



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Fábio Manuel Barros e Silva

**Desenvolvimento de um *chiller* usando como
fonte de calor a energia solar**

Dissertação de Mestrado

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do:

Professor Doutor Pedro Alexandre Moreira Lobarinhas

Dezembro de 2016

DECLARAÇÃO

Nome: Fábio Manuel Barros e Silva

Endereço eletrónico: fsilva214@hotmaill.com Telefone: 918240077/258529380

Bilhete de Identidade/Cartão do Cidadão: 13792935

Título da dissertação: Desenvolvimento de um *chiller* usando como fonte de calor a energia solar

Orientador:

Professor Doutor Pedro Alexandre Moreira Lobarinhas

Ano de conclusão: 2016

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO INTEGRAL DESTA DISSERTAÇÃO APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE.

Universidade do Minho, ____/____/_____

Assinatura

AGRADECIMENTOS

A conclusão desta dissertação não teria sido possível sem o contributo de diversas pessoas, que foram muito importantes e me ajudaram ao longo deste percurso. Não posso, por isso, deixar de expressar os meus sinceros agradecimentos.

Ao meu orientador Professor Doutor Pedro Lobarinhas pela partilha de conhecimentos, sugestões de melhoria para a dissertação e pela disponibilidade mostrada sempre que solicitada.

Ao Engenheiro Pedro Correia, antigo colega de curso que, quando esta jornada começou foi importante na minha integração na Universidade do Minho e, no final, foi também ele que me auxiliou em muitos aspetos desta dissertação, cedendo de boa vontade estudos por ele realizados relativos ao projeto.

A todos os meus amigos, que sempre me ampararam e me deram incentivo em todos os momentos deste trabalho.

Por último, um agradecimento especial para minha família que esteve sempre presente. Devo-lhes tudo o que consegui e sei que fizeram um esforço muito grande por mim. Obrigado por acreditarem sempre e por me darem apoio nos momentos mais difíceis.

RESUMO

A presente dissertação descreve o estudo sobre o desenvolvimento de um sistema de refrigeração de baixa potência, com a particularidade de poder também produzir energia elétrica, através do aproveitamento da energia solar. O estudo foi proposto pela empresa MFactor3 com objetivo de aferir a possibilidade de construção e comercialização do equipamento, mediante os resultados obtidos. O equipamento, comumente designado de *chiller*, funciona segundo o ciclo de absorção de simples efeito e utiliza a mistura de água e amoníaco como fluido de trabalho.

Inicialmente será feita uma revisão bibliográfica relativamente à tecnologia de refrigeração por absorção, com referência aos equipamentos existentes e seu princípio de funcionamento. Será também abordado o estado da arte no que diz respeito às formas de aproveitamento da energia solar e respetivos campos de aplicação. Em relação à produção de energia elétrica, será feito um apanhado geral relativamente à legislação que regulamenta as unidades de microprodução para consumo próprio.

Posteriormente será caracterizado em detalhe o funcionamento de um *chiller* de absorção de água e amoníaco, enumerando componentes e suas características principais. Será dado grande ênfase ao ciclo termodinâmico em estudo, e à forma com as pressões de operação, fluido de trabalho e fonte de calor influem no desempenho do equipamento. Outro aspeto relevante será o estudo de qual a melhor alternativa relativamente à colocação de um elemento capaz de produzir energia elétrica no sistema, e de como este pormenor influirá no desempenho global.

A componente prática desta dissertação passará pela modelação do equipamento em *software Aspen HYSYS*, por forma a prever o comportamento do sistema em situação real. Os resultados obtidos serão acompanhados por uma breve análise de custos, comparando o sistema projetado com outros já existentes, por forma a aferir a real mais-valia da construção e comercialização do equipamento.

Palavras-chave: Sistemas de refrigeração; Energia solar; *Chiller* de absorção; Eletricidade.

ABSTRACT

The present dissertation describes the study on the development of a low power refrigeration system, with the particularity of being able to produce electric energy through the use of solar energy. The study was proposed by the company MFactor3 with the objective of assessing the possibility of construction and commercialization of the equipment, through the results obtained. The equipment, commonly referred to as a chiller, operates according to the single-effect absorption cycle and uses the water-ammonia mixture as the working fluid.

Initially a bibliographic review will be made regarding absorption refrigeration technology, with reference to existing equipments and their operating principles. State-of-the-art will also be addressed with regard to the ways in which solar energy is used and its fields of application. In relation to the production of electricity, a general overview will be made regarding the legislation that regulates microproduction units for own consumption.

Subsequently, the operation of a water and ammonia absorption chiller will be characterized in detail, enumerating components and their main characteristics. Emphasis will be given to the thermodynamic cycle under study, and to the ways that operating pressures, working fluid and heat source influence the performance of the equipment. Another relevant aspect will be the study of the best alternative to the placement of an element capable of producing electrical energy in the system, and how this detail will influence overall performance.

The practical component of this dissertation will be the modeling of the equipment in Aspen HYSYS software, in order to predict the behavior of the system in real situation. The results obtained will be accompanied by a brief cost analysis, comparing the projected system with other already existing ones, in order to gauge the real added value of the construction and commercialization of the equipment.

Keywords: Refrigeration systems; Solar energy; Absorption chiller; Electricity.

Índice

AGRADECIMENTOS	iii
RESUMO	iv
ABSTRACT	v
LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABELAS	xi
NOMENCLATURA	xiii
LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÓNIMOS	xvi
1. Introdução.....	17
1.1 Enquadramento.....	17
1.2 Objetivos.....	21
2. Revisão bibliográfica	23
2.1 Resumo histórico.....	23
2.2 Refrigeração com energia solar.....	25
2.3 Ciclo de absorção.....	27
2.4 Classificação dos equipamentos de absorção	29
2.5 Fluido de trabalho	36
2.6 Eficiência e avaliação de desempenho	41
2.7 Problemas de funcionamento	42
2.8 <i>Chillers</i> de pequena potência	44
2.9 Produção de energia elétrica e legislação aplicável	46
3. Coletores solares.....	49
3.1 Tipos de coletores solares	49
3.2 Eficiência de um coletor solar	53
3.3 Alternativas para a fonte de calor	56
4. Caracterização de um <i>chiller</i> de absorção de água e amoníaco	58
4.1 Funcionamento do <i>chiller</i>	58

4.2	Componentes do <i>chiller</i>	59
4.3	Fluido de trabalho	67
5.	Caso de estudo	78
5.1	Simulação do funcionamento do equipamento em software <i>Aspen HYSYS</i> [®]	81
5.2	Ciclo de refrigeração.....	94
5.3	Produção de eletricidade com microturbina.....	100
6.	Análise dos resultados.....	105
6.1	Potência de refrigeração	105
6.2	Potência elétrica produzida.....	109
6.3	Análise de custos	114
7.	Conclusões e trabalhos futuros.....	120
	Bibliografia.....	122
	Anexo 1 – Noções básicas sobre caldeiras	127
1.	Caldeiras tubos de fumo.....	127
2.	Caldeiras tubos de água	129
	Anexo 2 – Diagrama PTX da mistura de água e amoníaco	131
	Anexo 3 – Diagrama P-H do amoníaco (R717).....	132
	Anexo 4 – Modelação em <i>Aspen HYSYS</i> do circuito do <i>chiller</i> com inclusão de microturbina a vapor	133

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Consumo energético em GWh/ano nos seguintes países: DE – Alemanha, FR – França, SP – Espanha, PO – Portugal, IT – Itália, GR – Grécia [4].	18
Figura 2 - Diferentes fontes de consumo energético num lar português [12].	19
Figura 3 - Diferentes tecnologias de aproveitamento da radiação solar [13].	26
Figura 4 - Representação esquemática dos componentes constituintes de um equipamento de absorção.	27
Figura 5 - Comparação entre o ciclo de absorção e o ciclo de compressão mecânica [22].	28
Figura 6 - Operação dos ciclos de absorção e compressão segundo os níveis de temperatura do sistema [22].	29
Figura 7 - Diagrama do ciclo de absorção de simples efeito [19].	30
Figura 8 - Diagrama do ciclo de absorção de duplo efeito [19].	31
Figura 9 - Diagrama do ciclo de absorção de triplo efeito [19].	32
Figura 10 - Esquema de funcionamento de um sistema de condensação por água [23].	34
Figura 11 - Esquema de funcionamento do método direto de condensação [18].	36
Figura 12 - Coletor solar plano.	50
Figura 13 - Coletor solar concentrador.	51
Figura 14 - Esquema e detalhe interior de um coletor concentrador parabólico.	52
Figura 15 - Esquema de funcionamento de um coletor de tubos de vácuo.	53
Figura 16 - Eficiência de alguns tipos de coletores solares [37]	55
Figura 17 - Curva característica de um coletor solar [37].	55
Figura 18 - Tipos de coletores e temperaturas máximas atingidas [42;43].	56
Figura 19 - Esquema de funcionamento de um chiller de absorção de água e amoníaco.	58
Figura 20 - Configuração da ligação entre o coletor solar e o gerador.	60
Figura 21 - Esquema do interior de um gerador.	60
Figura 22 - Esquema de funcionamento de um absorvedor [22].	61
Figura 23 - Representação esquemática de um absorvedor vertical [18].	61
Figura 24 - Representação esquemática de um absorvedor horizontal [18].	62
Figura 25 - Esquema de absorvedor com fase de vapor contínua e fase líquido descontínua [18].	63
Figura 26 - Esquema de funcionamento de um absorvedor de borbulha [18].	64
Figura 27 - Representação esquemática de uma coluna de retificação [48].	66

Figura 28 - Processos de evaporação e condensação de uma mistura binária homogénea [49]...67	67
Figura 29 - Diagrama T-x da solução binária [49].....68	68
Figura 30 - Processo de geração de vapor [26].....70	70
Figura 31 - Processo de condensação [26].....70	70
Figura 32 - Diagrama T-x do processo de evaporação [26].....71	71
Figura 33 - Processo de absorção [26].....73	73
Figura 34 - Diagrama de concentração do amoníaco em função da pressão alta e da temperatura de geração [26].75	75
Figura 35 - Pressão baixa a utilizar no ciclo em função de T_{ev} , x_{vge} e T_{cd} [26].....76	76
Figura 36 - Temperatura mínima de geração em função das pressões de operação e T_{ab} [26]. ..77	77
Figura 37 - Esquema do circuito inicialmente idealizado para o chiller em estudo, fornecido pela empresa MFactor3.....78	78
Figura 38 - Pormenor da solução inicialmente adotada para a produção de energia elétrica, composta por um pistão duplo, uma microturbina hidráulica e um reservatório de água sob pressão.80	80
Figura 39 - Recorte da página de seleção do fluido de trabalho no software Aspen HYSYS.....82	82
Figura 40 - Circuito idealizado para o equipamento em software Aspen HYSYS.84	84
Figura 41 - Ambiente de simulação do absorvedor em software Aspen HYSYS.85	85
Figura 42 - Parâmetros adotados pelo software na simulação do processo de absorção.85	85
Figura 43 - Quadro de configuração da bomba em software Aspen HYSYS.....86	86
Figura 44 - Quadro de configuração do gerador em software Aspen HYSYS.....87	87
Figura 45 - Quadro de configuração de uma das válvulas de expansão em software Aspen HYSYS.88	88
Figura 46 - Quadro de configuração para a simulação do condensador.89	89
Figura 47 - Quadro de configuração para a simulação do evaporador.....90	90
Figura 48 - Quadro de configuração do permutador de calor da solução em software Aspen HYSYS.90	90
Figura 49 - Quadro de configuração onde se altera a composição do fluido de trabalho, em software Aspen HYSYS.....91	91
Figura 50 - Misturador colocado à saída do absorvedor em software Aspen HYSYS.92	92
Figura 51 - Quadro de configuração air cooler, componente que substitui o ventilador mecânico na simulação, em software Aspen HYSYS.....93	93

Figura 52 - Configuração adotada para a simulação do coletor solar em software Aspen HYSYS..	94
Figura 53 - Diferença de entalpia no processo de rejeição de calor em função da pressão alta. ...	97
Figura 54 - Diagrama T-s do ciclo de refrigeração do equipamento em estudo.....	100
Figura 55 - Diagrama do equipamento com a inclusão de uma microturbina hidráulica.	102
Figura 56 - Diagrama P-H do ciclo de funcionamento do chiller com microturbina a vapor em série.	103
Figura 57 - Diagrama do equipamento com a inclusão de uma microturbina a vapor em paralelo com o circuito de refrigeração.	104
Figura 58 - Rendimento de um coletor plano seletivo em função da temperatura T_f [63].	108

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Classificação dos equipamentos de absorção relativamente à potência frigorífica.	33
Tabela 2 - Resumo dos chillers de absorção de pequena potência, condensados por água e por ar, existentes no mercado ou em fase de protótipo [18].	45
Tabela 3 - Classificação das instalações de miniprodução segundo a potência instalada [34].	47
Tabela 4 - Tipos de coletores solares utilizados em diversas aplicações [35].	56
Tabela 5 - Valores de temperatura da mistura rica antes e depois de ser bombeada, em função da eficiência adiabática da bomba.	86
Tabela 6 - Influência da composição do fluido de trabalho na potência necessária na bomba.	95
Tabela 7 - Valores para a temperatura de absorção em função da percentagem de amoníaco no fluido de trabalho.	95
Tabela 8 - Quantidade de calor retirado da água quente em função da temperatura a que esta se encontra no coletor solar.	99
Tabela 9 - Condições de funcionamento do equipamento em estudo.	99
Tabela 10 - Condições de simulação do funcionamento do equipamento em estudo.	105
Tabela 11 - Valores de calor retirados da água presente no coletor em função da temperatura a que esta se encontra no coletor solar.	105
Tabela 12 - Condições de evaporação e COP do equipamento.	106
Tabela 13 - Potência obtida pela microturbina hidráulica.	109
Tabela 14 - Potência elétrica obtida com microturbina a vapor entre o gerador e o condensador.	110
Tabela 15 – Resultados obtidos utilizando uma turbina a vapor em paralelo com o ciclo convencional de refrigeração.	111
Tabela 16 - Novas condições de operação do equipamento, considerando um maior caudal de água quente.	112
Tabela 17 - Resultados obtidos na simulação segundo as novas condições de funcionamento.	113
Tabela 18 - Características do equipamento de compressão utilizado como termo de comparação ao equipamento em estudo [65].	115
Tabela 19 - Comparação de preço entre um chiller de absorção e um chiller de compressão com potências de refrigeração semelhantes.	115
Tabela 20 - Características do coletor solar utilizado como referência.	116

Tabela 21 - Comparação dos custos totais dos equipamentos de compressão e absorção.....	116
Tabela 22 - Condições de funcionamento do equipamento em estudo, por forma a que este seja autossuficiente.....	117
Tabela 23 - Características do equipamento de compressão utilizado como referência para comparação.....	118

NOMENCLATURA

A – Área [m^2]

A_{col} – Área do coletor solar [m^2]

cp – Calor específico [$kJ/kg^{\circ}C$]

eq – Equilíbrio

$f_{entrada}$ – Fração de vapor na entrada do evaporador

$f_{saída}$ – Fração de vapor na saída do evaporador

f_G – Fração de vapor na saída do gerador

f_P – Fração de vapor na saída do permutador de calor

H – Entalpia [J]

Ha – Altura piezométrica [m]

h_{conv} – Coeficiente de transferência de calor por convecção [$W/m^2^{\circ}C$]

I – Fluxo incidente de radiação solar [W/m^2]

\dot{m} – Caudal mássico [kg/s]

P – Pressão [Pa ; bar ; atm]

P_{ev} – Pressão de evaporação [Pa ; bar ; atm]

P_{ge} – Pressão de geração [Pa ; bar ; atm]

P_{ab} – Pressão de absorção [Pa ; bar ; atm]

P_{cd} – Pressão de condensação [Pa ; bar ; atm]

P_{crit} – Pressão crítica [Pa ; bar ; atm]

\dot{Q}_{ab} – Potência térmica rejeitada pelo absorvedor para o meio ambiente [W]

\dot{Q}_{cd} – Potência térmica rejeitada pelo condensador para o meio ambiente [W]

\dot{Q}_{ev} – Potência térmica retirada pelo evaporador do espaço a refrigerar [W]

\dot{Q}_{ge} – Potência térmica necessária para geração [W]

\dot{Q}_r – Potência térmica rejeitada na coluna de retificação [W]

$\dot{Q}_{\text{útil}}$ – Calor útil transferido ao fluido do coletor [W]

\dot{q} – Caudal [m^3/s]

R – Constante universal dos gases ideais [$J/K.mol$]

s – Entropia específica [$kJ/kg.K$]

T – Temperatura [$^{\circ}C$]

T_0 – Temperatura intermédia do sistema [$^{\circ}C$]

T_{amb} – Temperatura ambiente [$^{\circ}C$]

T_{crit} – Temperatura crítica [$^{\circ}C$]

T_{ev} – Temperatura de evaporação [$^{\circ}C$]

T_f – Temperatura média do fluido no coletor [$^{\circ}C$]

T_{fria} – Temperatura da fonte fria [$^{\circ}C$]

T_{ge} – Temperatura de geração [$^{\circ}C$]

T_{iA} – Temperatura intermédia no absorvedor [$^{\circ}C$]

T_{iC} – Temperatura intermédia no condensador [$^{\circ}C$]

T_{iG} – Temperatura intermédia no gerador [$^{\circ}C$]

T_{quente} – Temperatura da fonte quente [$^{\circ}C$]

V – Volume molar [m^3/mol]

W_b – Trabalho da bomba [J]

W_{cp} – Trabalho do compressor [J]

$\dot{W}_{turbina}$ – Potência da turbina [W]

x – Concentração de amoníaco

x_l – Concentração de amoníaco da solução líquida

x_v – Concentração de amoníaco no vapor

x_{vge} – Concentração de amoníaco no vapor gerado

γ – Peso específico [$kg/m^2 \cdot s^2$]

η_b – Rendimento da bomba

η_{col} – Rendimento do coletor solar

η_{is} – Rendimento isentrópico

$\eta_{turbina}$ – Rendimento da turbina

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÓNIMOS

AQS – Águas quentes sanitárias

ASHRAE – *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*

AWRS – *Amonia Water Absorption Refrigeration Systems*

CCHP – *Combined Cooling Heating and Power*

CCP – *Combined Cooling and Power*

CFC – Cloro Fluor Carbonetos

COP – Coeficiente de performance

CPC – Coletor concentrador parabólico

DECO – Associação Portuguesa para a Defesa do Consumidor

GEE – Gases Efeito Estufa

LBL – *Lawrence Berkeley Laboratory*

UV – Ultra violeta

1. INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

Vive-se atualmente num mundo em que cada vez mais o homem está dependente de recursos energéticos. A população mundial continua a crescer e, se nas sociedades ocidentais a industrialização e altos consumos de energia são um facto incontornável, no futuro essa também será a realidade para muitas outras nações. O ser humano é dependente de recursos energéticos para realizar as suas atividades diárias, sendo que todas as pessoas procuram condições de vida cada vez melhores, seja ao nível dos transportes, serviços vários ou, não menos importante, ao nível da habitação. Tudo tem um preço, e o aumento dos padrões de qualidade de vida acarreta consequências. Os recursos energéticos existentes e a problemática do aquecimento global são dois aspetos a ter em conta no que diz respeito à produção de energia, assim como da necessidade de que, futuramente, essa produção seja sustentável.

A procura energética tem vindo a aumentar a um elevado ritmo, apesar das limitações existentes em relação aos combustíveis fósseis. A disponibilidade destes recursos na natureza é finita e, quanto mais progride a sua exploração, maiores são os custos associados. A título de exemplo, está previsto que o consumo mundial de energia cresça cerca de 40% entre 2006 e 2030, com um incremento anual de 1,1% na utilização energética em residências [1] [2]. Outro exemplo são as necessidades de climatização, que aumentaram drasticamente durante os últimos anos, levando à instalação de um largo número de sistemas de ar-condicionado em habitações [3].

Na imagem da figura 1 é apresentada esta realidade, onde se pode observar o consumo de energia para efeitos de climatização em determinados países da Europa, bem como o seu crescimento ao longo dos anos.

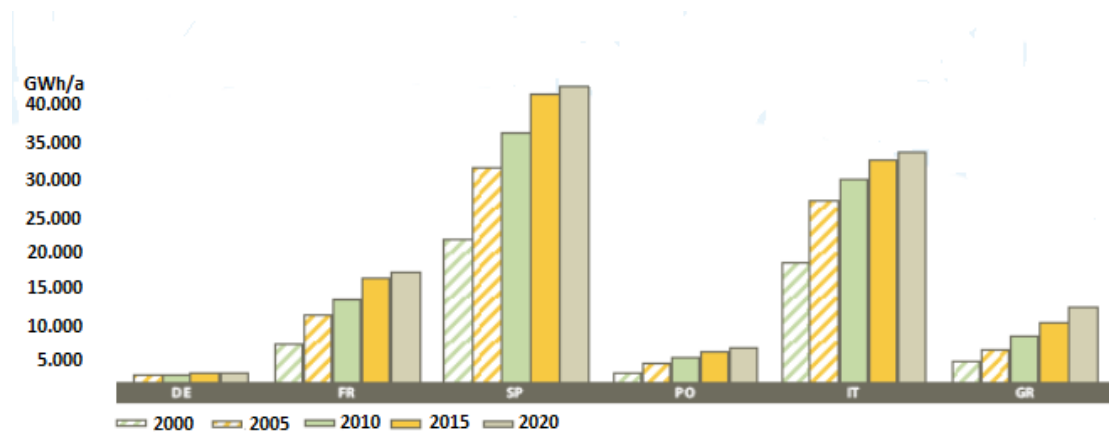


Figura 1 - Consumo energético em GWh/ano nos seguintes países: DE – Alemanha, FR – França, SP – Espanha, PO – Portugal, IT – Itália, GR – Grécia [4].

Esta energia elétrica que é consumida é em grande parte gerada através de combustíveis fósseis, o que contribui forma determinante, acarretando consequências nefastas para o ambiente, para a emissão de gases poluentes, a destruição da camada de ozono e o aquecimento global. Assim, torna-se de extrema importância o desenvolvimento tecnologias de conversão energética que permitam uma maior eficiência, menores custos e menos impactos ambientais [5-8], bem como a promoção de tecnologias que reduzam as emissões de gases efeito-estufa (GEE) e a utilização de combustíveis fósseis. Em concordância com o protocolo de Quioto, pressupõe-se a existência de uma maior ênfase na redução do consumo dos combustíveis fósseis, tomando como alternativa o desenvolvimento de sistemas energeticamente mais eficientes, como os sistemas combinados de refrigeração, aquecimento e potência (CCHP – do inglês *combined cooling, heating and power*) [9].

Este tipo de sistemas representa assim uma boa forma de tornar um processo mais eficiente, uma vez que, através de uma única fonte primária de energia, se consegue tirar partido para mais do que uma aplicação. Contudo, e não menosprezando o facto de que é possível aproveitar a rejeição de calor de processos industriais para outras aplicações (por exemplo, unidades de refrigeração), as fontes de energia geralmente utilizadas no seu funcionamento não se renovam, estado fatalmente destinadas a um dia se esgotarem. Nesse sentido, cada vez mais se aposta em desenvolver e melhorar sistemas que funcionam com energias renováveis, a “custo zero”, com vantagens assinaláveis em termos ambientais. É importante continuar com os progressos nestas tecnologias, por forma a torna-las cada vez mais competitivas e acessíveis a um maior número de pessoas.

Atualmente, dentro das energias renováveis, a energia solar apresenta-se como uma boa alternativa às fontes de energia convencionais, com aplicações várias, nomeadamente no armazenamento de calor, através de painéis solares térmicos, e na produção de energia elétrica através de painéis

solares fotovoltaicos. E isto se se considerar apenas a primeira forma de aproveitar esta energia, pois, em aplicações posteriores a esta, é possível através de determinadas tecnologias fazer uso da energia para efeitos de climatização e refrigeração. Um exemplo são os sistemas de absorção, máquinas com a finalidade de produzir “frio” que emergiram como uma promissora alternativa aos convencionais sistemas de compressão [10], uma vez que podem usar fontes de calor a baixa temperatura para o seu funcionamento, ao invés de um compressor mecânico. Essa fonte de calor pode ser água quente, aquecida através da energia do sol recolhida em painéis solares.

Será então suficientemente proveitoso apostar na refrigeração solar? Existem vários indicadores que apontam nesse sentido. Nos países industrializados os edifícios são o sector que mais energia consome, devido aos vários equipamentos que estão presentes nos mesmos, como o aquecimento, águas quentes sanitárias (AQS), iluminação ou ar-condicionado. É possível constatar este facto tendo em conta a realidade europeia, em que o sector em causa absorve quase metade da energia final anual (40%), o que implica a emissão de cerca de um terço dos gases de efeito estufa [11].

Considerando o caso português, a realidade é semelhante. Segundo estudos de 2002 da DECO, o consumo médio de energia de um lar português é de 3268 kWh/ano estando repartido, no seu uso final de acordo com o gráfico da figura 2.

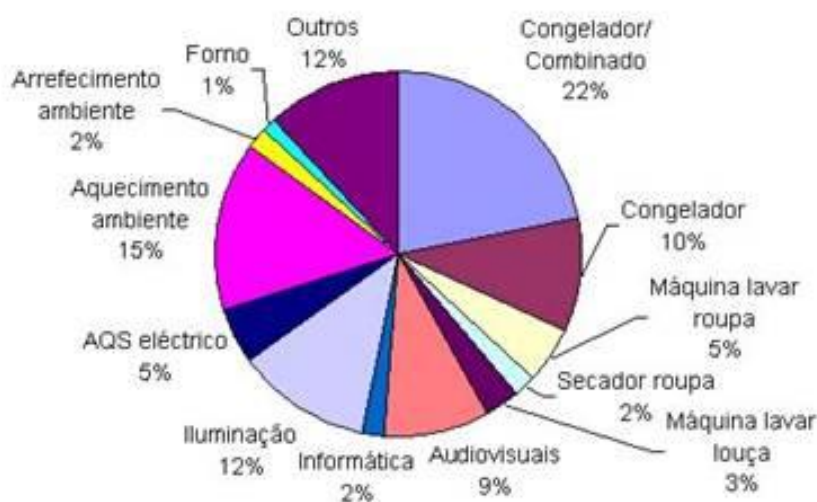


Figura 2 - Diferentes fontes de consumo energético num lar português [12].

Como se pode verificar, equipamentos de frio e de climatização são responsáveis pela maior parte do consumo energético de uma habitação. Acresce ainda o facto de o consumo de energia para arrefecimento através de ar-condicionado estar a aumentar consideravelmente, mesmo no caso de países que são dominados pela estação de aquecimento. Segundo estudos da União Europeia, em 1996 o consumo europeu para sistemas de 12kW colocados em pequenos quartos era de 11000

GWh. A mesma fonte previu um aumento de fator 4 para 2020, ou seja, serão necessários 44000 GWh nessa altura [3].

O aumento das cargas térmicas, a procura por melhores padrões de conforto, assim como as novas tendências de arquitetura, com edifícios com grandes fachadas de vidro muito iluminados e expostos a radiação, apresentam-se como alguns dos principais motivos para o aumento da procura energética. Por forma a ultrapassar estes problemas apostou-se em equipamentos de arrefecimento ditos convencionais, como o ar-condicionado e a ventilação mecânica. Contudo, o seu uso intensivo introduziu outros inconvenientes, como os picos de consumo elétrico, que causam problemas tanto no fornecimento de energia como resultam num aumento considerável do consumo de eletricidade. Isto torna-se especialmente problemático em anos menos chuvosos, em que a capacidade das centrais hidroelétricas para responder a estes picos energéticos é reduzida. Tais situações potenciam o uso de sistemas produtores de energia elétrica que utilizam combustíveis fósseis no processo.

Torna-se assim de extrema importância encontrar alternativas energéticas para conseguir responder às necessidades. Desta forma, a aposta no arrefecimento através de energia solar ganha todo o sentido, uma vez que:

- Em primeiro lugar aproveita um recurso energético endógeno;
- Permite aliviar a rede elétrica quando esta está a ser mais necessária, pois o pico solar coincide com os picos de consumo elétricos;
- Tem a vantagem de se poder armazenar o frio, para utilizar apenas quando necessário, através da produção de gelo;
- As necessidades de arrefecimento coincidem com o pico de disponibilidade solar existente no verão.

Os sistemas de arrefecimento solar tem ainda a vantagem de conseguir colmatar os requisitos dos sistemas convencionais:

- O consumo de eletricidade pode ser até 20 vezes inferior quando comparado com um sistema convencional de compressão [13];
- Os fluidos frigorígenos a utilizar são inofensivos para o meio ambiente pois consistem em água e soluções salinas;
- O incómodo sonoro que é causado pelo compressor não existe nestes sistemas, ou pelo menos apresentam níveis de ruído muito inferiores.

Torna-se então evidente que a exploração dos sistemas solares (térmicos e fotovoltaicos) ao longo do ano, para aquecimento e arrefecimento, aumenta a performance dos sistemas de climatização. Atualmente os sistemas existentes não são economicamente competitivos, devido ao seu custo avultado e ao baixo preço da energia usada nos sistemas convencionais a gás e eletricidade. A forma de justificar a opção pelo arrefecimento solar passa por tornar o conceito mais atrativo economicamente, pois a nível técnico já pode ser considerado vantajoso [13]. Isto pode ser alcançado reduzindo o custo dos diferentes componentes que compõe estes sistemas, como os *chillers* e coletores solares, por exemplo. Contudo, tal cenário apenas será alcançado quando existir uma aposta real na produção em grande escala destes sistemas.

1.2 Objetivos

O objetivo desta dissertação passa assim pelo estudo e desenvolvimento de um *chiller* de absorção, de baixa potência, cuja fonte de calor é a energia solar. O equipamento terá a capacidade de produzir o efeito de refrigeração, à semelhança de outras máquinas já existentes, a que acresce a capacidade de também produzir eletricidade, através da inclusão de uma microturbina no sistema. Poderá assim considerar-se que este equipamento será uma espécie de CCP (*combined cooling and power*), ou seja, uma unidade de climatização que também produz eletricidade, usando apenas uma fonte de energia.

Pretende-se projetar o sistema por forma a operar com uma fonte de calor o mais baixa possível, tentando assim diminuir os custos associados aos equipamentos necessários para a recolha da energia solar. Com a energia elétrica que o *chiller* poderá vir a produzir, mais do que vende-la à rede e obter retorno financeiro, o objetivo passa por conseguir produzir uma quantidade suficiente de energia por forma a suprir as necessidades do próprio sistema, tornando-o assim autossuficiente.

O foco desta dissertação será o estudo termodinâmico do ciclo de refrigeração, no sentido de otimizar as condições de operação do equipamento. Um ponto fulcral será a caracterização do fluido de trabalho do *chiller*, tanto a nível termodinâmico como da composição química, pois é neste aspeto que reside a base de funcionamento deste tipo de equipamentos. A concretização do estudo será auxiliada por um *software* de engenharia, o *Aspen HYSYS*, dada a complexidade da modelação e da caracterização dos ciclos de absorção. Este tipo de abordagem tem vindo a ganhar cada vez mais interesse na otimização de sistemas de refrigeração, sendo que a maioria dos mais recentes

trabalhos tem-se focado na otimização económica dos sistemas de refrigeração de água e amoníaco (AWRS – amonia water absorption refrigeration systems) [14].

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Resumo histórico

Atualmente associa-se o termo refrigeração a algum tipo de tecnologia capaz de produzir esse efeito, contudo, já nos tempos pré-históricos as pessoas armazenavam comida em cavernas com paredes húmidas, no sentido de conservá-la aproveitando o efeito do arrefecimento natural do ambiente. Mais tarde, por volta do ano 2000 a.C., já os habitantes da ilha de Creta, no Mediterrâneo, tinham noção da importância das baixas temperaturas na preservação dos alimentos. Aquele povo construiu adegas com o objetivo de guardar o gelo natural recolhido no Inverno, que serviam para conservar os alimentos durante a estação quente [15].

Este tipo de prática foi sendo mantida e aperfeiçoada durante muito tempo, sendo que, em meados do século XIX, os Estados Unidos, por exemplo, tinha um importante comércio de gelo natural, centrado principalmente em torno do rio *Hudson* [15]. Na Europa verificava-se a mesma realidade, já que havia uma constante procura de blocos de gelo natural oriundo da Noruega.

Desde o ano 1805 até ao final do século XIX, existiam muitas embarcações que transportavam gelo natural desde a América do Norte até muitos países de climas quentes, tais como Antilhas, Europa e até mesmo a Índia e Austrália. Relatos históricos comprovam que em 1872, 225000 toneladas de gelo natural foram enviadas para esses locais, tendo sido nessa época que a refrigeração mecânica se desenvolveu consideravelmente, tendo sido concebidos a maioria dos tipos de compressores e ciclos frigoríficos que se conhecem hoje [15]. Este tipo de sistemas tiveram origem quando, em 1755 o escocês William Cullen obteve gelo por evaporação de éter a baixa pressão [1]. Contudo, o maior desenvolvimento aconteceu em 1834 quando o americano Jacob Perkins, descreveu pela primeira vez o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor tal como o conhecemos hoje [1] [15].

Já em relação aos sistemas de refrigeração por absorção, poder-se-á dizer que a sua origem remonta a 1774 quando o inglês Joseph Priestly conseguiu isolar os gases amoníaco, oxigénio e dióxido de carbono [16]. Este feito pode ser considerado o começo do desenvolvimento científico da tecnologia de absorção. Posteriormente Michael Faraday realizou uma experiência onde utilizou um tubo em forma de “U” com amoníaco e cloreto de prata nas extremidades, sendo que, na extremidade onde estava o cloreto de prata era aplicado calor por forma a aumentar a pressão. Verificou-se que o

cloreto de prata era absorvido, sendo que no extremo oposto do tubo, o amoníaco evaporava, produzindo frio [17].

Os anos seguintes trouxeram mais estudos relacionados com a área de absorção e, em 1850, Edmond Carré inventou a primeira máquina de absorção, que utilizava uma mistura de água e ácido sulfúrico, absorvente e refrigerante, respetivamente. Em 1859 Ferdinand Carré aperfeiçoou a máquina, sendo patenteada em 1860 nos Estados Unidos da América, começando a sua comercialização em 1886 [17;18].

Esta tecnologia foi ganhando o seu espaço no mercado, sendo que os ciclos de absorção tem sido usados para aplicações de climatização já há mais de 50 anos. Equipamentos de absorção com a mistura de água e amoníaco tiveram algum relevo em certos processos, pois provaram ser adequados para aplicação em situações em que grandes quantidades de calor, de baixa temperatura, eram desperdiçadas. No final da década de 50 foi construída a primeira máquina com a mistura de H₂O-LiBr (água e brometo de lítio) [18], que nos dias que correm é utilizada para produzir água fria para acondicionamento de ar, sendo possível também obter água quente para aquecimento.

Na década de 60 a indústria do gás natural apostou fortemente na promoção da refrigeração por absorção, em detrimento da refrigeração por meios elétricos. Sistemas de absorção, como *chillers* a gás, tiveram sucesso no mercado, apresentando vantagens como os menores custos de operação e o melhor desempenho geral do sistema. Em contrapartida, inovações nos compressores, motores elétricos e em tecnologias de controlo trouxeram uma melhoria no desempenho dos sistemas de refrigeração elétricos, diminuindo também os seus custos. A partir dos anos 70, o gás natural ficou mais caro e de mais difícil obtenção, sendo que os sistemas de absorção perderam um pouco o interesse, voltando os sistemas convencionais de compressão a ter um papel mais relevante [19].

A opção pelas diferentes tecnologias de refrigeração foi sempre condicionada ao longo dos tempos pela disponibilidade e facilidade de obtenção da fonte energética, sendo o interesse económico um fator determinante, deixando para segundo plano questões ambientais e de preservação das fontes de energia. Contudo, a consciencialização ambiental tem sido crescente e, desde 1987, aquando da criação do Protocolo de Montreal, que tem sido impostos cada vez mais limites no que diz respeito à utilização dos sistemas elétricos, mais concretamente em relação aos fluidos refrigerantes CFC com os quais operam [19].

Os progressos nos sistemas de absorção tem sido uma constante, no sentido de os tornar mais competitivos, sendo que várias entidades tem investido tempo e dinheiro no estudo dos mesmos. Trabalhos realizados no *Lawrence Berkeley Laboratory* (LBL) resultaram em melhorias significativas na performance dos ciclos de absorção [20]. Os investigadores deste centro fizeram ainda estudos para melhorar ciclos para a aplicação com energia solar, desenvolvendo versões avançadas dos sistemas de absorção por água e amoníaco.

2.2 Refrigeração com energia solar

Por não ser do conhecimento geral, normalmente a refrigeração por energia solar é associada a uma tecnologia mais ou menos recente, mas tal não corresponde à verdade. As primeiras experiências neste campo remontam já há bastante tempo atrás, sendo que foi Augustin Mouchot quem pela primeira vez construiu uma máquina do género, sendo esta demonstrada na exposição mundial de Paris, em 1878 [21].

O estudo da refrigeração solar foi depois aprofundado em países como o Japão ou os Estados Unidos, principalmente durante os anos 80. Eventualmente, o progresso na tecnologia estagnou na década seguinte, pois o mercado estava mais virado para os preços mais acessíveis das energias fósseis [15;19].

