

UNIVERSIDADE DO ALGARVE

*Estudo da Aplicação de um  
Sistema Frigorífico de Absorção  
Movido a Energia Solar na  
Ilha do Príncipe*

**Filipe Horta Correia Cardoso Santos**

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em  
Energias Renováveis e Gestão de Energia – Ramo Tecnológico

Trabalho efectuado sob a orientação de:  
Professor Doutor António Manuel de Sousa Baltazar Mortal

2012

UNIVERSIDADE DO ALGARVE

*Estudo da Aplicação de um  
Sistema Frigorífico de Absorção  
Movido a Energia Solar na  
Ilha do Príncipe*

**Filipe Horta Correia Cardoso Santos**

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em  
Energias Renováveis e Gestão de Energia – Ramo Tecnológico

Trabalho efectuado sob a orientação de:  
Professor Doutor António Manuel de Sousa Baltazar Mortal

2012

# Estudo da Aplicação de um Sistema Frigorífico de Absorção Movido a Energia Solar na Ilha do Príncipe

---

## Declaração de autoria de trabalho

---

Declaro ser o autor deste trabalho, que é original e inédito. Autores e trabalhos consultados estão devidamente citados no texto e constam da listagem de referências incluída.

Copyright © Filipe Santos

A Universidade do Algarve tem o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicitar este trabalho através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, de o divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objectivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

# Agradecimentos

---

Gostaria de agradecer antes de mais àqueles sem os quais este trabalho não poderia ter sido concretizado.

Em primeiro lugar, ao Professor Doutor António Mortal, pela valiosa ajuda e orientação nas várias fases do trabalho e pela extraordinária disponibilidade que ofereceu.

Em segundo lugar, a toda a equipa do Instituto Português de Oncologia, especialmente da Unidade de Transplante de Medula, que me permitiu continuar aqui, possibilitado de terminar esta dissertação e, principalmente: Vivo! Não me esqueço também de todos aqueles que contribuíram para a minha cura com ensinamentos, práticas e companhia.

Aqui se inserem também, naturalmente a minha companheira Inês que, juntamente com a Violeta, foram sem dúvida quem mais me apoiou, incentivou e... aturou. Desejo sinceramente conseguir compensar toda a presença ausente deste último ano.

Agradeço profundamente também aos meus pais, que revisitaram a década passada, financiando este trabalho, na quase exclusividade que lhe dediquei, e que aguardaram com grande confiança, o meu sucesso na sua concretização.

Por fim, quero agradecer aos colegas de agora e de antes, da academia e do trabalho, pelo apoio e companheirismo, principalmente ao André, ao Bruno, ao Nuno, ao Rui e ao Irlando, mas também a tantos outros que me brindaram com o seu exemplo e encorajamento.

Ao Xico, Bruno, José Luís, André e Mãe pelos olhos e críticas.

Este documento foi escrito segundo as normas do Acordo Ortográfico de 1945, conforme com o Decreto nº 35 228, de 8 de Dezembro de 1945, e o Decreto-Lei nº 32/73 de 6 de Fevereiro.

# Resumo

---

O objectivo principal deste trabalho foi o de estudar a viabilidade da produção de gelo na Ilha do Príncipe, por meio duma máquina de absorção de água-amoníaco de efeito simples, operada com calor de proveniência solar.

Para tal, desenvolveu-se um modelo de simulação numérica em regime estacionário numa base horária, no programa *Engineering Equation Solver*. A partir de dados médios mensais da radiação solar diária para aquela localização, foi possível calcular a potência útil que o sistema de colectores solares pode transmitir à máquina de absorção, para a produção de refrigeração para gelo. Conseguiu-se então prever que 151 m<sup>2</sup> de Colectores Parabólico-Lineares, com seguimento de eixo horizontal Norte-Sul, forneceriam os 26,84 kW a 161°C necessários, para produzir um mínimo de 1000 kg de gelo diário com uma máquina de absorção de 14,13 kW de potência de refrigeração, operando com uma temperatura de evaporação de -23°C.

O modelo foi construído de forma a compreender os fenómenos inerentes ao ciclo de absorção e a analisar o comportamento dos vários componentes. Estudou-se ainda os benefícios esperados pela utilização de melhoramentos ao ciclo básico de absorção, concluindo que a sua utilização permitiria obter um COP de 0,523 e reduzir significativamente a potência necessária dos vários componentes da máquina.

Avaliou-se também a viabilidade da utilização do Colector Parabólico-Linear, visto estes sistemas não utilizarem a fracção difusa da radiação solar, consideravelmente elevada na Ilha do Príncipe. Para esse fim, comparou-se a utilização do sistema com Colectores de Tubos de Vácuo, calculando-se que seriam necessários 278 m<sup>2</sup> destes, e cerca do dobro da potência do sistema de absorção para o mesmo objectivo mínimo de 1000 kg de gelo diários.

**Palavras-chave:** absorção; amoníaco; refrigeração solar; gelo; colector parabólico-linear; EES

# Abstract

---

The main aim of this work was to study the viability of ice production in the Principe Island using a solar powered single effect ammonia–water absorption system.

For such, a numeric simulation model, in stationary regime on a hourly basis, was developed with the software Engineering Equation Solver. From the daily solar radiation monthly averages for this location it was possible to determine the useful power that the solar collector system can transmit to the absorption machine for the production of refrigeration for ice. It was then determined that 151 m<sup>2</sup> of parabolic trough collectors with a north-south horizontal axel alignment would supply the required 26.84 kW at 161 °C for the minimum daily production of 1000 kg of ice with an absorption refrigerator of 14.13 kW of refrigerating power, operating with a evaporation temperature of -23 °C.

The model was developed in order to understand the phenomena inherent to the absorption cycle and to analyze the behavior of its various components. Improvements due to the optimization of the basic absorption cycle were also studied and it was concluded that they would allow the absorption refrigerator to obtain a COP of 0.523 and significantly reduce the power of its different components.

The viability of the parabolic trough collector was also evaluated, since these systems do not utilize the diffuse fraction of solar radiation which is significantly high in Principe Island. For that end, the use of evacuated tube collectors was evaluated and it was determined that it would require an area of 278 m<sup>2</sup> and around double the power of the absorption system to achieve the same aim of a minimum daily ice production of 1000 Kg.

**Keywords: absorption; ammonia; solar refrigeration; ice making; parabolic trough collector; EES**

# Índice Geral

---

Declaração de autoria de trabalho .....	iii
Agradecimentos.....	iv
Resumo .....	vi
Abstract .....	vii
Índice de Figuras.....	xi
Índice de Tabelas .....	xv
Nomenclatura.....	xvii
Parâmetros e Variáveis .....	xvii
Símbolos.....	xviii
Subscritos.....	xviii
Abreviaturas.....	xix
Capítulo 1 - Introdução.....	1
1.1. O Problema: .....	1
1.1.1. Elevadas Perdas de Pescado na Ilha do Príncipe .....	1
1.1.2. Contexto Socio-Económico .....	2
1.1.3. Principais Características do Sector da Pesca .....	5
1.2. A Solução Proposta: .....	9
1.2.1. O Efeito Conservante da Refrigeração de Peixe .....	9
1.2.2. Refrigeração Solar .....	10
1.3. Organização da Dissertação.....	14
Capítulo 2 - Máquinas Frigoríficas .....	17
2.1. Evolução Histórica.....	17
2.2. Princípios de Funcionamento das Máquinas de Absorção.....	26

2.3. Fluidos Frigorígenos .....	34
2.3.1. Propriedades da Mistura Água-Amónia .....	37
2.4. Ciclos Frigoríficos por Absorção de Água-Amónia .....	40
Capítulo 3 - Colectores Solares .....	45
3.1. Colectores Solares Estacionários .....	45
3.2. Colectores Solares Seguidores .....	47
3.2.1. Tipos de Seguimento Solar .....	49
3.2.2. Mecanismos de Seguimento .....	53
3.3. Concentradores Formadores de Imagem .....	53
3.3.1. Colectores Parabólico-Lineares .....	54
3.3.2. Reflectores Lineares de Fresnel .....	55
3.3.3. Reflectores de Prato Parabólico .....	56
3.3.4. Colectores de Recepção Central – Campo de Helióstatos .....	57
3.4. Aplicações dos Colectores Solares .....	59
Capítulo 4 - Modelo Numérico .....	61
4.1. Modelação Numérica do Ciclo de Absorção .....	62
4.1.1. Apresentação do Modelo para Análise Termodinâmica .....	63
4.1.2. Balanços de Massa .....	65
4.1.3. Balanços de Energia .....	68
4.1.4. Identificação do Número de Variáveis .....	72
4.1.5. Identificação do Número de Equações Independentes .....	75
4.1.6. Especificação das Variáveis .....	77
4.1.7. Resolução Computacional do Modelo .....	82
4.2. Modelação Numérica do Sistema de Colectores Solares .....	84
4.2.1. Análise Termodinâmica do Colector .....	84

4.3. Modelação Numérica da Radiação Solar .....	89
4.3.1. Estimativa da Radiação Horária a partir da Diária .....	89
4.3.2. Radiação em Superfícies Inclinadas .....	91
4.3.4. Irradiância Incidente no Colector Solar .....	93
4.4. Produção de Gelo Pretendida .....	95
Capítulo 5 - Resultados e Discussão .....	97
5.1. Resultados da Análise Termodinâmica ao Ciclo de Absorção .....	97
5.1.1. Resultados para as Condições de Referência .....	97
5.1.2. Estudo Paramétrico .....	98
5.1.3. Impacto dos Melhoramentos ao Ciclo .....	107
5.2. Resultados da Análise ao Sistema de Colectores Solares .....	109
5.2.1. Resultados do Modelo de Radiação Solar .....	109
5.2.2. Selecção do Tipo de Seguimento Solar .....	111
5.2.3. Condições de Operação dos Colectores Solares .....	113
5.2.4. Comparação dos Tipos de Colectores Solares .....	117
5.3. Resultados do Sistema Integrado para Produção de Gelo .....	120
Capítulo 6 - Conclusão .....	125
Referências Bibliográficas .....	129
Anexo A – Programa de Simulação .....	137
Anexo B – Dados de Radiação .....	147
Anexo C – Entalpia da Mistura NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O .....	150
Anexo D – Dados de Produção Anual de Gelo .....	151

# Índice de Figuras

---

FIGURA 1.1 – MAPA DAS PRINCIPAIS ZONAS COSTEIRAS DA ILHA DO PRÍNCIPE ONDE SE PRÁTICA A PESCA. EXTRAÍDO DE VAZ E OLIVEIRA (2007). .....	3
FIGURA 2.1 – APARELHO DESCRITO POR JACOB PERKINS NA SUA PATENTE DE 1834. EXTRAÍDO DE REIF-ACHERMAN, (2012). .....	20
FIGURA 2.2 – MÁQUINAS DE GELO POR ABSORÇÃO DE AMONÍACO DE FERDINAND CARRÉ. A) DESCONTÍNUA. B) CONTÍNUA. EXTRAÍDO DE REIF-ACHERMAN (2012). .....	21
FIGURA 2.3 – (A) CONCENTRADOR SOLAR CÔNICO COM SEGUIMENTO DE DOIS EIXOS, DESENVOLVIDO POR AUGUSTIN MOUCHOT, UTILIZADO PARA PRODUIR GELO EM EXIBIÇÕES PÚBLICAS EM TOURS (B) E PARIS (C). EXTRAÍDO DE RAGHEB (2011). .....	21
FIGURA 2.4 – COMPARAÇÃO DOS PROCESSOS DE ELEVAÇÃO DE PRESSÃO DOS CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR E POR ABSORÇÃO (ADAPTADO DE STOECKER E JONES, 1985). .....	27
FIGURA 2.5 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DUM CICLO FRIGORÍFICO DE COMPRESSÃO DE VAPOR (A) E DE UM CICLO FRIGORÍFICO DE ABSORÇÃO DE EFEITO SIMPLES (B) ADAPTADO DE MORTAL (2005). .....	28
FIGURA 2.6 – ILUSTRAÇÃO DA PRODUÇÃO DA ENERGIA ELÉCTRICA REQUERIDA PARA O ACCIONAMENTO DOS SISTEMAS DE COMPRESSÃO. EXTRAÍDO DE SEARA (1999). .....	32
FIGURA 2.7 – SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE ABSORÇÃO COMO A COMBINAÇÃO DUMA MÁQUINA FRIGORÍFICA E DUM MOTOR TÉRMICO. MT – MOTOR TÉRMICO, MF – MÁQUINA FRIGORÍFICA. EXTRAÍDO DE SEARA (1999). .....	32
FIGURA 2.8 – ESQUEMA DUMA MÁQUINA FRIGORÍFICA DE ABSORÇÃO DE EFEITO SIMPLES COM APROVEITAMENTO INTERNO DE CALOR. EXTRAÍDO DE MORTAL (2004). .....	40
FIGURA 2.9 – CICLO PRÁTICO COM RECIRCULAÇÃO DA SOLUÇÃO RICA NO RECTIFICADOR. EXTRAÍDO DE SEARA (1999). .....	43
FIGURA 2.10 – CICLO PRÁTICO COM RECIRCULAÇÃO DA SOLUÇÃO FORTE NO ABSORSOR. EXTRAÍDO DE SEARA (1999). .....	43
FIGURA 3.1 – CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS DE COLECTORES CONCENTRADORES: A) ABSORVEDORES TUBULARES COM REFLECTOR DIFUSO TRASEIRO; B) ABSORVEDORES TUBULARES COM REFLECTORES ESPECULARES CÚSPIDES; C) RECEPTOR PLANO COM REFLECTORES PLANOS; D) CONCENTRADOR PARABÓLICO; E) REFLECTOR FRESNEL; F) CONJUNTO DE HELIÓSTATOS COM RECEPTOR CENTRAL. EXTRAÍDO DE DUFFIE E BECKMAN (1980). .....	49
FIGURA 3.2 – COLECTOR SOLAR CONCENTRADOR EVIDENCIANDO A ÁREA DO RECEPTOR (AR), A ÁREA DE ABERTURA (AC) E A SUA RELAÇÃO COM O ÂNGULO DE INCIDÊNCIA DA RADIAÇÃO ( $\theta$ ). EXTRAÍDA DE DUFFIE E BECKMA .....	50
FIGURA 3.3 – ESTAÇÃO EXPERIMENTAL DE FOCO LINEAR DA AUSRA, AUSTRÁLIA. .....	54

FIGURA 3.4 – TECNOLOGIA DE REFLECTORES LINEARES COMPACTOS DE FRESNEL, INSTALADOS PELA AREVA NA SUA CENTRAL DE PRODUÇÃO SOLAR TERMO-ELÉCTRICA KIMBERLINA, EM BAKERSFIELD, CALIFORNIA (AREVA SOLAR). .....	56
FIGURA 3.5 – SISTEMA SOLAR DE GERAÇÃO DE ELECTRICIDADE POR MEIO DUM MOTOR STIRLING OPERADO COM RADIAÇÃO SOLAR FOCADA POR UM PRATO REFLECTOR (SANDIA NATIONAL LABORATORY).....	57
FIGURA 3.6 – ESTAÇÃO EXPERIMENTAL SOLAR TWO, DE HELIÓSTATOS DE RECEPÇÃO CENTRAL (SANDIA NATIONAL LABORATORY).....	58
FIGURA 4.1 – FLUXOGRAMA DO MODELO NUMÉRICO, EVIDENCIANDO OS VÁRIOS COMPONENTES E AS PRINCIPAIS VARIÁVEIS QUE TRANSITAM ENTRE ELES. ....	61
FIGURA 4.2 – ESQUEMA DO CICLO DE ABSORÇÃO A $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ DE EFEITO SIMPLES ESTUDADO. ....	63
FIGURA 4.3 – DIAGRAMA DE FLUXO DOS COMPONENTES NÃO TRIVIAIS DO SISTEMA DE ABSORÇÃO $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ COM RECTIFICADO. ADAPTADO DE SILVA, 2009.....	76
FIGURA 5.1 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE GERAÇÃO ( $T_4$ ) NO DESEMPENHO E POTÊNCIAS DO SISTEMA DE ABSORÇÃO.....	99
FIGURA 5.2 – DESEMPENHO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO ESTUDADO FACE A TEMPERATURA DE GERAÇÃO ( $T_4$ ) USADA. EFEITO DAS MELHORIAS AO CICLO ESTUDADAS. ....	100
FIGURA 5.3 – EFEITO DO GRAU DE RECTIFICAÇÃO ( $x$ ) NA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO DA MISTURA $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ A 163,8kPa. ....	103
FIGURA 5.4 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO ( $T_{13}$ ) NO DESEMPENHO E NAS POTÊNCIAS DO SISTEMA DE ABSORÇÃO ESTUDADO. ....	104
FIGURA 5.5 – VARIAÇÃO DO DESEMPENHO (COP) DO SISTEMA DE ABSORÇÃO ESTUDADO COM A FRACÇÃO DE VAPOR À SAÍDA DO EVAPORADOR ( $QU_{13}$ ).....	105
FIGURA 5.6 – EFEITO DA TEMPERATURA DE REJEIÇÃO ( $T_1, T_{10}$ ) NO DESEMPENHO (COP) E POTÊNCIAS DO SISTEMA DE ABSORÇÃO ESTUDADO. ....	106
FIGURA 5.7 – EFEITO DAS MELHORIAS AO CICLO ESTUDADAS NAS POTÊNCIAS DOS VÁRIOS COMPONENTES DO SISTEMA DE ABSORÇÃO.....	107
FIGURA 5.8 – DADOS MÉDIOS MENSIS DE IRRADIAÇÃO DIÁRIA TOTAL, NAS SUAS COMPONENTES DIRECTA $H_b$ E DIFUSA $H_d$ , PARA OS DIAS MÉDIOS DE CADA MÊS DO ANO, EM SANTO ANTÓNIO, ILHA DO PRÍNCIPE (LATITUDE 1,633N; LONGITUDE 7,417E). FONTE: SSE, 2010. ....	110
FIGURA 5.9 – GRÁFICO DA VARIAÇÃO DA IRRADIAÇÃO HORÁRIA TOTAL, DIRECTA E DIFUSA AO LONGO DO DIA MÉDIO DO MÊS DE ABRIL, EM SANTO ANTÓNIO, ILHA DO PRÍNCIPE (LATITUDE 1,633N; LONGITUDE 7,417E). ....	111
FIGURA 5.10 – COMPARAÇÃO DO EFEITO DO TIPO DE SEGUIMENTO SOLAR NO CALOR GERADO PELO SISTEMA DE COLECTORES SOLARES (CPL) PERTO DOS SOLSTÍCOS, NA LOCALIZAÇÃO ESTUDADA. COMPARAM-SE OS QUATRO TIPOS DE	

SEGUIMENTO: FT - TOTAL; EO <sub>H</sub> – EIXO HORIZONTAL ESTE-OESTE; NS <sub>H</sub> – EIXO HORIZONTAL NORTE-SUL; NS <sub>p</sub> – EIXO POLAR NORTE-SUL.....	112
FIGURA 5.11 – REPRESENTAÇÃO DA ÁREA DE COLECTORES SOLARES PARABÓLICO-LINEARES (A <sub>c</sub> ) NECESSÁRIA PARA SUPRIR A PRODUÇÃO DE 1000KG DE GELO, EM CADA MÊS DO ANO. ....	115
FIGURA 5.12 – REPRESENTAÇÃO DA ÁREA DE COLECTORES SOLARES DE TUBOS DE VÁCUO (A <sub>c</sub> ) NECESSÁRIA PARA SUPRIR A PRODUÇÃO DE 1000KG DE GELO, EM CADA MÊS DO ANO. ....	116
FIGURA 5.13 – EFEITO DA VARIAÇÃO DO CAUDAL DO FLUIDO TÉRMICO, NA AMPLITUDE DE TEMPERATURAS ENTRE A ENTRADA E SAÍDA DO SISTEMA DE CPL. ....	117
FIGURA 5.14 – AMPLITUDE TÉRMICA ENTRE A ENTRADA E SAÍDA DO SISTEMA DE CPL, PARA OS VÁRIOS MESES DE OPERAÇÃO, QUANDO O CAUDAL MÁSSICO É DE 1,1 KG/S. ....	117
FIGURA 5.15 – EFEITO DA VARIAÇÃO DO CAUDAL DO FLUIDO TÉRMICO, NA AMPLITUDE DE TEMPERATURAS ENTRE A ENTRADA E SAÍDA DO SISTEMA DE CTV. ....	117
FIGURA 5.16 – AMPLITUDE TÉRMICA ENTRE A ENTRADA E SAÍDA DO SISTEMA DE CTV, PARA OS VÁRIOS MESES DE OPERAÇÃO, QUANDO O CAUDAL MÁSSICO É DE 2,2 KG/S. ....	117
FIGURA 5.17 – IRRADIÂNCIA AO MEIO DIA DO DIA MÉDIO DE CADA MÊS, DISPONÍVEL PARA DOIS SISTEMAS DE COLECTORES ESTUDADOS, SENDO QUE O SISTEMA DE CPL APENAS APROVEITA A FRACÇÃO DIRECTA DA RADIAÇÃO SOLAR ENQUANTO QUE O DE TUBOS DE VÁCUO FAZ USO TAMBÉM DA COMPONENTE DIFUSA. ....	118
FIGURA 5.18 – EVOLUÇÃO DA IRRADIÂNCIA DISPONÍVEL AO LONGO DO DIA PARA OS SISTEMAS DE COLECTORES SOLARES ESTUDADOS, NO PIOR, MELHOR E MÊS MÉDIO.....	118
FIGURA 5.19 – PRODUÇÃO DE GELO DIÁRIA MÉDIA MENSAL AO LONGO DO ANO, PELO SISTEMA DE ABSORÇÃO NH <sub>3</sub> .H <sub>2</sub> O, COM CALOR PROVENIENTE DE 151 M <sup>2</sup> DE SISTEMA DE CPL. ....	120
FIGURA 5.20 – PRODUÇÃO DE GELO DIÁRIA MÉDIA MENSAL AO LONGO DO ANO, PELO SISTEMA DE ABSORÇÃO NH <sub>3</sub> .H <sub>2</sub> O, COM CALOR PROVENIENTE DE 278M <sup>2</sup> DE SISTEMA DE CTV.....	121
FIGURA 5.21 – POTÊNCIA DO GERADOR E DO EVAPORADOR DO SISTEMA DE ABSORÇÃO NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O, DIMENSIONADO PARA PRODUZIR 1000 KG DE GELO NO MÊS DE PIORES CONDIÇÕES, COM CALOR PROVENIENTE DUM SISTEMA COM 151 M <sup>2</sup> DE CPL. ....	121
FIGURA 5.22 – POTÊNCIA DO GERADOR E DO EVAPORADOR DO SISTEMA DE ABSORÇÃO NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O, DIMENSIONADO PARA PRODUZIR 1000 KG DE GELO NO MÊS DE PIORES CONDIÇÕES, COM CALOR PROVENIENTE DUM SISTEMA COM 278 M <sup>2</sup> DE CTV.....	121
FIGURA 5.23 – PRODUÇÃO DE GELO DIÁRIA MÉDIA MENSAL AO LONGO DO ANO, PELO SISTEMA DE ABSORÇÃO NH <sub>3</sub> .H <sub>2</sub> O DE 14,13kW DE POTÊNCIA DE REFRIGERAÇÃO, COM CALOR PROVENIENTE DE 138M <sup>2</sup> DE SISTEMA DE CTV. ....	122

FIGURA 5.24 – PRODUÇÃO DIÁRIA CONTÍNUA DE GELO AO LONGO DO DIA MÉDIO DO MÊS DE PIORES CONDIÇÕES, USANDO UM SISTEMA DE ABSORÇÃO DE NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O DE 14,13 kW DE POTÊNCIA DE REFRIGERAÇÃO, OPERADO COM CPL COM SEGUIMENTO NSH E ALTERNATIVAMENTE COM CTV ESTÁTICO. ....	123
FIGURA 5.25 – PRODUÇÃO DIÁRIA ACUMULADA DE GELO AO LONGO DO DIA MÉDIO DO MÊS DE PIORES CONDIÇÕES, USANDO UM SISTEMA DE ABSORÇÃO DE NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O DE 14,13 kW DE POTÊNCIA DE REFRIGERAÇÃO, OPERADO COM CPL COM SEGUIMENTO NSH E ALTERNATIVAMENTE COM CTV ESTÁTICO. ....	123

# Índice de Tabelas

---

TABELA 1.1 – VANTAGENS DA UTILIZAÇÃO DE GELO PARA CONSERVAÇÃO DE PESCADO (SHAWYER E PIZALLI, 2003). .....	10
TABELA 1.2 – OPÇÕES DE CONVERSÃO DE ENERGIA PARA ARREFECIMENTO SOLAR. ADAPTADO DE HWANG E RADERMACHER (2007). .....	11
TABELA 2.1 – QUADRO RESUMO DOS DESENVOLVIMENTOS CIENTÍFICOS E TECNOLÓGICOS EM REFRIGERAÇÃO. ....	25
TABELA 2.2 – COMPARAÇÃO DAS POTÊNCIAS ENVOLVIDAS NOS CFCV E CFA, PARA 100kW DE CAPACIDADE REFRIGERATIVA COM TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO DE 3°C E TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO DE 42°C (ADAPTADO DE HUNDY <i>ET AL.</i> , 2008). .....	31
TABELA 2.3 – PARES UTILIZADOS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO. ADAPTADO DE CHAVES (2009), PEREIRA (2006) E MATEUS (2007). .....	35
TABELA 2.4 – COMPARAÇÃO DAS PROPRIEDADES DOS FLUIDOS DE ABSORÇÃO MAIS UTILIZADOS: NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O E H <sub>2</sub> O-LIBR (HEROLD <i>ET AL.</i> , 1996; PEREIRA, 2006; MATEUS, 2007). .....	37
TABELA 3.1 – COLECTORES SOLARES TÉRMICOS. ADAPTADO DE KALOGIROU (2004) .....	45
TABELA 3.2 – VANTAGENS E DESVANTAGENS DOS COLECTORES CONCENTRADORES, RELATIVAMENTE AOS PLANOS. ADAPTADO DE KALOGIROU, (2004). .....	48
TABELA 3.3 – COMPARAÇÃO DA ENERGIA ABSORVIDA PARA OS VÁRIOS TIPOS DE SEGUIMENTO SOLAR (KALOGIROU, 2004). .....	55
TABELA 3.4 – APLICAÇÕES DE ENERGIA SOLAR E TIPO DE COLECTORES UTILIZADOS. ADAPTADO DE KALOGIROU (2004). .....	59
TABELA 4.1 – CONTABILIZAÇÃO DO NÚMERO DE VARIÁVEIS SIGNIFICATIVAS PARA O MODELO NUMÉRICO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO. ....	75
TABELA 4.2 – CONTABILIZAÇÃO DO NÚMERO DE EQUAÇÕES DO MODELO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO. ....	77
TABELA 4.3 – CONTABILIZAÇÃO DAS VARIÁVEIS ESPECIFICADAS COMO DADOS INICIAIS DO MODELO NUMÉRICO DA MÁQUINA DE ABSORÇÃO. ....	82
TABELA 4.4 – EQUAÇÕES UTILIZADAS PARA VÁRIOS TIPOS DE SEGUIMENTO DO MOVIMENTO APARENTE DO SOL, PARA CALCULAR O ÂNGULO DE INCIDÊNCIA, A INCLINAÇÃO DO EIXO E O AZIMUTE DA SUPERFÍCIE. ADAPTADO DE DUFFIE E BECKMAN (1980). ....	93
TABELA 5.1 - VARIÁVEIS ESPECIFICADAS QUE CONSTITUEM AS CONDIÇÕES DE REFERÊNCIA DO MODELO NUMÉRICO. ....	97
TABELA 5.2 – RESULTADOS DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO EES PARA AS CONDIÇÕES DE REFERÊNCIA APRESENTADAS NA TABELA 5.1. ....	98
TABELA 5.3 – DADOS DE TEMPERATURA E IRRADIAÇÃO PARA OS DIAS MÉDIOS DE CADA MÊS, PARA A LATITUDE DE SANTO ANTÓNIO, ILHA DO PRÍNCIPE (SSE, 2010). ....	109

TABELA 5.4 – VALORES PARA OS PARÂMETROS DAS EQUAÇÕES DO RENDIMENTO DOS COLECTORES SOLARES TÉRMICOS ESTUDADOS, CONFORME KALOGIROU (2004). .....	113
TABELA 5.5 – QUADRO RESUMO DOS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO PARA A PRODUÇÃO DE 1000KG DE GELO NO MÊS DE PIORES CONDIÇÕES (JUNHO), PARA OS DOIS SISTEMAS DE COLECTORES SOLARES TÉRMICOS ESTUDADOS. ....	119
TABELA 5.6 – QUADRO RESUMO DOS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO PARA A PRODUÇÃO DE GELO NO MÊS DE PIORES CONDIÇÕES (JUNHO), POR UM SISTEMA DE ABSORÇÃO NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O DE 14,13 KW DE POTÊNCIA DE REFRIGERAÇÃO, ALIMENTADO COM CALOR PROVENIENTE DOS DOIS SISTEMAS DE COLECTORES SOLARES TÉRMICOS ESTUDADOS. ....	122

# Nomenclatura

---

## Parâmetros e Variáveis

A	Área	[m <sup>2</sup> ]
a	Coeficiente Empírico para o $r_t$	[adimensional]
b	Coeficiente Empírico para o $r_t$	[adimensional]
b <sub>0</sub>	Constante do Modificador de Ângulo de Incidência	[adimensional]
b <sub>1</sub>	Constante do Modificador de Ângulo de Incidência	[adimensional]
C	Factor de Concentração	[adimensional]
c <sub>0</sub>	Eficiência de Intercepção	[adimensional]
c <sub>1</sub>	Coeficiente de 1ª Ordem para o Colector Solar	[W/m <sup>2</sup> °C]
c <sub>2</sub>	Coeficiente de 2ª Ordem para o Colector Solar	[W/m <sup>2</sup> °C <sup>2</sup> ]
C <sub>p</sub>	Calor Específico a Pressão Constante	[kJ/kg.K]
f	Rácio de Circulação de Solução	[adimensional]
F <sub>R</sub>	Factor de Remoção de Calor	[adimensional]
G	Irradiância Solar	[W/m <sup>2</sup> ]
h	Entalpia	[kJ]
H	Média Mensal da Irradiação Diária no Plano Horizontal	[J/m <sup>2</sup> ]
I	Irradiação Horária no Plano Horizontal	[W/m <sup>2</sup> ]
k <sub>0</sub>	Eficiência de Intercepção	[adimensional]
k <sub>1</sub>	Coeficiente de 1ª Ordem para o Colector Solar	[W/m <sup>2</sup> °C]
k <sub>2</sub>	Coeficiente de 2ª Ordem para o Colector Solar	[W/m <sup>2</sup> °C <sup>2</sup> ]
K <sub>τα</sub>	Modificador de Ângulo de Incidência	[adimensional]
ṁ	Caudal Mássico	[kg/s]
n	Dia Médio de cada Mês do Ano	[dia]
P	Pressão	[kPa]
Q	Potência Calorífica	[kW]
Qu	Fracção de Vapor (do inglês "Quality")	[kg <sub>vapor</sub> /kg <sub>mistura</sub> ]
r	Rácio entre a Radiação Horária e Diária	[adimensional]
R <sub>b</sub>	Rácio entre a Radiação Incidente em Superfície Inclinada e a Superfície Horizontal	[adimensional]
T	Temperatura	[°C]
t	Tempo	[s]
U <sub>L</sub>	Coeficiente de Perdas Térmicas do Colector	[W/m <sup>2</sup> °C]
v	Volume Específico	[kg/m <sup>3</sup> ]
W	Potência	[kW]

$x$	Fracção Mássica de Amoníaco	$[\text{kg}_{\text{NH}_3}/\text{kg}_{\text{mistura}}]$
$y_b$	Factor Usado na Equação do Rendimento do Colector	$[\text{°C}\cdot\text{m}^2/\text{W}]$
$y_t$	Factor Usado na Equação do Rendimento do Colector	$[\text{°C}\cdot\text{m}^2/\text{W}]$

## Símbolos

$\beta$	Ângulo de Inclinação	[graus]
$\gamma$	Ângulo Azimutal da Superfície	[graus]
$\gamma_s$	Ângulo Azimutal Solar	[graus]
$\Delta$	Variação	[adimensional]
$\delta$	Declinação	[graus]
$\varepsilon$	Eficiência	[adimensional]
$\eta$	Rendimento	[adimensional]
$\theta$	Ângulo de Incidência	[graus]
$\theta_z$	Ângulo Zenital	[graus]
$\pi$	Constante	[adimensional]
$\tau\alpha$	Produto Transmitância-Absorvância	[adimensional]
$\varphi$	Latitude	[graus]
$\omega$	Ângulo Horário	[graus]
$\omega_s$	Ângulo Horário de Pôr-do-Sol	[graus]

## Subscritos

0	Óptico
a	Ambiente
abs	Absorvedor
bomb	Bomba Circuladora
b	Directa
c	Colector, referente à Área de Abertura
comp	Compressor
cond	Condensador
d	Difusa
e	Entrada
evap	Evaporador
f	Fluido Frio
ger	Gerador
h	Eixo com Inclinação Horizontal
max	Máximo

min	Mínimo
p	Eixo com Inclinação Polar
pre	Pré-Arrefecedor do Condensado
ps	Permutador de Solução
q	Fluido Quente
r	Receptor
ra	Recirculação no Absorvedor
rect	Rectificador
rr	Recirculação no Rectificador
s	Saída
sat	Saturação
t	Total
T	No Plano Inclinado
tc	Troca de Calor
u	Útil
vc	Volume de Controlo
$\theta$	Modificada

## Abreviaturas

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CCL	Colector Cilíndrico Linear
CFA	Ciclo Frigorífico de Absorção
CFC	Clorofluorcarbonetos
CFCV	Ciclo Frigorífico de Compressão de Vapor
COP	Eficiência Energética da Refrigeração (do inglês: “Coefficient of Performance”)
CPC	Colector Parabólico Composto
CPL	Colector Parabólico-Linear
CRC	Colector de Recepção Central
CSP	Colector Solar Plano
CTV	Colector de Tubos de Vácuo
DLR	Centro Aeroespacial Alemão
EES	“Engineering Equation Solver”
E-O	Este-Oeste
EQ	Equinócios
Eq.	Equação
FAO	“Food and Agriculture Organization”
FIDA	Fundo Internacional de Desenvolvimento Agrícola
FT	Seguimento altazimutal (“Full Tracking”)

INESTP	Instituto Nacional de Estatística de São Tomé e Príncipe
IST	“Industrial Solar Technology Corporation”
MARAPA	Associação MAR Ambiente e Pesca Artesanal (STP)
MF	Máquina Frigorífica
MFA	Máquina Frigorífica de Absorção
MFCV	Máquina Frigorífica de Compressão de Vapor
MT	Máquina Térmica
NASA	National Aeronautics and Space Administration (EUA)
NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Mistura Água-Amónio
N-S	Norte-Sul
ONG	Organização Não Governamental
PAPAFPA	Projecto de Apoio Participativo à Agricultura Familiar e Pesca Artesanal
PDRP	Plano de Desenvolvimento Regional do Príncipe (STP)
PIB	Produto Interno Bruto
PNADD	Plano Nacional do Ambiente para o Desenvolvimento Durável (STP)
PRADD	Plano Regional do Ambiente para o Desenvolvimento Durável (STP)
RAP	Região Autónoma do Príncipe
RLF	Reflector Linear de Fresnel
RPP	Reflector de Prato Parabólico
SSE	“Surface meteorology and Solar Energy”
STP	São Tomé e Príncipe, República Democrática

"Não devemos acreditar, apesar do silêncio de escritos modernos, que a ideia de usar o calor solar para operações mecânicas é recente. Pelo contrário, deve-se reconhecer que essa ideia é muito antiga e seu lento desenvolvimento através dos séculos, tem dado à luz vários curiosos dispositivos. "

Augustin Bernard Mouchot, Exposição Internacional de Paris, França (1878)

# Capítulo 1 - Introdução

---

Neste primeiro capítulo pretende-se introduzir o problema que motivou o presente trabalho, a solução proposta e a justificação da sua escolha bem como a estrutura da dissertação, que representa o desenvolver dos trabalhos efectuados no sentido da concretização da solução.

O objectivo principal deste trabalho foi o de, através da criação dum modelo de simulação computacional, estudar a viabilidade da produção de gelo na Ilha do Príncipe, por meio duma máquina de absorção de água-amoníaco ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) de efeito simples operada com calor de proveniência solar.

## 1.1. O Problema:

### 1.1.1. Elevadas Perdas de Pescado na Ilha do Príncipe

O sector das pescas representa hoje em dia um papel importante em muitos países em desenvolvimento, contribuindo para a segurança alimentar, geração de emprego e de bens de troca com o exterior. Tem-se tornado cada vez mais óbvio que muitos recursos pesqueiros estão sujeitos a explorações no ou acima do limite da sua capacidade sustentável. Simultaneamente, verifica-se um grande desperdício de recursos pesqueiros como resultado do descarte de apanhas indesejadas e, por outro lado, pela falha, particularmente em barcos de pequenas dimensões, na preservação eficaz do pescado comerciável ou consumível. Torna-se assim clara a necessidade de melhorar o manuseio, cuidado e preservação do pescado (Shawyer e Pizalli, 2003).

A utilização de gelo a bordo de barcos de pesca de pequeno porte tem vindo a aumentar. Uma das razões para este aumento é a maior escassez dos recursos pesqueiros perto da costa, forçando ao aumento da duração das viagens e consequentemente das necessidades de conservação do pescado. Uma outra razão prende-se com a crescente exigência da qualidade do pescado fresco e a globalização

dos mercados para estes produtos, com controlo de qualidade acrescido (Shawyer e Pizalli, 2003).

A motivação para este trabalho partiu da comunicação oral do Professor Doutor Nuno de Santos Loureiro, da necessidade real de conservação de pescado sentida pelas comunidades piscatórias que povoam o lado nordeste da Ilha do Príncipe, constatada pela sua experiência obtida no Programa Sada, da Universidade do Algarve. Surgiu assim a vontade de estudar a aplicação duma tecnologia de refrigeração solar neste caso concreto, caracterizando-o o melhor possível, de forma a mitigar as ditas necessidades.

### **1.1.2. Contexto Socio-Económico**

A República Democrática de São Tomé e Príncipe (STP) é um Estado insular e arquipelágico, situado no golfo da Guiné, com uma superfície continental aproximada de 1.001 km<sup>2</sup>, e superfície de água (Zona Económica Exclusiva) de 160.000 km<sup>2</sup> (Bandeira, 2002).

A Ilha do Príncipe (com uma área de 139 km<sup>2</sup>) está separada de cerca de 160 km a Nordeste da Ilha de São Tomé (com uma área de 857 km<sup>2</sup>) e a 220 km do continente africano. Situa-se mais especificamente entre as latitudes Norte 1°41'26,18" e 1°32'09,71" e as longitudes Leste 7°27'42,12" e 7°20'17,46", formando administrativamente a Região Autónoma do Príncipe (RAP) com os ilhéus à volta da ilha (Albuquerque e Cesarini, 2009b).

O clima é de tipo equatorial-ocêânico, dominado por movimentos sazonais de baixas pressões equatoriais, os ventos de monção Sul, a corrente quente do Golfo da Guiné e a influência do relevo insular. A temperatura média é de 26°C ao nível do mar e tende a diminuir com a altitude, sendo de 13,5°C acima dos 1.500m (clima microtérico) (Aguiar, 2002). A amplitude térmica média anual é muito pequena, variando entre os 6 e 7°C.

Concretamente na Ilha do Príncipe, a pluviosidade média anual oscila entre os 2000 e os 5000 mm (PNADD, 1998). A humidade é também muito elevada, variando entre 70 e 80% ao longo do ano nas zonas de menor altitude, e podendo atingir a 92% durante quase todo o ano nas zonas mais altas, (PNADD, 1998). A fracção da radiação difusa é assim, bastante significativa como pode ser confirmado pelos dados de radiação apresentados no Anexo A (SSE, 2010).

## Demografia e Distribuição

A população do país foi aferida em 2012 pelo IV Recenseamento Geral da População e da Habitação em 187.386 habitantes (Veiga, 2012). Na RAP foram recenseadas em todo o território regional um total 7.542 pessoas, sendo 3.650 mulheres e 3.892 homens e registados 2.554 alojamentos (Lopes, 2012).

Uma descrição detalhada de dados demográficos e económicos de STP pode ser encontrada em INESTP (2006). O mais recente mapeamento das principais comunidades da Ilha do Príncipe, com a descrição do seu perfil, pode ser encontrado no Plano e Agenda do Desenvolvimento Sustentável – Príncipe (Essentia, 2012).

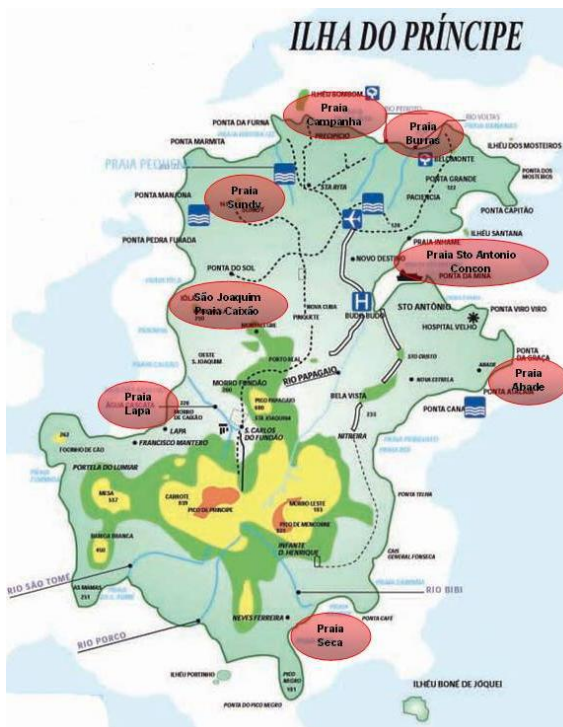


Figura 1.1 – Mapa das principais zonas costeiras da Ilha do Príncipe onde se pratica a pesca. Extraído de Vaz e Oliveira (2007).

## *Situação Económica*

A economia de STP está suportada essencialmente pela agricultura, principalmente pelo cacau, embora esta tenha diminuído nos últimos anos, tornando-se a ajuda externa e o turismo os principais elementos de trocas com o estrangeiro. STP tem que importar todos os seus combustíveis, a maior parte dos bens manufacturados e uma quantidade substancial de comida, e está classificado como um dos países menos desenvolvidos do mundo (211 de 264 sobre o Índice de Desenvolvimento Humano (PIB *per capita*)). O maior problema sanitário é a malária, a principal causa de mortalidade (Pikitch e Doukakis, 2005).

Apesar de pobre, STP é um país com recursos. A educação é valorizada, obrigatória e gratuita, o que resulta numa elevada taxa de alfabetismo, tendo em conta o nível de desenvolvimento do país. STP é actualmente um país em paz. A curto prazo, as receitas geradas pela extracção de petróleo em alto mar podem resultar em mudanças positivas a nível económico e social, deixando de ser uma economia baseada em ajudas (Pikitch e Doukakis, 2005).

A mais recente caracterização das actividades económicas na Ilha do Príncipe pode ser encontrada em Essentia (2012). O PRADD-Príncipe (1998) descreve ainda a estrutura fundiária e Albuquerque e Cesarini (2009b) apresentam cartas descritivas do uso do solo na ilha.

## *Segurança Alimentar e Consumo de Produtos do Mar*

Não existem graves problemas nutricionais em STP e a segurança alimentar é boa. (Horemans *et al.*,1994). O pescado proveniente da pesca artesanal constitui a principal fonte de proteína animal do país, atingindo cerca de 85% da consumida pela população (MARAPA, 2012). Isto não se deve apenas à importância do peixe na produção nacional, mas igualmente à falta de solidez tradicional da produção da vianda animal. De facto, não obstante as potencialidades existentes, a criação de animais é pouco desenvolvida (Horemans *et al.*,1994).

