Simulações e análise dos resultados

As simulações realizadas englobam em primeiro lugar, a carga térmica da estufa sem qualquer ventilação ou troca de ar adicional com o exterior de forma a que se tenha uma noção do efeito da radiação solar sobre um corpo transparente isolado. Em seguida, é feita uma simulação com entradas de ar de forma a otimizar o período ideal de aquecimento artificial e são calculadas as necessidades energéticas da estufa.

Com a optimização das entradas de ar, e definido o período em que o sistema de aquecimento vai funcionar, simulam-se os consumos energéticos de um sistema composto de uma caldeira a gás natural e convectores. Este irá ser o ponto de partida para a comparação com os resultados da última simulação a ser realizada com o sistema MCHP+BC idealizado. Desta forma irá ser possível comparar o consumo de gás natural do sistema quando este funciona gerando as necessidades de energia eléctrica da estufa e quando funciona em regime permanente (máximo).

6.1. Efeito da Radiação Solar numa estufa totalmente isolada

Para se analisar os efeitos da radiação solar num objecto transparente totalmente isolado, realiza-se uma simulação sem qualquer renovação nem movimentação forçada de ar na estufa. Na figura 6.1, encontra-se o gráfico com a evolução das temperaturas interiores e exteriores ao longo do dia mais frio do ano que, segundo o ficheiro climático é o dia 2 de Março em que as temperaturas durante a noite chegam a $-1,49^{\circ}C$.

O gráfico demonstra claramente que a temperatura exterior pouco influencia a temperatura interior da estufa pois esta é unicamente influenciada pela radiação solar. Possivelmente existem efeitos de convecção provocados pela temperatura da superfície da estufa (plástico) que deverá estar à temperatura exterior embora estes pouco influenciam a temperatura interior. Para justificar estes factos, procedeu-se à análise das temperaturas pelas 15 horas uma vez que é a temperatura mais elevada do dia. No exterior encontram-se $12^{\circ}C$, contudo a temperatura interior ultrapassa os $35^{\circ}C$, figura 6.1.

Este gráfico também permite concluir que as temperaturas interiores apenas sobem consideravelmente em relação à temperatura exterior nas horas de maior radiação solar, ou seja, a temperatura interior começa a subir significativamente a partir das 8 horas da manhã, atinge o pico pelas 15 horas e mantém-se proporcional à temperatura exterior a partir das 19 horas.

6. Simulações e análise dos resultados

Para os dias mais quentes do verão, a temperatura interior ascende naturalmente aos 50°C sendo obrigatória a troca de ar.

Como o objectivo é manter a temperatura o mais próximo do intervalo 20 a 24°C , sem intenção de usar qualquer dispositivo de arrefecimento de ar para não aumentar os custos, recorre-se à ventilação forçada como forma de fazer trocas de ar interior embora não será possível descer abaixo da temperatura exterior.

Segundo a Soler & Palau (2009), é usual recorrer entre 45 a 60 trocas de ar por hora nas estufas. Então é necessário calcular o caudal volumétrico de ar que entra na estufa para realizar essas circulações. Mas como já foi dito, no Inverno estas aberturas devem ser ou automáticas com sensores de chuva e vento para reagir a qualquer mudança repentina no clima. Como o EnergyPlus não permite a automatização das aberturas, foi elaborado um esquema com base em várias simulações realizadas (tabela 6.1).

O cálculo do caudal volumétrico para 45 renovações de ar foi feito da seguinte forma:

$$\dot{V} \text{ (m}^3/\text{s)} = n \times \frac{V_{estufa}}{3600} \quad (6.1)$$

Cálculo do volume total da estufa com base nas medidas da figura 5.3:

$$V_{estufa} = V_{paralelepipedo} + V_{tecto} \quad (6.2)$$

Pela equação 6.1, o valor do caudal de ar será de:

$$\dot{V} \text{ (m}^3/\text{s)} = n \times \frac{V_{paralelepipedo} + V_{tecto}}{3600} \quad (6.3)$$

$$\dot{V} = 8,75 \text{ m}^3/\text{s}$$

Mas ao simular com este valor, rapidamente chegamos à conclusão que no Inverno este valor é elevado. Portanto foi criado um esquema de percentagens de aberturas como mostra a tabela .

Tabela 6.1.: Fracções do caudal de ar de entrada ao longo do ano.

Período	Percentagem de abertura das entradas de ar
De 01/01 até 15/03	Aberto 5% das 11h até às 12h e 15% das 12h até às 16h. Fechado fora deste horário.
De 16/03 até 31/09	Aberto 100% das 8h às 22h. Fechado fora deste horário.
De 01/10 até 31/12	Aberto 5% da 11h até as 12h e 15% das 12h às 16h. Fechado fora deste horário.

Logo, no gráfico 6.2a, são visíveis as temperaturas máximas interiores durante o dia mais frio quando existe troca de ar.

6. Simulações e análise dos resultados

A temperatura sobe até aos 18°C por volta das 11 horas. Como o gráfico está com intervalos de 1 hora, existe uma queda abrupta às 10 horas, o que coincide com o momento em que inicia a circulação de ar a 5% das 45 trocas por hora embora a partir da hora seguinte, a temperatura suba até cerca de 23°C pelas 14 horas. Às 16 horas, quando se dá o fecho das aberturas de ar para conservar o calor, a temperatura mantém-se estável mais uma hora pelos 15°C descendo a partir daí devido a perdas para o exterior.

A 10 de Agosto, que segundo o ficheiro climático é quando se dá a temperatura mais alta da região, a ventilação natural não é suficiente para fazer descer a temperatura até aos 24°C pois a circulação dá-se com ar exterior que se encontra a uma temperatura superior ao intervalo pretendido, logo não é possível descer abaixo desta durante os períodos de maior radiação solar.

Como se pode observar no gráfico da figura 6.2b, os valores durante a noite são bastante mais baixos que a temperatura exterior provavelmente devido à troca de calor com o solo e por outras fugas de calor como por exemplo as perdas por radiação para o exterior num dia de céu limpo, embora estas temperaturas mantêm-se dentro do intervalo, não sendo necessário praticamente aquecimento mas tudo depende do dia em questão e da quantidade de calor que o solo absorveu.

As conclusões que se retiram da análise destes gráficos passam pelas necessidades de aquecimento da estufa que são predominantemente à noite, sendo que a temperatura durante o dia consegue ser controlada com recurso unicamente à radiação solar e ventilação. Desta forma, o consumo energético dispendioso durante os dias frios de Outono e Inverno dá-se entre as 17 horas até às 11 horas do dia seguinte. Durante a Primavera e Verão, o aquecimento apenas vai funcionar entre as 22 horas e as 7 horas do dia seguinte (tabela 6.2).

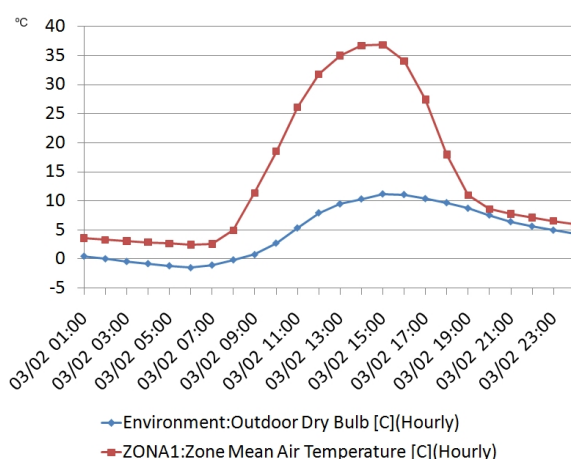
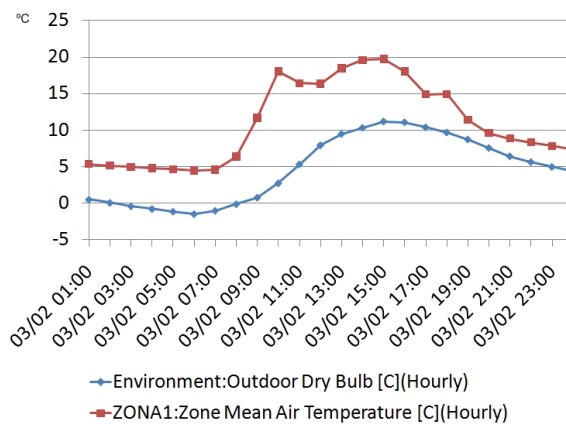
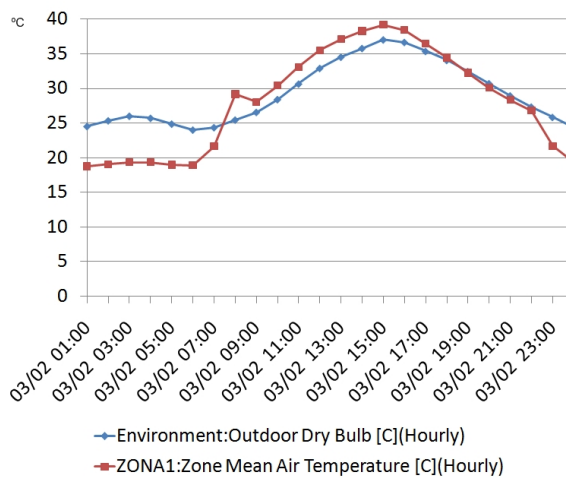


Figura 6.1.: Evolução das temperaturas exteriores (Environment: Outdoor Dry Bulb) e das temperaturas média interiores (Zone Mean Air Temperature) da estufa sem qualquer renovação de ar ao longo do dia mais frio do ano.

6. Simulações e análise dos resultados



(a) Temperaturas ao longo do dia mais frio do ano só com circulação de ar.



(b) Temperaturas com circulação de ar ao longo do dia mais quente do ano.

Figura 6.2.: Evolução das temperaturas exteriores (Environment: Outdoor Dry Bulb) e das temperaturas médias interiores (Zone Mean Air Temperature) da estufa.

6.2. Simulação com sistema de aquecimento com uma caldeira a gás natural

Antes de proceder à simulação com a caldeira, é feito um cálculo das cargas térmicas da estufa com base no horário de funcionamento do sistema de aquecimento, seja ele de que tipo for.

