

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

**Desenvolvimento de um modelo
matemático para análise de sistemas
de dessalinização por compressão
térmica de vapor alimentado por
energia solar**

João Gonçalo Rodrigues Fernandes Couto



Dissertação do MIEM
Ramo de Energia Térmica
Orientador: Szabolcs Varga

Porto, Junho de 2015

Resumo

Os recursos de água potável atualmente existentes não são suficientes para suportar as exigências. A dessalinização assume um papel importante na resolução desse problema mas é um processo intenso energeticamente. Os processos de dessalinização com acoplamento solar constituem uma alternativa viável aos processos de dessalinização tradicionais desempenhando um papel importante no desenvolvimento sustentável da humanidade.

Na presente dissertação de mestrado foi desenvolvido um modelo matemático de um sistema de dessalinização por compressão térmica de vapor alimentado por energia solar em regime permanente assente no estabelecimento de balanços energéticos e mássicos bem com equações de transferência de calor baseadas em relações empíricas. O modelo matemático foi implementado em EES (F-Chart,EUA) e validado comparando os resultados obtidos para diferentes casos de estudo consultados na literatura. As condições operativas de maior relevo foram determinadas e a sua influência no desempenho do sistema analisada.

Os parâmetros de desempenho do sistema considerados foram *Gain Output Ratio* (GOR), eficiência energética do sistema (ϵ_{sis}), áreas específicas do condensador (a_C), evaporador (a_E) e coletores solares (a_{sol}), caudal específico de água salgada (s_{mcw}) e trabalho específico (w_T), tendo se concluído que a temperatura de 1º efeito ($T_{B(1)}$), a razão de compressão (CR) e a temperatura de vapor motriz (T_M) constituem as condições operativas de maior relevo para o desempenho do sistema. Constatou-se que para CR e $T_{B(1)}$ os valores impostos deveriam ser baixos (entre 45-50 °C e 1.7, respetivamente) e para T_M elevados (180 °C). A adoção de $T_{B(1)}$ baixas (45°C em oposição aos 70°C) permite um aumento até 20 % do GOR e diminuir em 23 % a_C e em 15 % a área solar específica. A imposição de CR baixa (1.7 em oposição a 3) permite incrementar GOR em 65 %, enquanto se decresce a_C e a_{sol} em 40 %. No entanto, a diminuição do valor de ambas as condições operativas provoca um aumento na área específica do evaporador em 23 % e 70 % para $T_{B(1)}$ e CR respetivamente. O aumento de T_M até 180 °C (em comparação com $T_M = 120$ °C) permite o aumento de GOR em 35 % e diminuição das áreas específicas do condensador, evaporador e de coletores solares em 23 %, 16 % e 15 % respetivamente.

Para além disso, analisa-se a viabilidade da adoção de dois efeitos em oposição ao cenário de maior simplicidade, efeito simples, tendo-se concluído que a opção por dois efeitos representa uma boa solução de compromisso entre simplicidade e desempenho. A opção por este número de efeitos permite dobrar GOR enquanto a área específica do condensador e dos coletores solares decresce 50 %. Em oposição a área específica dos evaporadores aumenta, no entanto a diminuição da área solar específica é 5 vezes superior a esse aumento.

Abstract

Presently the existing potable water resources are not sufficient to fulfill worldwide demand. Desalination plays an important role in the resolution of this problem, but it is an energetically intense process. Desalination processes with solar coupling represent a viable alternative to conventional desalination processes playing an important role in mankind's sustainable development.

In this master's dissertation a solar coupled thermal compression desalination system's mathematical model was developed based on the application of energy and mass balances in addition to heat transfer equations based on empirical relations. The mathematical model was implemented in EES(F-Chart,USA) and validated by comparison with case studies of literature. Operative conditions with the highest influence were determined and their influence on systems' performance analysed.

The system's performance parameters considered were: Gain Output Ratio (GOR), system's energetic efficiency (ϵ_{sis}), specific condenser area (a_C), specific evaporator area (a_E), specific solar collector area (a_{sol}), specific cooling water mass flow (s_{mcw}) and specific work (w_T). Considering these performance parameters, the most relevant operating conditions were first effect ebullition temperature ($T_{B(1)}$), the compression ratio (CR) and motive steam temperature (T_M). It was found out that CR and $T_{B,1}$ should be kept low (between 45-50 °C and 1.7 respectively) and T_M high (180 °C). By keeping $T_{B(1)}$ low (45°C instead of 70 °C) GOR increases 20 % and condenser's and solar collector's specific areas decrease by 23% and 15% respectively. Imposing CR low values (1.7 instead of 3) allows GOR to increase 65 % while a_C and a_{sol} both drop 40 %. Despite of that, decreasing CR and $T_{B(1)}$ implies an increase in a_E in 23 % and 70 % respectively. Increasing T_M until 180 °C (in opposition to keeping $T_M=120$ °C) allows an increase of 35 % in GOR and a decrease of 23 %, 16 % and 15 % in condenser's, evaporator's and solar collector's specific areas.

Furthermore, the feasibility of the adoption of two effects in opposition of a simpler configuration, one effect, was analyzed. From that analysis, it was possible to conclude that implementing two effects represents a good solution of compromise between simplicity and performance. Opting by the two effect configuration allows GOR to double while condenser's and solar collector's specific area decreases 50 %. In opposition there is an increase in evaporator's specific area, although it is five times smaller than the decrease in solar collector's specific area.

Agradecimentos

Ao Professor Szabolcs Varga pela acessibilidade e disponibilidade demonstrada na pesquisa, desenvolvimento e escrita desta dissertação de mestrado.

Ao Eng. Tiago Ramos pela ajuda prestada no desenvolvimento e validação do modelo matemático desenvolvido no âmbito desta dissertação de mestrado.

À minha namorada Elisa pelo incansável apoio em todo o meu percurso académico.

Aos meus pais, por sempre me terem dado todas as condições para conseguir alcançar tudo o que alcancei, sem nunca terem pedido nada em troca.

*“A man may die,
nations may rise and fall,
but an idea lives on.*

John Fitzgerald Kennedy

Conteúdo

1	Introdução	13
1.1	Contextualização	13
1.2	Objetivos e apresentação do conteúdo da dissertação	15
2	Dessalinização	17
2.1	Dessalinização Térmica	19
2.1.1	Tipos de dessalinização térmica	19
2.1.2	Multi-Stage Flash (MSF)	20
2.1.3	Destilação de múltiplo efeito (MED)	21
2.1.4	Compressão mecânica de vapor(MVC)	23
2.2	Métodos de dessalinização por processos de membrana	25
2.2.1	Osmose Inversa	25
2.2.2	Eletrodialise	27
2.3	Dessalinização usando energia solar	28
2.3.1	Solar Still (ST)	28
2.3.2	Lagos solares	30
2.3.3	Coletores solares térmicos	31
2.3.4	Painéis Fotovoltaicos	32
2.4	Comparação entre os métodos de dessalinização	33
2.4.1	Características gerais das tecnologias existentes	33
2.4.2	Comparação dos processos mais utilizados	34
3	Dessalinização por compressão térmica de vapor - TVC	39
3.1	Efeito único	40
3.2	Efeito múltiplo	42
3.3	Evaporador	44
3.3.1	Evaporador do tipo <i>Horizontal thin falling film</i>	45
3.3.2	Evaporador do tipo <i>Vertical tube falling film</i>	45
3.3.3	Evaporador de placas	46
3.3.4	Eliminador de névoa	47
3.4	Ejetor de vapor de água	49
3.4.1	Classificação de ejetores	49
3.4.2	Princípio de funcionamento de ejetores	50
3.4.3	Parâmetros de desempenho de um ejetor	51
3.4.4	Modos de operação de um ejetor supersônico	51

3.4.5	Variáveis operacionais com influencia no desempenho do ejetor . . .	52
3.5	Condensador	58
3.6	Fenómenos adversos ao bom funcionamento do sistema de dessalinização .	59
3.6.1	Colmatação	59
3.6.2	Gases não condensáveis	60
4	Desenvolvimento do modelo matemático	62
4.1	Desenvolvimento do modelo matemático termodinâmico	64
4.1.1	Pressupostos do modelo	64
4.1.2	Desenvolvimento do modelo matemático para a simulação do de- sempenho do sistema	70
4.2	Parâmetros de desempenho	79
4.3	Implementação do modelo matemático	81
5	Resultados e Discussão	84
5.1	Validação do modelo numérico desenvolvido	84
5.2	Identificação das variáveis operativas mais importantes	86
5.3	Influência das condições operativas no desempenho do sistema com um único efeito	89
5.3.1	Comportamento de GOR em função das condições operativas . . .	89
5.3.2	Comportamento da área específica do condensador em função das condições operativas	92
5.3.3	Comportamento da área específica do evaporador em função das condições operativas	96
5.3.4	Comportamento da eficiência do sistema em função das condições operativas	99
5.3.5	Comportamento do Caudal específico de água salgada de arrefeci- mento em função das condições operativas	104
5.3.6	Comportamento do trabalho específico em função das condições operativas	107
5.3.7	Comportamento da área específica dos coletores solares em função das condições operativas	109
5.4	Influência das condições operativas no dimensionamento do ejetor	112
5.4.1	Comportamento do comprimento do ejetor de vapor em função das condições operativas	112
5.4.2	Comportamento do diâmetro da garganta do bocal primário em função das condições operativas	114
5.4.3	Comportamento da razão de áreas em função das condições operativas	115
5.5	Influência do número de efeitos	117
6	Conclusões e trabalhos futuros	122
	Anexo A: Estudo de geometria solar para o Porto	130

Anexo B: Análise unidimensional do funcionamento de um ejetor de vapor supersônico	131
Anexo C: Dimensões geométricas do ejetor de vapor	135

Lista de Figuras

1.1	Imagem de satélite da superfície do Mar Aral em: a) Setembro 1977; b) Abril - Junho 1986; c) Julho-Outubro 1999; d) Julho-Setembro 2006; e) Junho 2009; f) Junho 2013. [?]	14
1.2	Capacidade de dessalinização total (contratada e em rede.) [5].	14
2.1	Distribuição da capacidade mundial de dessalinização em função do tipo de água admitida.(adaptado de [10])	18
2.2	Evolução anual da capacidade de dessalinização mundial (em milhões de m^3/d).[[10] em [4]]	18
2.3	Distribuição mundial das tecnologias aplicadas para dessalinização no ano de 2010. MSF - <i>Multi-stage flash</i> ; MED - Destilação de múltiplo efeito, <i>Multi-effect distillation</i> ; RO - Osmose Inversa, <i>Reverse Osmosis</i> . [[8] em [5]]	19
2.4	Esquema ilustrativo do processo de dessalinização <i>Multi Stage Flash</i> [7].	21
2.5	Esquema ilustrativo do processo de dessalinização por destilação de múltiplo efeito. (adaptado de [5])	22
2.6	Esquema detalhado do último efeito de um processo industrial de dessalinização por MED (adaptado de [7]).	23
2.7	Esquema ilustrativo do processo de dessalinização <i>Compressão mecânica de vapor</i> .	24
2.8	Esquema ilustrativo do processo de dessalinização Osmose Inversa. (adaptado de [5])	26
2.9	Esquema ilustrativo do processo de dessalinização por eletrodialise [5].	27
2.10	Esquema ilustrativo do processo de dessalinização por destilação solar. [2]	29
2.11	Diferentes configurações do processo de dessalinização por destilação solar. [5]	30
2.12	Secção transversal de um lago solar com representação esquemática do gradiente de temperatura e salinidade[12].	31
2.13	Funcionamento de uma célula fotovoltaica[12].	33
3.1	Central de dessalinização usando a tecnologia de compressão térmica de vapor em Tobruk na Libia de produção diária de 40 000 m^3 diários [20].	39
3.2	Sistema de dessalinização pelo método TVC de efeito único.	41
3.3	Esquema detalhado das entradas e saídas no estágio i , sendo i qualquer número natural entre 1 e n	43
3.4	Sistema de dessalinização pelo método TVC de efeito múltiplo.	44
3.5	Evaporador do tipo <i>horizontal thin falling film</i> [22].	45