O consumo aparente de produtos marítimos já foi o mais elevado da África Ocidental: mais de 40 kg por habitante e por ano. Baixou, porém, enormemente a partir da metade da década de 1980 em razão da baixa de produção nacional, que não foi compensada por um aumento das importações. O consumo *per capita* de peixe permanece, contudo, comparativamente elevado (cerca de 25 kg (Kamphorst e Teixeira, 1995); (FAO, 2008; Horemans *et al.* (1994).

No entanto, existe um profundo desequilíbrio em termos de abastecimento em produtos do mar entre as famílias de pescadores, que possuem um alto nível de auto-consumo, as populações das zonas costeiras, que têm facilmente acesso a esses produtos e, por fim, as do interior da ilha, principalmente nas plantações, dificilmente acessíveis dado as dificuldades de transporte. É provável que o consumo *per capita* varie assim, segundo as categorias, de 50 a 10 kg anuais (Horemans *et al.*,1994).

## **Energia**

Como em todo o país, a produção e distribuição de energia na RAP é deficiente e encontra-se localizada na cidade de Santo António. A produção é garantida por três grupos de geradores localizados na central térmica da cidade de Santo António que tem uma capacidade instalada de 800 KVA, quantidade superior ao actual consumo. No entanto, somente a população citadina e a da única estação agrícola da ilha têm acesso à energia eléctrica, devido ao fraco desenvolvimento da rede de distribuição. O aprovisionamento eléctrico apresenta falhas frequentes, com longos períodos de inoperância até ao reparo (PRADD – Príncipe, 1998).

### **1.1.3. Principais Características do Sector da Pesca**

#### **Recursos**

As potencialidades da RAP em recursos haliéuticos são de 9.000 ton, (7.000 ton pelágicos e 2.000 ton demersais) ou seja, cerca 75% dos recursos nacionais. (PRADD-

Príncipe, 1998). Horemans *et al.* (1994) fazem notar que no Príncipe os recursos pelágicos variam entre 3.800 ton em Abril e 7.000 ton em Agosto, que é o período de reprodução e da chegada de peixes migradores.

A caracterização dos recursos pesqueiros e biodiversidade marinha pode ser encontrada em Pikitch e Doukakis (2005), Kamphorst e Teixeira (1995) e Horemans *et al.* (1994).

### *Situação das Pescas na Ilha do Príncipe*

Em 2008, no âmbito do Plano de Desenvolvimento Regional do Príncipe (PDRP), estimava-se que o número de pescadores na RAP fosse na ordem dos 400 (cerca de 15% da população activa empregada no sector primário). No entanto, em 2010 estavam registados apenas 250 pescadores, com a obrigatória licença de pesca (Essentia, 2012).

Por causa da falta de meios técnicos e infraestruturas, pratica-se somente a pesca artesanal, à linha e ou à rede, em pirogas monóxilos de tronco de árvores, de dimensões muito pequenas – 5 a 10 m de comprimento, 0,90 a 2,10 m de largura e profundidade ao centro que varia entre 35 a 45 cm. Em 1996 existiam na RAP 104 embarcações, pertencendo a sua maioria aos próprios pescadores, sendo 62 movidas a remo e/ou vela e 42 a motor fora de bordo, levando 1 ou 2 marinheiros a bordo. (MARAPA, 2012).

Dado o tipo de embarcação utilizado, o pescado é capturado junto à costa (Albuquerque e Cesarini, 2009b). A pesca ocorre durante o dia e a noite, durante 6-10 horas em média (Pikitch e Doukakis, 2005)

As capturas são maioritariamente para consumo próprio, sendo ainda uma parte vendida para prover rendimento à família, fundamentalmente para comprar outros alimentos (Pikitch e Doukakis, 2005).

O volume capturado por unidade de esforço estimado em 1995 foi de 17-60 kg/saída para embarcações motorizadas e de 4-10 kg/saída para embarcações não motorizadas, nas quais o volume capturado por hora e por pescador varia entre 1-4 kg. (Pikitch e Doukakis, 2005)

### ***Utilização dos Produtos do Mar***

Uma das maiores necessidades de desenvolvimento que restam ao sector artesanal de STP é melhorar a preservação da pesca (e.g.: secagem, salga, congelação e refrigeração) e o seu transporte. O transporte é especialmente importante na Ilha do Príncipe, onde as rotas desde a costa até ao interior não estão desenvolvidas. (Pikitch e Doukakis, 2005)

Pelo facto do país ser constituído por duas ilhas pequenas, a tendência de consumo é sobretudo de peixe fresco. Estima-se que mais de 80% do peixe comprado aos pescadores nas praias seja vendido fresco. Porém, as flutuações sazonais nos volumes de captura tornaram as técnicas de conservação por salga e secagem importantes. Devido à distância e à inexistência de electricidade que se verifica na maioria das comunidades piscatórias, esta técnica é muito utilizada em substituição de outras técnicas de conservação do pescado.

### **Refrigeração**

Em STP, o peixe é comercializado, fundamentalmente, sem o contacto com o gelo. Segundo Pikitch e Doukakis (2005), em tempos existiu um serviço de congelação em STP, mas foi aparentemente mal construído, pois era demasiado grande e produzia mais gelo do que era necessário, tendo em conta que a distribuição se limitava aos pescadores que viviam perto.

Em 1994, Horemans *et al.*, descreviam: “No país existe uma única fábrica de gelo ainda em actividade, situada no porto de São Tomé (...). Esta fábrica possui uma capacidade de produção de 124 barras de gelo de 25 kg diários ou seja cerca de 3 ton de gelo. Fornece as unidades de pesca semi-industrial e a população, mas dificilmente, devido

aos frequentes problemas de energia. Estima-se (...) que satisfaz menos de 50% da procura potencial. As outras máquinas de gelo que se encontram no mercado municipal não funcionam.”

Referiam ainda que o país dispunha de um grande número de câmaras frias em São Tomé, Trindade, Santana e Príncipe. No entanto, todas paradas à excepção da do mercado municipal de São Tomé, que podia conservar até 25 ton, mas sofria de “mau funcionamento”, o que implicava por vezes a deterioração e perda de produtos (Horemans, *et al.*, 1994) Também o complexo frigorífico de Neves (Ilha de São Tomé), que compreende duas câmaras de refrigeração (500 ton) e um congelador (200 ton) e destinado à pesca industrial, estava abandonado, à data desta revista sectorial.

A re-introdução da comercialização de peixe fresco no gelo surgiu em 2008 com a criação da fileira “COPAFRESCO”, executada pela ONG MARAPA no quadro do programa PAPAFA financiado pelo Governo de STP/FIDA e pela Chevron (MARAPA, 2012; Correio da Semana 2008-04-28). Tratou-se da primeira fábrica de gelo em escama do país, e foi instalada no porto da Ilha de São Tomé. A Ilha do Príncipe continua sem produção própria de gelo.

O Decreto nº5/2002 (STP) estipula que “Os produtos de pesca, excepto aqueles que devem ser mantidos vivos, devem ser submetidos à acção do frio, o mais rapidamente possível, depois de chegado a bordo.” e que “Nos navios de pesca nos quais a utilização de frio é impossível, os produtos de pesca não devem permanecer a bordo mais de 8 horas”.

## **1.2. A Solução Proposta:**

Face à necessidade exposta anteriormente, de conservação de pescado fresco para consumo próprio e possível potenciação do seu comércio na Ilha do Príncipe, neste trabalho é apresentada uma solução consistindo na produção centralizada de gelo, numa única fábrica, empregando a tecnologia de refrigeração por absorção de amoníaco em água, operando com calor de proveniência solar.

### **1.2.1. O Efeito Conservante da Refrigeração de Peixe**

Pela sua rápida deterioração a temperaturas ambiente normais, o peixe fresco é considerado um produto extremamente perecível. O propósito da refrigeração é o de prolongar o tempo de prateleira do peixe, o que é conseguido pelo abrandamento da acção de enzimas e bactérias, e dos processos físicos e químicos que afectam a sua qualidade.

A refrigeração, definida neste contexto, como o processo de arrefecer peixe ou produtos pesqueiros até uma temperatura próxima da de fusão de gelo (Shawyer e Pizalli, 2003), representa um processo de conservação de peixe de curta-duração, comparado com outros métodos como o congelamento, enlatamento, salga ou secagem. Dado o consumo preferencial de peixe fresco pelos habitantes da Ilha do Príncipe, é portanto o processamento indicado para minimizar o problema descrito.

É do conhecimento comum que a velocidade de degradação do pescado é directamente proporcional à sua temperatura. Assim, quanto mais rapidamente se atingir uma baixa temperatura, mais eficaz será a inibição da actividade de degradação. Para além disso, é essencial que as temperaturas de refrigeração sejam mantidas durante todas as operações do processo de manuseamento do pescado. É portanto, aconselhável que a refrigeração comece no momento da apanha, ou seja, a bordo dos barcos de pesca.

De entre os meios de refrigeração existentes, a utilização de gelo para a preservação de peixe e produtos de pescado em barcos, para além de ser tradicionalmente o meio mais utilizado, prova ser um método eficaz pelas razões apresentadas na Tabela 1.1 (Shawyer e Pizalli, 2003).

**Tabela 1.1 – Vantagens da utilização de gelo para conservação de pescado (Shawyer e Pizalli, 2003).**



Em ASHRAE (2010) e Shawyer e Pizalli (2003) podem-se encontrar listagens exaustivas dos tempos de prateleira recomendados para várias espécies de pescado, refrigeradas por vários métodos. Em ambas as publicações se descrevem os tipos de gelo existentes e as suas características na conservação de pescado, bem como as tecnologias empregues para a sua produção.

### 1.2.2. Refrigeração Solar

A tecnologia mais comumente empregue para a produção de gelo, tal como para outras aplicações de refrigeração e ar condicionado, recorre ao ciclo de compressão de vapor, activado por energia eléctrica normalmente gerada por queima de combustíveis fósseis. A inexistência duma rede eléctrica segura na Ilha do Príncipe foi até agora impeditiva para a aplicação destas tecnologias comuns para refrigeração. Torna-se portanto lógico ponderar o investimento em tecnologias que façam uso de energias renováveis, gratuitas e seguras, para suprir esta necessidade de refrigeração. Para além disso, os mecanismos internacionais produzidos por acordos de redução de

poluição como o protocolo de Kyoto podem facilitar a implementação duma tecnologia não geradora de gases de efeito estufa (Kim e Ferreira, 2008).

Das várias fontes de energia renováveis, a energia solar representa actualmente uma fonte muito estudada para a produção de gelo, preservação de alimentos e fármacos e para ar condicionado. A maioria dos artigos de revisão trata no entanto dos sistemas de refrigeração de forma genérica (sem especificar o fim) ou focada no ar condicionado e arrefecimento (Kim e Ferreira, 2008; Hwang e Radermacher, 2007; Ramani *et al.*, 2012; Srihirin *et al.*, 2001; Hassan e Mohamad, 2012; Otanicar *et al.*, 2012).

**Tabela 1.2 – Opções de conversão de energia para arrefecimento solar. Adaptado de Hwang e Radermacher (2007).**

<b>Tecnologias</b>	Arrefecimento Solar	<i>Sistema Fotovoltaico de Peltier</i>
	Eléctrico	<i>Sistema Fotovoltaico com Compressão de Vapor</i>
<b>de</b>		Ciclos Abertos
		<i>Sistemas Dissecantes Líquidos</i> <i>Sistemas Dissecantes Sólidos</i>
<b>Arrefecimento</b>	Arrefecimento Solar	Ciclos Fechados
	Térmico	<i>Ciclo de Absorção</i> <i>Ciclo de Adsorção</i> <i>Arrefecimento Radiativo Solar</i>
<b>Solar</b>		Sistemas Termomecânicos
		<i>Ciclo com Ejectores de Vapor</i> Sistemas Combinados de Arrefecimento e Geração Eléctrica

Kim e Ferreira (2008) apresentaram uma excelente revisão do estado da arte das várias opções possíveis para a refrigeração solar, comparando-as do ponto de vista da eficiência energética e viabilidade económica. As tecnologias solares eléctricas (Tabela 1.2) aparentam ser mais caras que as soluções solar térmicas e, dentro destas, as termomecânicas também ainda não conseguem competir com as de sorpção. Os sistemas de absorção e de adsorção apresentam eficiências semelhantes, mas os últimos tornam-se mais caros pela fraca densidade de potência refrigerativa que apresentam (Tassou *et al.*, 2010), pelo que a melhor opção segundo aqueles autores é a solar térmica com um sistema de absorção de feito simples. Também Critoph e Thompson (2000) referem a inadequabilidade dos sistemas de adsorção para grandes produções de gelo, sendo normalmente usados em pequenos sistemas como em refrigeração de vacinas. Referem ainda que um ciclo contínuo de absorção eliminaria

esse problema de capacidade, apesar de ser necessária electricidade para mover a bomba circuladora, que se justificaria ser de origem fotovoltaica.

Fan *et al.* (2007) apresentaram uma revisão do estado da arte da investigação em tecnologias de refrigeração por sorção solares, tanto de absorção como de adsorção, categorizando as aplicações destas tecnologias pela temperatura de refrigeração pretendida. Estas tecnologias mostraram-se atractivas para todas as gamas de temperatura, incluindo ar condicionado, refrigeração, fabrico de gelo e congelação, promovendo a conservação de energia e a protecção do ambiente. No entanto, para a produção de gelo, discutem apenas o recurso a tecnologias de adsorção. De facto, a maioria das novas publicações referentes à produção de gelo com recurso à energia solar são estudos de aplicações de máquinas de adsorção, principalmente para pequenas produções na ordem das poucas dezenas de kg de gelo por dia (Sumathy *et al.*, 2003; Wang *et al.*, 2009; Anyanwu, 2004; Dieng e Wang, 2001; Wang e Oliveira, 2005; Aristov *et al.*, 2008). Posto isto, vários autores concordam ainda ser necessária muita pesquisa para as aplicações de grande escala e também para a substituição das máquinas frigoríficas convencionais (Darwish, *et al.*, 2008; Kim e Ferreira, 2008).

Apesar das primeiras aplicações da tecnologia de absorção de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  terem sido no campo da refrigeração, nomeadamente da produção de gelo, hoje em dia é predominantemente empregue em ar condicionado. Também tem sido usada em refrigeração de grande potência e a baixas temperaturas, aproveitando calor residual de processos industriais (ASHRAE, 2009; Lazzarin, 1996).

Na sua revisão, Srihirin *et al.* (2001) descreveram uma série de opções de investigação de ciclos avançados de absorção, notando que todos representavam um aumento de complexidade relativamente ao ciclo convencional de efeito-simples, que não era acompanhado por um aumento de desempenho que as justificasse comercialmente.

Lazzarin *et al.* (1996) testaram a possibilidade de modificação dum chiller da marca Robur de 5TR para operar a temperaturas tão baixas como  $-25^\circ\text{C}$ , abrindo possibilidades no campo da refrigeração e congelamento de alimentos. Esta possibilidade foi também analisada computacionalmente por Darwish *et al.* (2008).

Os sistemas de absorção  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  requerem temperaturas no gerador na gama dos  $125\text{--}170^\circ\text{C}$ , quando se pretende produzir gelo. Estas temperaturas não se conseguem atingir com colectores solares planos (CSP) (Kalogirou, 2004), mas sim com colectores concentradores, como os Colectores Parabólico-Lineares (CPL). Fernández-García *et al.* (2010) apresentam uma listagem das aplicações estudadas de CPL em sistemas de refrigeração e ar condicionado, inclusive a produção de 6kg de gelo por dia com um sistema de absorção de amoníaco, conseguida em 1957.

Como os colectores solares térmicos são a componente das tecnologias de refrigeração solar térmica mais dispendiosa e com maior potencial de aperfeiçoamento, deverão ser alvo de mais investigação na procura de materiais e formas de construção mais rentáveis e eficientes (Kim e Ferreira, 2008; Critoph e Thompson, 2000).

A solução proposta neste trabalho foi portanto a da utilização duma máquina de absorção de amoníaco em água, de efeito simples, para a produção contínua de gelo a partir da radiação solar. Estudou-se a utilização de CPL para o fornecimento do calor de proveniência solar, avaliando a sua pertinência na Ilha do Príncipe, onde a fracção difusa da radiação solar, não aproveitada por concentradores, é grande. Para este efeito, comparou-se a utilização destes concentradores com a de Colectores de Tubos de Vácuo (CTV), capazes de aproveitar também a radiação difusa.

## 1.3. Organização da Dissertação

Esta dissertação está organizada em seis capítulos e quatro anexos com os seguintes conteúdos:

No primeiro capítulo apresentam-se os objectivos do trabalho e introduz-se o problema tratado neste trabalho, caracterizando o caso concreto estudado. Faz-se também uma breve revisão bibliográfica justificando a solução tecnológica proposta para o problema.

No segundo capítulo descreve-se a história e princípios de funcionamento das máquinas frigoríficas de absorção, especificando os ciclos operando com o par  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  e as propriedades desta mistura em particular.

O terceiro capítulo é dedicado aos colectores solares térmicos, às suas tipologias e gamas de temperatura e aplicações, no sentido da descrição dos colectores concentradores e seguidores.

No quarto capítulo procede-se à descrição do modelo numérico de simulação dos três componentes do sistema estudado: o sistema de absorção, o sistema de colectores solares e as equações relativas à radiação solar, e à forma como se articulam para a produção de gelo.

O quinto capítulo contém os resultados obtidos para o sistema integrado de produção de gelo, bem como para o estudo paramétrico de aferição das variáveis a especificar.

Por fim, no oitavo capítulo são apresentadas as conclusões finais do trabalho, assim como algumas sugestões para possíveis trabalhos futuros.

Em anexo a esta dissertação apresentam-se:

Anexo A – O programa de simulação elaborado para este trabalho, na estrutura própria do programa utilizado.

Anexo B – Os dados relativos à radiação solar utilizados.

Anexo C – O gráfico de entalpia de mistura  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .

Anexo D – Os resultados horários completos de produção de gelo para os vários dias médios dos meses do ano.



# Capítulo 2 - Máquinas Frigoríficas

---

Este segundo capítulo é dedicado à apresentação das máquinas frigoríficas de absorção. Descreve-se brevemente a história desta tecnologia, bem como os princípios de funcionamento, especificando os ciclos que operam com o par  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  e as propriedades desta mistura em particular.

## 2.1. Evolução Histórica

As actuais necessidades de conforto térmico e preservação de alimentos têm acompanhado a Humanidade desde os seus primórdios, bem como a procura de formas de as satisfazer.

A primeira das soluções encontradas terá sido a utilização de grutas e cavernas como “armazéns frigoríficos” e “espaços refrigerados” naturais, pelo homem de *Cromagnon*, há cerca de 100.000 anos atrás. Este simples aproveitamento do efeito isolante do gradiente térmico de profundidade, ainda era utilizado pela indústria cervejeira no século XVIII, e volta a ser recomendada a sua aplicação na moderna arquitectura bioclimática.

A produção propriamente dita de efeito refrigerativo está registada na civilização egípcia de 2500 a.C.. Esta e outras civilizações antigas replicaram o efeito refrigerativo que observavam ser causado pela perspiração e transpiração do próprio corpo humano, utilizando recipientes de barro semi-porosos, que eram humedecidos, de forma a promover a refrigeração do seu interior pela perda do calor latente de evaporação da água à superfície do vaso. Para aumentar este efeito, recorriam à convecção forçada de ar, produzida quer pelo vento, quer por trabalho de escravos. De igual modo se procederia para arrefecer espaços, fazendo uso da evaporação de água em tanques, lagos, telhados humedecidos ou procedimentos semelhantes. Mais uma vez, hoje em dia ainda se aplica esta técnica, em arquitectura bioclimática (terraços verdes), bem como em sistemas de ar condicionado evaporativos.

Mas até a produção de gelo, um dos maiores feitos do Ser Humano, remonta às civilizações antigas que empiricamente aprimoraram a utilização do efeito radiativo noturno. Ao armazenar água em recipientes pouco profundos e isolados termicamente com palha, em noites de céu limpo, esta perde calor por troca radiativa com a estratosfera, que se encontra a  $-55^{\circ}\text{C}$ , sendo possível obter gelo ao amanhecer. Este método era muito popular na Índia (EE ITT, 2008) e Egito (Thévenot, 1979).

Maiores quantidades de gelo (ou em regiões onde não se podia ou não se sabia fazer uso do efeito radiativo noturno) eram obtidas ou por transporte de regiões geladas, ou por armazenamento anual do gelo e neve produzidos no Inverno. Sabe-se que na antiguidade, Roma era abastecida de gelo proveniente dos Alpes enquanto que os califados do Cairo, Damasco e Bagdad eram abastecidos a partir das montanhas do Líbano ou da Arménia. O armazenamento de gelo em cavernas, casas ou poços isolados com palha, serradura ou cortiça, foi até ao século XIX, a principal forma de produção de “frio” na Europa, América e Irão, servindo principalmente as cortes e a aristocracia que conseguiam custear este privilégio.

A partir de 1806, a distribuição comercial de gelo foi fortemente promovida por Frederic Tudor, dando-lhe o epíteto de Rei do Gelo. O gelo, cortado do rio Hudson e de lagoas no Massachusetts, na Nova Inglaterra, chegava a vários pontos do globo, chegando a ser mais barato na Índia do que o gelo produzido localmente por arrefecimento radiativo noturno (EE ITT, 2008). Outros países também tiraram partido da exportação da sua riqueza em gelo natural, como a Rússia, a Noruega, França, Canadá e Reino Unido. O comércio de gelo atingiu o seu auge em 1872, quando as exportações dos Estados Unidos da América atingiram as 225.000 ton, chegando às remotas China e Austrália.

A história da refrigeração artificial começou, em 1748, com a construção, pelo professor escocês William Cullen, do primeiro protótipo experimental que permitiu produzir pequenas quantidades de gelo em laboratório, forçando a vaporização de éter a baixa pressão, obtida por compressão mecânica. Tratou-se, basicamente, da invenção do evaporador e duma máquina frigorífica intermitente. Para tornar o

processo contínuo, foi necessário introduzir o condensador, o que se deveu a U.F. Clouet e G. Monge que, em 1780, liquefizeram  $\text{SO}_2$  e a Martinus van Marum e Van Troostwijk que, em 1787 liquefizeram  $\text{NH}_3$  (EE ITT, 2008).

Ainda no século XVIII, em 1777, Edward Nairne replicou as experiências de Cullen, usando uma bomba de vácuo para evaporar água, mas utilizando ácido sulfúrico para absorver a água evaporada, e assim acelerar o processo de descida de temperatura (Shachtman, 2000). Nairne descobriu assim o efeito refrigerativo por absorção, embora a sua descoberta não tenha tido aplicação comercial na refrigeração, dada a natureza demasiado instável do ácido sulfúrico. Este trabalho com  $\text{H}_2\text{SO}_4$  seria retomado em 1810, por John Leslie que construiu um protótipo duma máquina refrigerativa intermitente.

Durante a primeira metade do século XIX, os avanços na liquefação de gases feitos, entre outros, por Michael Faraday, e o advento da termodinâmica, com os estudos de Sadi Canot em 1824, promoveram o desenvolvimento de máquinas de refrigeração. Mas só em 1834 é que Jacob Perkins obteve a primeira patente duma máquina de refrigeração por compressão de vapor (Figura 2.1), baseando-se no trabalho de Olivier Evans, que em 1805, havia adaptado os trabalhos de Cullen e de Nairne ao conceito de frigorífico introduzido por Thomas Moore<sup>1</sup>, num livro no qual descrevia uma máquina de refrigeração de ciclo contínuo, de éter em vácuo, mas que acabou por considerar sem interesse suficiente para a passagem à prática, passando a oportunidade de impor o comércio de gelo a Frederic Tudor e ao comércio de gelo natural.

Foi o início duma era de grande experimentação e avanço tecnológico, com várias patentes a serem registadas. Juntamente com a máquina de compressão de vapor de

---

<sup>1</sup> Tratava-se duma caixa de chapa de metal hermética, dentro duma caixa de madeira, com peles de coelho a servir de isolamento entre elas, e gelo nesse isolamento, que servia para transportar manteiga. Representava uma considerável inovação pela aplicação do conceito de isolamento e condução térmica, a partir das observações de Benjamin Thompson, um quarto de século antes do advento da termodinâmica.

Perkins, a máquina de expansão de ar inventada por Gorrie em 1844 e a máquina de absorção patenteada por Ferdinand Carré em 1859 foram pioneiras nas tecnologias que ainda hoje são utilizadas para produzir frio.

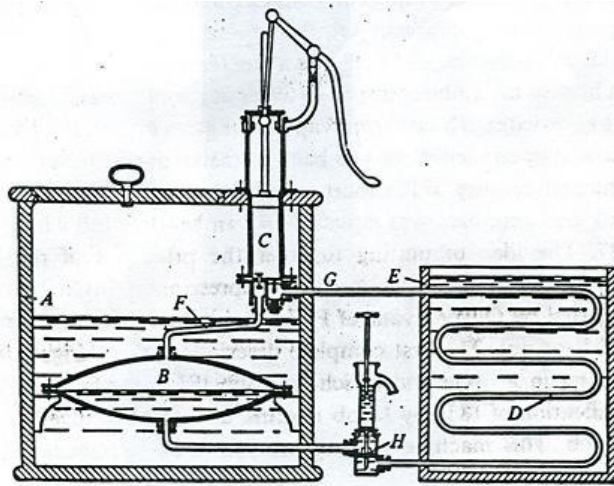
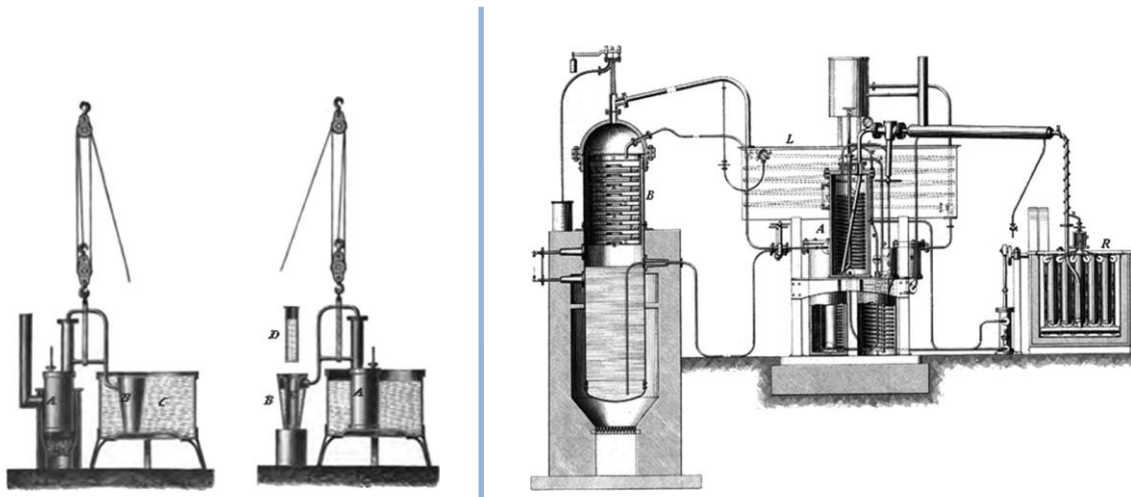


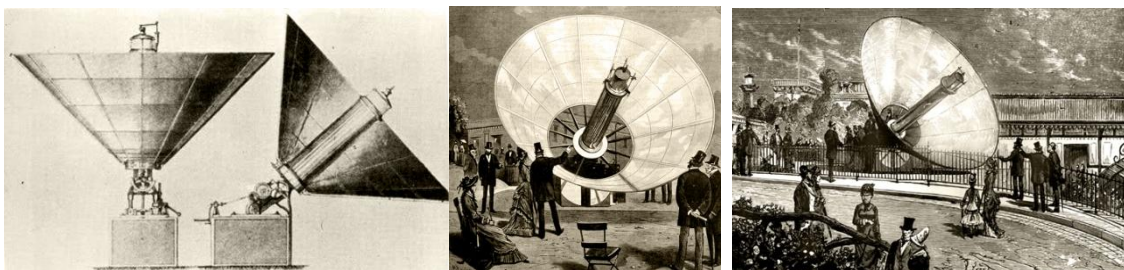
Figura 2.1 – Aparelho descrito por Jacob Perkins na sua patente de 1834. Extraído de Reif-Acherman, (2012).

A máquina de absorção patenteada por Ferdinand Carré operava com o par  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  e baseava-se nos estudos do seu irmão mais novo Edmund Carré, que em 1850 repetiu a abordagem adoptada por Nairne 73 anos antes, utilizando  $\text{H}_2\text{SO}_4$  para melhorar o funcionamento da máquina patenteada por Perkins. Após esta primeira patente, os dois irmãos continuaram a contribuir com numerosos inventos para o desenvolvimento da refrigeração artificial. Ferdinand registou mais de 50 patentes relacionadas com máquinas de refrigeração, sem contar com patentes noutras áreas do conhecimento, desde máquinas intermitentes de pequena potência (Figura 2.2 a)), que produziam 0,5 a 2 kg de gelo por ciclo, a máquinas de funcionamento contínuo de grande capacidade (até 200 kg de gelo por hora) (Figura 2.2b)). Estas máquinas não eram muito diferentes das actuais máquinas de refrigeração a amoníaco: possuíam um gerador com rectificador, um condensador, um evaporador imerso numa solução que estava em contacto com moldes que continham água, um absorvedor e uma bomba de solução (Figura 2.2b).



**Figura 2.2 – Máquinas de gelo por absorção de amoníaco de Ferdinand Carré. a) Descontínua. b) Contínua. Extraído de Reif-Acherman (2012).**

Por esta altura, Augustin Mouchot, preocupado com o previsível eventual esgotamento das fontes de carvão, desenvolveu vários estudos relacionados com a sua substituição por energia solar, tendo patenteado em 1861 a primeira máquina a vapor solar, e aprimorado a sua tecnologia nos anos seguintes, incorporando concentradores parabólicos, primeiro de calha parabólica, por ele desenvolvidos, e depois de cone com ponto focal, para poder incorporar um sistema de seguimento de dois eixos. Com esta tecnologia, apresentou em 1878, em Paris, uma máquina de produzir gelo solar (Figura 2.3).



**Figura 2.3 – (a) Concentrador solar cónico com seguimento de dois eixos, desenvolvido por Augustin Mouchot, utilizado para produzir gelo em exposições públicas em Tours (b) e Paris (c). Extraído de Ragheb (2011).**

No final do século XIX e início do século XX, as máquinas de refrigeração por absorção eram mais vantajosas que as de compressão a vapor, devido fundamentalmente ao facto destas necessitarem de uma fonte térmica para produzir trabalho mecânico, tornando os motores maiores, mais pesados e mais caros, para além do elevado nível ruído que produziam. As máquinas de absorção operavam com menores necessidades

térmicas, impulsionando o desenvolvimento no aproveitamento do calor residual (vapor ou gases de combustão).

A partir do século XX, a tecnologia das máquinas de compressão de vapor foi-se tornando industrialmente mais significativa principalmente pelo aperfeiçoamento dos compressores – quer pelo desenvolvimento da rede eléctrica que possibilitou a aplicação do motor eléctrico para accionar o compressor; quer pela aplicação de isolamentos mais eficazes contra o ruído – e pela introdução de novos fluidos frigorigéneos não tóxicos, não inflamáveis e menos corrosivos – os clorofluorocarbonatos (CFC) (Wang, 2001).

Todo este desenvolvimento inicial das máquinas de refrigeração foi mais baseado na experiência empírica do que aos conhecimentos científicos, particularmente as máquinas de absorção cuja teoria e respectivos cálculos são mais complexos por causa da utilização de misturas. Ledoux desenvolveu os rudimentos da teoria de máquinas de absorção em 1878, mas foi Edmund Altenkirch quem apresentou, em 1913, um estudo sobre a termodinâmica das misturas binárias. Partindo deste e de estudos posteriores sobre a teoria das máquinas de absorção, chegou a aplicar a 2ª lei da termodinâmica de modo a minimizar as irreversibilidades, o que lhe permitiram propôr uma série de melhorias à máquina de absorção existente:

- Utilização de um permutador entre o absorvedor e o gerador;
- Recuperação do calor rejeitado no rectificador;
- Utilização de vários estágios de absorção;
- Utilização das máquinas de absorção como bombas de calor.
- Utilização de gás um gás inerte;
- Demonstração da eficiência dos ciclos de resorção.

Uma das mais importantes inovações nas máquinas de absorção foi patenteada em 1922 por dois estudantes do Royal Institute of Technology de Estocolmo: Carl Munters e Balzar von Platen. Estes cientistas conseguiram eliminar a necessidade de bomba de circulação substituindo-a pelo princípio do percolador, utilizando um gás (o

hidrogénio) para manter as diferenças de pressão. A ideia já havia sido proposta por Geppert em 1899, mas sem sucesso prático visto ter utilizado ar como gás não condensável. O hidrogénio foi posteriormente substituído por hélio e ainda por amoníaco num sistema de absorção de butano em água, desenvolvido por Albert Einstein e pelo seu antigo pupilo Léo Szilárd, em 1926 e patenteado em 1930.

A produção industrial destes aparelhos de refrigeração de Platen-Munters, também designados por sistemas de difusão a absorção ou refrigeradores por absorção de pressão total única, começou em 1931 pela empresa Electrolux. Por serem máquinas, silenciosas e fiáveis, tiveram grande aceitação na refrigeração doméstica, em particular nos locais onde não havia electricidade. Ainda hoje, encontram-se em dois importantes nichos de mercado: o frigorífico dos quartos dos hotéis, por ser silenciosa e os frigoríficos para as caravanas pela sua versatilidade na utilização de fontes energéticas.

Também por volta dos anos 1930, foram comercializados vários sistemas de refrigeração domésticos, dentre os quais a “Icy-ball” da Crosley Corp., “Superflex” da Perfection Stove, “Trukold” da Montgomery Ward.

Logo após o aparecimento da primeira máquina de absorção, novos melhoramentos foram propostos e testados, como a combinação de ciclos de absorção com ciclos de compressão de vapor e a utilização de outras misturas binárias, principalmente sais de lítio. Nos anos 1940, Serval produziu uma pequena unidade de refrigeração, na qual a água operava como refrigerante e uma solução de brometo de lítio como absorvente (Wang, 2001). Foi Willis Carrier quem comercializou os primeiros chillers de absorção de Brometo de Lítio (LiBr) de grande potência, que usavam vapor a baixa pressão como fonte de calor. A utilização dessa solução teve forte difusão no mercado a partir de 1950, e ainda hoje é uma das misturas mais utilizadas nas máquinas de absorção aplicadas ao ar condicionado.

Em 1951, o manual da ASHRAE fez referência à utilização de sistemas de absorção de vapor de amoníaco com funcionamento intermitente, em camiões frigoríficos.

Por volta dos anos 1950 começaram a aparecer os primeiros protótipos de máquinas de absorção movidas a energia solar. Como exemplos, EE ITT (2008) refere um sistema de refrigeração solar instalado em Tashkent, na União Soviética, em 1953, possuindo um concentrador parabólico de  $10 \text{ m}^2$ , que produzia 250 kg de gelo por dia; e ainda uma instalação feita por F. Trombe em Montlouis, França, capaz de produzir 100 kg de gelo diários, utilizando um concentrador cilíndrico-parabólico de  $20 \text{ m}^2$ .

A crise do petróleo dos anos 1970 também aumentou o interesse pelas tecnologias de absorção, nomeadamente utilizando calor de rejeição de algum processo, como a combustão em cogeração, mas também utilizando calor solar, já que a adaptação do ciclo de Rankine à fonte de energia solar se apresentava bastante mais custosa (Miller & Miller, 2006). Durante a crise energética, vários fabricantes de sistemas de compressão por vapor, aproveitando o nicho de mercado, comercializaram equipamentos de refrigeração por absorção para fins de conforto ambiental, empregando principalmente LiBr.

Com o agravamento dos problemas ambientais, especialmente o aumento do efeito de estufa e o problema da depleção da camada de ozono o interesse por estas soluções tem vindo a aumentar.

Por outro lado, o avanço na investigação de colectores solares permite hoje construir colectores que atingem temperaturas mais elevadas, o que possibilita a utilização da mistura água amoníaco nas máquinas de absorção a energia solar.

Tabela 2.1 – Quadro resumo dos desenvolvimentos científicos e tecnológicos em refrigeração.

Ano	Autor	Desenvolvimento
1755 1748	William Cullen	Construção do primeiro protótipo experimental de máquina de gelo, por meio da evaporação de éter em vácuo
1777	Edward Nairne	Estudos teóricos da absorção de água em H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>
1780	U.F. Clouet e G. Monge	Liquefação de SO <sub>2</sub>
1787	Martinus van Marum e Van Troostwijk	Liquefação de NH <sub>3</sub> a temperaturas inferiores à de congelamento.
1805	Olivier Evans	Descrição teórica dum ciclo de produção contínua de gelo por meio de éter em vácuo.
1810	John Leslie	Estudo laboratorial da absorção intermitente de água em H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>
1824	Faraday	Refrigeração intermitente com amoníaco e cloreto de prata.
1824	Sadi Carnot	Publica a tese fundadora da termodinâmica
1834	Jacob Perkins	Patente da primeira máquina de compressão de vapor contínua.
	John Hague	Construção da máquina de Perkins de compressão de vapor de éter metílico ou etílico.
1844	John Gorrie	Desenvolvimento e patente dum sistema de arrefecimento de ar
1850	Alexander Twining	Patente duma máquina de compressão de vapor de éter, NH <sub>3</sub> e CO <sub>2</sub> .
1856	James Harrinson	Patente dum sistema de compressão de vapor de éter, álcool ou amoníaco.
1859	Ferdinand Carré	Invenção do sistema a absorção com o par NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O
1864	Charles Tellier	Patente dum sistema de compressão de vapor de dimetil éter.
	Carlo von Linde	Introdução do compressor de duplo-efeito de vapor de amoníaco
1871	David Boyle	Construção do primeiro sistema de compressão de vapor de NH <sub>3</sub>
1886	Franz Windhausen	Construção dum sistema de compressão de CO <sub>2</sub> .
1878	Windhausen	Aplicação da absorção do par H <sub>2</sub> O-H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> num sistema de refrigeração
1880	Carl von Linde	Substituição de Absorção por Compressão (Aplicação em cervejaria que passaram a consumir menos vapor)
1899	Geppert	Patente do uso de gás inerte e pressão parcial em refrigeradores por absorção.
1920's/ 40's	Altenkirch	Estudos sobre redução de perdas exergéticas. Introdução do retificador; múltiplos estágios; uso de gás inerte; uso de refluxo no gerador e absorvedor e demonstração da eficiência dos ciclos de ressonância.
1920's/ 30's	Crosley Corp Perfection Stove Montgomery Ward	Fabricação de vários modelos de máquinas intermitentes ("Icy-ball", "Superflex", "Trukold")
1922	Platen e Munters	Refrigerador doméstico (Trabalho de licenciatura no "Royal Institute of Technology" de Estocolmo)
1925	Electrolux	Refrigerador doméstico (Patente comprada de Platen e Munters)
1927	Albert Einstein	Trabalhou e patenteou um sistema de pressão uniforme usando NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O e Butano
1929	Merkel & Bosnjakovic	Diagrama Entalpia vs Concentração
1938	Niebergall	Métodos de avaliação
1940's	Tecunseh	Compressor hermético de baixo custo para R12
1970's		Choque do petróleo Unidades para cogeração (NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O e LiBr-H <sub>2</sub> O)

## 2.2. Princípios de Funcionamento das Máquinas de Absorção

*“É impossível construir um dispositivo que, operando segundo um ciclo, não produza outros efeitos, além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente.”*  
in *“Über die bewegende Kraft der Wärme”* Rudolf Clausius, 1850

Quando se fala de uma “máquina frigorífica” ou “bomba de calor”, faz-se referência à tecnologia usada para transferir calor dum corpo ou região a baixa temperatura para outro corpo ou região a alta temperatura. O que distingue as duas está no objectivo funcional: as máquinas frigoríficas servem para manter fria a “região fria” e as bombas de calor para manter quente a “região quente”, sendo que na prática um mesmo equipamento pode executar as duas funções.

Como foi explicitado na formulação da segunda lei da termodinâmica feita por Clausius e acima citada, para executar esta transferência de calor, é necessário haver uma entrada termodinâmica de energia, seja na forma de calor ou de trabalho. Consoante a forma de energia aplicada, assim estaremos na presença de um ciclo termodinâmico de refrigeração correspondente: o ciclo frigorífico de compressão de vapor (CFCV) faz uso do trabalho mecânico de compressão de vapor e os ciclos frigoríficos de absorção (CFA) utilizam calor para o mesmo efeito.

É, de facto, útil proceder à comparação esquemática destes dois ciclos de refrigeração a vapor, antes de aprofundar a tecnologia de absorção, tema desta tese.

Um sistema simples de absorção é similar ao sistema convencional de compressão a vapor. Os dois são compostos por um condensador, um evaporador e uma válvula de expansão, onde ocorrem os correspondentes processos:

1. No condensador, o fluido frigorigéneo na fase de vapor e a alta pressão, rejeita calor para o exterior ( $Q_{\text{cond}}$ ) e condensa a uma pressão constante, passando ao estado de líquido saturado;
2. A passagem por uma válvula de expansão isentálpica reduz a pressão do fluido frigorigéneo líquido, e conseqüentemente a sua temperatura, entrando numa região de duas fases;
3. No evaporador, o fluido frigorigéneo recebe calor a baixa temperatura retirado do espaço a arrefecer ( $Q_{\text{evap}}$ ), evaporando a pressão constante, encontrando-se portanto à saída, no estado de vapor saturado.

Em ambos os ciclos existem os mesmos processos de condensação, expansão e evaporação. O que difere nesses sistemas é o mecanismo que completa o ciclo, elevando da pressão do vapor na saída do evaporador até à pressão na entrada do condensador (Figura 2.4).

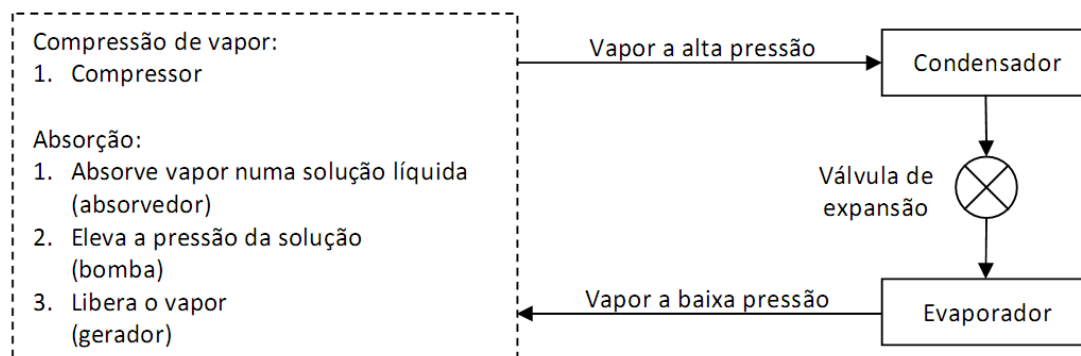


Figura 2.4 – Comparação dos processos de elevação de pressão dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor e por absorção (adaptado de Stoecker e Jones, 1985).

No CFCV utiliza-se apenas um compressor onde, por fornecimento de trabalho mecânico ( $W_{\text{comp}}$ ), o fluido é comprimido de forma reversível e isentrópica, elevando a sua pressão (Figura 2.5a)).