Para este fim, o *software* dispõe de um objecto com o nome *IdealLoadsAirSystem* que não é mais que um modelo que representa um sistema virtual (na realidade ele não existe, pois corresponde a um sistema 100% eficiente, sem perdas) que proporciona a carga térmica necessária para atingir a temperatura de controlo em cada hora. Ele pode tanto adicionar

carga térmica (aquecimento) e retirar carga (arrefecimento) até atingir a temperatura de controlo (*setpoint*).

No fim da simulação, o programa devolve, além das temperaturas, a potência do aparelho de condicionamento da ar que este necessitou para manter a temperatura acima dos $20^{\circ}C$.

Efectuando uma pesquisa nos dados anuais pelo dia e hora em que este mais consumiu energia, chega-se à carga térmica máxima necessária para aquecer a estufa ou seja, 26 kW (em condições ideais).

Para a simulação com a caldeira apresentada em 3.1, definiu-se uma potência de aquecimento de 34,9 kW como se pode verificar no anexo B para uma caldeira de 3 secções. Para este caso, o fabricante aconselha um caudal de 0,42 litros por segundo caso o ΔT pretendido seja próximo dos $20^{\circ}C$.

É feita a simulação para o dia mais frio do ano e o dia mais quente de forma a comparar as diferenças de temperaturas e a capacidade calorífica da caldeira para os mesmos dias. Por fim, é apresentado o gasto, em kWh, em gás natural. Esta análise vai ser fulcral para comparar os consumos deste sistema com o MCHP+BC que está em estudo nesta dissertação o qual se pretende provar que reduz o consumo energético significativamente.

Os dados recolhidos para este sistema de caldeira encontram-se em encontram-se no anexo E.

6.2.1. Simulação com caldeira para o dia mais frio

O dia mais frio, como já foi dito anteriormente é a 2 de Março no qual, durante a noite, as temperaturas descem até $-1,5^{\circ}C$ (figura 6.3a). Durante este período, o aquecimento funcionou das 17 horas até as 11 horas do dia seguinte o que é bem visível pela linha horizontal da temperatura interior (Zone Mean Air Temperature) nestas horas. O sistema manteve a temperatura interior constante a $20^{\circ}C$. Fora deste horário, entre as 11 horas e as 17 horas, a temperatura foi mantida próxima do intervalo 20 a $24^{\circ}C$, com alguns picos, recorrendo unicamente à circulação de ar com o exterior. Por comparação com o gráfico da figura 6.2a, regista-se a elevação da temperatura interior durante a noite pelo sistema de aquecimento, dos $5^{\circ}C$ até aos $20^{\circ}C$. De referir que, para o caso da cultura ser de tomates, a temperatura mínima a que este se deve encontrar são os $7^{\circ}C$ pelo que, numa estufa situada nesta região, o aquecimento artificial é fundamental.

6.2.2. Simulação com caldeira para o dia mais quente

O dia mais quente é a 10 de Agosto. Durante este período, o aquecimento funcionou das 22 horas até as 7 horas do dia seguinte (figura 6.3b) mas sem grandes gastos energéticos pois o solo acumulou calor e a temperatura no interior da estufa não desce muito abaixo dos $20^{\circ}C$ como se constatou na figura 6.2b. Fora do horário de aquecimento, entre as 7 horas e as 22 horas, a temperatura interior está sujeita à variação da temperatura exterior, não sendo possível descer até ao intervalo pretendido só com as trocas de ar. Nestes casos, ou o produtor recorre a arrefecimento artificial, ou se as culturas tiverem capacidade de resistência a estas temperaturas, manter apenas uma circulação de ar de forma constante, ou em ultimo caso, não produzir nesta época do ano.

6. Simulações e análise dos resultados

Deste ensaio com a caldeira, foi criado um horário de funcionamento do sistema de aquecimento (tabela 6.2) que vai servir para todos os sistemas. Este horário foi elaborado com base em sucessivos ensaios até se encontrar o melhor período de funcionamento de forma a contornar possíveis picos de temperaturas interiores.

Tabela 6.2.: Horário de funcionamento do sistema de aquecimento.

Período	Periodo de funcionamento
De 01/01 até 15/03	Das 17 horas até às 11 horas do dia seguinte. Desligado fora deste horário.
De 16/03 até 31/09	Das 22 horas até às 7 horas do dia seguinte. Desligado fora deste horário.
De 01/10 até 31/12	Das 17 horas até às 11 horas do dia seguinte. Desligado fora deste horário.

6.2.3. Capacidade da caldeira

O sistema adaptou a capacidade de aquecimento da caldeira em função das cargas necessárias de aquecimento. Na figura 6.4, encontra-se a potência térmica da caldeira para cada hora de funcionamento. O pico da potência dá-se como é óbvio no dia mais frio, pelas 6 horas, em que esta se aproxima dos 25 kWh logo a caldeira analisada em 3.1 é mais do que suficiente para as necessidades energéticas do espaço uma vez que esta varia a potência de aquecimento entre os 15 kW e os 34,9 kW.

6.2.4. Consumos da caldeira

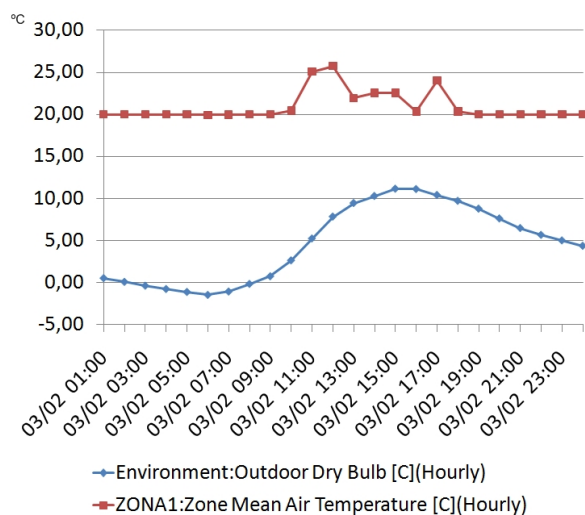
Para finalizar esta secção dedicada à caldeira, analisam-se os consumos de gás natural da mesma por mês.

No gráfico da figura 6.5, estão os consumos mensais de gás em kWh. Conclui-se que o mês de Janeiro é o mais dispendioso com 9566 kWh consumidos. Em pelo menos 5 meses do ano, o consumo encontra-se acima dos 6000 kWh.

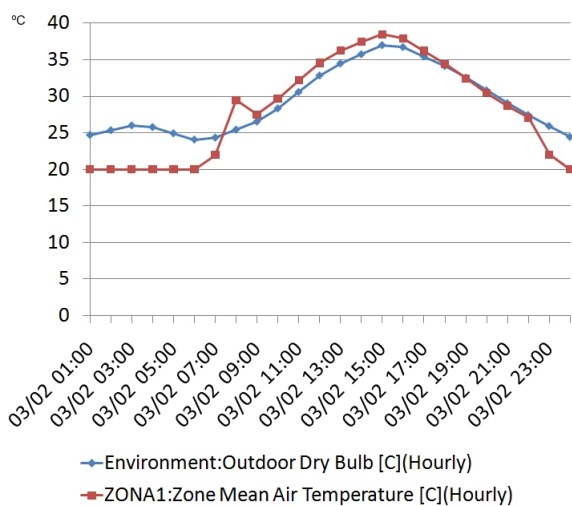
Segundo a tabela de equivalências energéticas presente no site da GalpEnergia[®](2009), 1 m^3 de gás natural é equivalente a 10,54 kWh. Como o somatório anual do consumo de gás da estufa é de cerca de 53715 kWh (anexo E), esta consome aproximadamente 5097 m^3 de gás num ano.

A GalpEnergia[®], divide os tarifários consoante o consumo anual de gás. Existem 3 tarifários distintos. O primeiro é destinado a residências e ao sector pequeno terciário (consumos de até 10000 m^3/ano), o segundo tarifário é destinado ao grande terciário e à indústria (consumos entre 10000 e 2 milhões m^3/ano) e o terceiro é destinado a grandes clientes (superior a 2 milhões m^3/ano). Com base nestes dados, admite-se que a estufa se encontra no primeiro escalão pois não ultrapassa os 5100 m^3/ano de gás.

6. Simulações e análise dos resultados



(a) Temperaturas com o sistema de aquecimento com a caldeira no dia mais frio do ano.



(b) Temperaturas com o sistema de aquecimento com a caldeira no dia mais quente do ano.

Figura 6.3.: Variação da temperatura exterior (Environment: Outdoor Dry Bulb) e da temperatura interior (Zone Mean Air Temperature) da estufa com um sistema de aquecimento com uma caldeira e radiadores.

Como o ficheiro climático usado nas simulações é da região de Coimbra, vai-se utilizar o preço do kWh de gás natural de uma empresa de distribuição desta região que é de cerca de 0,0484 € por kWh. Os gastos mensais encontram-se nos gráficos da figura 6.5. O total anual é de cerca de 53715 kWh equivalente em Euros a uma despesa de 2599,81€.