Atualmente, também devido à cada vez maior consciencialização ambiental, o interesse em reduzir o consumo energético e de emissões de GEE voltou em força, assim como outras preocupações tendo em conta a utilização de fluidos frigorigenos, que são prejudiciais ao ambiente. Tornou-se assim necessário desenvolver toda a tecnologia de climatização e refrigeração existente, bem como a aplicação de novos conceitos. Deste modo, a refrigeração por energia solar ganhou novo fôlego, sendo que na atualidade existem já várias tecnologias disponíveis [13], embora em diferentes estados de desenvolvimento. O diagrama seguinte ilustra as várias formas de aproveitamento da energia solar disponíveis atualmente.

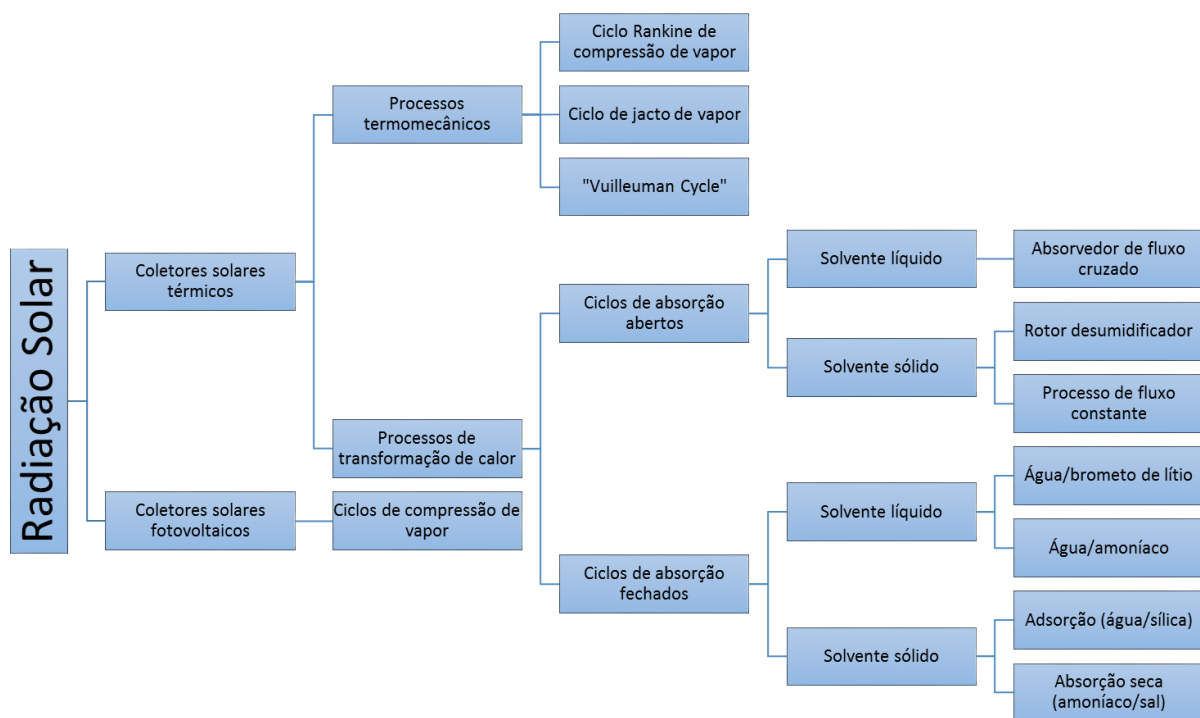


Figura 3 - Diferentes tecnologias de aproveitamento da radiação solar [13].

Existem dois processos que permitem converter a energia solar possibilitando a refrigeração: o elétrico e o térmico, através de painéis fotovoltaicos e painéis solares térmicos, respetivamente. Em teoria, pelo facto de ambas as tecnologias solares estarem num bom patamar de desenvolvimento, tal poderá levar a uma incerteza no que diz respeito a qual tecnologia escolher. A melhor opção dependerá sempre do projeto em causa.

Fazendo uma análise ao processo elétrico, a sua simplicidade aparenta ser uma vantagem, uma vez que recorre apenas a um sistema convencional de compressão de vapor, sendo a energia necessária para o processo gerada por um conjunto de painéis fotovoltaicos, podendo estes estar ligados à rede elétrica ou a um sistema isolado. Atualmente, a forma de rentabilizar o mais rápido possível os painéis fotovoltaicos, é ligá-los à rede pública, vendendo a energia gerada a um preço superior à que é adquirida do distribuidor, sendo esta a condição para sistemas de microprodução de energia elétrica

Em relação ao processo térmico, em painéis solares térmicos, existe uma grande quantidade de formas de aproveitamento da energia solar, algumas em fase de desenvolvimento mais adiantada do que outras. Entre essas tecnologias encontra-se a de absorção, que será objeto de estudo nesta dissertação.

2.3 Ciclo de absorção

O ciclo de absorção baseia-se no fato de o ponto de ebulição de uma mistura ser superior ao dos líquidos puros presentes. Máquinas de absorção utilizam uma mistura de duas substâncias como fluido de trabalho, sendo uma o refrigerante e outra o absorvente.

A evaporação do refrigerante presente na mistura extrai calor em condições de baixa pressão e baixa temperatura. Esse vapor é posteriormente elevado até uma pressão mais alta, sendo esta compressão térmica proporcionada através da utilização de um absorvedor e de um gerador. À mesma pressão, o vapor é depois condensado num condensador. Para fechar o ciclo, a pressão do fluido é reduzida, através de uma válvula de expansão, voltando depois ao evaporador. A repetição do ciclo permite a “produção de frio” e conseqüente refrigeração do espaço.

Dentro de uma máquina de absorção, representada na figura 4, o ciclo desenvolve-se da seguinte forma:

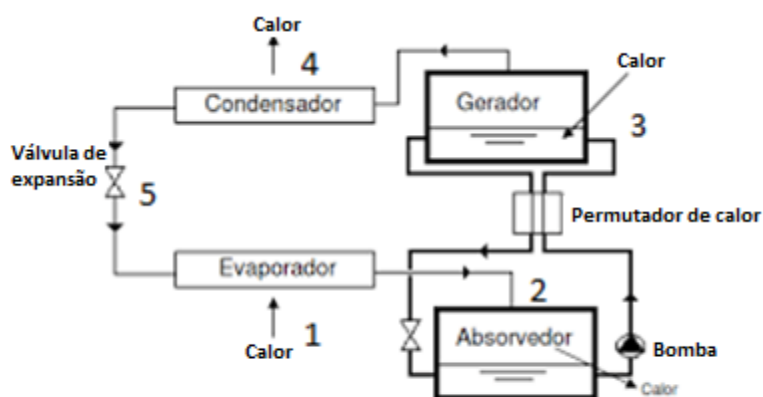


Figura 4 - Representação esquemática dos componentes constituintes de um equipamento de absorção.

1 - No evaporador, o fluido frigorígeno é evaporado, extraindo calor de uma fonte quente (zona a refrigerar) a baixa temperatura, proporcionando o efeito de arrefecimento;

2 - Posteriormente, o fluido frigorígeno, no estado de vapor, é encaminhado para um absorvedor, onde é absorvido numa solução líquida (absorvente). O calor latente de condensação e os ganhos de calor resultantes da reação exotérmica de absorção devem ser extraídos, para que o ciclo possa continuar de maneira eficiente;

3 - A solução concentrada, denominada de mistura rica, é bombeada para o componente ligado à fonte de calor (gerador), onde é aquecida acima da sua temperatura de ebulição, para que o vapor

do fluido refrigerante seja libertado a uma pressão alta. A solução diluída resultante, denominada de mistura pobre, é reencaminhada para o absorvedor;

4 - O vapor do fluido refrigerante é condensado no condensador, sendo o calor rejeitado para o exterior. O condensador pode ser refrigerado a ar ou água;

5 - O fluido refrigerante condensado é então encaminhado para uma válvula de expansão, onde a sua pressão é reduzida, seguindo depois para o evaporador, proporcionando o efeito de refrigeração e fechando o ciclo.

O ciclo de refrigeração por absorção é muito semelhante ao ciclo de compressão. A diferença reside no tipo de compressão: no ciclo de compressão convencional existe um compressor mecânico que eleva a pressão do fluido refrigerante, enquanto num ciclo de absorção é realizada uma compressão térmica recorrendo para isso a um absorvedor e um gerador. A diferença entre os ciclos pode ser mais facilmente verificada na figura 5.

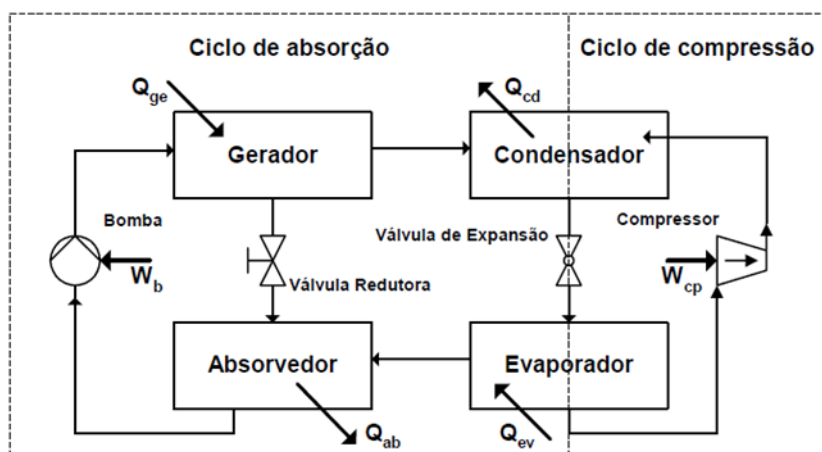


Figura 5 - Comparação entre o ciclo de absorção e o ciclo de compressão mecânica [22].

Do lado esquerdo da figura está representado o ciclo de absorção e do lado direito o de compressão. Verifica-se que o condensador e o gerador são elementos comuns aos dois sistemas, sendo que o compressor é substituído pelo conjunto absorvedor-bomba-gerador. Assim, pode considerar-se que o ciclo de absorção é um ciclo que consome essencialmente calor (necessário para separar o vapor de refrigerante da mistura) enquanto o ciclo de compressão consome trabalho (relativo ao processo de compressão do fluido refrigerante) [22].

A figura 6 mostra uma representação simplificada para os dois ciclos, a partir dos níveis de temperatura entre os quais os ciclos operam. Para o ciclo por compressão é possível ter um sistema de refrigeração que transfere calor da região a refrigerar, desde a temperatura de evaporação, T_{ev} , para T_0 , temperatura intermédia do sistema, que corresponde à temperatura exterior. Para o ciclo de absorção pode-se considerar um dispositivo que opera entre três níveis de temperatura: T_{ev} , T_0 e T_{ge} , sendo esta última temperatura a temperatura de geração de vapor. O sistema seria então composto por um motor térmico que opera entre T_{ge} e T_0 , acoplado a um ciclo de refrigeração que transfere calor de T_{ev} para T_0 .

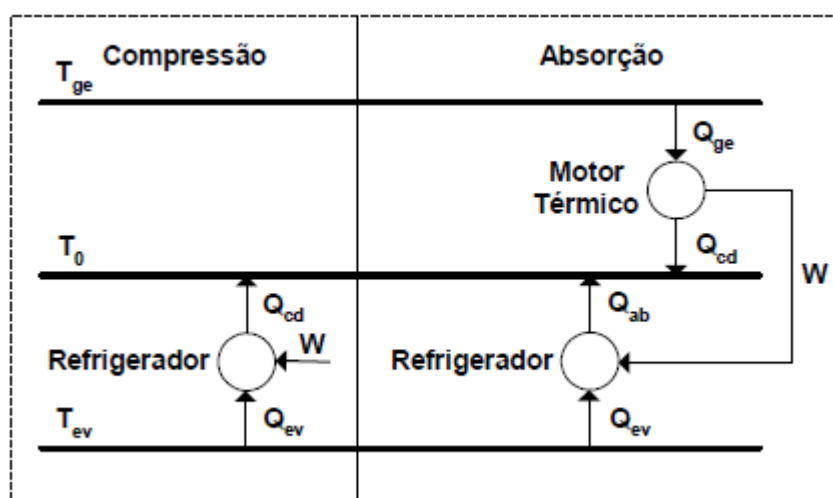


Figura 6 - Operação dos ciclos de absorção e compressão segundo os níveis de temperatura do sistema [22].

2.4 Classificação dos equipamentos de absorção

Nesta secção serão abordadas as várias características e formas de classificar os equipamentos de absorção.

2.4.1 Aplicação

Os *chillers* de absorção tem grande aplicação em várias áreas. Sempre que exista uma fonte térmica gratuita disponível, estes sistemas adquirem todo o interesse. Os equipamentos podem variar muito na dimensão, ou seja, na potência de refrigeração que podem fornecer, sendo que podem ser utilizados tanto industrialmente como para aplicações domésticas. Estão presentes em situações em que seja necessária a climatização dos espaços, podendo faze-la diretamente ou servir como componente integrante de um sistema de ar-condicionado, produzindo gelo para esse efeito. A operação silenciosa, devido à ausência do compressor mecânico, poderá fazer com que seja mais aconselhável para aplicações em que o barulho seja um inconveniente.

2.4.2 Fonte de energia

Equipamentos de absorção são geralmente classificados em relação à fonte de calor: se esta é direta ou obtida através de algum processo [18]. Em unidades que utilizam uma fonte de calor direta, esta pode ser obtida através de gás ou de outro combustível que é queimado dentro da máquina. As fontes de calor indiretas são normalmente vapor, água quente ou outro fluido térmico que transfere o calor de um aparelho separado do *chiller*, como uma caldeira ou um coletor solar.

2.4.3 Número de etapas

▪ **Simple efeito**

O ciclo de simples efeito refere-se ao normal funcionamento de um *chiller* de absorção, com a mistura de refrigerante e absorvente a circular através dos quatro principais componentes da máquina de refrigeração: evaporador, absorvedor, gerador e condensador, como mostra o seguinte diagrama de Pressão-Temperatura.

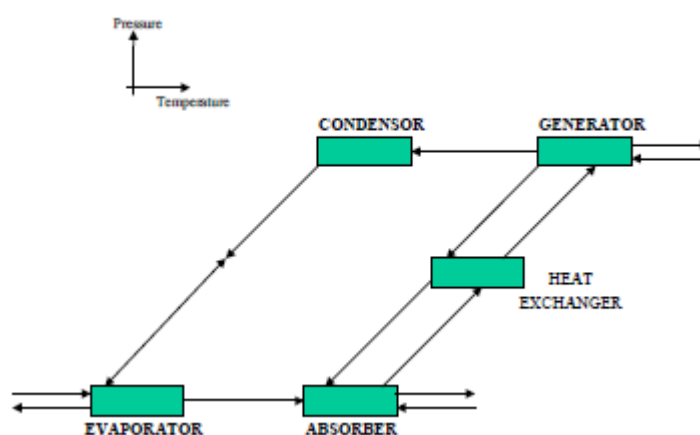


Figura 7 - Diagrama do ciclo de absorção de simples efeito [19].

Chillers de absorção de simples efeito usam vapor a baixa pressão ou água quente como fonte de energia. A eficiência térmica dos *chillers* de simples efeito é baixa e, apesar da tecnologia utilizada ser sofisticada, a sua baixa eficiência retirou competitividade a este tipo de sistemas [18;19]. A maioria das máquinas que são instaladas pressupõe que haja uma fonte de calor disponível que esteja a ser desperdiçada. *Chillers* de simples efeito podem ser usados para produzir água fria para ar-condicionado ou para refrigerar a água de algum processo, sendo que estes equipamentos estão disponíveis em capacidades desde 7,5 até 1500 toneladas [19]

- **Duplo efeito**

A procura de maiores eficiências nos *chillers* de absorção levou ao desenvolvimento de sistemas de duplo efeito com a mistura de água e brometo de lítio como fluido de trabalho [16]. A diferença deste tipo de *chillers* para os de simples efeito é a existência de dois condensadores e de dois geradores, por forma a permitir que mais refrigerante possa evaporar na solução. O gerador a temperatura mais alta utiliza calor fornecido externamente para fazer evaporar o refrigerante do absorvente. O vapor aqui produzido é condensado, sendo que o calor decorrente deste processo é utilizado no gerador de baixa temperatura.

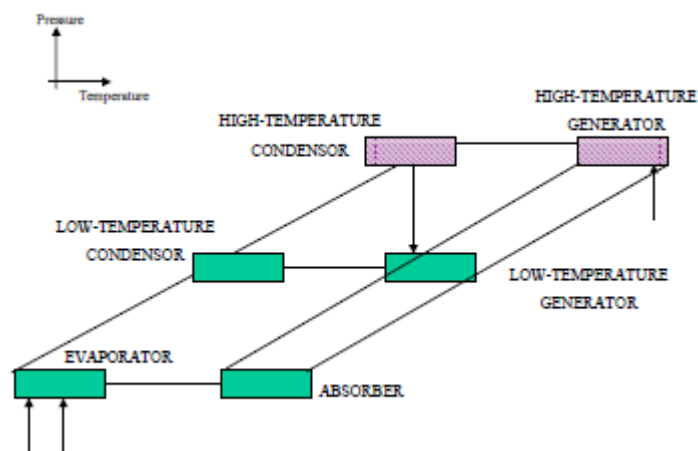


Figura 8 - Diagrama do ciclo de absorção de duplo efeito [19].

Estes sistemas utilizam combustão de gás ou vapor de alta pressão como fonte de energia. São de particular utilidade em regiões em que o preço da eletricidade é alto relativamente ao gás natural [19]. Apesar das máquinas de duplo efeito serem mais eficientes do que as de simples efeito, elas apresentam um custo de produção maior. Existem determinadas restrições no que diz respeito aos materiais a utilizar, devido ao maior potencial de corrosão provocado pelas temperaturas de operação mais elevadas, maiores permutadores de calor e sistemas de controlo mais complexos [18;19].

- **Triplo efeito**

Os ciclos de triplo efeito são a evolução lógica dos ciclos de duplo efeito. *Chillers* de triplo efeito encontram-se neste momento em desenvolvimento, aguardados como o próximo passo na tecnologia de absorção [19].

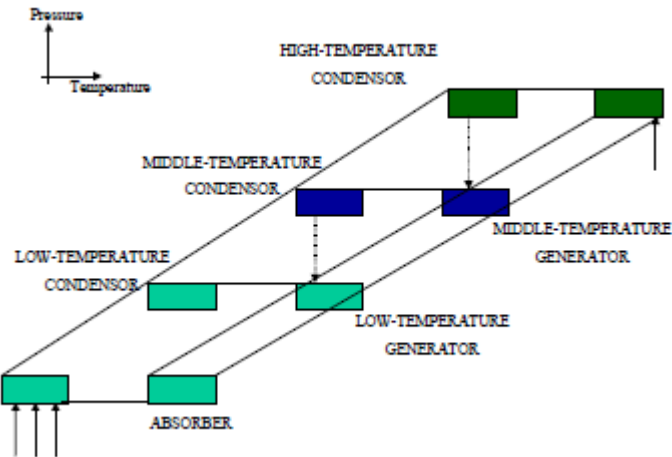


Figura 9 - Diagrama do ciclo de absorção de triplo efeito [19].

O vapor de fluido refrigerante, proveniente dos geradores (intermédio e de alta temperatura), é condensado, sendo o calor resultante do processo encaminhado para posterior aquecimento do gerador de baixa temperatura. O refrigerante combinado de todos os geradores é direcionado para um evaporador onde absorve mais calor, realizando o efeito de refrigeração.

Existem dois tipos de *chillers* de triplo efeito que são capazes de melhorias significativas de desempenho comparativamente a ciclos equivalentes de duplo efeito [18]. Um utiliza dois condensadores e dois absorvedores para atingir o triplo efeito. O segundo tipo utiliza três condensadores, com um arrefecedor no terceiro condensador. Os sistemas de triplo efeito oferecem a possibilidade de eficiências térmicas semelhantes às eficiências de *chillers* elétricos [19]. Contudo, os custos de produção serão maiores, sendo que a relação qualidade/preço do equipamento terá de ser avaliada caso a caso. Pressupõe-se que os maiores níveis de eficiência alargarão a cota de mercado dos *chillers* de absorção.

▪ Sistemas híbridos

Os sistemas híbridos combinam as melhores características da utilização de eletricidade e combustível, uma vez que uma unidade de absorção é instalada em paralelo com um sistema de compressão de vapor. Num equipamento híbrido típico, o *chiller* elétrico entra em funcionamento nas horas em que a tarifa elétrica é mais baixa. O *chiller* de absorção toma função destacada nas horas de pico elétrico, sendo o *chiller* elétrico utilizado para fornecer potência adicional, se necessário [19].

As especificidades de qualquer sistema híbrido dependem das necessidades de refrigeração e das condições de obtenção de gás e eletricidade de cada região, mas existem várias aplicações onde

estes sistemas são vantajosos. Eles são particularmente apropriados para aplicação em grandes edifícios que possuem gestão energética sofisticada, com capacidade para otimizar o desempenho dos sistemas e custos energéticos.

2.4.4 Dimensão dos equipamentos

Existem equipamentos de absorção de várias dimensões, sendo que, o tamanho da máquina é determinado pela sua potência frigorífica. A classificação dos equipamentos está assim representada na tabela 1.

Tabela 1 - Classificação dos equipamentos de absorção relativamente à potência frigorífica.

Classificação	Potência frigorífica
Máquinas de baixa potência	Inferior a 30kW
Máquinas de média potência	Entre 30kW a 100kW
Máquinas de alta potência	Superior a 100kW

2.4.5 Sistema de condensação

O sistema de condensação de um *chiller* de absorção depende do fluido que é utilizado para realizar a rejeição de calor do sistema. Os equipamentos de absorção são assim divididos em duas categorias: condensação por água ou condensação por ar.

▪ **Condensação por água**

Nos sistemas condensados por água é utilizado um circuito aberto de água de arrefecimento, sendo que o calor recolhido no condensador e absorvedor é transferido ao ambiente exterior numa torre de arrefecimento. Na torre, a água de arrefecimento é pulverizada, transferindo calor sensível e calor latente (principalmente) ao ar atmosférico. A temperatura da água vai diminuir até uma temperatura próxima da temperatura de bolbo húmido (tbh). A diferença entre a tbh e a temperatura de saída da água da torre de arrefecimento é o que define o que se chama de “aproximação” da torre de arrefecimento [18]. Esta aproximação é característica de cada torre e depende da humidade do lugar onde está instalada.

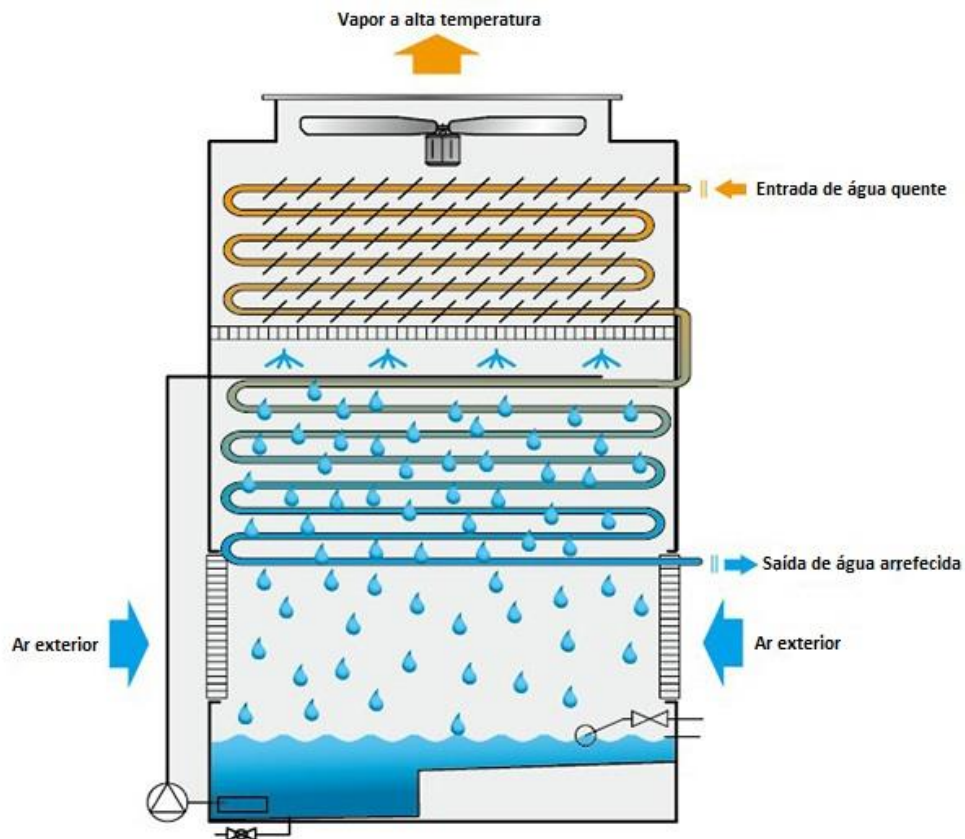


Figura 10 - Esquema de funcionamento de um sistema de condensação por água [23].

Olhando o panorama geral, o sistema de condensação por água tem sido o mais utilizado nos sistemas de absorção até à data, devido à sua eficiência [18]. Contudo, o maior inconveniente dos sistemas condensados por água reside exatamente na torre de arrefecimento. No setor residencial, a sua localização é um problema, para além de ser uma fonte de consumo de água e alvo de contínua manutenção. Outro problema prende-se com o aparecimento frequente no seu interior da bactéria Legionela. Estes fatores tem sido a justificação para que esta tecnologia não se tenha conseguido implantar no mercado doméstico. Nos últimos anos, tendo em conta as cada vez maiores restrições em relação à utilização de torres de arrefecimento, tem aparecido mais trabalhos de investigação no sentido de desenvolver sistemas condensados por ar [18].

▪ Condensação por ar

Através da utilização de sistemas de condensação por ar, são eliminados os problemas derivados da utilização de torres de arrefecimento na condensação por água. Porém, existem outras preocupações a ser levadas em conta neste tipo de sistemas. A extração de calor do condensador e do absorvedor faz-se através de ar, o que leva a que aumente a temperatura de condensação, e por conseguinte uma maior temperatura de geração de vapor no gerador [18]. Estes sistemas

operam à temperatura de bolbo seco (tbs), por oposição aos sistemas condensados a água, que operam à temperatura de bolbo húmido (tbh).

A condensação por ar faz assim com que o ciclo opere segundo maiores temperaturas e concentrações da solução, o que aproxima o funcionamento da máquina da chamada zona de cristalização, especialmente nos sistemas de H₂O-LiBr [18]. Se a temperatura de absorção aumenta, e continuando a evaporar refrigerante nas mesmas condições, vai se verificar um aumento da concentração da solução, ficando as condições de operação cada vez mais próximas da zona de formação de cristais. No anexo 1 encontra-se um diagrama que ilustra essa situação.

Outro aspeto em que as maiores temperaturas de operação influem negativamente é precisamente na eficiência e capacidade de produzir frio do equipamento. Quanto maior for a temperatura da solução no absorvedor, menor será a sua capacidade de absorver vapor de fluido frigorígeno. Se o vapor não é absorvido, verifica-se um aumento da pressão no absorvedor, o que origina uma maior temperatura de evaporação [18]. Assim, para remover as mesmas quantidades de calor, e uma vez que o coeficiente de transferência de calor do ar é inferior ao da água, são necessários equipamentos com maiores áreas de transferência, o que leva a um maior tamanho global da máquina. Uma vantagem que a condensação por ar apresenta em relação à condensação por água prende-se com a ausência da torre de arrefecimento, que reduz o custo de investimento entre 25% a 30%. [18]

A condensação por ar pode ainda ser feita de duas formas: através de métodos diretos ou indiretos. Nos sistemas que utilizam o método direto, o calor é transferido diretamente ao ar atmosférico, utilizando um absorvedor adiabático que separa os processos de transferência de massa e de transferência de calor [18]. O calor resultante da absorção é extraído fora do absorvedor, através do bombeamento da solução para um permutador de calor externo. A solução vai circulando até que o vapor de refrigerante seja absorvido corretamente.

Nos sistemas indiretos, transfere-se para o ar exterior o calor de absorção e condensação utilizando um sistema de transferência de calor em série [18]. O sistema é composto por um ventilador, um circuito fechado de água e uma bomba. Em primeiro lugar, o caudal de água para arrefecimento é bombeado até ao absorvedor e ao condensador, onde recebe o calor de absorção (Q_{ab}) e o calor

de condensação (Q_{cd}). Posteriormente, o calor recolhido pela água é rejeitado para o ar exterior com o auxílio do ventilador. A figura 12 ilustra este processo.

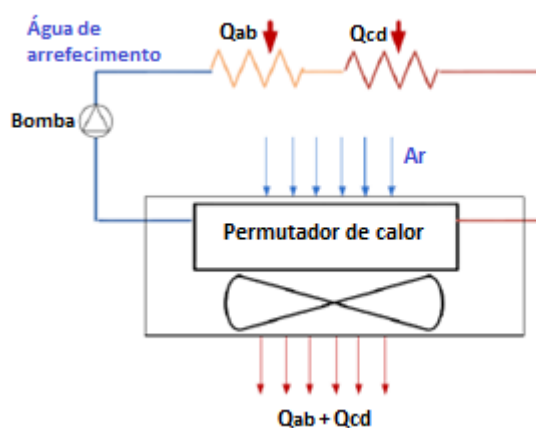


Figura 11 - Esquema de funcionamento do método direto de condensação [18].

2.5 Fluido de trabalho

Os sistemas de absorção utilizam como fluido de trabalho uma mistura de duas substâncias, uma agindo como refrigerante e a outra como absorvente. As duas misturas mais utilizadas nas máquinas de absorção são os pares de água com amoníaco (água como absorvente) e água com brometo de lítio (água como refrigerante). O primeiro par é utilizado preferencialmente em aplicações de refrigeração, o segundo em aplicações de climatização e bombas de calor [18;19].

Teoricamente, a eficiência da máquina ideal de absorção apenas depende das temperaturas absolutas das fontes térmicas, sendo independente das propriedades do refrigerante e do absorvente [22]. Na prática isto não se verifica, existindo uma clara dependência entre os resultados alcançados e o fluido de trabalho escolhido. Assim, existem algumas características que as substâncias que compõem o fluido de trabalho devem apresentar, que serão abordadas na secção seguinte.

2.5.1 Características do par refrigerante-absorvente

As duas substâncias que compõem o par refrigerante-absorvente devem atender um número de requisitos para formarem uma mistura adequada para emprego num sistema de refrigeração por absorção. Os principais requisitos, segundo o ASHRAE [24] são os seguintes:

- **Afinidade**

O absorvente deve ter grande afinidade química pelo refrigerante nas condições em que o processo de absorção ocorre. Esta afinidade acarreta um desvio negativo do comportamento previsto pela lei de *Raoult* e resulta num coeficiente de atividade menor que 1 para o refrigerante [25]. Isto reduz a quantidade de absorvente que circula e, conseqüentemente, o desperdício de energia devido aos efeitos da variação da temperatura. Além disso, o tamanho do permutador de calor que transfere calor do absorvente para a mistura pode ser reduzido. Por outro lado, uma elevada afinidade está associada a uma elevada entalpia de diluição, tendo como consequência um consumo adicional de energia, na forma de calor, no gerador para separar o refrigerante do absorvente.

- **Relação de volatilidades**

O refrigerante deve ser muito mais volátil que o absorvente, de forma a permitir a separação das duas substâncias facilmente aquando da geração de vapor.

- **Entalpia de vaporização/condensação**

As entalpias de vaporização e de condensação devem ser elevadas de modo a reduzir o mais possível os caudais de refrigerante e de absorvente.

- **Pressão**

É desejável que as pressões de operação sejam moderadas, a fim de garantir um funcionamento adequado do sistema. Pressões demasiado elevadas requerem o emprego de equipamentos com paredes espessas, aumentando os custos. Por outro lado, pressões muito baixas (condições semelhantes ao vácuo) necessitam de equipamentos de grande volumetria e dispositivos especiais para reduzir as perdas de carga nos escoamentos de refrigerante na fase de vapor.

- **Viscosidade**

As substâncias devem ter baixa viscosidade por forma a promover os processos de transferência de calor e massa, bem como para reduzir os problemas com o bombeamento do fluido de trabalho.

- **Ausência de fase sólida**

O par refrigerante-absorvente não deve formar uma fase sólida na faixa de composições e temperaturas existente nas condições de operação do sistema de absorção. Tal poderia originar um bloqueio no sistema e a conseqüente paragem do equipamento.

- **Estabilidade**

A estabilidade química é muito importante, devendo ser praticamente absoluta, visto as substâncias serem submetidas a condições extremas de operação durante o ciclo de vida do equipamento. Eventuais instabilidades podem resultar na formação de substâncias passíveis de causar danos, como gases ou sólidos corrosivos.

- **Corrosão**

É particularmente importante que os fluidos de trabalho ou qualquer substância resultante de instabilidade química não ataquem os materiais dos componentes do sistema de absorção. Inibidores de corrosão são geralmente utilizados.

- **Segurança**

Os fluidos de trabalho não devem ser tóxicos nem substancialmente inflamáveis, no caso de os equipamentos serem utilizados em ambientes ocupados por pessoas. Para aplicações industriais este requisito não é tao critico. Em conformidade com estes parâmetros, nenhuma das misturas mais utilizadas reúne a totalidade dos requisitos necessários. A escolha deve ser feita de acordo com a aplicação em questão, tentando tirar partido das características das substâncias, que são mais importantes no projeto.

2.5.2 Mistura de água e amoníaco ($NH_3 - H_2O$)

A mistura de água e amoníaco já vem sendo utilizada como fluido de trabalho de máquinas de absorção desde finais do século XIX [18]. O amoníaco atua como refrigerante, o que permite baixar as temperaturas do sistema até ao domínio da refrigeração, sendo que o ponto de congelamento do amoníaco se situa nos 77,7°C negativos [18]. Por outro lado, um sistema do género requer maiores pressões de trabalho, nomeadamente na pressão alta, e a utilização de uma coluna de retificação após a geração de vapor, devido à relação de volatilidades entre as substâncias ser demasiado baixa [24]. O amoníaco tem uma entalpia específica de vaporização muito menor que a água, sendo que, comparativamente a outros sistemas, precisa de caudais maiores para atingir potências semelhantes [24].

Os sistemas de ar condicionado são uma das aplicações que mais mercado abre aos sistemas de água e amoníaco, devido à possibilidade de se poderem utilizar diretamente queimadores a gás para produzir o calor necessário à máquina de absorção. Atualmente estão disponíveis no mercado máquinas deste tipo com potências desde 10kW a 90kW, com COP a rondar 0,7 [18].

A principal diferença deste sistema para o de água e brometo de lítio ($H_2O - LiBr$) prende-se com o facto de que o vapor de fluido frigorígeno que se produz no gerador não ser composto na sua totalidade por amoníaco, existindo sempre uma pequena percentagem de vapor de água na sua composição. Para retirar a água do vapor de amoníaco utiliza-se um dispositivo denominado de “coluna de retificação”, cujo funcionamento será estudado com maior pormenor numa secção mais à frente.

A ideia base do funcionamento de uma coluna de retificação consiste em arrefecer o vapor de refrigerante que sai do gerador, por forma a condensar a água nele presente, através de uma serpentina, no interior da qual circula um fluido com uma temperatura inferior à do vapor de água nas condições de geração. A inclusão da coluna de retificação não garante que o vapor de refrigerante não tenha qualquer percentagem residual de água, sendo que a água se vai acumulando no evaporador. O ponto mais importante da sua aplicação é o de evitar que chegue água ao condensador, ou que ao chegar água à válvula de expansão esta possa congelar e danificar a válvula [18].

Vantagens:

- A possibilidade de utilizar diretamente queimadores a gás;
- Aplicações com temperaturas muito baixas, até 60°C negativos [19];
- Possibilidade de dissipar calor através do ar.

Desvantagens:

- O amoníaco, devido à sua toxicidade, tem uma utilização restrita a lugares com boa ventilação [24];
- A necessidade de na maioria dos casos ser necessário recorrer ao processo de retificação faz aumentar o custo global da instalação;
- Não existem máquinas de duplo efeito que trabalhem com esta mistura, uma vez que as pressões originadas no gerador seriam demasiado elevadas [18];

2.5.3 Mistura de água e brometo de lítio ($H_2O - LiBr$)

A mistura de água e brometo de lítio tem sido amplamente utilizada na tecnologia de absorção já desde 1950 [18;19]. A água (funciona como refrigerante) é o líquido com o maior calor latente de evaporação e condensação que existe na natureza, sendo que esta característica é especialmente importante em instalações de climatização de grandes dimensões, uma vez que assim se consegue

reduzir o caudal de refrigerante que circula no sistema [18]. O inconveniente prende-se com o facto de a temperatura de evaporação ter de ser superior a 0°C, o que a impede de trabalhar no ramo da refrigeração. Por esta razão, os sistemas de absorção de $H_2O - LiBr$ trabalham com temperaturas de evaporação entre 4°C e 10°C. Estas máquinas estão assim destinadas à função de arrefecer água para sistemas de ar condicionado em grandes edifícios, apresentando valores de COP entre 0,7 e 1,33. As potências disponíveis vão desde os 4,5kW até aos 5000kW [18].

A pressão absoluta nestas condições de temperatura está compreendida entre os 400 Pa e os 900Pa, sendo que o volume específico no evaporador é muito grande, na ordem dos 200 m^3/kg . Já o condensador trabalha com pressões absolutas entre 4 kPa e 10 kPa, o que implica que o volume específico do refrigerante seja cerca de cinco vezes inferior em relação ao evaporador [18].