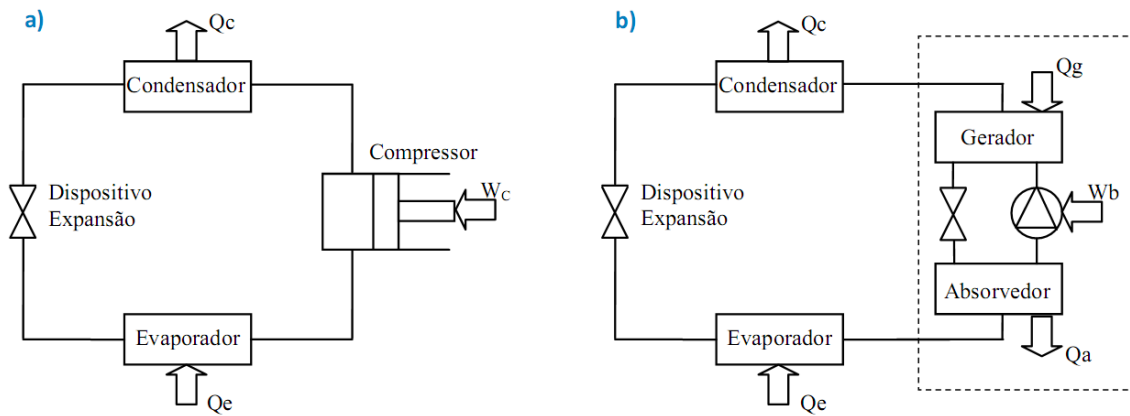


Figura 2.5 – Diagrama esquemático dum ciclo frigorífico de compressão de vapor (a) e de um ciclo frigorífico de absorção de efeito simples (b) Adaptado de Mortal (2005).

O princípio de funcionamento dum ciclo frigorífico de absorção é muito semelhante ao de compressão de vapor, diferenciando-se sobretudo pela substituição do compressor eléctrico por um sistema constituído fundamentalmente pelo absorvedor, pelo gerador, pela bomba circuladora para compressão no estado líquido e por um dispositivo de expansão (Figura 2.5b, a tracejado).

O funcionamento desse sistema é o seguinte:

1. O fluido refrigerante saído do evaporador no estado de vapor saturado, entra no absorvedor, sendo absorvido por uma solução absorvente binária, constituída pelo refrigerante (absorvato) e por um absorvente. A solução fica portanto, enriquecida no refrigerante, passando por isso a denominar-se comumente por “solução rica”. O calor produzido - calor latente resultante da condensação e calor da mistura exotérmica - deverá ser rejeitado para o exterior ( $Q_{abs}$ ), arrefecendo o absorvedor;
2. A solução rica é então bombeada para o gerador através duma bomba circuladora, que requer uma pequena quantidade de trabalho ( $W_{bomb}$  - desprezável na maioria dos casos). Produz-se aqui a elevação da pressão, ou compressão térmica;
3. No gerador, através duma fonte de calor ( $Q_{ger}$ ), a solução é aquecida acima do ponto de ebulição do refrigerante, dando-se a separação em duas fases. A fase de vapor, rica em refrigerante que segue para o condensador e continua o percurso a partir daí idêntico ao do ciclo de compressão de vapor. A fase líquida, pobre em refrigerante, retorna ao absorvedor para voltar a absorver o refrigerante,

passando antes por um mecanismo de expansão, de modo a diminuir a sua pressão. A energia necessária no gerador pode ser fornecida directamente pela queima de combustíveis fósseis, calor residual de processo, biomassa ou por colectores solares térmicos.

O sistema opera entre dois níveis de pressão e três níveis de temperatura: a baixa temperatura no evaporador, a intermédia temperatura no condensador e absorvedor e a alta temperatura no gerador.

### *Comparação – Vantagens e Desvantagens*

A principal vantagem deste ciclo é que a elevação de pressão do fluido é realizada no estado líquido (solução rica) em vez de no estado de vapor (fluido frigorígeno) como no ciclo de compressão de vapor.

A potência dum compressor mecânico é directamente proporcional ao volume específico do fluido. São necessárias portanto, menores potências e, consequentemente, menores consumos de electricidade para aumentar a pressão a um mesmo caudal de fluido no estado líquido do que no estado gasoso. Por exemplo, para comprimir 0,1 kg/s de amoníaco desde um estado de vapor saturado seco a 0 °C para vapor sobreaquecido a 20 bar requer-se um mínimo de aproximadamente 20 kW de potência, enquanto que, numa solução NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O com uma fracção mássica de amoníaco igual a 0,4, entre os mesmos limites de pressão, se requerem apenas 0,2 kW (Mateus, 2007). O sistema de absorção consome portanto, cerca de 5 a 10% da energia eléctrica necessária por um CFCV de igual capacidade frigorífica (Chaves, 2009).

Chaves (2009) apresenta ainda como outras vantagens dos sistemas de absorção:

1. Existir a possibilidade de variar a fonte térmica externa;
2. A não necessidade de subestação eléctrica, mesmo em instalações de grande porte;
3. O baixo nível de ruído;

4. Não existir restrição de tamanho, podendo variar desde pequenas a grandes instalações.

Por outro lado, os custos associados à fonte de calor e aos equipamentos adicionais que não são necessários em sistemas por compressão de vapor podem anular a vantagem de um consumo de trabalho menor. Assim, os sistemas de refrigeração por absorção apenas se torna mais viável que os CFCV quando há disponibilidade de fontes térmicas de baixo custo (Silva, 2009).

Chaves (2009) apresenta ainda como desvantagens das instalações de absorção, quando comparadas às de CFCV:

1. A falta de tradição e prática do uso desta tecnologia;
2. O maior peso e volume dos equipamentos de absorção, por unidade de capacidade frigorífica;
3. O menor COP, que leva a uma maior rejeição térmica e
4. A necessidade 2 a 3 vezes superior de água ou ar de arrefecimento.

Como no presente trabalho se pretende estudar a refrigeração em regiões remotas, com deficiente ou ausente distribuição eléctrica, na comparação entre estes dois sistemas tem que ser tida em conta a produção de electricidade para alimentar o compressor do CFCV, seja por fontes renováveis ou por combustão, e os respectivos custos de investimento e de combustível.

### ***Eficiência Energética da Refrigeração – Rendimento Teórico:***

A eficiência energética de refrigeração (COP, do inglês “Coefficient of Performance”) duma máquina de refrigeração é uma medida do seu rendimento, definindo da seguinte maneira:

$$COP = \frac{\text{Energia de arrefecimento obtida}}{\text{Energia fornecida pelo sistema}} \quad (2.1)$$

Enquanto que a energia fornecida a uma máquina frigorífica de compressão de vapor (MFCV) é na forma de trabalho mecânico, às máquinas frigoríficas de absorção (MFA) fornece-se energia térmica, directamente. O trabalho da bomba de solução é geralmente desprezável, para efeitos de cálculo, como está exemplificado na Tabela 2.2.

**Tabela 2.2 – Comparação das potências envolvidas nos CFCV e CFA, para 100kW de capacidade refrigerativa com temperatura de evaporação de 3°C e temperatura de condensação de 42°C (adaptado de Hundy *et al.*, 2008).**

	Absorção	Compressão de Vapor
<b>Capacidade de refrigeração (kW)</b>	100,0	100,0
<b>Potência da bomba/compressor (kWe)</b>	0,1	30,0
<b>Calor usado (kW)</b>	165,0	-
<b>Calor rejeitado (kW)</b>	265,1	130,0

Assim, os COP para os sistemas de compressão e absorção são dados por:

$$COP_{MFCV} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (2.2)$$

$$COP_{MFA} = \frac{Q_{evap}}{Q_{ger} + W_{bomb}} \approx \frac{Q_{evap}}{Q_{ger}} \quad (2.3)$$

Para as mesmas temperaturas de refrigeração ( $T_{evap}$ ) e de rejeição ( $T_{abs, cond}$ ), o COP duma máquina frigorífica de absorção ( $COP_{MFA}$ ) é bastante inferior ao duma máquina frigorífica de compressão de vapor ( $COP_{MFCV}$ ), visto que as MFCV utilizam para o seu accionamento energia eléctrica – energia de alto nível – enquanto que as MFA utilizam energia calorífica directamente – energia de baixo nível (Seara, 1999).

Devido ao facto de se tratar de formas de energia qualitativamente diferentes, do ponto de vista termodinâmico, ambos os sistemas não deverão ser comparados com base nos COP. A energia mecânica tem um custo de produção maior que a energia térmica (EE ITT, 2008). Dito de outra forma, na necessidade de comparar os dois sistemas, devemos contabilizar a energia primária fornecida a ambos os sistemas, já

que numa MFCV, o trabalho consumido no accionamento do compressor, provém da utilização de energia eléctrica, que por sua vez também foi gerada por meio dum motor térmico (MT) ( Figura 2.6 e Eq. 2.4).

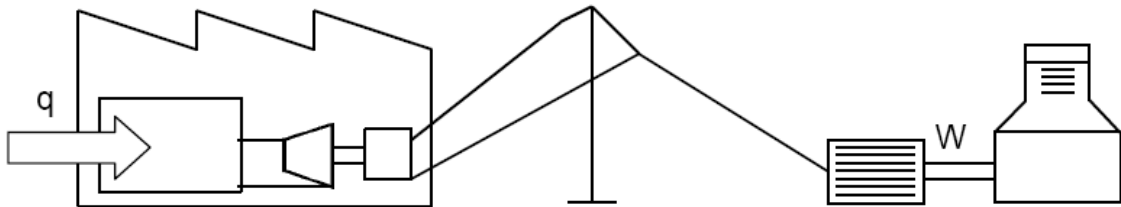


Figura 2.6 – Ilustração da produção da energia eléctrica requerida para o accionamento dos sistemas de compressão. Extraído de Seara (1999).

$$COP_{primário, MFCV} = COP_{MFCV} \cdot COP_{MT} \quad (2.4)$$

De igual modo, o efeito de uma máquina frigorífica de absorção ideal pode ser explicado como a combinação de um motor térmico de Carnot com uma máquina frigorífica de Carnot.

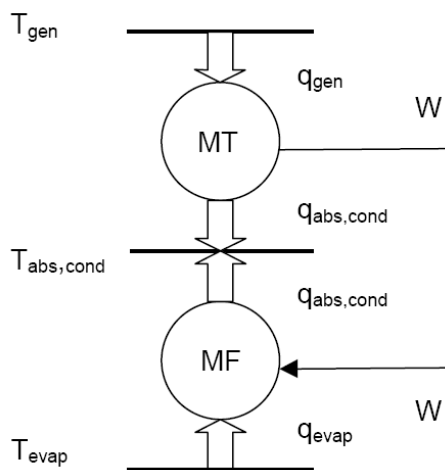


Figura 2.7 – Sistema de refrigeração de absorção como a combinação dum máquina frigorífica e dum motor térmico. MT – Motor Térmico, MF – Máquina Frigorífica. Extraído de Seara (1999).

Como se pode observar na

Figura 2.7, é transferido calor de uma temperatura  $T_{ger}$  ( $Q_{ger}$ ), para uma temperatura mais baixa  $T_{abs}$  ( $Q_{abs}$ ), ficando disponível uma determinada quantidade de trabalho termodinâmico ( $W$ ), que vai ser usado, para transferir calor a uma temperatura  $T_{evap}$  ( $Q_{evap}$ ), para uma temperatura  $T_{cond}$ , ( $Q_{cond}$ ) (Alefeld e Radermacher, 1994).

Assim, o COP duma MFA ideal é igual ao produto da eficiência duma máquina térmica de Carnot operando entre  $T_{ger}$  e  $T_{abs} = T_{cond}$  com o COP duma máquina frigorífica de Carnot, operando entre  $T_{abs} = T_{cond}$  e  $T_{evap}$ , ou seja:

$$COP_{MT} = \frac{W}{Q_{ger}} \quad (2.5)$$

$$COP_{MF} = \frac{Q_{ger}}{W} \quad (2.6)$$

$$COP_{MFA} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{\frac{Q_e}{W}}{\frac{Q_g}{W}} = COP_{MF} \cdot COP_{MT} \quad (2.7)$$

Quando se comparam energias qualitativamente semelhantes, do ponto de vista termodinâmico, o rendimento teórico dos dois sistemas é semelhante. Contabilizando a segunda lei da termodinâmica, a eficiência exergética dos dois sistemas é da mesma ordem de grandeza (EE ITT, 2008).

O COP duma MFA ideal aumenta directamente com a temperatura do gerador e com a temperatura do evaporador, e inversamente com a temperatura ambiente.

No entanto, num ciclo frigorífico real, o COP será inferior devido às várias irreversibilidades externas e internas, que ocorrem em qualquer fenómeno de transferência de calor, massa ou *momentum*. Herold *et al.* (1996) identificam as principais irreversibilidades de uma MFA como sendo as que estão associadas aos processos de transferência de calor. Estes autores, procedendo à análise do desempenho segundo o modelo de ordem zero, que apenas avalia as maiores irreversibilidades, as externas, demonstraram que o COP duma MFA “real” é relativamente insensível às variações da temperatura de geração, decrescendo até ligeiramente com o aumento desta.

## 2.3. Fluidos Frigorígenos

Qualquer ciclo frigorífico necessita de um fluido de trabalho, como meio para as trocas de calor realizadas durante o ciclo, nomeadamente entre as chamadas “fonte fria” e “fonte quente”. Os fluidos de trabalho que operam máquinas frigoríficas são denominados fluidos frigorígenos, frigoríficos ou refrigerantes. No ciclo frigorífico de absorção, o fluido frigorígeno é aquele que opera na parte do ciclo que funciona como motor térmico.

A análise de desempenho e eficiência de ciclos reversíveis é independente das propriedades dos fluidos de trabalho usados. No entanto, em ciclos reais, o funcionamento de uma máquina frigorífica é largamente determinado pelas propriedades do fluido escolhido. Tanto o custo inicial como o custo de operação duma máquina de absorção são amplamente dependentes do fluido de trabalho em questão (Herold *et al.*, 1996).

A refrigeração por absorção deve-se ao facto de alguns fluidos refrigerantes terem grande afinidade química com outros fluidos absorventes. O vapor refrigerante é absorvido pela solução absorvente líquida, formando uma solução rica em refrigerante.

Existem numerosos pares que apresentam a propriedade química de absorção. Já em 1988, Mascriss *et al.* compilaram as características de 38 compostos refrigerantes e 131 absorventes disponíveis (Macriss *et al.*, 1988). Vários autores apresentam os pares presentes na Tabela 2.3 como os mais utilizados em sistemas de refrigeração por absorção.

Apesar de existirem muitos estudos publicados sobre a utilização de outras misturas, as misturas mais usadas nas MFA são a água-brometo de lítio e a amoníaco-água, isto porque, apesar de todos os esforços, ainda não foi encontrada nenhuma mistura que conseguisse suplantar o leque de propriedades apresentadas por estes dois pares, considerados misturas convencionais.

**Tabela 2.3 – Pares Utilizados em Sistemas de Refrigeração por Absorção. Adaptado de Chaves (2009), Pereira (2006) e Mateus (2007).**

<b>Refrigerante</b>	<b>Absorvente</b>
Amoníaco (NH <sub>3</sub> )	Água (H <sub>2</sub> O)
Metilamina (CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub> )	Água (H <sub>2</sub> O)
Outras Aminas Alifáticas	Água (H <sub>2</sub> O)
Amoníaco (NH <sub>3</sub> )	Nitrato de Lítio (LiNO <sub>3</sub> )
Amoníaco (NH <sub>3</sub> )	Sulfocianeto de Amoníaco (NH <sub>4</sub> CNS)
Amoníaco (NH <sub>3</sub> )	Sulfocianeto de Sódio (NaSCN)
Amoníaco (NH <sub>3</sub> )	Cloreto de Estrôncio (SrCl <sub>2</sub> )
Água (H <sub>2</sub> O)	Sol. Aq. Brometo de Lítio (LiBr)
Água (H <sub>2</sub> O)	Sol. Aq. Cloreto de Lítio (LiCl)
Água (H <sub>2</sub> O)	Ácido Sulfúrico (H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> )
Água (H <sub>2</sub> O)	Hidróxido de Sódio (NaOH), de Potássio (KOH) ou misturas
Metanol (CH <sub>3</sub> OH)	Sol. Cloreto de Lítio em Metanol (LiCl)
Cloreto de Etilo (C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> Cl)	Tetracloroetano (C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> Cl <sub>4</sub> )
Tolueno (C <sub>7</sub> H <sub>8</sub> )	Óleo de Parafina (C <sub>n</sub> H <sub>2n+2</sub> (n > 20))
Pentano (C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> )	Óleo de Parafina (C <sub>n</sub> H <sub>2n+2</sub> (n > 20))
Metilamina (CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub> )	Glicol Etilico (C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> (OH) <sub>2</sub> )
Monofluór-Dicloro-Metano (CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> )	Éter dimetílico de tetraetilenoglicol (CH <sub>3</sub> O(OCH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> ) <sub>4</sub> CH <sub>3</sub> )
Diclorometano (CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> )	Éter dimetílico de tetraetilenoglicol (CH <sub>3</sub> O(OCH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> ) <sub>4</sub> CH <sub>3</sub> )

As condições para avaliar a competência dum par de absorção, incluem tanto as propriedades da mistura, como dos dois componentes em separado e podem-se resumir da seguinte forma (Srikhirin *et al.*, 2001; Mortal, 2005):

O refrigerante e o absorvente deverão apresentar alta miscibilidade entre si, no estado líquido, na gama de temperaturas e pressões de trabalho;

Inexistência de fase sólida (solidificação ou cristalização) da mistura e dos dois componentes, na gama de temperaturas e pressões de trabalho;

- A diferença dos pontos de ebulição do refrigerante puro e da mistura, à mesma pressão, deverá ser o mais alta possível (maior que 200°C);
- O refrigerante deverá possuir um baixo calor latente de vaporização e uma alta concentração na mistura, de modo a manter uma taxa de circulação baixa, entre o gerador e o absorvedor, por unidade de arrefecimento obtida;
- A pressão de vapor do refrigerante deverá ser moderada, evitando assim pressões demasiado elevados;
- O ponto de congelamento do refrigerante deverá ser suficientemente baixo para a temperatura de trabalho;

- A pressão de vapor do absorvente deverá ser baixa, facilitando a separação dos componentes;
- As propriedades de transporte que influenciam as transferências de calor e massa devem ser favoráveis, nomeadamente a viscosidade, a condutividade térmica e o coeficiente de difusão.
- Ambos os fluidos deverão ainda ser:
  - Quimicamente estáveis,
  - Não tóxicos,
  - Não explosivos,
  - Não corrosivos,
  - Baratos,
  - Ambientalmente aceitáveis.

Na Tabela 2.4 apresenta-se o desempenho dos dois pares de absorção mais utilizados, quanto às principais propriedades da mistura, do fluido frigorífero e do absorvente, bem como de aspectos construtivos dos dois sistemas, ressaltando-se as vantagens e desvantagens de cada um.

Em suma, o fluido de trabalho preferencial para uma determinada aplicação depende da quantidade de propriedades vantajosas que apresente, para essa dada aplicação. Uma propriedade chave é o ponto de congelamento da água, quando usada como refrigerante, impeditivo da aplicação dos sistemas de H<sub>2</sub>O-LiBr para temperaturas abaixo de 0°C (Herold *et al.*, 1996). Por outro lado, este par tem sido preferido para sistemas de ar condicionado (temperaturas acima de 0°C), por apresentar um COP mais elevado.

Kim e Infante-Ferreira (2008) apresentam uma listagem de estudos de aplicações solares térmicas de refrigeração por absorção onde se pode constatar que, sendo uma tecnologia bastante estudada, os pares de trabalho absorvato-absorvente resumem-se a dois: H<sub>2</sub>O-LiBr e NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Cada um deles apresenta as suas vantagens e desvantagens, mas em termos gerais, o NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O é mais usado para refrigeração e o H<sub>2</sub>O-LiBr para ar-condicionado (Fan *et al.*, 2007).

Tabela 2.4 – Comparação das propriedades dos fluidos de absorção mais utilizados: NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O e H<sub>2</sub>O-LiBr (Herold *et al.*, 1996; Pereira, 2006; Mateus, 2007).

	Características/Propriedades	H <sub>2</sub> O-LiBr	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O
Refrigerante	Calor latente de vaporização Deve ser elevado	<i>Excelente</i> 2.3 MJ/kg (H <sub>2</sub> O)	<i>Bom</i> 1.4 MJ/kg Proporciona uma máquina mais compacta
	Pressão de vapor Deve ser moderada	<i>Demasiado baixa</i> Pressão negativa no ciclo (risco de infiltrações)	<i>Demasiado alta</i> Pressão positiva no ciclo
	Temperatura de congelamento Deve ser baixa	<i>Aplicação limitada</i> +4°C Cristalização do LiBr a baixas temperaturas e congelação da H <sub>2</sub> O a 0°C.	<i>Excelente</i> -77,7°C Refrigeração industrial é possível.
	Viscosidade Deve ser baixa	<i>Bom</i>	<i>Bom</i>
	Temperatura de condensação Deve ser alta	<i>Baixa</i>	<i>Alta</i> Permite condensação a ar
Absorvente	Pressão de vapor Deve ser baixa	<i>Excelente</i>	<i>Fraco</i>
	Viscosidade Deve ser baixa	<i>Bom</i>	<i>Bom</i>
Mistura	Ausência de fase sólida (Cristalização do Absorvente)	<i>Aplicação limitada</i> Pode ocorrer cristalização Devido a altas concentrações (>70%)	<i>Excelente</i>
	Toxicidade Deve ser baixa	<i>Baixa</i>	<i>Alta</i> NH <sub>3</sub> é perigoso para o ser humano e inflamável misturado com ar
	Efeitos contaminantes	<i>Alta</i> LiBr é corrosivo em contacto com O <sub>2</sub> , requerendo cuidados especiais na selecção dos materiais de construção e manutenção.	<i>Baixa</i> (NH <sub>3</sub> ) Não compatível com cobre e suas ligas
	Afinidade entre refrigerante e absorvente Deve ser alta	<i>Bom</i>	<i>Bom</i>
	Estabilidade química Deve ser alta	<i>Alta</i>	<i>Média</i>
Construção	Necessidade de rectificação	<i>Não</i>	<i>Sim</i>
	Meio de arrefecimento no condensador e absorvedor	<i>Água</i> Apenas por torre de arrefecimento ou através de inibidores de cristalização	<i>Água ou ar</i> Arrefecimento a ar é também possível.
	Reaproveitamento de calor	<i>Não permite</i>	<i>Permite</i>
	Necessidade de bomba de vácuo	<i>Sim</i>	<i>Não</i>
	Manutenção	<i>Frequente</i> Principalmente na torre de arrefecimento	<i>Pouco frequente</i>
	Tratamento fungicida e bactericida	Alto consumo de água e produtos fungicida e bactericida	Não necessita de produtos para tratamento de fungos e bactérias. Não necessita de tratamento de água
	Consumo eléctrico	<i>Maior</i>	<i>Menor</i>
Rendimento térmico (COP)	<i>Maior</i>	<i>Menor</i>	

### 2.3.1. Propriedades da Mistura Água-Amoníaco

As propriedades da mistura água amoníaco têm sido estudadas por muitos investigadores ao longo dos últimos 150 anos, principalmente na região de equilíbrio vapor líquido. A razão para tanto estudo, muitas vezes com diferentes resultados, tem a ver com o facto de se tratar duma mistura não ideal e com a falta de uniformização

dos métodos experimentais. Muitas destas correlações que estimam as propriedades em determinadas gamas de pressão e temperatura, são polinómios empíricos baseados em dados experimentais, com o inconveniente da extrapolação para outras gamas de pressão e temperatura diferentes das testadas. Os dados apresentados nos últimos anos são baseados em correlações termodinâmicas, cobrindo uma gama maior de pressão e temperatura com bons resultados (Ibraim e Klein, 1993), (IIR, 1994).

Tal como noutras áreas da engenharia, a disseminação da informática permitiu o estudo mais aprofundado dos ciclos termodinâmicos, através da simulação do seu funcionamento em determinadas condições. Até há pouco tempo, a programação da simulação de um ciclo implicava também a programação das propriedades termodinâmicas. Só muito recentemente é que os dados termodinâmicos da mistura  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  começaram a estar disponíveis sob a forma de rotinas informáticas independentes, que permitem interactivar com a programação do ciclo. Neste trabalho, utilizou-se para este fim a rotina “NH3H2O”, externa ao programa “Engineering Equation Solver” (EES), baseada nos dados apresentados por Ibraim e Klein (1993).

## *Segurança*

O amoníaco é uma substância natural que é produzida em grandes quantidades para fertilizante na agricultura e como matéria-prima para fibras, plásticos e explosivos, sendo também usada como um agente de limpeza e descalcificação e em aditivos alimentares. Trata-se duma substância largamente transportada em grandes quantidades por caminho-de-ferro e por via marítima.

Apresenta-se como um gás incolor de baixa densidade à temperatura ambiente, que possui um cheiro pungente. Sendo mais leve que o ar à pressão atmosférica, pode ser armazenado e transportado liquefeito, à pressão de 1MPa e a 25°C. A sua massa molecular relativa é 17,03. O ponto crítico é 132,3°C e 11,3Mpa e a sua densidade crítica é de 235 kg/m<sup>3</sup>.

Embora seja uma escolha económica para sistemas industriais e apresente propriedades termodinâmicas superiores, não se deverão armazenar grandes quantidades de amoníaco em espaços fechados, perto de chamas ou faíscas, já que é uma substância inflamável e explosiva entre concentrações de 16 e 25% em volume de ar (ASHRAE, 2010). Não é absorvida através da pele, mas reage muito rapidamente com as membranas das mucosas, já que é altamente solúvel em água, gerando os iões  $\text{NH}_4^+$  e  $\text{OH}^-$ . Assim, considera-se uma substância tóxica a baixas concentrações (35 a 50 ppm), e a exposição a grande doses potencialmente letal. Do ponto de vista da saúde ocupacional, a exposição de longo termo deverá ser limitada a concentrações inferiores a 25 ppm (IPCS, 1990).

Felizmente, o seu cheiro intenso actua como um alarme, já que o amoníaco pode ser detectado por narizes humanos a partir de concentrações de muito poucos ppm, levando à reparação rápida de pequenas fugas. Essas poderão ser confirmadas através de papel indicador, mas não do método tradicional de borbulhagem com detergente, já que o amoníaco se dissolve muito rapidamente na água, não gerando bolhas. O odor torna-se insuportável a cerca de 50ppm.

## 2.4. Ciclos Frigoríficos por Absorção de Água-Amoníaco

O ciclo prático de refrigeração por absorção obtém-se introduzindo modificações no ciclo básico, nomeadamente pelo reaproveitamento de calor dos processos internos, de forma a aumentar o COP (Figura 2.8).

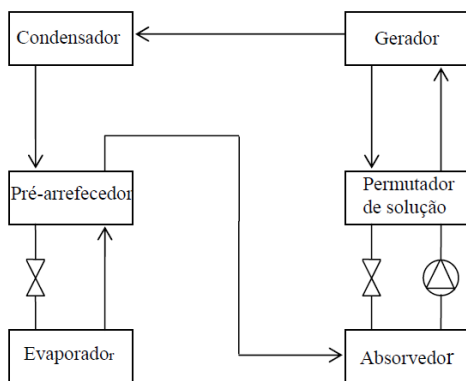


Figura 2.8 – Esquema duma máquina frigorífica de absorção de efeito simples com aproveitamento interno de calor. Extraído de Mortal (2004).

### *Permutador de Calor de Solução:*

Tendo em conta que a solução rica é bombeada do absorvedor para o gerador a baixa temperatura ( $T_{abs}$ ), mas que para que se dê a geração do vapor, a sua temperatura terá que ser elevada até  $T_{ger}$ , e que por outro lado, a solução pobre que é devolvida do gerador a alta temperatura ( $T_{ger}$ ) deverá ser arrefecida para melhorar o processo de absorção, torna-se claro que a utilização dum permutador de calor entre a corrente de solução pobre (quente e a arrefecer) e rica (fria e a aquecer), em contra-corrente, irá produzir uma diminuição na energia a fornecer ao gerador e a dissipar no absorvedor, aumentando assim o COP.

### *Pré-arrefecedor do Condensado:*

Outra forma de aumentar o rendimento dum sistema de absorção é a introdução dum permutador de calor em contra corrente que sub-arrefeça o refrigerante que sai líquido saturado do condensador, ao aquecer os vapores que se produzem no evaporador e que irão entrar no absorvedor.

O fluido frigorígeno sai do condensador no estado de líquido saturado e passa por um dispositivo de expansão, de modo a baixar a sua pressão isentalpicamente, produzindo duas fases, líquido saturado e vapor saturado. Quanto menor a temperatura, menor a fracção de vapor a entrar no evaporador, e mais líquido haverá para evaporar, aumentando o efeito frigorífico no evaporador, e com ele o COP. Na outra corrente, como o fluido sai do evaporador em estado de vapor saturado e irá ser aquecido no absorvedor, o pré-aquecimento deste no permutador irá levar a um aumento do calor do absorvedor e portanto do seu tamanho, o que pode representar uma desvantagem. No entanto, em sistemas de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , a utilização dum pré-arrefecedor é geralmente muito benéfica (Herold *et al.*, 1996).

Outra possibilidade é a de dimensionar o pré-arrefecedor de modo a compensar falta de eficiência do rectificador. Quando a pureza do vapor que sai do rectificador não é muito grande, então a temperatura necessária para obter uma grande qualidade de vapor torna-se muito elevada. Mesmo com uma fracção mássica de amoníaco de 0,99, a temperatura “glide” associada ao processo evaporativo torna-se excessivo, para elevadas fracções de vapor ( $Q_u$ ). Isto leva à acumulação de água no evaporador, a não ser que se tome alguma precaução. A melhor opção é a de evaporar esta água no pré-arrefecedor do condensado. Assim, não só se reduz ainda mais a entalpia do condensado, como se consegue diminuir a carga do rectificador, aumentando o desempenho.

### **Rectificador**

Quando a diferença entre os pontos de ebulição do absorvente e do refrigerante não é suficientemente elevada como para produzir uma geração de refrigerante puro, ou com uma concentração muito elevada, é necessária a utilização dum dispositivo adicional, que produza a condensação parcial dos vapores gerados, produzindo um enriquecimento do refrigerante.

Com efeito, quando o par de absorção utilizado é  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , o vapor de amoníaco gerado no evaporador carrega consigo uma pequena quantidade de água, que pode representar problemas de congelamento, principalmente quando se pretendem

temperaturas de evaporação negativas, como é o caso deste estudo. Torna-se então necessário proceder à purificação do vapor de amoníaco.

Existem duas formas de retirar vapor de água duma mistura amoníaco/água (Herold *et al.*, 1996):

1. Condensação parcial – arrefecimento do vapor de forma a provocar a condensação duma parte do vapor de água. O condensado ou refluxo, é composto essencialmente de água, deixando assim o restante vapor mais concentrado em amoníaco.
2. Rectificação – passagem do vapor gerado por uma coluna de purificação em contra-corrente com a parte da mistura que condensa, promovendo assim a transferência de calor e massa entre as duas fases. O calor disponível na condensação do componente menos volátil (água) presente no vapor serve para vaporizar o componente mais volátil (amoníaco) presente na fase líquida.

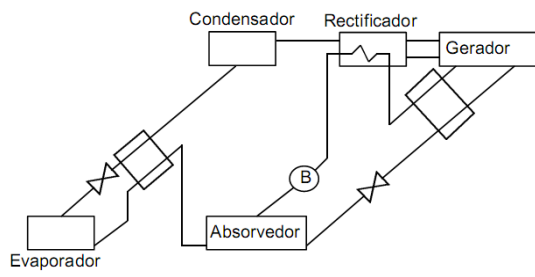
Estes dois processos podem ser usados em separado, promovendo ambos um grau de pureza maior do que o obtido numa destilação simples. Podem ainda ser utilizados em conjunto, sendo a fase líquida necessária para a contra-corrente da rectificação proveniente do refluxo da condensação parcial.

Para além das modificações já descritas, existem outras que podem ser introduzidas para melhorar o desempenho de MFA, todas elas baseadas no reaproveitamento de calor entre diferentes pontos do ciclo, em função dos níveis térmicos existentes entre eles.

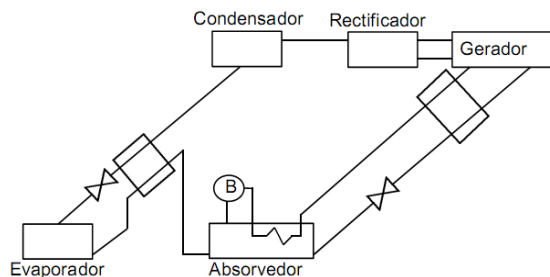
### ***Outras Modificações***

Estas medidas tanto podem ser aplicadas a ciclos de efeito simples, como a múltiplos efeitos ou múltiplos estágios, e independentemente do fluido de trabalho. Podem ainda aparecer combinadas num mesmo sistema, dependendo do desafio inerente à integração da modificação numa dada aplicação específica.

Alefeld e Radermacher (1994) apresentam várias dessas modificações, que incluem as estudadas neste trabalho: recirculação da solução rica através do rectificador (Figura 2.9) ou do absorvedor (Figura 2.10).



**Figura 2.9 – Ciclo prático com recirculação da solução rica no rectificador. Extraído de Seara (1999).**



**Figura 2.10 – Ciclo prático com recirculação da solução forte no absorvedor. Extraído de Seara (1999).**



# Capítulo 3 - Colectores Solares

---

Os colectores de energia solar constituem um tipo de permutador de calor que absorve a radiação solar, converte-a em calor e transfere-o para um fluido de trabalho (geralmente ar, água ou óleo) que o transporta para o equipamento que o vai utilizar ou armazenar. Transformam a energia solar radiativa em energia interna do meio de transporte (Kalogirou, 2004).

Este autor propõe uma sistematização dos tipos de colectores segundo o movimento que apresentam, agrupando-os em dois grandes grupos: estacionários e seguidores de um ou dois eixos. A Tabela 3.1 resume as principais características destes tipos de colectores, nomeadamente o factor de concentração<sup>2</sup> (C) e a gama de temperaturas a que operam.

**Tabela 3.1 – Colectores Solares Térmicos. Adaptado de Kalogirou (2004)**

Movimento	Tipo de Colector	Tipo de Absorvor	Factor de Concentração	Gama de Temperatura (°C)
<b>Estacionários</b>	Colector Solar Plano (CSP)	Plano	1	30-80
	Colector de Tubos de Vácuo (CTV)	Plano	1	50-200
	Colector Parabólico Composto (CPC)	Tubular	1-5	60-240
<b>Seguimento de Um Eixo</b>	Reflector Linear Fresnel (RLF)	Tubular	10-40	60-250
	Colector Parabólico-Linear (CPL)	Tubular	15-40	60-300
	Colector Cilíndrico-Linear (CCL)	Tubular	10-50	60-300
<b>Seguimento de Dois Eixos</b>	Reflector de Prato Parabólico (RPP)	Pontual	100-1000	100-500
	Colector de Receptor Central (CRC)	Pontual	100-1000	150-2000

## 3.1. Colectores Solares Estacionários

Estes colectores solares caracterizam-se por permanecerem numa posição fixa, não seguindo o Sol. Dentro desta categoria enquadram-se os:

---

<sup>2</sup> Pode-se quantificar a concentração através da relação entre a área livre que intercepta normalmente a radiação incidente ( $A_c$ ) e a área do receptor ( $A_r$ ) – razão ou factor de concentração (C).

- Colectores Solares Planos (CSP)
- Colectores de Tubos de Vácuo (CTV)
- Colectores Parabólicos Compostos (CPC)

Os dois primeiros são colectores não concentradores.

### *Colectores Solares Planos*

A característica principal dos colectores solares não concentradores é o facto da área de intercepção de absorção da radiação solar serem idênticas. Os colectores planos são o exemplo por excelência deste tipo de colectores, já que consistem numa placa absorvedora em toda a área de intercepção, por onde circula o fluido de transferência térmica, podendo ter ou não uma cobertura de vidro para minimizar as perdas por convecção, e de radiação, através de efeito de estufa<sup>3</sup>. Este tipo de colectores apresenta-se muito desenvolvido e difundido no mercado, e a sua caracterização e modelação muito bem descrita por Duffie e Beckman (1980) e por Kalogirou (2004).

### *Colectores de Tubos de Vácuo*

Os CTV, desenvolvidos para apresentarem alto rendimento térmico, mesmo em condições desfavoráveis de baixa temperatura ambiente, alta nebulosidade e convecção forçada (vento), consistem em placas de alta absorvidade inseridas em tubos de alta transmissibilidade onde se produz vácuo, de modo a minimizar ao máximo as perdas por convecção e condução. Conseguem-se assim temperaturas superiores às obtidas com CSP, sendo que a sua eficiência também é maior a baixos ângulos de incidência do que a daqueles colectores, o que permite um maior aproveitamento da energia solar total diária. Também este tipo de colector se

---

<sup>3</sup> O vidro é transparente à radiação luminosa de pequeno comprimento de onda, proveniente do Sol, mas opaco à radiação térmica de alto comprimento de onda emitida pela placa absorvedora.

apresenta bastante difundido no mercado. Kalogirou (2004), descreve o seu funcionamento e principais características.

### ***Colectores Parabólicos Compostos***

Os CPC são concentradores anidólicos, ou não formadores de imagem (no inglês, “nonimaging”), desenvolvidos por Winston em 1974, de modo a reduzir a necessidade de mover o concentrador para acomodar a evolução da orientação solar. Isto é conseguido pela utilização de duas secções da parábola plana face a face, com um absorvedor linear no seu foco. Existem múltiplas configurações de reflectores possíveis, sendo basicamente separadas em dois grupos: simétricos e assimétricos. Também os absorvedores se apresentam em várias formas, agrupando-se em tubulares ou planos. Como a radiação aproveitada é limitada pelo ângulo de aceitação, a quantidade de energia colectada dependerá da orientação do colector, bem como da inclinação relativa à superfície da Terra. Também dependendo do ângulo de aceitação, pode-se justificar usar um CPC com seguidor solar. Existem também fusões dos modelos CPC e CTV, sendo a mais difundida a versão em que o CTV é aplicado no foco dum CPC e outra na qual a base do cilindro de vidro dum CTV é forrada com um material reflector (Kalogirou, 2004).

A grande desvantagem deste tipo de concentrador deve-se à sua baixa concentração, resultando num maior custo associado à necessidade de grandes quantidades de material reflector e absorvedor, em comparação com outros tipos de concentradores de foco linear (Escobedo, 1987).

## **3.2. Colectores Solares Seguidores**

Existem muitas aplicações que necessitam de operar a temperaturas superiores às obtidas pelos CSP e pelos CTV. Para aumentar a temperatura à qual a energia solar é colectada, é necessário reduzir a área a partir da qual as perdas térmicas ocorrem. Para tal, utiliza-se um sistema óptico constituído por superfícies reflectoras ou

refractoras, que interceptam e focam a radiação solar numa área absorvora de menores dimensões do que a área de intercepção.

Os colectores solares concentradores apresentam um sistema óptico constituído geralmente por superfícies reflectoras côncavas ou refractoras convexas, de modo a interceptar e focar a radiação solar directa numa área absorvora de menores dimensões do que a área de intercepção, aumentando assim a intensidade de radiação absorvida, relativamente às perdas de calor. Consequentemente, é possível atingir temperaturas muito superiores às obtidas num CSP.

A Tabela 3.2 resume as vantagens e desvantagens dos colectores concentradores, relativamente aos planos.

**Tabela 3.2 – Vantagens e desvantagens dos colectores concentradores, relativamente aos planos. Adaptado de Kalogirou, (2004)**

<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
Maior eficiência termodinâmica: maiores temperaturas por área de colecção.	Necessidade de mecanismos de seguimento solar.
É possível ajustar termodinamicamente a temperatura à função desejada, seja ela termiónica, termodinâmica ou mais alta.	Pouco aproveitamento da radiação difusa (inversamente proporcional ao factor de concentração)
Maior eficiência térmica: menores perdas.	
Menor custo por área de colecção: maior simplicidade estrutural e construtiva.	Necessidade de manutenção da capacidade reflectora das superfícies
Maior viabilidade da aplicação de melhoramentos ao absorvora (superfícies selectivas, isolamento por vácuo)	

Têm sido descritas muitas configurações para atingir este objectivo. Os concentradores podem ser reflectores ou refractores, bidimensionais (com uma linha focal e.g. cilíndricos) ou tridimensionais (com um ponto focal e.g. parabólicos) e contínuos ou segmentados. Os receptores podem ser convexas, planos, cilíndricos ou côncavos, e podem ser cobertos ou descobertos. A Figura 3.1 mostra alguns tipos de concentradores, segundo (Duffie e Beckman, 1980). A primeira imagem mostra o tipo de reflector plano mencionado anteriormente, para uso com um colector CTV, por exemplo. O segundo concentrador é do tipo CPC. O terceiro é o mais simples concentrador, que consiste num CSP com dois reflectores planos para aumentar a área

de abertura, mas com um factor de concentração máximo de 4. A Figura 3.1 (d) mostra um reflector de secção parabólica, que poderia ter uma superfície cilíndrica e um receptor tubular ou uma superfície de revolução com um receptor esférico ou hemisférico. A Figura 3.1 (e) representa um RLF, no qual o reflector curvo é substituído por uma série de reflectores planos orientados de forma concentradora. Já no reflector da Figura 3.1 (f) os espelhos planos são montados independentemente – helióstatos (CRC). Esta configuração é usada em grandes centrais solares com uma torre receptora.

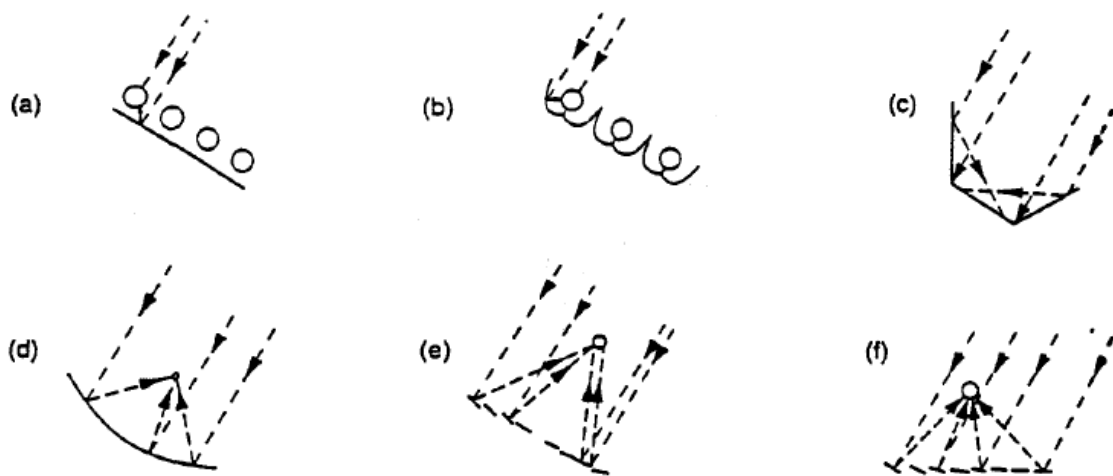


Figura 3.1 – Configurações possíveis de colectores concentradores: a) absorvedores tubulares com reflector difuso traseiro; b) absorvedores tubulares com reflectores especulares cúspides; c) receptor plano com reflectores planos; d) concentrador parabólico; e) Reflector Fresnel; f) conjunto de helióstatos com receptor central. Extraído de Duffie e Beckman (1980).

### 3.2.1. Tipos de Seguimento Solar

Em geral, os concentradores apenas utilizam radiação solar directa, i.e., a fracção da radiação solar que não é desviada pelas nuvens, fumos ou poeiras na atmosfera e que atinge a superfície da Terra como um raio paralelo. Esta generalização é tanto mais verdadeira quanto maior a razão de concentração.

Na Figura 3.2 pode-se observar que a razão de concentração depende do ângulo de incidência da radiação, sendo máxima quando  $A_c$  corresponde à área de abertura do concentrador, ou seja, quando a radiação incide normalmente a esta.