3.6	Evaporador do tipo <i>Vertical tube falling film evaporator</i> [21].	46
3.7	Apresentação esquemática de um evaporador de placas [21].	47
3.8	Esquema ilustrativo do funcionamento de um demister a) [24], exemplo de um eliminador de névoa de malha metálica b) [25].	48
3.9	Vista esquemática de um ejetor. (a) ejetor de mistura a pressão constante; (b) ejetor de mistura em área constante. [29]	49
3.10	Vista esquemática, sem representação à escala, de um ejetor típico [33].	51
3.11	Modos de operação do ejetor com T_M e T_{EV} constantes.[artigoejector3]	52
3.12	Esquema ilustrativo das dimensões de influência no desempenho do ejetor de vapor [34].	53
3.13	Influência da temperatura do vapor motriz na razão de sucção de ejetores de vapor operando nas condições críticas com $T_{EV} = 50^\circ C$ e $T_S = 65^\circ C$ [36].	54
3.14	Influência da temperatura do vapor arrastado na razão de sucção de ejetores de vapor operando nas condições críticas com $T_M = 140^\circ C$ e $T_S = 75^\circ C$	54
3.15	Influência da pressão à saída do ejetor de vapor na razão de sucção de ejetores de vapor operando nas condições críticas para diferentes pressões de vapor arrastado [37]	55
3.16	Influência do comprimento da secção de área constante na pressão à saída do ejetor crítica $P_{S,cr}$ e na razão de sucção λ ($r_A = 22; T_{EV} = 10^\circ C; T_M = 90^\circ C$)[27].	56
3.17	Influência do comprimento da secção de área constante na pressão no escoamento [38].	56
3.18	Influência da razão de áreas no desempenho de um ejetor de vapor de água ($T_{EV} = 10^\circ C; T_M = 90^\circ C$)[27].	57
3.19	Influência de NXP na pressão à saída do ejetor crítica $P_{S,cr}$ e na razão de sucção λ ($r_A = 22; T_{EV} = 10^\circ C; T_M = 90^\circ C$)[27].	58
3.20	Exemplo de condensador de superfície em contracorrente [40].	59
4.1	Esquema do sistema modelado.	62
4.2	Esquema da unidade de aproveitamento da energia solar	63
4.3	Representação do sistema modelado com indicação dos pontos relevantes à construção do modelo.	67
4.4	Detalhe do sistema no efeito i.	68
4.5	Interface gráfica inicial do programa desenvolvido para TVC - efeito único.	82
4.6	Interface gráfica do sistema em detalhe do programa desenvolvido para TVC - efeito único.	82
4.7	Interface gráfica da janela volume de controlo Condensador para TVC - efeito único.	83
5.1	Curvas de resposta produzidas pelo software JMP.	88
5.2	GOR vs CR considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C; T_{B(1)} = 45^\circ C; T_{SW} = 25^\circ C; X_F = 42g/kg; C_{RATIO} = 1.667$	89

5.3	GOR vs $T_{B(1)}$ considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	90
5.4	Pressão de saturação de vapor de água em função da temperatura.	91
5.5	GOR vs T_M considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	91
5.6	a_C vs CR considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	92
5.7	a_C vs $T_{B(1)}$ considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	93
5.8	Evolução do coeficiente de transferência de calor U_C em função da temperatura de ebulição do 1º efeito ($T_{B(1)}$).	94
5.9	a_C vs T_M considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	95
5.10	a_C vs T_{SW} considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $CR = 1.7$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_M = 180^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	96
5.11	a_E vs CR. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	97
5.12	a_E vs $T_{B(1)}$. As restantes condições operativas são $T_M = 180^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	97
5.13	Evolução do coeficiente de transferência de calor no evaporador ($U_{E(1)}$) com $T_{B(1)}$	98
5.14	T_M vs a_E . As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	99
5.15	ϵ_{sis} vs CR considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	100
5.16	Evolução das duas componentes da eficiência energética, ϵ_{TVC} e η_{sol} em função de CR	101
5.17	ϵ_{sis} vs $T_{B(1)}$ para diferentes valores de CR e restantes condições operativas: $T_M = 120^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	102
5.18	ϵ_{sis} vs T_M considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	102
5.19	Evolução das duas componentes da eficiência energética, ϵ_{TVC} e η_{sol} em função de T_M	103
5.20	T_{SW} vs ϵ_{sis} considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $CR = 1.7$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_M = 180^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	104
5.21	s_{mcw} vs CR considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	105
5.22	s_{mcw} vs $T_{B(1)}$ considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	105

5.23	T_M vs s_{mcw} considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.	106
5.24	T_{SW} vs s_{mcw} considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $CR = 1.7$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_M = 180^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.	107
5.25	CR vs w_T considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 120^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	108
5.26	$T_{B(1)}$ vs w_T considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 120^\circ C$; $CR=1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$. . .	109
5.27	T_M vs w_T considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 70^\circ C$; $CR=1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	109
5.28	CR vs a_{sol} para efeito simples. As restantes condições operativas são: $T_M = 120^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	110
5.29	$T_{B(1)}$ vs a_{sol} considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 120^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$. . .	111
5.30	T_M vs a_{sol} considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR=1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$. . .	112
5.31	CR vs L_e considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$. . .	113
5.32	$T_{B(1)}$ vs L_e para efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 120^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	113
5.33	CR vs D_{noz} para efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 150^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	114
5.34	T_M vs D_{noz} para efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR=1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	115
5.35	CR vs r_A para efeito simples. As restantes condições operativas são: $T_M = 150^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	115
5.36	$T_{B(1)}$ vs r_A considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 150^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$. . .	116
5.37	T_M vs r_A para efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR=1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$	117
5.38	Influência do número de efeitos no <i>Gain Output Ratio</i>	118
5.39	Influência do número de efeitos na eficiência do sistema	119
5.40	Influência do número de efeitos no trabalho específico e caudal de água salgada de arrefecimento específico.	120
5.41	Influência do número de efeitos na área de coleção solar específica e na área de transferência de calor do condensador específica.	120
5.42	Influência do número de efeitos na área específica do evaporador.	121
B.1	Representação da posição no ejetor de vapor onde os diferentes estados termodinâmicos se manifestam.	131
C.1	Dimensões de um ejetor típico.	135

Lista de Tabelas

2.1	Classificação da água em função da concentração total de sais dissolvidos [9].	17
2.2	Sub-sistemas de coleção solar e características operativas [12].	32
2.3	Comparação entre diferentes processos de dessalinização [5].	34
2.4	Resumo das vantagens e desvantagens de cada uma das tecnologias analisadas [1].	36
2.5	Resumo das vantagens e desvantagens de cada uma das tecnologias analisadas. (continuação)[1]	37
2.6	Resumo das vantagens e desvantagens de cada uma das tecnologias analisadas. (continuação)[1]	38
4.1	Estados termodinâmicos do sistema modelado.	65
4.2	Estados termodinâmicos representados na figura 4.4	69
4.3	Parâmetro $K_{\theta,L}$ em função do ângulo azimutal.	72
5.1	Caso de estudo: Central de Tripoli [19].	84
5.2	Caso de estudo: Central de Umm Al-Nar [19].	85
5.3	Caso de estudo: Central de Rabigh [19].	85
5.4	Descrição das variáveis de entrada e respectivos intervalos de operação.	87
A.1	Ângulo azimutal para o Porto, simulação anual para o ano de 2014.	130
C.1	Recomendações da ASHRAE para as restantes características do ejector.	136

Nomenclatura

Símbolos

A	Área	$[m^2]$
a	Área específica instantânea	$[m^2/(kg/s)]$
a_1	Coefficiente de perdas de primeira ordem relativo ao coletor solar	$[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$
a_2	Coefficiente de perdas segunda ordem relativo ao coletor solar	$[W/(m^2 \cdot (^\circ C)^2)]$
\dot{B}	Caudal mássico de salmoura à saída do efeito i	$[kg/s]$
BPE	Elevação do ponto de ebulição	$[^\circ C]$
b	Molalidade	$[mol/kg]$
c	Calor específico	$[J/(kg \cdot ^\circ C)]$
c_P	Calor específico a pressão constante	$[J/(kg \cdot ^\circ C)]$
C_{RATIO}	Razão de concentração	
cs	Consumo total específico	$[J/kg]$
\dot{D}	Caudal mássico de destilado produzido	$[kg/s]$
\dot{D}'	Caudal mássico de vapor produzido através do fenómeno de evaporação parcial	$[kg/s]$
\dot{D}''_i	Caudal mássico de vapor proveniente da Flash Box	$[kg/s]$
ΔT	Varição de Temperatura	$[^\circ C]$
ΔP	Varição de Pressão	$[Pa]$
e	Energia específica	$[J/kg]$
\dot{F}_i	Caudal de água salgada admitida no efeito i	$[kg/s]$
f_{hoff}	Fator de <i>van't Hoff</i>	
GOR	Gain Output Ratio	
h	Entalpia específica	$[J/kg]$
\dot{I}	Intensidade média de radiação incidente	$[W/m^2]$
$K_{\theta L}$	Coefficiente de direção que tem em conta a influência do ângulo azimutal dos raios solares no rendimento do coletor;	
LMTD	Diferença logarítmica de temperatura	$[^\circ C]$

\dot{m}	Caudal mássico	[kg/s]
Ma	Número de Mach	
n	Número de efeitos	
NEA	Non-Equilibrium Allowance	
\dot{Q}	Calor instântaneo	[W]
q	Calor por unidade de massa	[J/kg]
R	Constante universal	[J/(mol · K)]
r_A	Razão de áreas	
R_{H_2O}	Constante específica da água	[kJ/(kg · K)]
s_{mcw}	Caudal específico de água de arrefecimento	
T	Temperatura	[°C]
U	Coefficiente de transferência de calor	[W/(m ² · °C)]
$ \vec{v} $	Módulo da velocidade	[m/s]
\dot{W}	Trabalho instantâneo	[W]
w	Trabalho por unidade de massa	[J/kg]
X	Salinidade	[g/kg]
\dot{z}	Velocidade do escoamento na direcção vertical (z) do evaporador	[m/s]

Letras Gregas

α	Ângulo com a horizontal	[°]
Ω	Recovery Ratio	
ϵ	Eficiência	
ϕ_{mix}	Fator arbitrário que tem em conta a degradação energética por fricção no processo de mistura	
γ	Razão entre os calores específicos molares	
η	Rendimento	
λ	Razão de sucção	
$\bar{\rho}$	Massa volúmica média	[kg/m ³]

Subscritos

1	Garganta do bocal primário
2	Saída do bocal primário
3	Zona de área constante
4	Zona onde ocorre a onda de choque
5	Entrada do difusor
a	Envolvente
atm	Atmosférica
B	Salmoura
B(i)	Salmoura do efeito i
b,(i)	Bomba do destilado proveniente do efeito i
b,Br	Bomba da salmoura

b,ev	Bomba do vapor secundário
b,M	Bomba do vapor motriz
BC(n)	Saída da bomba br
bi	Isentrópico das bombas
Bv(i)	Salmoura à saída do evaporador i
C	Condensador
C(i)	Estado do fluido quente à saída do evaporador i
conv	Secção convergente do ejetor
CW	Água salgada de arrefecimento
D	Destilado
D(i)	Estado do fluxo à saída da Bomba i
DF	Entrada do tanque de armazenamento de destilado
dif	difusor
dm	eliminador de névoa
E(i)	Evaporador i
EP(i)	Estado da salmoura imediatamente antes do fenómeno de evaporação parcial
EV	Vapor secundário
Evs	Entrada da bomba EV
F	Água salgada admitida
Fv(i)	Estado da água salgada admitida na unidade de dessalinização à saída da válvula de expansão VE F(i)
i	Efeito i
L(i)	Estado do destilado em liquido saturado à pressão de vaporização do evaporador i
M	Vapor primário
Mb	Saída da bomba M
mix	Mistura
Ms	Entrada da Bomba M
MX	Zona de área constante
noz	Garganta do bocal primário
noz,ex	Saída do bocal primário
pr,y	Fluxo primário na zona de área efetiva
S	Vapor à saída do ejetor
S'	Estado do vapor no lado quente à saída do evaporador 1
S,0	Estagnação do vapor à saída do ejetor
S,cr	Critica do vapor à saída do ejetor
sec,inlet	Secção de entrada do vapor secundário
sec,y	Fluxo secundário na zona de área efetiva
sis	Sistema
sol	Solar
sol,0	Ideal solar
solucao	Solução

sol,s	Solar específica
SW	Estado da água à entrada da unidade de dessalinização
T	total
T,s	Total específica
TF	Termofluido
TVC	Unidade de dessalinização TVC
u	Aproveitado pelo coletor solar
V(i)	Estado do vapor destilado no interior do evaporador i
VC	Estado do vapor produzido no evaporador n à entrada do condensador;
Vd(i)	Estado do vapor destilado à saída do evaporador i, depois de passar pelo eliminador de névoa
y	Zona de área efectiva

Capítulo 1

Introdução

1.1 Contextualização

A demanda mundial de água potável é maior de dia para dia resultante do aumento da população mundial (especialmente em países em desenvolvimento) [1], ao aumento nos padrões de vida, à crescente industrialização (aumenta duas vezes mais rápido do que a população mundial) [1] e ao crescente número de atividades outrora manuais que se automatizam [2]. Quantidades massivas de água potável são necessárias mundialmente para suprir as requisições impostas pela agricultura (responsável pelo consumo de 2/3 da água potável mundial), indústria e o sector da habitação [1].

À 50 anos atrás a área superficial do Mar Aral era 66000 km^2 , no ano de 2014 10000 km^2 . A figura 1.1 mostra a evolução do Mar Aral desde 1977 até junho de 2013. Para além da redução do seu volume e área superficial o Mar Aral sofreu um aumento acentuado no teor de sais dissolvidos passando de 1 % para 9.2 % em 2004.

Para além do Mar Aral, também o Mar Morto está em risco de desaparecimento e estima-se que em 30 anos ambos sejam apenas lagos. Também os rios, devido à sobreexploração causada pelo desaparecimento de lagos e seca parcial de mares, estão a sofrer uma diminuição dramática estimando-se que nos próximos 30 anos o Rio Amarelo, o Yangtze, o Ganges, o Indu, o Eufrates e o Nilo diminuam em 25-30 % o seu fluxo [3].

A redução na quantidade de água disponível tem consequências imediatas na diminuição de produção agrícola. A diminuição da produção de alimento provoca, por sua vez, um aumento nos preços dos bens alimentares. Caso tudo isto se desenlace, em 2040, haverá um défice entre a procura e a oferta de 200 a 300 milhões de toneladas de grãos alimentares tornando motins, migrações e conflitos internos e externos nesses países inevitáveis[3].