O absorvente presente na solução é o brometo de lítio, um sal de cor branca e com grande afinidade com a água. O seu ponto de fusão situa-se nos 535°C e o ponto de ebulição nos 2200°C, apresentando uma pressão de vapor extremamente baixa. É miscível na água, diluindo-se com facilidade, mesmo com concentrações elevadas, na ordem dos 75% [18].

Vantagens dos sistemas $H_2O - LiBr$

- A utilização de água como refrigerante, uma vez que o seu calor latente de evaporação é superior ao de qualquer outro fluido frigorígeno [18;24];
- As substâncias utilizadas na mistura não são tóxicas nem inflamáveis;
- Não é necessário o processo de retificação do vapor na saída do gerador, uma vez que durante a separação se gera uma corrente praticamente pura de vapor de água [18];
- Grande afinidade entre as substâncias;
- Apresenta um COP maior do que a mistura de água e amoníaco [19].

Desvantagens dos sistemas $H_2O - LiBr$

- A utilização destes sistemas restringe-se ao campo das temperaturas positivas, não sendo por isso aplicados na refrigeração, apenas na climatização [18];
- Com a água como refrigerante, excetuando a altas temperaturas, todas as restantes pressões no circuito são inferiores à atmosférica, o que conduz à necessidade de haver estanquicidade em todos os elementos do sistema por forma a assegurar um correto funcionamento [18];

- Existe o risco de cristalização do absorvente para certos níveis de concentração e temperatura, o que pode levar a problemas no funcionamento do sistema, como obstruções nas tubagens ou dificuldades com o bombeamento da solução [18];
- Esta mistura é muito corrosiva na presença de oxigênio. Nesse sentido, é necessário juntar na solução algum tipo de inibidor de corrosão [18;24].

2.5.4 Outras misturas de refrigerante e absorvente

Além das combinações de substâncias acima referidas, existem outras que também já foram testadas e que deixaram algumas boas indicações [18]. Contudo, a sua difusão e aplicação mais consistente está ainda longe de ser uma realidade devido a determinadas limitações, como a reduzida experiência com estes sistemas ou os problemas de estabilidade, corrosão e toxicidade que alguns refrigerantes apresentam. Alguns dos pares de substâncias existentes são:

- Amoníaco-Sais;
- Metilamina-Sais;
- Álcoois-Sais;
- Amoníaco-dissolventes orgânicos;
- Anidrido sulfuroso-dissolventes orgânicos;
- Hidrocarbonetos halogenados-dissolventes orgânicos.

2.6 Eficiência e avaliação de desempenho

A eficiência dos *chillers* de absorção é traduzida pelo coeficiente de performance, COP (do inglês *Coefficient of Performance*), que é definido pelo quociente entre o efeito de refrigeração e a quantidade de calor necessária para a realização do processo.

$$COP = \frac{\text{Potência de refrigeração}}{\text{Potência fornecida ao sistema}} \quad (1)$$

Chillers de simples efeito apresentam um COP na ordem de 0.6 a 0.8, sendo o ideal um coeficiente de 1, o que traduziria um processo cuja energia utilizada para o seu funcionamento seria toda ela aproveitada. Uma vez que o COP é menor que 1, este tipo de *chillers* são utilizados em aplicações

que aproveitam calor rejeitado proveniente de outros processos. *Chillers* de duplo efeito apresentam um COP de aproximadamente 1, sendo que o ideal seria 2. Por último, para os *chillers* de triplo efeito, projeta-se que estes possam apresentar um COP na ordem de 1.4 a 1.6, de acordo com resultados obtidos em protótipos [22].

Assim, o desempenho do ciclo de absorção é então quantificado através da utilização do coeficiente de performance, COP, definido para um ciclo de refrigeração como a relação entre a capacidade de refrigeração (Q_{ev}) e a potência térmica consumida no gerador (Q_{ge}):

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}} \quad (2)$$

2.7 Problemas de funcionamento

2.7.1 Cristalização e refrigeração do absorvente

A cristalização é um problema que ocorre em equipamentos que utilizam soluções salinas como fluidos de trabalho, sendo esse o caso da mistura de água e brometo de lítio. Isto acontece quando a fração mássica do sal excede o limite de solubilidade da mistura. Este limite depende da pressão mas sobretudo da temperatura, sendo que um ponto crítico do funcionamento destes equipamentos reside no arranque, uma vez que as temperaturas estão baixas [18].

Com o passar do tempo, o sal cristalizado vai-se acumulando nas paredes das tubagens, havendo o perigo de obstrução do circuito, parando o funcionamento da máquina. Se a cristalização ocorrer deve-se aumentar consideravelmente a temperatura da solução concentrada, acima do ponto de saturação, por forma a dissolver os cristais mais rapidamente [18].

2.7.2 Perdas de carga

As tubagens que fazem a ligação entre os componentes do circuito de refrigeração introduzem uma perda de carga no sistema, resultando num diferencial de pressão entre unidades que deveriam estar no mesmo patamar. É o caso do par gerador-condensador que está à dita “pressão alta”, e evaporador-absorvedor que funciona à “pressão baixa”. O diferencial de pressão entre os componentes traduz-se nas seguintes desigualdades:

$$P_{ev} > P_{ab}$$

$$P_{ge} > P_{cd}$$

Estas situações acarretam consequências para o bom funcionamento do sistema. Se a pressão do absorvedor for inferior à do evaporador, o título de vapor da mistura rica, em equilíbrio com a temperatura do absorvedor, diminui, fazendo com que diminua também a capacidade de absorção de vapor para um mesmo caudal mássico [26]. Por outro lado, uma maior pressão do gerador relativamente ao condensador faz com que, considerando uma temperatura de geração fixa, o título de vapor seja maior na mistura pobre, o dificultará a absorção de vapor quando esta chegue ao absorvedor [18;26].

2.7.3 Corrosão e compatibilidade de materiais

Ao longo do ciclo de vida de um equipamento podem observar-se problemas relacionados com a corrosão para os quais se devem tomar as devidas precauções, a fim de minimizar os potenciais danos no equipamento. Um exemplo é o vapor de água a alta temperatura que se torna corrosivo para os materiais das tubagens e componentes do sistema [18]. As medidas mais básicas que são tomadas por forma a evitar este tipo de problemas consistem no controlo do pH da solução que constitui o fluido de trabalho e na adição de inibidores de corrosão.

Em relação ao pH deve dizer-se que o potencial de oxidação da solução é muito dependente deste fator, ainda que a percentagem de oxigénio presente no sistema não seja muito elevada. Nesse sentido, deve ser garantido que a solução possui um pH ligeiramente básico [18]. Os inibidores de corrosão, para além de garantir a redução das probabilidades de haver corrosão, não devem ser propensos à criação de gases internos ou ser tóxicos.

2.7.4 Vácuo

Os perigos relacionados com a existência de vácuo em alguma zona do equipamento, prendem-se sobretudo com a possibilidade existência de fugas. Nos *chillers* de água e amoníaco este problema não é muito significativo, uma vez que as pressões normalmente utilizadas são consideravelmente altas. Contudo, nos *chillers* de $H_2O - LiBr$ verifica-se este problema uma vez que as pressões típicas destes sistemas são sub-atmosféricas. Por exemplo, um evaporador à temperatura de 5°C, considerando que o refrigerante é praticamente água pura, trabalha a uma pressão de 0,872kPa, abaixo dos 1,013kPa da pressão atmosférica [18]. Estas condicionantes introduzem especificações

importantes para o projeto dos equipamentos, sendo necessários componentes e tubagens de grandes dimensões por a obter um funcionamento correto.

2.7.5 Pressão hidrostática

No gerador, durante o processo de separação do refrigerante da solução líquida, a mistura pobre é retirada pela parte de baixo do gerador, sendo que a sua pressão à saída é maior do que a considerada teoricamente, consequência da altura de líquido presente no gerador. O efeito provocado por esta pressão adicional é semelhante ao da existência de uma maior concentração de refrigerante na mistura pobre, dificultando a absorção do vapor no absorvedor [18;26]. Em termos práticos o que acontece não é um aumento da concentração de vapor de fluido frigorígeno, mas sim a mesma concentração perto dos níveis de saturação.

2.8 *Chillers* de pequena potência

Existem situações em que a aplicação de pequenos equipamentos de refrigeração se revela interessante, seja pelas reduzidas necessidades de refrigeração ou pelas condicionantes da fonte de calor. Algumas marcas fabricantes de equipamentos de absorção começaram a produzir *chillers* de pequena dimensão, com a potência de refrigeração a variar desde os 4,5kW até aos 35kW, destinados a serem alimentados por energia solar [27-29]. *Chillers* deste tipo não são ainda muito comuns no mercado, sendo que não existem dados relativamente aos seus desempenhos em aplicações de longa duração.

Na tabela seguinte estão listados uma série de equipamentos, construídos por diferentes marcas, que no entanto devem ser considerados mais como protótipos do que equipamentos para comercialização [18;28;29]. De seguida, na tabela 2, são apresentados os equipamentos bem como as suas principais características.

Tabela 2 - Resumo dos chillers de absorção de pequena potência, condensados por água e por ar, existentes no mercado ou em fase de protótipo [18].

Fabricante	Designação do equipamento	Potência de refrigeração [kW]	Fluido de trabalho	Fonte de calor [°C]	Número de etapas	COP	Dimensões (LxCxA) [m]	Peso (kg)
YAZAKI (Japão)	WFC-SC5/chilli WFC 18	17,5	Água e brometo de lítio	83-88	Simples efeito	0,7	0,60x0,80x1,77	420
THERMAX (Índia)	Cogenie LT	35	Água e brometo de lítio	85-90	Simples efeito	0,7	1,60x1,60x2,10	380
EAW (Alemanha)	Wregracal SE15	15	Água e brometo de lítio	80-90	Simples efeito	0,7	1,75x0,76x1,75	660
PHOENIX	Não disponível	10	Água e brometo de lítio	85-95	Simples efeito	0,7	Não disponível	Não disponível
CLIMATE WEEL (Suécia)	Climatewell 10	10	Água e cloreto de lítio	90	Simples efeito	0,7	1,20x0,80x1,60	875
BROAD (China)	BH	16	Água e brometo de lítio	150	Duplo efeito	1,2	Não disponível	Não disponível
RINNAI/OSKA (Japão)	Não disponível	6,7	Água e brometo de lítio	150	Duplo efeito	1,2	0,60x0,60x0,40	Não disponível
YAZAKI (Japão)	Yasaki ACH-8	28	Água e brometo de lítio	Não disponível	Simples efeito	0,85	Não disponível	Não disponível
ROTARTICA (Espanha)	Solar 045	4,5	Água e brometo de lítio	85-90	Simples efeito	0,67	1,09x0,76x1,15	290
ROBUR (Itália)	ACF 60-00	15	Água e amoníaco	Não disponível	Simples efeito	0,7	0,90x1,30x1,20	370

SONNENKLIM A (Alemanha)	Suninverse 10	10	Água e brometo de lítio	65-75	Simples efeito	0,77	1,13x0,80x 1,96	550
SOLARNEXT (Alemanha)	Chilli PSC12	12	Água e amoníaco	78-85	Simples efeito	0,62	0,80x0,60x 2,20	350
AOSOL (Portugal)	Não disponível	8	Água e amoníaco	80-110	Simples efeito	0,6	Não disponível	Não disponível

O mercado de *chillers* de absorção de pequena dimensão apresenta assim máquinas que são capazes de funcionar com temperaturas abaixo dos 80°C, várias com um COP maior do que 0.7 e uma potência de refrigeração que vai desde os 4.5kW aos 35kW. Constata-se também que o fluido de trabalho mais utilizado é o par $H_2O - LiBr$, estando assim estes equipamentos mais no ramo da climatização do que da refrigeração [30].

Contudo, existem três razões principais que ainda fazem com que sistemas de refrigeração com energia solar não se desenvolvam no mercado:

1. Dificuldade em encontrar uma configuração *standard* para os *chillers*;
2. Baixo número de máquinas produzidas, e conseqüentemente com grandes custos;
3. Desconhecimento do comportamento dos sistemas.

O custo de investimento e a necessidade de projetistas com experiência constituem as barreiras mais importantes na difusão deste tipo de sistemas. A definição de configurações *standard* terá o efeito de reduzir a complexidade dos projetos, servindo de base para a criação de soluções que possam ser produzidas em grande escala.

Mais recentemente, algumas companhias fabricantes de *chillers* tem-se estabelecido no mercado europeu como fornecedores de equipamentos de refrigeração solar para o setor residencial, trabalhando com pequenas potências e fundamentalmente nos países do mediterrâneo, onde as condições climáticas são mais favoráveis à utilização destes sistemas [31].

2.9 Produção de energia elétrica e legislação aplicável

A produção de energia elétrica pelo consumidor particular está sujeita a determinadas condicionantes. O conceito de produção para autoconsumo não significa que alguém possa construir

em sua habitação um equipamento capaz de produzir a energia necessária e assim utiliza-la. Na verdade, toda a energia produzida terá de ser colocada na rede elétrica nacional, existindo depois uma tarifa especial para a aquisição de energia elétrica que beneficia quem produz. As autoridades competentes estabeleceram uma série de requisitos e procedimentos, em decreto de lei, que regulamentam a produção de energia elétrica por particulares.

A produção descentralizada através de unidades de minigeração e de microgeração têm demonstrado, no entanto, que a evolução tecnológica permite hoje em dia desenvolver projetos com recurso a menor investimento, o que, naturalmente, tem justificado a adequação da respetiva remuneração da energia proveniente destas unidades de produção [32].

2.9.1 Unidades de microgeração

A microgeração consiste na produção descentralizada de energia em pequena escala pelo próprio consumidor, seja um particular ou uma empresa, através de painéis solares fotovoltaicos, aerogeradores, caldeiras de biomassa, microturbinas, entre outros. A energia produzida é posteriormente vendida à rede pública, de acordo com o Decreto-Lei 118-A/2010 [32], possibilitando o retorno económico ao proprietário da instalação. Para o efeito, o microprodutor estabelece um contrato de venda dessa energia com a rede pública, assegurando a remuneração do seu investimento a longo prazo [33].

2.9.2 Unidades de minigeração

A minigeração é uma solução de investimento que se desenvolve de forma idêntica à microgeração. A principal diferença entre ambas as atividades assenta, sobretudo, na dimensão das instalações que, no caso da minigeração, poderá ascender aos 250kW, sem que se possa exceder o limite de 50% (potência da ligação) face à potência de consumo contratada pela entidade proprietária da instalação. O Decreto-Lei 34/2011 [34] classifica as instalações de miniprodução em três escalões, em função da respetiva potência, como se pode observar na tabela 3.

Tabela 3 - Classificação das instalações de miniprodução segundo a potência instalada [34].

Escalão I	Até 20kW
Escalão II	20kW a 100kW
Escalão III	100kW a 250kW

A legislação prevê a remuneração de sistemas de miniprodução através de uma tarifa bonificada cujo valor é função do escalão de potência da instalação e do tipo de tecnologia de produção empregue. O acesso à tarifa bonificada implica a realização de uma auditoria energética à instalação de consumo de eletricidade associada à unidade de miniprodução e a implementação de medidas para aumento da respetiva eficiência energética.

2.9.3 Legislação geral

A seguinte legislação é referente ao ano de 2013. As portarias 430/2012 e 431/2012 definem a tarifa de venda de energia para os regimes da minigeração e microgeração. Assim, no regime bonificado da minigeração, a tarifa de referência para 2013 é de 0,151 €/kWh. Este é um valor fixo durante o período do contrato, de 15 anos, e aplicável ao escalão I (sistemas até 20 kW). Nos escalões II e III, a tarifa de venda será definida por leilão consoante o desconto à tarifa de referência.

Na microgeração a tarifa para o regime bonificado é de 0,196€/kWh para o primeiro período de 8 anos e de 0,165 €/kWh para o segundo período de 7 anos. Em qualquer dos regimes, a tarifa de venda, após o período do contrato, será igual ao valor em vigor de compra da energia elétrica [33].

3. COLETORES SOLARES

O equipamento em estudo é um *chiller* de absorção e como tal utiliza calor no seu funcionamento. O calor necessário à máquina será obtido com água quente, aquecida através da energia solar. Ora, para aproveitar a energia que o sol diariamente fornece ao planeta são necessários equipamentos de recolha da radiação solar. Os coletores solares apresentam-se como sendo a mais comum tecnologia de aproveitamento da energia solar térmica, fazendo a captação da radiação solar.

A radiação produzida pelo sol não é aquela que efetivamente chega à Terra e é aproveitada pelos coletores. A radiação que chega ao limite superior da atmosfera é chamada de radiação total, correspondendo à quantidade de radiação emitida desde o nascer ao pôr-do-sol. No entanto, ao atravessar a atmosfera a radiação sofre os processos de absorção, reflexão e difusão, sendo que apenas uma parte dela atinge a superfície terrestre, à qual se dá o nome de radiação solar incidente. A radiação incidente é ainda dividida em duas: a radiação difusa e a radiação direta. A radiação direta é aquela que atinge a superfície da Terra sem ser interceptada por nuvens ou espalhada pela atmosfera (responsável pela sombra dos objetos). A radiação difusa é espalhada da atmosfera sofrendo vários desvios no seu percurso (é responsável pela claridade durante o dia) [35].

3.1 Tipos de coletores solares

Assim, no sentido de aproveitar a energia proveniente do sol, existem vários tipos de coletores solares, podendo estes ser:

1. Planos;
2. Concentradores;
3. Concentradores parabólicos compostos (CPC);
4. Coletores de tubos de vácuo.

De seguida serão apresentadas as principais características de cada tipo de coletor solar em particular.

3.1.1 Coletor solar plano

Este tipo de coletor é aquele que é mais utilizado, destinando-se à produção de água quente a temperaturas inferiores a 60°C [35;36]. Os coletores solares planos apresentam determinados componentes, entre os quais:

1. São constituídos por uma cobertura transparente que, para além de assegurar a estanquicidade do coletor, provoca o efeito estufa e reduz as perdas de calor;
2. Uma placa absorvedora, cuja função é a de receber a radiação proveniente do sol e transforma-la em calor, transmitindo esse calor para o fluido térmico que circula por uma série de tubos em paralelo ou numa serpentina. Por forma a aumentar o rendimento destas placas, estas podem ser dotadas de superfície seletiva que absorve radiação como um corpo negro;
3. Uma caixa isolada que tem como função evitar as perdas de calor, uma vez que é revestida por um material isolante, bem como dar rigidez e proteger o coletor do efeito de agentes externos;
4. Uma tubagem, que pode ser uma serpentina, no interior de um depósito ou recipiente que, ao fazer circular o fluido térmico através da mesma, pode-se retirar-lhe calor para aquecer água.

A imagem da figura 12 mostra o esquema de um coletor solar plano.

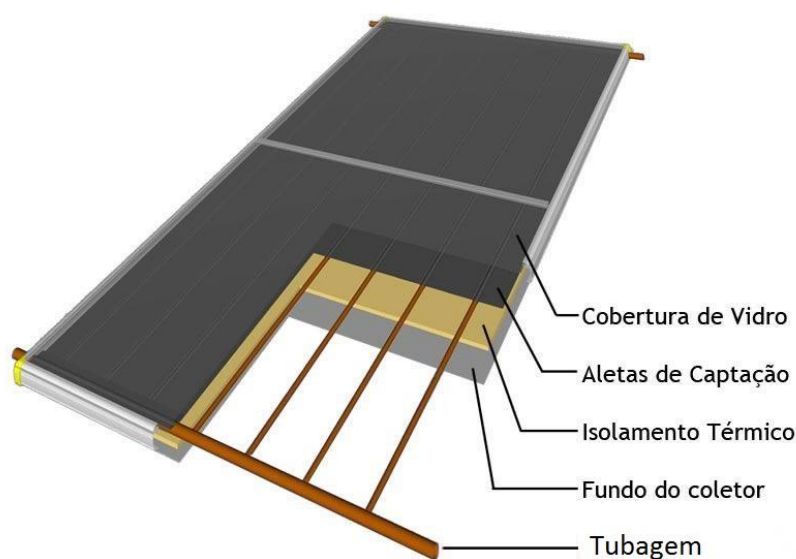


Figura 12 - Coletor solar plano.

3.1.2 Coletores concentradores ou seletivos

De modo a obter temperaturas mais elevadas é necessário reduzir as perdas térmicas do recetor, perdas essas que são proporcionais à sua área. Isto consegue-se reduzindo a superfície total do recetor em relação à sua superfície de captação, sendo que a redução das perdas térmicas é proporcional à redução da diferença entre as áreas [35].

Este tipo de coletores é dotado de um mecanismo que permite que a superfície de captação siga a trajetória do sol, de modo a que os raios solares incidam perpendicularmente na superfície, aumentando a concentração da radiação solar. A desvantagem prende-se com o facto destes sistemas de controlo serem bastante dispendiosos e complicados na sua elaboração, para além de só permitirem a captação da radiação direta [36].

Estes coletores solares são assim denominados de concentradores, sendo que a concentração é a relação entre a área de captação (a tampa de vidro do coletor) e a área de receção. Na figura 13 pode ser observado um coletor solar concentrador.

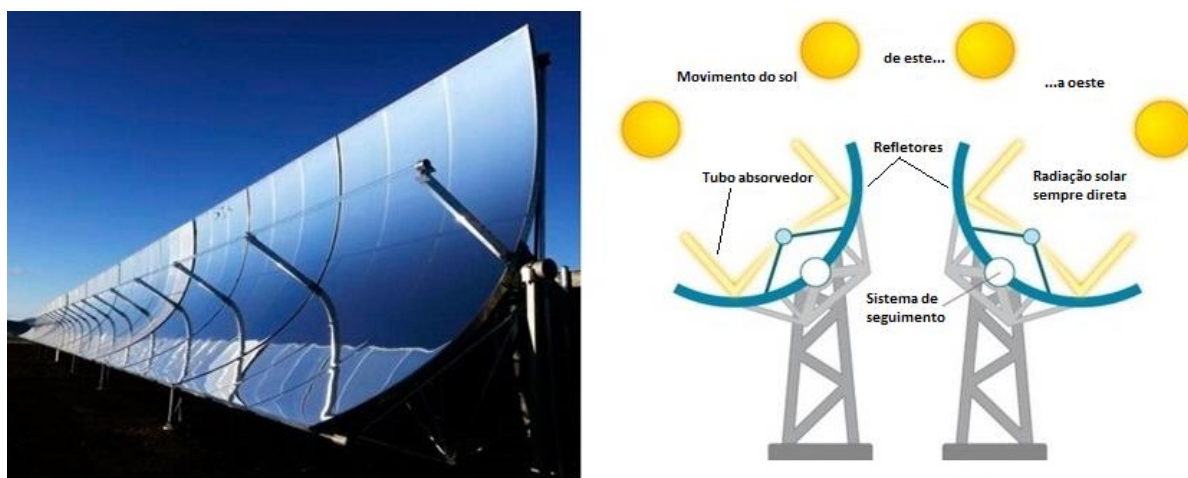


Figura 13 - Coletor solar concentrador.

Utilizando uma superfície recetora seletiva, recorrendo a materiais específicos, consegue-se reduzir a irradiação na faixa dos infravermelhos, capturando assim mais calor da radiação solar (valores superiores a 95%), fazendo a sua transformação de uma forma mais eficiente uma vez que as emissões do material são inferiores (valores inferiores a 5%) [37].

3.1.3 Coletores concentradores parabólicos (CPC)

A sigla CPC refere-se a *Compound Parabolic Concentrator*, expressão em inglês que designa um painel com espelhos curvos focalizados. Esta tecnologia permite rendimentos maiores do painel solar uma vez que consegue um melhor aproveitamento dos raios solares oblíquos de Outono e Primavera, bem como de início e final do dia [35;36]. São compostos por: tampa de vidro; tubo absorvedor; material isolante; caixa; espelho refletor. A figura 14 mostra o esquema de um coletor solar CPC.

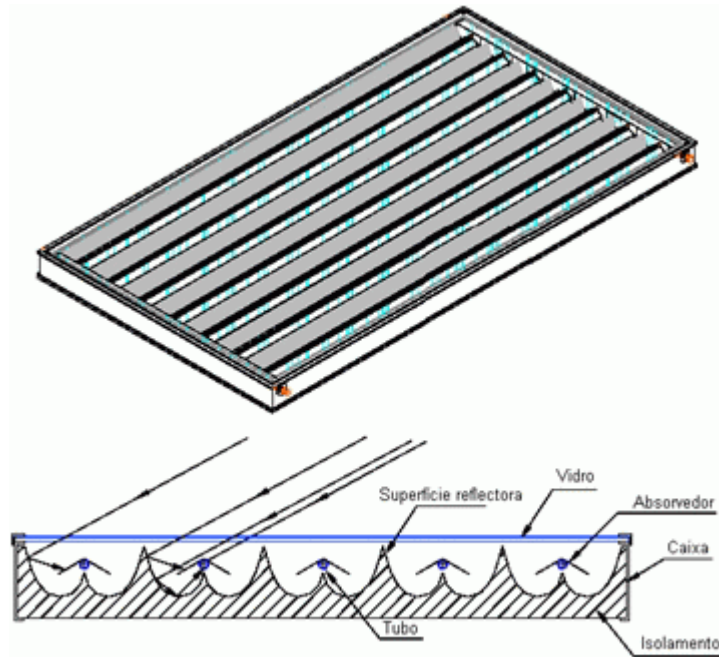


Figura 14 - Esquema e detalhe interior de um coletor concentrador parabólico.

Estes sistemas acrescentam às propriedades dos coletores planos, podendo ser montados em estruturas fixas e possuindo grande ângulo de visão que permite a captação da radiação difusa, a capacidade para produzir água a temperaturas mais altas ($> 60^{\circ}\text{C}$) [37].

A grande diferença destes coletores relativamente ao coletor plano convencional reside na geometria da superfície absorvedora. Nos coletores planos existe uma superfície plana à qual estão soldados tubos enquanto que no caso dos CPC's, a área absorvedora é constituída por tubos unidos a pares de alhetas colocados em cima da superfície refletora. O sol incide na parte superior das alhetas e da superfície refletora. Os raios solares são refletidos e acabam por ser redirecionados para a parte inferior das alhetas ou diretamente para os tubos, contribuindo para um aquecimento mais rápido do fluido térmico de transporte. Assim, a captação da radiação realiza-se em toda a superfície das alhetas, sendo por isso menores as perdas térmicas [35;36].

3.1.4 Coletores de tubos de vácuo

Neste tipo de coletores existem tubos de vácuo que consistem geralmente em tubos de vidro transparente com película de boro-silicato, dentro dos quais existe vácuo. A parede interna destes tubos está coberta de nitrato de alumínio, que é um material com grande capacidade de absorção de calor. No interior dos tubos de vácuo existe um tubo de cobre, denominado de *heat-pipe*, ao qual estão fixos recetores solares de alumínio seletivo [36].

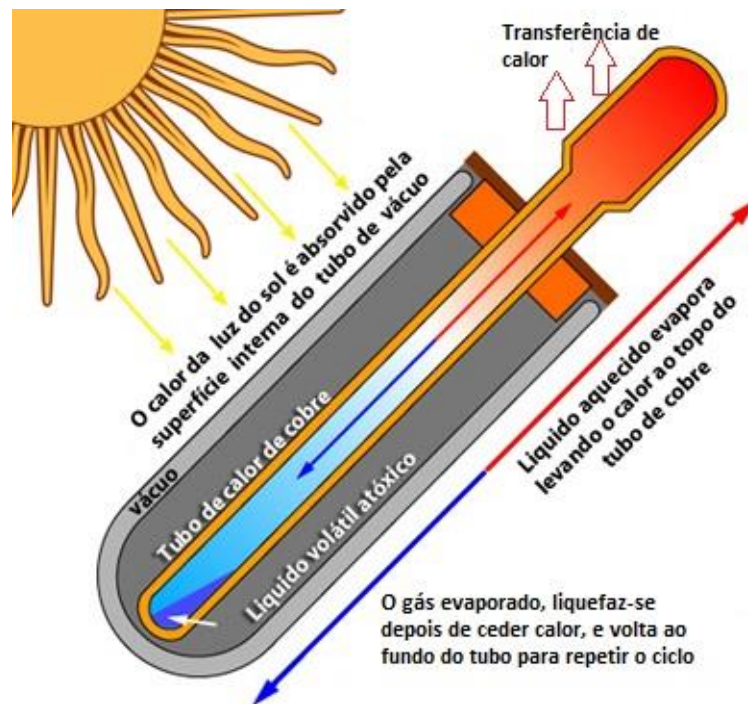


Figura 15 - Esquema de funcionamento de um coletor de tubos de vácuo.

A água é aquecida através do *heat-pipe*. Dentro destes tubos está um gás (gases nobres) facilmente evaporável que sofre um ciclo de evaporação e condensação. A condensação ocorre na parte superior do *heat-pipe*, transferindo assim o calor para a água com a qual está em contato. Dentro dos tubos não existe ar pelo que as perdas de calor por convecção são assim eliminadas, melhorando significativamente o rendimento deste componente a altas temperaturas [36].

Comparativamente aos coletores planos, os tubos de vácuo garantem um maior poder de absorção da energia solar disponível. Para além da radiação solar direta, o revestimento seletivo do coletor garante uma melhor captação na energia radiante, importante nos dias mais nebulosos, em que o sol está mais “escondido”. A existência de vácuo entre o coletor e o vidro exterior possibilita também que a captação de energia solar seja constante, mesmo a temperaturas negativas, sendo que o único requisito é a existência da luz do sol [36;37].

3.2 Eficiência de um coletor solar

A eficiência de um coletor solar pode ser determinada pela quantidade de calor útil, $\dot{Q}_{\text{útil}}$, transferida ao fluido. Uma vez que apenas uma parte da radiação solar é aproveitada para aquecer o fluido, sendo que a restante é perdida para o ambiente, o rendimento de um coletor solar é a razão entre

o calor útil transferido ao fluido e a radiação solar que o atinge [38]. Para um coletor de área A_{col} e um fluxo incidente I de radiação solar, o rendimento do coletor é dado pela expressão (3):

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{A_{col} * I} \quad (3)$$

A expressão (4) e permite calcular o valor para o calor útil de uma forma simplificada [39]:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m} * cp * T^* \quad (4)$$

Em que:

\dot{m} – Caudal mássico de fluido térmico [kg/s];

cp – Calor específico do fluido térmico [$kJ/kg^{\circ}C$];

T^* – Diferença entre temperatura média do fluido térmico e temperatura ambiente.

Assim, a expressão geral para o rendimento do coletor solar vem como sendo:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{m} * cp * T^*}{A_{col} * I} \quad (5)$$

3.2.1 Curva característica de um coletor solar

A curva característica de funcionamento de coletor solar é determinada em função dos seguintes parâmetros: radiação solar (I), temperatura ambiente (T_{amb}) e temperatura média do fluido térmico no coletor (T_f) [40;41]. A expressão (6) mostra como se obtém o valor de T^* .

$$T^* = T_f - T_{amb} \quad (6)$$

Através da expressão (7) é possível obter um coeficiente que nos ajuda a determinar a curva característica de um coletor solar, em função também do seu rendimento.

$$\frac{T^*}{I} \quad (7)$$

A figura 16 mostra a curva característica, ou curva de rendimento, dos vários tipos de coletor solar.

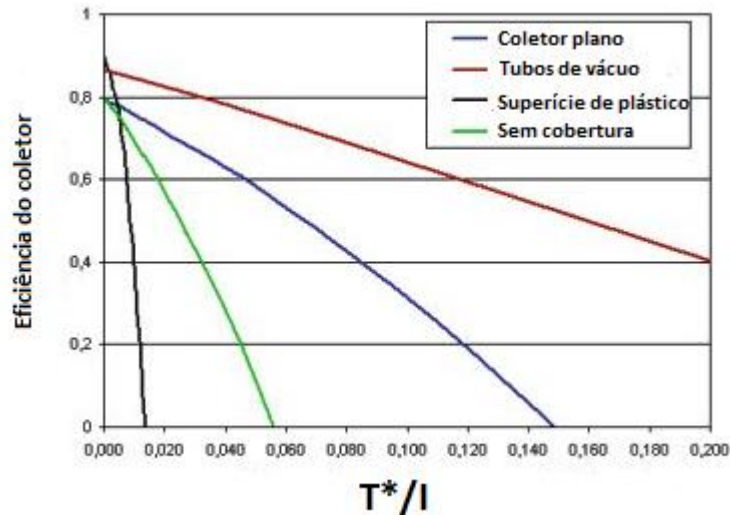


Figura 16 - Eficiência de alguns tipos de coletores solares [37]

Em situações em que T^* é nulo, ou seja, a temperatura média do fluido térmico e a temperatura ambiente são iguais, dá-se aquilo a que se chama o rendimento ótico do coletor, sendo que, nestas condições, não é possível extrair calor do sistema [37]. Quando a temperatura de saída é igual à temperatura de entrada, ou em situações que o caudal for igual a zero, o rendimento é nulo e o coletor atinge a temperatura de estagnação, que se traduz na temperatura máxima que o coletor pode atingir. A figura 17 ilustra a curva característica de um coletor solar, em função do seu rendimento e da diferença entre a temperatura ambiente e a temperatura do fluido térmico presente no seu interior.

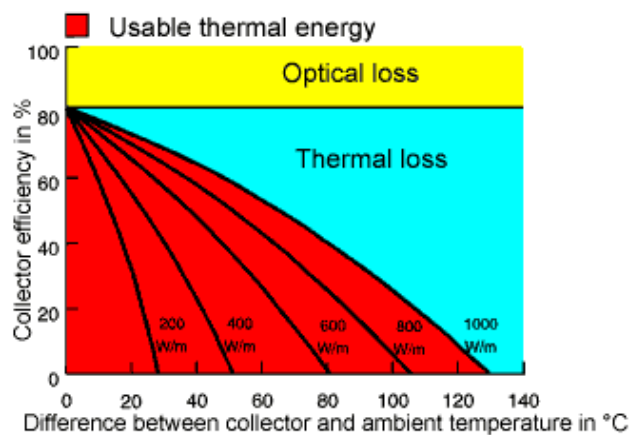


Figura 17 - Curva característica de um coletor solar [37]

O rendimento de um coletor diminui à medida que a temperatura média do fluido aumenta. Como regra geral deve escolher-se o coletor de acordo com a temperatura de utilização pretendida, para que o seu rendimento se situe acima dos 40% [36;37]. A tabela 4 mostra o tipo mais adequado de coletor solar em função da aplicação em causa.

Tabela 4 - Tipos de coletores solares utilizados em diversas aplicações [35].

Aplicação	Temperatura pretendida	Tipo de coletor
Piscina ou estufa	<30°C	Plano
Águas sanitárias	<60°C	Seletivo
Pré-aquecimento industrial	>60°C	Tubos de vácuo

O gráfico da figura 18 mostra o coletor solar a utilizar em função da temperatura de saída desejada.

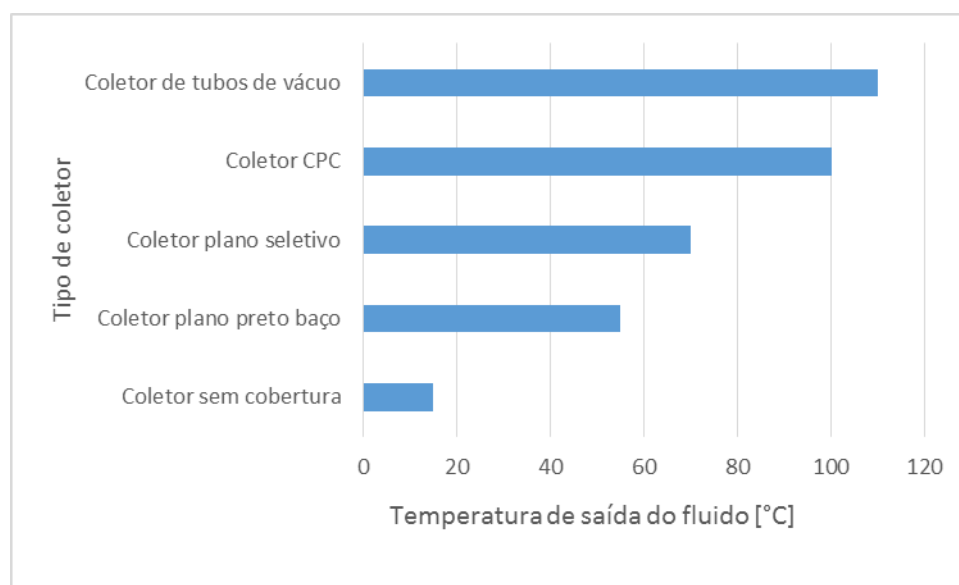


Figura 18 - Tipos de coletores e temperaturas máximas atingidas [42;43].

3.3 Alternativas para a fonte de calor

Num *chiller* de absorção existem várias formas de fornecer calor ao sistema. Para além da água quente proveniente de painéis solares, que se trata da situação abordada neste estudo, estes sistemas podem utilizar outras formas de assegurar energia para o seu funcionamento. O aproveitamento do calor rejeitado por processos industriais é uma das situações mais comuns. Não existindo uma fonte de calor em situação de desperdício que possa ser aproveitada, a outra forma

existente de fornecer calor aos sistemas de absorção é através da queima direta de algum tipo de combustível, podendo ser ele a biomassa, o biodiesel, o biogás ou o gás natural.

É de todo necessário elaborar uma alternativa à fonte de calor do *chiller*. Sendo que este vai ser alimentado por água quente, aquecida em painéis solares, é necessário garantir que o equipamento possa funcionar em dias que não exista radiação solar suficiente para aquecer a água até aos valores de temperatura desejados. O *chiller* em estudo é de pequena dimensão e para uso particular, sendo que não faz sentido abordar uma situação em que a energia a ele fornecida seja proveniente de algum processo alternativo que não a queima direta de combustível. Nesse sentido, e como será sempre a água a libertar calor no gerador, a solução de recurso para o *chiller* passará por um equipamento de queima que possa aquecer água. Assim, uma caldeira apresenta-se como uma solução simples e indicada para este caso.