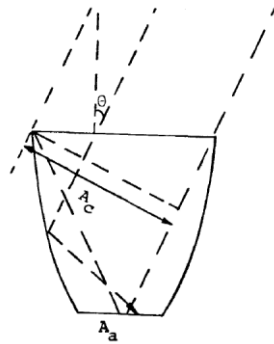


Figura 3.2 – Coletor Solar concentrador evidenciando a área do receptor ( $A_r$ ), a área de abertura ( $A_c$ ) e a sua relação com o ângulo de incidência da radiação ( $\theta$ ). Extraída de Duffie e Beckma

Por estas duas razões, é conveniente utilizar mecanismos de seguimento que permitam aos concentradores acompanhar o movimento aparente do Sol ao longo do dia, de modo a maximizar a razão de concentração.

Estes mecanismos podem efectuar o seguimento num ou em dois eixos. Como os concentradores de foco linear focam a radiação directa do Sol se este se encontrar no plano central que inclui o eixo focal e o vértice linear do reflector, o seguimento de apenas um eixo é geralmente suficiente, podendo ser azimutal ( $NS_h$ : eixo em disposição horizontal N-S e rotação E-O), altitudinal ( $EO_h$ : eixo em disposição horizontal E-O e rotação N-S), ou a denominada polar ou equatorial ( $NS_p$ : eixo em disposição polar NS e rotação contrariando a rotação da Terra – o eixo de rotação possui uma inclinação em relação à horizontal igual à latitude, coincidindo com o eixo de rotação da Terra, e rodando  $15^\circ$  por hora) (Figura 3.3).

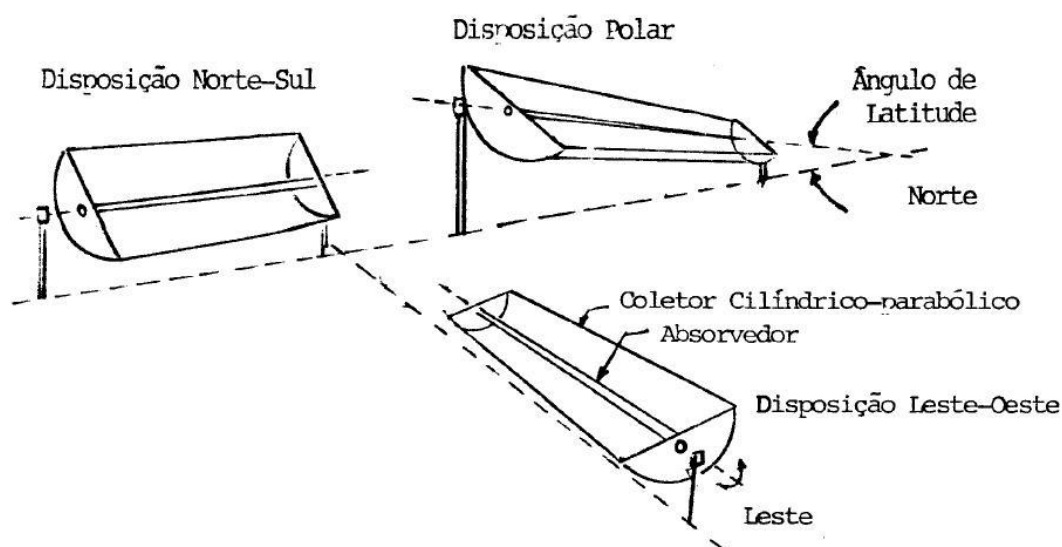


Figura 3.3 – Orientações típicas para concentradores de foco linear, para o hemisfério Sul. Extraído de Escobedo (1987).

A Figura 3.4 mostra a radiação extraterrestre numa superfície fixa com inclinação igual à latitude, e também em superfícies que seguem o Sol com eixos horizontais N-S e E-O, nos Solstícios de Verão e Inverno. Torna-se claro que o seguimento solar pode alterar significativamente a distribuição temporal da radiação directa incidente. O seguimento nem sempre resulta num aumento da radiação directa. Com efeito, a radiação no Solstício de Inverno na superfície de eixo N-S é menor do que a que incide na superfície fixa.

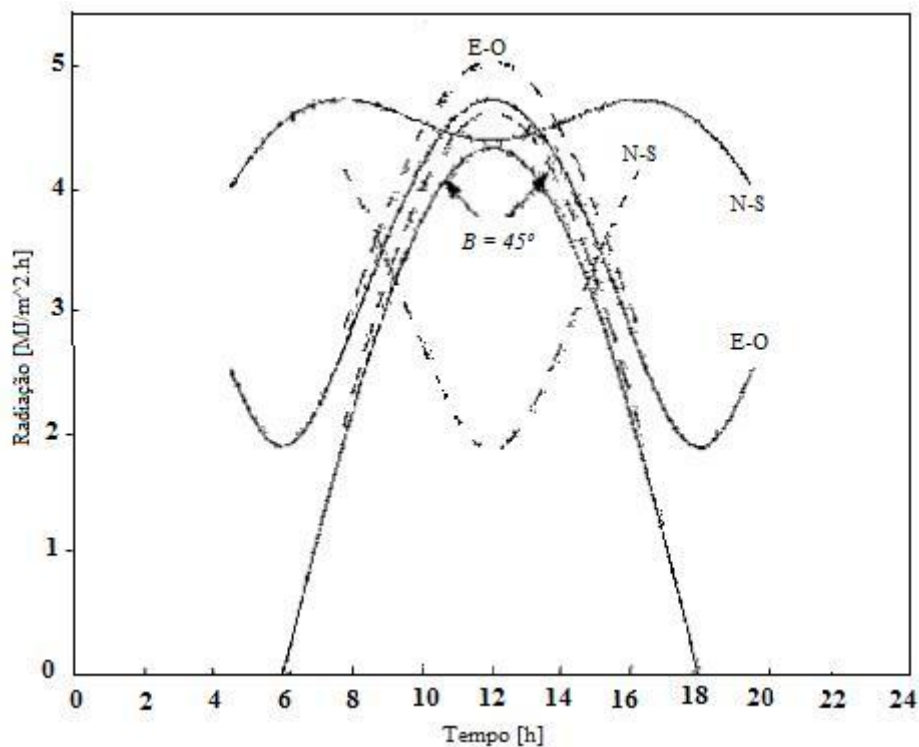


Figura 3.4 – Radiação solar extraterrestre incidente num colectador estacionário de  $\beta = \phi = 45^\circ$ , e em colectores de seguimento horizontal nos eixos N-S e E-O. As curvas tracejadas correspondem ao Solstício de Inverno e as cheias ao Solstício de Verão. Adaptado de Duffie e Beckman, 2006.

A configuração  $NS_p$ , apresenta o melhor desempenho em base anual, já que o concentrador se encontra em posição normal aos raios solares nos equinócios. No entanto, a inclinação relativa à horizontal limita o comprimento do concentrador, podendo também encarecer o sistema de transporte da energia absorvida.

A disposição  $NS_h$ , permite a justaposição de várias unidades alinhadas por um único mecanismo, com conseqüente redução de custos. Essa redução de custos pode compensar a perda de eficiência em relação à disposição polar, proporcionando um

bom compromisso entre simplicidade e desempenho, principalmente para locais de latitudes baixas.

Quando se opta por uma orientação N-S, o seguimento, seja azimutal ou polar, consiste apenas na rotação uniforme de  $15^\circ/h$ , de Este para Oeste. Para a disposição  $EO_h$ , na qual a linha focal é horizontal, o movimento de acompanhamento do Sol é feito com pequenos ajustes de Sul para Norte até ao meio dia solar, e de Norte para Sul depois.

A utilização de seguimento de dois eixos (FT do inglês “Full Tracking”) justifica-se normalmente em colectores de foco pontual, já que estes devem ser orientados de modo a que o Sol esteja alinhado com o eixo de revolução da superfície reflectora. O acompanhamento pode então ser altazimutal (eixos horizontal e vertical) ou equatorial (com um dos eixos paralelo ao eixo polar, e outro a ele perpendicular).

Apesar da radiação difusa não poder ser concentrada e portanto utilizada pela maioria dos sistemas concentradores, uma boa orientação e seguimento permite um aproveitamento da radiação solar directa mais eficaz, o que em geral compensa largamente aquela perda. Como exemplo, no pico anual da radiação, quando o Sol nascente ultrapassa a linha E-O (para norte no hemisfério norte), um concentrador com seguimento de eixo N-S inicia o aproveitamento da sua radiação directa muito antes dum painel estacionário virado a Sul. Assim, e zonas relativamente descobertas de nebulosidade, as tecnologias de concentração permite captar mais radiação por unidade de área de abertura do que a captada por um CSP (Kalogirou, 2004).

Uma outra classificação usualmente empregue para concentradores solares é se são formadores de imagem (“imaging”) ou não-formadores de imagem (“non-imaging” ou anidólicos), caso a imagem do Sol seja claramente focada no receptor ou a sua radiação seja apenas distribuída para toda a superfície do absorvedor. Na segunda categoria inserem-se os CPC. A primeira engloba os concentradores de ponto focal – RPP e CRC – e os concentradores lineares – CPL e RLF.

### 3.2.2. Mecanismos de Seguimento

Os mecanismos de seguimento deverão ser fidedignos na sua capacidade de seguir o Sol com um certo grau de precisão. Deverão também devolver o colector à sua posição inicial no fim do dia solar, bem como continuar o movimento durante períodos intermitentes de sombreamento por nuvens. São ainda usados para a protecção dos colectores em condições ambientais ou operacionais perigosas, voltando os colectores ou afastando-os da focagem, aquando da ocorrência de rajadas de vento, sobreaquecimentos ou falha na circulação do fluido térmico.

Existem várias formas de conseguir este seguimento, com diversos graus de complexidade e de precisão. Desde sistemas mecânicos sem um seguimento real, mas com a reprodução do movimento com um mecanismo tipo relógio, até sistemas eléctricos ou electrónicos com motores controlados através de sensores que detectam a magnitude da iluminação solar, ou através de computadores que processam o sinal de retorno de sensores que medem o fluxo solar no receptor.

A precisão do mecanismo de seguimento requerida depende do ângulo de aceitação do colector. Este é definido como o intervalo de ângulos de incidência para os quais o factor de eficiência não varia mais que 2% do valor da incidência normal. Assim, mede-se a eficiência do concentrador sem seguimento, de modo a obter um gráfico que representa a perda de eficiência do mesmo causada pelo desvio da incidência à normal do foco. Fica assim determinado o erro máximo que o mecanismo de seguimento deverá produzir para o colector em particular (Kalogirou, 2004).

### 3.3. Concentradores Formadores de Imagem

A radiação solar é uma fonte de energia com grande potência na sua origem, o Sol, onde atinge irradiâncias de cerca de  $63 \text{ MW/m}^2$ . No entanto, apenas uma minúscula parte dessa energia atinge a superfície da Terra – cerca de  $1 \text{ kW/m}^2$ . Para aplicações que requeiram maiores potências, é possível utilizar diversas tecnologias que concentram a radiação num ponto ou linha focal.

### 3.3.1. Colectores Parabólico-Lineares

Os CPL ou de calha parabólica (no inglês “parabolic trough collectors”) são construídos a partir duma superfície reflectora moldada até à forma parabólica e que foca a radiação recebida numa linha na qual se instala um tubo receptor negro por onde corre um fluido térmico que absorve a energia solar concentrada das paredes do tubo, transportando-a para fora do colector. Fernández-García (2010) apresenta uma vasta revisão da evolução histórica das opções tecnológicas empregues neste tipo de colectores (Figura 3.3).



Figura 3.3 – Estação experimental de foco linear da Ausra, Australia.

O funcionamento é óptimo quando a parábola está virada para o Sol. No entanto, o seguimento solar de um eixo é suficiente para uma boa aproximação do óptimo, e portanto, sendo assim possível usar calhas reflectoras de grande comprimento. A escolha da orientação é feita consoante a utilização a dar ao sistema e a área disponível para instalar o campo de colectores. Na Tabela 3.3 mostra-se a comparação do desempenho dos vários tipos de seguimento, no aproveitamento da radiação, para os equinócios (EQ), e solstícios de Verão (SV) e Inverno (SI), relativo à obtida utilizando um modo de seguimento total, ideal (100%) (Kalogirou , 2004).

**Tabela 3.3 – Comparação da energia absorvida para os vários tipos de seguimento solar (Kalogirou, 2004).**

Modo de Seguimento	Percentagem do seguimento total			Observações
	EQ	SV	SI	
<b>Total (dois eixos)</b>	100,0	100,0	100,0	Colecta o máximo de radiação solar possível, com um mecanismo ideal.
<b>E-O polar</b>	100,0	91,7	91,7	O Sol está normal ao colector nos equinócios. Sombreamento maior.
<b>N-S horizontal</b>	73,8	74,0	86,2	Sombreamentos muito pequenos, apenas nas primeiras horas do dia. Menor captação mas mais constante ao longo do ano. Melhores resultados no Inverno.
<b>E-O horizontal</b>	89,1	97,7	60,9	Mínimos sombreamentos. Maior captação anual que o N-S, mas mais inconstante. Menores sombreamentos que o E-O polar. Melhores resultados no Verão.

As aplicações da tecnologia de CPL podem ser agrupadas em dois grandes grupos, consoante a temperatura de aplicação. A mais importante é em centrais de geração de electricidade a partir de energia solar concentrada. Para esta aplicação existem vários colectores comerciais, devidamente testados em condições reais de operação. Com aberturas de cerca de 6 m, comprimentos entre 100 e 150m e rácios de concentração geométrica entre 20 e 30, atingem temperaturas entre os 300 e os 400°C (Fernández-García, 2010).

O outro grupo de aplicações requer temperaturas de cerca de 100 a 250°C, e engloba o calor processual na indústria, aplicações de necessidades de baixa temperatura mas alto consumo de calor, e arrefecimento ou refrigeração movidas a calor. Para esta gama de temperaturas, trabalha-se com CPL de área de abertura entre 1 e 3m, comprimentos entre os 2 e os 10 m e rácios de concentração entre os 15 e os 20.

### 3.3.2. Reflectores Lineares de Fresnel

Os RFL consistem num conjunto de faixas reflectoras lineares e planas, dispostas com ângulos de inclinação diferentes, de modo que todas reflitam a radiação solar para um receptor, também linear, montado numa torre (Figura 3.4). Pode-se considerar esta tecnologia como uma planarização dum reflector parabólico-linear, com a

consequente redução de custos derivados da estrutura de montagem do reflector, e do material de construção dos reflectores (Kalogirou, 2004).

Esta tecnologia, desenvolvida por Giorgio Francia em 1961 foi já largamente aplicada para a geração de electricidade, tendo sido melhorada pela utilização de reflectores selectivos, de sistemas de ópticas secundárias CPC e de absorsores com tubos de vácuo. Ainda assim, um dos maiores entraves à tecnologia é o sombreamento e bloqueio provocados entre reflectores, que exige um espaçamento suficiente com a consequente ocupação de área. Este problema foi resolvido parcialmente com o desenvolvimento da tecnologia de RLF compactos, que consiste em utilizar mais do que um receptor, interpondo os reflectores em arranjos substancialmente mais compactos, e minimizando o bloqueio da radiação pelos reflectores adjacentes.



Figura 3.4 – Tecnologia de reflectores lineares compactos de Fresnel, instalados pela AREVA na sua central de produção solar termo-eléctrica Kimberlina, em Bakersfield, California (AREVA Solar).

### 3.3.3. Reflectores de Prato Parabólico

Trata-se dum prato parabólico reflector construído a partir dum corte horizontal na base dum paraboloide de revolução, que reflecte a radiação para um receptor montado no seu ponto focal. A área de abertura do concentrador só é completamente utilizada quando está perpendicular à radiação solar. Por isso, utilizam-se sistemas de seguimento solar de dois eixos, tornando-se estes os colectores mais eficientes no

aproveitamento da radiação. Com efeito, conseguem-se factores de concentração entre os 600 e os 2000 e é possível exceder os 1500°C.

A principal utilização deste tipo de concentradores é na produção de electricidade, funcionando cada prato como um módulo independente, já que a centralização da geração de electricidade a partir do calor gerado por cada colectador, levanta dificuldades associadas à transferência desse calor por meio de fluidos térmicos, devido ao movimento de seguimento (Figura 3.5).



Figura 3.5 – Sistema solar de geração de electricidade por meio dum motor Stirling operado com radiação solar focada por um prato reflector (Sandia National Laboratory).

### 3.3.4. Colectores de Recepção Central – Campo de Helióstatos

Um helióstato consiste num espelho montado num mecanismo de seguimento altazimutal que se move de modo a compensar o movimento aparente do Sol e reflectir constantemente a radiação do Sol para um receptor. Quando se pretende converter quantidades de radiação extremamente altas, utilizam-se vários helióstatos num Campo de Helióstatos ou CRC, num concentrador de tipo Fresnel-pontual (Figura 3.6). Utilizam-se reflectores ligeiramente côncavos, de cerca de 50 a 150 m<sup>2</sup> cada, para dirigir grandes quantidades de radiação solar (entre 200 e 1000 kW/m<sup>2</sup> no receptor) para um gerador de vapor a alta pressão e temperatura (acima dos 1500°C). A energia

térmica concentrada é então transferida para um fluido térmico em circulação, podendo usado para gerar electricidade ou armazenado para permitir desacoplar a geração de energia eléctrica da disponibilidade solar.



Figura 3.6 – Estação experimental Solar Two, de helióstatos de recepção central (Sandia National Laboratory).

### 3.4. Aplicações dos Colectores Solares

Os colectores solares têm sido empregues em variadíssimas aplicações, como já foi referido. Na Tabela 3.4 resumem-se as tecnologias mais importantes, e os tipos de colectores indicados para cada (Kalogirou, 2004).

**Tabela 3.4 – Aplicações de energia solar e tipo de colectores utilizados. Adaptado de Kalogirou (2004).**

<b>Aplicação</b>	<b>Tipo de Colector</b>
<b>Aquecimento Solar de Água</b>	
Sistemas de termossifão	CSP
Colectores de acumulação integrada	CSP, CPC
Circulação directa	CSP, CPC, CTV
Circulação indirecta	CSP, CPC, CTV
Sistemas a ar	CSP
<b>Aquecimento e Arrefecimento Solar de Espaços</b>	
Água quente de serviços	CSP, CPC, CTV
Sistemas a ar	CSP
Sistemas a água	CSP, CPC, CTV
Sistemas com bomba de calor	CSP, CPC, CTV
Sistemas de absorção	CSP, CPC, CTV
Sistemas de adsorção dissecante	CSP, CPC, CTV
Sistemas mecânicos	RPP
<b>Refrigeração Solar</b>	
Unidades de absorção	CSP, CPC, CTV
Unidades de adsorção	CSP, CPC, CTV
<b>Calor processual em indústrias</b>	
Sistemas de ar e água industriais	CSP, CPC, CTV
Sistemas de geração de vapor	CCP, RLF
<b>Dessalinização Solar</b>	
Destiladores solares	-
Sistemas de múltiplos estágios de flash	CSP, CPC, CTV
Sistemas de ebulição de múltiplo efeito	CSP, CPC, CTV
Sistemas de compressão de vapor	CSP, CPC, CTV
<b>Sistemas Solares Térmicos de Geração de Electricidade</b>	
Campos de colectores de calha parabólica	CCP
Campos de colectores de recepção central	CRC
Campos de pratos parabólicos	RPP
Fornalhas solares	CRC, RPP
Sistemas de armazenamento termoquímico	CPC, CCP, RLF

A referência à utilização de colectores estacionários (CSP, CPC e CTV) para aplicações de refrigeração solar tem em consideração a maior parte das aplicações actuais, em ar-condicionado. Para a produção de gelo, é interessante avaliar o desempenho dum sistema de colectores CPL, já que as temperaturas de geração da máquina de absorção também serão forçosamente maiores do que nos sistemas de ar-condicionado.



# Capítulo 4 - Modelo Numérico

A análise termodinâmica dum sistema permite quantificar as interacções de energia que ocorrem entre o sistema e a sua vizinhança.

Neste capítulo procede-se à descrição da metodologia utilizada para a análise baseada na 1ª lei da termodinâmica, do sistema de refrigeração por absorção água-amoníaco para produção de gelo, alimentado pela energia térmica de origem solar. O estudo é dividido em três etapas: a análise do sistema de refrigeração por absorção, a análise do sistema de colectores solares e a determinação da radiação incidente na superfície do colector. A Figura 4.1 apresenta um fluxograma simplificado, com as principais variáveis transmitidas entre os vários componentes do modelo integrado.

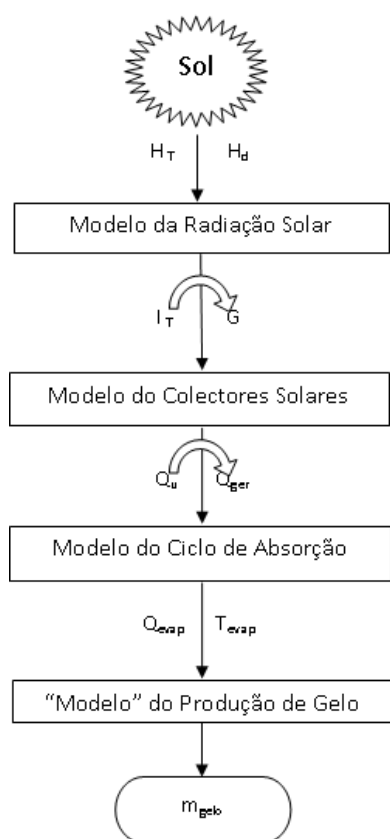


Figura 4.1 – Fluxograma do Modelo Numérico, evidenciando os vários componentes e as principais variáveis que transitam entre eles.

As linhas de programação desse modelo no EES podem ser encontradas no Anexo A.

## 4.1. Modelação Numérica do Ciclo de Absorção

Com o objectivo de criar uma representação dum ciclo de absorção real, desenvolveu-se um modelo de simulação numérica do sistema em regime estacionário, baseado nos balanços de massa e energia de cada componente.

De modo a facilitar a compreensão do ciclo em questão, e o seu comportamento nas condições propostas, optou-se por focar o presente trabalho nos aspectos físicos internos ao próprio ciclo, deixando para um posterior estudo de dimensionamento, as considerações relacionadas com os processos externos de transferência de calor. Assim, estes processos apresentam-se apenas como taxas de transferência de calor (Q).

Sendo que se pretende estudar um sistema para uma aplicação concreta, procedeu-se à avaliação dos possíveis benefícios da integração de estratégias de melhoramentos ao ciclo básico, descritas no Capítulo 2.

O modelo foi construído de forma a ser possível, num único programa, activar e desactivar cada um dos seguintes melhoramentos ao ciclo básico:

1. Permutador de Calor de Solução
2. Pré-Arrefecimento do Condensado
3. Pré-Aquecimento da Solução Rica por Recirculação no Absorvedor
4. Pré-Aquecimento da Solução Rica por Recirculação no Rectificador

As condições de operação descritas neste capítulo foram obtidas com todos estes melhoramentos activados, de modo a obter o melhor desempenho possível.

A Figura 4.1 mostra um esquema do ciclo completo, incluindo os melhoramentos. Os componentes principais estão nomeados e os pontos de estado estão numerados nas respectivas linhas de processo. No esquema, as setas indicam as transferências de energia externas ao ciclo, e a respectiva direcção, das cinco transferências de calor principais e do trabalho da bomba.

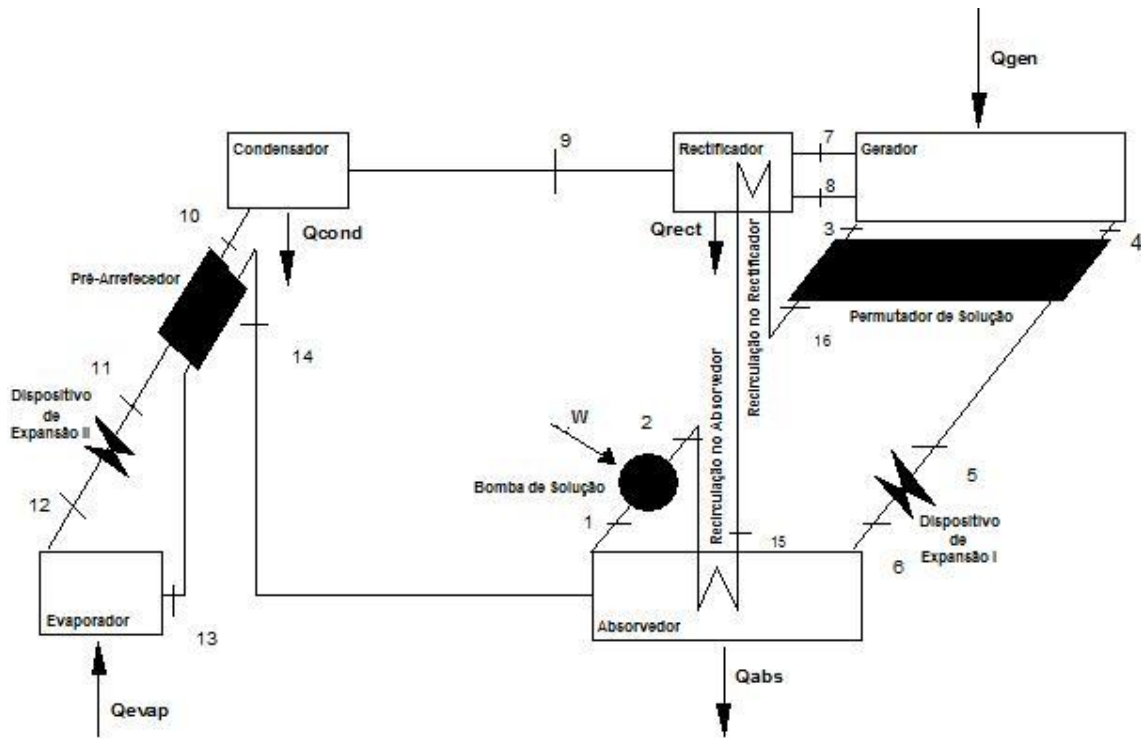


Figura 4.2 – Esquema do ciclo de absorção a  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  de efeito simples estudado.

#### 4.1.1. Apresentação do Modelo para Análise Termodinâmica

A análise termodinâmica a qualquer sistema térmico começa com a aplicação do princípio da conservação de massa e de energia a todos os dispositivos que envolvem fluxos de massa, i.e. a todos os volumes de controlo. São estes (Figura 4.1): absorvedor, bomba de solução, recirculador no absorvedor, recirculador no rectificador, permutador de calor de solução, gerador, rectificador, condensador, permutador de calor de pré-arrefecimento, dispositivo de expansão e evaporador. A cada um destes volumes de controlo foram aplicadas as leis da conservação de massa e de energia, tendo em consideração as seguintes simplificações:

- Todos os processos ocorrem em regime permanente;
- Desprezam-se as variações de energia cinética e potencial;
- Desprezam-se todas as perdas de carga e calor nos escoamentos nas tubulações que ligam os dispositivos;

- Os volumes de controlo consideram apenas os fluidos de trabalho de entrada e saída, e as seguintes trocas de calor:
  - No gerador, tem-se em consideração a energia proveniente do sistema de colectores solares,
  - No evaporador, considera-se o calor absorvido pelo sistema de produção de gelo,
  - No rectificador, a troca de calor ocorre internamente, considerando-se portanto que o calor retirado no processo de rectificação do vapor é igual ao calor ganho pela solução rica que é recirculada pelo rectificador;
  - No absorvedor, considera-se que parte do calor retirado no processo de absorção é igual ao calor ganho pela solução rica que é recirculada pelo absorvedor, numa serpentina. O restante calor é rejeitado;
  - O condensador e o absorvedor rejeitam calor para o ambiente.
  - Despreza-se qualquer outra troca de calor com o ambiente;
- As válvulas de expansão são consideradas isentálpicas;
- A compressão da bomba é considerada isotérmica, e sendo o fluido incompressível.
- Nos dispositivos que apresentam mais que um escoamento, mas sem transferência de massa entre eles (caso dos permutadores de calor de solução e de pré-arrefecimento e das recirculações no rectificador e no absorvedor), considera-se a conservação de massa para cada escoamento em separado, e não para todo o volume de controlo.

Após descritos os balanços de massa e energia e para a construção dum modelo matemático preciso e completo, mas também versátil e célere na resolução da análise termodinâmica do sistema de absorção, foi efectuado o seguinte procedimento:

1. Identificação da quantidade total de variáveis associadas à análise termodinâmica do sistema,
2. Identificação das equações independentes associadas aos balanços de massa e de energia;
3. Consideração de hipóteses de modo a reduzir o número de variáveis;

4. Especificação das variáveis necessárias para a solução;
5. Implementação do modelo no EES;
6. Optimização iterativa dos valores das variáveis especificadas.

### 4.1.2. Balanços de Massa

Os balanços de massa podem ser desenvolvidos numa forma rotineira para cada um dos volumes de controlo, por meio da equação geral da conservação de massa:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_e \dot{m}_i - \sum_s \dot{m}_i \quad (4.1)$$

Em estado estacionário, o fluxo de massa acumulada para cada um dos componentes deverá ser zero. Assim,

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (4.2)$$

Devido ao facto de se trabalhar com uma mistura, é necessário obter um número de balanços de massa igual ao número de espécies da mistura, para cada componente do sistema, i.e. para cada volume de controlo. Tratando-se numa mistura binária, são necessário portanto, dois balanços de massa independentes para cada volume de controlo. Os fluxos de massa, ficam então descritos por uma equação de conservação da massa global para a mistura e por um balanço para uma das espécies da mistura. Normalmente, a espécie escolhida é o  $\text{NH}_3$ , definindo-se fracção mássica ( $x$ ) de  $\text{NH}_3$ , como a relação entre a massa de  $\text{NH}_3$  e a massa total da mistura.

Assim, aplicando estes dois balanços a todos os componentes da Figura 4.1, obtém-se:

#### ***Bomba de solução:***

$$x_1 = x_2 \quad (4.3)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.4)$$

### ***Pré-Aquecimento da Solução Rica por Recirculação no Absorvedor:***

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{15} \quad (4.5)$$

$$x_2 = x_{15} \quad (4.6)$$

### ***Pré-Aquecimento da Solução Rica por Recirculação no Rectificador:***

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (4.7)$$

$$x_{15} = x_{16} \quad (4.8)$$

### ***Permutador de Solução:***

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_3 \quad (4.9)$$

$$x_{16} = x_3 \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.11)$$

$$x_4 = x_5 \quad (4.12)$$

### ***Dispositivo de Expansão I:***

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.13)$$

$$x_5 = x_6 \quad (4.14)$$

### ***Absorvedor:***

$$\dot{m}_{14} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_{14}x_{14} + \dot{m}_6x_6 = \dot{m}_1x_1 \quad (4.16)$$

### ***Gerador:***

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_3x_3 + \dot{m}_8x_8 = \dot{m}_7x_7 + \dot{m}_4x_4 \quad (4.18)$$

### ***Rectificador:***

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \quad (4.19)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_9 x_9 \quad (4.20)$$

### ***Condensador:***

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.21)$$

$$\dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_{10} x_{10} \quad (4.22)$$

### ***Pré-Arrefecedor do Condensado:***

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_{10} x_{10} = \dot{m}_{11} x_{11} \quad (4.24)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (4.25)$$

$$\dot{m}_{13} x_{13} = \dot{m}_{14} x_{14} \quad (4.26)$$

### ***Dispositivo de Expansão II:***

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (4.27)$$

$$x_{11} = x_{12} \quad (4.28)$$

### ***Evaporador:***

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (4.29)$$

$$x_{12} = x_{13} \quad (4.30)$$

Um outro parâmetro geralmente útil nos balanços de massa, é o rácio de circulação da solução (f), que se define como:

$$f = \frac{x_9 - x_4}{x_4 - x_3} \quad (4.31)$$

### 4.1.3. Balanços de Energia

À semelhança do efectuado para os balanços de massa, realiza-se um balanço à energia que entra e sai de cada volume de controlo, contabilizando os fluxos associados à transferência de massa, de calor e de trabalho realizado ou produzido.

$$\frac{d\dot{E}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_i \cdot h_i - \sum_s \dot{m}_i \cdot h_i \quad (4.32)$$

Em estado estacionário, não há geração nem consumo de energia, e portanto a energia que entra é igual à energia que sai.

$$\dot{Q}_{v.c.} + \sum(\dot{m}_e \cdot h_e) = \sum(\dot{m}_s \cdot h_s) + \dot{W}_{v.c.} \quad (4.33)$$

Assume-se que a energia que entra em cada componente é positiva e que a que sai é negativa. Os balanços de energia escrevem-se então:

#### ***Bomba de solução:***

$$\dot{m}_1 h_1 + W_b = \dot{m}_2 h_2 \quad (4.34)$$

Para além do balanço de energia à bomba de solução (Eq. 4.34), que irá permitir caracterizar o ponto 2, é ainda necessário definir o trabalho da bomba. Sendo a compressão isentrópica e o fluido incompressível, o trabalho da bomba fica então nos seguintes termos:

$$\dot{W}_b = v_1(P_2 - P_1) / \eta_b \quad (4.35)$$

Sendo o contributo entálpico da bomba definido por:

$$h_2 = h_1 + \dot{W}_b \quad (4.36)$$

#### ***Pré-Aquecimento da Solução Rica por Recirculação no Absorvedor:***

Verifica-se neste equipamento a presença de recirculação da solução rica no absorvedor, aproveitando parte do calor deste. O calor aproveitado para aquecer a solução que recircula no absorvedor é então expresso por:

$$\dot{Q}_{ra} = \dot{m}_{15}h_{15} - \dot{m}_2h_2 \quad (4.37)$$

Para activar este efeito no modelo, considera-se que a solução que recircula pelo absorvedor é aquecida até a temperatura de saturação da solução pobre em 6 (Herold *et al.*, 1996):

$$T_{15} = T_{6sat} \quad (4.38)$$

Para desactivar este efeito de recirculação, basta considerar que a temperatura da solução rica não se altera:

$$T_{15} = T_2 \quad (4.39)$$

### ***Pré-Aquecimento da Solução Rica por Recirculação no Rectificador:***

No modelo, para activar o efeito da recirculação através do rectificador, assume-se que todo o calor de rectificação ( $Q_{rect}$ ) é adicionado à solução rica antes desta entrar no permutador de calor de solução, pré-aquecendo-a. Fica então o seguinte balanço entálpico:

$$Q_{rect} = \dot{m}_6h_{16} - \dot{m}_{15}h_{15} \quad (4.40)$$

Para desactivar este melhoramento, basta em vez de considerar esta troca de calor, assumir que as temperaturas não se alteram na recirculação:

$$T_{16} = T_{15} \quad (4.41)$$

### ***Permutador de Solução:***

Para modelar este permutador utilizou-se o conceito de eficiência. A eficiência de um permutador de calor, corresponde à razão entre o calor transferido ( $Q$ ) e o calor máximo que é possível transferir termodinamicamente no caso de um permutador em contracorrente com área de transferência infinita ( $Q_{max}$ ).

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (4.42)$$

O calor transferido pode ser obtido quer pelo calor cedido do fluido quente quer pelo calor recebido do fluido frio como indicado na equação (3.15).

$$Q = (\dot{m}Cp)_f(T_{f1} - T_{f2}) = (\dot{m}Cp)_q(T_{q1} - T_{q2}) \quad (4.43)$$

O máximo calor que é possível transferir é definido pela diferença entre a temperatura de entrada do fluido quente e a temperatura de saída do fluido frio multiplicado pela capacidade calorífica do fluido com menor capacidade calorífica, como se pode observar na equação (3.16).

$$Q_{\max} = (\dot{m}Cp)_{\min} (T_{q1} - T_{f2}) \quad (4.44)$$

O permutador de solução é um permutador de calor que troca calor internamente na máquina de absorção. O fluido frio é a solução rica e o fluido quente é a solução pobre. Assim, o balanço energético fica:

$$Q_{ps} = \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_4h_4 = \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_5h_5 \quad (4.45)$$

Considerando que o fluido com menor capacidade calorífica é o fluido quente (Herold *et al.*, 1996), a eficiência ficará então:

$$\varepsilon_{ps} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{16}} \quad (4.46)$$

### ***Dispositivo de Expansão I:***

$$h_5 = h_6 \quad (4.47)$$

### ***Absorvedor:***

$$\dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_2h_2 = \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_{15}h_{15} + Q_{abs} \quad (4.48)$$

### ***Gerador:***

$$\dot{m}_3h_3 + \dot{m}_8h_8 + Q_{ger} = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_4h_4 \quad (4.49)$$

### ***Rectificador:***

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 + Q_{rect} \quad (4.50)$$

### ***Condensador:***

$$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} + Q_{cond} \quad (4.51)$$

### ***Pré-Arrefecedor do Condensado:***

O pré-arrefecedor do condensado também troca de calor internamente, sendo o fluido quente o fluido frigorígeno que sai do condensador no estado líquido saturado e o fluido frio o mesmo fluido frigorígeno que sai do evaporador, ainda em duas fases.

$$Q_{pre} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{14} h_{14} \quad (4.52)$$

Também aqui se utilizou o conceito de eficiência para modelar o permutador.

$$\varepsilon_{pre} = \frac{T_{14} - T_{13}}{T_{10} - T_{13}} \quad (4.53)$$

### ***Dispositivo de Expansão II:***

$$h_{11} = h_{12} \quad (4.54)$$

### ***Evaporador:***

$$\dot{m}_{12} h_{12} + Q_{evap} = \dot{m}_{13} h_{13} \quad (4.55)$$

Os valores de entalpia necessários para resolver estas equações são necessariamente obtidos a partir de dados sobre as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho em questão. Por sua vez o estado termodinâmico depende das condições de operação dos pontos adjacentes, no ciclo. Assim, o sistema deverá ser resolvido simultaneamente.

## **COP**

O COP é determinado através do quociente entre a energia que se obtém e a energia que é necessária fornecer ao sistema. A energia que se obtém é definida pela energia no evaporador e a energia que é necessário fornecer é determinada pela energia do gerador. Apesar de se fornecer ao protótipo energia eléctrica para accionar a bomba de solução, esta não vai ser contabilizada no cálculo do COP, porque é desprezável quando comparada com a energia fornecida ao gerador.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{ger}} \quad (4.56)$$

### **4.1.4. Identificação do Número de Variáveis**

O modelo construído baseou-se na determinação das variáveis internas associadas a cada ponto interno do sistema, nomeadamente as propriedades termodinâmicas e os caudais mássicos. A cada ponto considerado, estão associados quatro variáveis internas: três destas são referentes às propriedades termodinâmicas que, segundo a regra das fases de Gibbs especificam o seu estado termodinâmico, e outra variável referente ao caudal mássico de fluido de trabalho.

Assim, para cobrir os 16 pontos do ciclo desenhado na Figura 4.1 seriam necessárias 48 variáveis termodinâmicas e 16 variáveis correspondentes à caracterização do caudal mássico do fluido de trabalho em cada ponto.

As variáveis externas que não estão directamente ligadas a nenhum ponto interno específico, também fazem parte do modelo. Dos vários calores de troca com o exterior apresentados na Figura 4.1, o  $Q_{evap}$  e o  $Q_{ger}$  foram os de maior relevância na construção do modelo, embora a definição dos outros calores de troca com exterior sejam essenciais para a resolução do modelo, bem como o trabalho da bomba.

## Hipóteses Consideradas para a Redução do Número de Variáveis

Dado o grande número de variáveis e a consequente dificuldade de compreensão e solução dum modelo matemático que as inclua a todas, torna-se interessante procurar reduzir o seu número.

É então conveniente utilizar algumas simplificações:

- Da análise feita à trivialidade dos balanços de massa (Figura 4.2) conclui-se, como demonstrado no ponto 4.1.5., existirem apenas cinco caudais: o do fluido frigorígeno ( $\dot{m}_{9-14}$ ), o da solução rica ( $\dot{m}_{1-3}$ ), o da solução pobre ( $\dot{m}_{4-6}$ ), o vapor gerado ( $\dot{m}_7$ ) e o condensado do rectificador ( $\dot{m}_8$ ).
  - Reduzem-se assim 11 caudais mássicos.
- Como a cada caudal está associado uma concentração de amoníaco ( $x$ ), estas também se reduzem a cinco.
  - Menos 11  $x$ , portanto.
- No rectificador, considera-se ainda que a corrente de retorno ao gerador segue com uma concentração de amoníaco igual à da solução forte que entra também no gerador.

$$x_8 = x_3 \quad (4.57)$$

- Reduz-se assim ainda mais uma  $x$ .
- É comum assumir que todo o sistema funciona apenas a duas pressões. Assume-se que apenas nos dispositivos de expansão existe perda de carga, e que portanto todo o sistema acima destes (e da bomba de solução) se encontra à pressão alta, e abaixo se encontra à pressão baixa.

$$P_{alta} : P_2, P_3, P_4, P_5, P_7, P_8, P_9, P_{10}, P_{11}, P_{15}, P_{16}$$

$$P_{baixa} : P_1, P_6, P_{12}, P_{13}, P_{14}$$

- Reduzindo assim o número de pressões em 14.
- Considera-se que, no gerador e no rectificador, as fases de vapor e de líquido se encontram em equilíbrio, i.e., o vapor e o líquido estão à temperatura e pressão de saturação. Assim, definem-se os pontos termodinâmicos 7 e 8 através de:

$$T_7 = T_{3_{sat}} \quad (4.58)$$

- No modelo isto é feito por meio da fracção de vapor (ponto 3 com  $Q_u=0$ )

$$T_8 = T_{3_{sat}} \quad (4.59)$$

- No modelo isto é feito por meio da entalpia (ponto 3 com  $Q_u=0$ )
- Com estas simplificações, reduzem-se dois pontos termodinâmicos.
- A solução que recircula pelo absorvedor é assumida como sendo aquecida até a temperatura de saturação da solução pobre em 6, (Herold *et al.*, 1996), definindo assim o ponto termodinâmico 15.

$$T_{15} = T_{6_{sat}} \quad (4.60)$$

- Eliminando ainda outro ponto termodinâmico.

As três propriedades termodinâmicas determinantes do estado termodinâmico consideradas inicialmente, para efeito de contagem de variáveis, foram: Pressão, Temperatura e Concentração. A escolha destas propriedades em detrimento de outras, foi baseada na simplificação da visualização do problema (Herold *et al.*, 1996), e na possibilidade de reduzir o número de variáveis. A entalpia não necessita ser uma destas três, já que ficará determinada assim que o estado termodinâmico ficar. No entanto, qualquer uma delas pode ser substituída por outra propriedade termodinâmica, desde que esta nova propriedade seja também ela independente das outras duas restantes.

Podemos então contabilizar as variáveis, incorporando as simplificações efectuadas:

**Tabela 4.1 – Contabilização do número de variáveis significativas para o modelo numérico do sistema de absorção.**

Variáveis		
Designação	Simbologia	Quantidade
Caudal mássico	$\dot{m}_{1-3}, \dot{m}_{4-6}, \dot{m}_7, \dot{m}_8, \dot{m}_{9-14}$	5
Pressão	$P_{alta}, P_{baixa}$	2
Concentração	$X_{1-3;8}, X_{4-6}, X_7, X_{9-14}$	4
Temperatura	$T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_9, T_{10}, T_{11}, T_{12}, T_{13}, T_{14}, T_{16}$	13
Eficiências	$\epsilon_{ps}, \epsilon_{pre}, \eta_b$	3
Calor trocado	$Q_{evap}, Q_{abs}, Q_{ger}, Q_{cond}, Q_{rect}, Q_{ra}$	6
Trabalho da Bomba	$W_b$	1
<b>Total</b>		<b>34</b>

### 4.1.5. Identificação do Número de Equações Independentes

Estando contabilizadas as variáveis existentes no modelo proposto, é agora fundamental identificar o número de equações linearmente independentes que serão usadas na determinação dessas variáveis.