6. Simulações e análise dos resultados

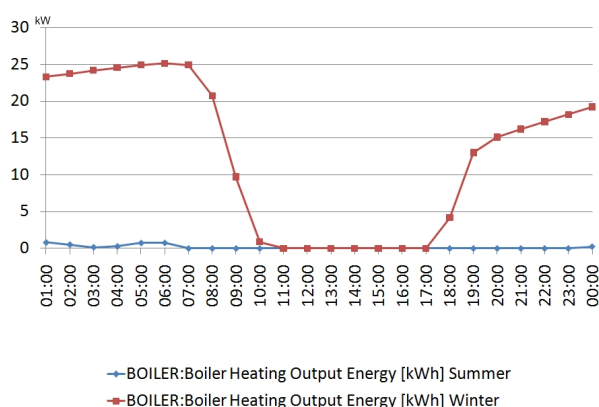
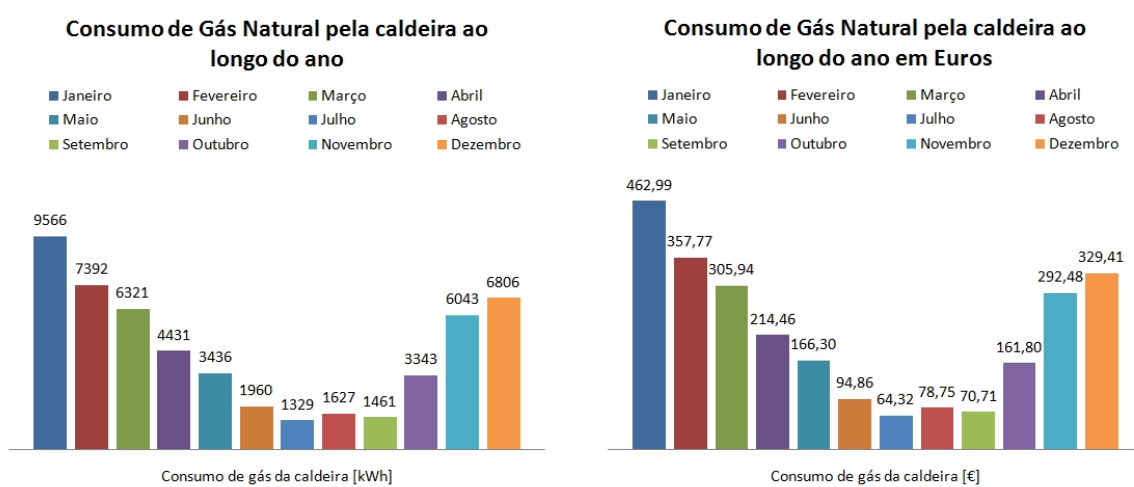


Figura 6.4.: Consumos energéticos da caldeira no dia mais frio e no dia mais quente em kWh.



(a) Consumos em kWh.

(b) Consumos de gás em Euros.

Figura 6.5.: Consumo de gás natural pela caldeira por mês.

6.3. Simulação do sistema de aquecimento por Cogeração/Bomba de Calor

Esta simulação é bastante complexa pois é necessário intercalar vários dados. Começando pela bomba de calor, é necessário definir as características do evaporador e do condensador, das potências dos ventiladores e as curvas características. Do circuito do MHCP, é necessário definir a potência das bombas de circulação de água dos dois circuitos, as temperaturas de circulação da água, as características e constituintes do gás natural e curvas características do gerador além das potências e eficiências deste.

Grande parte destes dados foram gerados automaticamente pelo *software*, outros foram adaptados de outros sistemas com o mesmo fim, como por exemplo a bomba de calor. Esta foi deixada ao critério do programa, sendo que este fez os cálculos da potência do evaporador

6. Simulações e análise dos resultados

e do condensador bem como o caudal de ar. Pelos dados recolhidos, o programa adaptou para cada caso estas características e desta forma conseguiu-se obter o valor necessário à compensação da carga térmica do sistema.

A falta de dados específicos para esta simulação foi uma constante, sendo que baseou-se parte dos componentes em simulações incluídas no *software* que utilizavam dados concretos pois os fabricantes só fornecem informações relevantes à montagem do produto e as potências, contudo, o *software* necessita de mais dados além dos fornecidos.

A título de exemplo, o microgerador utilizado foi também simulado num ficheiro incluído no programa, sendo daí retirada toda a informação do mesmo como por exemplo as curvas características uma vez que o fabricante apenas fornece as potências e eficiências da máquina. A bomba de calor, foi simulada com recurso a um *template*, ou seja, o *software* apenas requer o intervalo de temperaturas pretendido e implementa da forma automática todo o sistema da bomba incluindo evaporadores e condensadores, fluido frigorígeno, caudais de ar e pressões do compressor. Esta forma não é a mais precisa, pois ele simula uma bomba de calor ideal e não tão próxima do real, mas é o suficiente para demonstrar o conceito em causa da Microgeração. A única preocupação é manter o consumo de energia eléctrica abaixo da gerada pelo gerador ou seja, a bomba de calor não pode absorver mais de 5,5 kW de energia eléctrica.

O mesmo se passa com os convectores. O sistema adapta automaticamente a superfície de transferência de calor de acordo com o pretendido.

6.3.1. Simulação para o dia mais frio

Antes de efectuar qualquer simulação é necessário definir os caudais volúmicos do fluido que arrefece o motor e simultaneamente troca calor com a estufa de forma a que este desça do intervalo de temperaturas entre os 70⁰ e 80⁰C para o intervalo 50⁰ a 60⁰C, sendo este intervalo de temperaturas de entrada no gerador o aconselhado como optimo pelo fabricante. Com a máxima potência térmica fornecida pelo gerador de cerca de 12,5kW, aplica-se a formula 3.2, sendo o C_p da água para uma temperatura de 75⁰C de 4,19 kJ/kg.⁰C e o ρ para a mesma temperatura de 975 kg/m³ (fonte Çengel and Boles, 2001). A diferença de temperaturas aplicadas será dos 75⁰ para os 55⁰C, então:

$$\dot{m} = \frac{-12,5}{4,19 \times (55 - 75)} = 0,149 \text{ kg/s} = 1,57 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Este valor equivale a aproximadamente 0,15 litros por segundo, ou seja, é o caudal necessário para o fluido descer 20⁰C ao percorrer os convectores.

No gráfico da figura 6.6, encontram-se as temperaturas atingidas no interior da temperatura durante o dia mais frio com o aquecimento realizado pelo sistem MCHP+BC.

É em tudo semelhante ao gráfico do aquecimento por caldeira como seria de esperar, o que confirma que o sistema garante a climatização do espaço. Quer no modo de funcionamento do gerador de obtenção da energia eléctrica necessária à estufa (modo intermédio) ou no modo de funcionamento máximo, o gráfico é o presente na figura 6.6, pois ambos os sistemas são viáveis e garantem o aquecimento às mesmas temperaturas.

6. Simulações e análise dos resultados

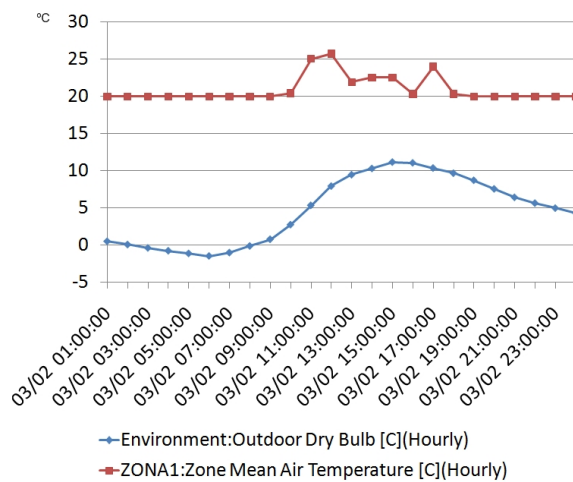


Figura 6.6.: Variação da temperatura exterior (Environment: Outdoor Dry Bulb) e da temperatura média interior (Zone Mean Air Temperature) da estufa com um sistema MCHP+BC no dia mais frio do ano.

6.3.2. Simulação em modo de fornecimento de energia requerida pela estufa

Neste modo, o gerador apenas vai fornecer a energia necessária para alimentar toda a estufa. Inclui bombas de circulação e a bomba de calor. Os consumos de gás natural são apresentados no gráfico 6.7a e 6.7b.

O total de consumos anuais deste sistema foi de 28019 kWh. O que faz um total de 1356,12€ anuais em gás.

No gráfico da figura 6.7a são apresentados os gastos mensais do sistema em kWh.

Analisando alguns dos dados fornecidos pelo programa, conclui-se que o *software* deu prioridade ao aquecimento através dos convectores sempre que estes garantissem a carga mínima de aquecimento. Nas ultimas horas do dia, verifica-se que a bomba de calor teve prioridade no aquecimento face aos convectores uma vez que esta permite um aquecimento mais rapido de um espaço. Com o passar das horas, a utilização desta desce gradualmente e assiste-se ao progressivo aquecimento dos convectores pois estes levam algum tempo a atingir a temperatura óptima de funcionamento.

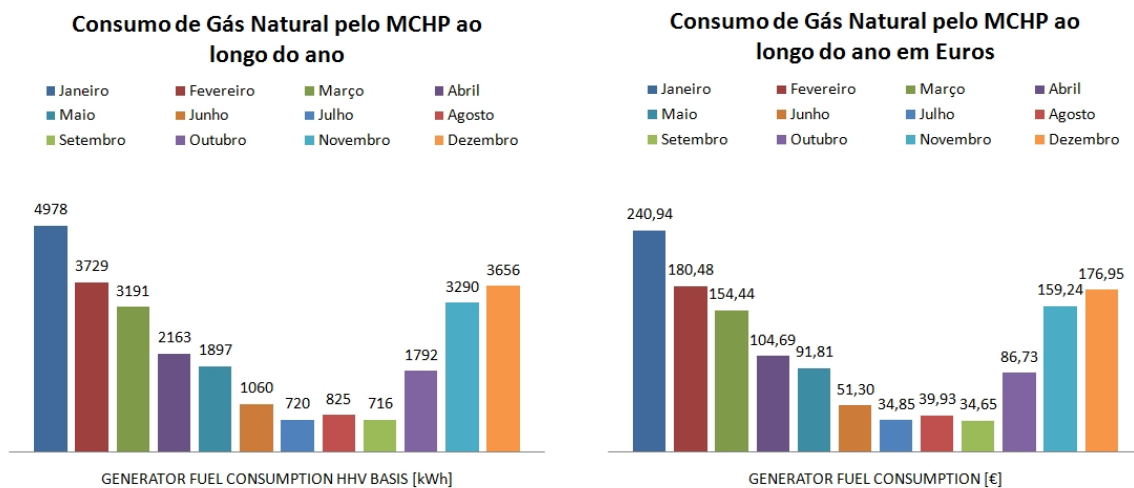
Pela figura 6.8, verificou-se também que foram os convectores que dissiparam a maior carga térmica para a estufa sendo a bomba de calor um auxiliar. Neste modo o programa encontrou a relação ideal de funcionamento do gerador em função da carga térmica exigida pela estufa sem nunca chegar ao seu limite, utilizando para tal a bomba de calor. Entre as 9h e as 11h horas, o *software* não utiliza da bomba de calor sendo apenas utilizados os convectores. Na figura foram cortadas a horas em que o sistema está desactivado.