As caldeiras são utilizadas para aquecer água, podendo produzir vapor, ou outros fluidos térmicos. A energia para o aquecimento do fluido pode ser obtida através da queima de combustíveis líquidos (gasóleo), sólidos (*pellets*) ou gasosos (gás natural), ou até através de energia elétrica com a utilização de resistências. Existem vários tipos de caldeiras, que podem ser classificadas segundo vários critérios. Quanto à sua finalidade, fonte de aquecimento, conteúdo nos tubos, princípio de funcionamento, pressão de serviço ou tipo de queima. As caldeiras que produzem vapor pela queima de combustíveis podem ser classificadas em dois grandes grupos, de acordo com o conteúdo nos tubos, podendo ser chamadas de caldeiras de tubos de fumo ou de tubos de água [44]. No Anexo 1 encontra-se uma breve explicação sobre as principais características destes equipamentos.

4. CARACTERIZAÇÃO DE UM *CHILLER* DE ABSORÇÃO DE ÁGUA E AMONÍACO

4.1 Funcionamento do *chiller*

Nesta secção será explicado de uma forma simples o funcionamento de um *chiller* de absorção com água e amoníaco como fluido de trabalho. A figura 19 mostra a representação esquemática de um equipamento deste tipo.

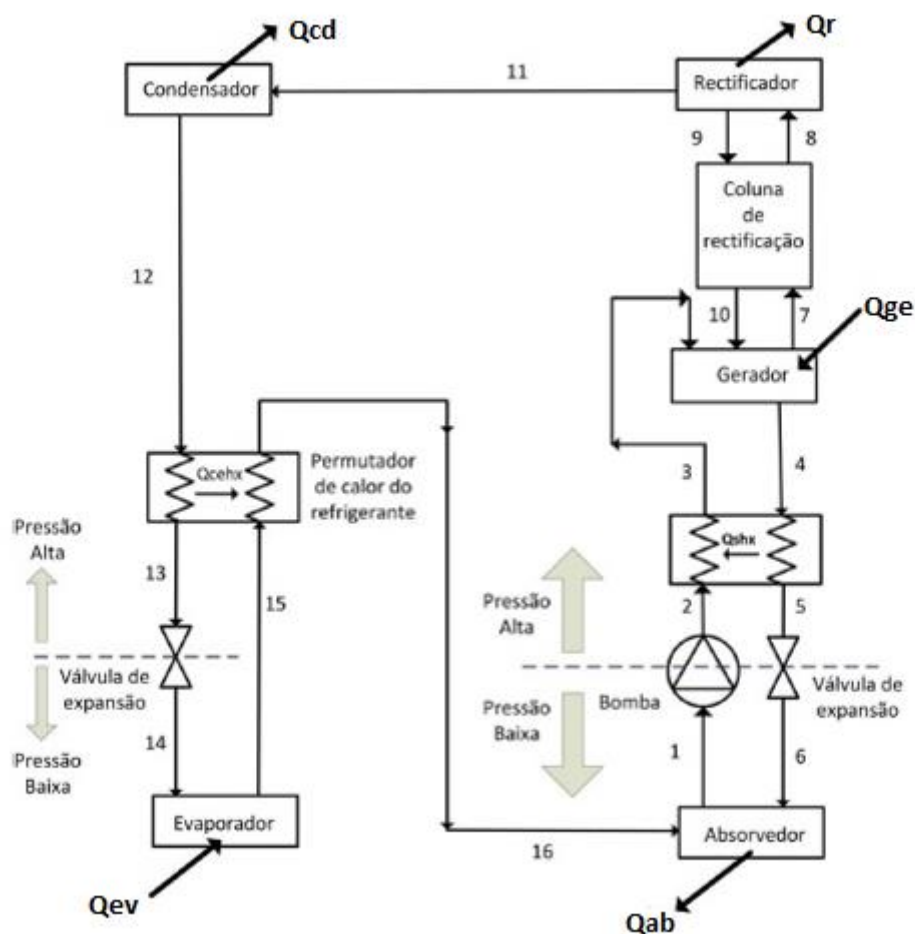


Figura 19 - Esquema de funcionamento de um *chiller* de absorção de água e amoníaco.

O vapor de refrigerante proveniente do evaporador (16), após ser misturado com o vapor que possa escapar pelo topo do absorvedor, é absorvido pela mistura pobre no absorvedor. Da reacção ocorrida no absorvedor resulta uma mistura com maior concentração de amoníaco, que é denominada de mistura rica (1). Esta mistura é então bombeada a alta pressão para o gerador (2), sendo que é pré-aquecida (3) através da troca de calor com a mistura pobre que sai deste mesmo componente (4).

Chegando ao gerador, a mistura rica recebe calor da água quente proveniente dos painéis solares térmicos, fazendo com que o amoníaco evapore da mistura (7). À saída do gerador existe uma coluna de retificação cuja função é eliminar quaisquer partículas de água que possam estar presentes no vapor de amoníaco. O processo de retificação refere-se às etapas (8), (9) e (10).

O vapor é então encaminhado (11) para um condensador onde rejeita calor para o exterior (Q_{cd}), condensando até ao estado de líquido saturado (12). Passa por uma válvula de expansão (13) que lhe reduz a pressão, e troca calor, através de um permutador de calor, com o vapor que sai do evaporador (15). Neste ponto, o vapor de amoníaco está pronto para entrar no evaporador a fim de realizar o efeito de refrigeração (14).

- A energia extraída no evaporador é a energia útil do processo (Q_{ev});
- O calor fornecido no gerador é a energia necessária ao funcionamento do processo (Q_{ge});
- O calor do sistema é dissipado no condensador (Q_{cd}), absorvedor (Q_{ab}) e na torre de retificação (Q_r).

4.2 Componentes do *chiller*

Nas secções seguintes serão apresentados os componentes que fazem parte de um *chiller* de absorção. Pode, dependendo do projeto, ser incluído algum outro componente. Contudo, aqueles que geralmente se podem observar num equipamento de absorção estão listados de seguida.

4.2.1 Gerador

Neste componente é utilizada energia térmica para obter o vapor de fluido refrigerante. A fonte de energia é normalmente água quente, que flui através de tubos imersos na solução de refrigerante mais absorvente. Esta solução absorve o calor da fonte de energia causando a sua evaporação, separando o refrigerante do absorvente, resultando como produto de topo uma mistura com elevada percentagem de refrigerante e, como produto de fundo, uma mistura com maior percentagem de absorvente, a mistura pobre. No caso da mistura de água e amoníaco é necessária a utilização de uma torre de retificação adicional, a fim de remover vapor de água presente no vapor de amoníaco [26].

A imagem da figura 20 mostra o esquema que poderá representar a configuração de um gerador num *chiller* de absorção. Simplificando, um gerador será um recipiente onde é armazenado o fluido de trabalho do *chiller*, a mistura rica. No interior, estará uma serpentina por onde passa a água aquecida no coletor, voltando depois aos mesmos, após ceder calor para a solução.

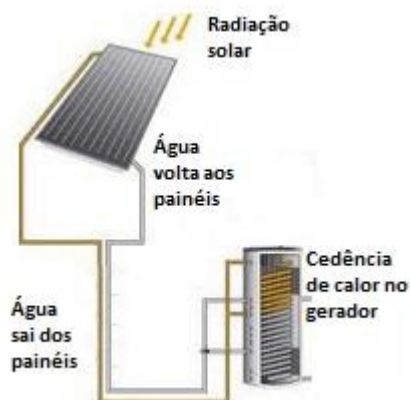


Figura 20 - Configuração da ligação entre o coletor solar e o gerador.

A figura 21 ilustra ainda melhor o processo, sendo possível ver os produtos de topo e de fundo do gerador.

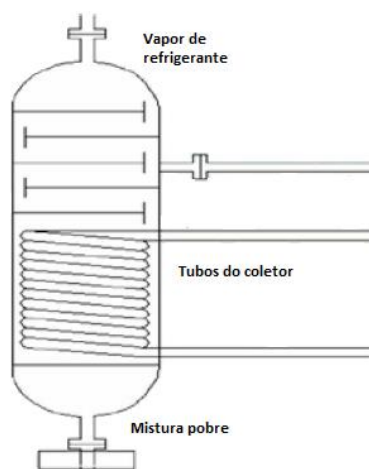


Figura 21 - Esquema do interior de um gerador.

4.2.2 Absorvedor

O absorvedor tem como função colocar em contacto os caudais de mistura pobre e de fluido frigorígeno. No absorvedor, o vapor de fluido frigorígeno é absorvido pela mistura pobre e, sendo este processo é exotérmico (reação que produz calor), é necessário remover o calor que é gerado. Para tal, são utilizados tubos de água de refrigeração que circulam no interior do absorvedor [18;26].

A absorção do vapor cria uma zona de baixa pressão no interior do absorvedor, o que induz um fluxo contínuo de vapor de refrigerante proveniente do evaporador. No caso da mistura de água e amoníaco a alimentação do vapor de refrigerante deve ser efetuada pela parte inferior do absorvedor

e, por sua vez, a mistura pobre deve ser introduzida pela parte superior. A razão para a alimentação ser feita desta forma é para evitar que o amoníaco escape em forma de gás sem se dissolver na mistura pobre [26]. A figura 22 mostra o esquema de funcionamento de um absorvedor.

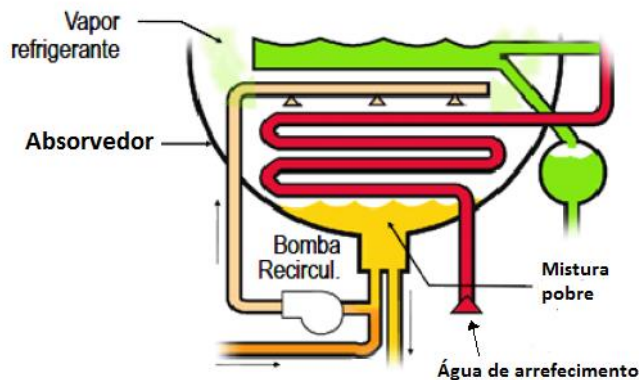


Figura 22 - Esquema de funcionamento de um absorvedor [22].

O seu funcionamento afeta diretamente o sistema global. O desenho dos absorvedores é um ponto crítico do projeto, dada a complexidade dos processos de transferência de massa e de calor. Uma troca eficiente de calor no absorvedor depende essencialmente da melhor mistura possível entre o refrigerante e o absorvente e da máxima área de contacto entre a solução e a parede do permutador [18;22].

- **Absorvedor com fases contínuas de vapor e líquido**

Neste tipo de absorvedores, a fase líquida é formada por uma película descendente que entra em contato com a fase de vapor, sendo que as configurações possíveis para o absorvedor podem ser de tubos verticais ou horizontais [18;45]. As figuras 23 e 24 ilustram as duas configurações existentes.

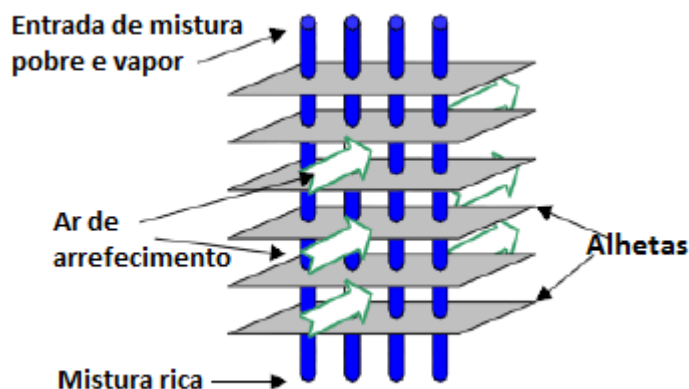


Figura 23 - Representação esquemática de um absorvedor vertical [18].

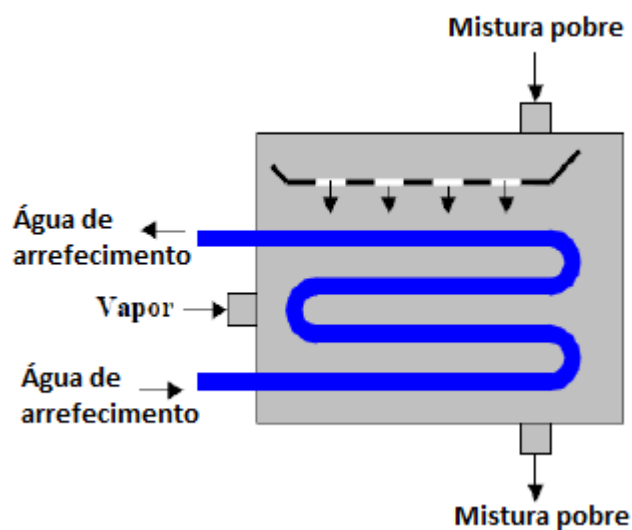


Figura 24 - Representação esquemática de um absorvedor horizontal [18].

A configuração com tubos horizontais é mais utilizada em equipamentos que utilizam água e brometo de lítio, para produção de água fria. Neste caso, o arrefecimento da solução é realizado através da água da torre de arrefecimento que circula no interior dos tubos horizontais [18].

A configuração com tubos verticais é a mais versátil, uma vez que pode ser usada água ou ar para dissipar o calor gerado. Deste modo é também possível alcançar valores altos para os coeficientes de transferência de calor e baixos valores para as perdas de carga, visto a configuração vertical ser favorável à formação da película descendente de solução. Contudo, para o bom funcionamento deste sistema é muito importante a existência de uma boa distribuição da solução no interior do absorvedor [18].

- **Absorvedor com fase de vapor contínua e fase líquido descontínua**

Com este tipo de configuração do absorvedor, o processo de absorção de vapor por parte da solução e a dissipação de calor realizam-se de forma separada. No início a solução pobre é colocada em contato com o vapor, através da utilização de aspersores dentro de uma câmara adiabática, que vão pulverizar o vapor sobre a corrente de líquido [18;45]. A figura 25 ilustra o processo.

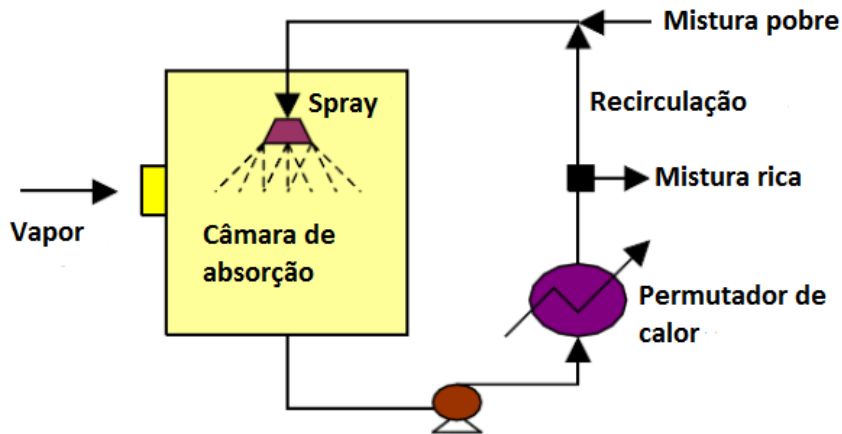


Figura 25 - Esquema de absorvedor com fase de vapor contínua e fase líquido descontínua [18].

Uma vez realizada a absorção, a solução concentrada em refrigerante passa por um permutador de calor por forma a dissipar o calor oriundo do processo de absorção. O processo continua com uma parte da solução já arrefecida a regressar ao absorvedor, seguindo a restante para o gerador. Esta recirculação da solução tem como objetivo aumentar a eficiência do processo de absorção [45].

- **Absorvedor com fase de vapor descontínua e fase líquido contínua**

Este tipo de absorvedores denominam-se absorvedores de borbulha, ou borbulhadores [18;45]. Estes absorvedores são inundados, o que significa que a mistura pobre preenche todo o canal central do absorvedor, sendo que o vapor de refrigerante é introduzido na solução na forma de borbulhas. A dissipação do calor faz-se através de um circuito de água de arrefecimento que circula na parte exterior do absorvedor [45].

De modo a aumentar a capacidade do absorvedor são geralmente colocados vários canais em paralelo com distribuidores de solução e de vapor na parte inferior do absorvedor e, na parte superior, um sensor para a recolha da solução concentrada (mistura rica). Este tipo de configuração é especialmente recomendada para sistemas de absorção que funcionem com a mistura de água e amoníaco, devido à boa interação entre a solução e a parede do absorvedor [18;45].

O fluxo bifásico que circula no interior do absorvedor adota diferentes tipos de regimes, sendo eles: agitado, de tampão e de borbulha [18]. A figura 26 mostra os diferentes regimes referidos.

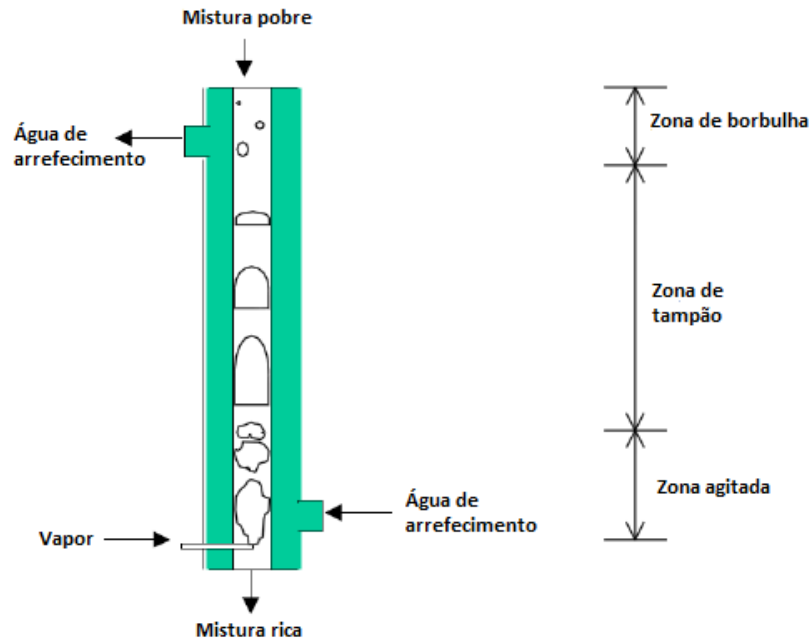


Figura 26 - Esquema de funcionamento de um absorvedor de borbulha [18].

1. O fluxo agitado caracteriza-se pela existência de uma forma indefinida da fase de vapor, originada pelo efeito da entrada da solução e do vapor de fluido frigorígeno [45];
2. No fluxo de tampão, a fase gasosa sobe em forma de balas, de grande tamanho em comparação com o diâmetro da tubagem, separadas por líquido. Este regime é aquele que predomina ao longo do absorvedor [45];
3. O fluxo de borbulha é caracterizado por pequenas borbulhas separadas umas das outras, rodeadas por grandes quantidades de líquido [45].

4.2.3 Condensador

No condensador, o vapor proveniente do gerador é condensado totalmente num permutador de calor, passando do estado de vapor saturado a líquido saturado. É posteriormente recolhido pela parte inferior onde, através de uma válvula de expansão que reduz a pressão do fluido, é direcionado para o evaporador.

É neste componente que se elimina grande parte do calor decorrente do ciclo de refrigeração. A fim de realizar a rejeição de calor no condensador é necessário assegurar que a temperatura de condensação é superior à temperatura exterior, sendo que o ΔT deverá ser o suficiente para que todo o vapor de refrigerante condense.

4.2.4 Evaporador

Este equipamento é um permutador de calor no qual o vapor do fluido frigorígeno realiza a mudança de fase através da troca de calor com o espaço a refrigerar. O vapor entra no evaporador na zona bifásica do diagrama de fases, com um determinado título, e passa ao estado de vapor saturado [22].

Os evaporadores podem ser classificados de acordo com o método de alimentação, sendo que podem ser de expansão direta ou inundados.

- **Evaporadores de expansão direta**

À saída do evaporador, o refrigerante está num estado de vapor ligeiramente sobreaquecido, sendo que é introduzido em pequenas quantidades por forma a assegurar a vaporização completa do fluido frigorígeno. Um evaporador de expansão direta é utilizado geralmente em sistemas pequenos com desenhos compactos e requer um equipamento para controlo do caudal de vapor, como uma válvula termostática ou um tubo capilar [46].

- **Evaporadores inundados**

Nos evaporadores inundados, a quantidade de fluido frigorígeno presente é feita por excesso, com a finalidade de preencher todo o interior do evaporador, maximizando a troca de calor. São equipados de um acumulador de fluido frigorígeno fazendo-o circular pelo evaporador pela ação da gravidade. São especialmente direcionados para máquinas de grande volume com grande capacidade de refrigeração [46].

4.2.5 Bomba de solução

Os sistemas de refrigeração por absorção possuem uma bomba, que é necessária para o funcionamento da máquina, sendo que é o único componente que consome energia elétrica no sistema. A bomba da solução tem dois propósitos:

1. Garantir a circulação do fluido de trabalho pelo circuito;
2. Estabelecer uma diferença de pressão ao longo do sistema.

O processo de bombagem não altera as condições do fluido de trabalho, sendo que o balanço de massa e de concentração de amoníaco na solução é dado por [47]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$x_1 = x_2$$

4.2.6 Coluna de retificação

A destilação, ou retificação, é usada quando se deseja separar uma mistura (líquida, parcialmente líquida ou vapor) em duas outras misturas, utilizando calor como agente de separação. O componente mais leve (de menor ponto de ebulição) é chamado de destilado, ou produto de topo, e o componente mais pesado (de maior ponto de ebulição) é chamado de resíduo, ou produto de fundo [48]. No caso de um *chiller* de absorção de água e amoníaco, ao produzir vapor no gerador, esse vapor produzido vai apresentar sempre, ainda que não muito elevada, uma determinada percentagem de água na sua constituição. A função da coluna de retificação é retirar a água presente no vapor de refrigerante, tornando-o o mais “puro” em amoníaco possível. A figura 27 mostra a representação esquemática de uma coluna de retificação.

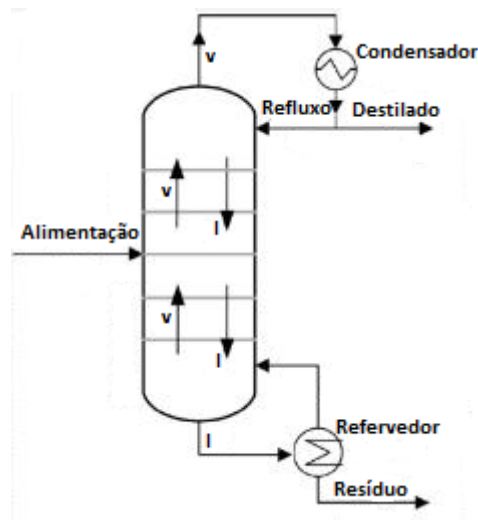


Figura 27 - Representação esquemática de uma coluna de retificação [48].

O interior de uma coluna de retificação é dotado de pratos, ou bandejas, sendo que o líquido que desce por gravidade da parte superior entra em contato com o vapor que sobe da parte inferior da coluna, em cada um dos pratos. O vapor do fundo da coluna é gerado por um permutador de calor denominado de refervedor, onde um fluido com maior energia (normalmente na forma de vapor) fornece calor ao líquido que sai pelo fundo da torre, vaporizando-o total ou parcialmente.

O líquido que entra pelo topo da coluna, denominado de refluxo, é gerado por um pequeno permutador de calor a que se chama de condensador, que utiliza um fluido de arrefecimento (normalmente água ou ar) para condensar o vapor que sai pelo topo da coluna. A restante parte do produto do condensador, aquela que não volta a entrar para a coluna de retificação, é o amoníaco já destilado, com a menor percentagem de água possível e que já se encontra em condições de se encaminhar para o condensador [48].

4.3 Fluido de trabalho

4.3.1 Comportamento da uma mistura de dois fluidos

O estado termodinâmico de uma mistura homogênea de duas ou mais substâncias, em que a densidade, pressão e temperatura são uniformes, não pode ser determinado apenas pelas propriedades independentes, pressão e temperatura, como acontece no caso das substâncias puras. É necessário o conhecimento da composição da mistura, indicado pela concentração de cada uma das substâncias (relação entre a massa de uma das substâncias e a massa total da mistura) [22].

Quando duas substâncias com características idênticas se misturam, as suas temperaturas e volumes alteram-se. Para os sistemas de refrigeração por absorção, a miscibilidade de uma mistura é uma característica importante [24]. Nesse sentido, misturas de substâncias utilizadas como fluido de trabalho nestas máquinas devem ser completamente miscíveis, na fase líquida e de vapor, em todo o ciclo de refrigeração.

Estudar e compreender o comportamento (relação entre pressão, temperatura e concentração) de uma mistura binária é um ponto crucial no projeto de um qualquer sistema de refrigeração por absorção. Na figura 28 está representada uma mistura binária com uma percentagem de substância x_1 à temperatura T_1 , que se encontra no interior de um recipiente fechado através de um pistão sob o qual é exercida uma força constante, que se pode movimentar sem atrito.

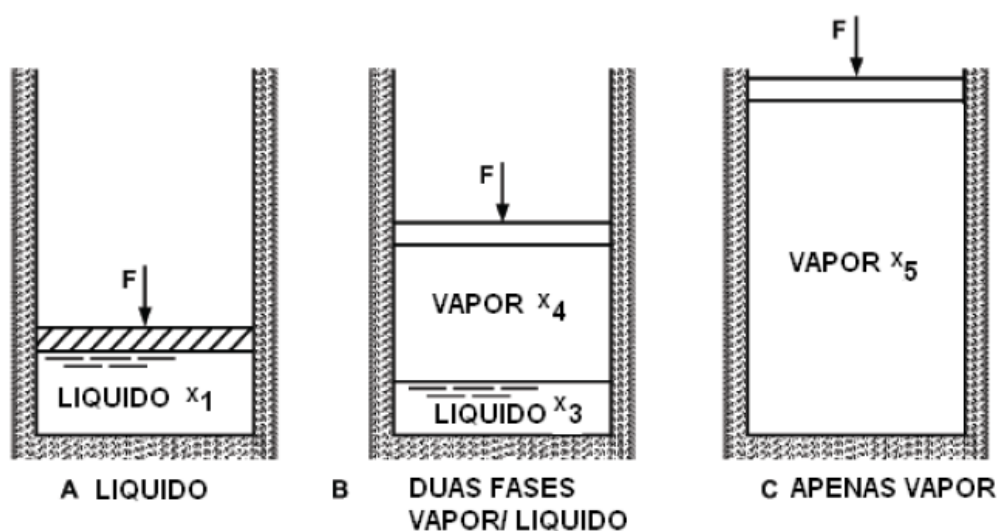


Figura 28 - Processos de evaporação e condensação de uma mistura binária homogênea [49].

Pelo diagrama T-x (temperatura-concentração), na figura 29, é possível analisar o comportamento da mistura que se encontra no interior do recipiente fechado da figura 28, quando está sujeita ao aumento de temperatura a pressão constante – o aumento de temperatura a pressão constante é o processo que ocorre no gerador, formando-se o vapor de fluido refrigerante [22;26;49].

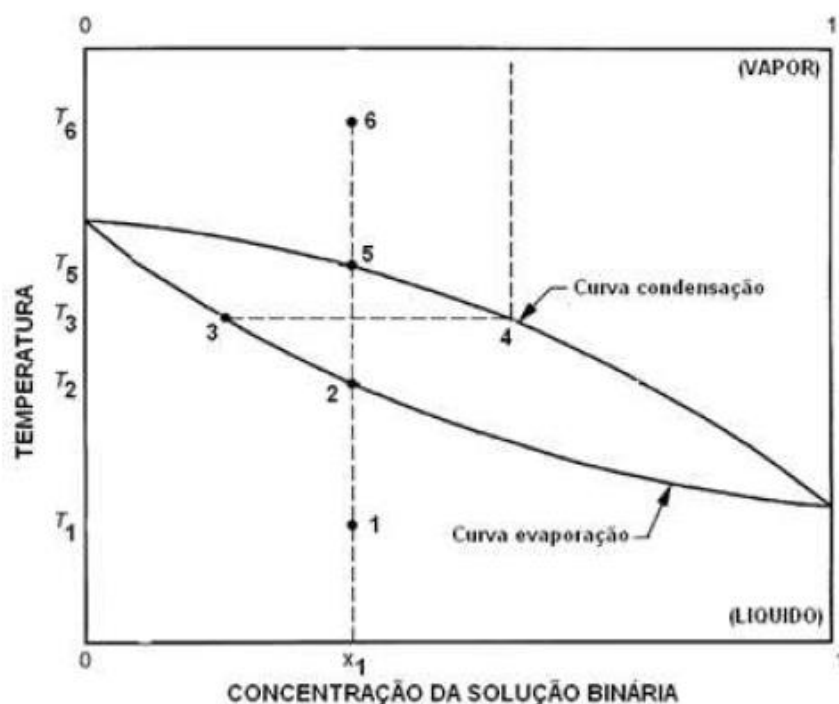


Figura 29 - Diagrama T-x da solução binária [49].

Desde o ponto 1 até ao ponto 2 a mistura mantém-se na fase líquida verificando-se o aumento da temperatura. A temperatura da mistura continua a aumentar e, logo a seguir ao ponto 2, inicia-se a formação de vapor, que obriga o pistão a mover-se por influência do vapor, deste modo mantendo a pressão constante.

Para temperaturas superiores ao ponto 2 (estados na região de saturação), e a partir da análise composição em termos de concentração do líquido e do vapor, conclui-se que a composição do vapor é diferente da do líquido e ambas são diferentes da composição inicial, sendo as concentrações da fase líquida e vapor determinadas pelos valores x_3 e x_4 , ou seja: a concentração em B é maior na fase de vapor do que na fase líquida. Isto deve-se o facto de as substâncias que compõem a mistura terem pontos de ebulição diferentes [22]. Continuando a fornecer calor, até que todo o líquido evapore, verifica-se que a concentração iguala o estado inicial.

4.3.2 Descrição do ciclo no diagrama de fases

Nesta secção será explicado em detalhe o funcionamento do ciclo de refrigeração do *chiller* segundo o diagrama de fases. Será tomada como referência a figura 19 na explicação dos processos.

A geração de vapor no ciclo de absorção é obtida através de uma ebulição incompleta, com líquido e vapor a serem retirados do gerador. A solução com grande concentração de amoníaco, mistura rica, é bombeada até ao gerador, sendo que é pré-aquecida num permutador de calor até à temperatura no ponto 3.

No gerador, a mistura rica continua a receber calor da fonte quente e permanece na fase líquida até atingir a temperatura intermédia do gerador, T_{iG} . Nesta temperatura inicia-se a geração de vapor e, até atingir a temperatura final T_{ge} na saída do gerador, mais vapor é gerado [26]. No final do processo de geração de vapor, a mistura pobre, de concentração x_{l7} , é separada do vapor, de concentração x_{v7} . Eventualmente, a geração de vapor pode até iniciar-se no permutador de calor que se encontra antes do gerador [26].

Assim, com referência às temperaturas e concentrações mencionadas acima, a fração de vapor na saída do gerador é dada por:

$$f_G = \frac{x_{l1} - x_{l7}}{x_{v7} - x_{l7}} \quad (8)$$

No caso de a geração de vapor se iniciar no permutador de calor, a fração de vapor na entrada do gerador será:

$$f_P = \frac{x_{l1} - x_{l3}}{x_{v3} - x_{l3}} \quad (9)$$

A figura 30 ilustra o processo de geração de vapor.

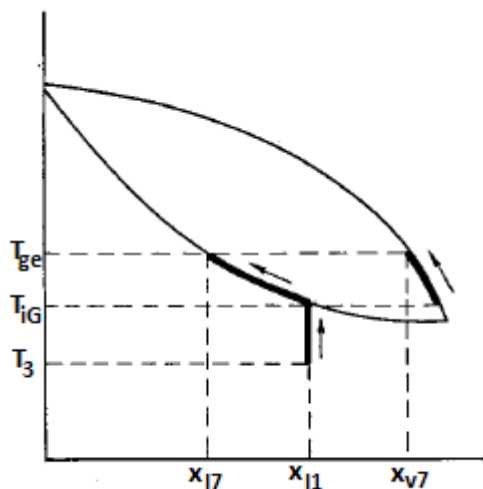


Figura 30 - Processo de geração de vapor [26].

Conclui-se que quanto maior for a temperatura T_{ge} maior será a fração de vapor f_G , e menor será a concentração x_{l7} da mistura pobre. Por outro lado, quanto mais alta for a temperatura de geração maior será a quantidade de água no vapor de fluido refrigerante [26].

O vapor gerado é condensado completamente ao ceder calor para a fonte intermediária no condensador. A figura 31 ilustra o processo de condensação do vapor, desde a temperatura T_{ge} , de geração, que entra no condensador, até à temperatura T_{cd} , de condensação, na saída do condensador.

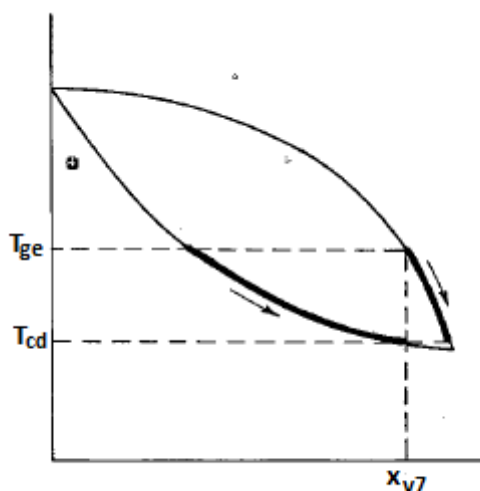


Figura 31 - Processo de condensação [26].

O vapor condensado, após realizar troca de calor num permutador com o fluido refrigerante que sai do evaporador, passa por uma válvula de expansão onde se lhe reduz a pressão isentalpicamente,

de modo a ocorrer uma vaporização parcial (ficando com um determinado título de vapor) [26]. Esta vaporização parcial provoca a redução da temperatura até um valor T_{14} , na entrada do evaporador, inferior à temperatura da fonte fria. A evaporação continua ao longo do evaporador, elevando a temperatura até ao valor final T_{15} , devido ao fornecimento de calor pela fonte fria. Devido à possível presença de água no vapor gerado, a evaporação só é completa se a temperatura T_{15} for muito elevada ou se a pressão baixa do ciclo for muito reduzida [26].

As frações de vapor na entrada (10) e na saída (11) do evaporador são dadas pelas seguintes expressões [26]:

$$f_{entrada} = \frac{x_{v7} - x_{l15}}{x_{v14} - x_{l14}} \quad (10)$$

$$f_{saída} = \frac{x_{v7} - x_{l15}}{x_{v15} - x_{l15}} \quad (11)$$

A figura 32 ilustra o processo de evaporação.

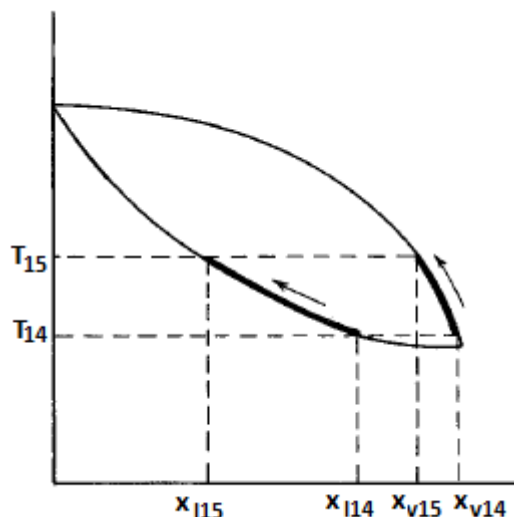


Figura 32 - Diagrama T-x do processo de evaporação [26].

Uma vez não havendo evaporação completa, o vapor que deixa o evaporador contém ainda menos água do que o vapor gerado. Assim, o vapor que é absorvido no absorvedor pode ser considerado amoníaco puro [26]. Este vapor, juntamente com a mistura pobre que chega ao absorvedor, formam a mistura rica, de concentração x_{l1} .

A mistura pobre deixa o gerador cedendo calor à mistura rica através de um permutador de calor, até atingir a temperatura T_5 . Ao passar pela válvula de expansão, a sua pressão cai isentalpicamente mas sem haver vaporização. Desta forma, a mistura pobre entra no absorvedor à mesma temperatura T_5 .

Ao entrar no absorvedor a mistura pobre entra em contato com o vapor de fluido refrigerante que chega do evaporador. A grande área de contato entre o vapor e a solução bem como o baixo calor específico do vapor fazem com que tanto a solução como o vapor tenham praticamente a mesma temperatura, ao longo de todo o absorvedor. À medida que se desenrola o processo de absorção do vapor por parte da mistura pobre, deve retirar-se o calor resultante desta reação por forma a arrefecer a solução até à temperatura T_1 na saída do absorvedor [18;26;45].

A temperatura T_1 na entrada do absorvedor deve ser tal que, para a pressão em questão, a concentração de amoníaco na solução em condições de equilíbrio x_{leq5} seja maior que a concentração da mistura pobre x_{l7} . Esta diferença de concentração promove a absorção do vapor e garante que não haja vaporização da mistura pobre na válvula de expansão [26].