Herold *et al.* (1996) propõem um método para determinar o número de equações independentes num novo ciclo estudado:

1. Considerar apenas os componentes que possuam balanços de massa não triviais.

Como exposto no ponto 4.2.2., o balanço de massa efectuado a cada um dos componentes do sistema fornece duas equações, uma relativa à conservação da massa total da solução  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , e a outra referente à conservação da massa de uma das espécies da mistura, neste caso, o amoníaco.

Consideram-se balanços de massa triviais, aqueles efectuados a componentes com apenas uma entrada e uma saída. É o caso dos balanços efectuados à bomba, aos dispositivos de expansão, ao condensador, ao evaporador e aos permutadores de solução e de pré-arrefecimento. Estes últimos incluem-se neste grupo já que, embora possuam duas entradas e duas saídas, não há transferência de massa entre elas, constituindo dois circuitos independentes. Também as recirculações de solução rica no absorvedor e no rectificador se apresentam como fluxos de massa triviais.

Assim, num ciclo de absorção de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  de efeito simples, com rectificador, os únicos componentes que possuem balanços de massa não triviais são o gerador, o rectificador e o absorvedor, conforme se mostra na Figura 4.3.

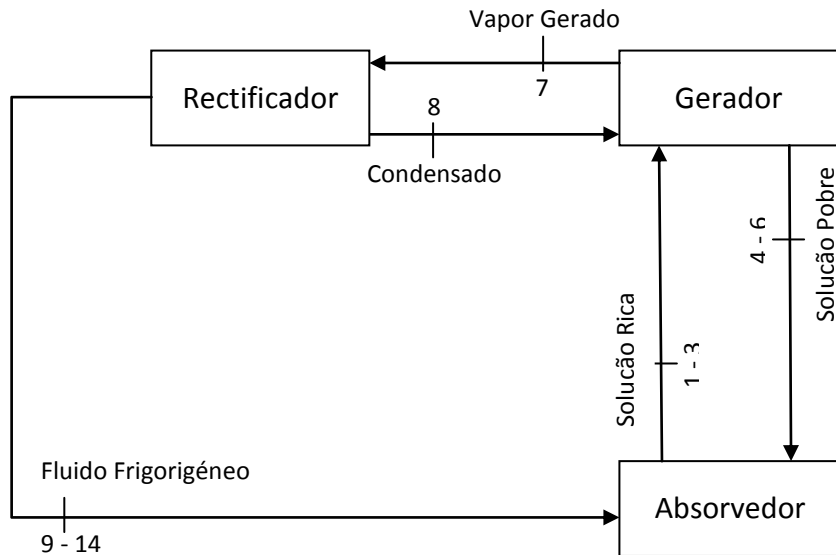


Figura 4.3 – Diagrama de fluxo dos componentes não triviais do sistema de absorção  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  com rectificado. Adaptado de Silva, 2009.

2. Contar um balanço de massa para cada componente que carregue apenas refrigerante.

No caso dos ciclos de absorção a operar com o par  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , este passo do procedimento pode ser ignorado, já que todas as correntes transportam solução.

3. Contar dois balanços de massa para cada componente que carregue solução.
4. Contar zero balanços de massa para cada componente para o qual todas as correntes a si conectadas já tenham sido contabilizadas.

Como as equações do balanço de massa efectuado a dois quaisquer dos três componentes envolvem todas as correntes dos sistema, consideram-se as equações referentes ao balanço de massa do terceiro componente redundantes.

Assim, obtém-se um total de quatro equações não triviais e linearmente independentes, resultantes do balanço de massa aos componentes do sistema.

Quer isto dizer que de todas as equações de balanço de massa apresentadas anteriormente (ponto 4.1.2.), só se torna relevante considerar quatro delas.

Foram escolhidas as equações 4.15 e 4.16 correspondentes ao balanço de massa ao absorvedor e as equações 4.19 e 4.20 correspondentes ao balanço de massa ao rectificador, como sendo as equações linearmente independentes, que farão portanto, parte da solução. As equações dependentes 4.17 e 4.18 provenientes do balanço de massa ao gerador mantiveram-se no modelo associadas à verificação dos resultados, não fazendo parte da solução.

Como foi visto no sub-capítulo 4.1.3., referente aos balanços energéticos, para além das 12 equações correspondentes aos 12 volumes de controlo, foi necessário introduzir as equações relativas às transferências de calor internas nos permutadores de calor (4.46 e 4.53), bem como a relativa ao trabalho da bomba (4.35).

Tudo isto contabilizado, podem-se resumir as equações às apresentadas na Tabela 4.2:

**Tabela 4.2 – Contabilização do número de equações do modelo do sistema de absorção.**

Equações		
Designação	Simbologia	Quantidade
Balanços mássicos	4.15, 4.16, 4.19, 4.20	4
Balanços entálpicos	4.34, 4.36, 4.40, 4.45, 4.47, 4.48, 4.49, 4.50, 4.51, 4.52, 4.54, 4.55	12
Transferências de calor internas	4.46, 4.53	2
Trabalho da Bomba	4.35	1
<b>Total</b>		<b>19</b>

### 4.1.6. Especificação das Variáveis

Segundo o obtido nas secções (4.1.5.) e (4.1.4.), temos agora apenas 19 equações, para satisfazer 34 variáveis. É portanto necessário especificar 15 variáveis, constituindo estas os dados iniciais, ou variáveis de entrada (“inputs”) do modelo numérico. Algumas variáveis são especificadas consoante determinadas imposições do

ciclo de absorção, enquanto que outras são simplesmente escolhidas de modo a ir ao encontro do sistema concreto que se pretende simular.

Consideram-se então, os seguintes dados como variáveis iniciais, parâmetros ou hipóteses:

### *Evaporador*

O objectivo principal em refrigeração, é produzir uma dada quantidade de arrefecimento a uma determinada temperatura. Essa temperatura está directamente relacionada com a temperatura à saída do evaporador (ponto 13).

- Fixa-se o valor de temperatura à saída do evaporador, com base no facto de pretendermos produzir gelo com este sistema frigorífico, optando pela tecnologia de gelo em escama (ASHRAE, 2010), que opera geralmente cerca deste valor (Shawyer e Pizalli, 2003).

- $T_{13} = -23^{\circ}\text{C}$  (4.61)

- No modelo desenvolvido, a capacidade de refrigeração foi especificada como parâmetro do projecto, i.e. o sistema foi projectado para assegurar uma determinada capacidade de refrigeração, correspondente à necessária para produzir 1000 kg de gelo no dia médio do mês com piores condições, utilizando a temperatura ambiente média anual (SSE, 2010) de  $25,5^{\circ}\text{C}$  e a  $T_{13}$  especificada:

- $Q_{evap} = 15,15 \text{ kW}$  (4.62)

- Na prática, para fins de estudo paramétrico, fixou-se o caudal mássico correspondente a este efeito refrigerativo, de modo a poder ver a variação da capacidade de refrigeração.

- $\dot{m}_1 = 0,06906 \text{ kg/s}$  (4.63)

- Considera-se que o amoníaco à saída do evaporador apresenta uma fracção de vapor (Herold *et al.*, 1994):

$$\circ Q_{13} = 0,975 \quad (4.64)$$

### **Rectificador:**

O grau de pureza do fluido frigorigéneo que passa no evaporador deseja-se o maior possível, conforme já explicado. No entanto, é muito dispendioso e inconveniente elevar este grau de rectificação a 100%.

- Assim, e segundo (Herold *et al.*, 1996), utiliza-se um valor de concentração de amoníaco à saída do rectificador (ponto 9):

$$\circ x_9 = 0,999634 \quad (4.65)$$

- Considera-se que o amoníaco à saída do rectificador se encontra no estado de vapor saturado:

$$\circ Qu_9 = 1 \quad (4.66)$$

### **Condensador:**

A temperatura do fluido frigorigéneo à saída do condensador (ponto 10) é limitada pela temperatura do fluido usado para o seu arrefecimento. Este fluido é normalmente, água à temperatura ambiente. Como o modelo desenvolvido não incorpora os permutadores de calor externos, considera-se a temperatura de saída do condensador uma função da temperatura ambiente. Esta, por sua vez apresenta um valor praticamente constante ao longo do ano, cerca dos 25,5°C.

- Assim, considera-se que o fluido frigorigéneo se encontra a aproximadamente mais 14,5°C que a temperatura ambiente, fixando-a em 40°C:

$$\circ T_{10} = T_a + 14,5^\circ\text{C} \quad (4.67)$$

- Considera-se que o amoníaco à saída do condensador se encontra no estado de líquido saturado

$$\circ \quad Qu_{10} = 0 \quad (4.68)$$

### *Absorvedor:*

Também a temperatura de saída do absorvedor (ponto 1) se encontra limitada pela temperatura do fluido usado para o seu arrefecimento, tal como ocorre no condensador. Na realidade, muitas vezes o arrefecimento destes dois componentes está acoplado num único circuito (Mortal, 2005), pelo que:

- Considera-se que a solução rica se encontra a aproximadamente mais 14,5°C que a temperatura ambiente, fixando-a em 40°C:

$$\circ \quad T_1 = T_a + 14,5^\circ\text{C} \quad (4.69)$$

Um sub-arrefecimento neste ponto resultaria em perdas térmicas, uma vez que seria necessária uma maior quantidade de calor para separar o vapor no gerador.

- Considera-se assim, que a solução rica à saída do absorvedor se encontra no estado de líquido saturado:

$$\circ \quad Qu_1 = 0 \quad (4.70)$$

### *Gerador:*

A temperatura de saída da solução pobre do gerador (ponto 4) é gerador é especificada como parâmetro fundamental do sistema.

- O seu valor é obtido conforme explicado na Secção 5.1.2..

$$\circ \quad T_4 = 161^\circ\text{C} \quad (4.71)$$

- Considera-se que a solução fraca à saída do gerador se encontra no estado de líquido saturado:

$$\circ \quad Qu_4 = 0 \quad (4.72)$$

- Considera-se que o amoníaco à saída do gerador (ponto 7) se encontra no estado de vapor saturado e em equilíbrio com a solução rica que entra no gerador (ponto 3), portanto à sua temperatura de saturação (Herold *et al.*, 1996):

$$\circ \quad Qu_7 = 1 \quad (4.73)$$

$$\circ \quad T_7 = T_{3sat} \quad (4.74)$$

### ***Permutador de Solução:***

Considerou-se que a eficiência do permutador de solução seria de 80%.

$$\circ \quad \varepsilon_{ps} = 0,8 \quad (4.75)$$

### ***Pré-Arrefecedor do Condensado:***

De igual forma, a eficiência do permutador do pré-arrefecedor usada foi:

$$\circ \quad \varepsilon_{pre} = 0,8 \quad (4.76)$$

### ***Bomba de Solução:***

Já para a bomba de solução, usou-se um rendimento conservador de 60%.

$$\circ \quad \eta_b = 0,6 \quad (4.77)$$

A Tabela 4.3 resume estas especificações feitas das variáveis.

**Tabela 4.3 – Contabilização das variáveis especificadas como dados iniciais do modelo numérico da máquina de absorção.**

Variáveis Especificadas		
Designação	Simbologia	Quantidade
Concentração	$X_9$	1
Temperatura	$T_1, T_{10}, T_{13}, T_4$	4
Fracção de Vapor	$Qu_1, Qu_4, Qu_7, Qu_9, Qu_{10}, Qu_{13}$	6
Eficiências	$\epsilon_{ps}, \epsilon_{pre}, \eta_b$	3
Calor trocado	$Q_{evap}$	1
<b>Total</b>		<b>15</b>

### 4.1.7. Resolução Computacional do Modelo

A solução para o modelo numérico do ciclo de absorção descrito, implica a resolução de um sistema de equações algébricas não lineares, para além de ser necessário determinar as propriedades termodinâmicas nos diversos pontos do ciclo.

Esta resolução pode ser feita de forma tradicional, ou seja, desenvolvendo um método numérico iterativo, ou então através de utilitários que resolvem este tipo de sistemas de equações.

Optou-se por utilizar o programa EES, por aliar uma capacidade de resolução de sistemas de equações não lineares robusta, à integração de várias funções matemáticas e das propriedades termofísicas de fluidos, nomeadamente para a mistura água-amoníaco, o que o torna numa ferramenta poderosa para a análise e desenho de sistemas de absorção.

Este programa, comercializado pela empresa “F-Chart Software” e desenvolvido para a análise termodinâmica de sistemas energéticos, permite resolver um conjunto de equações algébricas lineares ou não lineares, resolvendo também equações diferenciais e integrais, equações com variáveis complexas e permitindo fazer a optimização de variáveis. Permite construir funções e rotinas internas usando uma linguagem de programação (semelhante ao “basic”) e possibilita a ligação a rotinas externas escritas noutras linguagens de programação. Além disso tem incorporado várias funções e rotinas com as propriedades termodinâmicas e de transporte de uma série de fluidos.

A resolução numérica de um sistema de equações não lineares pode apresentar múltiplas soluções. A convergência para a solução fisicamente aceitável pode ser feita no EES, impondo determinadas restrições às variáveis. Além disso o EES necessita que se indique uma estimativa inicial para os valores das variáveis ajudando assim a convergência para a solução fisicamente aceitável.

Em suma a escolha do “software” foi baseada nas seguintes aspectos:

- Identifica e agrupa automaticamente as equações a resolver simultaneamente, o que torna possível descrever as equações sem uma ordem pré estabelecida e sem explicitar as variáveis independentes, facilitando assim a escolha e a alteração das variáveis iniciais;
- Inclui uma rotina externa (NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O) com as propriedades da mistura água amoníaco baseada nas correlações de Ibrain e Klein (1993);
- Permite fazer a análise paramétrica do ciclo duma forma rápida, eficiente e extremamente simplificada;
- Possui uma linguagem de programação simples;
- Efectua regressões lineares e não lineares;
- Possui recursos gráficos de grande qualidade e dinamismo, que permitem traçar gráficos e até animações.

## 4.2. Modelação Numérica do Sistema de Colectores Solares

O sistema de colectores solares foi escolhido com base nas necessidades térmicas para a activação de máquinas de absorção à temperatura desejada (161°C).

Era objectivo inicial desta tese verificar a possibilidade da utilização de colectores concentradores para a produção de gelo, no local de estudo, caracterizado por uma grande percentagem de radiação difusa, já que aqueles não a conseguem aproveitar. Para tal, usou-se como medida de comparação, os resultados da simulação da simulação dum CTV típico (Kalogirou, 2004).

Sendo que o modelo criado permite a utilização de qualquer sistema de colectores, optou-se por desenvolvê-lo com base nas características do colector desenhado e produzido pela Industrial Solar Technology (IST) Corporation. Esta empresa, criada em 1985 nos EUA e recentemente adquirida pela espanhola Abengoa Solar (Fernandéz-García et al., 2010) é responsável pela implementação de vários campos de colectores (2700 m<sup>2</sup> apenas nos EUA) e comercializa actualmente dois tipos de CPL – um para instalação no chão (PT1) e outro para instalação em telhados (RMT). Kalogirou, 2004 refere os amplos testes efectuados pelos Laboratórios Sandia e pelo Centro Aeroespacial Alemão (DLR) e apresenta a análise de desempenho térmico e óptico do PT1, com base nas suas características.

### 4.2.1. Análise Termodinâmica do Colector

Para o modelo de simulação, o parâmetro básico a considerar para um colector é a sua eficiência térmica ( $\eta$ ). Esta é definida como o rácio da energia útil produzida pelo colector e a energia incidente na sua abertura.

$$\eta = \frac{\text{Energia útil produzida pelo colector}}{\text{Energia incidente na } A_a \text{ do colector}} \quad (4.78)$$

Para o CPL, tratando-se dum concentrador, com um factor de concentração (C) superior a 10 (Duffie e Beckman, 1980), o fluxo solar incidente considerado é apenas o da radiação directa.

$$\eta = \frac{Q_u}{G_b A_c} \quad (4.79)$$

Já para o CTV, considera-se a radiação total incidente para este cálculo, incluindo portanto a difusa.

$$\eta = \frac{Q_u}{G_t A_c} \quad (4.80)$$

O cálculo da radiação incidente no concentrador será mostrado no sub-capítulo 4.3..

Em estado estacionário, o calor útil produzido por um colector solar é igual à energia absorvida pelo fluido de transferência de calor menos as perdas de calor directas ou indirectas da superfície do receptor para as redondezas.

Para um colector concentrador fica:

$$Q_u = F_R [G_b \eta_0 A_c - A_r U_L (T_e - T_a)] \quad (4.81)$$

E para um não concentrador:

$$Q_u = A_a F_R [G_t (\tau \alpha) - U_L (T_e - T_a)] \quad (4.82)$$

Sendo que  $F_R$  é um factor de correcção inserido na equação, devido à utilização da temperatura de entrada do fluido térmico no colector  $T_e$  para o cálculo das perdas para o ambiente a temperatura  $T_a$ , em vez da temperatura do receptor  $T_r$ , dada a dificuldade em estimar o valor deste.

O coeficiente de perdas térmicas  $U_L$  é uma função da diferença entre  $T_a$  e  $T_e$ , sendo os coeficientes de primeira ( $c_1$ ) e segunda ordem ( $c_2$ ), características de construção de cada colector. Assim, é necessário aplicar a seguinte equação:

$$F_R U_L = c_1 + c_2(T_e - T_a) \quad (4.83)$$

a (4.82), ficando para o CPL:

$$Q_u = F_R [G_b \eta_0 A_c - A_r c_1 (T_e - T_a) - A_r c_2 (T_e - T_a)^2] \quad (4.84)$$

e a (4.83), ficando para o CTV:

$$Q_u = A_c F_R [G_t (\tau \alpha) - c_1 (T_e - T_a) - c_2 (T_e - T_a)^2] \quad (4.85)$$

Por sua vez, dividindo (4.84) por  $G_b A_c$ , conforme a equação (4.79), obtém-se a expressão do rendimento dum colector concentrador:

$$\eta = F_R \eta_0 - \frac{c_1 (T_e - T_a)}{C G_b} - \frac{c_2 (T_e - T_a)^2}{C G_b} \quad (4.86)$$

na qual o factor de concentração,  $C = \frac{A_c}{A_r}$ . (4.87)

Analogamente, para um colector não concentrador, dividindo (4.85) por  $G_t A_c$ , conforme na equação (4.80), obtém-se a expressão do rendimento dum colector não concentrador:

$$\eta = F_R \tau \alpha - \frac{c_1 (T_e - T_a)}{G_t} - \frac{c_2 (T_e - T_a)^2}{G_t} \quad (4.88)$$

da qual o factor de concentração foi suprimido por ser igual a 1, já que

$$A_r = A_c. \quad (4.89)$$

As equações anteriores estão bem definidas desde que a irradiação seja normal à abertura do colector, o que raramente acontece. Assim, torna-se necessário introduzir um factor que descreva como a eficiência óptica do colector varia com a variação do ângulo de incidência. O modificador de ângulo de incidência aplica-se então da seguinte maneira às curvas de eficiência (4.86) e (4.88):

$$\eta = F_R K_{\alpha\tau} \eta_0 - \frac{c_1(T_e - T_a)}{CG_b} - \frac{c_2(T_e - T_a)^2}{CG_b} \quad (4.90)$$

$$\eta = F_R K_{\alpha\tau} \tau \alpha - \frac{c_1(T_e - T_a)}{G_t} - \frac{c_2(T_e - T_a)^2}{G_t} \quad (4.91)$$

O modificador de ângulo, é então uma função do ângulo de incidência entre a direcção da radiação solar directa e a linha normal ao plano de abertura do colector. Para o colector IST PT1 é dado pela seguinte expressão, fornecida pelo construtor:

$$K_{\alpha\tau} = \cos(\theta) + 0,0003178(\theta) - 0,00003985(\theta)^2 \quad (4.92)$$

e para um CTV é definido por Kalogirou como:

$$K_{\alpha\tau} = 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos(\theta)} - 1 \right) - b_1 \left( \frac{1}{\cos(\theta)} - 1 \right)^2 \quad (4.93)$$

Reescrevendo então as equações (4.90) e (4.91) em função de  $\frac{(T_e - T_a)}{G_b}$  e  $\frac{(T_e - T_a)}{G_t}$ , respectivamente, obtém-se as equações de eficiência modificada ( $\eta_\theta$ ) dos colectores concentradores e não concentradores, da seguinte forma:

$$\eta_\theta = k_0 K_{\alpha\tau} - k_1 y - k_2 G_b y_b^2 \quad (4.94)$$

em que:

$$k_0 = F_R \eta_0 \quad (4.95)$$

$$k_1 = \frac{c_1}{C} \quad (4.96)$$

$$k_2 = \frac{c_2}{C} \quad (4.97)$$

$$y_b = \frac{(T_i - T_a)}{G_b} \quad (4.98)$$

e

$$\eta_\theta = c_0 K_{\alpha\tau} - c_1 x - c_2 G_t y_t^2 \quad (4.99)$$

com:

$$c_0 = F_R \tau \alpha \quad (4.100)$$

$$y_t = \frac{(T_i - T_a)}{G_t} \quad (4.101)$$

O calor disponibilizado pelo colector fica então:

$$Q_u = G_b \eta_\theta A_a \quad (4.102)$$

ou

$$Q_u = G_t \eta_\theta A_a \quad (4.103)$$

Por fim, e como no presente estudo não se detalhou a análise das transferências de calor, considerou-se que o calor gerador pelo colector  $Q_u$  era equivalente ao calor utilizado pelo gerador da máquina de absorção  $Q_{ger}$ . Assim o calor transferido para o gerador será então:

$$Q_u = \dot{m} C_{p_{\acute{a}gua}} \Delta T_{colector} \quad (4.104)$$

$$Q_{ger} = Q_u \quad (4.105)$$

com

$$\Delta T_{colector} = (T_{\acute{a}gua_{out}} - T_{\acute{a}gua_{in}}) \quad (4.106)$$

### 4.3. Modelação Numérica da Radiação Solar

O modelo foi desenvolvido para simular o comportamento da máquina de absorção na produção de gelo, dependente do desempenho do sistema de colectores solares na transferência de calor de proveniência solar. Esta simulação pretendeu-se de base horária, e para tal foi necessário calcular a radiação que atinge a área de abertura dos colectores a cada hora de cada dia médio de cada mês do ano.

Existem várias formas de obter ou estimar estes dados de radiação.

O método utilizado foi descrito por Duffie e Beckman (1980) e consiste na utilização de dados médios mensais de irradiação diária em superfície horizontal e convertê-los em irradiação horária na superfície inclinada, por meio da sequência de cálculos seguidamente explicados. Os dados médios mensais de irradiação diária total  $H_t$  e difusa  $H_d$  utilizados são provenientes do Atmospheric Science Data Center da NASA (Anexo B).

A média mensal da quantidade diária de radiação directa na superfície horizontal é então calculada pela diferença entre a total e a difusa:

$$H_t = H_b + H_d \quad (4.107)$$

#### 4.3.1. Estimativa da Radiação Horária a partir da Diária

A partir de estudos estatísticos da distribuição temporal ao longo do dia da radiação total em superfícies horizontais ( $I_t$ ), a partir de dados médios mensais da radiação diária ( $H_t$ ), vários autores produziram e aprimoraram gráficos de  $r_t$ , o rácio entre a radiação total horária  $I_t$  e a radiação total diária  $H_t$ , em função da duração do dia e da hora em questão.

$$r_t = \frac{I_t}{H_t} \quad (4.108)$$

Collares-Pereira e Rabl (1979) deduziram uma equação para  $r_t$ , a partir desses gráficos:

$$r_t = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \left(\frac{\pi \omega_s}{180}\right) \cos \omega_s} \quad (4.109)$$

com os coeficientes  $a$  e  $b$  dados por:

$$a = 0,409 + 0,5016 \sin(\omega_s - 60) \quad (4.110)$$

$$b = 0,6609 - 0,4767 \sin(\omega_s - 160) \quad (4.111)$$

Para estas equações é necessário utilizar o ângulo horário  $\omega$  [*graus*] para o ponto médio da hora desejada, que representa o movimento angular do Sol de Este para Oeste do meridiano local, devido à rotação da Terra no seu eixo, a 15° por hora, sendo 0° para o meio dia solar, negativo para a manhã e positivo para a tarde. Utiliza-se também o ângulo horário de pôr do Sol  $\omega_s$  [*graus*], que é definido por:

$$\cos \omega_s = -\tan \varphi \tan \delta \quad (4.112)$$

sendo  $\varphi$  [*graus*] a latitude do local, ou seja a localização angular relativa ao equador (1° 38' 12" N = 1.636667° em Santo António) e  $\delta$  a declinação, i.e. a posição angular do Sol ao meio dia solar, relativamente ao plano do equador (positivo para Norte, negativo para Sul). Esta, por sua vez, foi calculada segundo a equação proposta por Cooper (1969):

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{284+n}{365}\right) \quad (4.113)$$

representando  $n$  o dia médio de cada mês (ver Tabela 5.3).

De forma análoga, é possível calcular o rácio entre a radiação difusa horária e diária,  $r_d$

$$r_d = \frac{I_d}{H_d} \quad (4.114)$$

a partir da equação:

$$r_d = \frac{\pi}{24} \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \left(\frac{\pi \omega_s}{180}\right) \cos \omega_s} \quad (4.115)$$

A radiação horária que incide directamente na superfície horizontal é então obtida pela diferença entre a total e a difusa.

$$I_t = I_b + I_d \quad (4.116)$$

### 4.3.2. Radiação em Superfícies Inclinadas

Para o cálculo da radiação incidente em superfícies inclinadas, a partir dos dados de radiação incidente no plano horizontal, mais comuns, é necessário conhecer as direcções a partir das quais as fracções directa e difusa da radiação atingem a superfície em questão.

#### *Radiação Directa em Superfícies Inclinadas*

Para obter o valor da radiação directa que atinge o plano do colector, é possível calcular o factor geométrico  $R_b$  que representa o rácio da radiação directa incidente na superfície inclinada face à incidente no plano horizontal, para qualquer intervalo de tempo, utilizando a equação:

$$R_b = \frac{I_{bT}}{I_b} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (4.117)$$

onde  $\theta$  representa o ângulo de incidência, i.e. o ângulo entre a radiação directa incidente numa superfície e a normal a essa superfície. A equação geral para o cálculo desta direcção essencial na modelação da radiação é:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \\ & \sin \delta \sin \varphi \cos \beta - \sin \delta \cos \varphi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \varphi \cos \beta \cos \omega + \\ & \cos \delta \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (4.118)$$

na qual,  $\beta$  representa a inclinação do plano, i.e. o ângulo entre o plano da superfície em questão e a horizontal;  $\gamma$  é o ângulo azimutal da superfície, ou seja o desvio entre a projecção no plano horizontal da normal à superfície e o meridiano local (sendo  $0^\circ$  correspondentes a Sul, negativo para Este e positivo para Oeste).

Já  $\theta_z$ , o ângulo zenital, que é o ângulo entre a vertical e a linha até ao Sol, ou seja o caso particular do ângulo de incidência da radiação directa na superfície horizontal:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \varphi - \cos \delta \cos \varphi \cos \omega \quad (4.120)$$

### ***Radiação Difusa em Superfícies Inclinadas***

A obtenção da radiação difusa que atinge o plano do colector não é tão simples, visto que a direcção desta componente da radiação é extremamente variável e difícil de definir. Existem vários métodos para nos aproximarmos do seu valor (Duffie e Beckman, 1980). Na ausência de dados relativos à reflectância difusa das vizinhanças do plano que permitam calcular a componente da radiação reflectida a partir destas, utilizámos a aproximação proposta por Hottel & Woertz (1942), assumindo que a combinação da radiação difusa e da reflectida pelas vizinhanças é isotrópica, i.e. é recebida uniformemente de todo o céu, e portanto, independente da orientação da superfície.

Quer isto dizer que se assume que a fracção difusa da radiação incidente no plano inclinado é igual á incidente no plano horizontal.

$$I_{d_T} = I_d \quad (4.121)$$

E portanto que o cálculo da irradiação total incidente na superfície inclinada se resume a:

$$I_{t_T} = I_{b_T} + I_d \quad (4.122)$$

### ***Ângulos de Superfícies Seguidoras***

O objectivo do seguimento solar de alguns concentradores é sempre o de minimizar o ângulo de incidência  $\theta$ , maximizando a radiação directa incidente no plano da sua área de abertura. A equação (4.118) para determinar o ângulo de incidência será então particularizada conforme a forma de orientação, inclinação e movimento utilizada. A

Tabela 4.4 mostra as relações usadas para as superfícies seguidoras, consoante o seu tipo de movimento.

**Tabela 4.4 –Equações utilizadas para vários tipos de seguimento do movimento aparente do Sol, para calcular o ângulo de incidência, a inclinação do eixo e o azimute da superfície. Adaptado de Duffie e Beckman (1980).**

Eixo de rotação, inclinação e tipo de ajuste	Ângulo de Incidência $\cos \theta$	Inclinação do Eixo $\beta$	Azimute da superfície $\gamma$
<b>E-O horizontal; Ajuste Diário</b>	$\sin^2 \delta + \cos^2 \delta \cos \omega$	$ \varphi - \delta $	$0^\circ$ se $\varphi - \delta > 0$ $180^\circ$ se $\varphi - \delta \leq 0$
<b>E-O horizontal; Ajuste Contínuo</b>	$\sqrt{1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega}$	$\arctan(\tan \theta_z  \cos \gamma_s )$	$0^\circ$ se $ \gamma_s  < 90$ $180^\circ$ se $ \gamma_s  \geq 90$
<b>N-S horizontal; Ajuste Contínuo</b>	$\sqrt{\cos^2 \theta_z + \cos^2 \delta \sin^2 \omega}$	$\arctan(\tan \theta_z  \gamma - \gamma_s )$	$90^\circ$ se $\gamma_s > 0$ $-90^\circ$ se $\gamma_s \leq 0$
<b>N-S polar; Ajuste Contínuo</b>	$\cos \delta$	$\arctan \frac{\tan \varphi}{\cos \gamma}$	$\tan^{-1} \frac{\sin \theta_z \sin \gamma_s}{\cos \theta' \sin \varphi}$ $+ 180 C_1 C_2$
<b>2 eixos; Ajuste Contínuo</b>	1	$\theta_z$	$\gamma_s$

com  $\cos \theta' = \cos \theta_z \cos \varphi + \sin \theta_z \sin \varphi \cos \gamma_s$ ;

$$C_1 = \begin{cases} 0 & \text{se } (\tan^{-1} \frac{\sin \theta_z \sin \gamma_s}{\cos \theta' \sin \varphi}) \gamma_s \geq 0 \\ +1 & \text{caso contrário} \end{cases} \quad (4.123)$$

$$C_2 = \begin{cases} +1 & \text{se } \gamma_s \geq 0 \\ -1 & \text{se } \gamma_s < 0 \end{cases} \quad (4.124)$$

#### 4.3.4. Irradiância Incidente no Colector Solar

Conforme visto na secção 4.3.2., o calor disponibilizado pelo colector solar é calculado com base na irradiância nele incidente, sendo que para um colector concentrador como o CPL esta é constituída apenas pela componente directa ( $G_b$ ) e para um colector não concentrador como um ETV inclui também a componente difusa, contabilizando-se portanto a total ( $G_t$ ).

Estas potências de radiação solar são calculadas a partir da irradiação incidente na superfície inclinada que é cada colector em questão.

$$G_b = \frac{I_{bT}}{t} \quad (4.125)$$

e

$$G_t = \frac{I_{tT}}{t} \quad (4.126)$$

## 4.4. Produção de Gelo Pretendida

O modelo de simulação do ciclo de absorção foi construído de modo a devolver resultados a partir das condições de operação e das variáveis especificadas, conforme já foi explicado. Falta apenas explicar o modo de obtenção da base de cálculo de todo o estudo, ou seja, da quantidade de gelo a produzir diariamente.

Shawyer e Pizzali (2003) apresentam no seu livro, várias metodologias de cálculo da quantidade de gelo necessária para cada viagem das embarcações de pesca, consoante o tipo de gelo utilizado, a qualidade do isolamento térmico das embarcações, o tipo de pescado capturado, a temperatura ambiente e a duração das viagens. Os vários métodos partem dum valor conhecido das capturas de peixe, que no presente trabalho não foi possível obter.

Partiu-se então dos valores conhecidos da população da Ilha do Príncipe e do consumo anual de peixe pela população, chegando assim a valores de consumo diário de cerca de 520 kg de pescado. Note-se no entanto que, conforme sugerido no ponto 1.1.1, o consumo poderia ser maior, caso a refrigeração permitisse um transporte até às partes interiores da ilha. Há ainda que ter em consideração o facto de que uma melhoria tecnológica como a possibilidade de refrigerar devida o peixe alteraria toda a estrutura do seu consumo, potenciando-o provavelmente.

A quantidade de gelo necessária para preservar devidamente essa quantidade de pescado pode variar grandemente. Shawyer e Pizzali (2003) referem rácios de gelo para peixe entre um mínimo de 1:1 e 3:1. Uma das metodologias que propõem, indicada para quando não se conhece com rigor a duração das viagens, parte do cálculo da quantidade teórica de gelo necessária para arrefecer uma dada massa de peixe, sendo que, para a temperatura média da Ilha do Príncipe, ao nível do mar (25,5°C), seriam necessários 0,286 kg de gelo para cada kg de peixe. A esse valor, acrescentam 0,5 kg de gelo por kg de peixe, para o manter refrigerado e por fim, aplicam ao total um factor de 30% para compensar as perdas de calor.

$$m_{gelo} = m_{peixe} \times [(0,286 + 0,5) \times 1,3] \quad (4.127)$$

Para o consumo diário de peixe estimado na Ilha do Príncipe seriam então necessários cerca de 530 kg de gelo. Os autores desta metodologia recomendam no entanto que na prática se utilize mais gelo a bordo do que o resultante do cálculo.

Assim, e tendo em conta que a evolução do modelo com o aumento da quantidade de gelo desejada é linear, arbitrou-se uma produção de gelo diária de 1000 kg.

O modelo construído para o cálculo do gelo produzido relaciona o valor de  $Q_{evap}$  resultante do modelo da máquina de absorção com a massa de gelo segundo a equação (4.126). Considera-se não existirem perdas na produção de gelo, pelo que todo o calor do evaporador é convertido em gelo.

$$Q_{evap} 3600 = m_{gelo} (C_{p_{\acute{a}gua}} \Delta T_{\acute{a}gua} + L_{f_{\acute{a}gua}} + C_p \Delta T_{gelo}) \quad (4.128)$$

com

$$\Delta T_{\acute{a}gua} = |T_a - T_{f_{\acute{a}gua}}| \quad (4.129)$$

e

$$\Delta T_{gelo} = |T_{f_{\acute{a}gua}} - T_{13}| \quad (4.130)$$

Os valores do calor específico e da entalpia de fusão são obtidos segundo rotinas próprias do EES.

# Capítulo 5 - Resultados e Discussão

## 5.1. Resultados da Análise Termodinâmica ao Ciclo de Absorção

Nesta secção serão apresentados os resultados obtidos a partir da análise termodinâmica referente ao ciclo proposto, correspondentes às condições de operação, as quais serão discutidas com base no estudo paramétrico efectuado.

### 5.1.1. Resultados para as Condições de Referência

Conforme explicado no Capítulo 4, para a resolução numérica do modelo, foi necessário proceder à especificação de variáveis. Destas, algumas tiveram os seus valores fixados com base nos objectivos pretendidos, em características do processo ou por limitações ambientais. Outras ainda, foram fixadas com base em recomendações da literatura, no sentido do melhor desempenho do sistema. A Tabela 5.1 apresenta esses dados de entrada que constituem as condições de operação de referência.

Tabela 5.1 - Variáveis especificadas que constituem as condições de referência do modelo numérico.

Objectivo Pretendido		
Capacidade de Refrigeração	$Q_{\text{evap}}$	15,15 kW
Temperatura à Saída do Evaporador	$T_{13}$	-23°C
Características do Processo		
Pontos em Vapor Saturado	$QU_1, QU_4, QU_{10}$	1
Pontos em Líquido Saturado	$QU_7, QU_9$	0
Limitações Ambientais		
Temperatura à Saída do Condensador	$T_{10}$	40°C
Temperatura à Saída do Absorvedor	$T_1$	40°C
Outras Variáveis		
Grau de Rectificação	$x_9$	0,999634 kg <sub>NH3</sub> /kg
Temperatura à Saída do Gerador	$T_4$	161°C
Fracção de Vapor à Saída do Evaporador	$QU_{13}$	0,975 kg <sub>vapor</sub> /kg
Eficiência do Permutador de Solução	$\epsilon_{\text{ps}}$	0,8
Eficiência do Permutador de Pré-Aquecimento	$\epsilon_{\text{pre}}$	0,8
Eficiência da Bomba Circuladora	$\eta_b$	0,6

Para estas condições, os estados termodinâmicos dos vários pontos do sistema estudado ficam definidos pelos valores apresentados na Tabela 5.2, obtidos pela aplicação de balanços de massa e de energia aos componentes do ciclo, conforme explicado no capítulo anterior.

**Tabela 5.2 – Resultados do programa de simulação EES para as condições de referência apresentadas na Tabela 5.1.**

Sort	1	2	3	4	5	6	7	8
	$h_i$ [kJ/kg]	$m_i$ [kg/s]	$p_i$ [kPa]	$Q_i$ [kg <sub>vap</sub> /kg]	$s_i$ [kJ/kg.°C]	$T_i$ [°C]	$v_i$ [m <sup>3</sup> /kg]	$x_i$ [kg <sub>NH<sub>3</sub></sub> /kg]
[1]	-21,96	0,06908	163,8	0	0,5027	40	0,001134	0,3106
[2]	-19,33	0,06908	1556	-0,001	0,506	40,33	0,001134	0,3106
[3]	412,8	0,06908	1556	0,03474	1,707	125,7	0,005223	0,3106
[4]	593,7	0,05597	1556	0	2,007	161	0,001227	0,1492
[5]	365,3	0,05597	1556	-0,001	1,448	110	0,001139	0,1492
[6]	365,3	0,05597	163,8	0,06177	1,467	82,44	0,06439	0,1492
[7]	1625	0,01525	1556	1	5,073	120,9	0,1142	0,9031
[8]	339,1	0,002136	1556	0,0002421	1,522	120,9	0,001282	0,3106
[9]	1297	0,01311	1556	1	4,182	44,07	0,08377	0,9996
[10]	190,8	0,01311	1556	0	0,6578	40	0,001733	0,9996
[11]	50,21	0,01311	1556	-0,001	0,187	10,78	0,0016	0,9996
[12]	50,21	0,01311	163,8	0,1161	0,2314	-23,29	0,08451	0,9996
[13]	1206	0,01311	163,8	0,975	4,835	-23	0,6999	0,9996
[14]	1346	0,01311	163,8	1,001	5,36	24,11	0,8696	0,9996
[15]	125,8	0,06908	1556	-0,001	0,9459	73,79	0,001171	0,3106
[16]	227,8	0,06908	1556	-0,001	1,231	96,75	0,001207	0,3106
$Q_{abs}$ [kW]	29,59	$Q_{rect}$ [kW]	7,05	$P_{alta}$ [kPa]	1556	COP	0,5267	
$Q_{cond}$ [kW]	14,51	$Q_{pcs}$ [kW]	12,78	$P_{baixa}$ [kPa]	163,8	f	5,269	
$Q_{ger}$ [kW]	28,77	$Q_{pre}$ [kW]	1,84					
$Q_{evap}$ [kW]	15,15	$Q_{ra}$ [kW]	10,03	$W_b$ [kW]	0,1818			

## 5.1.2. Estudo Paramétrico

Nesta secção são apresentados os estudos do comportamento do sistema para condições fora dos valores estabelecidas no ponto anterior, permitindo um futuro afinar dos parâmetros face a condições ambientais e económicas ou de dimensionamento, não aprofundadas neste trabalho.

Ao dimensionar uma máquina de absorção, qualquer alteração numa variável de entrada causa uma reacção em todo o ciclo, de forma a atingir novas condições de equilíbrio, causando alterações em todas as outras variáveis dependentes. A natureza dinâmica deste processo de equilibração tem que ser considerada ao interpretar os dados operativos.

A referida interdependência de todas as variáveis operacionais pode ser demonstrada nos tópicos seguintes onde se analisa o estudo paramétrico efectuado, ao variar um dos parâmetros mantendo os outros fixos, conforme os dados iniciais na Tabela 5.1. Para este efeito, sendo muito interessante verificar o comportamento da capacidade de refrigeração face à alteração de outros parâmetros, libertou-se o valor de  $Q_{\text{evap}}$ , fixando o do caudal mássico de refrigerante  $m_1$  correspondente às condições de operação constantes na Tabela 5.2.

### Efeito da Variação da Temperatura no Gerador

O gráfico da Figura 5.1 foi obtido ao variar a temperatura no gerador (representada pela temperatura à saída do gerador ( $T_4$ )), enquanto se mantém constantes todos os outros dados de entrada, em consonância com os valores referidos na Tabela 5.1.

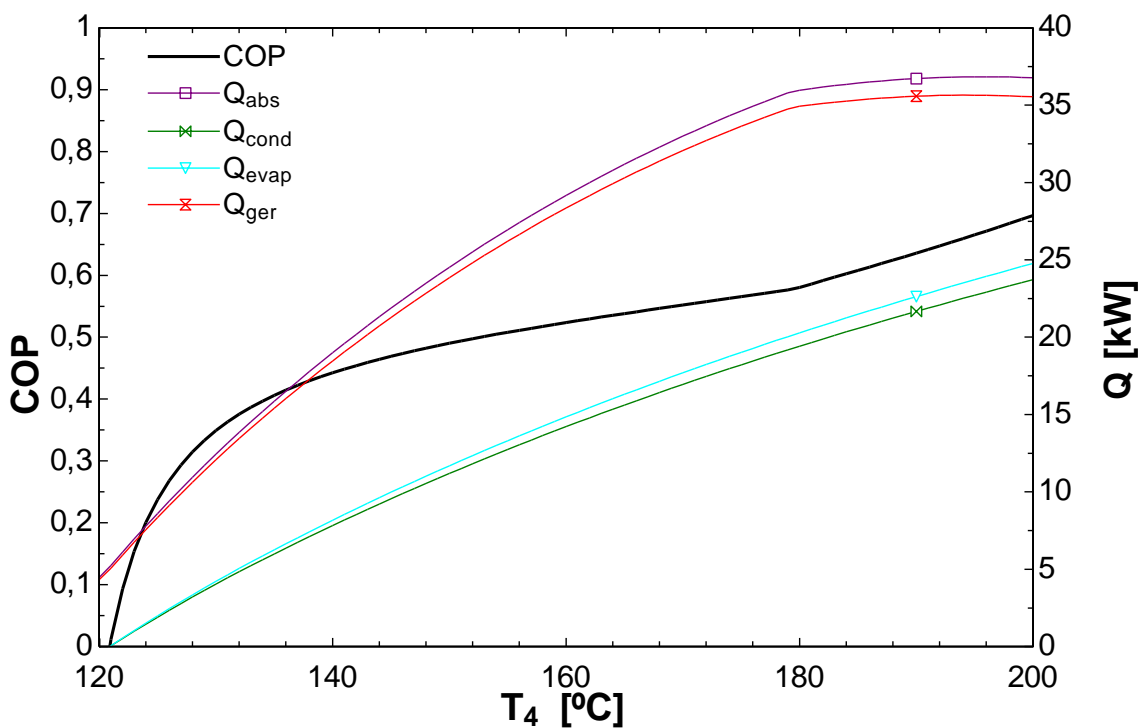


Figura 5.1 – Efeito da variação da temperatura de geração ( $T_4$ ) no desempenho e potências do sistema de absorção.

Conforme seria expectável (Crepinsek *et al.*, 2009) existe um limite mínimo para a temperatura do gerador, abaixo da qual o ciclo não pode operar. No presente ciclo de absorção, esse limite é de  $120,9^{\circ}\text{C}$ , definido pela pressão de saturação do líquido à entrada do gerador. Também se verifica um limite máximo para a temperatura no

gerador, que para as pressões de operação definidas é de aproximadamente 200,1°C. Isto deve-se a limitações termodinâmicas associadas às propriedades da mistura NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, já que a essa temperatura e à pressão de 1556 kPa a que o gerador está submetido, a solubilidade do amoníaco na água é zero, e portanto nenhum amoníaco pode ser gerado nessas condições (Anexo C e IIR (1994)). Na selecção da temperatura de geração, deve-se então evitar trabalhar perto deste limite termodinâmico, apesar do COP ser sempre crescente até lá.