O sistema manteve a potência térmica dentro do esperado ou seja, aplicando um COP de 3,14 como o da bomba de calor estudada em 3.2.1.3, se o gerador no máximo gerar 5,5 kW, a bomba de calor produzirá $5,5 \times 3,14 = 17,27$ kW de calor. Somando os 12,5 kW de calor produzidos pelo gerador, o sistema tem uma capacidade térmica de $17,27 + 12,5 = 28,77$

6. Simulações e análise dos resultados

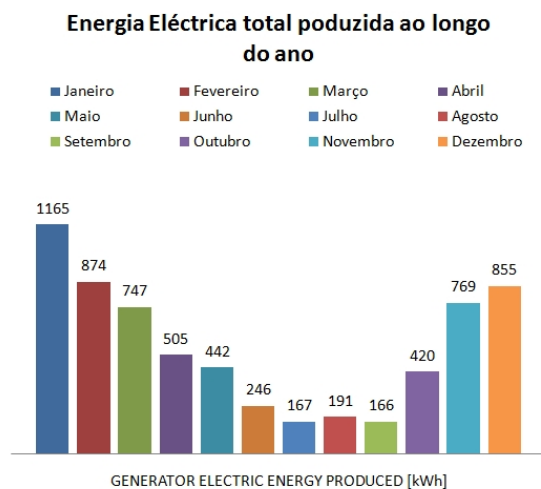
kW. Pelo gráfico da figura 6.8, conclui-se que o sistema nunca precisou de atingir estes valores, tendo optimizado o funcionamento do gerador de forma a economizar combustível. Pelas 6:00 horas onde se atinge o máximo da carga térmica aplicada pelo sistema, este não atingiu os 25 kW.

A geração anual de energia eléctrica total deste sistema foi de 6547 kWh sendo que a geração mensal está no gráfico já apresentado na figura 6.7c.



(a) Consumos em kWh.

(b) Consumos em Euros.



(c) Energia eléctrica produzida pelo MCHP ao longo do ano em kWh.

Figura 6.7.: Consumos de gás natural pelo sistema MCHP+BC em cada mês e energia eléctrica total produzida pelo gerador num ano no modo de fornecimento de energia requerida pela estufa.

6. Simulações e análise dos resultados

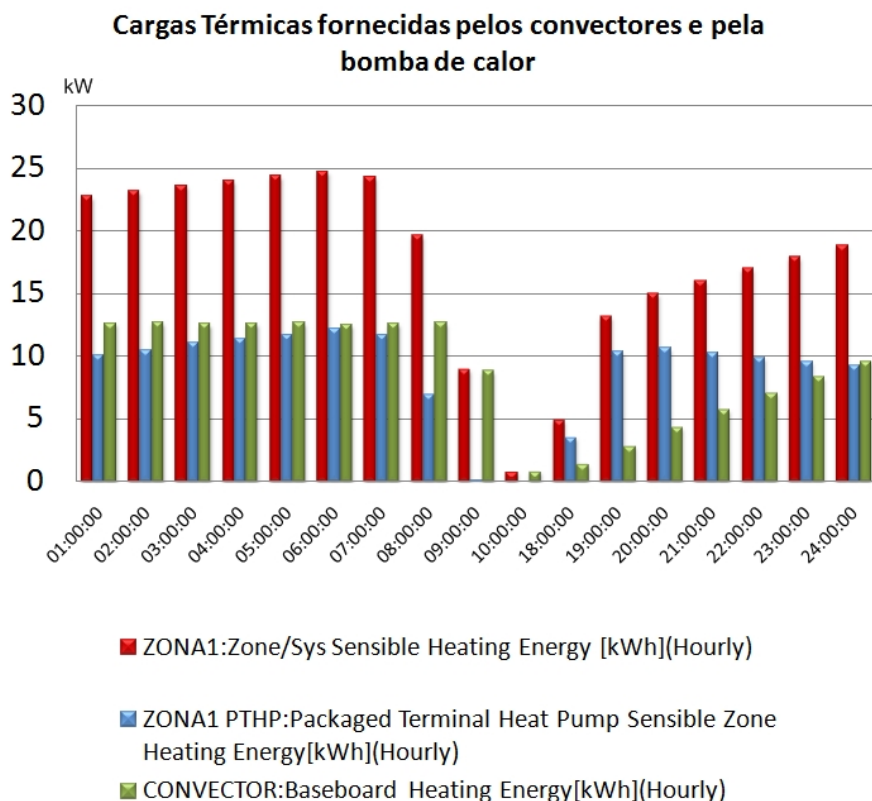


Figura 6.8.: Cargas térmicas totais fornecidas à estufa (Zone/Sys Sensible Heating Energy), cargas fornecidas pela bomba de calor (Zona1 PTHP) e cargas fornecidas pelos convectores.

6.3.3. Simulação em modo de funcionamento máximo do gerador

Neste modo, o gerador funciona sempre na sua máxima potência, ou seja os 5,5kW. Mas ao se efectuar a análise do gráfico de figura 6.9a, é visível que este teve que se desligar em alguns momentos pois provavelmente a temperatura da água de retorno estava acima do limite. Também se pode dar o caso em que as temperaturas pretendidas dentro da estufa sejam atingidas rapidamente e como foi definido uma temperatura ambiente máxima de funcionamento dos convectores, ou seja, estes desligam quando a temperatura atinge os 20°C. Durante este processo a água passa pelo tubo de *bypass* que está em paralelo com os convectores para não ser interrompido o circuito, não existindo trocas de calor durante este processo. Esta conclusão baseia-se no gráfico para os três primeiros meses em que a geração de energia eléctrica não foi constante pois decresceu o que significa que o gerador não funcionou em todo o horário estipulado devido ao que já foi dito sobre as temperaturas de retorno. No caso do mês de Março, como foi definido para o sistema de aquecimento por caldeira, o sistema de aquecimento a partir do dia 15 passa a funcionar das 22 horas até as 7

6. Simulações e análise dos resultados

horas do dia seguinte e não das 17 às 11 horas como foi definido para os meses mais frios (tabela 6.2). O mesmo já não se passou para os meses mais quentes e os últimos três meses do ano em que este foi constante no seu funcionamento só variando devido a alguns meses terem 30 dias e outros 31.

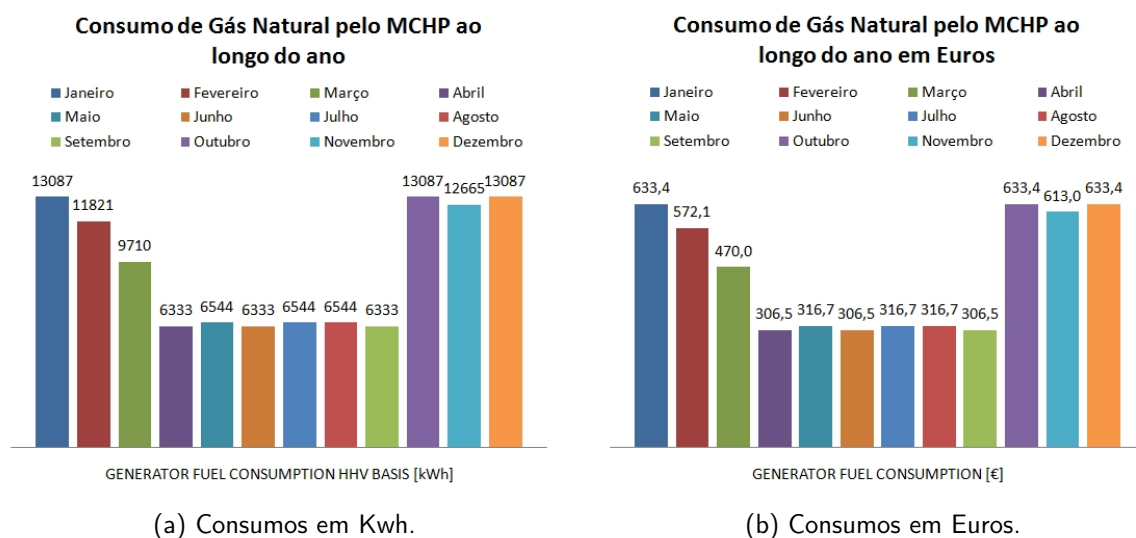


Figura 6.9.: Consumos de gás natural pelo sistema MCHP+BC em cada mês e energia eléctrica total produzida pelo gerador num ano no modo de funcionamento máximo.

O consumo total anual foi de 112086 kWh, o que significa um gasto de 5495,00€. No gráfico da figura 6.9b estão os gastos mensais.

A geração anual de energia eléctrica foi um total de 26251 kWh sendo que a bomba de calor apenas necessitou de 1661 kWh (anexo F.4), que significa um excedente de 24590 kWh.

O retorno monetário pode ser calculado com base na tarifa actual de venda da energia à rede, que sem ser por fonte segura, está actualmente próximo dos 0,615€. Se a energia produzida total foi de 26251 kWh num ano, o produtor obterá um lucro de 16144,27€. A compra de energia sendo feita, dependendo do contrato, a 0,125€, os 1661 kWh anuais que a estufa necessita custariam ao produtor cerca de 207,63€.

Então, o produtor teria de retirar ao lucro de 16144,27€ os 207,63€ comprados à rede e os 5495,00€ de consumo de gás natural o que faz um lucro total anual de 10441,64€.

Analisando os dados fornecidos pelo programa das cargas térmicas do sistema para este caso (figura 6.11), facilmente se conclui pela figura que a diferença da aplicação das cargas térmicas por parte dos convectores ou da bomba de calor não variou muito face ao modo de funcionamento intermédio (modo de obtenção da energia necessária à estufa). Onde se notam as maiores diferenças são nas últimas horas do dia uma vez que neste modo de funcionamento, a principal fonte de calor foi sempre o circuito de água visto que a carga térmica aplicada pela bomba de calor é menos de metade da aplicada pelos radiadores.