Quando a mistura pobre entra em contato com o vapor, imediatamente a superfície de contato passa a ter a concentração de equilíbrio, sendo que a concentração média da solução permanece inferior à de equilíbrio [26;45]. Esta diferença de concentração na solução aciona um processo de difusão que transfere o amoníaco desde a superfície de contato para o resto da solução. Assim, com o passar do tempo e à medida que o amoníaco se vai diluindo na mistura pobre, a concentração de toda a solução tende para as condições de equilíbrio.

Na realidade, este processo nunca se completa pois o ciclo é contínuo, havendo sempre uma diferença de concentração entre a superfície de contato, em equilíbrio, e o restante da solução ao longo de todo o absorvedor. Através da remoção de calor da solução para a fonte intermediária, faz-se com que a temperatura T_1 na saída do absorvedor seja inferior à de entrada. Deste modo, a concentração de equilíbrio x_{leq1} na saída do absorvedor é maior que na entrada, acontecendo o mesmo à concentração da solução, devido ao processo de absorção. A diferença Δx_l entre a concentração de equilíbrio que existe na interface líquido-vapor e a concentração da restante solução é de grande importância na descrição do ciclo e no projeto do absorvedor [26]. A figura 33 ilustra o processo de absorção.

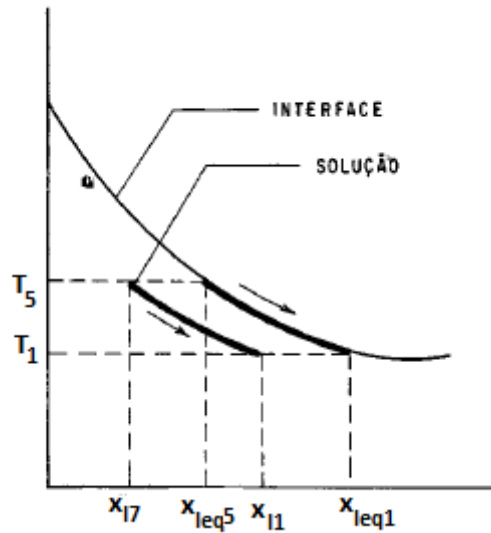


Figura 33 - Processo de absorção [26].

As expressões seguintes definem a diferença entre as concentrações da solução, na entrada (12) e na saída (13) do absorvedor:

$$\Delta x_{l5} = x_{leq5} - x_{l7} \quad (12)$$

$$\Delta x_{l1} = x_{leq1} - x_{l1} \quad (13)$$

4.3.3 Especificação das pressões do ciclo

Uma etapa muito importante do projeto de um *chiller* de absorção tem a ver com o conhecimento e definição das pressões alta e baixa do ciclo de refrigeração [26]. Para fazer a especificação das pressões é necessário em primeiro lugar conhecer os valores das temperaturas T_{fria} , T_{quente} , T_{iA} e T_{iC} , sendo estas a temperatura da fonte fria, fonte quente, fonte intermediária para o absorvedor e fonte intermediária para o condensador, respetivamente.

As temperaturas das fontes intermediárias são fixas, na generalidade das operações, sendo que se recomenda a utilização do valor máximo que possam atingir durante o funcionamento da máquina. A temperatura da fonte fria refere-se à temperatura que se pretende estabelecer no espaço a refrigerar e, quanto à temperatura da fonte quente, é aquela a que se encontra a água aquecida nos coletores solares.

Estabelecidos os valores das temperaturas das fontes é agora necessário escolher os valores para T_7 , T_{12} , T_1 , T_{15} e T_{14} , respetivamente as temperaturas na saída do gerador, condensador, absorvedor e evaporador, e temperatura de entrada no evaporador. A temperatura T_{14} deve ser inferior a T_{15} , que por sua vez deverá ser inferior a T_{fria} . A temperatura T_1 deverá ser mais alta que T_{iA} , T_{12} mais alta que T_7 mais baixa do que T_{quente} .

A definição da pressão alta do ciclo está diretamente relacionada com a temperatura de condensação e com a concentração do vapor, sendo que a concentração do vapor é determinada pela própria pressão alta do ciclo e pela temperatura de geração [26]. Quanto mais baixa for a temperatura de geração, maior será a concentração do vapor gerado. No anexo 2 encontra-se um diagrama PTX (Pressão-Temperatura-Concentração) da mistura de água e amoníaco. Pela sua análise é possível constatar o referido acima, sendo que quanto maior a pressão alta e temperatura de geração, menos concentrado será o vapor de fluido frigorígeno produzido.

Estabelecidos os valores para a pressão alta e para a temperatura, pode-se agora obter a concentração do vapor gerado. A figura 34 mostra um diagrama onde se pode ver a concentração do vapor em função da pressão e da temperatura. Estes diagramas foram obtidos [26] a partir de dados tabelados para as propriedades termodinâmicas da mistura de água e amoníaco, presentes na obra de WOOLRICH [50]. Verifica-se que mesmo para temperaturas de geração altas a concentração de amoníaco no vapor se mantém elevada. Contudo, como mostra o gráfico, quanto maior for a temperatura de geração menor terá que ser a pressão alta.

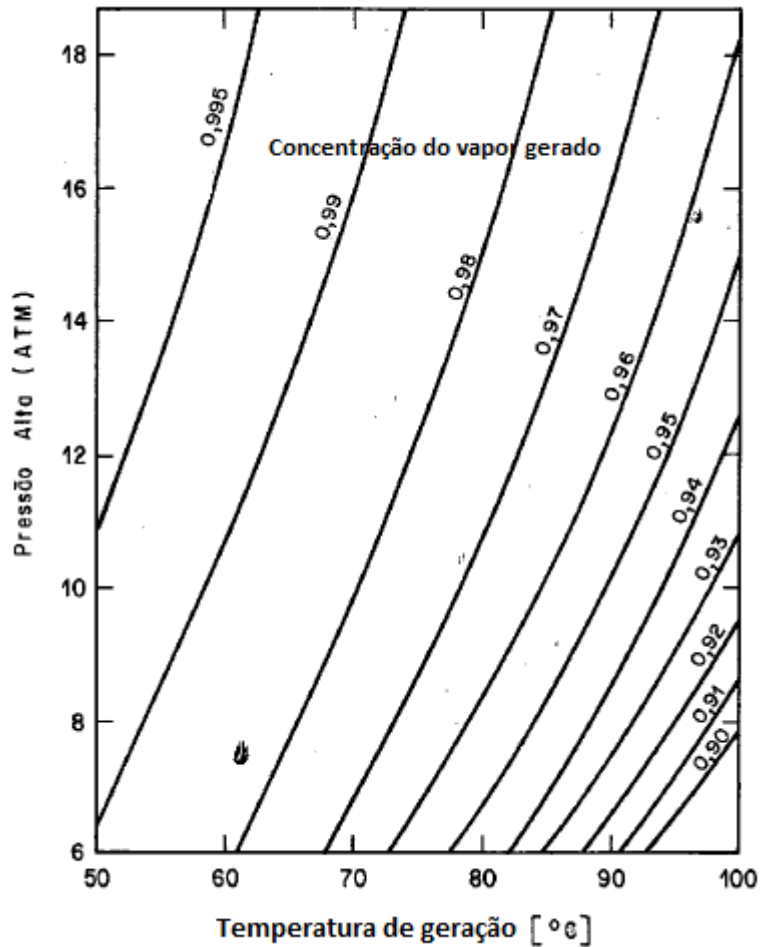


Figura 34 - Diagrama de concentração do amoníaco em função da pressão alta e da temperatura de geração [26].

A pressão baixa a utilizar no ciclo de refrigeração depende da temperatura de entrada no evaporador bem como da entalpia e concentração do vapor à entrada. Quanto mais alta for a pressão baixa maior será a eficiência do ciclo, uma vez que será possível retirar mais calor do espaço a refrigerar, mas, por outro lado, menor terá que ser a temperatura de geração [26]. Isto acontece porque quanto maior for a temperatura envolvida no processo, e por conseguinte uma maior temperatura no absorvedor, maior será a concentração da solução formada. Na figura 35 está representado um diagrama que mostra a pressão baixa a utilizar no ciclo em função da temperatura de entrada no evaporador, da concentração do vapor gerado e da temperatura de condensação.

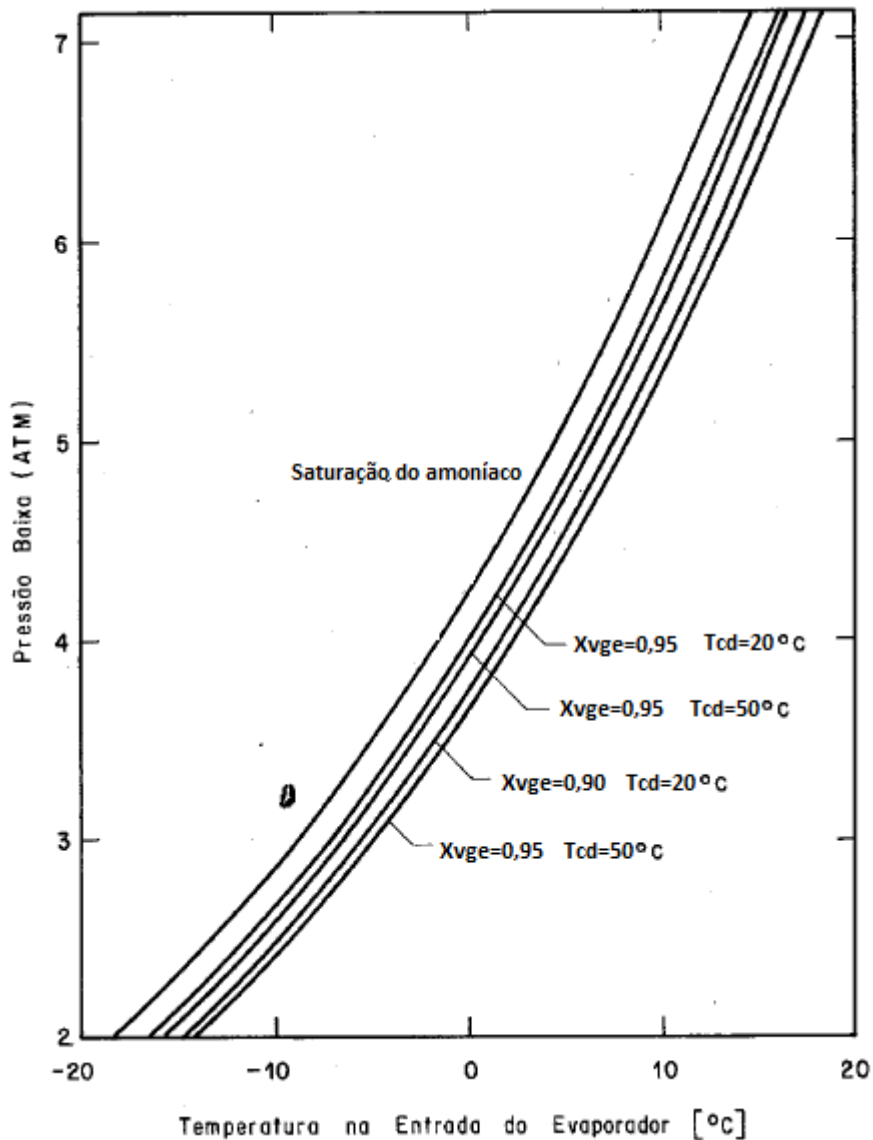


Figura 35 - Pressão baixa a utilizar no ciclo em função de T_{ev} , x_{vge} e T_{cd} [26].

4.3.4 Temperatura mínima de geração

A operação de um *chiller* de absorção cuja fonte de calor é a energia solar é limitada pela temperatura mínima de geração, T_{ge} , que deve ser suficiente para a geração de vapor. Nesta secção serão apresentados os diagramas [26; 50] que permitem prever, antecipadamente, quais os valores de temperatura admissíveis para a geração de vapor.

A temperatura mínima de geração é determinada em função da concentração em amoníaco da mistura rica e da pressão alta do ciclo de refrigeração. Os diagramas da figura 36 mostram a menor temperatura de geração possível num ciclo de refrigeração de água e amoníaco, em função das pressões e da temperatura do absorvedor.

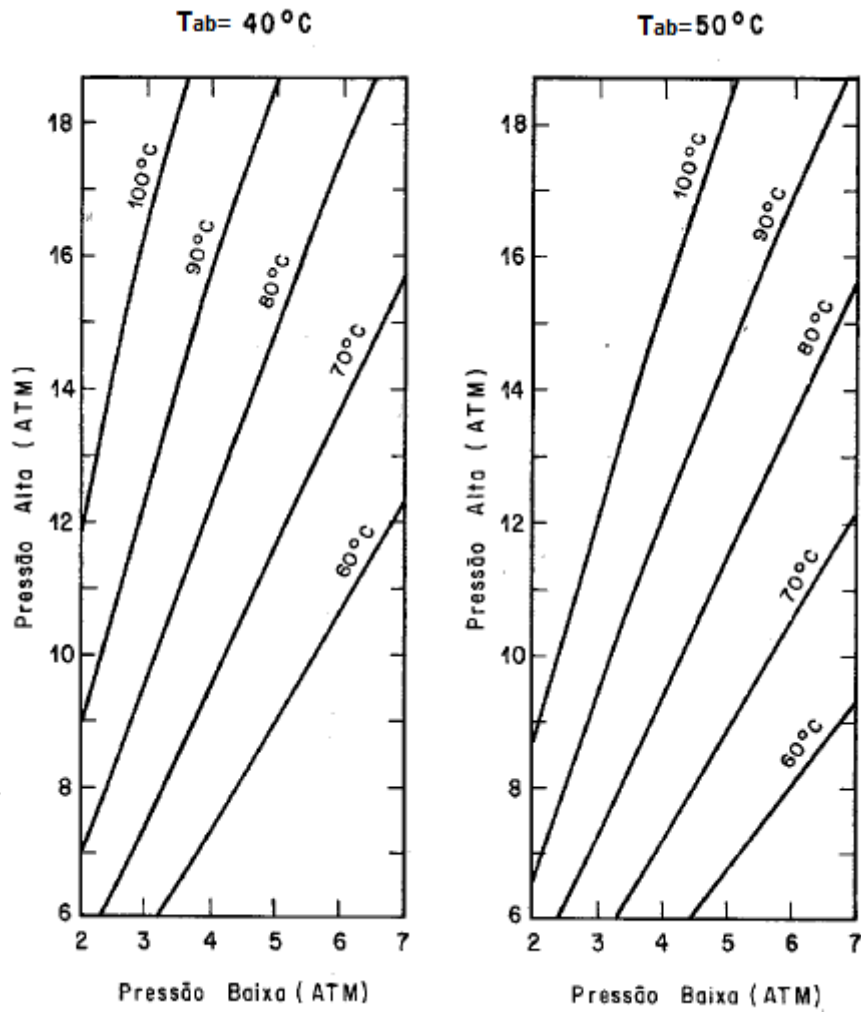


Figura 36 - Temperatura mínima de geração em função das pressões de operação e T_{ab} [26].

Consegue-se observar pela análise dos diagramas que quanto maior for a temperatura no absorvedor, menor terá que ser a temperatura de geração. Como já foi referido anteriormente, maiores temperaturas no absorvedor fazem com que a concentração da mistura aumente, sendo por isso recomendável não elevar muito a temperatura de geração.

Outra conclusão que se pode retirar é relativamente às pressões com as quais opera o ciclo: se houver uma grande diferença entre as pressões alta e baixa, maior terá que ser a temperatura para a geração de vapor. Por outro lado, quanto mais próximas forem as pressões, menor será o valor da temperatura de geração necessário.

5. CASO DE ESTUDO

O equipamento estudado é um *chiller* de absorção, com a mistura de água e amoníaco como fluido de trabalho, que utilizará como fonte de calor água quente, aquecida em coletores solares. O estudo foi proposto pela empresa MFactor3, com o intuito de aferir a possibilidade e real mais-valia de construir um equipamento capaz de realizar efeito de refrigeração e ao mesmo tempo produzir energia elétrica. Sendo o objetivo principal assegurar ao *chiller* uma capacidade de refrigeração de cerca de 2kW, este terá a particularidade de possuir uma microturbina, para além do convencional sistema de refrigeração, possibilitando também a produção de energia elétrica. Este pormenor é algo inovador neste tipo de equipamentos, sendo por isso uma incógnita a real mais-valia de existir um componente capaz de produzir energia elétrica. Pretende-se estudar uma solução com o objetivo de tornar o sistema autossuficiente, ou seja, com capacidade para produzir a energia elétrica necessária ao seu funcionamento, que se restringe à energia consumida pela bomba que movimenta o fluido de trabalho pelo circuito. Serão estudadas várias alternativas relativamente à colocação da microturbina no ciclo de refrigeração a fim de aferir em qual das situações será mais vantajosa a sua aplicação, seja ela a vapor ou hidráulica. Na figura 37 é apresentado o circuito inicialmente proposto para o *chiller*, que posteriormente foi utilizado para simulação.

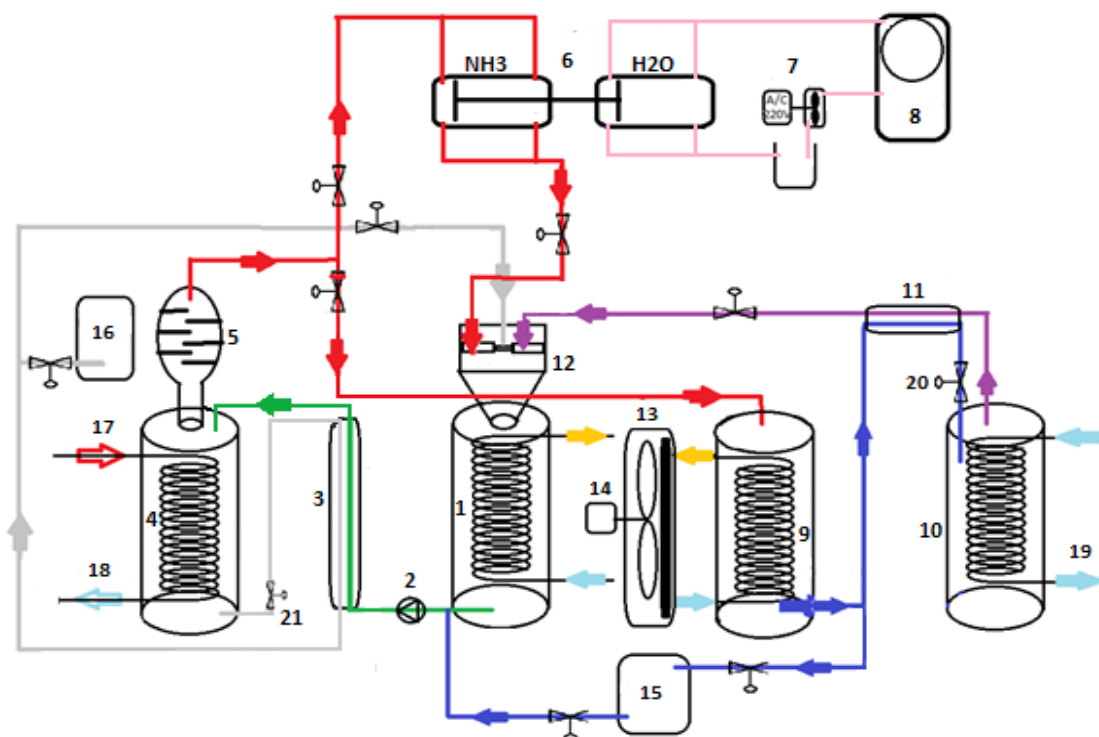


Figura 37 - Esquema do circuito inicialmente idealizado para o *chiller* em estudo, fornecido pela empresa MFactor3.

Legenda:

1 – Absorvedor;

2 – Bomba;

3 – Permutador de calor da solução;

4 – Gerador;

5 – Coluna de retificação;

6 – Pistão duplo;

7 – Microturbina hidráulica;

8 – Reservatório de água sob pressão;

9 – Condensador;

10 – Evaporador;

11 – Permutador de calor do refrigerante;

12 – Misturador;

13 – Ventilador mecânico para dissipação de calor;

14 – Motor elétrico;

15 – Reservatório de amoníaco;

16 – Reservatório de mistura pobre;

17 – Água quente para geração proveniente do coletor solar;

18 – Água que volta ao coletor solar;

19 – Representação do calor retirado do espaço a refrigerar;

20 e 21 – Válvulas de expansão. As restantes válvulas, que estão representadas através do mesmo desenho, são válvulas reguladoras de caudal.

Linha verde – Mistura rica;

Linha cinzenta – Mistura pobre;

Linha vermelha – Vapor de amoníaco a alta pressão;

Linha azul – Amoníaco líquido;

Linha roxa – Amoníaco no estado de vapor após retirar calor do espaço a refrigerar;

Linha cor-de-rosa – Água.

Na figura pode ser observado o esquema do circuito do *chiller* bem como os componentes que o constituem. Para além dos mais comuns (absorvedor, bomba, gerador, condensador e evaporador), existem no projeto outros componentes necessários ao funcionamento do *chiller*, uma vez que se trata de um equipamento especial, em que se pretende que este tenha a capacidade de produzir energia elétrica.

A primeira ideia para a introdução da microturbina no sistema está representada na figura 37, assinalada pelos componentes com os números 6, 7 e 8. A figura seguinte mostra em pormenor esta parte do circuito.

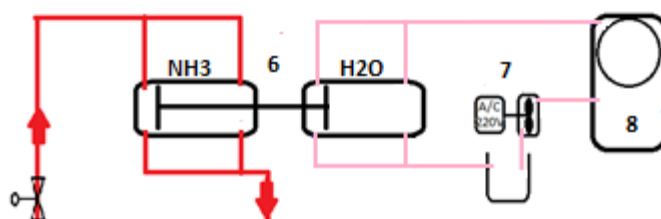


Figura 38 - Pormenor da solução inicialmente adotada para a produção de energia elétrica, composta por um pistão duplo, uma microturbina hidráulica e um reservatório de água sob pressão.

É possível observar na figura 38 a existência de um pistão duplo, sendo que numa das partes está presente vapor de fluido refrigerante (NH3) e na outra água (H2O). Mediante a entrada de vapor de fluido refrigerante na parte assinalada com NH3, o êmbolo do pistão vai movimentar-se, causando um diferencial de pressão no reservatório assinalado com o número 8. Este diferencial de pressão aplicado na água presente (linha cor-de-rosa) fará com que seja atuada a microturbina, sendo assim produzida energia elétrica.

Relativamente ao funcionamento do *chiller*, de uma forma simplificada, o ciclo desenrolar-se-ia da seguinte forma:

Realizado o processo de absorção no absorvedor, assinalado na figura 37 com o número 1, a mistura rica (linha verde) é posteriormente bombeada (2), sendo-lhe aumentada a pressão, e realiza troca de calor num permutador (3) com a mistura pobre proveniente do gerador (linha cinzenta). A mistura rica é então encaminhada para o gerador (4), onde a água quente proveniente do coletor solar (17) faz com que o amoníaco evapore da mistura. Após passar pela coluna de retificação (5), o vapor de

amoníaco produzido encaminhado para o sistema de pistão duplo (6), para que seja possível a produção de energia elétrica, ou para o condensador (9). Depois de rejeitar calor para o exterior, o fluido refrigerante chega então ao evaporador (10) e, após realizar o efeito de refrigeração removendo calor do espaço a refrigerar, volta ao absorvedor para fechar o ciclo.

No absorvedor (1), o vapor de amoníaco será absorvido pela mistura pobre, sendo que esta reação origina calor (Q_{ab}) que necessita ser removido. Para isso será utilizado um ventilador mecânico (13), colocado estrategicamente entre absorvedor e condensador, por forma a auxiliar também na remoção de calor do processo de condensação.

No sistema existem dois reservatórios: um para amoníaco (15) e outro para mistura pobre (16). A funcionalidade destes dois componentes é a de poder alterar a composição do fluido de trabalho

Nas secções seguintes serão apresentados os componentes constituintes do *chiller* em estudo e como foi feita a sua simulação no *software Aspen HYSYS*®.

5.1 Simulação do funcionamento do equipamento em software *Aspen HYSYS*®

Para simulação do funcionamento do *chiller* foi utilizado o *software Aspen Hysys*. É uma ferramenta poderosa e muito utilizada atualmente que, embora seja mais comum no ramo da indústria petrolífera, possui uma biblioteca que permite a utilização de uma grande variedade de componentes, sendo assim possível fazer simulações de vários equipamentos. O ciclo de refrigeração de água e amoníaco é de difícil modelação dada a complexidade do comportamento termodinâmico da mistura de água e amoníaco ao longo do ciclo [51]. Assim, com a utilização do *software* será possível modelar os vários componentes do equipamento, obtendo resultados que permitirão tirar conclusões acerca do seu funcionamento.

Na simulação do funcionamento do *chiller* foram introduzidas algumas modificações ao circuito por forma a facilitar o processo de simulação. Alguns componentes são de difícil programação e outros iriam tornar o circuito demasiado complexo, originando problemas na simulação. As alterações mais significativas tem a ver com a forma como será abordada a questão da introdução da microturbina e do destilador no ciclo de refrigeração. O objetivo é tornar o sistema mais simples, não impedindo que este realize as funções para as quais será projetado.

Inicialmente é necessário escolher qual ou quais as substâncias que compõem o fluido de trabalho do *chiller*. Sendo um *chiller* de absorção, o fluido de trabalho é uma mistura de duas substâncias puras, neste caso a água e o amoníaco (ver figura 39).

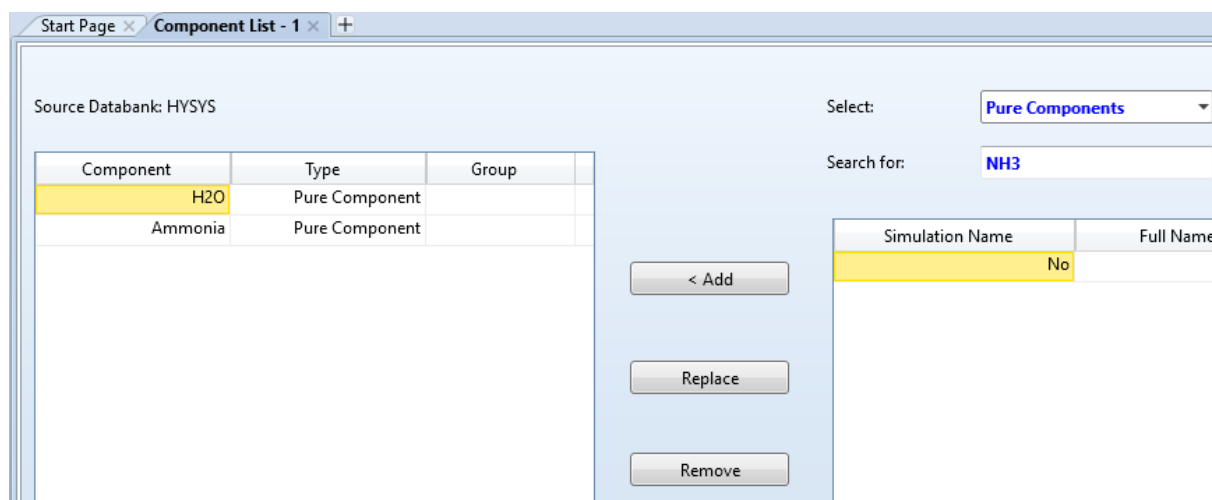


Figura 39 - Recorte da página de seleção do fluido de trabalho no software Aspen HYSYS.

De seguida é necessário escolher um modelo termodinâmico sob o qual o ciclo vai operar, ou seja, a equação de estado que dará as informações necessárias aos vários componentes do circuito. Uma equação de estado é uma relação matemática que descreve o estado da matéria sob um dado conjunto de condições físicas. É uma equação que estabelece uma relação matemática entre duas ou mais funções de estado associadas com a matéria, tais como sua temperatura, pressão, volume, energia interna ou entropia. Existem muitas equações do tipo, sendo que a escolha de qual a equação a utilizar depende de quais os objetivos a satisfazer.

A equação de estado utilizada para simulação foi a equação de Peng-Robinson, cuja aplicação é recomendada para a resolução deste tipo de problemas [51]. Desenvolvida em 1976 para servir no cálculo das unidades de processamento de gás, a equação foi criada com o propósito de satisfazer determinadas metas em fluidos de trabalho que são misturas [52]. Sendo que se trata de uma equação cúbica, geralmente este tipo de equações garante boa precisão na determinação das propriedades termodinâmicas na fase de equilíbrio, isto para uma ampla variação de condições de temperatura e pressão [53]. Apresenta grande fiabilidade na determinação de valores de entalpia e entropia, bem como na determinação de valores na região crítica [54].

A equação de estado de *Peng-Robinson* vem como sendo:

$$P = \frac{RT}{(V - b)} - \frac{a \cdot \alpha}{V(V + b) + b(V - b)} \quad (14)$$

Em que:

P – Pressão [Pa]

V – Volume molar [m^3/mol]

T – Temperatura [°C]

R – Constante universal dos gases ideais [$J/K \cdot mol$]

T_{crit} – Temperatura crítica [°C]

P_{crit} – Pressão crítica [°C]

Os parâmetros a e b são dados por:

$$a = 0.45724 \frac{R^2 T_{crit}^2}{P_{crit}}$$

$$b = 0.07780 \frac{RT_{crit}}{P_{crit}}$$

A função α , representa a razão entre a temperatura e a temperatura crítica, enquanto que a função ω representa o fator acêntrico [55]. Estas funções são assim definidas pelas expressões (15) e (16) [56]:

$$\alpha = (1 + (0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2)(1 - \left(\frac{T}{T_{crit}}\right)^{0.5}))^2 \quad (15)$$

$$\omega = -\log\left(\frac{P}{P_{crit}}\right) - 1 \quad (16)$$

Escolhidas as substâncias puras que constituem o fluido de trabalho e a equação de estado que vai permitir ao *software* calcular os estados termodinâmicos dos vários pontos do ciclo, procede-se então à modelação do circuito idealizado para o equipamento. A imagem da figura 40 mostra o

circuito do *chiller* em *software Aspen HYSYS* que foi utilizado para a simulação do funcionamento do equipamento.

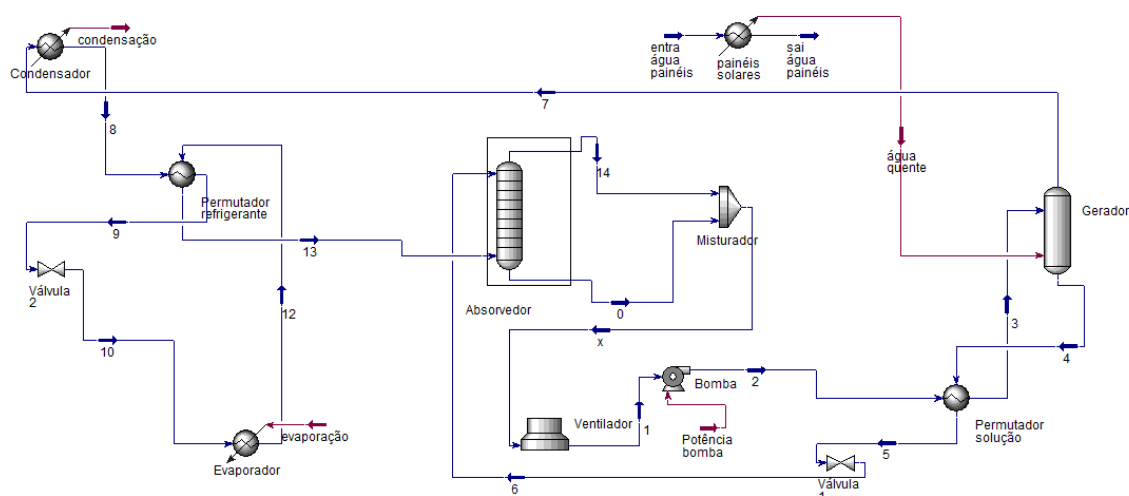


Figura 40 - Circuito idealizado para o equipamento em software Aspen HYSYS.

O equipamento em estudo possui uma grande variedade de componentes, sendo que a maior parte deles é comum a outras máquinas de refrigeração já existentes. As novidades prendem-se com o fato de se pretender que o sistema produza energia elétrica, bem como ter a capacidade para alterar as composições do fluido de trabalho conforme as necessidades de refrigeração. De seguida serão apresentados os componentes presentes no sistema enquanto se explica a forma como foi feita a sua introdução no *software* de simulação.

5.1.1 Absorvedor

O absorvedor é um dos componentes cujo correto funcionamento se revela mais importante num equipamento de absorção. Dele depende a correta absorção do vapor de refrigerante por parte da mistura pobre, por forma a conseguir que o fluido de trabalho possua a correta composição para o funcionamento do ciclo.

Na imagem da figura 41, é possível ver a forma como são introduzidos os parâmetros que definem o absorvedor no *software* de simulação. Pode observar-se a configuração e ligações presentes, sendo que há duas entradas e duas saídas. As entradas estão assinaladas pelos números 6 e 13, respetivamente vapor de amoníaco e mistura pobre. A posição de entrada no absorvedor deve ser respeitada por forma a realizar a simulação corretamente [18]. Assim, na parte superior entra o vapor e pela parte inferior a mistura pobre, por forma a proporcionar uma melhor absorção do vapor por parte da solução, como já foi referido em secções anteriores. As saídas são representadas pelo número 0, que representa o fluido de trabalho com a composição desejada depois do processo de

absorção, e pelo número 14, que é referente ao vapor que pode escapar pelo topo do absorvedor e que tem de ser reencaminhado para a entrada (aqui representada pelo número 6).

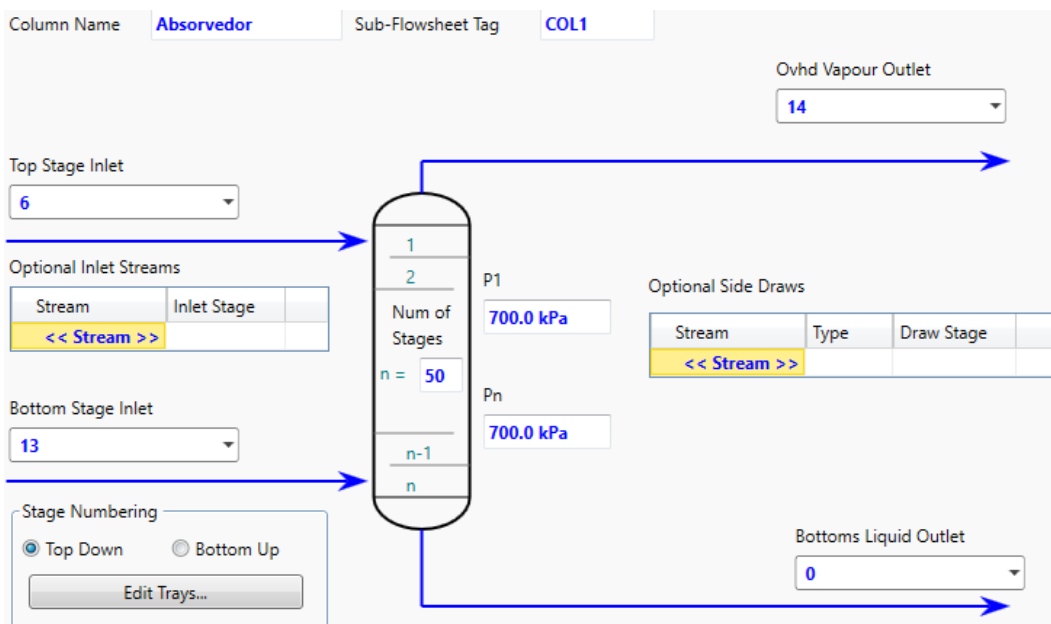


Figura 41 - Ambiente de simulação do absorvedor em software Aspen HYSYS.

É necessário também especificar o número de etapas no processo de absorção. Na simulação definiu-se que o número de etapas, ou estágios, seria de 50. Um número maior de etapas tem o inconveniente de tornar o processo mais lento, mas proporciona uma simulação mais próxima das condições reais, reduzindo o erro associado e ajudando o sistema a convergir mais facilmente. Na figura 42 podem ser observados os parâmetros que o *software* adota na simulação, no que diz respeito ao número de iterações e ao erro associado da simulação.

Solving Options	
Maximum Number of Iterations	10000
Equilibrium Error Tolerance	1.0000e-05
Heat / Spec Error Tolerance	5.0000e-04
Save Solutions as Initial Estimate	<input checked="" type="checkbox"/>
Super Critical Handling Model	Simple K
Trace Level	Low
Initialise from Ideal K's	<input type="checkbox"/>
Two Liquids Check	<input type="checkbox"/>
Tighten Water Tolerance	<input type="checkbox"/>
Use Estimates for Single Staged Tower	<input type="checkbox"/>

Figura 42 - Parâmetros adotados pelo software na simulação do processo de absorção.

5.1.2 Bomba

A bomba presente no sistema é o elemento que fará o fluido circular ao longo do circuito. Colocada à saída do absorvedor, ela transporta o fluido de trabalho até ao gerador, elevando-lhe a pressão.