Os recursos de água potável atualmente existentes não são suficientes para suportar as exigências, apesar de 2/3 do planeta ser coberto por água, apenas 0.3 % é potável, sendo 97 % água salgada [1]. Consequentemente, a dessalinização da água dos mares e oceanos em zonas costeiras (cerca de 50 % da população mundial vive a 200 km da costa) assume um papel importante no auxílio ao desenvolvimento sustentável da humanidade.

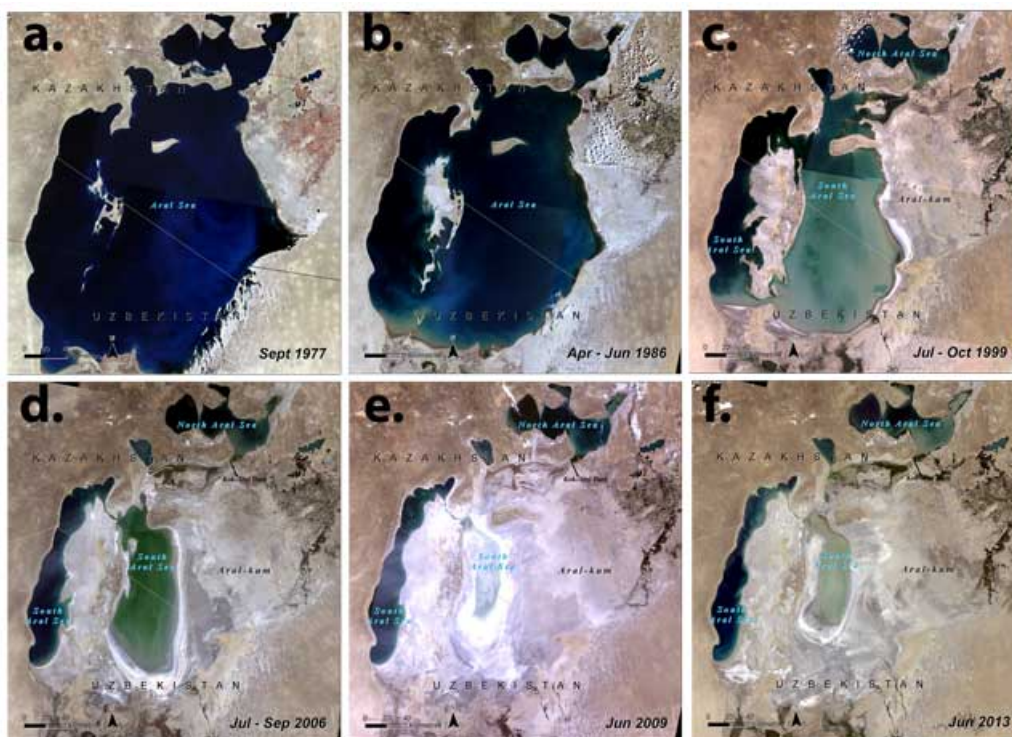


Figura 1.1: Imagem de satélite da superfície do Mar Aral em: a) Setembro 1977; b) Abril - Junho 1986; c) Julho-Outubro 1999; d) Julho-Setembro 2006; e) Junho 2009; f) Junho 2013. [?]

A capacidade de dessalinização global tem aumentado, como se observa na Figura 1.2. Note-se que, entre 1990 e 2011 a capacidade de dessalinização mundial diária quintuplicou (de 15 milhões de m^3 para 75 milhões de m^3). A previsão para o presente ano (2015) é de mais de 100 milhões de m^3 de água dessalinizada produzida diariamente [4].

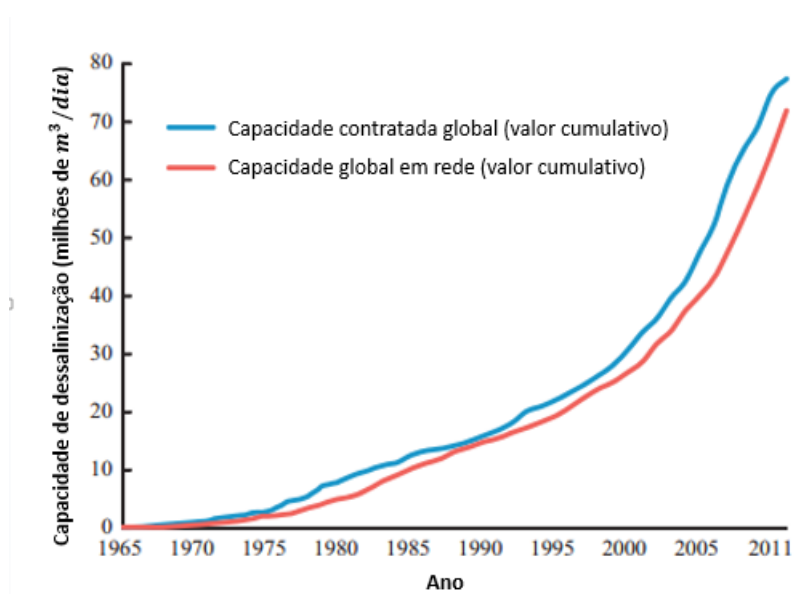


Figura 1.2: Capacidade de dessalinização total (contratada e em rede.) [5].

O processo de dessalinização é energeticamente exigente, é estimado que sejam necessárias 130 milhões de toneladas equivalentes de petróleo anuais para suprir um consumo de 13 milhão de m^3 de água no mesmo período [1]. Fontes alternativas de energia capazes de reduzir a pegada ambiental deste processo são essenciais uma vez que atualmente apenas 0.02 % de toda a água dessalinizada tem origem em sistemas de dessalinização que recorrem a fontes de energia renováveis [1]. Para além das vantagens ecológicas, a geografia das zonas que recorrem a processos de dessalinização para suprir as suas necessidades em água potável é favorável à utilização de energias de fonte renovável com especial incidência para a energia solar. A Índia é um exemplo soberano com uma incidência de valores entre 4 – 7 [kWh/m^2] quando comparado com a incidência global média de 2.5 [kWh/m^2] [5].

A diversificação das fontes de energia usadas no processo de dessalinização é uma vantagem económica que se pode estender a outros processos industriais tais como a produção de energia elétrica. A diversificação energética representa também uma vantagem importante no posicionamento macroeconómico da região/país. Como exemplo de aplicação desta estratégia salienta-se o caso dos países constituintes do *Gulf Cooperation Council* que se identificaram como vulneráveis a uma possível crise energética mundial e avançaram com planos para diversificar as suas fontes de energia. A diversificação inclui planos para aumentar a parcela renovável, mais concretamente a parcela de energia renovável solar. A Arábia Saudita definiu como prioridade que a percentagem de energia produzida através de painéis fotovoltaicos represente 39 % e a produzida por tecnologias de coletores solares térmicos concentrados 23 % em 2030 e 2050 respectivamente [4].

A necessidade de água potável é especialmente preocupante em países pouco desenvolvidos, onde a escassez deste recurso tem repercussões especialmente dramáticas em atividades como a agricultura e pecuária, contribuindo de sobremaneira para a má nutrição e fome que assombram essas regiões do globo.

Dado o grau de desenvolvimento tecnológico desses locais, processos que requeiram mão de obra especializada na sua operação e manutenção são de implementação complexa, quer pela óbvia falta de mão de obra especializada, quer pela dificuldade em atrair mão de obra especializada.

Nesse sentido, o desenvolvimento de sistemas de dessalinização de pequena escala, fácil transporte e instalação, com reduzida necessidade de operações de manutenção por mão de obra especializada e que utilizem fontes de energia renovável têm um potencial de mercado muito grande. Por estas razões, o estudo desta dissertação de mestrado incidirá num sistema de dessalinização deste tipo.

1.2 Objetivos e apresentação do conteúdo da dissertação

O objetivo desta tese de mestrado é desenvolver um modelo numérico que simule um processo de dessalinização por compressão térmica de vapor (TVC) alimentado por energia solar e analisar as respetivas variáveis de controlo. O modelo é desenvolvido através de uma análise que tem por base o estabelecimento dos balanços energéticos e mássicos (quer de água quer de sais) nos diversos órgãos que constituem o sistema. A

metodologia aplicada assenta na aplicação das leis da Termodinâmica que governam os processos físicos que tornam possível a realização do processo tecnológico de dessalinização a ser implementado.

O modelo desenvolvido servirá de ponto de partida para o desenvolvimento de um projeto submetido para financiamento que consiste no desenvolvimento de um sistema de dessalinização por compressão térmica de vapor de pequena dimensão alimentado somente por energia solar cuja capacidade de produção é de $500 m^3$ de água destilada por dia.

A avaliação das temperaturas operativas nos diferentes órgãos, as áreas de transferência de calor, as potências de bombagem, os caudais que circulam nos diferentes ramais do circuito de forma a maximizar o desempenho do sistema permitirá estabelecer as configurações operativas mais favoráveis a implementar no sistema a ser desenvolvido.

Primeiramente, (capítulo 1) apresentar-se-ão as principais tecnologias de dessalinização existentes na literatura com foco nas tecnologias que se podem acoplar a subsistemas de aproveitamento de energia solar. Discutir-se-ão ainda as suas principais valências e pontos de divergência. Será abordada a importância das energias renováveis no paradigma tecnológico mundial apresentar-se-á a conexão entre as diferentes tecnologias de aproveitamento da energia solar e os processos de dessalinização.

No capítulo 2, caracterizar-se-á tecnologicamente o processo de dessalinização a ser implementado: TVC; definindo com especial atenção cada um dos componentes que o constituem.

Os balanços energéticos e mássicos do sistema e dos seus componentes serão apresentados no capítulo 3, para compreensão dos fenómenos físicos inerentes ao processo de dessalinização pelo método de TVC.

Posteriormente, no capítulo 4, serão apresentados os resultados de simulação numérica onde o efeito das diferentes condições operacionais do sistema e os respetivos parâmetros de desempenho serão analisados em detalhe.

Finalmente, no capítulo 5, apresentar-se-ão as conclusões da presente tese de mestrado e propor-se-ão trabalhos futuros.

Capítulo 2

Dessalinização

Dessalinização é a designação dada a qualquer processo de remoção de sais minerais (NaCl e não só) de água com concentração assinalável (seja ela água dos mares/oceanos ou água salobra) com intuito de produzir água potável ou utilizável para aplicações menos exigentes tais como, irrigação e processos de arrefecimento industrial[6] [7].

De acordo com a Organização Mundial de Saúde (OMS), o limite permissível de salinidade (TDS - *Total Dissolved Salts*) na água é de 600 ppm, em casos especiais 1000 ppm. A generalidade da água disponível para consumo no planeta apresenta valores de TDS de 10000 ppm, sendo que a água dos mares/oceanos apresentam salinidades entre os 35000 e os 45000 ppm [8].

A classificação da água em função da concentração total de sais dissolvidos (TDS) é apresentada na tabela 2.1.

Tabela 2.1: Classificação da água em função da concentração total de sais dissolvidos [9].

Tipo de água	Água doce	Água salobra	Água altamente salobra	Água salgada	Salmoura
TDS (ppm)	< 1,000	1,000-5,000	5,000-15,000	15,000-30,000	30,000-300,000

A Figura 2.1 apresenta a distribuição da capacidade mundial de dessalinização em função do tipo de água admitida. Água salgada e salobra representam 81 % da água admitida para dessalinização apesar de o processo também ser aplicado a água doce para a produção de por exemplo água destilada comercial, águas fluviais e águas de descarga produzidas no decorrer de diversos processos industriais. [10].

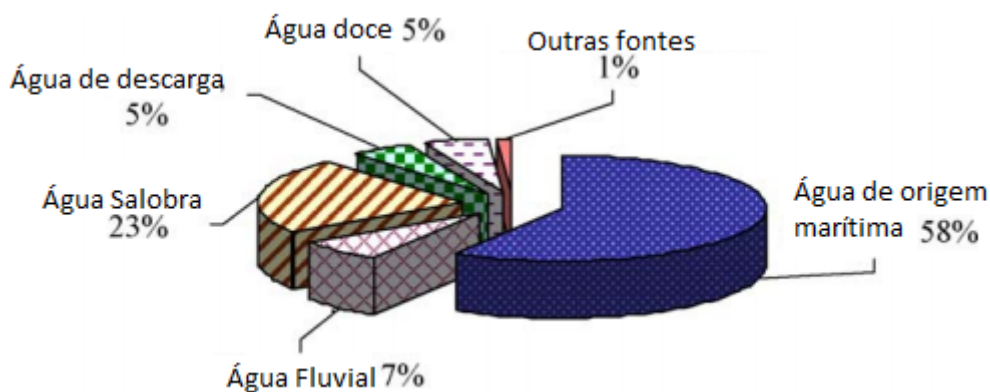


Figura 2.1: Distribuição da capacidade mundial de dessalinização em função do tipo de água admitida.(adaptado de [10])

Em virtude da elevada exigência energética que caracteriza os processos de dessalinização convencionais, intensa investigação científica resultou num número elevado de processos distintos de dessalinização desenvolvidos. A 1ª utilização comercial de um sistema de dessalinização foi na 2ª Guerra Mundial, entretanto no ano de 2013 produziram-se cerca de 81 milhões de m^3 de água através de processos de dessalinização. Os processos de dessalinização podem ser classificados em duas categorias fundamentalmente diferentes: dessalinização térmica e separação por membrana. A evolução da produção mundial através de processos pertencentes às duas categorias é ilustrada na figura 2.2.