6. Simulações e análise dos resultados

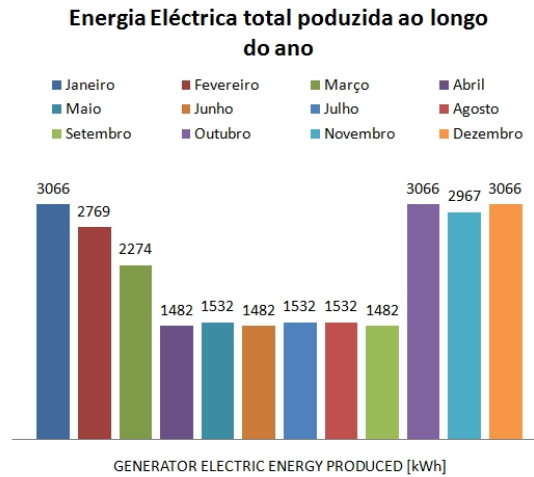


Figura 6.10.: Energia Eléctrica produzida pelo gerador ao longo do ano no modo de funcionamento máximo em kWh.

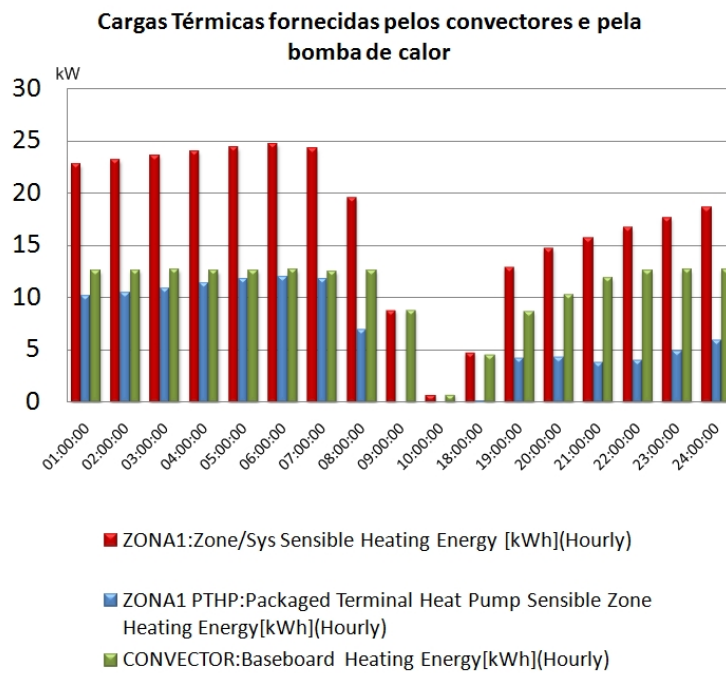


Figura 6.11.: Cargas térmica fornecidas à Estufa totais (Zone/Sys Sensible Heating Energy), cargas fornecidas pela Bomba de Calor (Zona1 PTHP) e cargas fornecidas pelos convectores no modo de funcionamento máximo do gerador.

6.4. Discussão de resultados

Feitas todas as simulações necessárias e após optimização dos dados, cabe fazer a discussão dos dados e retirar daí as devidas conclusões.

Em primeiro lugar, analisou-se as variações das temperaturas numa estufa para a região de Coimbra. Os dados obtidos para a estufa sem qualquer dispositivo de aquecimento, demonstra que mesmo para temperaturas baixas exteriores, a radiação solar tem total influência na variação das temperaturas interiores chegando mesmo a temperaturas próximas dos 40°C .

Estes valores demonstram a importância da renovação do ar interior através da entrada de ar exterior pois sem esta circulação, a estufa atinge naturalmente temperaturas demasiado elevadas. Torna-se necessário optar entre a utilização de ventilação auxiliar forçada ou a simples aberturas das janelas laterais como indicado em 4.8.1. Esta entrada de ar deve ser regulada de acordo com a temperatura interior sendo aconselhável que a estufa disponha de um sistema de sensorização que regule seja o caudal de ar do ventilador, seja a abertura das janelas.

Depois de definida a abertura ideal de acordo com as temperaturas características exteriores para a estação do ano, chega-se ao valor óptimo de entrada de ar e do período de abertura para nos dias frios se obter temperaturas dentro do intervalo pretendido.

É com base nestes dados que será feita a simulação com os dois sistemas.

A simulação com a caldeira, revelou que a estufa necessita uma carga térmica máxima de 25 kW. O *software* devolveu os valores que a caldeira necessitou para manter a temperatura interior dentro do período do dia definido e dentro do intervalo de temperaturas desejado.

O mesmo já não aconteceu com o sistema de Microcogeração com a bomba de calor acoplada pois o gerador foi introduzido com base em dados do fabricante o que já não aconteceu com a bomba de calor pois foi simulada de forma automática. Definidas duas formas de funcionamento para o gerador, este revelou-se uma mais valia em relação à caldeira pois o consumo de gás natural foi substancialmente menor quando em funcionamento intermédio, gerando apenas a energia eléctrica necessária ao sistema da estufa, que inclui a bomba de calor e as bombas de circulação. Já no modo de funcionamento na sua máxima potência, este teve um consumo elevado sendo que os dados obtidos dos consumos superam os da caldeira, mas em contrapartida, este gerou cerca de 26000 kWh num ano que poderiam converter-se em lucro para o produtor.

Uma análise percentual aos dados encontra-se na tabela 6.3. O sistema permite uma poupança face ao consumido em gás pela caldeira de 52,16%, ou seja, o sistema consome aproximadamente metade de gás.

Em modo de funcionamento máximo, não é seguro fazer-se uma comparação pois em termos de consumo de gás é muito superior à caldeira. É difícil fazer uma estimativa correcta dos ganhos da venda da energia eléctrica à rede pois para produtores industriais, os contratos celebram-se de forma diferente de habitações e a informação é escassa e confusa nesse sentido. Além do mais, este modo limita a localização da estufa uma vez que necessita de estar ligada à rede eléctrica o que não sucedia com o modo de funcionamento intermédio uma vez que este apenas necessita de abastecimento de gás o qual pode ser feito com recurso a um depósito exterior.

Fica como principal comparação o sistema intermédio que pode ser colocado em qualquer

6. Simulações e análise dos resultados

Tabela 6.3.: Comparação dos consumos da caldeira e do sistema MCHP+BC.

	Caldeira	MCHP+BC (modo intermédio)	Diferença
Total anual do consumo de gás natural [kWh]	53715	28019	52,16%
Total anual do consumo de gás natural [€]	2599,81	1356,12	1243,69 €

área remota pois está independente da rede eléctrica, embora, caso se confirmem os dados acima mencionados para a venda da energia à rede do modo de funcionamento máximo, em termos monetários, este sistema revela-se bastante rentável uma vez que o produtor não se limita a economizar combustível, tornado-se mesmo micro-produtor de electricidade retirando lucros desta produção.

7. Conclusões

Um dos grandes desafios desta dissertação não foi apenas o estudo da viabilidade do conceito de Microcogeração, mas a utilização de um *software* totalmente desconhecido dentro do departamento e mesmo muito pouco utilizado no nosso país.

A evolução deste estudo ficou condicionada pelo tempo despendido na compreensão e recolha de informação sobre o EnergyPlus. Foi necessário avaliar que tipo de dados este necessitava, como trabalhava e como apresentava os resultados. Entre pesquisa de informação, tutoriais, contactos com outros utilizadores e análise de exemplos de outras simulações passaram-se cerca de 4 meses. Só assim foi possível ter algum domínio do programa tendo sido assimilado de forma totalmente independente. Existem cursos de aprendizagem do *software* de algumas horas com o preço de uma propina numa universidade pública. O primeiro objectivo foi alcançado ao ser possível utilizar este programa para este estudo.

O objectivo principal desta dissertação era provar a viabilidade de um conceito de geração de electricidade associada ao aproveitamento de calor do gerador, acoplado a uma bomba de calor. Foi possível concluir que a viabilidade está assegurada sendo que pela tabela 6.3, verificou-se uma poupança significativa do sistema em estudo face ao sistema de aquecimento tradicional através de uma caldeira.

É claro que a fiabilidade dos dados obtidos se encontra sempre comprometida por qualquer erro de programação do *software* ou de entrada de dados mas mesmo aplicando um erro de 10%, o consumo do sistema ainda é de cerca de 40% inferior ao da caldeira.

O estudo começou pela análise da influência da radiação solar na estufa. Em seguida, foram definidos os horários em que se dariam as renovações do ar interior uma vez que durante a noite pretende-se que não existam renovações de ar pois a temperatura desce significativamente. Estes horários variam com a estação do ano.

Para que existisse uma fonte de comparação de resultados, realizou-se uma simulação com uma caldeira para o aquecimento da estufa, com um horário de funcionamento definido para as horas em que a temperatura desce abaixo do intervalo pretendido, horário este que se manteve para o sistema de Microcogeração acoplado a uma bomba de calor.

Dentro desta simulação do sistema MCHP+BC, realizaram-se duas simulações em regimes de funcionamento distintos. Em primeiro ligar, num regime em que o gerador apenas funcionava num regime que garantisse a energia eléctrica necessária a toda a estufa, e por fim num regime onde o gerador funcionava na sua máxima potência.

Este tipo de estudos são de extrema importância face às alterações climáticas constantes e à acentuada necessidade de diminuição dos níveis de poluição além da redução significativa dos custos de produção. Um sistema como este, ao poupar cerca de 50% de gás na combustão, são 50% de gases tóxicos anuais que não são enviados para a atmosfera, são menos 6547 kWh gerados pela central eléctrica da rede nacional o que pode significar menos poluição por parte das centrais térmicas e a energia provir unicamente de fontes renováveis

7. Conclusões

como os parques eólicos e centrais solares. Um sistema só não o garante, mas multiplicando por 1000 produtores de legumes com este sistema, são 6547 MWh.

Para isto é necessário urgentemente uma mudança de mentalidades pois ainda é difícil convencer os produtores a investir em sistemas à partida mais dispendiosos na aquisição mas que garantem poupanças que nos dias de hoje podem fazer a diferença entre a falência e a continuação no mercado.

O sistema em estudo, pode também ser adaptado também a uma habitação. As mesmas bombas de calor analisadas em 3.2.1.3, têm versões que podem ser colocadas em habitações ou no lugar de uma bomba ar-ar, introduziria-se uma bomba de calor ar-água alimentando através de um acumulador de água quente as águas sanitárias e o sistema de climatização. O calor gerado pelo gerador pode ser introduzido também no sistema de climatização e a energia gerada vendida à rede.