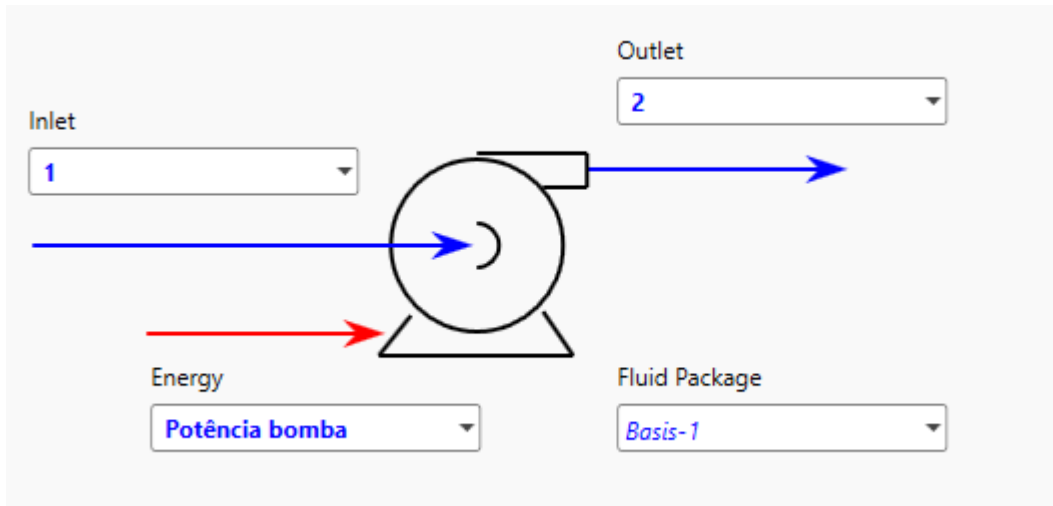


Figura 43 - Quadro de configuração da bomba em software Aspen HYSYS.

Na imagem da figura 43 pode ver-se um recorte do ambiente de simulação da bomba. Aqui é apenas necessário definir a “entrada”, que no presente caso é a mistura rica proveniente do absorvedor, sendo que esta mesma mistura dá depois saída na bomba, com a mesma composição e maior pressão. Na simulação deve-se ter cuidado ao escolher o valor para a eficiência adiabática da bomba. Foi considerada uma eficiência de 100%, para que ao ser bombeada, a temperatura da mistura não aumentasse significativamente. A tabela 5 mostra os valores de temperatura antes e depois da bomba, em função da sua eficiência adiabática.

Tabela 5 - Valores de temperatura da mistura rica antes e depois de ser bombeada, em função da eficiência adiabática da bomba.

Eficiência adiabática da bomba [%]	Temperatura antes da bomba [°C]	Temperatura depois da bomba [°C]
100	42,78	42,85
90	42,78	42,88
80	42,78	42,91
70	42,78	42,96
60	42,78	43,02
50	42,78	43,11

Em relação à potência da bomba, não se introduz nenhum valor. As características da mistura a ser bombeada e a diferença de pressão fornecem informação ao *software* e este determina automaticamente a potência necessária para realizar a bombagem da mistura naquelas condições.

5.1.3 Gerador

O gerador é o componente onde é fornecido calor à solução, a fim de provocar a ebulição do amoníaco da mistura. O vapor de amoníaco resultante sai pelo topo do gerador, enquanto que a solução, agora com menos percentagem de amoníaco, denominada de mistura pobre, sai pela parte inferior do gerador e volta ao absorvedor. A figura 44 mostra o quadro de configuração do gerador.

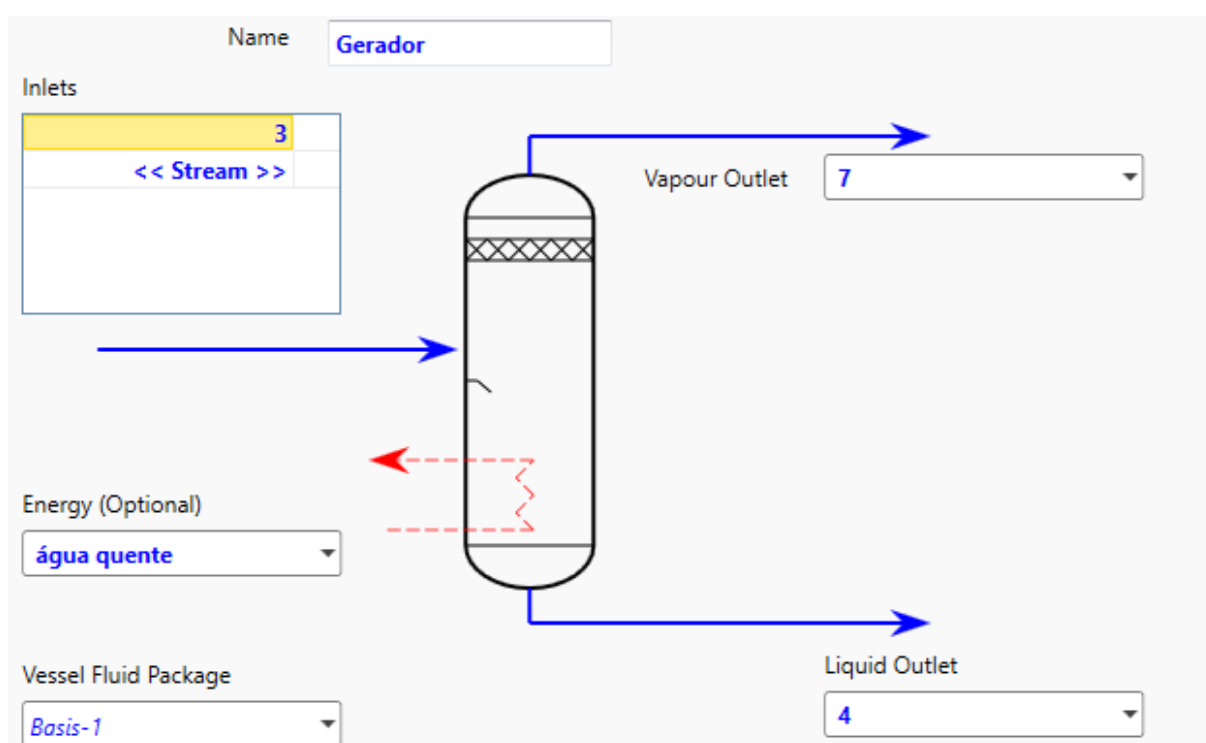


Figura 44 - Quadro de configuração do gerador em software Aspen HYSYS.

5.1.4 Válvulas de expansão

Existem duas válvulas de expansão no circuito. Elas são utilizadas para baixar a pressão da solução, desde a pressão alta até à pressão baixa. A primeira é utilizada para baixar a pressão da mistura pobre que sai do gerador a caminho do absorvedor. A segunda é aplicada à saída do condensador, baixando a pressão do vapor do fluido refrigerante antes de este entrar no evaporador. Para a simulação apenas é necessário fornecer a queda de pressão que se dá na válvula. Na figura 45 é apresentado o quadro de configuração de uma das válvulas de expansão no *software*.

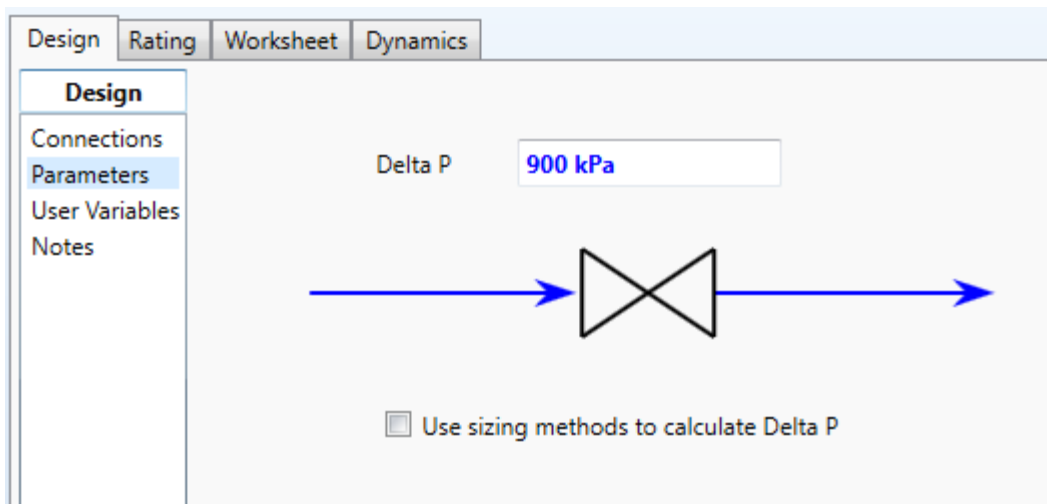


Figura 45 - Quadro de configuração de uma das válvulas de expansão em software Aspen HYSYS.

5.1.5 Torre de retificação

A torre de retificação é um elemento muito importante no sistema de absorção. Aqui é retirada a água presente no vapor do fluido refrigerante, por forma a obter o vapor mais “puro” em amoníaco possível [48]. A presença de água no vapor retira-lhe capacidade de “produzir frio” bem como, nas condições de evaporação, pode congelar e criar uma obstrução no sistema.

Conseguir um vapor de fluido refrigerante com 0% de água na sua constituição é algo que dificilmente acontecerá [48]. Nesse sentido, o objetivo passa por fazer com que as condições de geração não proporcionem a evaporação de uma grande quantidade de água, o que levaria a um maior trabalho na retificação do vapor. A simulação deste componente é bastante complexa, pois vai exigir que se considere mais uma fonte de calor para separar o amoníaco da água, para além do processo de condensação da água e evaporação do amoníaco se tornar cíclico e, eventualmente, não convergir. Assim, optou-se por omitir este componente na simulação por forma a torna-la mais simples e, uma vez que as condições de geração proporcionam um vapor de fluido refrigerante com pequena percentagem de vapor de água, os resultados da simulação não se alteram significativamente.

5.1.6 Condensador

No condensador é rejeitado o calor do vapor gerado para o meio ambiente, fazendo com que este mude de fase de vapor para a fase líquida. Para a simulação foi utilizado um componente denominado de *cooler*, cuja funcionalidade é a de arrefecer um determinado caudal de um fluido. Considerou-se então que o vapor de fluido refrigerante entrava no condensador no estado de vapor (saturado ou sobreaquecido em função das condições de geração) e apenas saía no estado de

líquido saturado, depois de rejeitar calor para o exterior. A figura 46 mostra as condições que foram impostas no condensador, sendo que o número 7 se refere ao vapor que entra no componente, sendo que o valor 1,0000 para o campo *Vapour* significa que se encontra em estado de vapor saturado, existindo apenas vapor na sua composição. Da mesma forma, na saída, em 8, pode observar-se que todo o vapor se transformou em líquido ao realizar a rejeição de calor, evidenciado pelo valor de 0.0000, que significa que o fluido refrigerante se encontra agora no estado de líquido saturado.

Cooler: Condensador				
Design Rating Worksheet Performance Dynamics				
Worksheet	Name	7	8	condensação
Conditions	Vapour	1.0000	0.0000	<empty>
Properties	Temperature [C]	80.83	41.82	<empty>
Composition	Pressure [kPa]	1600	1600	<empty>
PF Specs	Molar Flow [kgmole/h]	2.473	2.473	<empty>
	Mass Flow [kg/h]	42.15	42.15	<empty>
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	6.806e-002	6.806e-002	<empty>
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-4.699e+004	-6.842e+004	<empty>
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	153.1	85.84	<empty>
	Heat Flow [kJ/h]	-1.162e+005	-1.692e+005	5.300e+004

Figura 46 - Quadro de configuração para a simulação do condensador.

5.1.7 Evaporador

É neste componente que se produz o efeito de refrigeração. O vapor de fluido refrigerante entra no evaporador na zona bifásica, sendo composto de líquido mais vapor. O efeito de refrigeração é conseguido através da remoção de calor do espaço a refrigerar, que vai fazer com que toda a percentagem de líquido se transforme em vapor, dando depois entrada no absorvedor. Para a simulação deste componente foi utilizado um *heater* que, inversamente ao que acontece no condensador, este dispositivo servirá para aquecer um caudal de um fluido.

No ciclo de refrigeração ideal, o vapor que sai do evaporador encontra-se no estado de vapor saturado. Contudo, no ciclo de refrigeração real, à saída do evaporador o vapor encontra-se ligeiramente sobreaquecido [26;57]. Assim, e como o *software* apresenta dificuldades na simulação perto da zona de saturação (a temperatura do vapor aumenta), assumiu-se uma temperatura de saturação de 18°C para o vapor de fluido refrigerante à saída do evaporador. Na figura 47 pode ser observado o quadro de configuração do evaporador no *software*, estando também presente a temperatura a que o fluido refrigerante entra no evaporador.

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics
Worksheet				
Name		11	12	evaporação
Vapour		0.1103	0.9152	<empty>
Temperature [C]		14.44	18.00	<empty>
Pressure [kPa]		700.0	700.0	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]		0.4222	0.4222	<empty>
Mass Flow [kg/h]		7.195	7.195	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]		1.163e-002	1.163e-002	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]		-6.760e+004	-5.034e+004	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]		86.35	146.3	<empty>
Heat Flow [kJ/h]		-2.854e+004	-2.126e+004	7289

Figura 47 - Quadro de configuração para a simulação do evaporador.

5.1.8 Permutadores de calor

Os permutadores de calor são utilizados para elevar o rendimento global do ciclo. Existem dois permutadores de calor: o permutador de refrigerante e o permutador da solução. O permutador da solução transfere calor da mistura pobre que sai do gerador para a mistura rica que é bombeada até ao gerador. O permutador do refrigerante é colocado depois do condensador, transferindo calor do vapor de refrigerante para o vapor que sai do evaporador. A figura 48 mostra o quadro de configuração de um dos permutadores de calor do circuito, neste caso o permutador da solução. Na imagem pode observar-se um modelo de permutador de calor de tubos e camisa, sendo que a mistura rica corre pelos tubos, estando a entrada e a saída assinaladas na imagem respetivamente pelos números 2 e 3. A permuta de calor é realizada então com a mistura pobre que chega do gerador, sendo a entrada representada pelo número 4 e a saída pelo número 5.

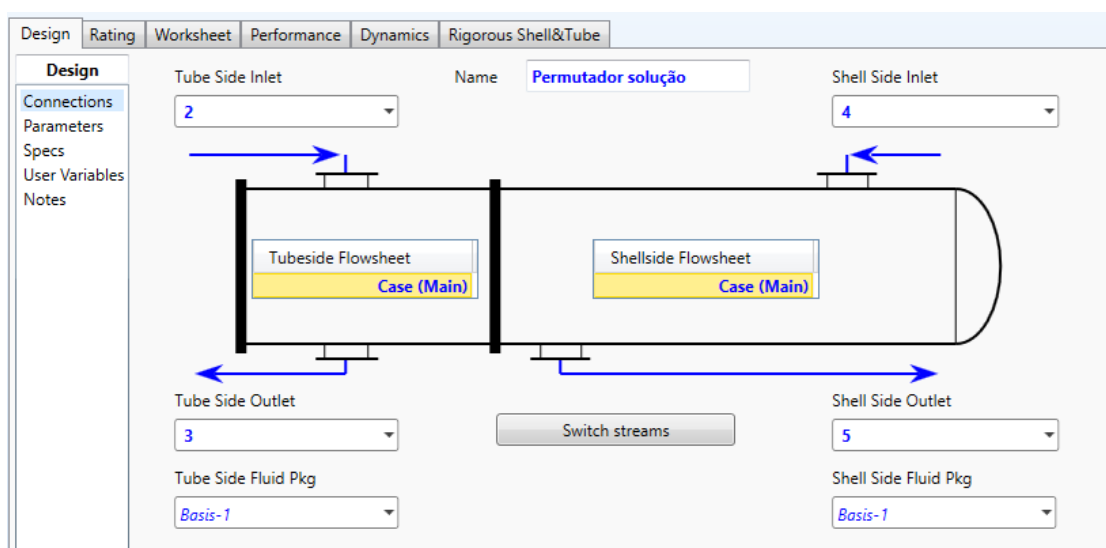
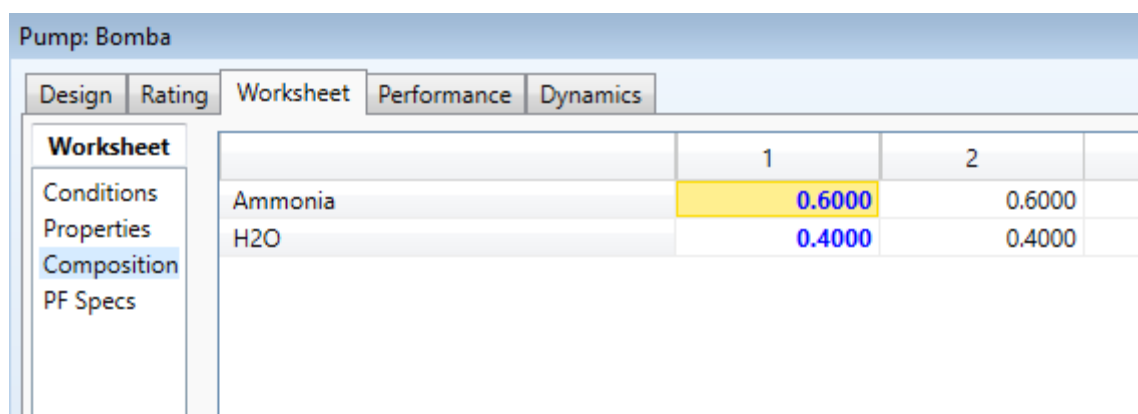


Figura 48 - Quadro de configuração do permutador de calor da solução em software Aspen HYSYS.

5.1.9 Reservatório de amoníaco e reservatório de mistura pobre

Como o equipamento em estudo possui uma alternativa ao funcionamento normal, que consiste na produção de energia elétrica, torna-se assim necessária a utilização de reservatórios de mistura pobre e de amoníaco por forma a que o sistema altere a composição da mistura conforme as necessidades de refrigeração ou de produção de energia elétrica. Como se poderá ver mais à frente, a variação nas percentagens de água e amoníaco tem influência no desempenho do sistema. Os reservatórios de mistura pobre e de amoníaco que fazem parte do sistema idealizado (ver figura 37, números 15 e 16) mas que não estão representados na simulação, devido à dificuldade da sua implementação. As variações da composição da mistura serão feitas alterando os parâmetros na bomba presente no sistema. A imagem da figura 49 mostra o quadro de configuração da bomba onde é possível alterar a composição do fluido de trabalho.



	1	2
Ammonia	0.6000	0.6000
H2O	0.4000	0.4000

Figura 49 - Quadro de configuração onde se altera a composição do fluido de trabalho, em software Aspen HYSYS.

5.1.10 Misturador

O equipamento possui um misturador que, colocado à entrada do absorvedor, faz a mistura do caudal de mistura pobre com os caudais de vapor de fluido frigorígeno que chegam seja do evaporador ou da microturbina. Este componente não está presente no circuito convencional de refrigeração (ver figura 40), mas estará no caso em que se implementar uma microturbina a vapor em paralelo com o circuito de refrigeração convencional (ver secção 5.3.3).

Não obstante, foi introduzido outro misturador no circuito, colocado à saída do absorvedor, como se pode observar na figura 40. O propósito deste componente é o de adicionar o vapor de fluido frigorígeno que escapa pelo topo do absorvedor à mistura rica produzida após o processo de absorção. Na realidade, o vapor de fluido frigorígeno que escapa pelo topo do absorvedor deve ser

encaminhado novamente para o absorvedor. Contudo, ao fazê-lo, o *software* apresenta problemas na simulação, levando o processo de absorção a não convergir. Colocar um misturador à saída do absorvedor para corrigir as composições do fluido de trabalho foi a estratégia adotada para realizar a simulação. Na figura 50 é possível verificar este pormenor.

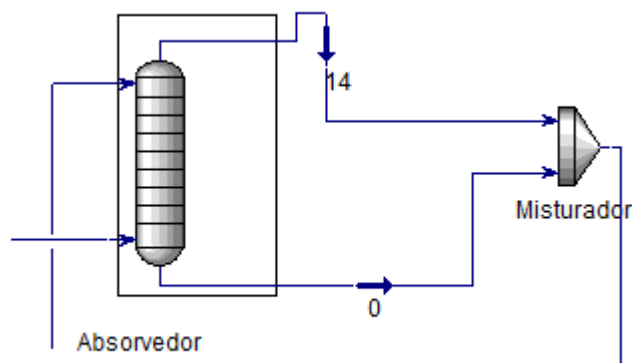


Figura 50 - Misturador colocado à saída do absorvedor em software Aspen HYSYS.

5.1.11 Microturbina

A microturbina será a unidade responsável pela produção de energia elétrica, sendo que a ideia é ter um ciclo de potência a funcionar em paralelo com o ciclo de refrigeração. A sua colocação será estudada ainda neste capítulo, na secção 5.3, sendo os resultados das várias alternativas apresentados no capítulo 6.

5.1.12 Ventilador mecânico de auxílio à dissipação de calor

Este componente é essencial ao sistema pois vai promover a dissipação de calor decorrente dos processos de absorção e de condensação. Para a simulação deste componente utilizou-se um arrefecedor de caudal cuja função será garantir que o fluido de trabalho chega até à bomba sem qualquer percentagem de vapor na sua composição. O componente escolhido é denominado de *air cooler*, fazendo o arrefecimento do fluido de trabalho através de ar exterior. Na figura 51 é possível observar o quadro de configuração do componente. Na coluna x esta representado o caudal proveniente do absorvedor, com uma determinada percentagem de vapor na sua composição. A coluna 1 representa o caudal que vai entrar na bomba. A bomba não permite que exista percentagem de vapor no fluido de trabalho à entrada desta, sendo que é necessário garantir que todo o vapor se transforma em líquido. Nesse sentido, introduz-se o valor de 0 para *Vapour* na coluna 1 , forçando o fluido de trabalho a arrefecer, como se pode observar na figura.

Air cooler: Arrefecedor			
Design	Rating	Worksheet	Rigorous Air Cooler
Worksheet	Name	x	1
Conditions	Vapour	0.0141	0.0000
Properties	Temperature [C]	43.51	42.78
Composition	Pressure [kPa]	700.0	700.0
PF Specs	Molar Flow [kgmole/h]	28.62	28.62
	Mass Flow [kg/h]	500.0	500.0
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	0.6675	0.6675
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-1.667e+005	-1.671e+005
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	74.22	73.03
	Heat Flow [kJ/h]	-4.770e+006	-4.781e+006

Figura 51 - Quadro de configuração air cooler, componente que substitui o ventilador mecânico na simulação, em software Aspen HYSYS.

5.1.13 Fonte de calor

A fonte de calor do sistema em estudo é a água aquecida em coletores solares através da energia solar. O coletor solar idealizado pela empresa que propôs este estudo, é um protótipo inovador composto por tubos alhetados forrados por um isolamento de lona de borracha com película de alumínio, designado de manta asfáltica. Este material é uma manta estruturada com poliéster pré-estabilizado ou filme de polietileno de alta densidade, protegida na face exposta com um filme de alumínio com alta resistência aos raios UV e grande flexibilidade, apresentando ainda refletância cujos valores podem ir até 93% [58]. O coletor tem ainda a particularidade de, através do auxílio de cordas solidárias com uma estrutura metálica, seguir a trajetória do sol durante o dia, maximizando assim a captação de radiação solar. Para cálculos futuros, e como o coletor apenas se encontra na fase de projeto, vai considerar-se que o coletor a utilizar no projeto será do tipo plano com cobertura seletiva, que é capaz de atingir temperaturas de aproximadamente 80°C [43].

A simulação do coletor foi feita utilizando um componente denominado de *cooler*, que vai retirar energia de um caudal de água quente, sendo o seu efeito comparável ao de um permutador de calor. À entrada do *cooler* encontra-se a água quente que sai do coletor solar e, na saída, a água que cedeu calor ao sistema e regressa ao coletor. A figura 52 mostra a configuração adotada no *software* para a simulação deste componente.

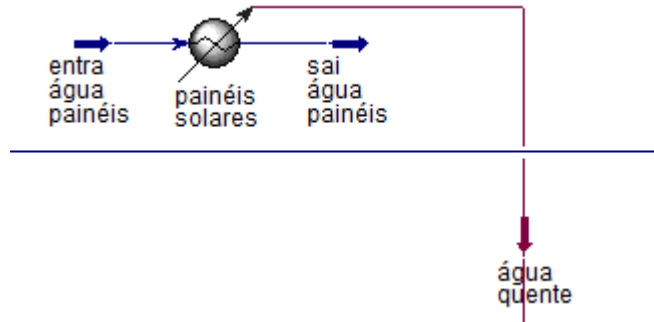


Figura 52 - Configuração adotada para a simulação do coletor solar em software Aspen HYSYS.

5.2 Ciclo de refrigeração

Nesta secção serão estudados os parâmetros envolvidos com vista à otimização do ciclo de refrigeração. Serão tidas em conta as limitações existentes, no que diz respeito à fonte de calor do sistema e em relação à temperatura a que se encontra o espaço a refrigerar.

5.2.1 Fluido de trabalho

O *chiller* utiliza então um fluido de trabalho que é uma mistura de água e amoníaco, sendo a água o absorvente e o amoníaco o refrigerante. A composição da mistura tem influência no desempenho do *chillere*, nesse sentido, foram feitas várias simulações com diferentes percentagens de amoníaco na mistura, a fim de ver como respondia o sistema. Em primeiro lugar tomou-se como referencia a composição geralmente utilizada em equipamentos que usam água e amoníaco como fluido de trabalho, sendo ela composta por 70% água e 30% amoníaco [59], simulando depois com 20% e 40% de amoníaco na mistura.

Quanto mais amoníaco existe na mistura, maior é a potência de bombagem necessária para movimentar o fluido ao longo do circuito. O amoníaco é mais viscoso do que a água sendo que, quanto maior for o seu “peso” na mistura, mais viscosa e difícil de se movimentar esta se tornará. A consequência traduz-se num aumento da potência necessária na bomba de solução. A tabela 6 mostra a potência necessária na bomba em função da percentagem de amoníaco presente na mistura, utilizando como referência um caudal de 200kg/h de fluido de trabalho, sendo o aumento de pressão de 9bar.

Tabela 6 - Influência da composição do fluido de trabalho na potência necessária na bomba.

Porcentagem de amoníaco no fluido de trabalho	Potência necessária na bomba [kW]
20%	0,150
30%	0,155
40%	0,160

Por outro lado, uma maior porcentagem de amoníaco possibilita uma menor temperatura de absorção. A temperatura de absorção tem influência direta na temperatura de geração do ciclo, como se pode observar no diagrama da figura 36, sendo que, quanto maior for a temperatura de absorção, maior será a temperatura mínima de geração necessária. Uma vez que existe limitação no que diz respeito à temperatura da fonte quente, tendo em conta o tipo de coletor a utilizar, é de todo o interesse que a temperatura de absorção não seja muito elevada, por forma a não correr o risco de que o coletor não consiga aquecer água até à temperatura necessária para geração. A tabela 7 mostra os diferentes valores para a temperatura de absorção em função da porcentagem de amoníaco no fluido de trabalho.

Tabela 7 - Valores para a temperatura de absorção em função da porcentagem de amoníaco no fluido de trabalho.

Porcentagem de amoníaco no fluido de trabalho	Temperatura de absorção [°C]
20%	108,7
30%	84,5
40%	65,1

Analisando o diagrama da figura 36, até a menor temperatura de absorção registada na tabela 7 se torna incompatível para o sistema em estudo, sendo que seriam necessárias temperaturas de geração que o coletor a ser utilizado não consegue alcançar. Nesse sentido, com vista à otimização das condições de funcionamento do equipamento, será necessário aumentar as percentagens de amoníaco na mistura, por forma a diminuir a temperatura de absorção.

5.2.2 Determinação das pressões do ciclo

Para a definição das pressões alta e baixa, com as quais o ciclo opera, como ponto de partida tomou-se como referência as pressões geralmente utilizadas nos equipamentos de refrigeração existentes, que rondam valores de 20bar para a pressão alta e 5bar para a pressão baixa [18].

Tendo em conta que se pretende que o sistema possa ser autossuficiente, através da produção de energia elétrica para o consumo da bomba, uma grande diferença entre as pressões alta e baixa poderá colocar em causa esse objetivo. Assim, pretende-se que as pressões do ciclo tenham um valor o mais aproximado possível sem que para isso seja comprometido o bom funcionamento do equipamento.

Em relação à pressão alta, quanto maior for o seu valor maior será a temperatura de rejeição de calor associada. Mais uma vez, existe a limitação imposta pelo coletor solar, que apenas permite aquecer água para geração até aproximadamente 80°C. Também pelo gráfico da figura 36 é possível verificar que quanto maior for a pressão alta, mais elevada terá de ser a temperatura mínima de geração. Assim, torna-se importante o seguinte pressuposto:

- **Baixar a pressão alta**

É vantajoso, bem como um objetivo do projeto, baixar a pressão alta de funcionamento do ciclo de absorção. Ao fazê-lo, consegue-se diminuir a temperatura de geração necessária para o ciclo funcionar, bem como aumentar a diferença de entalpia aquando da mudança de fase do vapor de fluido frigorígeno, sendo que um maior valor para a entalpia de condensação tem a vantagem de diminuir o caudal (o mesmo se verifica para a entalpia de vaporização) [24]. A figura 53 mostra a maior diferença de entalpias na zona de rejeição de calor para uma pressão mais baixa.

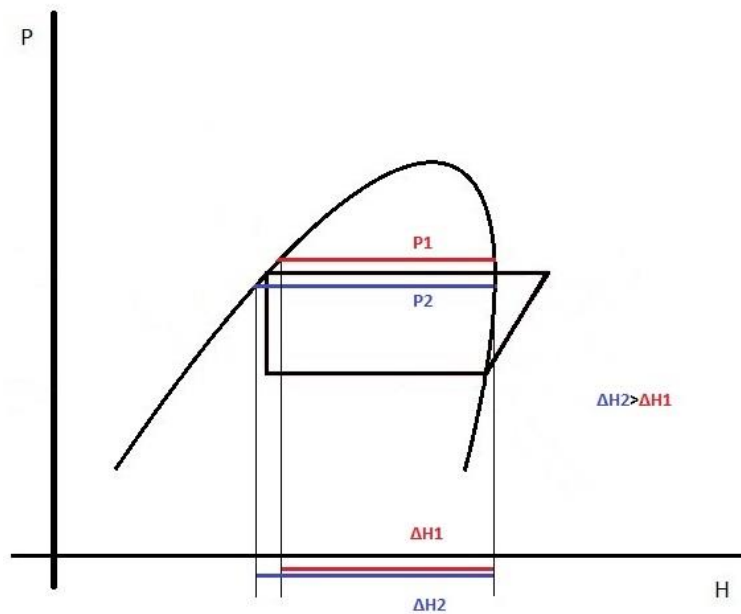


Figura 53 - Diferença de entalpia no processo de rejeição de calor em função da pressão alta.

Ao baixar a pressão alta, diminui-se a temperatura do vapor gerado. Quanto maior for a temperatura, maior será a percentagem de água no vapor de fluido frigorígeno gerado, o que irá dificultar mais a tarefa na coluna de retificação à saída do gerador. Por outro lado, a pressão alta não poderá ser demasiado baixa. No limite, é necessária uma pressão que proporcione uma temperatura de vapor gerado que seja capaz de realizar a troca de calor com o ar exterior. Este é um problema pois se o ΔT entre o condensador e o ar exterior for muito reduzido, tal vai obrigar ao aumento da área necessária para realizar a troca de calor com o ambiente. A expressão (17), que representa a equação para a quantidade de calor transferida por convecção, traduz esse fenómeno [61].

$$Q = h_{conv} * A * \Delta T \quad (17)$$

Em que:

Q – Quantidade de calor transferida [kW]

h_{conv} – Coeficiente de transferência de calor por convecção [$W/m^2\text{°C}$]

A – Área do permutador [m^2]

ΔT – Diferença entre a temperatura do ar e do evaporador

Em relação aos valores para a pressão baixa, a abordagem é semelhante. É necessário encontrar um equilíbrio entre os parâmetros envolvidos, no que diz respeito à temperatura de evaporação e quantidade de calor que o fluido refrigerante consegue retirar do espaço em função da sua pressão. Quanto mais alta for a pressão baixa maior será a eficiência do ciclo, uma vez que será possível retirar mais calor do espaço a refrigerar [26], mas, por outro lado, a temperatura de evaporação poderá ascender a valores muito próximos da zona a refrigerar e, como se pode observar na expressão (17), um ΔT demasiado pequeno obrigará a uma grande área necessária para a permuta de calor. Contudo, e como se pode verificar no diagrama da figura 36, valores mais elevados de pressão baixa possibilitam que se possa utilizar uma temperatura de geração mais baixa, o que no presente caso se apresenta como uma vantagem.

- **Subir a pressão baixa**

No ciclo de refrigeração será assim utilizada uma pressão baixa mais elevada do que o valor geralmente utilizado, de 5bar [18]. Contudo, e à semelhança do que acontece no caso da pressão alta, existe um limite superior para a pressão baixa, acima do qual o amoníaco adquire valores de temperatura que não possibilitam o efeito de refrigeração. Analisando o diagrama P-H do amoníaco (anexo 4) verifica-se que para pressões acima de 9bar o amoníaco apresenta temperaturas na ordem dos 20°C. Tendo em conta que se pretende que o equipamento possa refrigerar um espaço que se encontra à temperatura ambiente, 20°C para temperatura de evaporação torna-se num valor indesejável. O equipamento apenas teria utilidade em dias de muito calor e para valores de temperatura ambiente muito próximos de 20°C, seria necessário um evaporador de grandes dimensões por forma a realizar a permuta de calor. Nesse sentido, não é recomendável elevar mais o patamar da pressão baixa ou sequer chegar a 9bar.

5.2.3 Calor obtido através do coletor solar e temperatura mínima de geração

Como já foi referido anteriormente, com o coletor solar utilizado neste estudo será possível alcançar temperaturas de cerca de 80°C para a água que se encontra no coletor. A temperatura de geração está desde logo limitada pelo valor de temperatura que o coletor consegue atingir, uma vez que T_{ge} tem de obrigatoriamente ser inferior à temperatura da fonte quente [26].

A tabela 8 mostra a quantidade de calor, em kW, que se consegue extrair da água quente em função da temperatura a que ela se encontra no coletor. Os valores presentes na tabela foram obtidos para

um caudal de 250kg/h de água quente, considerando que a água se encontra no coletor a uma pressão de 5bar e que realiza uma permuta de calor no gerador com um ΔT de 10.

Tabela 8 - Quantidade de calor retirado da água quente em função da temperatura a que esta se encontra no coletor solar.

Temperatura da água no coletor solar [°C]	Q água quente [kW]
80	3,023
70	3,013
60	3,006
50	3,002

5.2.4 Ciclo adotado

O ciclo de refrigeração idealizado para o equipamento em estudo foi otimizado de acordo com os dados presentes na tabela 9.

Tabela 9 - Condições de funcionamento do equipamento em estudo.

Pressão alta [bar]	16
Pressão baixa [bar]	7
Percentagem de amoníaco no fluido de trabalho	60%
Percentagem de água no fluido de trabalho	40%
Temperatura de geração [°C]	70,69
Temperatura de evaporação [°C]	14,34
Temperatura de condensação [°C]	41,55
Temperatura de absorção [°C]	38,93

Com as condições referidas na tabela 9 o equipamento apresenta uma temperatura de absorção de $38,93^{\circ}\text{C}$, sendo a temperatura de geração de $70,69^{\circ}\text{C}$. Tendo em conta estes valores e analisando também o diagrama da figura 36, conclui-se que o coletor solar necessitará de produzir água quente em condições de limite, 80°C , caso contrário poderá não ser possível extrair calor suficiente da água quente no gerador para que o ciclo funcione.

A figura 54 mostra o diagrama T-s do ciclo de refrigeração onde se podem observar as temperaturas de geração, evaporação e condensação, bem como os pontos mais relevantes do ciclo.

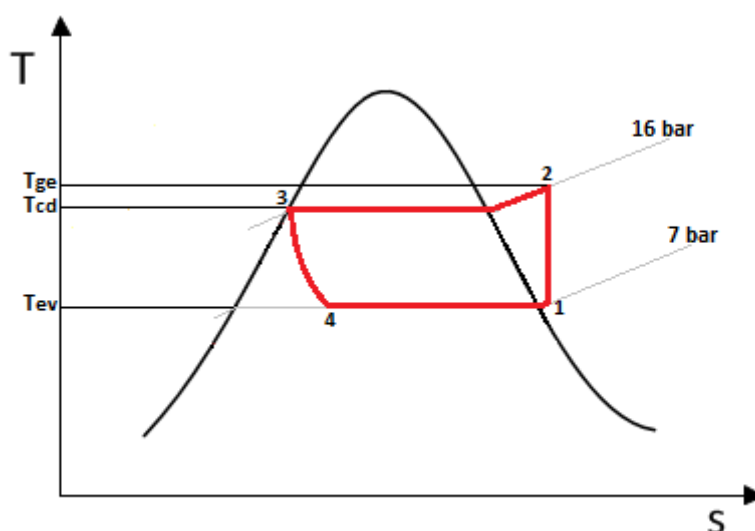


Figura 54 - Diagrama T-s do ciclo de refrigeração do equipamento em estudo.

No ponto 1 pode observar-se que o vapor de fluido frigorígeno se encontra ligeiramente sobreaquecido à saída do evaporador. As temperaturas de condensação e de evaporação são de, respetivamente, $41,55^{\circ}\text{C}$ e $14,34^{\circ}\text{C}$., sendo que o equipamento funcionará considerando temperaturas exteriores não superiores à temperatura de condensação. A performance do equipamento será avaliada com mais detalhe no capítulo 6.