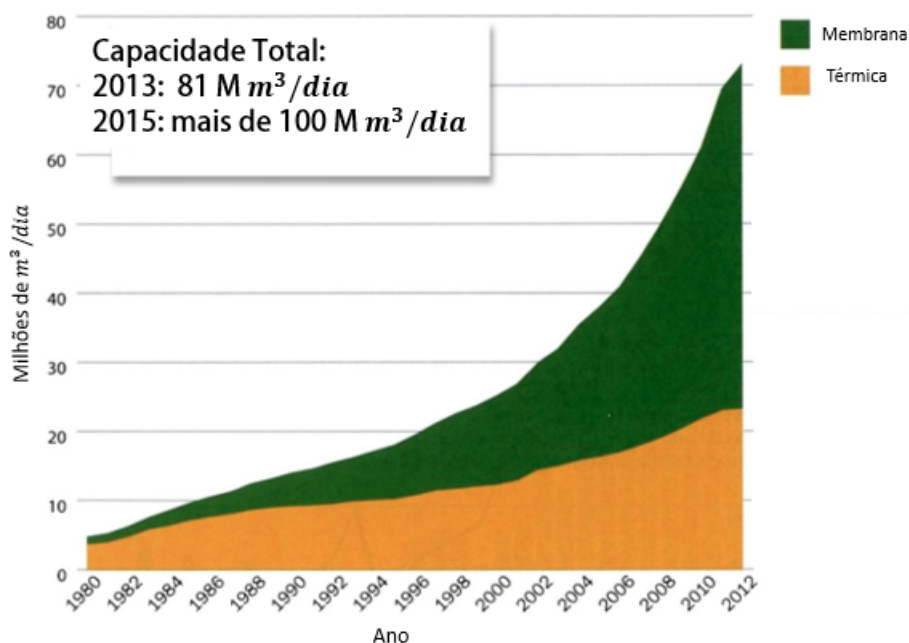


Figura 2.2: Evolução anual da capacidade de dessalinização mundial (em milhões de m^3/d).[[10] em [4]]

Dentro destas duas grandes categorias existem três processos que se destacam representando mundialmente, no ano de 2010, 94.04% da produção mundial de água dessalinizada - figura 2.3. Os processos em questão são: Destilação de múltiplo efeito (MED), *Multi Stage Flash* (MSF) e Osmose Inversa (RO) e serão abordados com maior detalhe nas secções 2.1.1 e 2.2

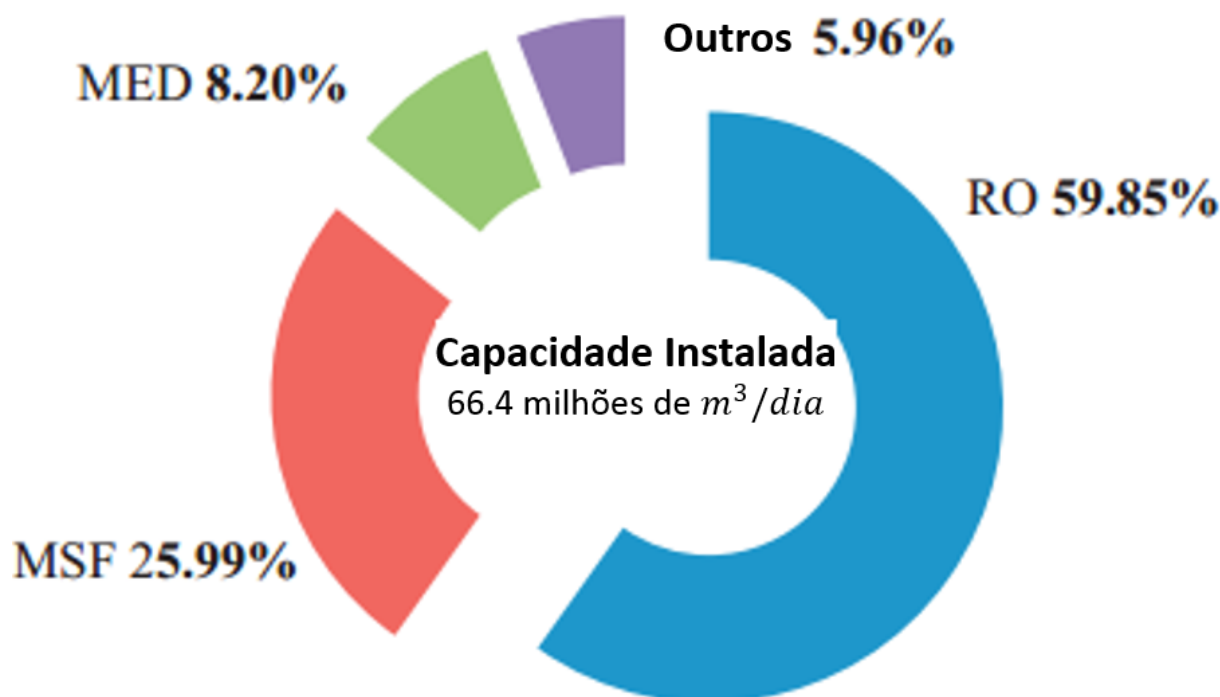


Figura 2.3: Distribuição mundial das tecnologias aplicadas para dessalinização no ano de 2010. MSF - *Multi-stage flash*; MED - Destilação de múltiplo efeito, *Multi-effect destilation*; RO - Osmose Inversa, *Reverse Osmosis*. [[8] em [5]]

2.1 Dessalinização Térmica

As tecnologias de dessalinização térmica envolvem mudança de fase do fluxo de água salgada admitido para dessalinização. Assim, existem processos que realizam a dessalinização da água salgada por vaporização da mesma, sendo estes: *Multi-Stage Flash*, Destilação de múltiplo efeito (*Multi-effect Destilation*). Existem também processos que realizam a fusão da água salgada: Congelamento de contato direto; Congelamento de contacto indireto; Congelamento operado por vácuo. [1-4]

2.1.1 Tipos de dessalinização térmica

Nos processos de dessalinização por vaporização a temperatura da água salgada é elevada até ao seu ponto de ebulição. O seu ponto de ebulição é superior ao da água pura devido à presença de sais dissolvidos. Durante a ebulição, dá-se a separação da água admitida no processo em: vapor de água e salmoura - água com elevado teor em

sais. Posteriormente o vapor de água produzido, sem os sais minerais é condensado numa superfície sem contacto com a água salgada, permitindo a produção de água dessalinizada.

A temperatura dos processos de dessalinização térmica é limitada pelo fenómeno de precipitação e cristalização de sais. Os processos de dessalinização térmica ocorrem a pressões menores que a atmosférica, o que permite a evaporação da mesma a temperaturas menores.

A salmoura produzida durante o processo tem um teor muito elevado em sais dissolvidos pelo que a sua descarga em mares e oceanos representa um problema ambiental. Como exemplo apresenta-se o caso da planta aquática *Posidonia oceanica*, de elevada importância no ecossistema do Mar Mediterrâneo, que é extremamente sensível a elevadas concentrações de sais. O tratamento deste sub-produto do processo de dessalinização é necessário para que a sua descarga não preserve o equilíbrio dos ecossistemas marítimos e representa 5-33 % do custo total do processo de dessalinização [11].

A técnica de dessalinização por cristalização consiste no arrefecimento da água salgada abaixo do ponto de fusão da água permitindo a formação de cristais de gelo. Esses cristais são posteriormente separados com auxílio de diferentes processos: dessalinização por cristalização de contacto directo, de contacto indirecto e operada por vácuo (VFEA).

O modelo desenvolvido na presente dissertação pretende simular o processo de dessalinização TVC que se enquadra na categoria de dessalinização térmica por vaporização e será descrito em pormenor na secção 4.

2.1.2 Multi-Stage Flash (MSF)

O processo de dessalinização *Multi-Stage Flash* é o processo de dessalinização com maior expressão em muitas áreas do globo, mais concretamente na região do Médio-Oriente [[41] em [4]]. Em virtude disso, diversas configurações foram desenvolvidas para melhorar a eficiência das instalações, tais como o acoplamento com técnicas de aquecimento solar e turbinas de vapor para geração de energia eléctrica [5].

A figura 2.4 apresenta, de forma esquemática, o processo de dessalinização MSF. O processo tem lugar em três secções distintas: aquecedor de salmoura, secção de recuperação de calor e secção de rejeição de calor. O aquecedor de salmoura é um permutador de calor, as secções de recuperação e rejeição de calor são compostas por diferentes estágios do processo. Cada estágio é composto por uma bacia de salmoura, um separador liquido-vapor, uma bandeja de destilado e uma secção do condensador tubular[7].

No aquecedor de salmoura vapor de elevada entalpia permuta calor com a salmoura admitida, condensando. A salmoura aquecida é introduzida no 1º efeito onde vaporiza parcialmente. O fenómeno de vaporização parcial ocorre devido à pressão no interior do recipiente ser inferior à pressão atmosférica, garantida pela ação de uma bomba de vácuo ou ejetor de vapor. Após passagem pelo separador liquido-vapor, componente responsável pelo barramento de gotas de salmoura presentes no vapor produzido, o vapor rejeita calor à salmoura que circula no condensador tubular condensando na superfície do mesmo e escorrendo para as bandejas de recolha de destilado.

Nos efeitos seguintes, nos quais a produção de destilado se processa da mesma forma que no 1º efeito, a pressão nos recipientes é menor permitindo que salmoura proveniente

do efeito anterior evapore a uma temperatura inferior.

Na secção de rejeição de calor, com o intuito de controlar a temperatura do processo introduz-se água salgada em quantidade superior à que será admitida para a qual será rejeitado o calor em excesso. A água salgada em excesso é denominada de água salgada de arrefecimento e após aquecida é evacuada para os mares/oceanos. São retirados das bacias de salmoura dois fluxos, o fluxo de salmoura rejeitada que será removido de forma a controlar a concentração de sais máxima admissível no processo e o fluxo de salmoura readmitida que após mistura com a água salgada admitida será introduzido no último estágio da secção de recuperação de calor pelo interior do condensador tubular.

O principal ponto de divergência do processo de MSF em relação aos restantes processos de dessalinização térmica por vaporização é a ebulição da água salgada se dar no seio do escoamento e não na superfície de um evaporador. O fenómeno de calcificação nas superfícies do evaporador é minimizado o que conduz a menores custos de operação, manutenção e maior eficiência energética.

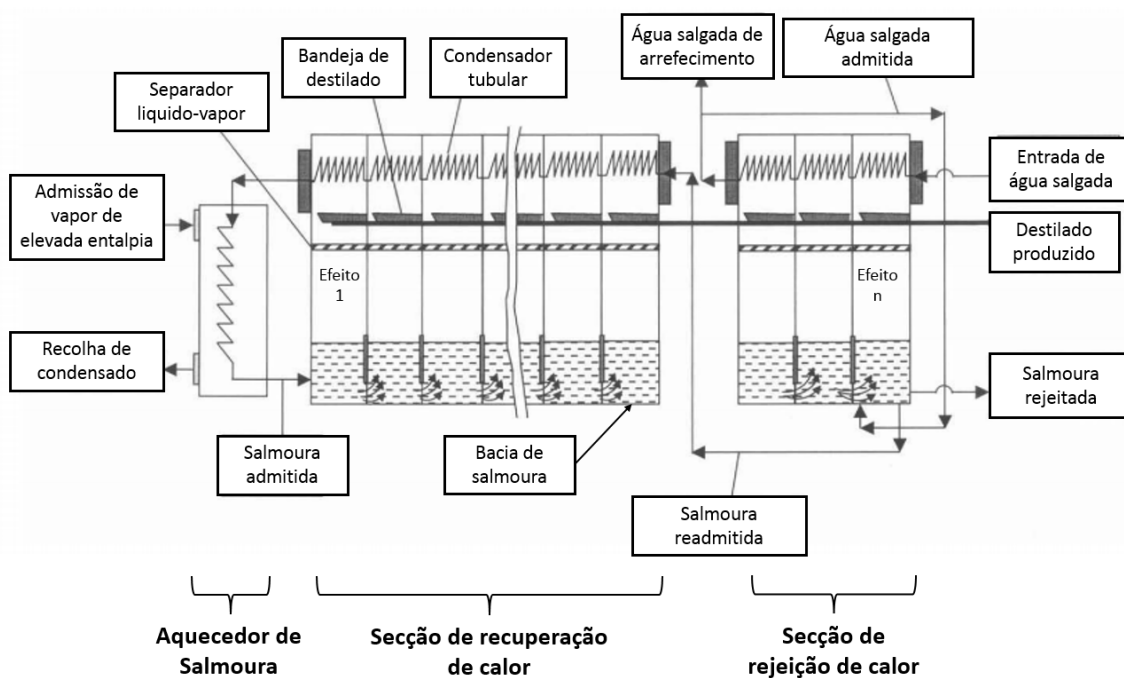


Figura 2.4: Esquema ilustrativo do processo de dessalinização *Multi Stage Flash* [7].

2.1.3 Destilação de múltiplo efeito (MED)

O aparecimento da tecnologia de destilação de múltiplo efeito data do século XIX com o crescimento da indústria do açúcar. A necessidade de um processo eficiente de evaporação para produzir cristais de açúcar de boa qualidade a preços baixos despoletou o desenvolvimento desta tecnologia [7].

Atualmente, este processo de dessalinização é o 2º de maior expressão na categoria de dessalinização térmica e o 3º a nível mundial. A perda de expressão da tecnologia de MED em relação ao processo de dessalinização MSF deve-se a maior susceptibilidade aos

fenómenos de calcificação e colmatagem [4] [7].