Fica demonstrada uma das potencialidades da Microcogeração (acoplada a uma bomba de calor), associada à produção de energia, poupança de combustíveis fósseis e consciência ambiental pois o sistema permite produzir energia consumindo menos combustível e diminuindo os gases tóxicos produzidos no processo.

7.1. Projectos futuros

Existem vários projectos que podem basear-se neste estudo e neste tipo de análise computacional.

Um deles já referido nas conclusões, é a adaptação do sistema para uso numa habitação de forma a aquecer águas sanitárias e climatizar os espaço além da micro produção de energia eléctrica.

Outro sistema, passa por otimizar o funcionamento da bomba da calor, acoplando a esta um sistema de painéis solares térmicos de forma a retirar calor de uma fonte quente e assim aumentar o seu COP. Também pode ser analisado um sistema semelhante mas recorrendo à Geotermia, recolhendo energia térmica do solo em vez da utilização dos painéis solares.

Outro projecto baseado neste estudo, é fazer a análise dos custos associados à implementação deste sistema, desde os gastos de materiais e máquinas até ao consumido ao longo de um período de alguns anos de forma a analisar o retorno monetário e/ou compensação dos gastos.

Por fim, visto que foram descritas durante esta dissertação as dificuldades no arrefecimento das estufas e uma vez que é dispendioso, poderá ser feita a análise de um processo de arrefecimento de uma estufa durante os meses mais quentes com um sistema de Microcogeração acoplado a uma bomba de calor invertida (arrefecimento). A este conjunto acrescenta-se um sistema de um ciclo frigorífico de absorção ou adsorção, que utiliza o calor gerado pelo circuito de arrefecimento do MCHP. Este conjunto introduziria o ar arrefecido através de ventilo-convectores no espaço juntamente com aquele fornecido pela a bomba de calor.

Bibliografia

- A. C. AERMEC, "Split and multi-split systems," 2009. [Online]. Available: <http://www.aermec.com>
- T. Bartzanas, T. Boulard, and C. Kittas, "Effect of vent arrangement on windward ventilation of a tunnel greenhouse," *Biosystems Engineering*, vol. 88, no. 4, pp. 479 – 490, 2004. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6WXV-4CRY52J-1/2/6553c963b2977de0290fe9608859806c>
- Baxi-Senertec, "Dachs mini-chp - carbon saving microgeneration technology," 2009. [Online]. Available: <http://www.buildingdesign.co.uk/mech/baxi/>
- B. Bezilla and M. Imai, "An introduction of mchp unit for residential use unit for residential use," in *National Micro-CHP Technology Pathways Workshop*, 2003.
- Canada Plan Service, "Greenhouse heating requirements." [Online]. Available: <http://www.cps.gov.on.ca>
- S. K. Chou, K. J. Chua, J. C. Ho, and C. L. Ooi, "On the study of an energy-efficient greenhouse for heating, cooling and dehumidification applications," *Applied Energy*, vol. 77, no. 4, pp. 355 – 373, 2004. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V1T-49HDRWM-4/2/21e54b54ba4d6edb702055e45365179e>
- Energy Bible, "Geothermal heat pumps," 2009. [Online]. Available: <http://www.energybible.com/>
- EnergyPlus, *Getting Started with EnergyPlus - Basics Manual - Essential Information You Need about Running EnergyPlus*, November 2007.
- Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Termodinâmica*, 3rd ed. McGraw Hill, 2001.
- Ferrolì, *GN Boiler range*, 2008. [Online]. Available: www.ferrolì.co.uk
- T. L. B. Frank P. Incropera, David P. DeWitt and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed. Wiley, 2006.
- GalpEnergia, "Equivalências energéticas," 2009. [Online]. Available: <http://www.galpenergia.com>
- C. Kittas and T. Bartzanas, "Greenhouse microclimate and dehumidification effectiveness under different ventilator configurations," *Building and Environment*, vol. 42, no. 10, pp. 3774 – 3784, 2007. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V23-4MG6P3V-5/2/b31a1e688310b919cdf89dd838e4aa24>

Bibliografia

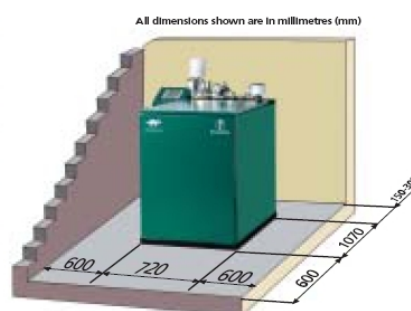
- Landolt-Börnstein, *Renewable Energy*, ser. Group VIII Advanced Materials and Technologies, Springer, Ed. Springer Berlin Heidelberg, 2006, vol. Volume 3C, no. 1619-4802 (Print) 1619-4810 (Online).
- A. P. Melo, "Avaliação computacional de estratégia para a redução do consumo de energia elétrica em um hotel de Florianópolis," Universidade Federal de Santa Catarina, Curso de Graduação em Engenharia Civil, 2005.
- H. I. Onowwiona, V. I. Ugursal, and A. S. Fung, "Modeling of internal combustion engine based cogeneration systems for residential applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, no. 5-6, pp. 848 – 861, 2007. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V1Y-4MBJY8M-1/2/cee5471ce2143159ad47a181b7109f23>
- Plastisul, "Filmes para estufas," 2009. [Online]. Available: <http://www.plastisul.com.br/estufas.asp>
- V. Sethi and S. Sharma, "Survey and evaluation of heating technologies for worldwide agricultural greenhouse applications," *Solar Energy*, vol. 82, no. 9, pp. 832 – 859, 2008. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V50-4S0PVM2-2/2/a353e730a5bdc4048a89b8c136699cf2>
- P. D. Silva, *Apontamentos de Transmissão de Calor*, D. de Engenharia Electromecânica, Ed. Universidade da Beira Interior, 2005.
- Soler & Palau, "Fichas técnicas - a climatização de estufas," 2009. [Online]. Available: <http://www.solerpalau.pt>
- L. T&T Multielétrica, "Sistemas de aquecimento - bombas de calor," 2009. [Online]. Available: <http://dev.elaconta.pt>
- Wikipedia, "District heating," 2009. [Online]. Available: <http://en.wikipedia.org>

Anexos

A. Anexo - Características do Gerador da BAXI - Senertec

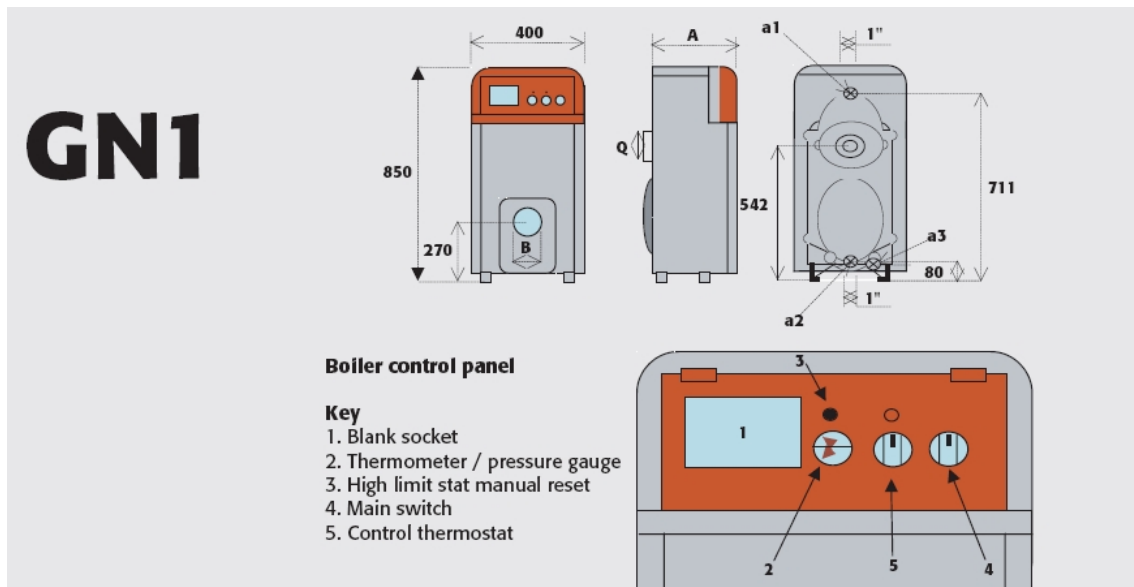
Technical Data

Product Type	HKA G 5.5	HKA F 5.5	HKA HR 5.3
Fuel type	Natural gas	LPG	35 sec fuel oil
Gross electrical output, kW ^{e1}	5.5	5.5	5.3
Net electrical output, kW ^{e1}	5.34	5.34	5.14
Electrical output	400 V, 3 phase, 50 Hz	400 V, 3 phase, 50 Hz	400 V, 3 phase, 50 Hz
Thermal output, kW ^{th1}	12.5	12.5	10.4
Fuel input (HHV) ^{1,2}	22.8	22.8	19.1
Electrical efficiency (HHV), %	24	24	27
Thermal efficiency (HHV), %	55	55	55
Fuel efficiency (HHV), %	79	79	83
Max water return temp, °C	70	70	70
Max water flow temp, °C	83	83	83
Noise level @ 1 metre dB(A)	52 - 56	52 - 56	54 - 58
Weight, kg	520	520	520
Dimensions			
Width, mm	720	720	720
Length, mm	1070	1070	1070
Height, mm	1000	1000	1000



Fonte: Baxi-Senertec (2009)

B. Anexo - Características da Caldeira Ferroli GN1



Fonte: Ferroli (2008)