5.3 Produção de eletricidade com microturbina

A produção de energia elétrica por parte do sistema será realizada através da utilização de uma microturbina. A aplicação da microturbina no *chiller* possibilitará que o sistema seja capaz de realizar a sua principal função, o efeito de refrigeração, e ao mesmo tempo produzir energia elétrica. Contudo, o que se verifica nos sistemas que produzem energia elétrica são equipamentos de maiores dimensões e maiores quantidades de calor envolvidas, capazes de produzir valores de potência mais elevados. No caso do equipamento em estudo, atendendo também ao facto de este

ser projetado para uma baixa potência, será muito difícil que o sistema consiga produzir grandes quantidades de energia elétrica, sem que para isso se tenha de sacrificar o efeito de refrigeração da máquina. O objetivo passa por fazer um estudo de como poderá ser mais viável aplicar a microturbina no sistema, não prejudicando o propósito principal do *chiller*, por forma a torna-lo autossuficiente (ou perto disso). Por outras palavras, pretende-se que a potência elétrica produzida na turbina seja suficiente para alimentar a bomba presente no sistema. De seguida serão abordados as diferentes soluções estudadas para a aplicação da microturbina no sistema.

5.3.1 Colocação de uma microturbina hidráulica à saída do condensador

Esta solução é aquela que inicialmente foi idealizada para o projeto. Na configuração do sistema, à saída do condensador estaria uma válvula cujo objetivo seria regular o caudal que entraria no evaporador ou numa microturbina hidráulica, a fim de produzir energia elétrica.

A ideia é a de condensar o vapor de refrigerante no condensador, fazendo depois entrar líquido na microturbina hidráulica. O trabalho de expansão realizado pela turbina no líquido será responsável pela produção de energia elétrica. Contudo, e ainda sem a análise dos resultados obtidos, existem algumas limitações no que diz respeito à adoção desta solução. A primeira prende-se com o fato de não existirem turbinas, ou microturbinas neste caso, que trabalhem em regime bifásico, isto é, que realizem a expansão de um fluido que contém uma mistura de líquido + vapor na sua composição.

Assim, é necessária uma total condensação do vapor de refrigerante antes de este dar entrada na turbina, sendo que para assegurar este pressuposto ter-se-á que diminuir a temperatura do vapor à saída do condensador, fazendo-o entrar na região de líquido comprimido. Tal pode ser conseguido através da permuta de calor do fluido frigorígeno que sai do condensador com o que sai do evaporador. Na figura 55 está representada, de forma simplificada, a configuração do equipamento nestas condições.

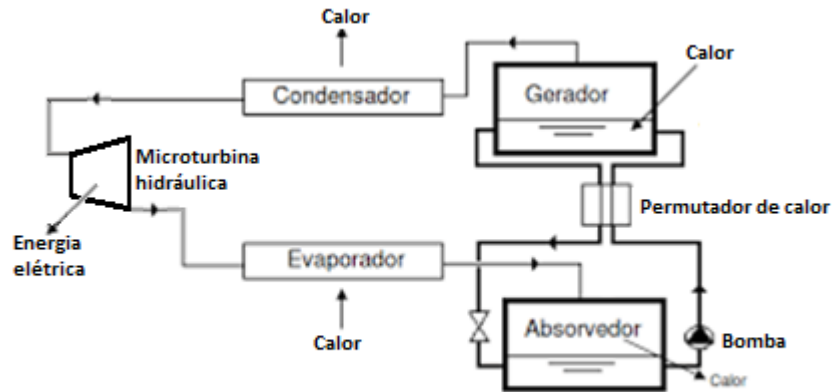


Figura 55 - Diagrama do equipamento com a inclusão de uma microturbina hidráulica.

Aqui a microturbina hidráulica funcionaria como elemento expansor do ciclo ao mesmo tempo que produziria energia elétrica. Sendo uma turbina hidráulica, a potência produzida por esta deve ser calculada pela seguinte expressão (18) [60]:

$$\dot{W}_{turbina} = \gamma * \Delta Ha * \dot{q} * \eta \quad (18)$$

Os termos da equação vem como sendo:

γ – Peso específico [$kg/m^2 \cdot s^2$]

ΔHa – Diferença de altura piezométrica [m]

\dot{q} – Caudal de fluido refrigerante [m^3/s]

η – Rendimento da microturbina

Os resultados obtidos com esta solução serão apresentados no capítulo 6.

5.3.2 Colocação de uma microturbina a vapor entre o gerador e o condensador

Esta solução passa por colocar uma microturbina a vapor depois do gerador. A turbina realiza o trabalho de expansão do vapor de refrigerante desde o estado de vapor sobreaquecido até ao estado de vapor saturado, dando depois entrada no condensador e completando o ciclo de refrigeração. Para melhor compreensão, no 5 está presente o circuito idealizado no *software* para o equipamento com a inclusão da microturbina nestas condições. Na figura 56 pode ser observada a configuração

do ciclo num diagrama P-H, estando a entrada e saída da turbina assinaladas, respetivamente, pelos números 1 e 2.

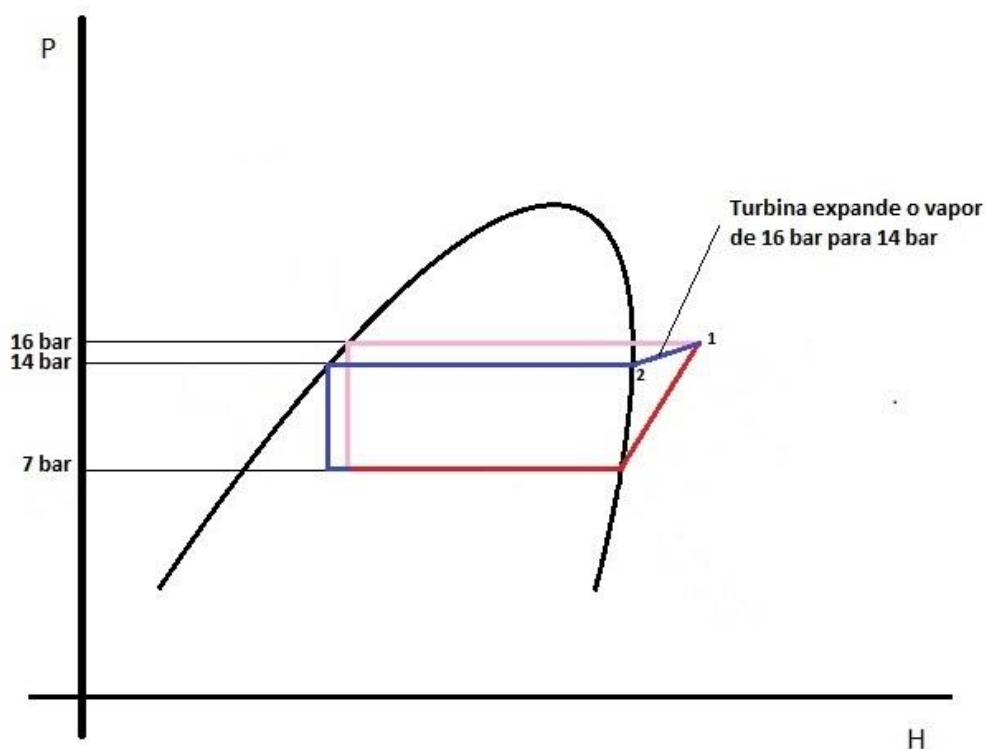


Figura 56 - Diagrama P-H do ciclo de funcionamento do chiller com microturbina a vapor em série.

O ciclo vai operar entre as pressões de 7bar e de 16bar, sendo a rejeição de calor feita a uma pressão de 14bar. Uma redução da pressão para 14bar é parece ser também o limite, uma vez que a rejeição de calor se faria a uma temperatura de cerca de 35°C, e pressões mais baixas corresponderiam a temperaturas com as quais não seria possível realizar a permuta de calor com o ar exterior. Com esta abordagem é possível aproveitar uma zona do ciclo de refrigeração onde apenas se rejeita calor para produzir energia elétrica. A potência produzida pela turbina pode ser calculada pela seguinte expressão (19):

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}(H_1 - H_2) \quad (19)$$

Em que:

\dot{m} – Caudal mássico de vapor de fluido refrigerante [kg/s]

H_1 – Entalpia do fluido refrigerante à saída do gerador $[kJ/kg. °C]$

H_2 – Entalpia do fluido refrigerante à entrada do condensador $[kJ/kg. °C]$

Resta agora saber se o sistema é capaz de produzir vapor de fluido refrigerante cujas características sejam capazes de proporcionar a extração de valores aceitáveis de potência na turbina a vapor. Os resultados obtidos por esta solução serão apresentados no capítulo 6.

5.3.3 Colocação de uma microturbina a vapor em paralelo com o sistema de refrigeração

Por último, foi estudada a possibilidade de colocar uma microturbina a vapor em paralelo com o sistema convencional de refrigeração. A solução passa por colocar à saída do gerador um elemento capaz de dividir o caudal pela turbina e pelo condensador, havendo a possibilidade de enviar todo o vapor para um componente apenas, conforme as necessidades de frio ou de produção de eletricidade. A configuração do equipamento está representada, de forma simplificada, na figura 57. No anexo 5 pode ser observada a configuração do circuito nestas condições no *software* utilizado para simulação. Os resultados obtidos com esta solução serão apresentados no capítulo 6.

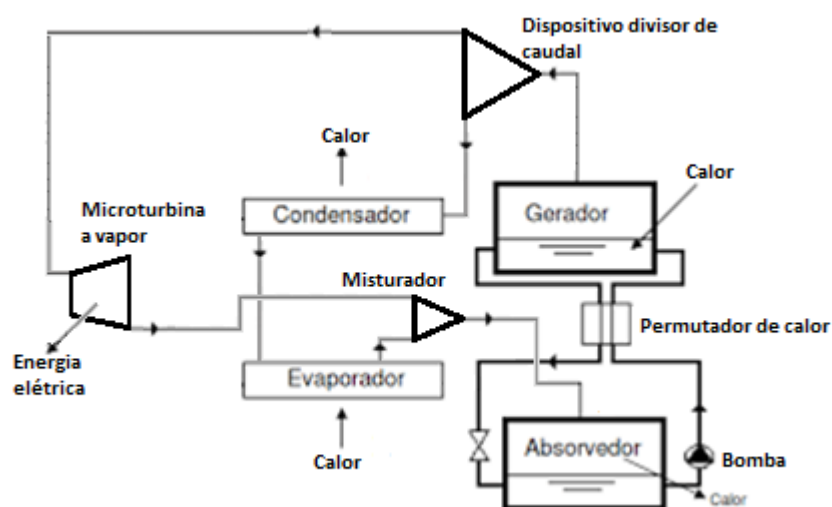


Figura 57 - Diagrama do equipamento com a inclusão de uma microturbina a vapor em paralelo com o circuito de refrigeração.

6. ANÁLISE DOS RESULTADOS

6.1 Potência de refrigeração

O objetivo principal é a idealização de um equipamento cuja potência frigorífica ronde os 2kW. O ciclo de refrigeração foi otimizado de acordo com as especificações listadas na tabela 10.

Tabela 10 - Condições de simulação do funcionamento do equipamento em estudo.

Pressão alta [bar]	Pressão baixa [bar]	Caudal de fluido de trabalho [kg/h]	Caudal de água quente [kg/h]	Temperatura da fonte quente [°C]	Porcentagem de amoníaco na mistura	Porcentagem de água na mistura
16	7	200	250	80	60%	40%

O coletor solar utilizado no estudo é capaz de atingir temperaturas na ordem de 80°C. Tendo em o valor de 70,69°C para a temperatura mínima de geração considerou-se, por forma a simplificar os cálculos, que o ΔT entre as duas temperaturas poderá ser aproximado para o valor de 10, uma vez que o valor de 80°C é também ele aproximado. A tabela 11 mostra os valores de calor que é possível retirar da água quente presente no coletor em função da temperatura a que esta se encontra, considerando um de ΔT 10 na permuta de calor.

Tabela 11 - Valores de calor retirados da água presente no coletor em função da temperatura a que esta se encontra no coletor solar.

Temperatura da água para geração [°C]	Quantidade de calor retirado [kW]
80	3,023

Na tabela 12 podem ser observadas as condições no evaporador, nomeadamente as temperaturas de entrada e saída, e a potência frigorífica. Em função desses parâmetros, e em conjugação com os da tabela 11 é apresentado também o COP do equipamento.

Tabela 12 - Condições de evaporação e COP do equipamento.

Temperatura da água para geração [°C]	Temperatura de entrada no evaporador [°C]	Temperatura de saída no evaporador [°C]	Potência de refrigeração [kW]	COP do equipamento
80	14,34	18	2,213	0,732

Situando-se num valor de aproximadamente 0,73, o equipamento apresenta um valor bastante aceitável para o COP tendo em conta os valores que geralmente são observados nos *chillers* de absorção do género, cujos valores mais usuais se situam à volta de 0,6 e 0,7 [18]. A potência de refrigeração ronda o valor de 2,2kW, que até é superior àquela que inicialmente foi idealizada, contudo a temperatura de 14,34°C que se verifica à entrada do evaporador pode obrigar a um equipamento com grandes dimensões.

6.1.1 Dimensionamento do evaporador e condensador

De uma forma simplificada, nesta secção vai tentar-se ter uma noção das dimensões necessárias para o equipamento.

A expressão (17) permite verificar qual a área de permuta que necessita o evaporador para realizar a refrigeração de um espaço, que se vai considerar estar à temperatura de 25°C.

$$Q = h_{conv} * A * \Delta T$$

Substituindo na expressão pelos valores obtidos, considerando um valor de $10W/m^2 \cdot ^\circ C$ para o coeficiente de transferência de calor por convecção natural [62], vem:

$$2213 = 10 * A * (25 - 14,34)$$

$$A = 20,8m^2$$

A área obtida para que o evaporador, em condições de utilização de máxima potência, possa realizar a climatização do espaço é exageradamente elevada. A solução poderá passar pela utilização de um componente, como um ventilador, que induza convecção forçada de ar sobre o evaporador. Refazendo os cálculos com um valor de $100W/m^2 \cdot ^\circ C$ para convecção forçada sobre uma superfície [62], vem:

$$2213 = 100 * A * (25 - 14,34)$$

$$A = 2,08m^2$$

A área necessária continua a ser bastante elevada. Mesmo considerando o desenho do evaporador como sendo uma serpentina alhetada, o atravancamento total do evaporador torna o equipamento de grandes dimensões. Analisando a expressão (18) a solução passaria por aumentar o ΔT envolvido, que significa baixar a pressão baixa do ciclo por forma a diminuir a temperatura de evaporação. Contudo, como já foi explicitado em capítulos anteriores e tendo em conta o diagrama da figura 36, se se diminuísse a pressão baixa do ciclo entrar-se-ia num domínio de temperaturas de geração que não podem ser praticadas devido às limitações impostas pelas temperaturas alcançadas pelo coletor solar utilizado.

No que diz respeito ao condensador, o raciocínio é semelhante. Neste caso, já será considerado um valor de $100W/m^2 \cdot ^\circ C$ para convecção forçada, uma vez que o sistema em estudo já pressupõe a existência de um ventilador mecânico de auxílio à dissipação de calor. Assim, considerando um valor de calor a rejeitar no condensador de $2583W$ e sendo a temperatura de condensação de $41,55^\circ C$, vem:

$$2583 = 100 * A * (41,55 - 25)$$

$$A = 1,56m^2$$

O condensador necessita de uma área de permuta mais pequena do que o evaporador, o que se explica por uma maior amplitude térmica entre a temperatura de condensação e a temperatura ambiente. Não obstante, a área de permuta é também bastante elevada.

6.1.2 Área de coletor solar necessária

O coletor solar utilizado no projeto foi considerado como sendo um coletor solar plano de superfície seletiva. Através da figura 58, onde está representada num diagrama a curva de rendimento de um coletor plano seletivo, é possível obter o rendimento do coletor solar.

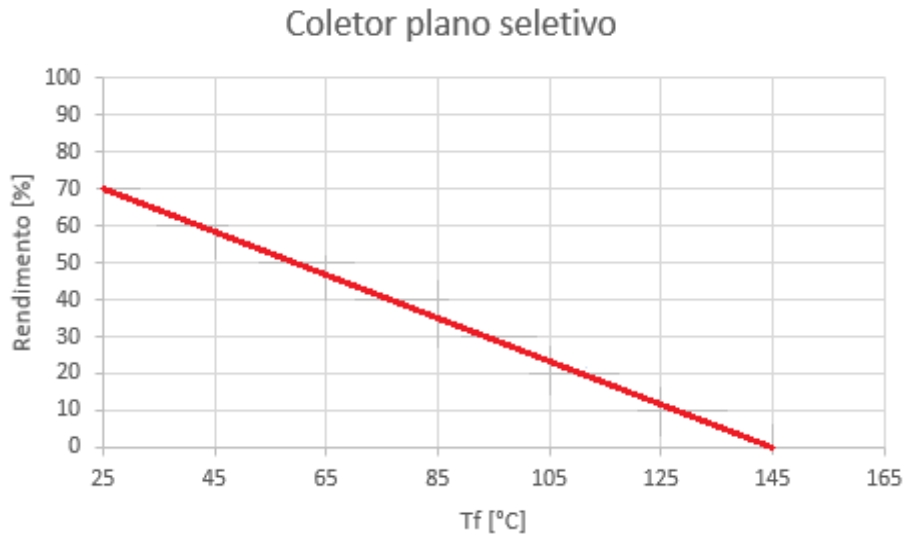


Figura 58 - Rendimento de um coletor plano seletivo em função da temperatura T_f [63].

Tendo em conta a temperatura de geração necessária de 80°C , através do gráfico da 58 obtém-se um rendimento para o coletor solar à volta de 38%. Vão agora determinar-se os valores de T^* e I .

No início do processo de aquecimento o rendimento do coletor vai ser menor pois o valor de T^* é maior, uma vez que é necessário elevar a temperatura da água desde T_{amb} até à temperatura necessária para geração, neste caso 80°C . Interessa saber a eficiência do coletor na situação em que o sistema se encontra em funcionamento. Assim, tendo em conta que o caudal de água quente proveniente do coletor realizará uma permuta de calor no gerador com um ΔT 10°C , vem:

$$T^* = 10$$

Com um valor de 800 W/m^2 de irradiação solar mínima [38] ao meio-dia:

$$I = 800 \text{ W/m}^2$$

Agora que já são conhecidos os valores do rendimento, de T^* e de I é possível calcular a área necessária do coletor em função da quantidade de água que se pretende aquecer, através da expressão (5) [38]:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{m} * c_p * T^*}{I * A_{col}}$$

Assim, convertendo em primeiro 200kg/h de caudal de água quente para kg/s vem:

$$\dot{m} = 0,055 \text{ kg/s}$$

Com um calor específico de 4185 J/kg°C para a água, substituindo os valores na expressão (5):

$$0,38 = \frac{0,055 * 4185 * 10}{800 * A_{col}}$$

A área do coletor nestas condições será de:

$$A_{col} = 7,65 \text{ m}^2$$

6.2 Potência elétrica produzida

6.2.1 Colocação de uma microturbina hidráulica à saída do condensador

Após simulação do funcionamento do equipamento com a inclusão de uma microturbina hidráulica no sistema, conclui-se que com esta abordagem não é possível obter grandes valores para a potência extraída na turbina sendo que os resultados obtidos por esta solução não são, de todo, satisfatórios. A tabela xx mostra os valores de potência obtidos pela microturbina hidráulica, tendo em conta o valor dos seguintes parâmetros, presentes na expressão (xxx) utilizada para calcular a potência:

Peso específico do amoníaco (γ) – 7,154 [$kg/m^2 \cdot s^2$]

Queda na microturbina (ΔH) – 90 [m]

Rendimento da microturbina (η) – 0,8

Tabela 13 - Potência obtida pela microturbina hidráulica.

Temperatura da água para geração [°C]	Caudal de vapor de fluido refrigerante (\dot{q}) [m^3/s]	Potência extraída na microturbina [W]
80	$3,42 \cdot 10^{-6}$	0,002

Analisando a expressão (18) utilizada para calcular a potência produzida pela turbina hidráulica:

$$\dot{W}_{turbina} = \gamma * \Delta H * \dot{q} * \eta$$

Verifica-se que, sendo os valores de rendimento da turbina e peso específico do amoníaco constantes, onde se pode atuar por forma a alterar os resultados é nos valores para a “queda” de altura na turbina (ΔH) e no caudal de refrigerante que sai do condensador e entra na turbina. Em relação ao ΔH , para aumentá-lo seria necessário alterar as pressões de funcionamento do ciclo, o que não é possível devido às limitações já anteriormente referidas. O outro parâmetro em que se poderia atuar é no caudal de refrigerante que entra na turbina. A razão principal para os valores de potência serem extremamente baixos prende-se com o fato de o valor de caudal ser muito pequeno. A única forma de aumentar o caudal de fluido frigorígeno que entra na microturbina é aumentar o calor que se fornece no gerador, fazendo evaporar uma maior quantidade de amoníaco. Contudo, o que isso significa é projetar um sistema de muito maiores dimensões.

6.2.2 Colocação de uma microturbina a vapor entre o gerador e o condensador

A colocação de uma microturbina a vapor entre o gerador e o condensador permite obter resultados significativamente melhores do que no caso anteriormente abordado, com microturbina hidráulica.

A tabela 14 mostra os resultados obtidos por esta solução.

Tabela 14 - Potência elétrica obtida com microturbina a vapor entre o gerador e o condensador.

Coletor solar			Potência elétrica [kW]
Caudal [kg/h]	T água quente [°C]	Q água quente [kW]	
250	80	3,023	0,032

Não obstante, a potência elétrica produzida ainda não é suficiente para alimentar a bomba do sistema. A potência consumida pela bomba é de aproximadamente 0,07kW, um pouco mais que o dobro do que a potência que a turbina produz. O COP do equipamento nestas condições é de aproximadamente 0,75, contudo, o maior inconveniente está relacionado com a temperatura de

condensação que se situa no valor de 36,77°C, o que obrigaria a uma área de permuta para o condensador ainda maior do que no caso de o equipamento não possuir microturbina.

6.2.3 Colocação de uma microturbina a vapor em paralelo com o sistema de refrigeração

Neste caso optou-se por colocar no circuito um elemento capaz de dividir o caudal de fluido frigorígeno, funcionando a microturbina em paralelo com o ciclo de refrigeração. Desta feita, não há redução da pressão alta do ciclo, continuando o equipamento a rejeitar calor a uma pressão de 16 bar. Foram feitas simulações dividindo o caudal de refrigerante de diferentes formas, desde a situação em que todo o caudal de refrigerante entra no condensador até a uma situação com todo o caudal a ser utilizado pela turbina.

Na tabela 15 são apresentados os resultados obtidos com esta solução, considerando uma temperatura da fonte quente de 80°C.

Tabela 15 – Resultados obtidos utilizando uma turbina a vapor em paralelo com o ciclo convencional de refrigeração.

Abertura da válvula		Q Evaporador [kW]	Potência elétrica [kW]	COP
Condensador [%]	Turbina [%]			
0	100	0,000	0,187	0,00
25	75	0,566	0,140	0,19
50	50	1,133	0,093	0,38
75	25	1,699	0,047	0,56
100	0	2,266	0,000	0,75

Analisando os dados, verifica-se que não existe uma situação que seja completamente satisfatória, embora a mais interessante seja quando existe uma divisão de caudal de fluido frigorígeno de 75% para o condensador e 25% para a microturbina. Não obstante, ter-se-á sempre que abdicar de uma das funções do equipamento para que a outra tenha uma performance aceitável. Para que o sistema produza potência elétrica suficiente para a bomba ter-se-á que sacrificar o COP e, por outro lado, para ter uma performance dentro dos padrões, não se produz potência suficiente.

6.2.4 Equipamento autossuficiente

Nas secções anteriores foi possível verificar que mediante os objetivos e limitações existentes, nomeadamente potência de refrigeração projetada e coletor solar utilizado, não é possível criar condições para produção de energia elétrica suficiente para autoconsumo, sem que para isso se tenha que prejudicar o propósito mais importante do equipamento.

Contudo, foram feitas outras simulações variando os vários parâmetros do sistema e chegou-se à conclusão é possível projetar um sistema autossuficiente, embora com características muito diferentes do que aquelas que se desejam para o sistema em estudo. Para a nova simulação foi utilizada a solução com uma microturbina a vapor colocada em paralelo com o ciclo de refrigeração, que foi aquela que produziu melhores resultados. A tabela 16 mostra as novas condições de operação do equipamento.

Tabela 16 - Novas condições de operação do equipamento, considerando um maior caudal de água quente.

Pressão alta [bar]	Pressão baixa [bar]	Caudal de fluido de trabalho [kg/h]	Caudal de água quente [kg/h]	Temperatura da fonte quente [°C]	Percentagem de amoníaco na mistura	Percentagem de água na mistura
16	7	200	1000	90	60%	40%

Nestas condições, a temperatura de geração do ciclo é de 77,65°C sendo que a temperatura da fonte quente terá de ser superior aos 80°C possíveis de atingir pelo coletor utilizado. Poder-se-ia aumentar o caudal de fluido de trabalho, levando a uma diminuição da temperatura de geração, mas tal iria aumentar a potência necessária na bomba, sendo que se voltaria ao dilema de a microturbina não produzir potência suficiente. Assim, para que esta solução pudesse ser viável, teria que ser considerado um outro tipo de coletor solar capaz de alcançar temperaturas mais altas.

Por forma a ter uma noção dos valores necessários para a área do coletor, vai considerar-se que o mesmo coletor poderia fazer o aquecimento de água para este equipamento. De acordo com o diagrama da figura 58, o rendimento do coletor seria da ordem de 30% para aquecer água até uma temperatura de 90°C.

Assim, convertendo em primeiro 1000kg/h de caudal de água quente para kg/s vem:

$$\dot{m} = 0,277kg/s$$

Com um calor específico de 4185 J/kg°C para a água, substituindo os valores na expressão (5):

$$0,30 = \frac{0,277 * 4185 * 10}{800 * A_{col}}$$

A área do coletor nestas condições seria de:

$$A_{col} = 48,44 m^2$$

Considerando os caudais de fluido de trabalho e de água quente proveniente do coletor, respetivamente de 200kg/h e 1000kg/h, ter-se-ia uma potência necessária para a bomba de 0,069kW e 12,14kW para geração. Os resultados da simulação podem ser observados na tabela 17. Desta feita, apenas se consideraram divisões do caudal de fluido frigorígeno que não prejudicassem significativamente o desempenho do equipamento.

Tabela 17 - Resultados obtidos na simulação segundo as novas condições de funcionamento.

Abertura da válvula		Q Evaporador [kW]	Potência elétrica [kW]	COP
Condensador [%]	Turbina [%]			
60	40	5,044	0,299	0,42
70	30	5,885	0,224	0,48
80	20	6,725	0,149	0,55
90	10	7,566	0,075	0,62
100	0	8,407	0,000	0,69

Verifica-se que, com uma divisão de caudal de fluido frigorígeno de 90% para produção de frio e 10% para produção de eletricidade, o sistema produz energia elétrica suficiente para alimentar a bomba ao mesmo tempo que apresenta um COP dentro dos valores comumente observados. Não obstante, as potências envolvidas neste caso tornam o sistema completamente diferente. Tendo em conta as pressões de operação e temperaturas a que se rejeita e adiciona calor ao sistema, seriam necessárias grandes áreas de permuta que tornariam o equipamento excessivamente grande. Em

suma, outras características de projeto teriam de ser consideradas para que esta solução pudesse fazer sentido.

6.3 Análise de custos

Com a análise de custos aqui apresentada não se pretende fazer um estudo muito detalhado, até porque não serão tidos em conta diversos fatores que influenciariam os resultados, tais como a variação de preços consoante o fornecedor, a evolução dos preços dos equipamentos bem como o seu tempo de vida útil, os encargos com a manutenção, etc.. O objetivo é dar uma noção dos custos diretos de aquisição de cada sistema e, a partir daí, concluir sobre a viabilidade do sistema estudado neste trabalho. De momento não existem *chillers* de absorção desta gama de potência a serem comercializados, sendo que os equipamentos semelhantes pesquisados ainda se encontram na fase de protótipo [18]. Em situações reais, os equipamentos de absorção apresentam custos de aquisição mais elevados do que equipamentos de compressão. Assim, o preço estimado para o *chiller* em estudo será calculado com base no preço de equipamentos de compressão existentes.

Para a análise do custo do equipamento serão tomadas em consideração duas situações: uma em que o equipamento em estudo apenas produz efeito de refrigeração e uma outra que contempla a situação abordada na secção 6.2.4, com a inclusão de uma microturbina para produção de energia elétrica.

6.3.1 Custo do equipamento sem microturbina

Atualmente, no mercado de sistemas de compressão para o setor residencial não são produzidos *chillers* com uma potência de arrefecimento tão baixa como a idealizada neste projeto. A tecnologia que mais se assemelha ao *chiller* em estudo são as unidades *split*, tendo sido por isso escolhida como objeto de comparação de um sistema convencional de compressão ao sistema de absorção em estudo. As unidades *split* são equipamentos divididos em duas partes, uma interior e outra exterior, sendo a primeira responsável pela evaporação e a segunda pela condensação, estando interligadas pela tubagem por onde circula o fluido frigorigeno.

Através da pesquisa em alguns catálogos de marcas fabricantes [65] foi possível saber o custo de aquisição dos sistemas *Split*. Foi tomado como referência um equipamento cuja potência nominal era semelhante à do equipamento em estudo. As principais características do *Split* estão presentes na tabela 18.

Tabela 18 - Características do equipamento de compressão utilizado como termo de comparação ao equipamento em estudo [65].

Modelos			FTXZ25N e RXZ25N
Preço sem IVA		Interior	685 €
		Exterior	1 190 €
		Conjunto	1 875 €
Potência de arrefecimento	Mín./Nom./Máx	kW	0,6/2,5/3,9
Potência de aquecimento	Mín./Nom./Máx	kW	0,6/3,6/7,5

O equipamento de compressão que foi escolhido apresenta um custo total de aquisição de 1875€. Por forma a determinar qual o preço do equipamento estudado, foram tomados como referência os preços de um *chiller* de absorção já a ser comercializado [66], da marca japonesa YAZAKI, e de um modelo de compressão com uma potência de refrigeração semelhante. A tabela 19 mostra os equipamentos analisados e os respetivos preços de aquisição.

Tabela 19 - Comparação de preço entre um *chiller* de absorção e um *chiller* de compressão com potências de refrigeração semelhantes.

	Equipamento de absorção	Equipamento de compressão
Modelo	YAZAKI WFC SC5	EWAQ 016 BAWP
Potência de refrigeração [kW]	17,5	Nominal: 16,6 Máxima: 19,8
Preço	16.780€	7.557€

O *chiller* de absorção é bastante mais caro que o modelo de compressão com potência semelhante, sendo que o seu preço é cerca de 120% superior. Assim, vai ser também estimado um custo 120% superior para o *chiller* em estudo comparativamente ao *split*.

$$1875 * 2,2 = 4125 \text{ €}$$

O equipamento em estudo terá assim um custo de aquisição estimado em 4125€.

É necessário agora calcular o investimento a realizar no coletor solar. Como já foi referido anteriormente, para o funcionamento do equipamento seria necessária uma área de coletor de:

$$A_{col} = 7,65 \text{ m}^2$$

Por forma a calcular o custo do coletor foi utilizado como referência um modelo [67] cujas características principais se encontram na tabela 20.

Tabela 20 - Características do coletor solar utilizado como referência.

Modelo	Área coletável [m ²]	Preço
WARMSUN FCC-2S	1,936	500€

Assim, o custo total em coletores solares será de:

$$\frac{7,650}{1,936} * 500 = 1975,7 \text{ €}$$

A este valor é ainda necessário adicionar o custo de um depósito acumulador. Desprezando outros custos relativos a acessórios e gastos com mão-de-obra na instalação dos equipamentos, na tabela 21 podem ser observados os custos totais dos dois sistemas.

Tabela 21 - Comparação dos custos totais dos equipamentos de compressão e absorção.

	Modelo <i>Split</i>	<i>Chiller</i> de absorção
Equipamento	1875€	4125€
Coletor solar	0€	1975,7€
Depósito para acumulação [67]	0€	1300€
Total	1875€	7400,7€

O equipamento de absorção representa um investimento inicial cerca de quatro vezes superior em relação ao equipamento de compressão. Considerando que os equipamentos de absorção tem uma vida útil de aproximadamente 20 anos [68], vai agora averiguar-se se a poupança em energia elétrica representa uma vantagem para o equipamento de absorção.

Sendo o consumo energético anual para o *Split* de 92kW [65] e considerando uma utilização diária do equipamento de 10 horas, com um preço de 0,1634€ por kWh [69], vem:

$$92 * 10 * 0,1634 = 150,33\text{€}$$

Anualmente seriam gastos 150,33€ em eletricidade. Ao multiplicar este valor pelos 20 anos, vem:

$$20 * 150,33 = 3006,6\text{€}$$

Somando este valor ao custo inicial do *split*, vem:

$$1875 + 3006,6 = 4881,6\text{€}$$

Conclui-se que, mesmo passados os 20 anos de vida útil do equipamento de absorção, o sistema não se torna vantajoso relativamente ao equipamento de compressão. Contudo, uma vez que este estudo não contempla os custos de manutenção, a diferença poderá ser mitigada uma vez que a manutenção é mais barata nos equipamentos de absorção.

6.3.2 Custo do equipamento com microturbina

Por forma a determinar o custo do equipamento será utilizada a mesma abordagem que no caso anterior, com o seu preço a ser cerca de 120% superior em relação a um equipamento de compressão da mesma gama de potência. A tabela 22 mostra as condições de funcionamento do equipamento estudado:

Tabela 22 - Condições de funcionamento do equipamento em estudo, por forma a que este seja autossuficiente.

Abertura da válvula		Q Evaporador [kW]	Potência elétrica [kW]	COP
Condensador [%]	Turbina [%]			
90	10	7,566	0,075	0,62

Considerou-se a situação em que o sistema opera por forma a proporcionar potência suficiente para a bomba, apresentando mesmo assim um COP dentro dos valores geralmente observados, sendo a potência de refrigeração de 7,566kW. As principais características do equipamento utilizado para comparação podem ser observadas na tabela 23.

Tabela 23 - Características do equipamento de compressão utilizado como referência para comparação.

Modelo	Potência de refrigeração [kW]	Preço
EWAQ 007 ADV 3P	7,10	4271€

O preço estimado para o equipamento de absorção será de:

$$4271 * 2,2 = 9396,2$$

A este valor ter-se-ia ainda que adicionar os custos com o coletor solar e com depósitos de acumulação. Como foi referido anteriormente, o coletor solar a utilizar para esta situação teria que ser diferente do que aquele que é considerado no estudo, uma vez que se necessitam de temperaturas mais elevadas para a água quente. Acresce o fato de também ser necessária uma área de coleta maior, uma vez que se pretende aquecer um maior caudal de água. No caso anteriormente abordado, chegou-se à conclusão que o investimento inicial dificilmente é recuperável ao longo dos anos de vida útil do equipamento, não sendo por isso expectável que os resultados sejam agora diferentes. Contudo, vai quantificar-se o retorno económico em eletricidade que é possível obter com esta solução.

O sistema produz 0,075kW de potência elétrica. Se a esse valor se subtrair a potência consumida pela bomba, vem:

$$0,075 - 0,069 = 0,006kW$$

É possível então recuperar 0,006kW de potência elétrica. Segundo o decreto de lei que regulamenta as unidades de microgeração [32], que dispõem de um período de 15 anos em regime bonificado, a energia elétrica produzida por particulares é vendida à rede pública segundo as seguintes tarifas:

- 0,196€ por kWh nos primeiros 8 anos;
- 0,165€ por kWh nos restantes 7 anos.

É possível então quantificar quanto se pode angariar em venda de energia elétrica à rede pública. Tomando como referência um período de utilização de 10 horas diárias durante todo o ano, vem:

$$0,006 * 10 * 365 = 21,9 kWh$$

O sistema consegue, nestas condições, produzir 21,9 kWh de energia elétrica por ano. Aplicando agora os preços de venda para os vários anos de contrato, vem:

- Primeiros 8 anos:

$$21,9 * 0,196 * 8 = 34,34 \text{ €}$$

- Restantes 7 anos:

$$21,9 * 0,165 * 7 = 25,29 \text{ €}$$

- Total nos 15 anos:

$$34,34 + 25,29 = 59,63 \text{ €}$$

Com o excedente de energia elétrica que o sistema produz, ao final dos 15 anos que a unidade de microgeração beneficia de uma tarifa bonificada, é possível obter aproximadamente 60€ com a venda de energia elétrica. O valor é irrisório sendo que se conclui que esta solução não apresenta vantagens tendo em conta o grande investimento inicial necessário.

7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Algumas das conclusões tiradas após este estudo já foram, de uma forma geral, expostas em capítulos anteriores à medida que se desenvolvia o estudo. Serve assim este capítulo final como forma de enumerar essas conclusões de uma forma mais explícita, com a finalidade de possibilitar uma consulta mais simplificada, e para também referir trabalhos futuros que podem ser desenvolvidos tendo como ponto de partida o estudo realizado nesta dissertação.

À medida que mais investimento tem sido feito no sentido de melhorar a performance de sistemas de absorção, tem-se verificado uma cada vez maior cota de mercado para estes equipamentos em detrimento de sistemas de compressão mecânicos. O estudo realizado nesta dissertação comprova que, embora os sistemas de absorção apresentem investimentos iniciais mais avultados, a curto médio prazo torna-se vantajoso adquirir um equipamento do género em detrimento de um equipamento convencional de compressão, no caso de existir uma fonte de calor que esteja a ser desperdiçada. O fato dos equipamentos de absorção não necessitarem de tanta manutenção faz com que o investimento inicial rapidamente seja compensado através da poupança em energia elétrica.