A figura 2.5 apresenta esquematicamente o processo com configuração em paralelo, a mais utilizada na indústria da dessalinização. A representação é somente esquemática e de carácter simplista uma vez que o processo com n efeitos aplicado em contexto industrial possui outros componentes como um condensador, $n-1$ caixas de evaporação parcial (*flash boxes*) e $n-2$ pré-aquecedores.

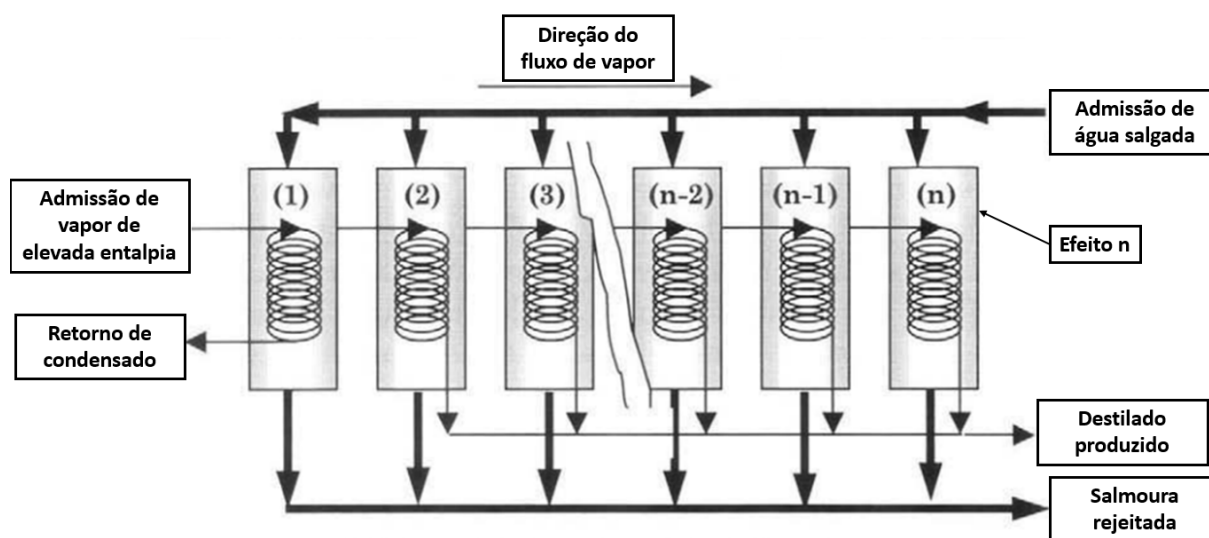


Figura 2.5: Esquema ilustrativo do processo de dessalinização por destilação de múltiplo efeito. (adaptado de [5])

Os n efeitos do processo correspondem aos n evaporadores que constituem o sistema. O processo tem início com a admissão de vapor de elevada entalpia que circula num circuito fechado entre a fonte quente, que pode ser por exemplo uma caldeira, e a fonte fria: o primeiro efeito do sistema de dessalinização. O vapor de elevada entalpia cede calor à água salgada admitida no 1º efeito condensando, simultaneamente a água salgada vaporiza separando-se em vapor de água sem sais minerais dissolvidos e salmoura. O vapor de água formado atravessa o separador líquido-vapor de forma a ser separado de gotas de salmoura arrastadas no seu seio e é admitido no efeito seguinte. A salmoura é removida do evaporador.

No estágio seguinte o vapor de água formado no estágio anterior é usado para vaporizar água salgada, condensando. O processo repete-se nos estágios subsequentes que se distinguem por terem pressões sucessivamente menores. Como a pressão é sucessivamente menor, nos estágios seguintes a água salgada é vaporizada a temperaturas inferiores que os estágios que os precedem. O condensado é água dessalinizada que é recolhida à medida que é produzida - em cada estágio (excetuando o primeiro) há produção de destilado. Para além disso, em cada estágio há descarga de salmoura do evaporador.

A figura 2.6 apresenta em detalhe componentes importantes do processo de MED que a figura 2.5 pela sua simplicidade não mostra.

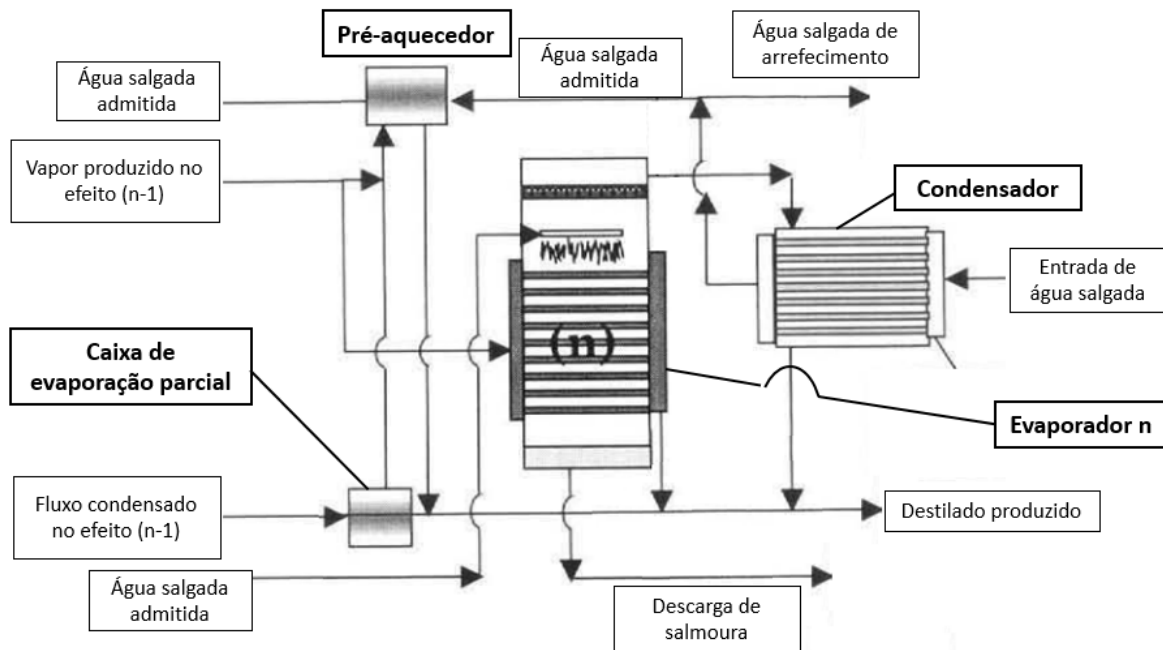


Figura 2.6: Esquema detalhado do último efeito de um processo industrial de dessalinização por MED (adaptado de [7]).

No último efeito o vapor produzido é admitido num condensador onde condensa na totalidade. Durante a condensação do vapor, o fluxo de água salgada de arrefecimento é aquecido. O fluxo de água salgada é composto por água salgada admitida que será admitida para dessalinização e água de arrefecimento posteriormente evacuada.

A nível industrial é comum a introdução de pré-aquecedores no sistema por melhorarem a eficiência térmica do processo. Aquecendo o fluxo de água salgada admitida nos pré-aquecedores o calor necessário para vaporizar a água salgada nos evaporadores é menor.

As caixas de evaporação parcial produzem vapor através da redução de pressão de um fluxo mássico. O fluxo mássico em questão é o fluxo condensado no interior dos tubos do estágio anterior ao estágio de destino do vapor produzido nesta caixa de evaporação parcial. Na figura 2.6, é possível observar que o vapor produzido na última caixa de evaporação parcial alimenta o estágio n, esse vapor é produzido através da evaporação parcial de um fluxo que condensou no estágio (n-1). O uso das caixas de evaporação parcial permite a produção de vapor usando um fluxo mássico (destilado produzida) que de outra forma seria extraído com elevado potencial energético por explorar. O vapor produzido pode ser utilizado para vaporização da água salgada do efeito seguinte ou como fluido quente nos pré-aquecedores (figura 2.6).

2.1.4 Compressão mecânica de vapor(MVC)

O processo de dessalinização por compressão mecânica de vapor é o mais atrativo processo de dessalinização de entre os processos com um único estágio [7]. O sistema

é compacto, de desenho modular e de longo tempo de vida, não requer fonte de calor exterior, apenas ligação a uma fonte elétrica e é de fiabilidade industrial provada [7].

A figura 2.7 apresenta um esquema ilustrativo do processo de dessalinização por compressão mecânica de vapor.

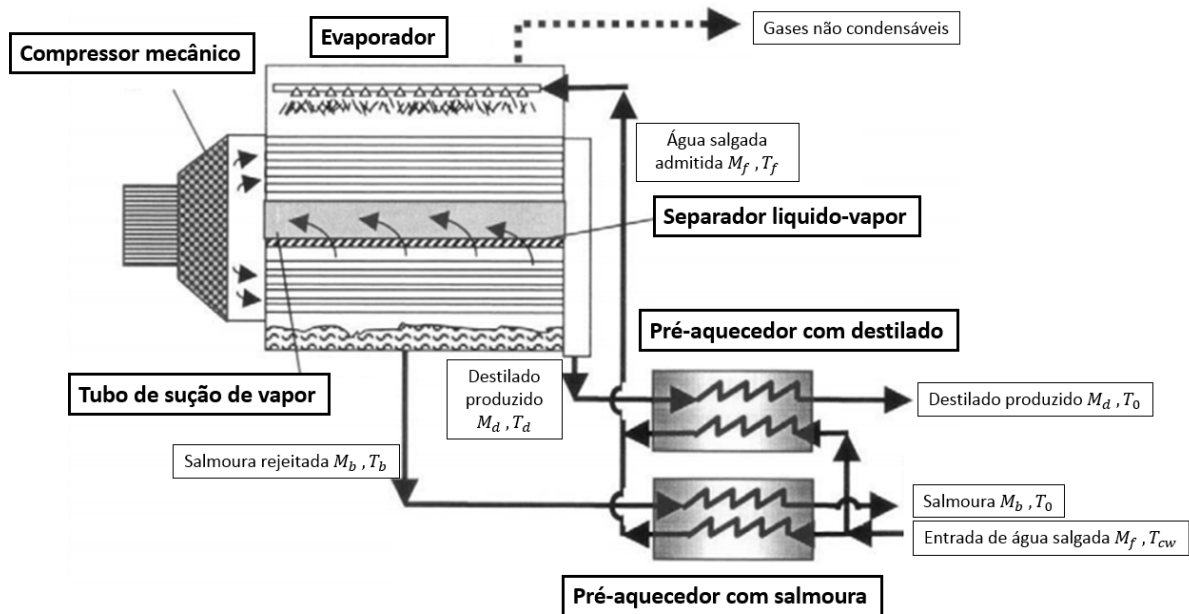


Figura 2.7: Esquema ilustrativo do processo de dessalinização *Compressão mecânica de vapor*.

A água salgada entra no sistema à temperatura T_{cw} , sendo aquecida num dos dois pré-aquecedores isto é, ou no pré aquecedor com salmoura onde há permuta de calor com a salmoura rejeitada (à temperatura T_b) ou no pré aquecedor com destilado onde há permuta de calor com o destilado produzido (à temperatura T_d). A divisão do caudal entre os dois pré-aquecedores é efetuada de forma a maximizar a transferência de calor para a água salgada admitida (de temperatura T_f).

Seguidamente, a água salgada de fluxo mássico M_f e temperatura T_f é admitida no evaporador e pulverizada sobre os tubos horizontais, escoando sobre a forma de um filme horizontal de pequena espessura. O filme de água salgada é aquecido até à temperatura T_b e vaporiza. Nesta etapa dá-se a separação do fluxo de água salgada em vapor de água sem sais minerais e salmoura.

O vapor de água passa por um separador líquido-vapor que impede o arrastamento de gotas de salmoura que de outra forma danificariam o interior do compressor.

No compressor, devido ao escoamento tangencial forçado aí desenvolvido dá-se o sobreaquecimento do vapor até à temperatura T_s . Mediante compressão, o vapor é redirecionado para o interior dos tubos horizontais. Nesta zona do sistema, o vapor de água fornece calor, sensível e latente, à água salgada que escoar na superfície dos tubos horizontais sobre a forma de filme de baixa espessura. O vapor é por isso condensado e sai do compressor à temperatura T_d juntamente com a salmoura, por sua vez à temperatura de

T_b . O destilado e a salmoura cedem calor nos respectivos pré-aquecedores à água salgada que entra no sistema de dessalinização [7].

Durante o processo de dessalinização por MVC, tal como no de MED e MSF há libertação de gases não condensáveis durante a condensação do destilado, este problema será discutido em maior promenor para o processo de TVC - processo modelado no âmbito desta dissertação - no capítulo 3.

2.2 Métodos de dessalinização por processos de membrana

Os processos de dessalinização por membrana usam membranas semi-permeáveis para separar o solvente (água) de solutos (sais minerais). Uma vez que, não é necessário elevar a temperatura da água até à temperatura de ebulição ou reduzi-la até à temperatura de fusão, estes processos são energeticamente menos exigentes. Os processos com maior expressão são: Osmose inversa e a Eletrodiálise. Outras tecnologias como destilação por membrana têm sido alvo de investigação científica mas de pouca aplicação prática [5] [12].

2.2.1 Osmose Inversa

O fenómeno de osmose consiste no escoamento de solvente de um meio de menor concentração para um de maior concentração. O sentido do fluxo de solvente é determinado pelo potencial químico, a força motriz do fluxo, sendo do maior para o menor potencial químico. O potencial químico de um meio depende da temperatura, pressão e concentração em sais. Havendo um diferencial de potencial químico, haverá fluxo de solvente até o potencial ser igualado. Naturalmente, a direção do fluxo de solvente é do meio menos concentrado para o mais concentrado, uma vez que, o potencial químico do primeiro é superior. A pressão tem o efeito inverso, quanto maior a pressão de um meio maior o seu potencial químico. A pressão osmótica representa o valor de pressão do meio concentrado em sais que iguala o potencial químico desse meio ao do meio menos concentrado [13].