Uma curva típica de desempenho duma máquina de absorção de efeito-simples revela-se relativamente plana (Herold *et al.*, 1996), devido ao facto do aumento da potência de refrigeração conseguida implica um aumento equivalente da potência do gerador. Este perfil pôde ser observado ao correr o modelo, desligando as duas recirculações da solução rica no gerador e no absorvedor, bem como o permutador de pré-aquecimento do condensado (Figura 5.2). O permutador de solução mantém-se, pois é considerado um elemento constituinte do ciclo de absorção comum, e não uma melhoria.

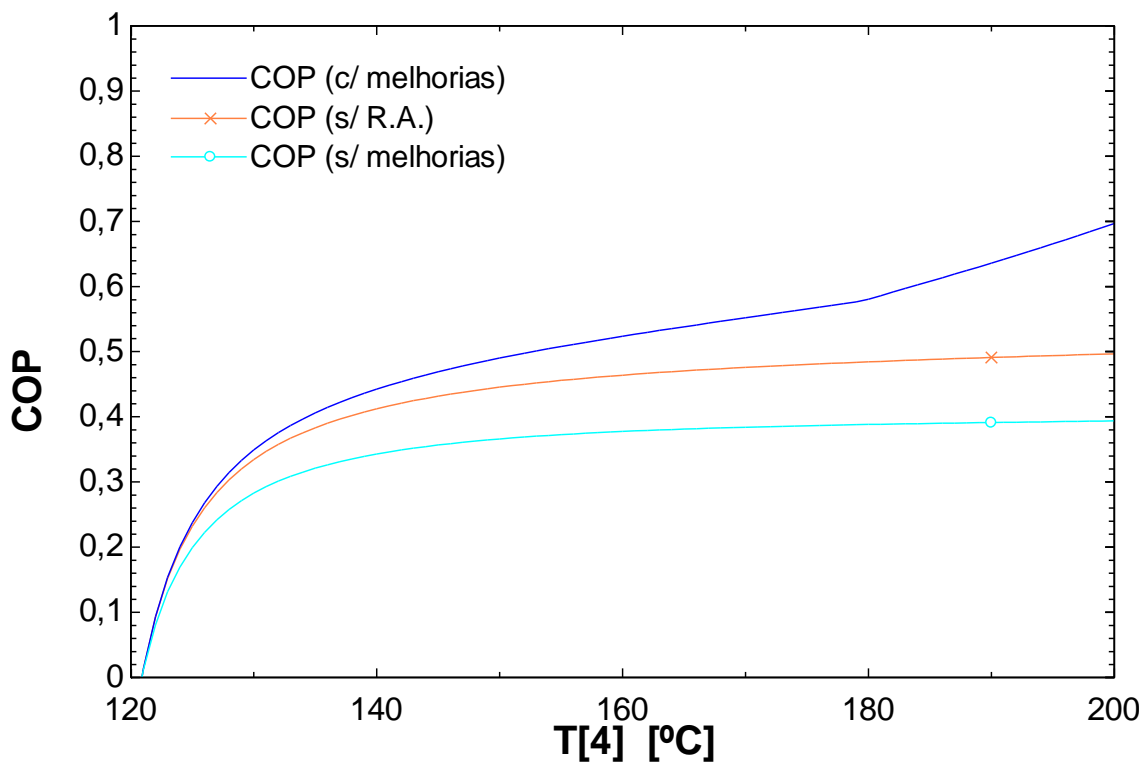


Figura 5.2 – Desempenho do sistema de absorção estudado face a temperatura de geração (T<sub>4</sub>) usada. Efeito das melhorias ao ciclo estudadas.

O facto da curva do COP aumentar o seu declive a partir de 180°C é um resultado do pré-aquecimento da solução rica por recirculação no absorvedor, como pode ser observado ao desligar esta melhoria no programa (Figura 5.2). De facto, embora haja benefícios da utilização desta recirculação, nas condições de referência (conforme será mostrado mais à frente), este aumento de declive sugere que seriam consideravelmente mais significativas caso se utilizasse uma fonte de calor a temperaturas superiores.

### **Especificação da Temperatura de Geração**

Posto tudo isto, a escolha da temperatura mais apropriada não foi imediatamente óbvia. Herold *et al.* (1996) sugerem a metodologia de Modelação de Ordem-Zero, que se baseia no conceito de modelizar apenas os processos que contribuem com as maiores irreversibilidades, ignorando todas as outras perdas. Baseia-se então, no facto de que uma máquina de absorção opera fundamentalmente a três temperaturas, já que o condensador e o absorvedor trabalham à mesma temperatura.

Para além de ser um modelo esclarecedor na definição dos aspectos físicos relacionados com a forma da curva do COP para uma máquina de absorção, como mencionado acima, o modelo de ordem-zero é também bastante útil na determinação da temperatura de geração ideal.

$$T_{ger} = (T_{cond} - T_{evap}) + 4\Delta T_{tc} + T_c \quad (5.1)$$

Define-se  $\Delta_{tc}$ , a diferença de temperaturas da troca de calor, partindo da aproximação de que a diferença de temperatura entre a máquina e a sua vizinhança é igual para os três níveis de temperatura. Como se pode ver pela equação, a escolha da temperatura de entrada de calor é extremamente influenciada pela magnitude deste diferencial. No presente estudo, e como já foi referido na definição da temperatura do condensador e do absorvedor,  $\Delta_{tc} = 14,5^\circ\text{C}$ . Assim, a temperatura de geração obtida é:

$$T_{ger} = 40 - (-23) + 4(14,5) + 40 = 161^\circ\text{C} \quad (5.2)$$

Embora esta temperatura de geração não represente o máximo COP obtível, deve ser notado que na otimização dum ciclo de absorção, se deve ter em conta o aumento de custo associado ao crescendo de potência de todos componentes da máquina com a elevação da temperatura de geração (Figura 5.1).

O gerador aquece então a solução de 125,7°C a 161°C, conduzindo o vapor gerado a 120,9°C para o rectificador. A fonte de calor deverá estar a uma temperatura superior à maior deste equipamento (Herold *et al.*, 1996). Assumindo que há uma ligeira perda de calor, com subsequente abaixamento de temperatura, entre os colectores solares e o gerador, estabeleceu-se que o calor gerado nos colectores deverá ser transferido a temperatura suficiente para que saia do gerador a 166°C, correspondendo a uma diferença das temperaturas de saída do permutador de 5°C.

### ***Efeito da Variação do Grau de Rectificação***

O vapor sai do gerador com uma fracção de amoníaco de 90,31%, sendo necessário purificá-lo na maior extensão possível, no rectificador. No entanto, na prática, embora desejável, é impossível obter a totalidade da rectificação.

Assim, como o fluido frigorigéneo nunca é completamente rectificado, o processo de evaporação não ocorre a temperatura constante, como nas substâncias puras. Durante a evaporação, o elemento mais volátil evapora primeiro, ficando no estado líquido uma mistura cada vez mais rica no elemento menos volátil, a água. A diferença das temperaturas à entrada e à saída do evaporador é tanto maior quanto menor o grau de rectificação conseguido ( $x_9$ ).

O impacto do grau de rectificação na diferença de temperatura obtida entre a entrada e saída do evaporador é melhor compreendido pela análise do processo de evaporação do fluido frigorigéneo. O gráfico da Figura 5.3 mostra a evolução da temperatura de mudança de fase da mistura NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O para a pressão de 163,8 kPa e para vários graus de rectificação.

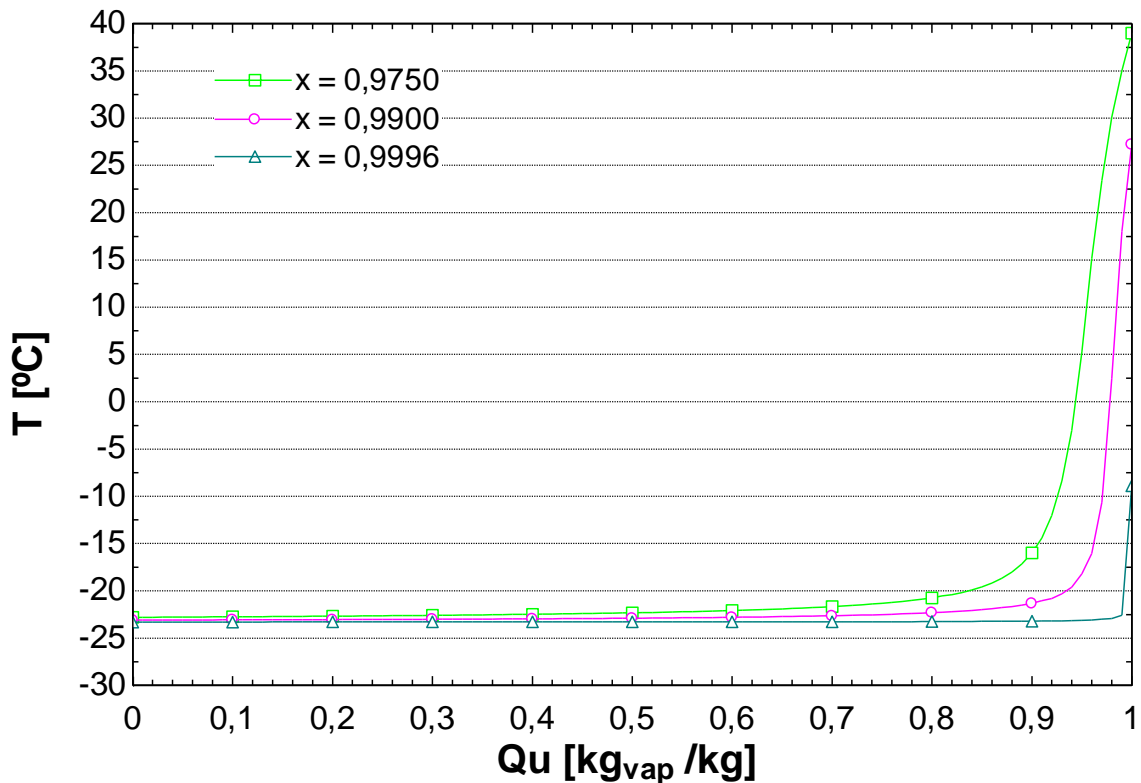


Figura 5.3 – Efeito do grau de rectificação ( $x$ ) na temperatura de evaporação da mistura  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  a 163,8kPa.

Como se pode observar, o grau da rectificação relaciona-se directamente com a completude do processo de evaporação possível. Ou seja, uma menor quantidade de água no fluido frigorífero, à entrada do evaporador, permite obter uma evaporação mais completa de amoníaco à saída, para a temperatura desejada.

Para as temperaturas negativas às quais o ciclo irá operar, qualquer presença de água à entrada do evaporador poderá causar o entupimento da corrente, pela formação de gelo nos tubos de refrigerante. Pelo que, para minimizar este risco, torna-se necessária a utilização dum grau de rectificação tão elevado quanto o escolhido ( $x_9 = 99,96\%$ ) (Herold *et al.*, 1996).

### ***Efeito da Variação da Temperatura no Evaporador***

O próximo parâmetro a ser estudado foi a temperatura à saída do evaporador, que possui um efeito significativo no desempenho do sistema, já que quanto menor a temperatura a que se queira fazer o gelo, menor o COP do sistema.

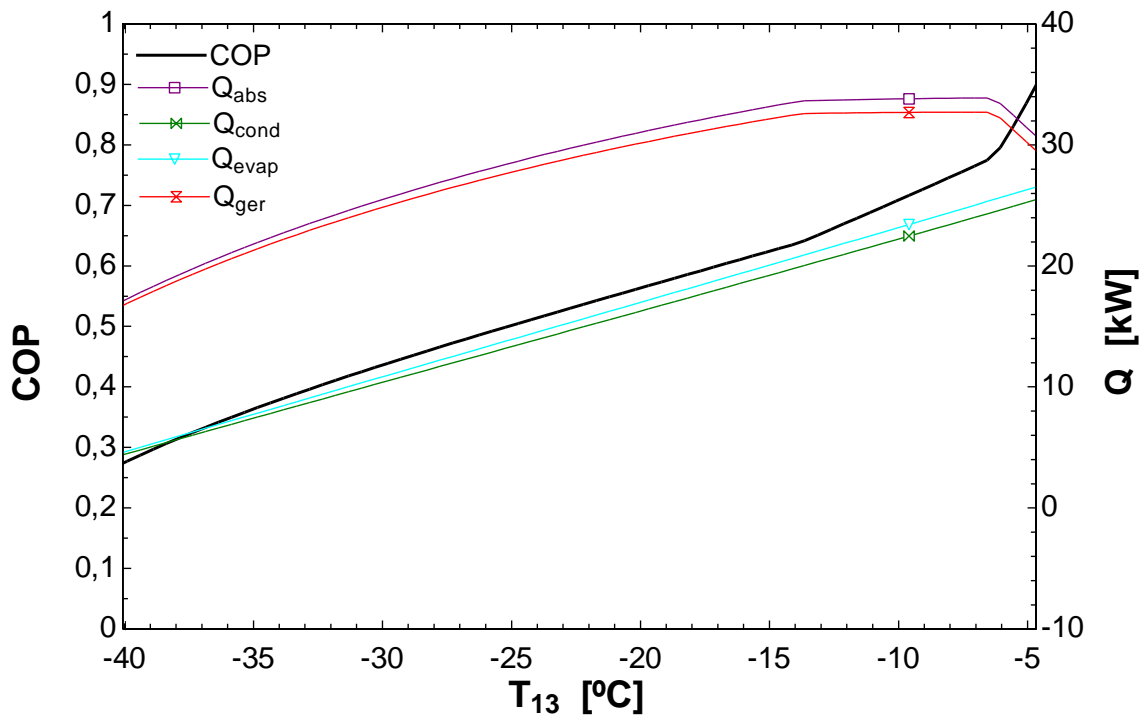


Figura 5.4 – Efeito da variação da temperatura de evaporação ( $T_{13}$ ) no desempenho e nas potências do sistema de absorção estudado.

O efeito da variação da temperatura à saída do evaporador ( $T_{13}$ ) é mostrado na Figura 5.4. Foram estudados os valores de temperatura referidos na literatura como podendo ser usados no fabrico de gelo (Shawyer e Pizalli, 2003; ASHRAE, 2010). Pode-se constatar que às condições de operação de referência, o COP aumenta cerca de 0,0135 por grau centígrado de aumento da temperatura de evaporação, até  $-14^{\circ}\text{C}$ . A partir desta temperatura, o COP apresenta um declive ainda mais acentuado, pelo que poderá ser interessante avaliar a possibilidade de utilização de tecnologias de fabrico de gelo a temperaturas superiores aos  $-14^{\circ}\text{C}$ . Acima dos  $-7^{\circ}\text{C}$  há ainda uma melhoria deste desempenho, mas não é comum fazer-se gelo acima dessa temperatura (ASHRAE, 2010).

### Especificação da Temperatura de Evaporação

A temperatura à saída do evaporador ( $T_{13}$ ) estabelece o limite de obtenção de refrigeração. Deve ser portanto, especificada de acordo com a aplicação a dar a esse efeito refrigerativo e, no presente caso, em função da tecnologia utilizada para fazer o gelo. Neste trabalho, a temperatura à saída do evaporador é de  $-23^{\circ}\text{C}$ , conforme por

nós definido, com base nos dados obtidos sobre o funcionamento das máquinas de produção de gelo em escama (Shawyer e Pizalli, 2003).

No entanto, caso numa fase de construção da máquina se optasse por outra tecnologia, o gráfico da Figura 5.4 poderia ser útil para perceber o impacto desta variável na escolha do sistema de fabrico de gelo.

### Extensão da Evaporação

Para o grau de rectificação utilizado, o fluido frigorígeno entra no evaporador como líquido saturado a  $-23,29^{\circ}\text{C}$ , sendo possível obter 97,5% de evaporação aos  $-23^{\circ}\text{C}$ . Esse valor de ( $Q_{13}$ ) que produz também um desempenho máximo (COP) do sistema de absorção (Figura 5.5). Fica no entanto também claro que, num sistema de refrigeração de água-amoníaco é absolutamente inviável fazer com que o fluido frigorígeno saia do evaporador completamente evaporado, mesmo para graus de rectificação tão elevados como o usado.

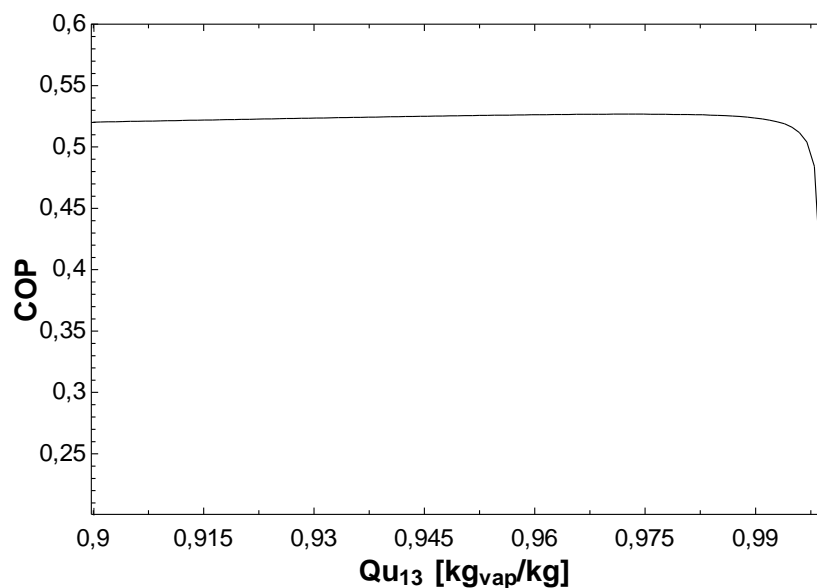


Figura 5.5 – Variação do desempenho (COP) do sistema de absorção estudado com a fração de vapor à saída do evaporador ( $Q_{u13}$ ).

A restante evaporação, até ao estado de vapor saturado, é efectuada fora do evaporador, nomeadamente pela passagem deste fluxo de saída do evaporador pelo permutador de calor que promove o pré-arrefecimento do condensado e o sobreaquecimento do vapor.

## Efeito da Variação das Temperaturas de Rejeição

Os escoamentos do fluido frigorífero que passam no absorvedor e no condensador são arrefecidos num permutador de calor, com um fluido de arrefecimento, cuja temperatura deverá ser a temperatura ambiente, conforme já explicado na Secção 4.2.6.. Por isto, as temperaturas à saída do absorvedor ( $T_1$ ) e do condensador ( $T_{10}$ ) são limitadas pela temperatura ambiente.

Para completar o estudo dos efeitos das temperaturas de operação, o gráfico da Figura 5.6 mostra o impacto da variação da temperatura de rejeição no COP e nas potências do sistema. A rejeição numa máquina de absorção pode ser feita em série ou em paralelo. O sistema estudado assume o uso de rejeição em paralelo e portanto tanto o condensador como o absorvedor usam a mesma temperatura para arrefecerem.

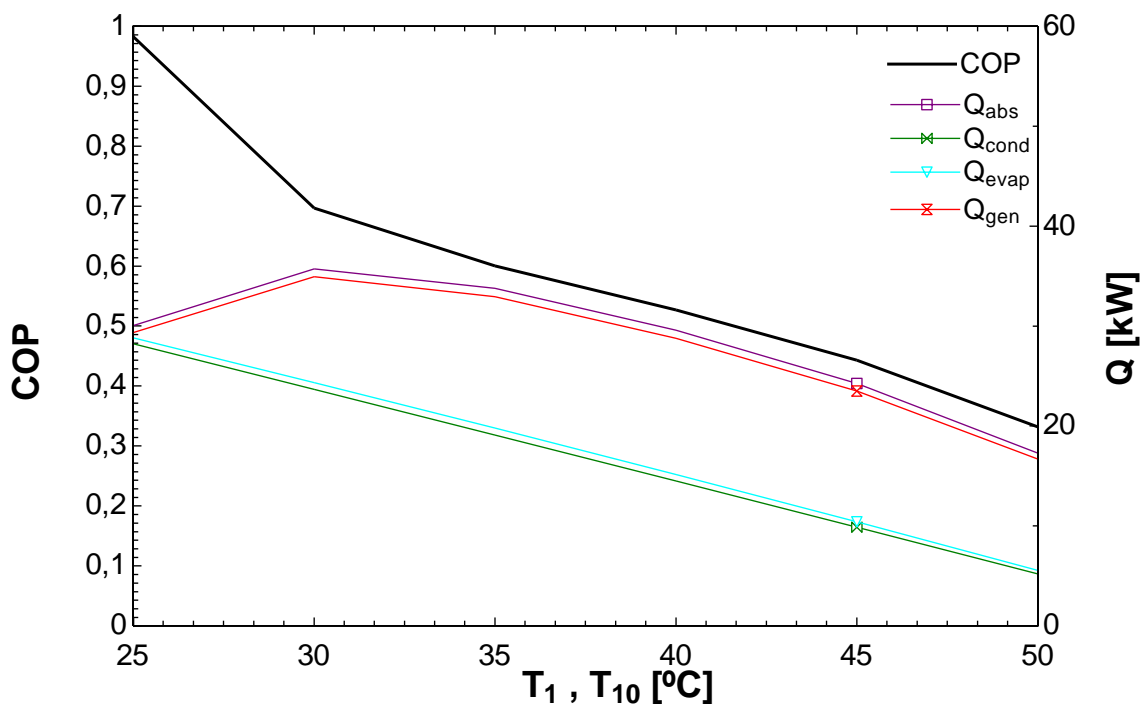


Figura 5.6 – Efeito da temperatura de rejeição ( $T_1, T_{10}$ ) no desempenho (COP) e potências do sistema de absorção estudado.

A variação do COP mostra-se bastante significativa com a temperatura de rejeição. Tendo em conta que a amplitude máxima anual da temperatura ambiente é muito pouco significativa, rondando os 3,7°C, esta sensibilidade à temperatura de rejeição

não se manifestará grandemente numa variação anual de causa ambiental. Far-se-á sentir principalmente, pelo tipo de rejeição e de permutadores de calor escolhidos.

Será por isso fundamental efectuar um bom estudo do investimento dos permutadores de calor a utilizar numa máquina real, de modo a otimizar o  $\Delta T_{tc}$ , e com isso poder diminuir a temperatura de rejeição.

Para efeitos da simulação efectuada neste trabalho, consideraram-se os permutadores do condensador e do absorvedor equivalentes, de modo a rejeitar calor a 40°C.

### 5.1.3. Impacto dos Melhoramentos ao Ciclo

O modelo de simulação construído permite um estudo do impacto dos vários melhoramentos estudados, ao ser possível activá-los e desactivá-los do sistema de equações. Como seria expectável, a consideração destes melhoramentos no modelo representa um aumento do seu desempenho, devido às alterações produzidas nas potências dos componentes. Apresenta-se no gráfico da Figura 5.7, a quantificação desses impactos e seguidamente a sua descrição e análise, com vista a auxiliar as futuras decisões de investimento nestes melhoramentos.

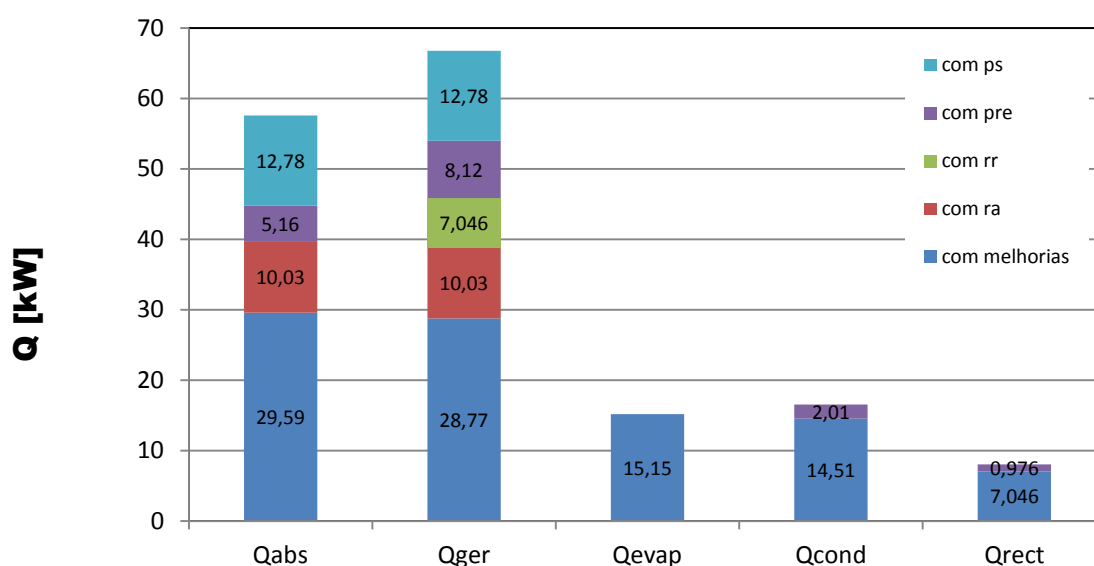


Figura 5.7 – Efeito das melhorias ao ciclo estudadas nas potências dos vários componentes do sistema de absorção.

O permutador de solução transfere 12,78 kW entre o gerador e o absorvedor, diminuindo a potência de ambos no mesmo valor, e produzindo assim um aumento do COP de 66,70% (de 0,227 para 0,3784), relativamente ao ciclo sem melhoramentos.

O permutador de pré-arrefecimento do condensado transfere calor entre o condensador e o evaporador. Como a potência deste está fixa nos 15,15 kW desejados, o efeito desta permuta distribui-se pelos outros componentes do ciclo, baixando todas as suas potências, incluindo a potência da bomba. De notar que este permutador é a única recirculação interna de calor a produzir melhorias do desempenho ao nível de  $W_{\text{bomba}}$ ,  $Q_{\text{cond}}$  e  $Q_{\text{rect}}$ . Consegue-se com este melhoramento um incremento de 25,55% do COP, relativamente ao ciclo sem melhoramentos.

A recirculação no rectificador transfere para a solução rica os 7,046 kW que seriam rejeitados para o ambiente nesse equipamento, reduzindo nesse montante a potência do gerador, e melhorando o COP 13,66%, relativamente ao ciclo sem melhoramentos.

A recirculação no absorvedor aproveita 10,03 kW que seriam rejeitados no absorvedor, diminuindo conseqüentemente a potência deste equipamento, bem como, em igual medida, a potência necessária no gerador. O COP é aumentado 20,66%, relativamente ao ciclo sem melhoramentos.

## 5.2. Resultados da Análise ao Sistema de Colectores Solares

### 5.2.1. Resultados do Modelo de Radiação Solar

#### *Dados Médios Mensais de Irradiação Diária na Superfície Horizontal*

Os dados médios mensais de irradiação diária total  $H_t$  e difusa  $H_d$  utilizados são provenientes da página de dados “Surface meteorology and Solar Energy” (SSE) do projecto “Prediction of Worldwide Energy Resource Project” (POWER) do “Atmospheric Science Data Center” da NASA (SSE, 2010) (Tabela 5.3 e Anexo C), à latitude e longitude de Santo António, capital da Ilha do Príncipe (1,633N; 7,417E).

Tabela 5.3 – Dados de temperatura e irradiação para os dias médios de cada mês, para a latitude de Santo António, Ilha do Príncipe (SSE, 2010).

1	2	3	4	5
Mês	n [dia médio]	$H_t$ [kWh/m <sup>2</sup> /dia]	$H_d$ [kWh/m <sup>2</sup> /dia]	Temperatura [°C]
1	17	5,39	1,96	25,8
2	47	5,58	2,1	26,2
3	75	5,26	2,28	26,7
4	105	4,84	2,24	26,7
5	135	4,55	2,09	26,3
6	162	4,3	2,01	25,1
7	198	4,34	2,04	24,3
8	228	4,65	2,16	24,3
9	258	4,76	2,29	24,8
10	288	4,55	2,25	25,3
11	318	5	2,07	25,5
12	344	5,11	2,12	25,6

A partir destes dados de irradiação diária e utilizando a equação (4.107), apresenta-se na Figura 5.8 o gráfico da irradiação solar diária total, nas suas componentes directa e difusa, para os dias médios dos vários meses do ano. A elevada componente difusa da radiação na Ilha do Príncipe levantou uma das questões principais a responder nesta

tese: Será viável utilizar uma tecnologia solar térmica que apenas utilize a componente directa da radiação solar? Posta esta questão, os trabalhos foram desenvolvidos de forma a comparar uma tecnologia concentradora, a aproveitar apenas a radiação directa com uma não-concentradora, capaz de utilizar também a componente difusa para produzir as temperaturas desejadas.

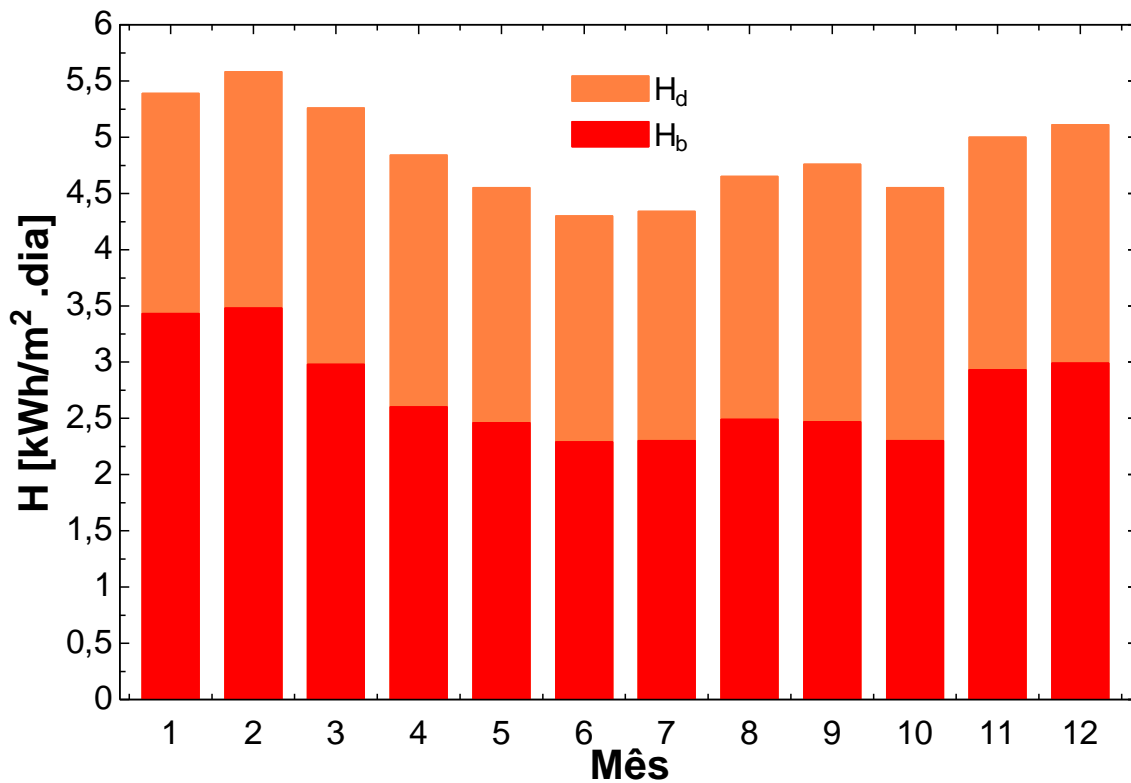


Figura 5.8 – Dados médios mensais de irradiação diária total, nas suas componentes directa  $H_b$  e difusa  $H_d$ , para os dias médios de cada mês do ano, em Santo António, Ilha do príncipe (Latitude 1,633N; Longitude 7,417E). Fonte: SSE, 2010.

### *Radiação Horária na Superfície Horizontal*

Consoante a rotina de transformação destes dados diários em dados de radiação horária explicada no ponto 4.4.2., obtém-se um perfil equivalente ao do gráfico 5.8, relativo à irradiação horária total, directa e difusa, ao meio dia do dia médio de cada mês.

A variação ao longo do dia médio dum determinado mês (Figura 5.9) é agora passível de ser calculada pelo modelo, sendo com base neste cálculo que se obtém qualquer simulação do funcionamento diário do sistema integrado.

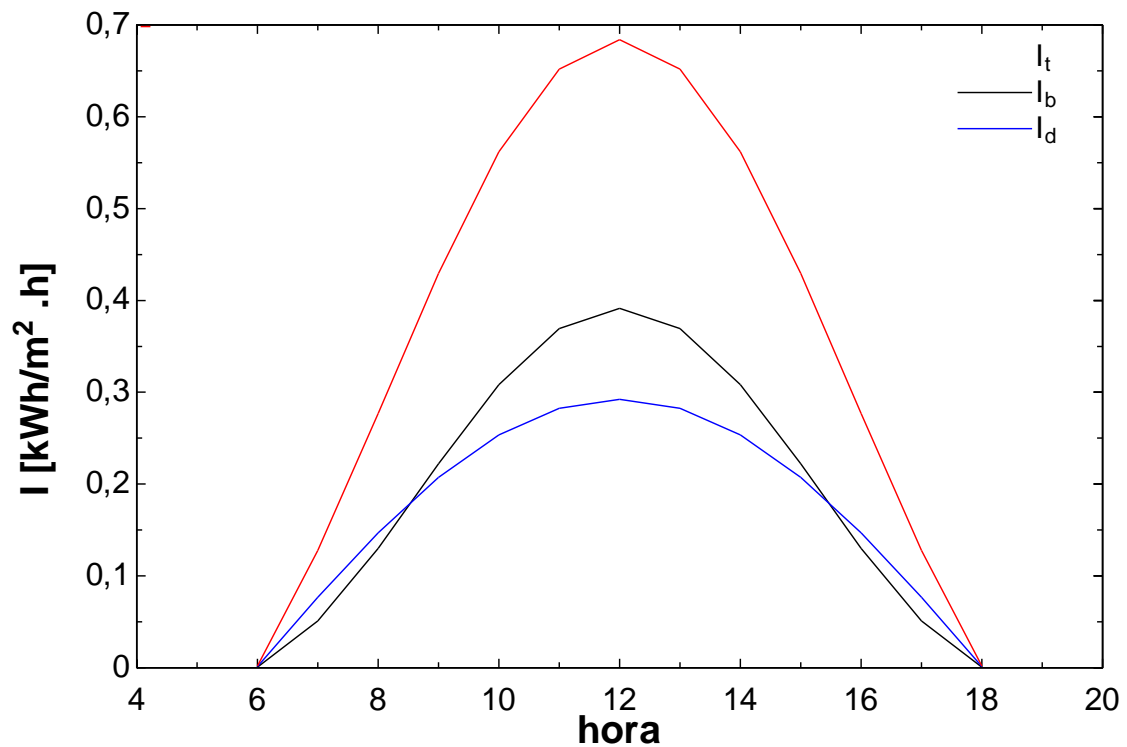


Figura 5.9 – Gráfico da variação da irradiação horária total, directa e difusa ao longo do dia médio do mês de Abril, em Santo António, Ilha do príncipe (Latitude 1,633N; Longitude 7,417E).

## 5.2.2. Selecção do Tipo de Seguimento Solar

Para a escolha do tipo de seguimento solar a utilizar com o CPL, foi necessário avaliar o funcionamento do sistema ao longo do dia e do ano. Como base de comparação, traçaram-se também as curvas para o seguimento total (FT), que representam o máximo de radiação passível de ser aproveitada, já que o ângulo de incidência ( $\theta$ ) é anulado.

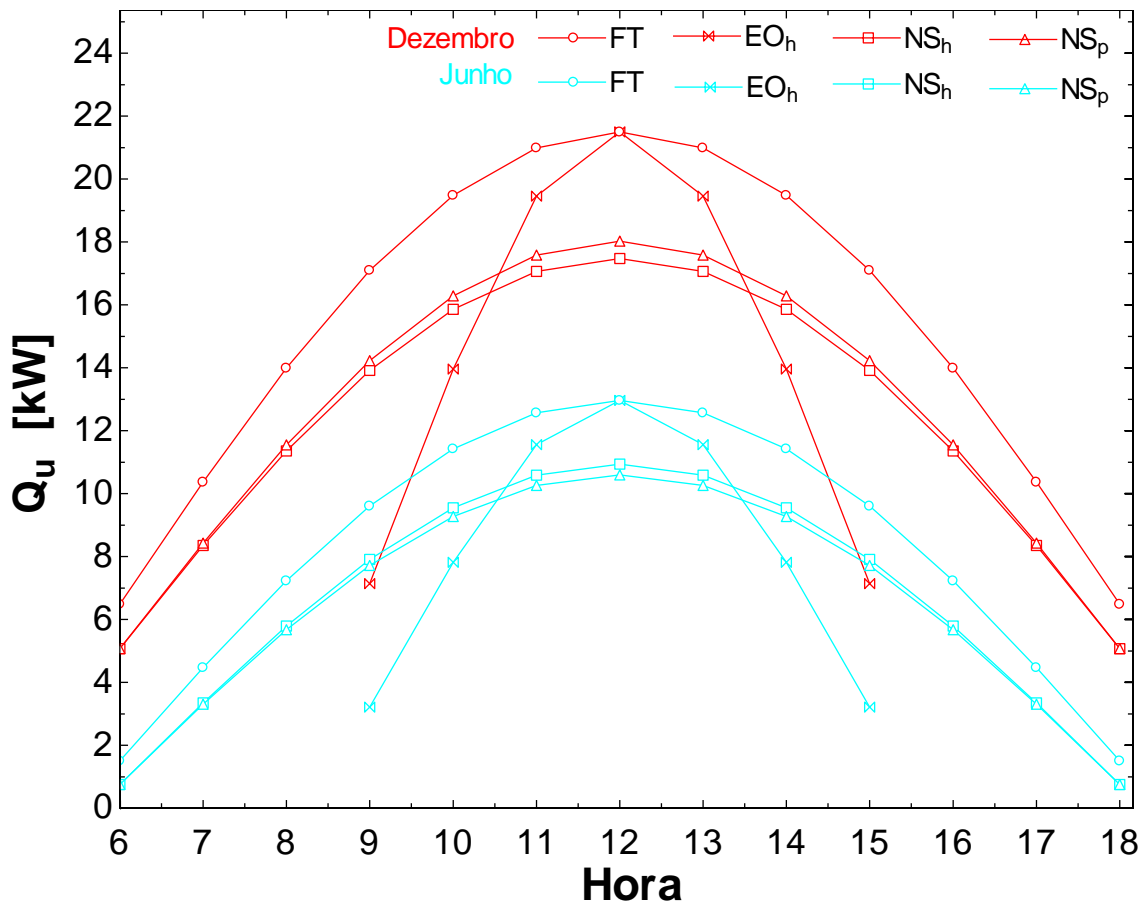


Figura 5.10 – Comparação do efeito do tipo de seguimento solar no calor gerado pelo sistema de colectores solares (CPL) perto dos Solstícios, na localização estudada. Comparam-se os quatro tipos de seguimento: FT - total;  $EO_h$  – eixo horizontal Este-Oeste;  $NS_h$  – eixo horizontal Norte-Sul;  $NS_p$  – eixo polar Norte-Sul.

Como se pode observar na Figura 5.10, o seguimento com eixo  $EO_h$  atinge maiores potências ao meio dia em qualquer dia do ano, pois a essa hora está perfeitamente virado para o Sol, anulando o  $\theta$ . No entanto, a geração de calor total diária com este tipo de seguimento é consideravelmente menor do que com qualquer dos seguimentos com eixo NS, como se pode observar pelas áreas abaixo das curvas. Descarta-se, portanto, este tipo de seguimento.

Entre os dois tipos de seguimento de eixo NS, há apenas ligeiras diferenças, sendo que próximo do Solstício de Inverno o  $NS_p$  supera o  $NS_h$ , mas no Solstício de Verão o inverso acontece, igualando-se o seu desempenho nos equinócios.

A tecnologia de seguimento de eixo NS polar tem maiores custos de instalação e operação pela inclinação que se tem que dar ao eixo, para além de causar maiores sombreamentos entre filas, que não podem também ser muito compridas pois estes

constrangimentos aumentariam proporcionalmente. Estando tão cerca do equador, o alinhamento com o eixo da Terra não manifesta vantagens, pois dá-se quase na horizontal. Assim sendo, será lógico optar pelo seguimento de eixo NS horizontal, mais simples de operar, instalar e sem os constrangimentos acima referidos.

### 5.2.3. Condições de Operação dos Colectores Solares

O modelo do sistema de colectores solares parte dos dados de radiação mostrados anteriormente e devolve os valores horários do calor produzido ( $Q_u$ ) (Eq. (4.102) e Eq. (4.103)), com base nas características dos colectores simulados. Essas características resumem-se numericamente à área de colectores e ao rendimento dos colectores (Eq. (4.94) e Eq. (4.99)) que por sua vez é dependente das constantes específicas de cada colector, conforme explicado na secção (4.2.1).

Os valores para estas constantes, dados pelo construtor, conforme Kalogirou (2004) estão tabelados na Tabela 5.4.

**Tabela 5.4 – Valores para os parâmetros das equações do rendimento dos colectores solares térmicos estudados, conforme Kalogirou (2004).**

Colector Parabólico Linear		
$k_0$	$k_1$	$k_2$
0,762	0,2125	0,001672
Colector de Tubos de Vácuo		
$c_0$	$c_1$	$b_0$
0,82	2,19	0,2

### Área de Colectores Necessária

Para o cálculo da área de colectores a utilizar no sistema, foi necessário considerar as variações do desempenho da máquina ao longo dos vários meses do ano. Tomou-se como objectivo de dimensionamento a produção de pelo menos 1000Kg de gelo por dia, pelo que a área necessária corresponde à que no mês de menor produção cumpre esse objectivo.

Nesta base, calculou-se a área de CPL com seguimento de eixo  $NS_h$  e ETC estático a utilizar.

### Colectores Parabólico-Lineares

Como o modelo devolve resultados de produção horária de gelo, foi necessário somar as quantidades horárias produzidas em cada dia médio de cada mês. Para relacionar estas produções horárias e diárias deduziu-se a seguinte relação:

$$m_{gelo\ diária} = \frac{m_{gelo\ \theta_0}}{\%_{\theta_0}} \times 100 \quad (5.3)$$

sendo  $\%_{\theta_0}$  a percentagem de gelo diariamente produzido ao meio dia solar. Como esta proporção se mostrou consistente ao longo de todo o ano (Anexo D), utilizou-se o valor médio, que para o CPL com seguimento de eixo  $NS_h$  foi de 12,92%.

À latitude da Ilha do Príncipe, a duração do dia solar é quase constante nas 12h (Anexo B). No entanto, considerou-se como período de operação da máquina apenas 9 horas por dia, ao longo de todo o ano. Assim, a massa de gelo produzida diariamente foi calculada desprezando as 2 primeiras horas, consideradas de arranque diário do sistema, e a última hora do dia, na qual a radiação incidente será em média menor que um quinto da radiação máxima ao meio-dia, sendo provavelmente insuficiente para activar o sistema (Anexo D).

O dimensionamento da máquina de absorção não será muito afectado pelo mês de operação, já que aquela apenas depende da temperatura ambiente, que apresenta muito pouca oscilação anual na Ilha do Príncipe. Já a área do colector teve que ser escolhida em função do mês, pois para se atingir a meta desejada de produção de 1000 kg de gelo por dia, seria necessária maior área para os meses mais desfavoráveis em termos de radiação solar (Figura 5.12). Assim, escolheu-se uma área de colectores de  $151\ m^2$ , de modo a satisfazer a produção desejada em todos os meses do ano.