No caso da fonte de calor ser obtida através da energia solar, a situação é um pouco diferente. Verificou-se que a fonte de calor apresenta um papel determinante na performance dos equipamentos, sendo que é necessário alcançar determinadas temperaturas na fonte quente para que o sistema possa funcionar. O equipamento idealizado necessita de uma temperatura mínima de água quente de 80°C, sendo que coletores solares de baixo custo operam a eficiências reduzidas para a conseguir alcançar. Seria necessário um coletor solar com capacidade para produzir água a temperaturas mais altas para que se pudesse também utilizar uma gama de pressões mais ampla para que o sistema apresentasse melhores resultados. Contudo, para um equipamento que se pretende para uso particular em residências, a relação custo/benefício torna-se proibitiva.

Outro aspeto sobre o qual esta dissertação incidiu foi a possibilidade de, dentro de um equipamento destinado a produzir efeito de refrigeração, incorporar também uma unidade capaz de produzir energia elétrica. Não existem atualmente sistemas que o façam e foi também objetivo de estudo avaliar até que ponto esta solução seria viável. A conclusão a que se chegou é que é possível, no aspeto teórico, colocar o sistema a produzir energia elétrica e ao mesmo tempo realizar a sua função principal. Contudo, o estudo realizado permitiu aferir que a inclusão de uma microturbina para

produção de eletricidade não traz vantagens em relação a um sistema normal de absorção. Por forma a tornar o equipamento autossuficiente é necessário sacrificar o propósito principal do equipamento, sendo que os valores do COP reduzem-se significativamente. A quantidade de energia elétrica produzida é muito pouca, sendo que, retirando ao que é produzido o que é necessário para a bomba do sistema, o excedente de energia elétrica não proporciona grande retorno financeiro. Acresce o fato de que o investimento inicial a realizar nestas circunstâncias é bastante mais elevado, nomeadamente no que diz respeito à área do coletor solar, uma vez que para que o equipamento possa funcionar nestas condições é necessário fornecer ao sistema uma maior quantidade de calor. A ideia com que se fica é que, embora seja possível construir uma máquina que satisfaça os dois propósitos, é muito difícil que ambos apresentem resultados aceitáveis quando comparados com equipamentos que são exclusivamente projetados para uma só finalidade. Além do mais, componentes como a microturbina teriam de ser produzidos exclusivamente para o equipamento em estudo, uma vez que se está perante uma gama de potência para a qual não existe no mercado algo que se possa comprar e aplicar. Nesse sentido, a análise de custos falha em não conseguir estimar um preço mais adequado com a realidade do que seria produzir este *chiller*, que seria ainda mais elevado, reforçando ainda mais esta conclusão.

Como nota final, poder-se-á dizer que este tema, ou esta ideia de projeto, não se encontra definitivamente encerrada e poderá, eventualmente, ser alvo de estudo em trabalhos futuros.

- O estudo de um sistema que não esteja limitado a uma baixa potência de refrigeração pode revelar-se interessante, uma vez que os resultados obtidos tornam-se mais satisfatórios em função do aumento das potências envolvidas. Nesse sentido, faria também sentido considerar um coletor solar capaz de atingir temperaturas mais elevadas. Ao invés de projetar um equipamento para uso particular, a sua aplicação no sector da indústria ou dos serviços poderá apresentar melhores resultados.
- Outro trabalho futuro tem a ver com o melhoramento da modelação do equipamento. Devido às dificuldades de modelação, foram excluídos da simulação alguns componentes tais como a coluna de retificação. Uma maior aproximação à situação real produzirá, certamente, resultados mais precisos.

Termina-se, deixando o ponto assente de que este tema não é um tema encerrado, nem tão pouco está desprovido de erros ou de possibilidade de melhoria.

BIBLIOGRAFIA

- [1] DUARTE SANTOS, Filipe; Que futuro? Ciência, Tecnologia, Desenvolvimento e Ambiente, Lisboa: Gradiva, Novembro 2007;
- [2] DUARTE SANTOS, Filipe; A Energia no Quadro das Insustentabilidades, Revista do Instituto da Defesa Nacional, 2009;
- [3] Henning, Hans-Martin, “Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings”, Austria, 2004;
- [4] Solarcombi+, SONNENKLIMA package solution description, Version 1, Perpignan, October 2009;
- [5] Angrisani, G., et al., *Experimental results of a micro-trigeneration installation*. Applied Thermal Engineering, 2012. 38(0): p. 78-90.
- [6] Ma, S., et al., *Thermodynamic analysis of a new combined cooling, heat and power system driven by solid oxide fuel cell based on ammonia–water mixture*. Journal of Power Sources, 2011. 196(20):p. 8463-8471.
- [7] Malico, I., A.P. Carvalhinho, and J. Tenreiro. *Design of a trigeneration system using a high temperature fuel cell*. In *International Journal of Energy Research*. 2009. Southern Gate, Chichester, West Sussex, PO19 8SQ, United Kingdom: John Wiley and Sons Ltd.
- [8] Kavvadias, K.C., A.P. Tosios, and Z.B. Maroulis, *Design of a combined heating, cooling and power system: Sizing, operation strategy selection and parametric analysis*. Energy Conversion and Management, 2010. **51**(4): p. 833-845.
- [9] Martin, J.I.S., et al. *Trigeneration Systems with Fuel Cells*. 2012.
- [10] J Chen, KJ Kim, KE Herold; Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator, International Journal of Refrigeration, 1996;
- [11] Balaras, C.A., Argiriou, A.A., Michel, E., Henning, H.M. (2003). Recent Activities on Solar Air-Conditioning. ASHRAE TRANSACTIONS, Vol. 109, Part 1, pp. 251-260.
- [12] <http://ambiente.maiadigital.pt/ambiente/energia/mais-informacao-1/sobre-as-questoes-energeticas>
- [13] VENTURA DOS REIS, André Miguel. *Aplicação de um sistema solar térmico a uma unidade de climatização em Portugal*. UNIVERSIDADE DE LISBOA: FACULDADE DE CIÊNCIAS - DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA GEOGRÁFICA, GEOFÍSICA E ENERGIA. Lisboa, 2012.

- [14] Darwish, N.A., Al-Hashimi, S.H., & Al-Mansoori, A.S. (2008) Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system. *International Journal of Refrigeration*, 7, 1214-1223;
- [15] GOSNEY, W. B. *Principles of refrigeration*. [S.l.]: Press Syndicate of the University of Cambridge, 1982. ISBN 0 521 23671 1.
- [16] Joseph Priestley. *Experiments and Observations on Different Kinds of Air*. 3 volumess. Londres: Impresso por W. Bowyer and J. Nichols, 1774–1777.
- [17] <http://www.upv.es/entidades/DTRA/infoweb/dtra/info/U0700462.pdf>
- [18] Proyecto fin de carrera: Análisis de los sistemas de refrigeración solar por absorción. Capítulo 3: Máquinas de Absorción.
- [19] Absorption Chillers Guideline, Southern California Gas Company – Advanced Design Guideline Series; New Buildings Institute. November, 1998.
- [20] Wahlig, M., 1984. Lawrence Berkeley Laboratory. Personal communication with Gene Culver, Geo-Heat Center.
- [21] *De l'inventeur à l'entrepreneur, histoire de brevets*, Musée des arts et métiers, Paris, 2008.
- [22] DE OLIVEIRA JÚNIOR, Sílvio; TRIBESS, Arlindo; HERNADEZ NETO, Alberto; SANZOVO FIORELLI, Flávio Augusto; *Sistemas de Refrigeração por Absorção*. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – Departamento de Engenharia Mecânica. São Paulo, 2004.
- [23] <http://coolingtechpt.com/1-4-combined-wet-dry-cooling-tower/178467>
- [24] ASHRAE. 1981. *Handbook of Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers
- [25] *A to Z of Thermodynamics* by Pierre Perrot.
- [26] ALEOTTI MAIA, Luis Otávio; *Ciclo frigorífico de absorção água-amônia utilizando energia solar não concentrada*. Rio de Janeiro – RJ Brasil. Setembro, 1986.
- [27] FARINHA MENDES, João. *Produção de Frio com Energia Solar*.
- [28] F. Asdrubali, F. Ziegler, J. Albers, G. Baldinelli, A. Presciutti, S. Petersen; "Comparison with two similar solar driven absorption chillers for different values of solar radiations" 61^o Congresso ATI, Solar Cooling, Perugia 15 September 2006.

- [29] F. Asdrubali, G. Baldinelli, A. Presciutti, "Solar cooling with small-size absorption chillers: different solutions for summer air conditioning" XXIII Convegno Europeo, Milano 2009
- [30] F. Asdrubali, S. Grignaffini: "Experimental evaluation of the performances of a H₂O/LiBr absorption refrigerator under different service conditions", *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28 (4), pp. 489-497.
- [31] Project "solar combi+" European project 2007, Intelligent Energy Europe (IEE: EIE /07/158/S12. 466793)
- [32] MINISTÉRIO DO AMBIENTE, ORDENAMENTO DO TERRITÓRIO E ENERGIA Decreto-Lei n.º 153/2014, de 20 de outubro
- [33] Opções Tecnológicas e Boas Práticas de Eficiência Energética e Utilização de Energias Renováveis em Edifícios de Apoio Social. r.ed_ZERO – Rede de edifícios de impacto zero.
- [34] MINISTÉRIO DA ECONOMIA, DA INOVAÇÃO E DO DESENVOLVIMENTO. Decreto-Lei n.º 34/2011 de 8 de Março.
- [35] Prof. Henrique F. E. de Oliveira. *Radiação Solar*. INSTITUTO FEDERAL GOIANO – CAMPUS CERES AGROMETEREOLOGIA.
- [36] Curso de Instaladores Solares Térmicos - Instituto Nacional de Engenharia e Tecnologia e Inovação. Lisboa, Janeiro de 2007.
- [37] www.renae.com.pt
- [38] Conversão Térmica da Energia Solar, Cruz Costa, Jorge; Lebeña, Eduardo, SPES/INETI
- [39] Solar engineering of thermal processes, J.A. Duffie and Beckman (1984), John Wiley and Sons
- [40] HACKENBERG, C. M., *Projeto Coares – Relatório Final, Convênio FINEP-COPPE/UFRJ*, Rio de Janeiro, 1980.
- [41] TABOR, H., "Letter to the Editor", *Solar Energy*, vol.24, pp. 113-115, (1980).
- [42] <http://www.lusosol.com/colectores.htm>
- [43] SOLAR ENERGY CONVERSION AND PHOTOENERGY SYSTEMS – Vol.1 – *Medium Temperature Solar Concentrators (Parabolic Troughs Collectors)* – E. Zarza.
- [44] Monitoramento e controle de processos, Unidade 1 – Caldeiras. SENAI-PETROBRAS

- [45] DEVI GOVINDARAJU, Sirisha; *ANALYSIS OF ABSORBER OPERATIONS FOR THE 5 KW AMMONIA/WATER COMBINED CYCLE*. University of Florida, 2005.
- [46] <http://www.ref-wiki.com/pt/content/view/31539/181/>
- [47] A. I. DE SOUZA, Pedro Henrique. *APRESENTAÇÃO DOS CÁLCULOS PARA SELEÇÃO DE BOMBA PARA SISTEMA DE REAPROVEITAMENTO DE ÁGUA DE POÇOS ARTESIANOS*. UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO - Departamento de Engenharia Mecânica. Rio de Janeiro, RJ – Brasil ,Novembro de 2014
- [48] DE ASSIS, Francisco. Curso de Tecnólogo em Processos Químicos Industriais. CEFET Química, Rio de Janeiro.
- [49] SOCIETY, R. A.; ENGINEERS, I. A.-C. 2009 ASHRAE Handbook-Fundamentals (SI Edition) – Chapter 2. [S.l.]: ASHRAE, 2009. Chapter 2p. ISBN:1933742550
- [50] WOOLRICH, W. R., *Handbook of Refrigerating Engineering*, Vol. 1 – *Fundamentals*, Westport, AVI, 4a. Edição, 1965.
- [51] Al-Hashimi, A., Al-Mansoori, S., Darwish, N. “Performance analysis and evaluation of a comercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system.” *International Journal of Refrigeration*, vol.31, pp. 1214-1223, 2008.
- [52] EDISON LOPES, Carlos. *Trata-se de uma miscelânea sobre a engenharia química e áreas afins*. Equação de Peng-Robinson. Dezembro, 2011.
- [53] Peng, DY, and Robinson, DB (1976). «A New Two-Constant Equation of State». *Industrial and Engineering Chemistry: Fundamentals* [S.l.: s.n.] 15: 59–64. doi:10.1021/i160057a011 [54] Peng, D., Y., Robinson, D., B., (1976): A New Two-Constant Equation of State, *Ind. Eng. Chem., Fundam.*, 15(1), p. 59-65
- [55] J.M. Smith, H.C. Van Ness, M. M. Abbott. *Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química*. 5ª Ed. McGRAW-HILL (1997). pp 97-100. [56] Twu, H., C., et al, (2005): Advanced equation of state method for modeling TEG-water for glycol gas dehydration, *Fluid Phase Equilibria*, 228-229, p. 213-221
- [57] DIAS SOARES, Bernardo; “Optimização Energética no Terminal Portuário do Complexo Petroquímico de Sines”; Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa; Lisboa, 2014.

- [58] <http://www.ciplak.com.br/p/manta-aluminio>
- [59] El-Sayed, Y. M. and Tribus, M., 1985a, "A Theoretical Comparison of the Rankine and Kalina Cycle", ASME publication AES-Vol. 1.
- [60] Macintyre, A. J., Máquinas Motrizes Hidráulicas, Guanabara Dois, 1983.
- [61] P.J. Oliveira. Transmissão de Calor – Convecção Natural Departamento Engenharia Electromecânica. UBI, Agosto 2014
- [62] "*Convective Heat Transfer Convection Equation and Calculator*". *Engineers Edge*. Retrieved 14 September 2015.
- [63] An algorithm for calculating monthly-average radiation on inclined surfaces", S.A. Klein y J.C. Theilacker, Trans. ASME, J. Solar Energy Engrg., 103, 29 (1981).
- [64] L. Roriz. *Equipamentos Primários*. Redes e Instalações (2008-2009).
- [65] DAIKIN. Tabela de preços 2015.
- [66] FERNADES PROENÇA, Samuel. *Arrefecimento Solar: Análise da Viabilidade do Arrefecimento de uma Garrafeira Comercial por Intermédio de um Chiller de Absorção*. Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Electromecânica (2.º ciclo de estudos). Covilhã, Junho de 2011.
- [67] VULCANO. Tabela de Preços Solar Térmico. Outubro, 2014.
- [68] Herold K. E, Radermacher, R., Kellin S.A. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press. New York, 1996
- [69] Preços no mercado liberalizado de energia elétrica e gás natural em Portugal continental. ERSE – Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos. 2013
- [70] Prof. José Luiz Gyurkovits. *Caldeiras*. 2004

ANEXO 1 – NOÇÕES BÁSICAS SOBRE CALDEIRAS

1. Caldeiras tubos de fumo

Neste tipo de caldeiras, os gases quentes da combustão circulam no interior de tubos que atravessam o reservatório de água a ser aquecida para produzir vapor. Os tubos são montados como nos permutadores de calor, com uma ou mais passagens [44]. As caldeiras de tubos de fumo podem ser de configuração horizontal ou vertical, como se pode ver nas figuras seguintes.

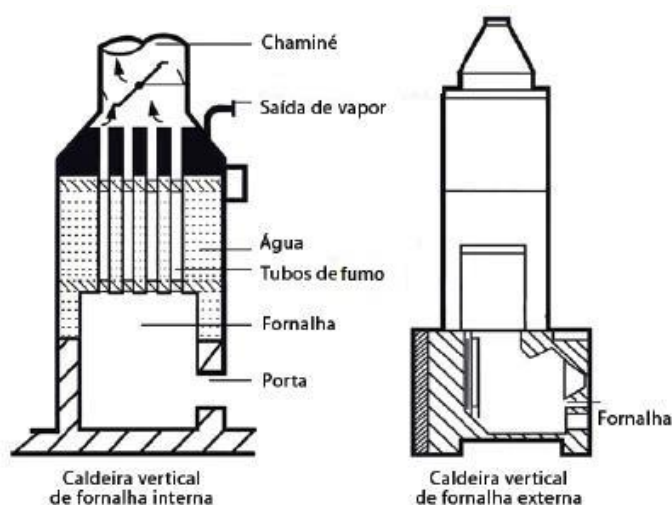


Figura 1 – Esquema do interior de uma caldeira de tubos de fumo vertical, com fornalha interna ou externa [70].

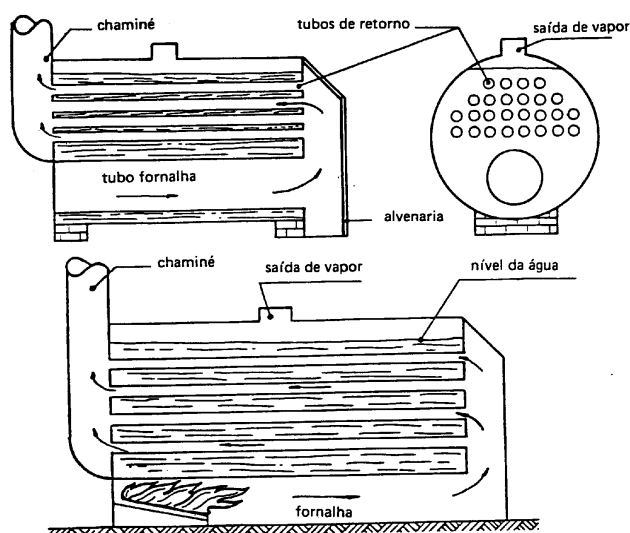


Figura 2 – Esquema do interior de uma caldeira de tubos de fumo horizontal [70].

Vantagens

- Construção fácil, com relativamente poucos custos;
- São bastante robustas;
- Não exigem tratamento de água muito cuidadoso;
- Exigem pouca alvenaria;
- Utilizam qualquer tipo de combustível, líquido, gasoso ou sólido.

Desvantagens

- Pressão limitada em torno de 15 bar, devido à espessura da chapa dos corpos cilíndricos crescer com o diâmetro;
- Início da geração de vapor é lento, em função de se aquecer todo o volume de água;
- Baixa capacidade e baixa taxa de produção de vapor por unidade de área de troca de calor;
- Circulação de água deficiente;
- Dificuldades para instalação de sobreaquecedores e pré-aquecedores de ar.

Este tipo de caldeira, geralmente de pequeno porte, ainda é muito utilizado em pequenas indústrias, hospitais e hotéis uma vez que possui um baixo investimento inicial e também pela facilidade de manutenção que apresenta, se comparada com as caldeiras de tubos de água.

2. Caldeiras tubos de água

Nas caldeiras de tubos de água, é a água que circula pelo interior dos tubos da caldeira que por sua vez estão envolvidos pelos gases de combustão. A figura seguinte mostra a configuração deste tipo de caldeiras.

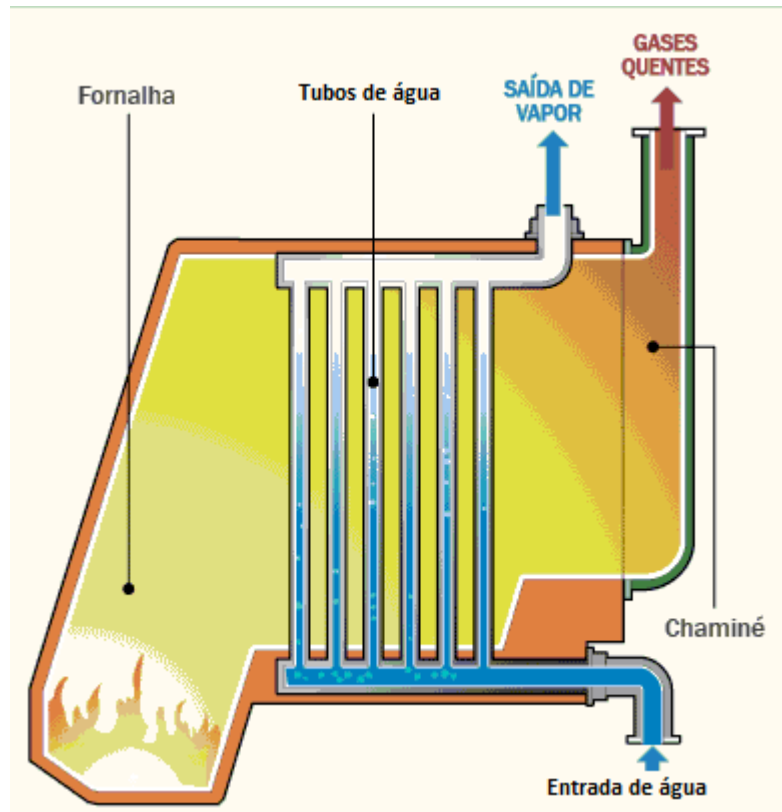


Figura 3 – Esquema de funcionamento de uma caldeira de tubos de água [70].

Vantagens

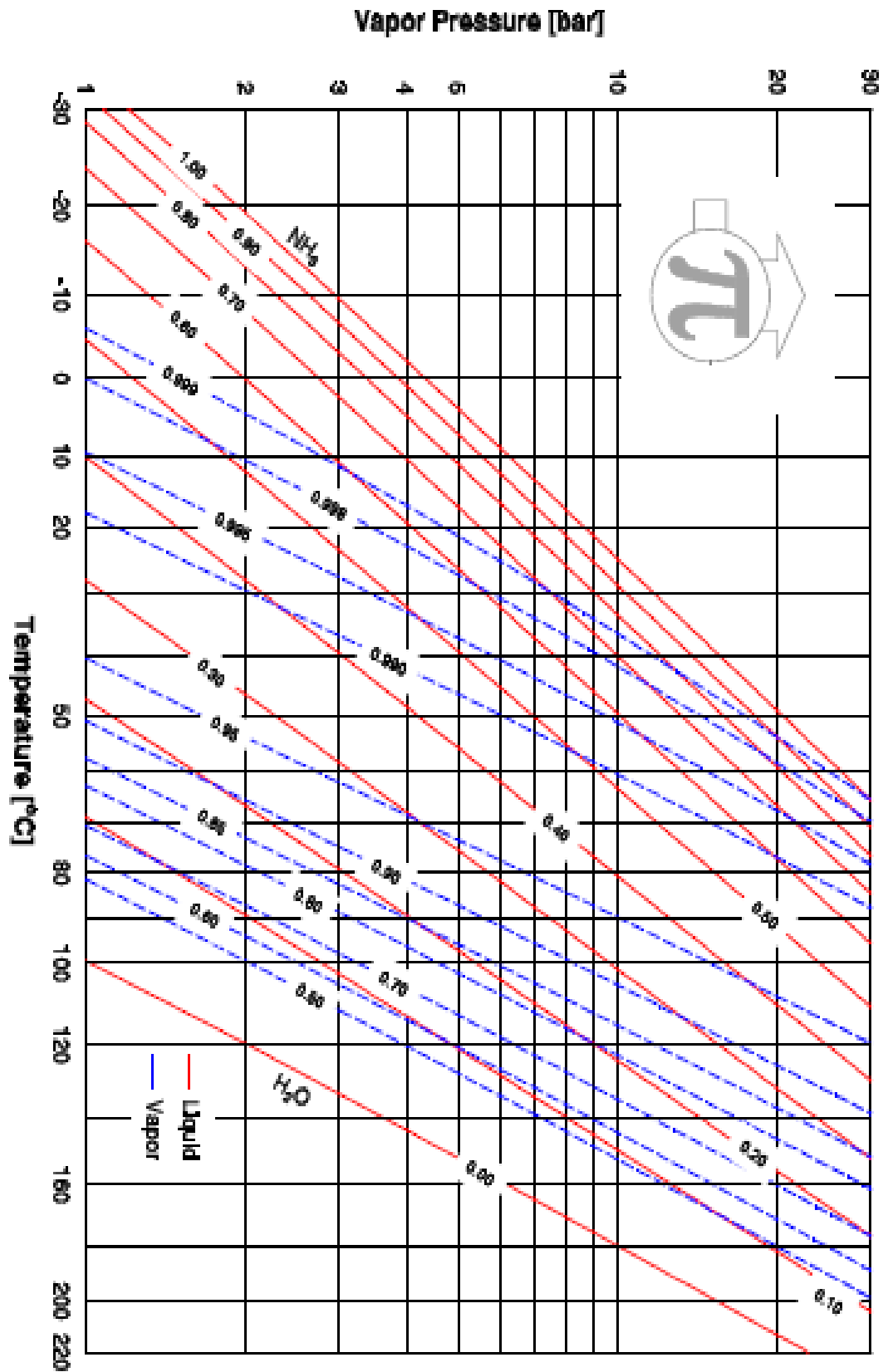
- Maior taxa de produção de vapor por unidade de área de permuta de calor;
- Possibilidade de utilização de temperaturas superiores a 450°C e pressões acima de 60 bar;
- Produção rápida de vapor em função do volume reduzido de água nos tubos;
- A limpeza dos tubos é mais simples que nas caldeiras de tubos de fumo e pode ser feita automaticamente;
- A vida útil destas caldeiras pode chegar a 30 anos.

Desvantagens

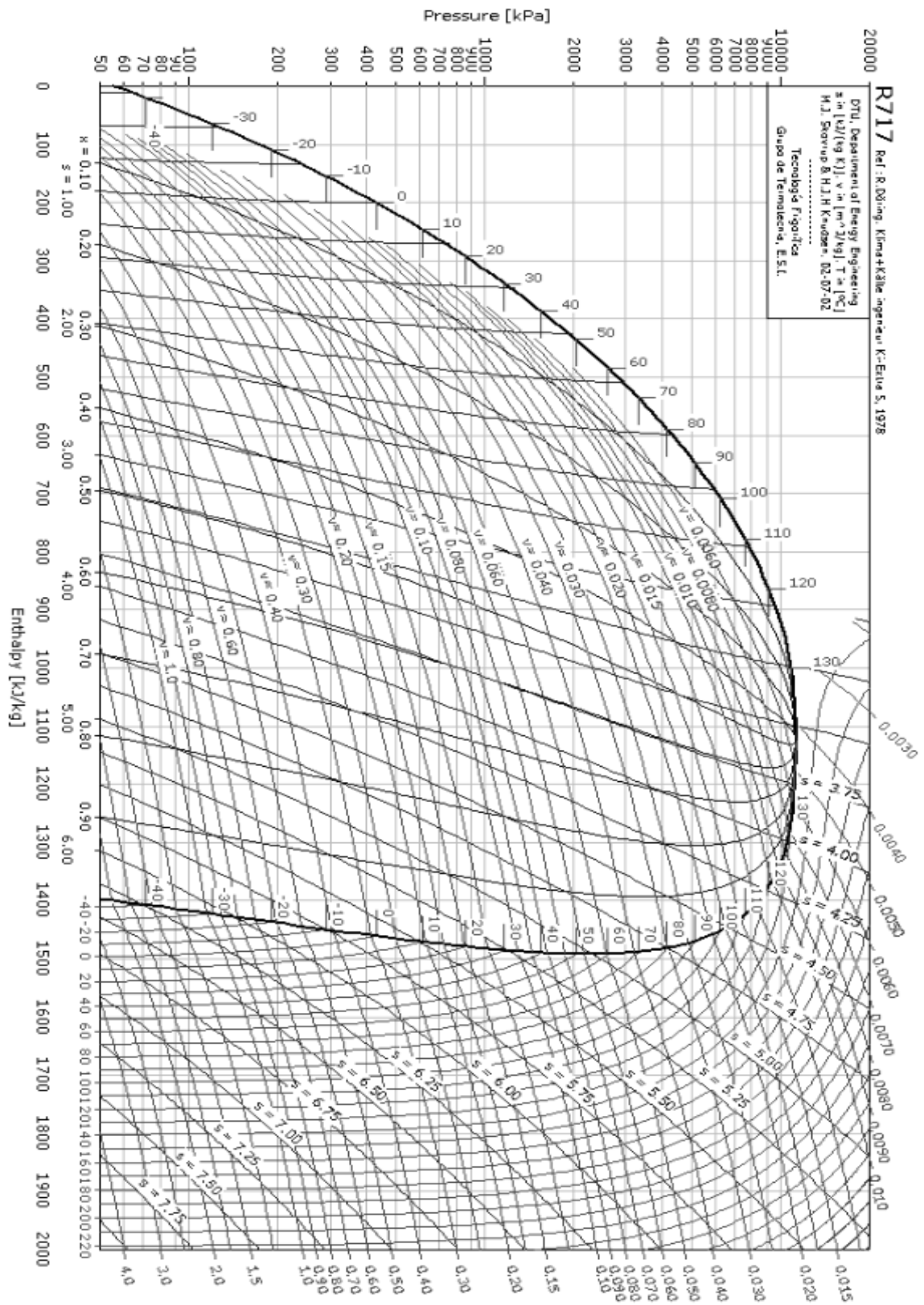
- Uma caldeira de tubos de água pode custar até 50% mais que uma caldeira de tubos de fumo de capacidade equivalente;
- Construção mais complexa;
- Exigem tratamento de água muito cuidadoso.

As caldeiras de tubos de água são usadas nos modernos projetos industriais, pois podem produzir grandes quantidades de vapor a elevadas temperaturas, sendo que a produção de vapor neste tipo de caldeira atinge até 750 ton/h [70].

ANEXO 2 – DIAGRAMA PTX DA MISTURA DE ÁGUA E AMONÍACO



ANEXO 3 – DIAGRAMA P-H DO AMONÍACO (R717)



ANEXO 4 – MODELAÇÃO EM *ASPEN HYSYS* DO CIRCUITO DO *CHILLER* COM INCLUSÃO DE MICROTURBINA A VAPOR

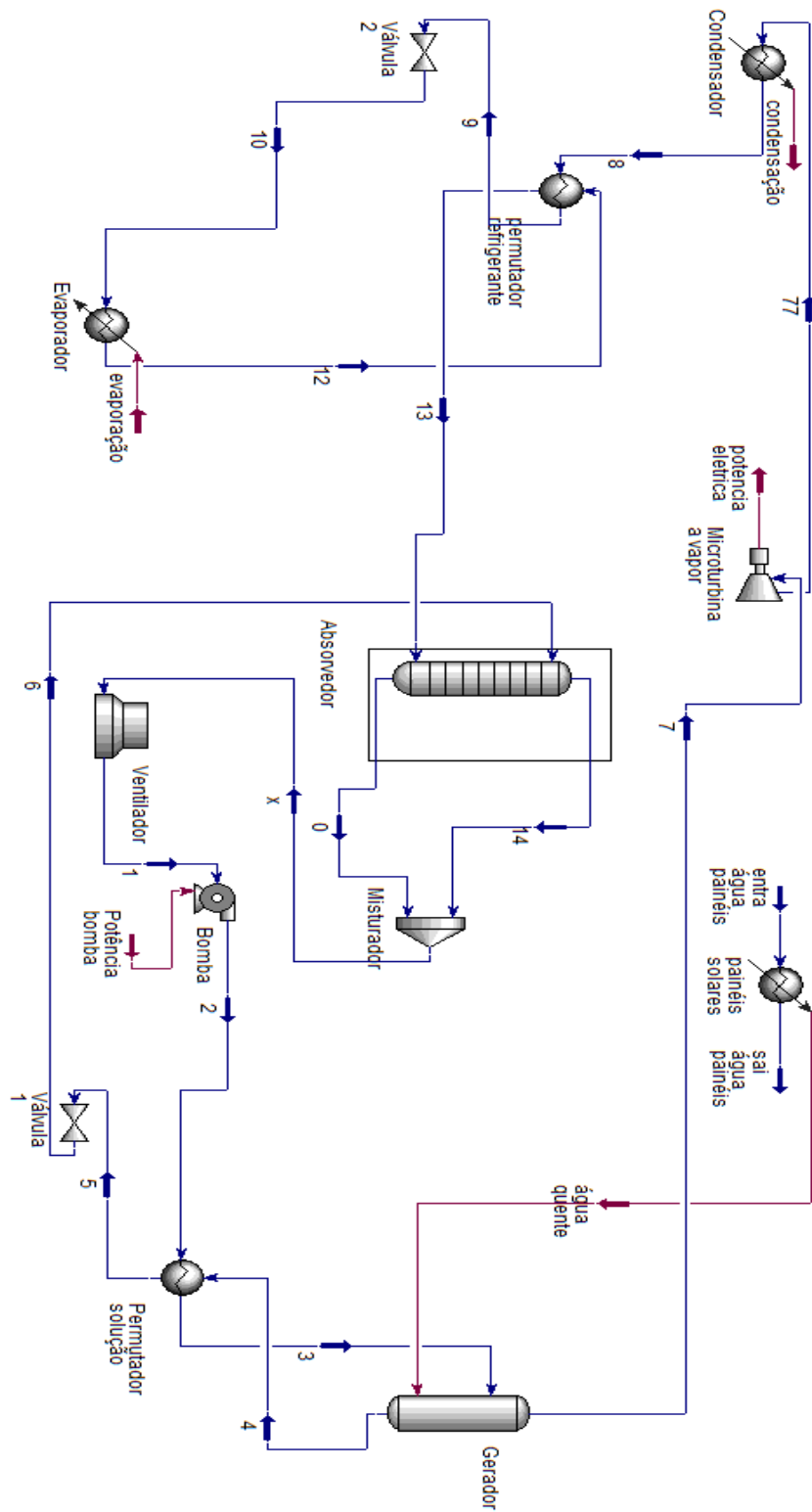


Figura 1 – Modelação do circuito do *chiller* com inclusão de microturbina a vapor entre o gerador e o condensador, em *software Aspen HYSYS*.

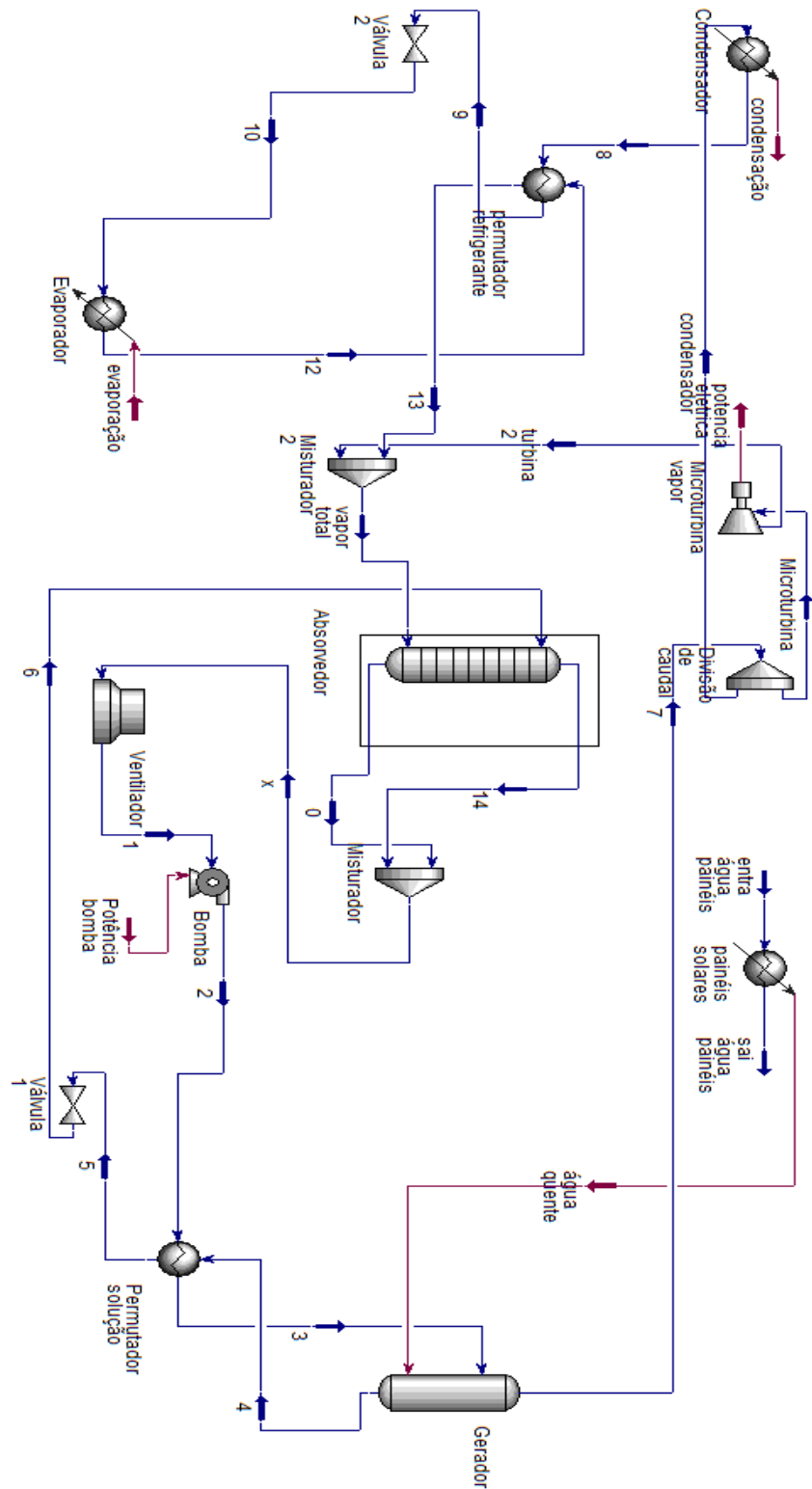


Figura 2 – Modelação do circuito do *chiller* com inclusão de microturbina a vapor em paralelo com o circuito de refrigeração, em *software Aspen HYSYS*.