B. Anexo - Características da Caldeira Ferroli GN1

Boiler Model GN1							
	02	03	04	05	06	07	08
No sections	02	03	04	05	06	07	08
Boiler output (High Fire)kW	23.3	34.9	46.5	58.1	69.8	81.4	93.0
Boiler output (Low Fire) kW	15.0	15.0	32.5	40.5	48.8	57.0	65.0
Boiler input (gross) (High Fire) kW	28.6	43.0	57.3	71.6	86.1	100.4	114.7
Boiler input (gross) (Low Fire) kW	18.2	18.2	39.3	49.1	59.1	68.8	78.6
Boiler input(net) Gas/ Oil (High Fire) kW	25.8	38.7	51.6	64.5	77.5	90.4	103.3
Boiler Input (nett) Gas/ Oil (Low Fire)kW	16.4	16.4	35.4	44.2	53.2	62.0	70.8
Water content litres	11	14	17	20	23	26	29
Design flow rates @ Δt 11°C litres/sec	0.51	0.76	1.01	1.26	1.52	1.76	2.01
Waterside pressure drops @ Δt 11°C mb	1.0	1.8	4.2	7.2	11.0	15.0	20.0
Design flow rates @ Δt 20°C litres/s	0.28	0.42	0.55	0.69	0.83	0.97	1.1
Waterside pressure drops @ 20°CΔt mb	-	-	1.0	1.6	2.3	3.3	4.5
Maximum water pressure bar	6	6	6	6	6	6	6
Minimum static head m	2.1	2.1	2.1	2.1	2.1	2.1	2.1
Minimum flow rate litres/s	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
Input gas rate (High Fire) m ³	2.18	3.26	4.35	5.42	6.52	7.60	8.69
Working pressure boiler nat gas mb	20	20	20	20	20	20	20
Max gas inlet pressure boiler nat gas mb	25	25	25	25	25	25	25
Burner pressure	as per burner manufactures data						
Approx flue gas volume @ 9% CO ₂ @ NTP m ³ /h	56.3	87.25	117.5	136.1	182.7	213.7	248.7
Approx flue gas temp nett (primary flue) °C	220	220	220	220	220	220	220
Gas inlet connection	as per burner manufacturer data						
Water flow/return connections a1 & a2 ins	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2
Drain cock a3 ins	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
Draught required @ boiler flue outlet mb	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
pascal	2	2	2	2	2	2	2
Flue connection nominal dia mm	130	130	130	180	180	180	180
Electrical supply 230 v 50Hz single phase	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Combustion chamber length mm	286	386	486	586	686	786	886
Boiler length A mm	300	400	500	600	700	800	900
Blast tube diameter B mm	105	105	105	105	125	125	125
Flue diameter Q mm	130	130	130	180	180	180	180
Pressure drop load loss Δt p mb	0.2	0.2	0.02	0.2	0.2	0.2	0.2
Combustion chamber volume litres	12.09	20.15	28.21	36.27	52.39	60.45	68.51
Water load loss Δt 10°C	1	1.8	4.2	7.2	11	15	20
Δt 20°C	-	-	1	1.6	2.3	3.3	4.5
Weight kg	75	100	125	150	175	200	225
Water content litres	11	14	17	20	23	26	29
Front clearance min mm	750	750	750	750	750	750	750
Rear clearance min mm	800	800	800	800	800	800	800
Side clearance min mm	50	50	50	50	50	50	50

MAXIMUM WATER FLOW TEMPERATURE 90° C
MINIMUM RETURN TEMP 45°C

C. Anexo - Características das Bombas de Calor AERMEC DXE

Technical data

		07 C	10 C	10 CT	12 CT	16 CT	30 CT
DXE		07 E	10/12 E	10/12 E	10/12 E	16 E	30 E
Cooling capacity (E)	kW	7,80	9,80	9,80	13,30	16,90	30
Moisture removed	l/h	2,80	3,20	3,20	5,60	7,10	-
Total absorbed power (E)	kW	2,90	4,15	3,90	5,10	6,20	12,50
Heating capacity (E)	kW	7,90	10,70	10,70	14,50	18,10	33
Total absorbed power (E)	kW	2,50	3,31	3,31	4,7	5,4	10,50
Breakaway starting current	A	16,90	31,50	9,80	13,50	16,50	27
Peak current	A	65	97	65	66	67	130
Power supply (external unit)	V-Ph-Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	400V 3N~ 50Hz	400V 3N~ 50Hz	400V 3N~ 50Hz	400V 3N~ 50Hz
Power supply (internal unit)	V-Ph-Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	400V 3N~ 50Hz
Internal unit air capacity	m ³ /h (max.)	1100	1850	1850	1850	2300	5500
Useful head	Pa	60	80	80	80	100	120
♪ Sound pressure (internal unit)	dB (A) (max.)	39	43	43	43	48	57
♪ Sound pressure (external unit)	dB (A) (max.)	57	59	59	61	63	67
Refrigerant gas load (R410A)*	kg	2	3	3,2	3,5	5	9,5
Refrigerant gas top-up	g/m	60	120	120	120	120	120
Refrigerator lines	Ø (gas)	5/8"(15,9)	3/4"(19)	3/4"(19)	3/4"(19)	7/8"(22)	9/8"(28,6)
	Ø (liquid)	3/8"(9,52)	1/2"(12,7)	1/2"(12,7)	1/2"(12,7)	1/2"(12,7)	1/2"(12,7)

Performance values refer to the following conditions:
 ♪ Sound pressure measured at 1 metre.

■ Cooling:

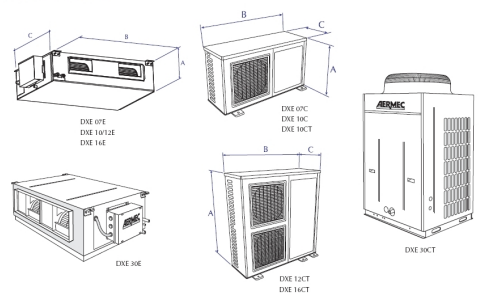
- environmental air temp 27 °C D.B., 19 °C W.B.;
- external air temp 35 °C; maximum speed.

■ Heating:

- environmental air temp. 20 °C;
- external air temp. 7 °C D.B., 6 °C W.B.; maximum speed;

* = for lines up to 5m; as well as topping-up.

Dimensional data (mm)



DXE INTERNAL UNIT

		DXE			
		07 E	10/12 E	16 E	30 E
Height	A	268	290	330	500
Width	B	1295	1251	1251	1500
Depth	C	504	744	788	1000
Weight	kg	37	57	66	170

DXE EXTERNAL UNIT

		DXE					
		07 C	10 C	10 CT	12 CT	16 CT	30 CT
Height	A	700	840	840	1250	1250	1772
Width	B	950	950	950	950	950	990
Depth	C	412	412	412	412	412	880
Weight	kg	52	90	90	112	120	218

The technical data in this document are not binding. Aermec S.p.A. reserves the right to make any modifications it deems necessary to improve the product at any time.

Aermec S.p.A.
 Via Roma, 44 - 37040 Bevilacqua (VR) - Italia
 Tel. 0442633111 - Telefax 044255730
 www.aermec.com

Cod.: SDXEUJ.02 / 0811

Fonte: AERMEC (2009)

D. Anexo - Tabelas de características de construção de estufas

Tabela D.1.: Resistências Térmicas de Sistemas de Edifícios

Material	Espessura [mm]	R [m^2C/W]
Vidro Simples	3	0.15
Vidro Duplo (6mm de air space)	-	0.27
Fibra de Vidro	-	0.16
Polietileno	0.15	0.14
Acrílico Duplo ou Policarbonato	6-12	0.20-0.35
Duplo Polietileno Insuflado	-	0.25-0.28
Cimento de Asbestos	6	0.16
Madeira	25	0.30
Concreto	100	0.20
	150	0.23
Bloco de Concreto	200	0.35
Poliestireno	25	0.88
Espuma de Poliuretano	25	1.10

D. Anexo - Tabelas de características de construção de estufas

Tabela D.2.: Velocidade do vento ou Factor de Exposição

Velocidade do Vento km/h	f_w
menos de 25	1.00
30	1.03
40	1.08
50	1.13
60	1.18
70	1.22

Tabela D.3.: Factores de Construção

Descrição da casa	f_c
Completo Metálico, vidro fino, coberto parcialmente	1.08
Algum vidro solto	1.15-1.20
Estrutura de madeira, goteiras de aço, construção apertada	1.05
Só barras de madeira, saída de ar, etc:	
Bem seladas	1.00
Qualidade moderada	1.10
Ajustes folgados	1.20-1.30
Fibra de vidro, apoios calafetados	0.95
Juntas não seladas	1.05-1.10
Filme de Polietileno duplo ou Camada Simples	0.90-0.95
Acrílico Duplo ou Policarbonato	0.90

Tabela D.4.: Descrição do Sistema

Descrição do Sistema	f_s
Fonte de calor proveniente por aquecedores através de tubos junto ao tecto	1.15
Sistema de tubos por convecção ou radiação, acima da cabeça em 50%	1.10
Sistema 2, com vários tubos de circulação	1.15
Calor por convecção ou radiação junto ao chão	1.00
Estufa sempre abaixo de 20°C para serviços a frio numa estufa de vidro	0.95

E. Anexo - Dados de simulações com a caldeira

As datas estão no sistema mês/dia.

As varias tabelas desde anexo serviram de base aos gráfico do capítulo 6.2, simulando o esquema descrito no capítulo 3.1, pela figura 3.3.

E. Anexo - Dados de simulações com a caldeira

Tabela E.1.: Dados gerados pelo EnergyPlus para o dia mais frio do ano.

Date/Time	Environment:Outdoor Dry Bulb [C](Hourly)	ZONA1:Zone Mean Air Temperature [C](Hourly)
03/02 01:00	0,51	20,00
03/02 02:00	0,07	20,00
03/02 03:00	-0,39	20,00
03/02 04:00	-0,78	20,00
03/02 05:00	-1,13	20,00
03/02 06:00	-1,48	19,92
03/02 07:00	-1,08	19,97
03/02 08:00	-0,18	20,00
03/02 09:00	0,73	20,00
03/02 10:00	2,62	20,32
03/02 11:00	5,22	24,81
03/02 12:00	7,82	22,11
03/02 13:00	9,43	18,15
03/02 14:00	10,27	18,83
03/02 15:00	11,13	19,08
03/02 16:00	11,09	17,58
03/02 17:00	10,39	23,11
03/02 18:00	9,69	20,34
03/02 19:00	8,76	20,00
03/02 20:00	7,60	20,00
03/02 21:00	6,46	20,00
03/02 22:00	5,65	20,00
03/02 23:00	4,99	20,00
03/02 24:00	4,35	20,00

E. Anexo - Dados de simulações com a caldeira

Tabela E.3.: Dados gerados pelo EnergyPlus para o dia mais quente do ano.