Um sistema de dessalinização por osmose inversa é apresentado esquematicamente na figura 2.8. Destacam-se, como componentes principais, a secção de pré-tratamento, a bomba de alta pressão, o módulo de osmose inversa e o dispositivo de recuperação de energia [5].

O módulo de osmose inversa é composto por uma malha de membranas semi-permeáveis que representa a fronteira entre os dois meios, o de maior concentração em sais e o de menor. A membrana semi-permeável é permeável ao solvente mas retém o soluto [7].

Através de uma bomba de elevada pressão, a pressão do escoamento de água salgada é elevada até uma pressão superior à osmótica, tipicamente à volta de 25 at, mas inferior ao limite operativo da membrana semi-permeável, atualmente entre as 60 e as 80 at [5].

Nessas condições, o solvente transita do meio de maior concentração em sais (água salgada) para o menos concentrado (água dessalinizada). Produzindo assim dois fluxos, água dessalinizada, produto final, e salmoura.

À saída do módulo a salmoura encontra-se a elevada pressão e tem por isso elevada exergia, de forma a melhorar o rendimento do sistema e reduzir a potência da bomba a montante do módulo, usam-se dispositivos de recuperação de energia para aproveitar o potencial energético da salmoura.

Existem duas tecnologias de maior expressão na recuperação energética aplicadas na osmose inversa: permutador de pressão e turbina recuperadora de pressão. O permutador de pressão é um componente que transfere energia associada ao escoamento de um fluxo de elevada pressão para um fluxo de baixa pressão. A turbina recuperadora de energia transforma a energia do escoamento de alta pressão em trabalho motor que pode posteriormente ser usado para acionar a bomba de elevada pressão a montante do módulo de osmose inversa [14].

Este sistema requer elevadas potências de bombagem sendo as necessidades em energia elétrica consideráveis. Tecnologias de reaproveitamento energético são introduzidas no sentido de melhorar a eficiência do processo. O reaproveitamento energético é conseguido através de trocadores de pressão que permitem aumentar a velocidade de escoamentos de menor energia (água salgada á entrada do sistema) através da diminuição de velocidade do escoamento de salmoura (água com elevado teor em sais).

A unidade de pré-tratamento tem como função reduzir a expressão de fenómenos colmatação nos módulos de osmose inversa. A colmatação, acumulação de partículas em superfícies provocando a redução de desempenho das unidades, de material biológico, mineral, micro e macro é um dos principais problemas que afetam o bom funcionamento destes sistemas de dessalinização. As unidades de pré-tratamento, através da filtração da água salgada admitida e de tratamentos químicos diversos como cloração, redução do pH e da dureza da água, aumentam o tempo de vida-útil das membranas, a produção de água dessalinizada e melhoram a eficiência energética do processo. [15]

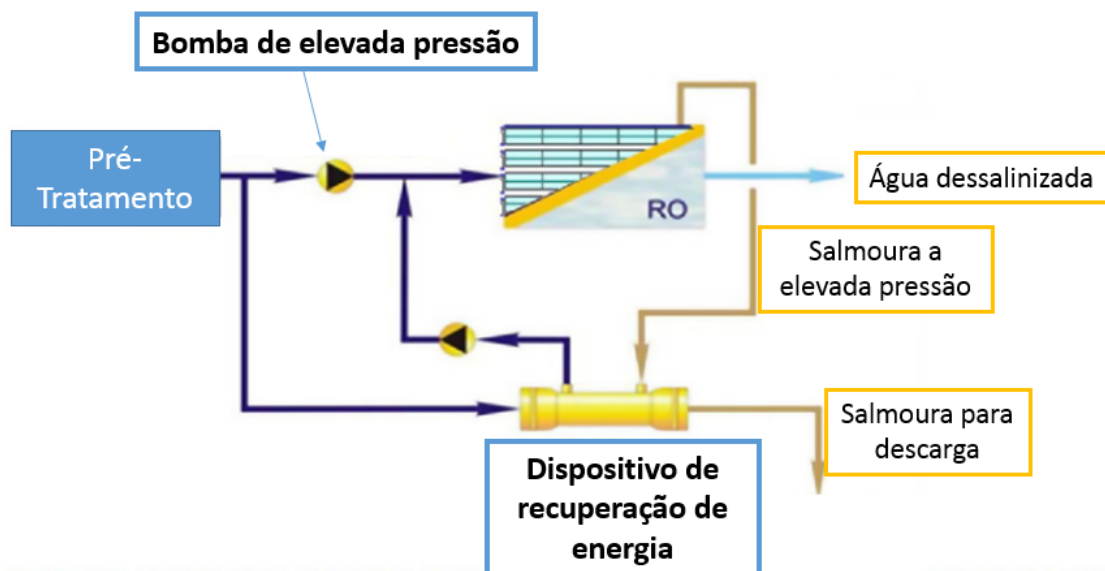


Figura 2.8: Esquema ilustrativo do processo de dessalinização Osmose Inversa. (adaptado de [5])

2.2.2 Eletrodiálise

O sistema de dessalinização por eletrodiálise é alimentado por corrente elétrica contínua e composto por dois tipos de membranas semi-permeáveis de troca iônica dispostas alternadamente: catiónicas e aniônicas. Os íons presentes na substância (devido à dissolução dos sais minerais) migram do fluxo de água salgada de menor concentração em sais para o fluxo de maior concentração salina por ação da diferença de potencial elétrico entre os dois fluxos. Uma representação esquemática do processo encontra-se na figura 2.9.

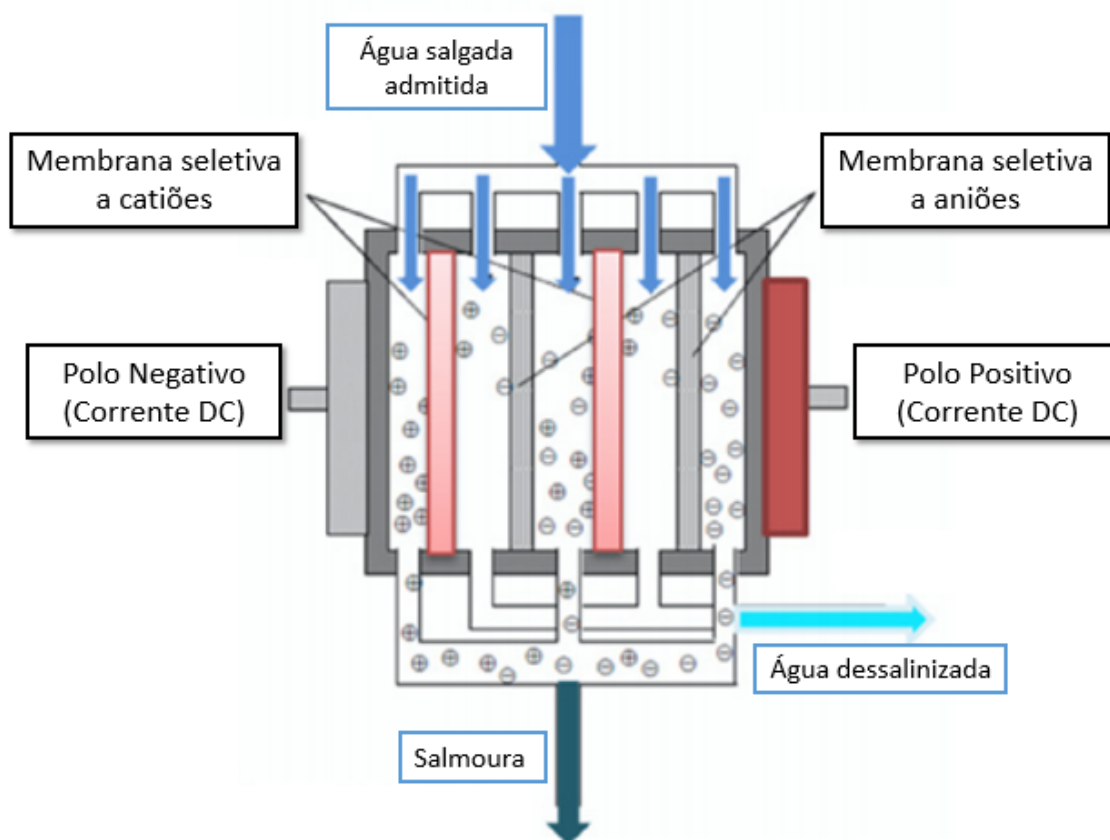


Figura 2.9: Esquema ilustrativo do processo de dessalinização por eletrodiálise [5].

O processo de dessalinização por eletrodiálise distingue-se dos demais por promover o movimento dos sais para o exterior do fluxo de água a dessalinizar, em oposição da separação por remoção de solvente da solução.

Comparado com outros processos de dessalinização, como Osmose Inversa, o processo apresenta a vantagem de permite maior produção de água dessalinizada por quantidade de água admitida. Para além disso, o processo é de aplicação versátil e pode ser usado para remover íons perigosos como F^- e NO_3^- . A remoção de metais pesados e o amaciamento da água admitida são outras das aplicações [16].

2.3 Dessalinização usando energia solar

A integração de tecnologias de aproveitamento de energia solar é alvo de extensa investigação e desenvolvimento a nível mundial. A integração das tecnologias de aproveitamento de energia solar, nos diferentes processos de dessalinização, é dependente das particularidades de cada método, bem como, das características de cada sistema de aproveitamento solar. As referidas características são: localização, intervalo de temperaturas operativas, tipo de coletor solar, fluido térmico usado, configuração da central, etc [[239] em [5]].

Uma vez feito o acoplamento entre o sistema de dessalinização e o sistema de aproveitamento de energia solar, pequenas alterações são necessárias para alcançar o funcionamento óptimo da central. A generalidade das centrais de dessalinização que usam energia solar não são desenvolvidas como um único sistema, mas sim como integração de componentes desenvolvidos independentemente [[240] em [5]].

Na generalidade das aplicações o aproveitamento dos recursos solares é feito recorrendo a:

- Lagos solares;
- Coletores solares térmicos;
- Painéis fotovoltaicos.

2.3.1 Solar Still (ST)

O sistema de dessalinização do tipo *Solar Still*, apresentado na figura 2.10, é composto principalmente por uma bacia, uma cobertura vítrea e reservatórios, de água dessalinizada, de água salgada e de salmoura. A bacia é hermética e usualmente de betão, ferro de folha galvanizada ou plástico de fibra reforçada. A cobertura vítrea pode ser de material polimérico ou vidro [17].

A bacia contém um volume constante de água salgada, fornecida pelo reservatório de água salgada. O fundo da bacia constitui uma superfície de elevada absorvidade para maximizar a absorção de radiação solar.

A cobertura vítrea tem elevada transparência, permitindo a passagem da radiação solar pelo seu seio, a radiação solar é absorvida na superfície inferior da bacia. A cobertura é transparente à radiação solar incidente mas opaca à radiação infravermelha emitida pela bacia e os restantes componentes que compõem o sistema - efeito de estufa. Por sua vez, a absorção de radiação pela bacia permite o aquecimento da água depositada na bacia, aumentando a pressão de vapor da mesma e permitindo a sua incorporação na atmosfera do destilador solar.

O vapor de água incorporado eleva-se, devido à diminuição da sua massa específica, até alcançar a superfície interior da cobertura vítrea, aí a temperatura superficial é menor que a temperatura de orvalho do ar e dá-se a condensação de água purificada. A cobertura vítrea é inclinada para permitir o escoamento por gravidade do destilado. A água condensada desce pelas calhas existentes na superfície interior da cobertura até ser depositada no reservatório de água dessalinizada.

A salinidade do sistema é controlada descarregando periodicamente, usualmente à noite, a salmoura contida na bacia para o reservatório de salmoura[17].

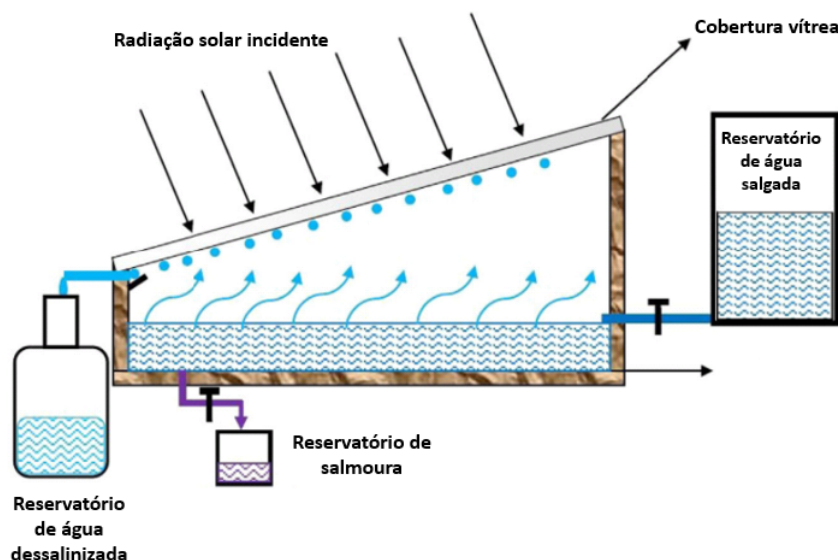


Figura 2.10: Esquema ilustrativo do processo de dessalinização por destilação solar. [2]

Existem diferentes configurações de destiladores solares, sendo estas apresentadas na Figura 2.11, sendo que na Figura 2.11a apresenta-se o destilador solar de estágio único, na Figura 2.11b apresenta-se uma configuração de destilador solar com coletor solar, na Figura 2.11c destilador solar com condensador e, por último na Figura 2.11d apresenta-se uma configuração de solar still com estágios múltiplos.