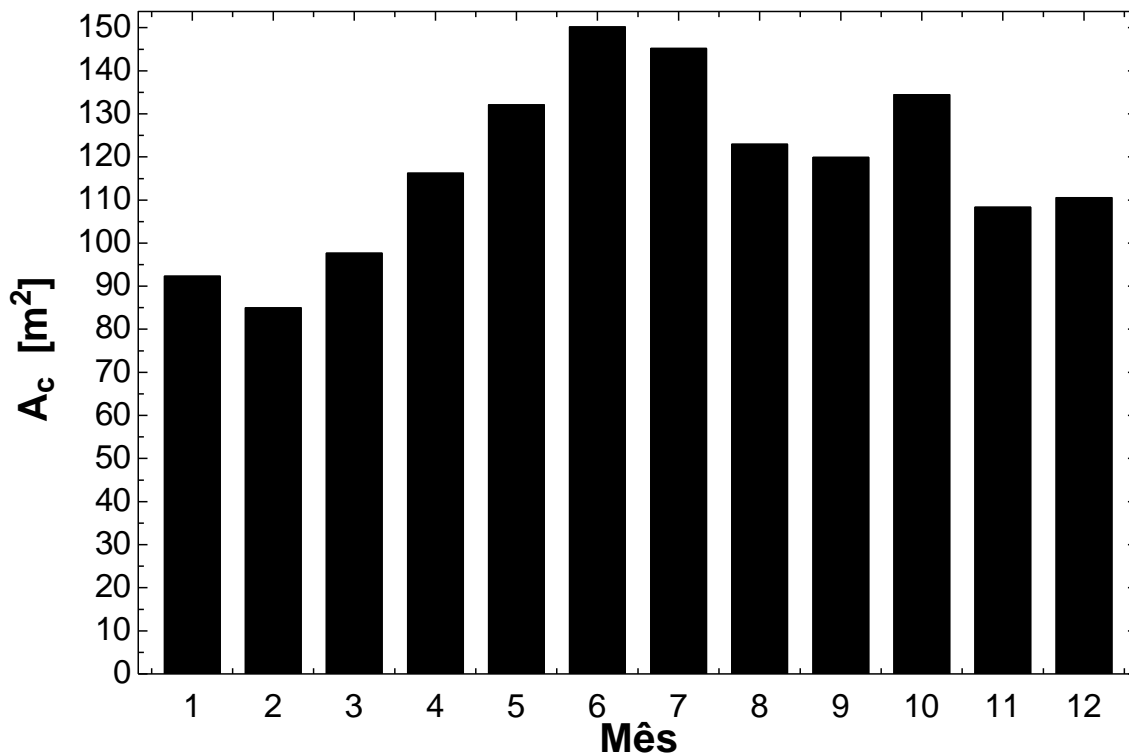


Figura 5.11 – Representação da área de colectores solares parabólico-lineares ( $A_c$ ) necessária para suprir a produção de 1000Kg de gelo, em cada mês do ano.

### Colectores de Tubos de Vácuo

Repetindo esta metodologia para o estudo da utilização dos CTV, constatou-se que, sendo uma tecnologia não seguidora do movimento aparente do Sol, o período de operação útil seria bem menor, cingindo-se a 5 h por dia, das 10 às 14 h (Anexo D). Isto leva a que a produção máxima diária, ao meio dia, seja em média 26,23% da total diária.

Assim, seriam necessários 278 m<sup>2</sup> de CTV para atingir a produção desejada de 1000 kg de gelo no pior mês do ano (Figura 5.13).

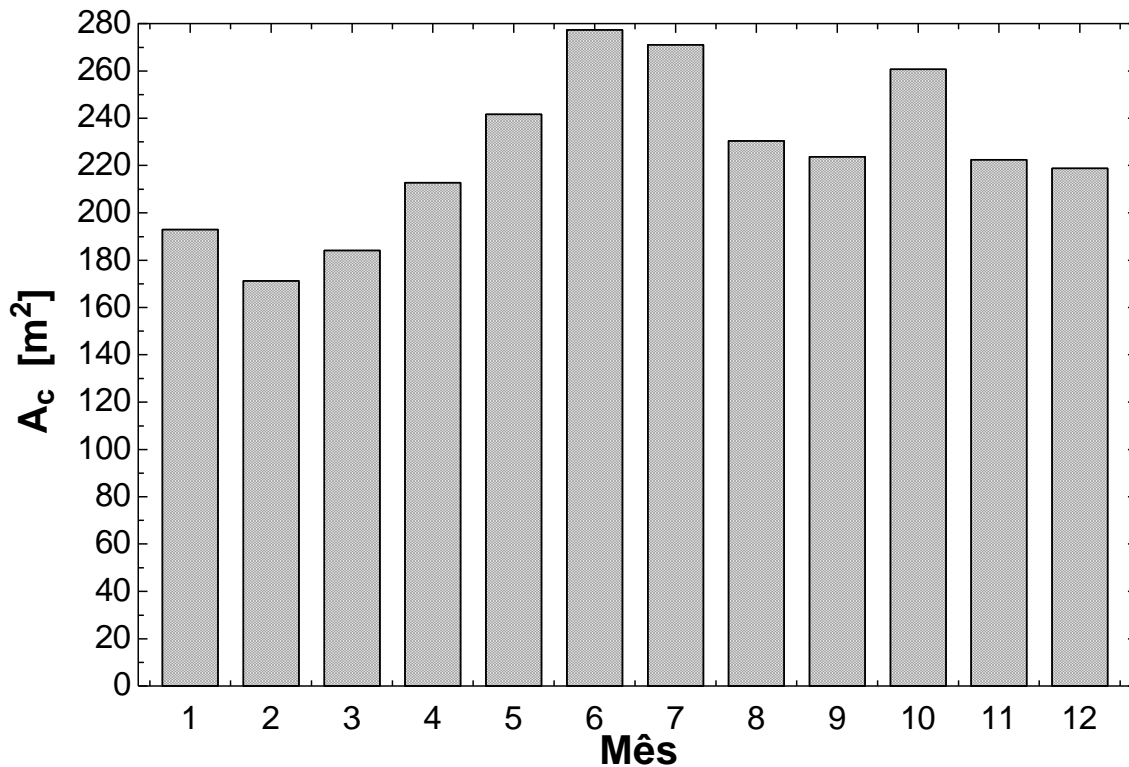


Figura 5.12 – Representação da área de colectores solares de tubos de vácuo ( $A_c$ ) necessária para suprir a produção de 1000Kg de gelo, em cada mês do ano.

### *Escolha do Caudal Mássico de Fluido Térmico nos Colectores*

Seleccionada a área de colectores solares necessário ( $151 \text{ m}^2$  de CPL e  $278 \text{ m}^2$  de CTV), procedeu-se ao ajuste do caudal mássico de fluido térmico que circula no sistema de colectores.

### **Colectores Parabólico-Lineares**

Sendo necessário fixar um valor para o caudal mássico de fluido térmico nos colectores solares que garanta a transferência de calor para o gerador, optou-se pelos  $1,1 \text{ kg/s}$ , correspondendo a uma variação de temperatura entre a entrada e saída do sistema de colectores de cerca de  $7,5^\circ\text{C}$  no mês de condições médias, Abril (Figura 5.14). A escolha foi ainda efectuada de modo a que  $\Delta T_{\text{colector}}$  apresentasse valores entre os  $5$  e os  $10^\circ\text{C}$  ao longo do ano (Fig 5.15).

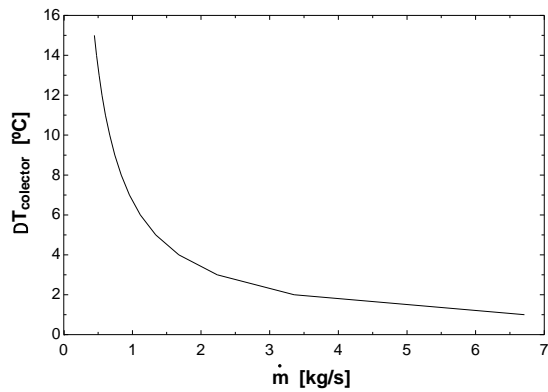


Figura 5.13 – Efeito da variação do caudal do fluido térmico, na amplitude de temperaturas entre a entrada e saída do sistema de CPL.

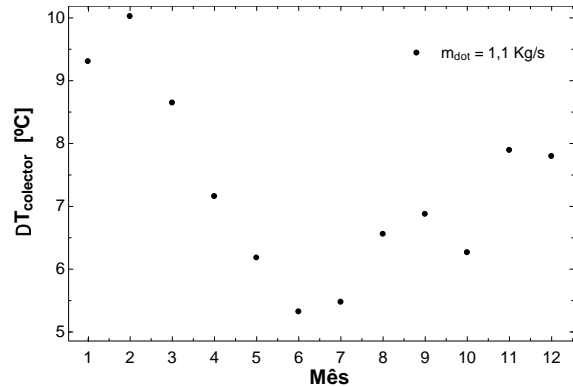


Figura 5.14 – Amplitude térmica entre a entrada e saída do sistema de CPL, para os vários meses de operação, quando o caudal mássico é de 1,1 kg/s.

### Colectores de Tubos de Vácuo

Já para os CTV, e com o mesmo  $\Delta T_{\text{colector}}$  pretendido no mês médio, será necessário fornecer um caudal de 2,2 kg/s, que também se verifica provocar um  $\Delta T_{\text{colector}}$  entre 5 e 10°C ao longo do ano.

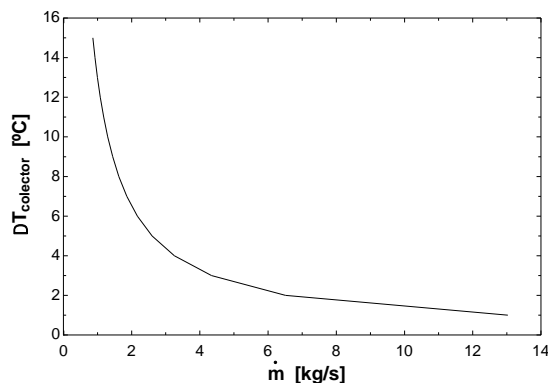


Figura 5.15 – Efeito da variação do caudal do fluido térmico, na amplitude de temperaturas entre a entrada e saída do sistema de CTV.

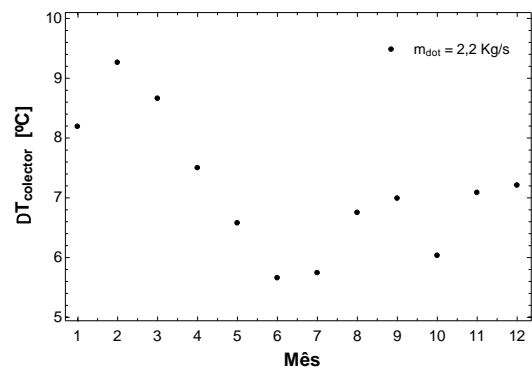


Figura 5.16 – Amplitude térmica entre a entrada e saída do sistema de CTV, para os vários meses de operação, quando o caudal mássico é de 2,2 kg/s.

### 5.2.4. Comparação dos Tipos de Colectores Solares

Mesmo aproveitando a radiação difusa, e tendo portanto muita mais irradiância disponível (Figura 5.18), é necessária uma área de CTV muito superior do que a que seria de CPL, para se atingir o objectivo pretendido de pelo menos 1000kg de gelo diários.

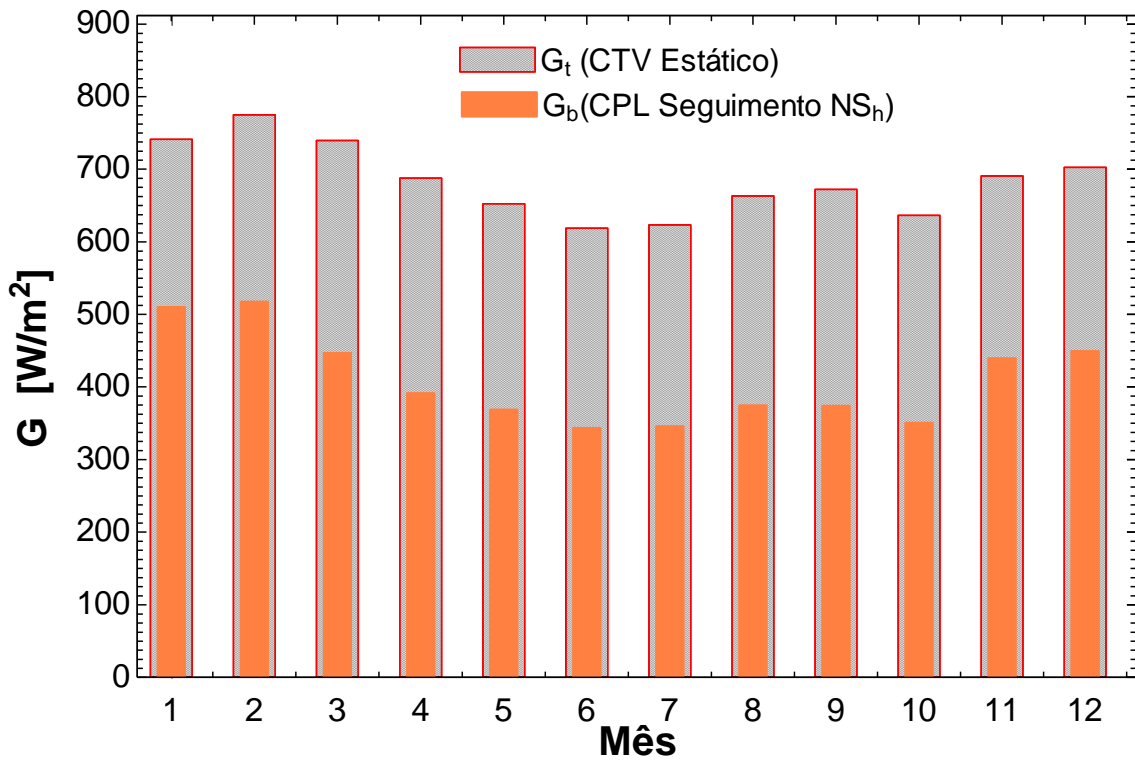


Figura 5.17 – Irradiância ao meio dia do dia médio de cada mês, disponível para dois sistemas de colectores estudados, sendo que o sistema de CPL apenas aproveita a fracção directa da radiação solar enquanto que o de tubos de vácuo faz uso também da componente difusa.

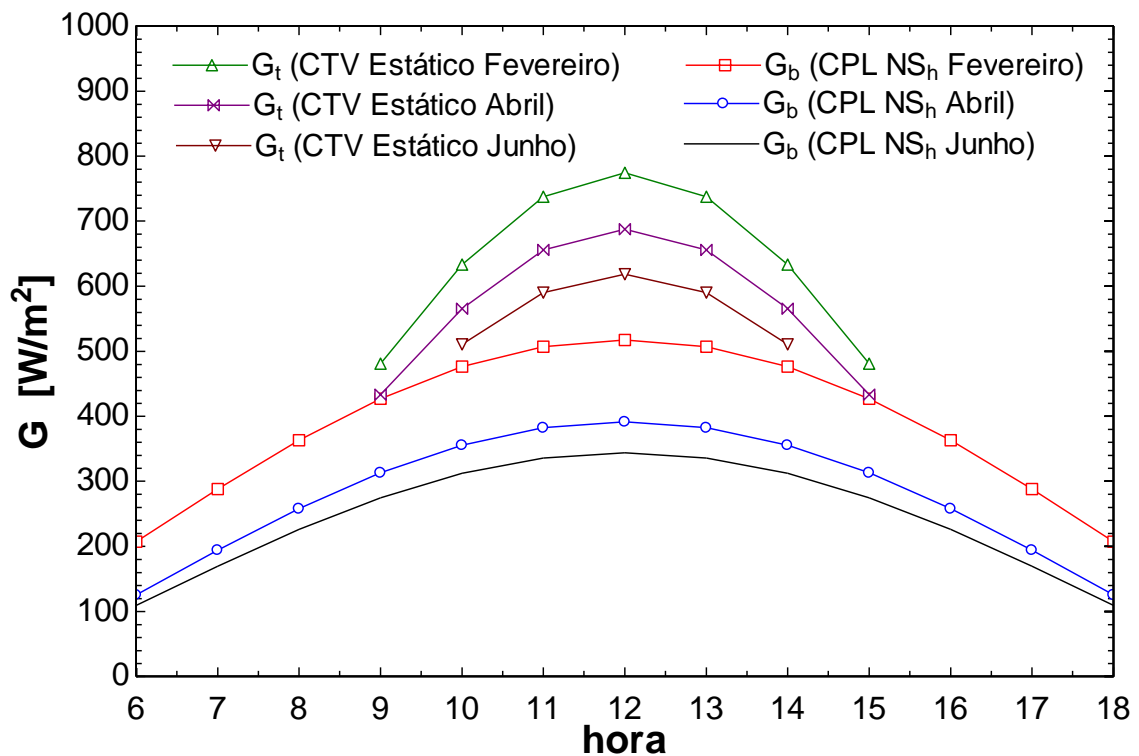


Figura 5.18 – Evolução da irradiância disponível ao longo do dia para os sistemas de colectores solares estudados, no pior, melhor e mês médio.

Para além disso, como o CTV é estático, só arranca a partir das 9/10 h (Figura 5.19), quando o ângulo de incidência da radiação é suficiente para que o colector a aproveite. Assim, para completar o objectivo de produzir 1000 kg de gelo ao fim de apenas 5 horas de funcionamento, não só se necessita duma maior área de colectores, como também o próprio sistema de absorção será consideravelmente mais potente, como pode ser constatado na Tabela 5.5. Isto representaria um aumento do investimento no sistema de absorção para quase o dobro da potência nominal, caso se quisesse manter a produção de gelo pretendida.

Apesar do COP dos dois sistemas ser semelhante, o rendimento dos colectores é muito diferente ( $\eta_{\theta}$ ), pelo que a multiplicação destes dois rendimentos, expressa no  $COP_{solar}$ , manifesta o rendimento global dos sistemas estudados, evidenciando a clara desvantagem do ETC face ao PTC.

**Tabela 5.5 – Quadro resumo dos resultados da simulação do modelo numérico para a produção de 1000kg de gelo no mês de piores condições (Junho), para os dois sistemas de colectores solares térmicos estudados.**

	$G [W/m^2]$	$A_c [m^2]$	$\eta_{\theta}$	COP	$COP_{solar}$	$Q_{ger} [kW]$	$Q_{evap} [kW]$	$m_{gelo} [kg]$
<b>ETC</b>	618,8	278	0,3157	0,527	0,166	54,31	28,61	1002
<b>CPL</b>	342,9	151	0,5168	0,523	0,270	26,84	14,13	1005

Os resultados produzidos pelos modelos de simulação com os dois colectores estudados mostram assim claramente o maior interesse que haverá na utilização dum sistema de CPL.

### 5.3. Resultados do Sistema Integrado para Produção de Gelo

A produção diária, no dia médio de cada mês, para o sistema integrado de absorção a  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  movido pelo calor gerado com um sistema de  $151 \text{ m}^2$  de CPL, com seguimento de eixo  $\text{NS}_h$ , dimensionado para suprir o mínimo de  $1000 \text{ kg}$  diários de gelo no mês com piores resultados, está descrita no gráfico da Figura 5.20. Em termos específicos, produzir-se-iam entre  $6,7$  e  $12,4 \text{ kg/m}^2\text{dia}$ . No total, representariam cerca de  $520 \text{ ton}$  anuais.

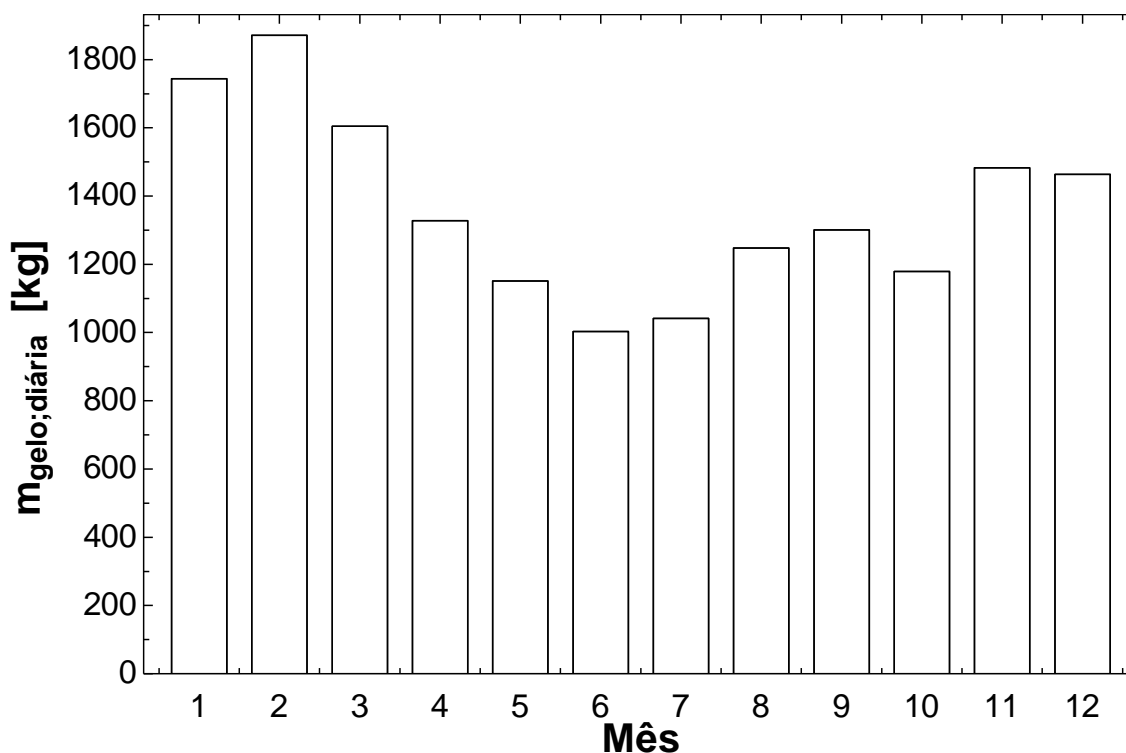


Figura 5.19 – Produção de gelo diária média mensal ao longo do ano, pelo sistema de absorção  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , com calor proveniente de  $151 \text{ m}^2$  de sistema de CPL.

Analogamente, os resultados para o sistema movido com uso a CTV estáticos, e também dimensionado para o mínimo de  $1000 \text{ kg}$  de gelo diários no mês com piores resultados estão expostos na Figura 5.21. Em termos específicos, produzir-se-iam entre  $3,6$  e  $6,2 \text{ kg/m}^2\text{dia}$ , que totalizariam cerca de  $473 \text{ ton}$  anuais.

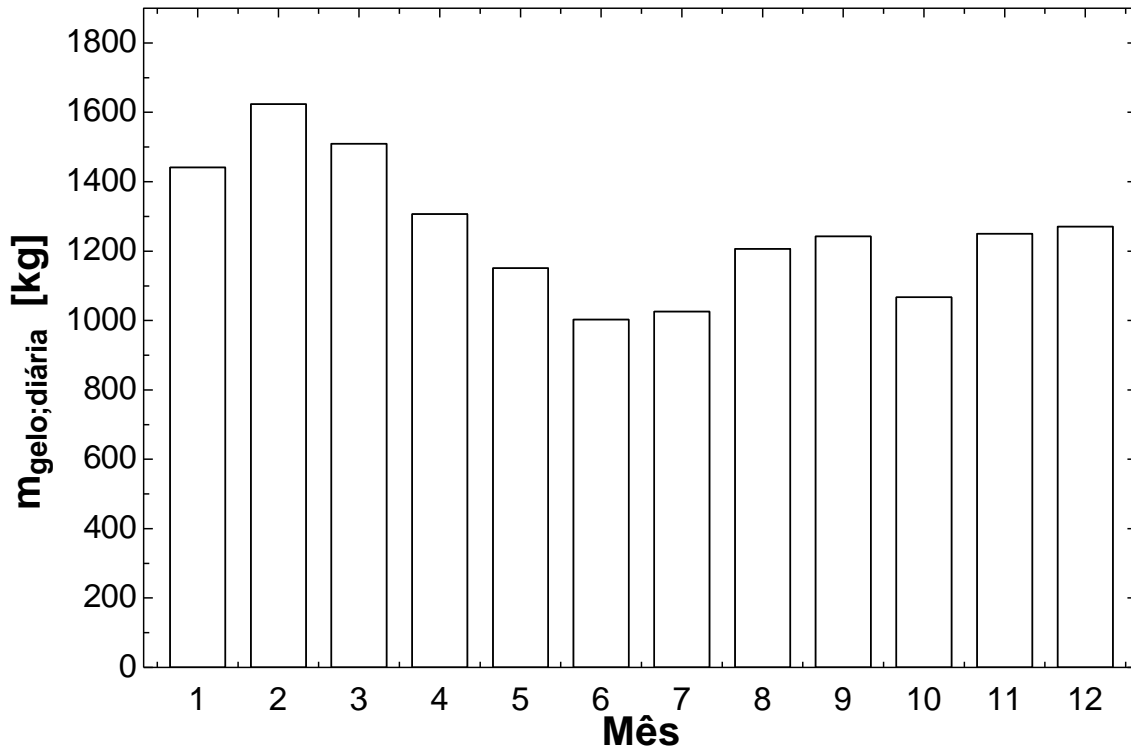


Figura 5.20 – Produção de gelo diária média mensal ao longo do ano, pelo sistema de absorção NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, com calor proveniente de 278m<sup>2</sup> de sistema de CTV.

No entanto, como já foi dito, e se pode observar nos gráficos seguintes (Figuras 5.22 e 5.23), para se garantir esta produção mínima de gelo, o sistema de absorção alimentado com colectores CTV terá que ser de potência muito superior.

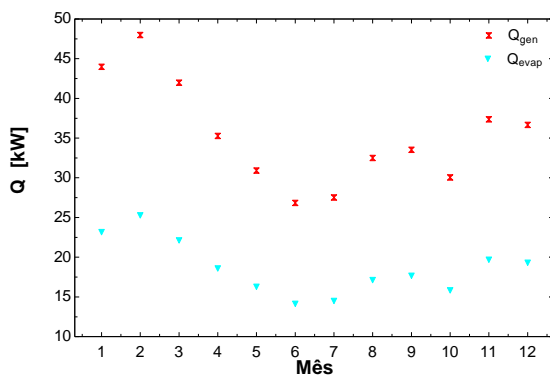


Figura 5.21 – Potência do gerador e do evaporador do sistema de absorção NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, dimensionado para produzir 1000 kg de gelo no mês de piores condições, com calor proveniente dum sistema com 151 m<sup>2</sup> de CPL.

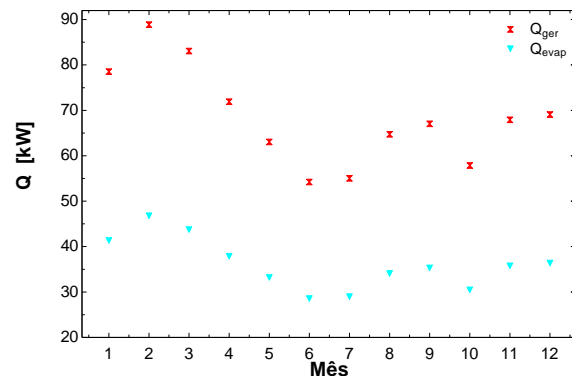


Figura 5.22 – Potência do gerador e do evaporador do sistema de absorção NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, dimensionado para produzir 1000 kg de gelo no mês de piores condições, com calor proveniente dum sistema com 278 m<sup>2</sup> de CTV.

Uma outra forma de comparar estas duas tecnologias de colectores solares será fixando a potência de refrigeração necessária com o sistema prioritariamente

estudado (CPL) e estudando quais os resultados que um sistema de CTV produziriam para uma máquina de absorção dessa potência.

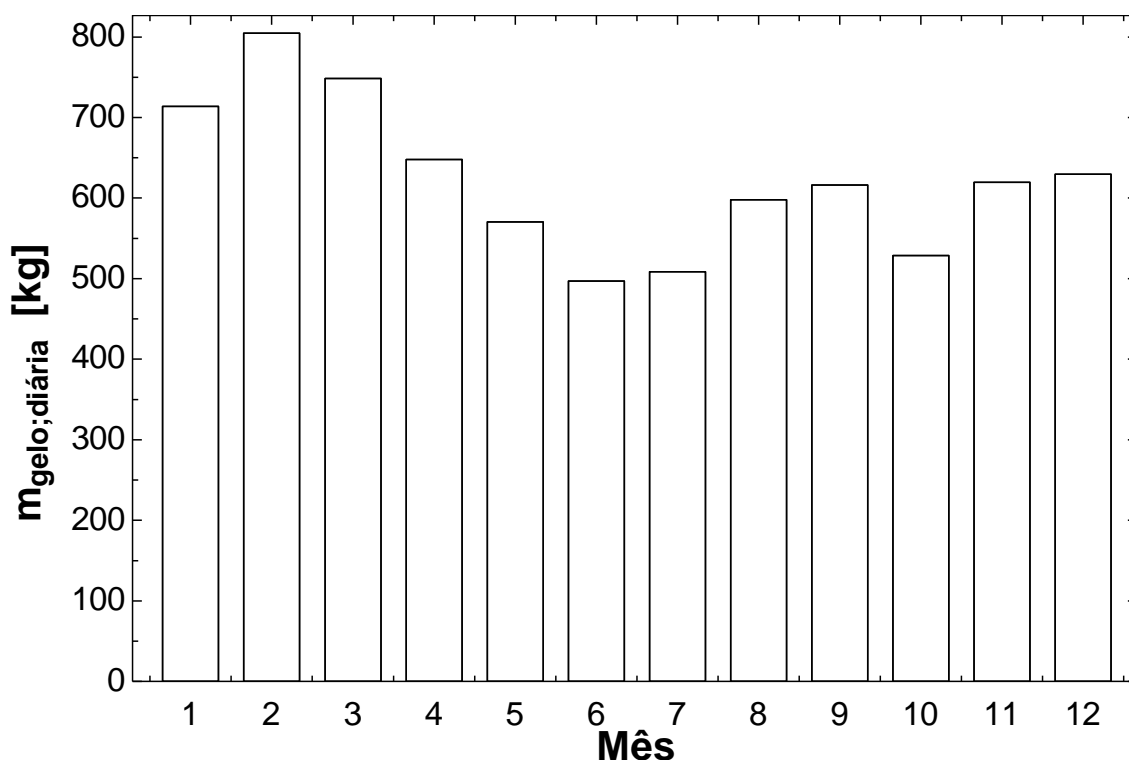


Figura 5.23 – Produção de gelo diária média mensal ao longo do ano, pelo sistema de absorção NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O de 14,13kW de potência de refrigeração, com calor proveniente de 138m<sup>2</sup> de sistema de CTV.

Com efeito, verifica-se que para alimentar uma máquina desse tipo no pior mês bastariam 138 m<sup>2</sup> de CTV, já que tem disponível quase o dobro da radiação que um CLP tem, mas produzir-se-iam apenas 495 kg de gelo diários, ou seja menos de metade da produção pretendida (Tabela 5.6).

Tabela 5.6 – Quadro resumo dos resultados da simulação do modelo numérico para a produção de gelo no mês de piores condições (Junho), por um sistema de absorção NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O de 14,13 kW de potência de refrigeração, alimentado com calor proveniente dos dois sistemas de colectores solares térmicos estudados.

	G [W/m <sup>2</sup> ]	A <sub>c</sub> [m <sup>2</sup> ]	η <sub>0</sub>	COP	COP <sub>solar</sub>	Q <sub>ger</sub> [kW]	Q <sub>evap</sub> [kW]	m <sub>gelo</sub> [kg]
<b>CTV</b>	618,8	138	0,3154	0,527	0,166	26,83	14,13	495
<b>CPL</b>	342,9	151	0,5168	0,523	0,270	26,84	14,13	1005

A produção diária de gelo, no dia médio do pior mês do ano segue a evolução contínua mostrada na Figura 5.24. Esta produção, ao longo do dia vai resultando, em massa de gelo acumulada, como ilustrado na Figura 5.25.

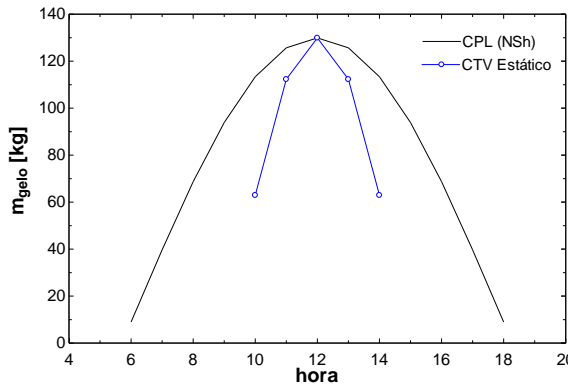


Figura 5.24 – Produção diária contínua de gelo ao longo do dia médio do mês de piores condições, usando um sistema de absorção de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O de 14,13 kW de potência de refrigeração, operado com CPL com seguimento NSh e alternativamente com CTV estático.

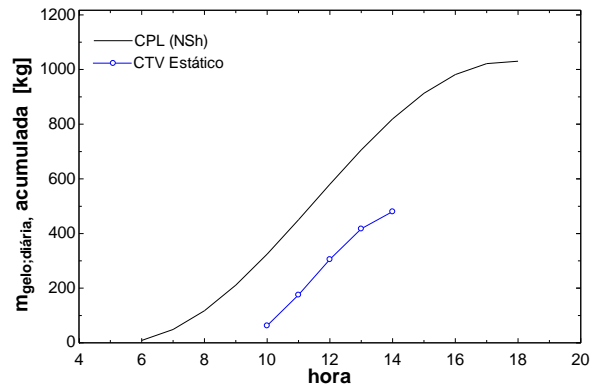


Figura 5.25 – Produção diária acumulada de gelo ao longo do dia médio do mês de piores condições, usando um sistema de absorção de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O de 14,13 kW de potência de refrigeração, operado com CPL com seguimento NSh e alternativamente com CTV estático.



## Capítulo 6 - Conclusão

---

Neste capítulo final apresentam-se as principais conclusões desta dissertação e algumas sugestões para trabalhos de investigação futuros.

O objectivo principal deste trabalho foi o de, através da criação dum modelo de simulação computacional, estudar a viabilidade da produção de gelo na Ilha do Príncipe, por meio duma máquina de absorção de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  de efeito simples operada com calor de proveniência solar.

A análise dos resultados apresentados permite chegar às seguintes conclusões:

1. A utilização dum sistema de refrigeração por absorção a  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , movido a energia solar aparenta ser uma opção viável do ponto de vista técnico e interessante para a conservação de peixe numa região remota como a Ilha do Príncipe, podendo ajudar a resolver os problemas relacionados com as perdas de pescado.
2. É possível atingir um mínimo de produção de 1000 kg de gelo diários com um sistema de absorção a  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  de 14,13 kW de potência de refrigeração, movido com 26,84 kW de calor de proveniência solar, fornecidos por 151 m<sup>2</sup> de Colectores Parabólico-Lineares, com seguimento de eixo horizontal Norte-Sul.
3. Apesar de ser grande a fracção da irradiação solar difusa na Ilha do Príncipe, um sistema de Colectores concentradores Parabólico-Lineares, que não a aproveita, mostrou-se ser consideravelmente mais vantajoso que um sistema de Colectores não-concentradores de Tubos de Vácuo, tanto em termos de área de colector solar (278 m<sup>2</sup>), como de potência do sistema de absorção, pois seria necessário o dobro.
4. A utilização de melhoramentos ao ciclo de absorção é teoricamente vantajosa, para as condições presentemente estudadas, permitindo no seu conjunto, uma redução de 57% da potência do gerador, 49% da potência do absorvedor, 12,2%

da potência do condensador e 12,2% da potência do rectificador, o que resulta num aumento de 132% do COP do sistema.

5. O tipo de seguimento solar mais interessante para uma aplicação deste género será o de eixo horizontal Norte-Sul, já que o seguimento polar Norte-Sul não se justificaria, pois apresenta resultados semelhantes e um investimento maior.

### *Trabalhos futuros*

No desenrolar dos trabalhos desta dissertação várias outras vias de investigação surgiram, algumas das quais poderão ser temas interessantes para trabalhos futuros.

Quanto ao modelo da máquina de absorção sugere-se:

- O estudo exergo-económico dos vários componentes e melhoramentos;
- A integração no modelo do estudo dos permutadores de calor;
- O dimensionamento da máquina e dos seus componentes;
- O estudo do sistema de produção de gelo efectivamente a utilizar, analisando a possibilidade de utilizar temperaturas de evaporação superiores.
- A criação dum protótipo para a validação do modelo.

Quanto ao modelo do sistema de colectores solares:

- Recolha de dados de radiação *in situ*.
- Avaliação da utilização de mais sistemas de colectores solares térmicos, explorando tecnologias recentes como a do reflector parabólico de foco fixo de Scheffler e outras.
- Estudo da utilização de sistemas de acumulação de energia para a redução da área do sistema solar e também da potência e/ou tempo de operação do sistema de absorção.

Quanto ao caso estudado das necessidades na Ilha do Príncipe:

- Caracterização mais detalhada das necessidades de gelo da Ilha, nomeadamente as quantidades necessárias e as possibilidades de distribuição. Para tal será aconselhado um levantamento *in loco* de dados relativos à pesca, à estrutura socio-económica, aos potenciais benefícios económicos e nichos de mercado que a utilização de gelo poderá trazer.
- Estudo da viabilidade económica face a outras alternativas para o mesmo fim e ao potencial interesse da aplicação real desta solução, por parte das autoridades de São Tomé e Príncipe.



# Referências Bibliográficas

---

Abdulateef, J. M.; Sopian, K.; Alghoul, M. A.; Sulaiman, M. Y.; Zaharim, A. e Ahmad, I. (2007) Solar Absorption Refrigeration System Using New Working Fluid Pairs. *International Journal of Energy*, 3(1)

Aguiar, I. (2002) São Tomé e Príncipe plantas e povos : origens e consequências. *Actas do VI Congresso Luso-Afro-Brasileiro de Ciências Sociais (2000). As Ciências Sociais nos Espaços de Língua Portuguesa – Balanços e Desafios, Vol.2.* Faculdade de Letras da Universidade do Porto. Porto

Albuquerque, C.; Cesarini, D. (2009a) *Plano de Gestão do Parque Natural do Príncipe 2009/2010.* ECOFAC IV, São Tomé.

Albuquerque, C.; Cesarini, D. (2009b) *Plano de Manejo do Parque Natural do Príncipe 2009/2014.* ECOFAC IV, São Tomé.

Alefeld, G.; Radermacher, R. (1994) *Heat Conversion Systems.* CRC Press.

Anyanwu, E. E. (2004) Review of solid adsorption solar refrigeration II: *Energy Conversion and Management*, 45(7-8): 1279–1295.

Aristov, Y. I.; Vasiliev, L. L. e Nakoryakov, V. E. (2008) Chemical and sorption heat engines: State of the art and development prospects in the Russian Federation and the Republic of Belarus. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 81(1), 17–47.

ASHRAE (2009) *Handbook – Fundamentals (SI Edition).* American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, EUA.

ASHRAE (2010) *Handbook – Refrigeration (SI Edition).* American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, EUA.

- Bandeira, J.A. (2002) *Relatório Nacional para Elaboração da Estratégia Nacional da Conservação da Biodiversidade em S. Tomé e Príncipe*; República Democrática de São Tomé e Príncipe.
- Chaves, F. D. (2009). *Estudo Experimental e Desenvolvimento de um Modelo de Simulação de um Refrigerador por Absorção de Pressão Única*. Tese de Doutorado apresentada ao programa de pós-graduação do curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Belo Horizonte.
- Collares-Pereira, M. e Rabl. (1979) The average distribution of solar radiation-correlation between diffuse and hemispherical and daily and hourly insolation values. *Sol. Energy*, 22(2): 155–164.
- Cooper, P.I. (1969) The Absorption of Solar Radiation in Solar Stills. *Solar Energy*, 12 (3).
- Correio da Semana (2008/04/29) Chevron Texaco financia construção de peixaria e fábrica de gelo em escamas. Consultado em 27 de Agosto de 2010, em *Correio da Semana*.
- Critoph, R. e Thompson, K. (2000). Solar Energy for Cooling and Refrigeration. *Engineering Department, University of Warwick, Coventry CV4 7AL, UK* Retrieved from: <http://www2.warwick.ac.uk/fac/sci/eng/staff/dbm/es368/solarcool.pdf>
- Crepinsek, Z.; Goricanec, D. e Krope, J. (2009) Comparison of the performances of absorption refrigeration cycles. *World Scientific and Engineering Academy and Society - WSEAS Transactions on Communications*, 4(3), 65–76.
- Decreto nº5/2002 de 26 de Julho: Regulamenta o Funcionamento dos Serviços de Inspeção Sanitária. *Diário da República de São Tomé e Príncipe* número 4.

- Darwish, N. A.; Al-Hashimi, S. H. e Al-Mansoori, A. S. (2008) Performance analysis and evaluation of a commercial absorption–refrigeration water–ammonia (ARWA) system. *International Journal of Refrigeration*, 31(7): 1214–1223.
- Duffie, J. e Beckman, W. (1980) *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, Inc.
- EE ITT (2008) *Refrigeration And Air Conditioning*. Department of Electric Engineering – Indian Institute of Technology. Kharagpur, Índia
- Escobedo, J. (1987) *Refrigeração com uso de Energia Solar*. Tese apresentada ao Instituto de Física e Química de São Carlos, para obtenção do título de Doutor em Ciências (Física Aplicada). Universidade de São Paulo.
- Essentia (2012) *Plano e Agenda de Desenvolvimento Sustentável da Ilha do Príncipe*. Essentia. Lisboa.
- FAO (2008) *Resumen Informativo Sobre la Pesca por Países - São Tomé y Príncipe*. Food and Agriculture Organization of the United Nations.
- Fan, Y.; Luo, L.; Souyri, B. (2007). Review os solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11 pp. 1758-1775.
- Fernández-García, A.; Zarza, E.; Valenzuela, L. e Pérez, M. (2010) Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(7): 1695–1721.
- Ghaddar, N.K.; Shihab, M.; Bdeir, F. (1997) Modelling and simulation of solar absorption system desempenho in Beirut. *Renewable Energy*;10(4): 539–58.
- Hammad, M.; Habali, S. (2000) Design and performance study of a solar energy powered vaccine cabinet. *Appl. Therm. Eng.*, 20:1785–98.