Date/Time	Environment:Outdoor Dry Bulb [C](Hourly)	ZONA1:Zone Mean Air Temperature [C](Hourly)
08/10 01:00	24,71	20
08/10 02:00	25,35	20
08/10 03:00	26,01	20
08/10 04:00	25,78	20
08/10 05:00	24,93	20
08/10 06:00	24,08	20,01
08/10 07:00	24,34	21,97
08/10 08:00	25,44	29,48
08/10 09:00	26,54	27,5
08/10 10:00	28,34	29,67
08/10 11:00	30,58	32,2
08/10 12:00	32,84	34,58
08/10 13:00	34,5	36,23
08/10 14:00	35,76	37,44
08/10 15:00	37	38,48
08/10 16:00	36,74	37,93
08/10 17:00	35,44	36,21
08/10 18:00	34,14	34,41
08/10 19:00	32,55	32,44
08/10 20:00	30,81	30,43
08/10 21:00	29,05	28,67
08/10 22:00	27,43	27,08
08/10 23:00	25,93	22,02
08/10 24:00	24,43	20

E. Anexo - Dados de simulações com a caldeira

Tabela E.4.: Potências caloríficas da caldeira.

Date/Time	BOILER:Boiler Heating Output Energy [kWh] Winter (dia frio)	BOILER:Boiler Heating Output Energy [kWh] Summer (dia quente)
01:00	23,30421336	0,823161633
02:00	23,74814159	0,531849923
03:00	24,18714121	0,167370854
04:00	24,57083467	0,290593984
05:00	24,93877423	0,752272056
06:00	25,14607032	0,766589862
07:00	24,92213969	0
08:00	20,74281886	0
09:00	9,711160513	0
10:00	0,897608774	0
11:00	0	0
12:00	0	0
13:00	0	0
14:00	0	0
15:00	0	0
16:00	0	0
17:00	0	0
18:00	4,174860193	0
19:00	13,0278979	0
20:00	15,1129797	0
21:00	16,21623555	0
22:00	17,21949343	0
23:00	18,19099002	0
24:00	19,23188791	0,264089158

E. Anexo - Dados de simulações com a caldeira

Tabela E.5.: Consumos mensais de gás natural da caldeira.

Mês	Consumo de gás da caldeira [kWh]	Consumo de Gás da Caldeira [€]
Janeiro	9566	462,99
Fevereiro	7392	357,77
Março	6321	305,94
Abril	4431	214,46
Maio	3436	166,30
Junho	1960	94,86
Julho	1329	64,32
Agosto	1627	78,75
Setembro	1461	70,71
Outubro	3343	161,80
Novembro	6043	292,48
Dezembro	6806	329,41
Somatório Anual	53715	2599,81
Mínimo Consumido	1329	64,32
Máximo Consumido	9566	462,99

F. Anexo - Dados de simulações com o sistema de MCHP+BC

As datas estão no sistema mês/dia.

As varias tabelas desde anexo serviram de base aos gráficos do capítulo 6.3.2, simulando o esquema descrito no capítulo 3.2, pela figura 3.5.

Nas tabelas F.3 e F.4, aparecem algumas designações que o programa utiliza nas tabelas de dados:

- Zone/Sys Sensible Heating Energy [kWh] - Carga térmica total introduzida na zona proveniente de todos os componentes sistema de aquecimento em kWh;
- CONVECTOR:Baseboard Heating Energy [kWh] -Carga térmica proveniente dos convectoros em kWh;
- Packaged Terminal Heat Pump Sensible Zone Heating Energy [kWh] - Carga térmica proveniente da bomba de calor em kWh.

F. Anexo - Dados de simulações com o sistema de MCHP+BC

Tabela F.1.: Dados gerados pelo EnergyPlus para o dia mais frio do ano para o sistema MCHP.

Date/Time	Environment:Outdoor Dry Bulb [C](Hourly)	ZONA1:Zone Mean Air Temperature [C](Hourly)
03/02 01:00:00	0,49	20
03/02 02:00:00	5,00E-002	20
03/02 03:00:00	-0,41	20
03/02 04:00:00	-0,79	20
03/02 05:00:00	-1,15	20
03/02 06:00:00	-1,49	20
03/02 07:00:00	-1,04	20
03/02 08:00:00	-0,14	20
03/02 09:00:00	0,76	20
03/02 10:00:00	2,73	20,45
03/02 11:00:00	5,33	25,07
03/02 12:00:00	7,93	25,74
03/02 13:00:00	9,46	21,94
03/02 14:00:00	10,3	22,56
03/02 15:00:00	11,16	22,56
03/02 16:00:00	11,06	20,34
03/02 17:00:00	10,36	24,03
03/02 18:00:00	9,66	20,35
03/02 19:00:00	8,71	20
03/02 20:00:00	7,55	20
03/02 21:00:00	6,41	20
03/02 22:00:00	5,63	20
03/02 23:00:00	4,96	20
03/02 24:00:00	4,33	20

Tabela F.3.: Consumos mensais de gás natural do sistema em modo de obtenção de energia necessária à estufa.

Mês	Consumo de gás do sistema [kWh]	Consumo de gás do sistema [€]	Potência eléctrica produzida [kWh]
Janeiro	4978	240,94	1165
Fevereiro	3729	180,48	874
Março	3191	154,44	747
Abril	2163	104,69	505
Maio	1897	91,81	442
Junho	1060	51,30	246
Julho	720	34,85	167
Agosto	825	39,93	191
Setembro	716	34,65	166
Outubro	1792	86,73	420
Novembro	3290	159,24	769
Dezembro	3656	176,95	855
Somatório Anual	28019	1356,12	6547
Mínimo Consumido	716	34,65	166
Máximo Consumido	4978	240,94	1165

Tabela F.4.: Consumos mensais de gás natural do sistema no modo de funcionamento máximo do gerador.

Mês	Consumo de gás do sistema [kWh]	Consumo de gás do sistema [€]	Potência eléctrica produzida [kWh]	Potência eléctrica consumida pela bomba de calor [kWh]
Janeiro	13087	633,4	3066	444
Fevereiro	11821	572,1	2769	204
Março	9710	470,0	2274	271
Abril	6333	306,5	1482	214
Maio	6544	316,7	1532	144
Junho	6333	306,5	1482	23
Julho	6544	316,7	1532	11
Agosto	6544	316,7	1532	21
Setembro	6333	306,5	1482	12
Outubro	13087	633,4	3066	8
Novembro	12665	613,0	2967	138
Dezembro	13087	633,4	3066	172
Somatório Anual	112086	5425,0	26251	1661
Mínimo Consumido	6333	306,5	1482	8
Máximo Consumido	13087	633,4	3066	444

F. Anexo - Dados de simulações com o sistema de MCHP+BC

Tabela F.5.: Cargas térmicas totais e de cada componente do sistema em modo de funcionamento de obtenção da energia necessária à estufa no dia mais frio.

Date/Time	Zone/Sys Sensible Heating Energy [kWh](Hourly)	CONVECTOR:Baseboard Heating Energy[kWh](Hourly)	Packaged Terminal Heat Pump Sensible Zone Heating Energy[kWh](Hourly)
01:00:00	22,78725104	12,67031583	10,11693533
02:00:00	23,22343637	12,72637625	10,49706027
03:00:00	23,67378477	12,58347678	11,09030818
04:00:00	24,04123319	12,6443566	11,39687674
05:00:00	24,42584255	12,701857	11,72398576
06:00:00	24,77312837	12,55749589	12,21563282
07:00:00	24,35378988	12,61981734	11,73397206
08:00:00	19,65283979	12,67867979	6,974159056
09:00:00	9,003940361	8,849613331	0,154327021
10:00:00	0,843762379	0,843762379	0
11:00:00	0	0	0
12:00:00	0	0	0
13:00:00	0	0	0
14:00:00	0	0	0
15:00:00	0	0	0
16:00:00	0	0	0
17:00:00	0	0	0
18:00:00	4,921387207	1,365204051	3,554350747
19:00:00	13,22345513	2,858525937	10,36491958
20:00:00	15,02847713	4,361931506	10,6665343
21:00:00	16,06628363	5,77880124	10,28747113
22:00:00	17,02118764	7,095409732	9,925767608
23:00:00	17,93437186	8,3337481	9,600614655
24:00:00	18,91738237	9,64303562	9,27433812

F. Anexo - Dados de simulações com o sistema de MCHP+BC

Tabela F.6.: Cargas térmicas totais e de cada componente do sistema em modo de funcionamento máximo do gerador no dia mais frio.

Date/Time	Zone/Sys Sensible Heating Energy [kWh](Hourly)	CONVECTOR:Baseboard Heating Energy[kWh](Hourly)	Packaged Terminal Heat Pump Sensible Zone Heating Energy[kWh](Hourly)
01:00:00	22,78835453	12,61482136	10,1735333
02:00:00	23,22561275	12,67396082	10,55165208
03:00:00	23,66782078	12,72981748	10,93800344
04:00:00	24,04350006	12,58672276	11,45677749
05:00:00	24,42810523	12,64742096	11,78068448
06:00:00	24,77526928	12,70474985	12,07051959
07:00:00	24,34800398	12,56022482	11,78777887
08:00:00	19,63165851	12,62239376	7,009263798
09:00:00	8,832325501	8,826811888	0,005501645
10:00:00	0,736585414	0,733155317	0,003430092
11:00:00	0	0	0
12:00:00	0	0	0
13:00:00	0	0	0
14:00:00	0	0	0
15:00:00	0	0	0
16:00:00	0	0	0
17:00:00	0	0	0
18:00:00	4,771449125	4,584668427	0,186660829
19:00:00	12,91665568	8,698079963	4,218564404
20:00:00	14,7316521	10,34746698	4,384180446
21:00:00	15,76250541	11,92137089	3,841130298
22:00:00	16,72417594	12,63358537	4,090586375
23:00:00	17,6878237	12,69174243	4,996076497
24:00:00	18,73654111	12,74666859	5,989867049