O destilador solar de estágio único é o sistema abordado no início desta secção.

A configuração de destilador solar com coletor solar, acrescenta um coletor solar ao *Solar Still* de estágio único. O fluido de aquecimento do coletor solar é a água salgada que posteriormente será dessalinizada. O coletor solar acrescenta uma fase de aquecimento da água salgada para melhorar a produtividade do sistema.

A configuração de múltiplos estágios contem diferentes andares de evaporação de água e coletores solares térmicos. Os coletores solares térmicos, usam um fluido térmico que absorve radiação solar e troca calor no permutador com a água salgada contida na bacia. Os vários efeitos conferem a esta configuração um melhor rendimento térmico, reduzindo a área de ocupação do sistema e as irreversibilidades do processo, quando comparado com efeito simples.

Por fim, a configuração do processo com refletor aumenta a intensidade de radiação que incide na superfície absorvedora, permitindo maiores taxas de produção de água dessalinizada e menores áreas de coleção solar.

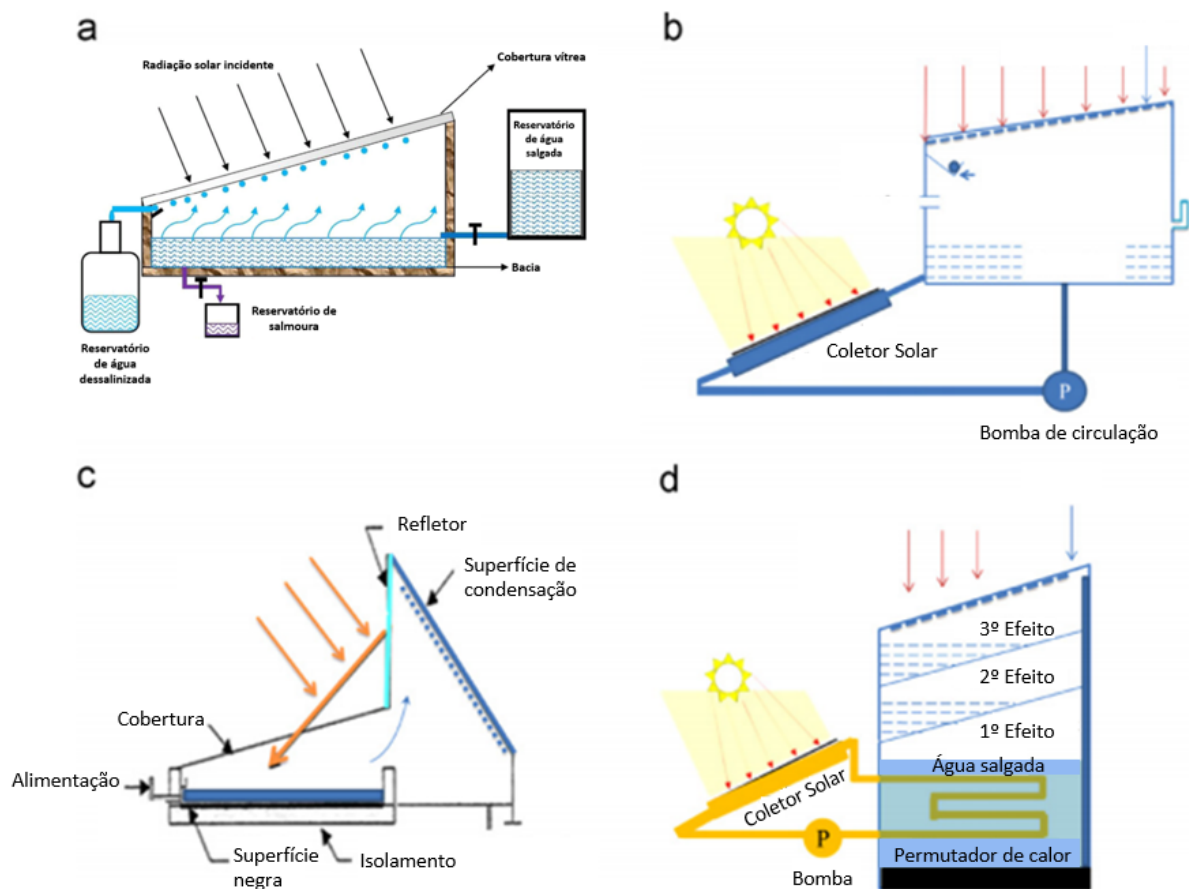


Figura 2.11: Diferentes configurações do processo de dessalinização por destilação solar. [5]

2.3.2 Lagos solares

Lagos solares são reservatórios de água salgada com o topo descoberto de forma a permitir a absorção de radiação solar pelo líquido armazenado e pela base do reservatório (com elevada absorvidade de forma a maximizar o processo de coleção solar). A água armazenada apresenta um gradiente de salinidade que permite definir três zonas no lago solar: zona convectiva superior, zona não convectiva e zona convectiva inferior (figura 2.12). A salinidade é decrescente com a profundidade do lago sendo a zona convectiva inferior a de maior salinidade. A existência deste gradiente inibe a mistura por convecção da água do lago permitindo o armazenamento de energia térmica na zona inferior convectiva proveniente da absorção passiva pelas camadas superiores. Os lagos solares permitem a coleção e armazenamento de energia térmica de origem solar e representam um utilizador final da salmoura produzida nos processos de dessalinização.

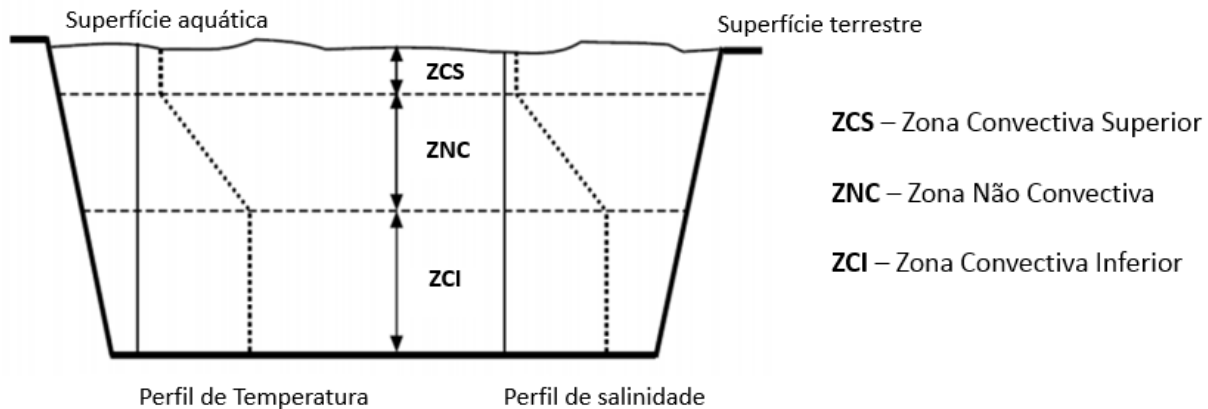


Figura 2.12: Seção transversal de um lago solar com representação esquemática do gradiente de temperatura e salinidade[12].

2.3.3 Coletores solares térmicos

Coletores solares térmicos consistem em permutadores de calor entre uma fonte distante de energia radiante (o Sol) e um fluido. Os coletores solar térmicos utilizam energia proveniente de uma fonte de energia renovável para produzir calor útil. [17]

Tecnologias de conversão de energia solar em calor útil são integrados diretamente em processos de dessalização térmica (MED, MSF e TVC por exemplo) como fonte de energia térmica para o processo. Alternativamente o calor produzido por coletores pode ser usado em ciclos de produção de energia elétrica que se acoplam a processos de dessalinização, tais como Solar Rankine Orgânico com Osmose Inversa.

Revisões tecnológicas sobre a matéria podem ser encontradas em [1-4].

Os coletores solares podem ser classificados quanto à razão de concentração (parâmetro que indica o número de vezes que a radiação incidente é concentrada no coletor em relação à radiação média incidente numa superfície sem concentração) em concentrados e não concentrados.

Os coletores solares concentrados possuem uma superfície altamente refletora e uma geometria que provoca a convergência dos feixes solares na superfície de um recetor ou absorsor enquanto que os não concentrados possuem uma superfície de elevada absorvidade e baixa emissividade que permite a transferência de calor para o fluido de trabalho.

Em função das necessidades energéticas do processo de dessalinização onde se pretende integrar o sub-sistema solar térmico é feita uma opção entre as demais tecnologias existentes. A tabela 2.2 apresenta os diferentes tipos de coletores solares e as suas principais características.

Tabela 2.2: Sub-sistemas de coleção solar e características operativas [12].

Razão de concentração	Tipo de Coletor	Tipo de orientação	Absorvor	Intervalo de temperaturas de operação [°C]
1	Flat Plate	Estacionária	Plano	30-80
1	Tubo em vácuo		Plano	50-200
1-5	CPC - "Compound Parabolic Concetrator"		Tubular	60-240
5-15	CPC - "Compound Parabolic Concetrator"	Variável (1 eixo)	Tubular	60-300
10-40	Coletor de Fresnel		Tubular	60-250
15-45	Parabolic Trough		Tubular	60-300
10-50	Cylindrical Tough		Tubular	60-300
100-1000	Parabolic Dish	Variável (2 eixos)	Ponto	100-500
100-1500	Heliostat field		Ponto	150-2000

2.3.4 Painéis Fotovoltaicos

Energia solar pode ser convertida em energia elétrica diretamente através de painéis fotovoltaicos. Estes podem ser integrados principalmente em métodos de dessalinização por membrana, assim como a osmose inversa e a eletrodialise com ou sem fonte auxiliar de energia elétrica [5].

O desenho modular dos paineis fotovoltaicos e dos sistemas de dessalinização de membrana em geral torna o acoplamento bastante atraente devido à flexibilidade no ajustamento da capacidade de dessalinização e na possibilidade de manutenção seccional enquanto outras áreas da central continuam em produção. [4]

As células fotovoltaicas (figura 2.13), unidade constituinte dos painéis fotovoltaicos, são construídas a partir de materiais semicondutores assim como o silício e o seu princípio de funcionamento tem como aspeto chave a junção PN[13].

A célula é composta por duas camadas de material semicondutor carregadas de forma distinta. Enquanto que na camada N existe um excesso de eletrões periféricos, na camada P existe um défice de electrões.

Desta forma, existe uma diferença de potencial elétrico entre as duas camadas. Os eletrões periféricos (camada N) ao captarem a energia dos fotões, convertem a energia potencial em energia cinética e gera-se uma corrente contínua que flui pelo circuito da carga externa até alcançar o polo positivo (camada p) [18].

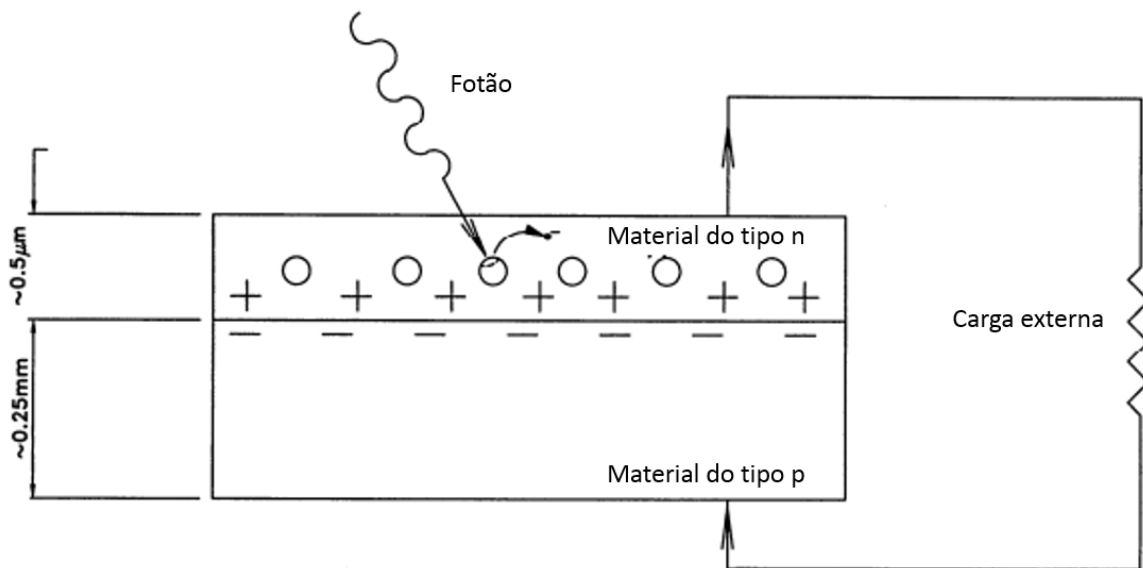


Figura 2.13: Funcionamento de uma célula fotovoltaica[12].

2.4 Comparação entre os métodos de dessalinização

2.4.1 Características gerais das tecnologias existentes

Os dois grupos de tecnologias de dessalinização, dessalinização térmica e por membrana, apresentam características gerais que se sobrepõe às particularidades de cada processo.