- Hassan, H. Z. e Mohamad, A. A. (2012) A review on solar cold production through absorption technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(7): 5331–5348.
- Henning, H.M. (2009) *Task 38 Industry Newsletter: Solar Air-Conditioning and Refrigeration*. International Energy Agency - Solar Heating and Cooling Programme (SHC).
- Herold, K.; Radermacher, R.; Klein, S. (1996). *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press.
- Horemans, B.; J. Galléne; J.-C. Njock, (1994) Revista Sectorial da Pesca Artesanal a São Tomé e Príncipe. *Programa de Desenvolvimento Integrado das Pescas Artesanais na Africa Ocidental (DIPA)*, FAO – Food and Agriculture Organization of the United Nations, Cotonou
- Hottel, H.C. e Woertz, B.B. (1942) Performance of Flat-Plate Solar Heat Collectors. *Trans. ASME*, 64 (91).
- Hundy, G.; Trott, A.; Welch, T. (2008) *Refrigeration and Air-Conditioning* (4th Edition ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann – Elsevier
- Ibrain, M.; Klein, A (1993) *Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures*. ASHRAE Transactions, Part 1, 1495-1502
- IIR (1994) *Thermodynamic and physical properties NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O*. International Institute of Refrigeration. Paris
- INESTP (2006) *São Tomé e Príncipe em Números*. Instituto Nacional de Estatística, INE – Departamento de Coordenação, Difusão e Metodologia Estatística. São Tomé
- IPCS (1990) *Ammonia Health and Safety Guide*, Publ. World Health Org. Programme on Chemical Safety. Geneva

- Kamphorst, B.; Teixeira, M. (1995) *Características socio-económicas da pesca em São Tomé e Príncipe*. Programa para o Desenvolvimento Integrado das Pescas Artisanais na Africa Ocidental. Cotonou, Projecto DIPA, 32p. DIPA/WP168
- Kalogirou, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30: pp 231-295.
- Kim, D. e Infante Ferreira, C. (2008). Solar refrigeration options - a state-of-the-art review. *International Journal of refrigeration*, 31: pp. 3-15.
- Crepinsek, Z.; Goricanec, D. e Krope, J. (2009). Comparison of the performances of absorption refrigeration cycles. *World Scientific and Engineering Academy and Society - WSEAS Transactions on Communications*, 4(3): 65–76.
- Lazzarin, R. M.; Gasparella, A. e Longo, G. A. (1996) Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances. *International Journal of Refrigeration*, 19(4): 239–246.
- Lopes, P. (2012/06/23). O IV Recenseamento Geral da População e da Habitação apura no Príncipe 7. 542 pessoas. Consultado em 14 de Julho de 2012, em *Nutixa Yé*: <http://nutixaye.wordpress.com/2012/06/23/o-iv-recenseamento-geral-da-populacao-e-da-habitacao-apura-no-principe-7-542-pessoas/>.
- Macriss, R. A.; Gutraj, J. M.; Zawacki, T. S. (1988). *Absorption Fluids Data Survey: Final Report on Worldwide Data*. Institute of Gas Technology - U.S. Department of Energy, Chicago.
- MARAPA (2012) ONG MAR Ambiente e Pesca Artesanal. Consultado em 20 de Março de 2012 em: <http://www.marapa.org/pages/pt/pesca/>
- Marques, A. (2005) Análise Termoeconômica de um Sistema de Refrigeração Automotivo por Absorção. Dissertação apresentada ao curso de Pós-Graduação em engenharia mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para a obtenção do grau de mestre. João Pessoa.

- Mateus, T. C. (2007). *Estudo de Sistemas Solares de Arrefecimento Usando Bombas de Calor de Absorção*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Miller, R., & Miller, M. R. (2006). *Air Conditioning and Refrigeration*. McGraw-Hill.
- Mortal, A. (2005) *Optimização da Rectificação num Micro Sistema Frigorífico de Absorção a Água-Amoníaco*. Dissertação apresentada para obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica, Universidade Técnica de Lisboa.
- Otanicar, T.; Taylor, R. A. e Phelan, P. E. (2012) Prospects for solar cooling – An economic and environmental assessment. *Solar Energy*, 86(5): 1287–1299.
- Pereira, M. (2006) *Análise Exergética Experimental de Uma Unidade de Refrigeração por Absorção de 5TR Movida a GLP e/ou Gases de Exaustão*. Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, para a obtenção do Grau de Mestre, Universidade Federal do Paraná, Sector de Tecnologia, Curitiba.
- Pikitch, E. K. e Doukakis, P. (2005) *Recomendações para a Reforma das Pescas de São Tomé e Príncipe*. Pew Institute for Ocean Science. Comissionado por The Earth Institute da Universidade de Columbia.
- PNADD (1998) *Plano Nacional do Ambiente para o Desenvolvimento Durável*. Programa Capacidade 21. São Tomé.
- PRADD-Príncipe (1998) *Plano Regional do Ambiente para o Desenvolvimento Durável - Região Autónoma do Príncipe*. Capacidade 21. São Tomé.
- Ragheb, M. (2011) Solar Thermal Power and Energy Storage. Consultado em 19 de Julho de 2012, em *Global Solar Thermal Energy Council*: <http://www.solarthermalworld.org/content/solar-thermal-power-and-energy-storage-historical-perspective-2011>

- Reif-Acherman, S. (2012) The early ice making systems in the nineteenth century. *International Journal of Refrigeration*, 35(5): 1224–1252.
- Said, S. A. M.; El-Shaarawi, M. A. I. e Siddiqui, M. U. (2012) Alternative designs for a 24-h operating solar-powered absorption refrigeration technology. *International Journal of Refrigeration*, 35(7), 1967–1977.
- Seara, J. (1999). *Diseño, Simulación, Construcción y Evaluación de un Protótipo de Sistema de Refrigeración por Absorción con NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O para la Producción de Frio en Barcos de Pesca, Accionado Energía Residual Recuperada de los Motores*. Tesis Doctoral para la Obtención del Grado de Doctor Ingeniero Industrial, Universidad de Vigo, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Minas, Vigo.
- Shachtman, T. (2000) *Absolute Zero and the Conquest of Cold*. New York: Mariner Books.
- Shawyer, M.; Pizali, A. (2003) *The Use of Ice on Small Fishing Vessels*. FAO – Food and Agriculture Organization of the United Nations, Rome.
- Silva, J. C. (2009) *Análise Termodinâmica e de Transferência de Calor para Dimensionamento de um Sistema de Refrigeração por Absorção para Aplicações em Baixas Temperaturas Usando Gás Natural*. Dissertação apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFP, para obtenção do grau de Mestre, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.
- Srikhirin, P., Aphornratana, S., & Chungpaibulpatana, S. (2001) A Review of Absorption Refrigeration Technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5: 343–372.
- SSE (2010) Surface meteorology and Solar Energy – A renewable energy resource web site (release 6.0). Prediction of Worldwide Energy Resource Project (POWER), Atmospheric Science Data Center – NASA. Consultado em 26 de Março de 2010 em: <http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>, com as coordenadas Latitude 1,633; Longitude 7,417 (Santo António - Príncipe).

- Stoecker, W., & Jones, J. (1985) *Refrigeration and Air Conditioning* (2nd Edition ed.). McGraw-Hill.
- Sumathy, K., K.H. Yeung, e L. Yong. (2003) Technology development in the solar adsorption. *Progress in Energy and Combustion Science*, 29: 301–327.
- Tassou, S. A.; Lewis, J. S.; Ge, Y. T.; Hadawey, A. e Chaer, I. (2010) A review of emerging technologies for food refrigeration applications. *Applied Thermal Engineering*, 30(4): 263–276.
- Thévenot, R. (1979) *A History of Refrigeration Throughout the World*. Paris: International Institute of Refrigeration.
- Vaz, H. e Oliveira, F. (2007) *Relatório Nacional do Estado Geral da Biodiversidade de S.Tomé e Príncipe*. Direcção Geral do Ambiente, Ministério dos Recursos Naturais e Meio Ambiente. República Democrática de São Tomé e Príncipe
- Veiga, A. (2012/06/23) São Tomé e Príncipe tem 187.356 habitantes. Consultado em 14 de Julho de 2012, em *Téla Nón*:  
<http://www.telanon.info/sociedade/2012/06/29/10732/sao-tome-e-principe-tem-187-356-habitantes/>
- Wang, L. W.; Wang, R. Z. e Oliveira, R. G. (2009) A review on adsorption working pairs for refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(3): 518–534.
- Wang, R. Z. e Oliveira, R. (2005) Adsorption refrigeration—an efficient way to make good use of waste heat and solar energy. *Progress in Energy and Combustion Science*. 22-24 de Junho, Denver, EUA.
- Wang, S. K. (2001) *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration* (2nd Edition ed.). McGraw-Hill.
- Wang, S. G. e Wang, R. Z. (2005) Recent developments of refrigeration technology in fishing vessels. *Renewable Energy*, 30 (4): 589–600.

# Anexos

## Anexo A – Programa de Simulação

#####

Esta rotina calcula a performance dum sistema de absorção de efeito simples.

É possível avaliar o impacto das seguintes melhorias ao ciclo básico:

1) Permutador de Calor de Solução

activar: Eff\_shx > 0  
desactivar: Eff\_shx = 0

2) Pré-Arrefecimento do Condensado

activar: Eff\_sc > 0  
desactivar: Eff\_sc = 0

3) Pré-Aquecimento da Solução Rica por Recirculação no Absorvedor

activar: T[15] = T6s  
{T[15] = T[2]}  
desactivar: {T[15] = T6s}  
T[15] = T[2]

4) Pré-Aquecimento da Solução Rica por Recirculação no Rectificador

activar: Qrect=m[15]\*(h[16]-h[15])  
{T[16] = T[15]}  
desactivar: {Qrect=m[15]\*(h[16]-h[15])}  
T[16] = T[15]

#####

### "PROCEDIMENTOS PARA DETERMINAR AS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA MISTURA NH3-H2O"

PROCEDURE tpq(T\_C;P;Q;x;h;v;s)

"Dando T (temperatura em °C), P (pressão em KPa) e Q (fracção de vapor), devolve x, h, v e s em unidades SI"

T\_K = T\_C + 273,15

P\_bar = P \* ,01

CALL NH3H2O(128;T\_K;P\_bar;Q:T\_K;P\_bar;x;h;s;u;v;Q)

END

PROCEDURE tpx(T\_C;P;x;Q;h;v;s)

"Dando T (temperatura em °C), P (pressão em KPa) e x (fracção mássica de NH3), devolve Q, h, v e s em unidades SI"

```
T_K = T_C + 273,15
P_bar = P * ,01
CALL NH3H2O(123;T_K;P_bar;x:T_K;P_bar;x;h;s;u;v;Q)
```

END

```
PROCEDURE pxq(P;x;Q:T_C;h;v;s)
"Dando P (pressão em KPa), x (fracção mássica de NH3) e Q (fracção de vapor), devolve T, h, v e s em unidades SI"
```

```
P_bar = P * ,01
CALL NH3H2O(238;P_bar;x;Q:T_K;P_bar;x;h;s;u;v;Q)
T_C = T_K - 273,15
```

END

```
PROCEDURE phx(P;h;x:T_C;Q;v;s)
"Dando P (pressão em KPa), h (entalpia em J/g) e x (fracção mássica de NH3), devolve T, Q, v e s em unidades SI"
```

```
P_bar = P * ,01
CALL NH3H2O(234;P_bar;x;h:T_K;P_bar;x;h;s;u;v;Q)
T_C = T_K - 273,15
```

END

```
PROCEDURE txq(T_C;x;Q:P;h;v;s)
"Dando T (temperatura em °C), Q (fracção de vapor) e x (fracção mássica de NH3), devolve P, h, v e s em unidades SI"
```

```
T_K = T_C + 273,15
CALL NH3H2O(138;T_K;x;Q:T_K;P_bar;x;h;s;u;v;Q)
P = P_bar * 100
```

END

```
PROCEDURE pxs(P;x;s:T_C;h;v;Q)
"Dando P (pressão em KPa), x (fracção mássica de NH3) e s (entropia), devolve T, h, v e Q em unidades SI"
```

```
P_bar = P * ,01
CALL NH3H2O(235;P_bar;x;s:T_K;P_bar;x;h;s;u;v;Q)
T_C = T_K - 273,15
```

END

### !"PROCEDIMENTO PARA CALCULAR O CALOR TROCADO NOS PERMUTADORES DE CALOR"

```
PROCEDURE pc (Eff_pc;m_esq;m_dir;h_a;h_b;h_c;h_d:h_cc;h_dd;Q_pc)
"Dadas a eficiência do permutador, os caudais mássicos das duas correntes, as entalpias das correntes de entrada e as entalpias de saturação das correntes de saída, devolve as entalpias das correntes de saída e o calor trocado no permutador"
```

```
Q_esq = m_esq * (h_d - h_a) "Quantidade de Calor no lado esquerdo, solução rica"
```

$Q_{dir} = m_{dir} * (h_b - h_c)$  "Quantidade de Calor no lado direito, solução pobre"

$Q_{min} = \min(Q_{esq}; Q_{dir})$

$Q_{pc} = Eff_{pc} * Q_{min}$  "Cálculo do Calor trocado no P.C."

$h_{cc} = h_b - Eff_{pc} * Q_{min} / m_{dir}$   
 $h_{dd} = h_a + Eff_{pc} * Q_{min} / m_{esq}$

"Cálculo das Entalpias de Saída"

END

## "!DADOS DE ENTRADA - INPUTS"

### "EFICIÊNCIAS"

$\eta_{bomba} = 0,6$   
 $Eff_{shx} = 0,8$   
 $Eff_{sc} = 0,8$

"Eficiência Isentrópica da Bomba"

"Eficiência do P.C. Sol."

"Eficiência do Pre-Arrefecedor do Condesado"

### "TEMPERATURAS"

$T[1] = 40$   
 $T[4] = 161$   
 $T[10] = 40$   
 $T[13] = -23$

"T\_abs" "Líquido saturado"

"T\_ger"

"T\_cond" "Líquido saturado define a Palta"

"T\_evap"

$t_{glide} = T[13] - T[12]$

### "FRACÇÕES MÁSSICAS"

$x[9] = 0,99963406$

### "CAUDAIS MÁSSICOS"

$\{m[1] = 1\}$

### "FRACÇÕES DE VAPOR"

$Q[1] = 0$   
 $Q[4] = 0$   
 $Q[7] = 1$   
 $Q[9] = 1$   
 $Q[10] = 0$   
 $Q[13] = 0,975$

"Qu\_abs\_out"

"Qu\_gen\_out"

"Qu\_gen\_out"

"Qu\_rect\_out"

"Qu\_cond\_out"

"Qu\_evap\_out"

## "!EQUAÇÕES DOMINANTES"

### "BOMBA DE SOLUÇÃO"

$Wp = m[1] * (h[2] - h[1])$

"B.E."

$$h[2] = h[1] + W\_dot\_p \quad \text{"Contributo entálpico da bomba de solução"}$$

$$W\_dot\_p = v[1] * (p[2] - p[1]) / \eta_{bomba}$$

### "RECIRCULAÇÃO NO ABSORVEDOR"

CALL pxq(P[6];x[6];0:T6s;h6s;v6s;s6s)  
T[15]=T6s

"Activa o efeito da Recirculação através do Absorvedor - Assume-se que a solução rica é aquecida até à T\_sat de entrada da solução pobre em 6"

$$\{T[15] = T[2]\}$$

"Desactiva o efeito da Recirculação através do Absorvedor"

$$Q\_ra = m[2] * (h[15] - h[2])$$

### "RECIRCULAÇÃO NO RECTIFICADOR"

$$\{T[16] = T[15] \}$$

"Desactiva o efeito da Recirculação através do Rectificador"

$$Q\_rect = m[15] * (h[16] - h[15])$$

"Activa o efeito da Recirculação através do Rectificador - Q\_rect é adicionado à sol. rica antes de entrar no P.C. de Solução"

### "PERMUTADOR DE CALOR DE SOLUÇÃO"

CALL tpx(T[16];P[5];x[5]:Q5e;h5e;v5e;s5e)  
CALL tpx(T[4];P[3];x[3]:Q3e;h3e;v3e;s3e)  
CALL pc(Eff\_shx;m[16];m[4];h[16];h[4];h5e;h3e;h[5];h[3];Q\_shx)

### "DISPOSITIVO DE EXPANSÃO I"

$$h[5] = h[6] \quad \text{"Assume-se isentálpica"}$$

### "ABSORVEDOR"

$$m[14] + m[6] = m[1] \quad \text{"B.M. global"}$$

$$m[14] * x[14] + m[6] * x[6] = m[1] * x[1] \quad \text{"B.M. NH3"}$$

$$\{m[14] * h[14] + m[6] * h[6] = m[1] * h[1] + Q\_abs\} \quad \text{"B.E."}$$

$$m[14] * h[14] + m[6] * h[6] + m[2] * h[2] = m[1] * h[1] + m[15] * h[15] + Q\_abs \quad \text{"B.E."}$$

### "GERADOR"

$$Acum\_m = m[8] + m[3] - (m[7] + m[4])$$

"B.M. global (Acum\_m é um verificador e tem que ser 0)"

$$Acum\_a = m[8] * x[8] + m[3] * x[3] - (m[7] * x[7] + m[4] * x[4])$$

"B.M. NH3 Acum\_m é um verificador e tem que ser 0"

$$m[3] * h[3] + m[8] * h[8] + Q\_gen = m[7] * h[7] + m[4] * h[4] \quad \text{"B.E."}$$

CALL pxq(P[3];x[3];0:T3f;h3f;v3f;s3f)  
T[7] = T3f \quad \text{"Vap\_sat[7] sai à T\_liq\_sat[3]"}

### "RECTIFICADOR"

$$\begin{aligned}m[7] &= m[9] + m[8] && \text{"B.M. global"} \\m[7] * x[7] &= m[9] * x[9] + m[8] * x[8] && \text{"B.M. NH3"} \\m[7] * h[7] &= m[9] * h[9] + m[8] * h[8] + Q_{\text{rect}} && \text{"B.E."} \\h[8] &= h_{3f} \\x[8] &= x[3]\end{aligned}$$

### "CONDENSADOR"

$$Q_{\text{cond}} = m[9] * (h[9] - h[10]) \quad \text{"B.E."}$$

### "PERMUTADOR DE CALOR C-E (PRÉ-ARREFECEDOR DO CONDENSADO)"

CALL tpx(t[10];P[14];x[14]:Q14e;h14e;v14e;s14e)  
CALL tpx(t[13];P[11];x[11]:Q11e;h11e;v11e;s11e)  
CALL pc(Eff\_sc;m[13];m[10];h[13];h[10];h11e;h14e:h[11];h[14];Q\_CE)

### "DISPOSITIVO DE EXPANSÃO II"

$$h[11] = h[12] \quad \text{"Assume-se isentálpica"}$$

### "EVAPORADOR"

$$Q_{\text{evap}} = m[13] * (h[13] - h[12]) \quad \text{"B.E."}$$

### "!EQUAÇÕES GLOBAIS"

$$\begin{aligned}\text{COP} &= Q_{\text{evap}} / (W_{\text{p+}} + Q_{\text{gen}}) \\ \text{COP}_{\text{ideal}} &= (T_{\text{evap}} * (T_{\text{ger}} - T_0)) / (T_{\text{ger}} * (T_0 - T_{\text{evap}})) \\ T_{\text{evap}} &= T[13] + 273,15 \\ T_{\text{ger}} &= T[4] + 273,15 \\ T_0 &= T_a + 273,15\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{COP}_{\text{Solar}} &= \text{eta}_{\text{modif}} * \text{COP} \\ \text{COP}_{\text{precent}} &= \text{COP} / 1,007 \\ \text{COP}_{\text{solarpercent}} &= \text{COP}_{\text{solar}} / 0,5293\end{aligned}$$

$$\text{checkQ} = Q_{\text{gen}} + Q_{\text{evap}} + W_{\text{p}} - (Q_{\text{cond}} + Q_{\text{abs}})$$

$$R_{\text{press}} = p_{\text{alta}} / p_{\text{baixa}} \quad \text{"Rácio entre pressões"}$$

$$f = (x[9] - x[4]) / (x[3] - x[4]) \quad \text{"Racio de Circulação das Soluções"}$$

### "!ESPECIFICAÇÕES DE PRESSÕES"

$$\begin{aligned}p[1] &= p_{\text{baixa}} \\ p[2] &= p_{\text{alta}} \\ P[3] &= p_{\text{alta}} \\ p[4] &= p_{\text{alta}}\end{aligned}$$

P[5] = p\_alta  
P[6] = p\_baixa  
p[7] = p\_alta  
p[8] = p\_alta  
p[9] = p\_alta  
p[10] = p\_alta  
P[11] = p\_alta  
p[12] = p\_baixa  
P[13] = p\_baixa  
P[14] = p\_baixa  
P[15] = p\_alta  
P[16] = p\_alta

### "!BALANÇOS DE MASSA TRIVIAIS"

m[1] = m[2]  
{m[2] = m[3]}  
m[2]=m[15]  
m[15]=m[16]  
m[16]=m[3]  
m[4] = m[5]  
m[5] = m[6]  
m[9] = m[10]  
m[10] = m[11]  
m[11] = m[12]  
m[12] = m[13]  
m[13] = m[14]

### "!BALANÇOS DE NH3 TRIVIAIS"

x[1] = x[2]  
{x[2] = x[3]}  
x[2]=x[15]  
x[15]=x[16]  
x[16]=x[3]  
x[4] = x[5]  
x[5] = x[6]  
x[9] = x[10]  
x[10] = x[11]  
x[11] = x[12]  
x[12] = x[13]  
x[13] = x[14]

### "!PONTOS DE ESTADO"

CALL txq(t[1];x[1];Q[1]:p[1];h[1];v[1];s[1])  
CALL phx(p[2];h[2];x[2]:T[2];Q[2];v[2];s[2])  
CALL phx(P[3];h[3];x[3]:T[3];Q[3];v[3];s[3])  
{CALL pxq(p[4];x[4];Q[4]:T[4];h[4];v[4];s[4])}  
CALL tpq(T[4];p[4];Q[4]:x[4];h[4];v[4];s[4])  
CALL phx(P[5];h[5];x[5]:T[5];Q[5];v[5];s[5])  
CALL phx(P[6];h[6];x[6]:T[6];Q[6];v[6];s[6])  
CALL tpq(T[7];p[7];Q[7]:x[7];h[7];v[7];s[7])  
CALL phx(p[8];h[8];x[8]:T[8];Q[8];v[8];s[8])  
{call tpq(T[8];p[8];Q[8]:x[8];h[8];v[8];s[8])}  
CALL pxq(p[9];x[9];Q[9]:T[9];h[9];v[9];s[9])  
CALL txq(t[10];x[10];Q[10]:p[10];h[10];v[10];s[10])  
CALL phx(P[11];h[11];x[11]:T[11];Q[11];v[11];s[11])  
CALL phx(p[12];h[12];x[12]:T[12];q[12];v[12];s[12])  
CALL txq(t[13];x[13];Q[13]:P[13];h[13];v[13];s[13])  
CALL phx(P[14];h[14];x[14]:T[14];Q[14];v[14];s[14])  
CALL tpx(T[15];P[15];x[15]:Q[15];h[15];v[15];s[15])  
CALL phx(P[16];h[16];x[16]:T[16];Q[16];v[16];s[16])

{\_\_\_\_\_Radiação Horária no Plano Inclinado (n;H\_t;H\_d:I\_b\_T)\_\_\_\_\_}

### "!DADOS DE ENTRADA"

"Latitude Santo António - Príncipe Norte [deg]"

phi = 1,633

"Declinação - Eq. Cooper"

delta = (23,45 \* sin((360 \* (284 + n) / 365)))

"Dia"

n = lookup('Dados Mensais Médios Príncipe'; Mês; 2)

"Mês"

{mês = 6}

"Hora - Ângulo Horário"

{hora = 12}

omega = 0

"Ângulo Horário de Pôr-do-Sol - (1.6.10)"

omega\_s = arccos (- tan (phi) \* tan (delta))

"Duração do dia [Horas]"

Dia\_Solar=2/15\*arccos(-tan(phi)\*tan(delta))

### "!DADOS DE RADIAÇÃO E CLIMATÉRICOS (ASDC - NASA)"

"Média Mensal da Irradiação Total Diária incidente no Plano Horizontal (kWh/m2/dia)"

H\_t = lookup('Dados Mensais Médios Príncipe'; Mês; 3)

"Média Mensal da Irradiação Difusa Diária incidente no Plano Horizontal (kWh/m2/dia)"

H\_d = lookup('Dados Mensais Médios Príncipe'; Mês; 4)

"Média Mensal da Irradiação Directa Diária no Plano Horizontal (kWh/m2/dia)"

H\_b = H\_t - H\_d

"Média Mensal da Irradiação Directa Diária incidente no Plano Normal (kWh/m2/dia)"

H\_b\_n = lookup('Dados Mensais Médios Príncipe'; Mês; 5)

"Média Mensal da Temperatura do Ar (10m acima da superfície da Terra) (°C)"

T\_a = lookup('Dados Mensais Médios Príncipe'; Mês; 6)

### "!ÂNGULOS DE SUPERFÍCIES SEGUIDORAS"

"Ângulo de Incidência [deg]"

theta = theta\_NSh\_Kalou

"Escolher o theta segundo o tipo de seguimento a usar"

{"No Tracking"

theta\_Fixed = arccos (sin (delta) \* sin (phi) \* cos (beta) - sin (delta) \* cos (phi) \* sin (beta) \* cos (gamma) + cos (delta) \* cos (phi) \* cos (beta) \* cos (omega) + cos (delta) \* sin (phi) \* sin (beta) \* cos (gamma) \* cos (omega) + cos (delta) \* sin (beta) \* sin (gamma) \* sin (omega))

"Full tracking"

$$\theta_{Full} = \arccos(1)$$

"N-S POLAR - Plano com Eixo de Rotação N-S, Paralelo ao Eixo da Terra e Ajuste Contínuo (para que  $\theta=0$ )"

$$\theta_{NSpolar} = \arccos(\cos(\delta))$$

"N-S HORIZONTAL - Plano com Eixo de Rotação N-S, Horizontal e Ajuste Contínuo (para que  $\theta=0$ )"

$$\theta_{NSh\_Kalou} = \arccos(\cos(\theta_z) * \cos(\omega) + \cos(\delta) * \sin(\omega) * \sin(\omega))$$

$$\theta_{NSh\_Duffie} = \arccos((\cos(\theta_z) * \cos(\theta_z) + \cos(\delta) * \cos(\delta) * \sin(\omega) * \sin(\omega))^{0,5})$$

"E-O HORIZONTAL - Plano com Eixo de Rotação E-O, Horizontal e Ajuste Contínuo (para que  $\theta=0$ )"

$$\theta_{EOh} = \arccos((1 - \cos(\delta) * \cos(\delta) * \sin(\omega) * \sin(\omega))^{0,5})$$

$$\theta_z = \arccos(\cos(\delta) * \cos(\phi) * \cos(\omega) + \sin(\delta) * \sin(\phi))$$

## "!CÁLCULO DA IRRADIAÇÃO HORÁRIA A PARTIR DA MÉDIA MENSAL DA IRRADIAÇÃO DIÁRIA"

"Rácio entre a Radiação Total Horária e a Diária"

$$r_t = (\pi / 24) * (a + b * \cos(\omega)) * (\cos(\omega) - \cos(\omega_s)) / (\sin(\omega_s) - (\pi/180) * \omega_s * \cos(\omega_s))$$

"com"

$$a = 0,409 + 0,5016 * \sin(\omega_s - 60)$$

$$b = 0,6609 - 0,4767 * \sin(\omega_s - 60)$$

"Rácio entre a Irradiação Difusa Horária e a Diária"

$$r_d = (\pi / 24) * (\cos(\omega) - \cos(\omega_s)) / (\sin(\omega_s) - (\pi/180) * \omega_s * \cos(\omega_s))$$

"Irradiação Total Horária"

$$I_t = r_t * H_t$$

"Irradiação Difusa Horária"

$$I_d = r_d * H_d$$

"Irradiação Directa Horária"

$$I_b = I_t - I_d$$

## "!CÁLCULO DA IRRADIAÇÃO HORÁRIA NA SUPERFÍCIE INCLINADA"

"Irradiação Horária na Superfície Inclineda (A partir da Incidente no Plano Horizontal)"

$$I_{b\_T} = R_b * I_b$$

"Rácio entre a Radiação Directa incidente em Superfícies Inclinedas face à em Superfícies Horizontais"

$$R_b = \cos(\theta) / \cos(\theta_z)$$

"Irradiação Horária na Superfície Inclineda (A partir da Incidente no Plano Normal)"

$$I_{b\_T\_2} = r_t * H_{b\_T\_2}$$

"Irradiação Diária na Superfície Inclineda (A partir da Incidente no Plano Normal)"

$$H_{b\_T\_2} = H_{b\_n} * \cos(\theta)$$

"Irradiação Total Horária incidente na Superfície Inclinada [kWh/m<sup>2</sup>]"

$$I_{t\_T} = I_{b\_T} + I_{d\_T}$$

"Irradiação Difusa Horária incidente na Superfície Inclinada[kWh/m<sup>2</sup>]"

$$I_{d\_T} = I_d$$

"!Irradiância [kW/m<sup>2</sup>]"

$$G_t = I_{t\_T}$$

$$G_b = I_{b\_T}$$

$$G_d = G_t - G_b$$

"Inclinação (NS\_h)"

$$\beta = \phi - \delta \text{ "(módulo de)"}$$

"\_\_\_\_\_ COLECTOR SOLAR - CPL IST (Kalougirou) \_\_\_\_\_"

$$\eta = k_0 - k_1 * y - k_2 * (G_b * 1000) * y^2$$

$$y = (T_i - T_a) / (G_b * 1000)$$

$$k_0 = 0,762$$

$$k_1 = 0,2125$$

$$k_2 = 0,001672$$

$$T_i = T_{\text{agua\_in}}$$

"Incluindo o Modificador de Ângulo de Incidência do Colector"

$$\eta_{\text{modif}} = k_0 * K_{\phi} - k_1 * y - k_2 * (G_b * 1000) * y^2$$

$$K_{\phi} = \cos(\theta) + 0,0003178 * \theta - 0,00003985 * \theta^2$$

$$Q_u = G_b * \eta_{\text{modif}} * A_c$$

"Calor disponibilizado pelo colector"

{ "\_\_\_\_\_ CTV Kalougirou \_\_\_\_\_" }

"Eficiência Térmica do Colector de Tubos de Vácuo (incluindo o Modificador de Ângulo de Incidência)"

$$\eta_{\text{modif}} = c_0 * K_{\tau} \cdot \alpha - c_1 * x$$

$$c_0 = 0,82$$

$$c_1 = 2,19$$

$$x = (T_i - T_a) / G_t$$

$$T_i = T_{\text{agua\_in}}$$

"Modificador de Ângulo de Incidência para Colectores Não-Concentradores"

$$K_{\tau} \cdot \alpha = 1 - b_0 * ((1 / \cos(\theta)) - 1)$$

$$b_0 = 0,2$$

"Calor Útil Gerado pelo Colector"

$$Q_u = G_t * \eta_{\text{modif}} * A_c$$

{

"Colector"

Cp\_agua = Cp(Water;T=T\_media;x=0)  
T\_media = (T\_agua\_out+T\_agua\_in)/2

Q\_gen = m\_dot \* Cp\_agua \* (T\_agua\_out - T\_agua\_in)  
T\_agua\_in = T[4] + 5  
DELTAT\_colector = (T\_agua\_out - T\_agua\_in)

Q\_gen = Q\_u

"Inputs"

m\_dot = 1,1  
{DELTAT\_colector = 7,5}  
A\_c = 151

{Q\_gen = (Area \* (eta\_0 \* Irradiacao - U\_l \* (T\_colector - T\_ambiente))) / 1000  
Irradiacao = 500  
eta\_0 = 0,8  
U\_l = 2  
Area = 500  
T\_ambiente = 25  
T\_colector = T\_media}

{

Gelo

DELTAT\_agua = (T\_a - 0)  
DELTAT\_gelo = (0-T[13])

Cp\_agua2 = Cp(Water;T=T\_media2;P=P\_ref)  
T\_media2=(T\_a + 0)/2  
P\_ref = 101,325 "kPa"

L\_f\_agua2 = Enthalpy\_fusion(Ice)

Cp\_gelo2 = Cp(Ice;T=T\_media3;P=P\_ref)  
T\_media3 = (0+T[13])/2

Q\_gelo \* 3600 = m\_gelo\_theta0 \* Cp\_agua2 \* DELTAT\_agua + m\_gelo\_theta0 \* L\_f\_agua2 +  
m\_gelo\_theta0 \* Cp\_gelo2 \* DELTAT\_gelo

m\_gelo\_diária = m\_gelo\_theta0\*100/"13,57 (NS\_p)" 12,92 "(NS\_h)" "27 (ETC fixo)"  
{m\_gelo\_necessária = 1000}

## Anexo B – Dados de Radiação



NASA Surface meteorology and Solar Energy -  
Available Tables



Latitude **1.633** / Longitude **7.417** was chosen. (Santo António - Príncipe)

**Geometry Information** Elevation: **3** meters  
averaged from the  
USGS GTOPO30  
digital elevation model

Northern boundary  
**2**

Western boundary **7** Center Eastern boundary **8**  
Latitude **1.5**  
Longitude **7.5**

Southern boundary  
**1**

### Parameters for Sizing and Pointing of Solar Panels and for Solar Thermal Applications:

Lat 1.633 Lon 7.417	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	5.39	5.58	5.26	4.84	4.55	4.30	4.34	4.65	4.76	4.55	5.00	5.11	4.85

### **Monthly Averaged Insolation Incident On A Horizontal Surface (kWh/m<sup>2</sup>/day)**

Lat 1.633 Lon 7.417	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Minimum	-21	-6	-10	-11	-15	-23	-26	-24	-19	-15	-9	-10
Maximum	15	7	14	9	17	22	18	14	15	12	14	10

### **Minimum And Maximum Difference From Monthly Averaged Insolation (%)**

Lat 1.633 Lon 7.417	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	1.96	2.10	2.28	2.24	2.09	2.01	2.04	2.16	2.29	2.25	2.07	1.95	2.12
Minimum	1.71	2.00	2.13	2.18	1.97	1.85	1.92	2.06	2.20	2.20	1.91	1.81	2.00
Maximum	2.11	2.17	2.33	2.26	2.10	1.96	1.97	2.12	2.26	2.22	2.12	2.03	2.14

22-year Average K	0.54	0.54	0.50	0.47	0.46	0.45	0.45	0.46	0.46	0.44	0.50	0.52	0.48
Minimum K	0.42	0.50	0.44	0.42	0.39	0.34	0.33	0.35	0.37	0.37	0.45	0.47	0.40
Maximum K	0.62	0.57	0.57	0.51	0.54	0.55	0.53	0.53	0.53	0.49	0.57	0.57	0.55

**Monthly Averaged Diffuse Radiation Incident On A Horizontal Surface (kWh/m2/day)**

Lat 1.633 Lon 7.417	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Average	12.0	12.0	12.1	12.1	12.2	12.2	12.2	12.1	12.1	12.0	12.0	12.0

**Monthly Averaged Daylight Hours (hours)**

**Cloud Information:**

Lat 1.633 Lon 7.417	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	68.7	67.5	74.8	75.3	75.3	77.9	80.6	78.4	81.3	78.6	69.2	66.8	74.6

**Monthly Averaged Daylight Cloud Amount (%)**

**Meteorology (Temperature):**

Lat 1.633 Lon 7.417	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	25.8	26.2	26.7	26.7	26.3	25.1	24.3	24.3	24.8	25.3	25.5	25.6	25.5
Minimum	25.1	25.5	25.9	26.0	25.7	24.6	23.7	23.8	24.3	24.7	24.8	24.9	24.9
Maximum	26.5	27.1	27.4	27.4	26.9	25.7	24.8	24.9	25.4	26.0	26.1	26.4	26.2

**Monthly Averaged Air Temperature At 10 m Above The Surface Of The Earth (°C)**

Lat 1.633 Lon 7.417	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
25-year Average	1.46	1.53	1.51	1.42 *	1.27	1.09	1.09	1.07	1.08	1.23	1.33	1.42

**Average Daily Temperature Range (°C)**

\* Warmest month

Lat	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	--------

1.633 Lon 7.417													Average
25-year Average	28.3	28.7	29.1	29.2	28.5	27.2	26.4	26.1	26.3	26.9	27.5	28.1	27.7

**Monthly Averaged Earth Skin Temperature (°C)**

***Meteorology (Other):***

Lat 1.633 Lon 7.417	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
25-year Average	86.0	84.8	83.4	84.4	84.1	80.6	79.3	80.3	82.3	83.9	86.4	86.9	83.5

**Monthly Averaged Relative Humidity (%)**

Lat 1.633 Lon 7.417	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
25-year Average	3.97	4.28	6.89	7.86	7.27	4.13	3.04	2.50	4.54	7.42	6.86	4.61	5.28

**Monthly Averaged Precipitation (mm/day)**



[Back to SSE Data Set](#)  
[Home Page](#)  
[Questions?](#)

*Responsible NASA Official: John M. Kusterer*  
*Site Administration/Help: NASA Langley ASDC User*  
*Services ([larc@eos.nasa.gov](mailto:larc@eos.nasa.gov))*  
[\[Privacy Policy and Important Notices\]](#)  
*Document generated on Fri Mar 26 14:36:26 EDT 2010*

Fonte: SSE, 2010

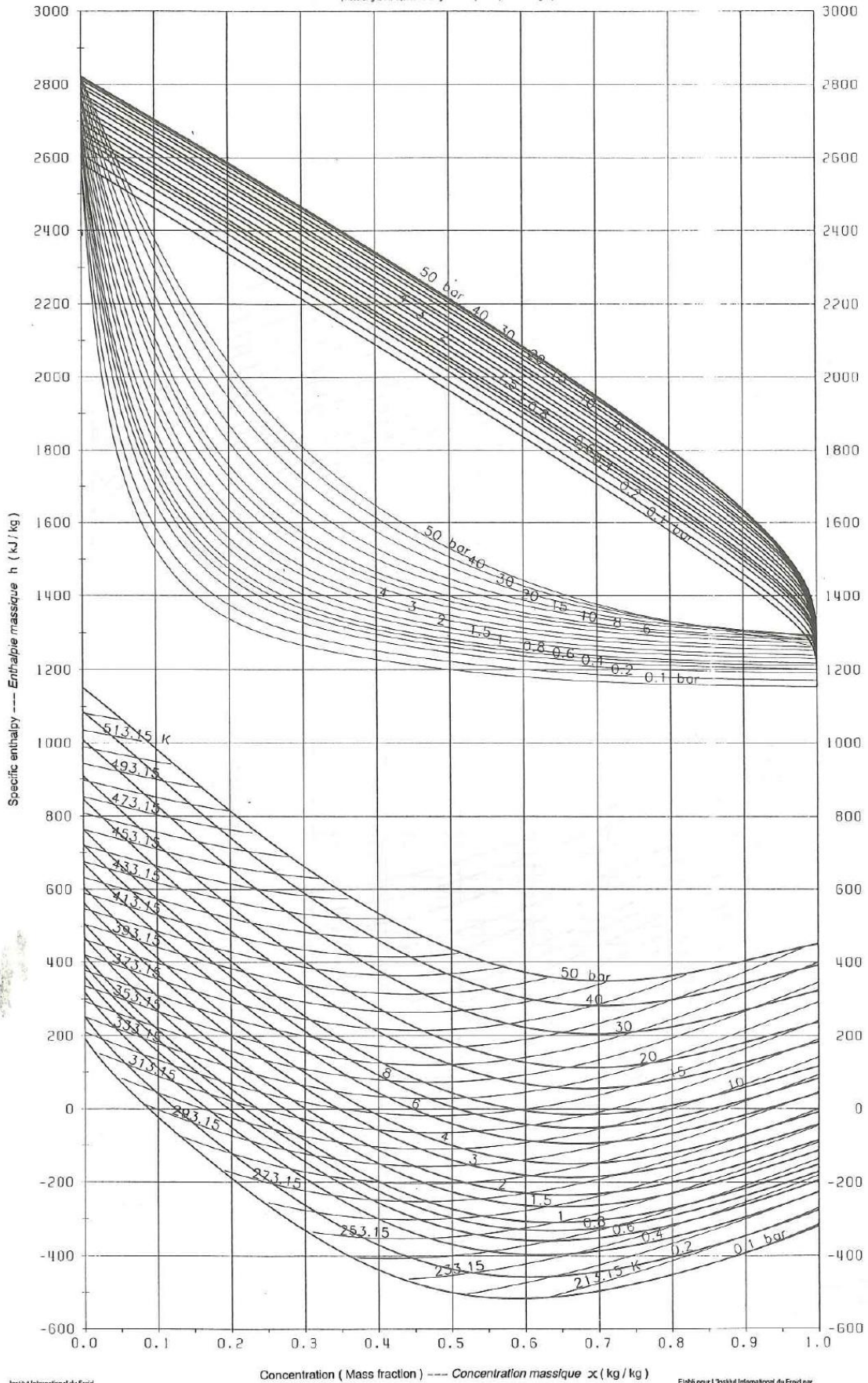
# Anexo C – Entalpia da Mistura NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O



Enthalpy-Concentration (Mass fraction) --- Enthalpie-Concentration massique

Ammonia-Water --- Ammoniac-Eau

(According to the equation of Zeigler --- D'après l'équation de Zeigler)



Institut International du Froid  
International Institute of Refrigeration  
172, Boulevard Malesherbes  
75017 PARIS - FRANCE

Elab. pour l'Institut International du Froid par  
M. F. HÜGAUSS-WIK, STEPHAN Institut für  
Technische Thermodynamik und Thermische  
Verfahrenstechnik, Universität Stuttgart, Allemagne, 1991.

# Anexo D - Dados de Produção Anual de Gelo

Mês	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maior	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
hora	mgelo [kg]	%	mgelo [kg]	%	mgelo [kg]	%	mgelo [kg]	%	mgelo [kg]	%	mgelo [kg]	%
6	65,8	3,6	70,6	3,5	43,7	2,6	24,7	1,8	18,3	1,5	9,6	0,9
7	108,3	5,9	116,6	5,8	88,0	5,2	64,7	4,7	54,0	4,5	42,6	4,1
8	147,4	8,0	159,2	8,0	129,2	7,6	102,1	7,4	87,7	7,3	73,7	7,1
9	180,5	9,8	195,4	9,8	164,5	9,7	134,3	9,7	116,9	9,7	100,7	9,6
10	205,7	11,1	223,1	11,2	191,6	11,3	159,1	11,5	139,4	11,5	121,6	11,7
11	221,4	12,0	240,4	12,0	208,6	12,3	174,8	12,6	153,6	12,7	134,8	12,9
12	226,7	12,3	246,3	12,3	214,3	12,7	180,1	13,0	158,5	13,1	139,4	13,4
13	221,4	12,0	240,4	12,0	208,6	12,3	174,8	12,6	153,6	12,7	134,8	12,9
14	205,7	11,1	223,1	11,2	191,6	11,3	159,1	11,5	139,4	11,5	121,6	11,7
15	180,5	9,8	195,4	9,8	164,5	9,7	134,3	9,7	116,9	9,7	100,7	9,6
16	147,4	8,0	159,2	8,0	129,2	7,6	102,1	7,4	87,7	7,3	73,7	7,1
17	108,3	5,9	116,6	5,8	88,0	5,2	64,7	4,7	54,0	4,5	42,6	4,1
18	65,8	3,6	70,6	3,5	43,7	2,6	24,7	1,8	18,3	1,5	9,6	0,9
<b>Total</b>	2084,96	100	2256,86	100	1865,44	100	1499,44	100	1298,28	100	1105,326	100
<b>Tot. Operação</b>	1845		1999,1		1690,08		1385,37		1207,73		1043,55	
											1079,94	1298,3
											1326,61	1418,4
											1230,264	100
											1692,78	100
											1530,96	100
											1166,95	1499,63

Mês	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maior	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
hora	mgelo [kg]	%	mgelo [kg]	%	mgelo [kg]	%	mgelo [kg]	%	mgelo [kg]	%	mgelo [kg]	%
6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9	24,9	1,7	62,6	3,6	55,4	3,4	29,7	2,2	7,0	0,6	0,0	0,0
10	213,7	14,2	257,5	14,8	238,1	14,8	197,3	14,4	164,6	13,9	131,3	13,1
11	342,9	22,8	390,8	22,5	363,0	22,6	311,9	22,8	272,2	23,0	234,0	23,4
12	388,9	25,9	438,1	25,3	407,3	25,3	352,5	25,7	310,4	26,2	270,5	27,0
13	342,9	22,8	390,8	22,5	363,0	22,6	311,9	22,8	272,2	23,0	234,0	23,4
14	213,7	14,2	257,5	14,8	238,1	14,8	197,3	14,4	164,6	13,9	131,3	13,1
15	24,9	1,7	62,6	3,6	55,4	3,4	29,7	2,2	7,0	0,6	0,0	0,0
16	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
17	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
<b>Total</b>	1551,84	100	1859,96	100	1720,26	100	1430,24	100	1197,934	100	1001,1	100
<b>Tot. Operação</b>	1502,1		1734,7		1609,5		1370,9		1184		1001,1	
											1025,6	1282,5
											1063,4	100
											1274,7	100
											1063,4	1294