As principais vantagens da dessalinização por membrana sobre a dessalinização térmica, podem ser resumidas nos pontos seguintes:

- menor investimento de capital e requerimentos energéticos;
- menor necessidade em área de central e maior rácio produção/espço ocupado;
- maior nível de recuperação (massa de destilado/massa de água salgada);
- desenho modular permite que o aumento/diminuição da capacidade da instalação seja feito com mínima interrupção no funcionamento normal da instalação;
- menor vulnerabilidade a corrosão e precipitação e cristalização de sais devido ao fato de a temperatura operativa ser a temperatura ambiente;

As vantagens das tecnologias de dessalinização térmica em relação às de membrana são:

- tecnologia provada e confiável;
- a água destilada produzida é de melhor qualidade;

- monitorização menos rígida dos processos;
- a qualidade do produto final é menos dependente da qualidade da água salgada.
- não há necessidade de substituição periódica de membranas ;

2.4.2 Comparação dos processos mais utilizados

A tabela 2.3 tem como objetivo comparar as tecnologias abordadas na secção anterior (à excepção do solar still por ser uma tecnologia de carácter passivo).

Tabela 2.3: Comparação entre diferentes processos de dessalinização [5].

Processo	MSF	MED	MVC	RO	ED
Temperatura operativa	35-120	35-100	30-60	20-40	20-40
Necessidade de Pré-tratamento	Baixa	Baixa	Baixa	Elevada	Elevada
Vulnerabilidade à precipitação/cristalização de sais	Elevada	Média	Média	Baixa	Média
Consumo de energia térmica (kJ/kg de produto final)	90-567	108-432	-	-	-
Consumo de energia eléctrica (kJ/kg de produto final)	7.2-18	5.4-10	28-40	10.0-47	43
Consumo de energia primária (kJ/kg de produto final)	110-653	110-369	80-110	65-120	144
Recuperação de energia	Sensível para latente	Latente para latente	Vapor de baixa temperatura e pressão	Recuperação de pressão	-
Sensibilidade à temperatura da água salgada à entrada do sistema	Sim	Não	Não	Não	Não

As tecnologias de membrana representadas (RO e ED) apresentam o intervalo de temperaturas operativas mais baixo. Tal deve-se ao fato de a dessalinização se processar sem mudança de fase da água admitida. MVC possui um intervalo de temperaturas operativas menor já que, normalmente, é um processo com poucos estágios. MED e MSF pelo contrário podem atingir facilmente os 20 estágios em centrais optimizadas, o que explica a elevada amplitude térmica. Cada estágio apresenta temperatura de ebulição diferente, sendo que o primeiro estágio tem a temperatura mais elevada e o último a mais baixa.

MVC, RO e ED não consomem energia térmica, apenas energia primária. Por sua vez, MED e MSF apresentam um elevado consumo de energia primária que se explica

pelo consumo energético das bombas de vácuo. MSF apresenta um consumo superior uma vez que o método de produção de vapor (ebulição parcial) exige maiores diferenças de pressão entre estágios o que implica maiores consumos. RO apresenta o consumo de energia primária mais baixo o que por si só explica a supremacia deste método de dessalinização em relação aos demais.

Os principais aspectos diferenciadores entre as tecnologias (sustentados através dos dados da tabela 2.3) são apresentados na forma das tabelas 2.4 e 2.5.

Tabela 2.4: Resumo das vantagens e desvantagens de cada uma das tecnologias analisadas [1].

Processo	Descrição	Vantagens	Desvantagens
MSF	Descrito na secção 2.3.1	<ul style="list-style-type: none"> •Indicada para projetos de grande dimensão; •Tecnologia madura e confiável; •Tempo de vida da central: longo; •Evaporação parcial (<i>Flash evaporation</i>) em oposição a vaporização reduz a vulnerabilidade do processo ao fenómeno de precipitação de sais; •Pré-tratamento da água de alimentação: mínimo; •Produto final de boa qualidade 	<ul style="list-style-type: none"> •Investimento capital requerido é elevado; •Processo energeticamente intenso; •Área da central requerida é elevada; •Sujeito a problemas relacionados com corrosão caso sejam usados materiais de baixa qualidade; •Tempo de iniciação elevado; •Manutenção requer a interrupção no funcionamento de toda a central; •Conhecimento técnico de nível elevado é requerido;
	Descrito na secção 2.3.2	<ul style="list-style-type: none"> •Calor para o processo pode ser o subproduto resultante da produção de energia elétrica. •Potenciais economias no escalamento da central; •Pré-tratamento da água de alimentação: mínimo; •Tecnologia confiável com requerimentos mínimos de pessoal para operação; •Tolera níveis normais de partículas em suspensão e detritos biológicos; •Produto final de elevada qualidade; •Calor para o processo pode ser o subproduto resultante da produção de energia elétrica. 	<ul style="list-style-type: none"> •Baixo nível de recuperação (massa de água dessalinizada sobre massa de água de salgada admitida). •Processo energeticamente muito intenso; •Investimento capital requerido e custo operacional são elevados; •Sujeito a problemas relacionados com corrosão caso sejam usados materiais de baixa qualidade (risco é superior ao do processo MSF); •Produto final requer arrefecimento e mistura antes de poder ser usado como água potável.
MED			

Tabela 2.5: Resumo das vantagens e desvantagens de cada uma das tecnologias analisadas. (continuação)[1]

Processo	Descrição	Vantagens	Desvantagens
MVC		<ul style="list-style-type: none"> • Processo maduro e confiável com baixo consumo em químicos; • Económico para o tratamento de água salgada de elevada salinidade (>50 g/kg); • Menor potencial em economia no escalamento da central que MED e MSF mas ainda assim elevado (até 10000m³/d); • Demanda energética relativamente baixa; • Temperaturas operativas mais baixas o que reduz o potencial de precipitação e corrosão; • Investimento capital requerido e custo operacional mais baixos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Iniciação do processo requer fonte auxiliar de calor para gerar vapor; • Limitado a centrais menores; • Compressor necessita de manutenção periódica.
	Descrito na secção 2.3.3		
Solar Still	Descrito na secção 2.3.4	<ul style="list-style-type: none"> • Construção e princípio de operação simples; • Não requer mão de obra especializada ou tecnologia avançada; • Baixo rendimento energético devido ao não aproveitamento do calor libertado durante a condensação do destilado. 	<ul style="list-style-type: none"> • Elevada necessidade em área de construção (aproximadamente 1 m² por cada 4 litros de destilado produzido); • Custos capitais potencialmente elevados devido aos elevados requerimentos em área para construção, impondo assim a utilização de materiais baratos de forma a que o processo seja economicamente viável; • Vulneráveis a fenómenos climatéricos; • Reduzida produção de água diária (Produção diária de 3-4l/m²) - [3].

Tabela 2.6: Resumo das vantagens e desvantagens de cada uma das tecnologias analisadas. (continuação)[1]

Processo	Descrição	Vantagens	Desvantagens
Osmose Inversa	Descrito na secção 2.2.1.1	<ul style="list-style-type: none"> •Menor consumo energético; •Investimento capital relativamente baixo; •Sem necessidade de caudais de água para arrefecimento; •Operação simples e rápida inicialização; •Elevada relação produção/espaco ocupado; •Remoção de contaminantes; •Desenho modular; •Manutenção não requer o encerramento de toda a central; 	<ul style="list-style-type: none"> •Custos mais elevados devido à necessidade em químicos e de substituição da membrana; •Necessidade de pré-tratamento da água a ser dessalinizada; •As membranas são susceptíveis à deposição de detritos orgânicos e consequentemente o processo é susceptível à deteção de qualidade do produto final que daí advém; •Processo mais susceptível a falhas mecânicas devido à operação sob pressões muito elevadas (superiores à osmótica); •Necessidade de pessoal especializado; •Tempo de vida de cada membrana 5-7 anos;
	Descrito na secção 2.2.1.2	<ul style="list-style-type: none"> •Necessidades energéticas proporcionais aos sais removidos e não ao volume de água tratado; •Tempo de vida de cada membrana superior ao das utilizadas no processo de Osmose Inversa (7-10 anos); •Operação a baixa-moderada pressão. 	<ul style="list-style-type: none"> •Apenas indicado para tratar águas de concentração 12 000 mg/L TDS (total de sais dissolvidos); •Necessária limpeza periódica das membranas; •Fugas nos agregados de membranas podem ocorrer; •Contaminantes não são removidos pelo processo; •É necessário pós-tratamento da água dessalinizada que garante a sua potabilidade.
Eletrodí-lise	Descrito na secção 2.2.1.2	<ul style="list-style-type: none"> •Operação a baixa-moderada pressão. 	<ul style="list-style-type: none"> •É necessário pós-tratamento da água dessalinizada que garante a sua potabilidade.

Capítulo 3

Dessalinização por compressão térmica de vapor - TVC

Métodos de dessalinização por compressão térmica de vapor representam um dos métodos mais eficazes de dessalinização [19]. Desempenham um papel fundamental na produção de água potável em várias regiões do globo, com especial incidência para os países árabes. Esta tecnologia de dessalinização tem ganhado maior interesse quando comparada com outros tipos de dessalinização térmica devido aos baixos custos de manutenção, geometria simples, fácil operação e baixo consumo energético [19]. A figura 3.1 apresenta um exemplo de uma central de dessalinização usando a tecnologia de compressão térmica de vapor.



Figura 3.1: Central de dessalinização usando a tecnologia de compressão térmica de vapor em Tobruk na Líbia de produção diária de $40\,000\text{ m}^3$ diários [20].

3.1 Efeito único

O processo esquematizado de dessalinização por compressão térmica de vapor com um único estágio é apresentado na figura 3.2. As variáveis mais relevantes do sistema estão também indicadas na figura.

O fluxo mássico de água salgada ($\dot{m}_{CW} + \dot{m}_F$) é admitido no condensador à temperatura do mar ou oceano de onde é extraído (T_{CW}). No condensador o fluxo de água salgada é aquecido até à temperatura T_F , condensando o fluxo mássico de destilado proveniente do evaporador (\dot{m}_C).

À saída do condensador, uma parte do fluxo (\dot{m}_{CW}) é rejeitado para o ambiente, enquanto que o restante (\dot{m}_F) segue para o evaporador. O caudal mássico no condensador ($\dot{m}_F + \dot{m}_{CW}$) deve ser determinado de forma a garantir que o vapor proveniente do evaporador condensa na totalidade até ao estado de liquido saturado.

No evaporador, a água salgada admitida (\dot{m}_F) é pulverizada sobre a superfície tubular de um permutador de calor onde evapora. A ebulição ocorre após elevação da temperatura do fluxo de água salgada até à temperatura T_B . Esta temperatura é superior à temperatura de saturação para a pressão no evaporador em ΔT_B , devido à presença de sais dissolvidos na água salgada admitida. A ebulição da água salgada separa o fluxo \dot{m}_F em dois: o vapor destilado e a salmoura. O vapor destilado (\dot{m}_D), tem reduzido teor em sais, enquanto que a salmoura, (\dot{m}_B), tem elevada concentração salina. O reduzido teor em sais presente no vapor destilado é garantido pela presença de um separador liquido-vapor que impede o arrastamento de gotas de salmoura no escoamento deste vapor. A salmoura removida é retirada no sistema à temperatura T_B no fundo do evaporador, enquanto que o vapor é dividido em dois fluxos, \dot{m}_{EV} e \dot{m}_C , de igual temperatura e pressão.

O fluxo \dot{m}_C é admitido no condensador onde cede calor ao fluxo de água salgada admitido e condensa na totalidade. Posteriormente é comprimido e armazenado num tanque de destilado.

O fluxo \dot{m}_{EV} , denominado de vapor arrastado ou secundário é admitido no ejetor de vapor. Para além deste fluxo, o ejetor de vapor é alimentado com vapor motriz. O vapor motriz é um fluxo mássico de elevada entalpia, de pressão P_M e temperatura T_M . A temperatura deste fluxo é elevada numa fonte térmica externa, como por exemplo uma caldeira ou um coletor solar térmico. A pressão elevada do vapor motriz é garantida por uma bomba, a bomba M. Esta bomba é posicionada antes do gerador de vapor para funcionar a menores temperaturas e assim prolongar o seu tempo de vida útil e minimizar a sua potência.

No ejetor de vapor, o vapor de alta pressão e o vapor arrastado são admitidos e misturam-se produzindo-se um fluxo mássico único à saída de pressão P_S e temperatura T_S . O ejetor de vapor representa o centro de todo o sistema dividindo-o em 3 áreas, a área de baixa pressão de onde é proveniente o vapor arrastado (\dot{m}_{EV}), a área de pressão intermédia para onde é conduzido o fluxo mássico \dot{m}_S e a área de elevada pressão de onde é proveniente o vapor motriz (\dot{m}_M).

O fluxo \dot{m}_S é encaminhado para o evaporador onde atuará como fluido quente que circula no interior do permutador tubular. O fluxo \dot{m}_S transfere calor para a água salgada admitida. À saída o fluxo está sub arrefecido. Após a saída do evaporador o fluxo mássico

\dot{m}_s divide-se em dois: \dot{m}_M e \dot{m}_{EV} . Enquanto que \dot{m}_{EV} e \dot{m}_C à saída do condensador serão comprimidos e encaminhados para o tanque de destilado abandonando o ciclo, \dot{m}_M será admitido na Bomba m para ser comprimido até P_M . Uma vez comprimido o fluxo mássico recebe calor de uma fonte térmica externa, à saída da mesma o vapor está no estado de vapor sobreaquecido à temperatura T_M e pressão P_M - condições de admissão no ejetor de vapor [7].

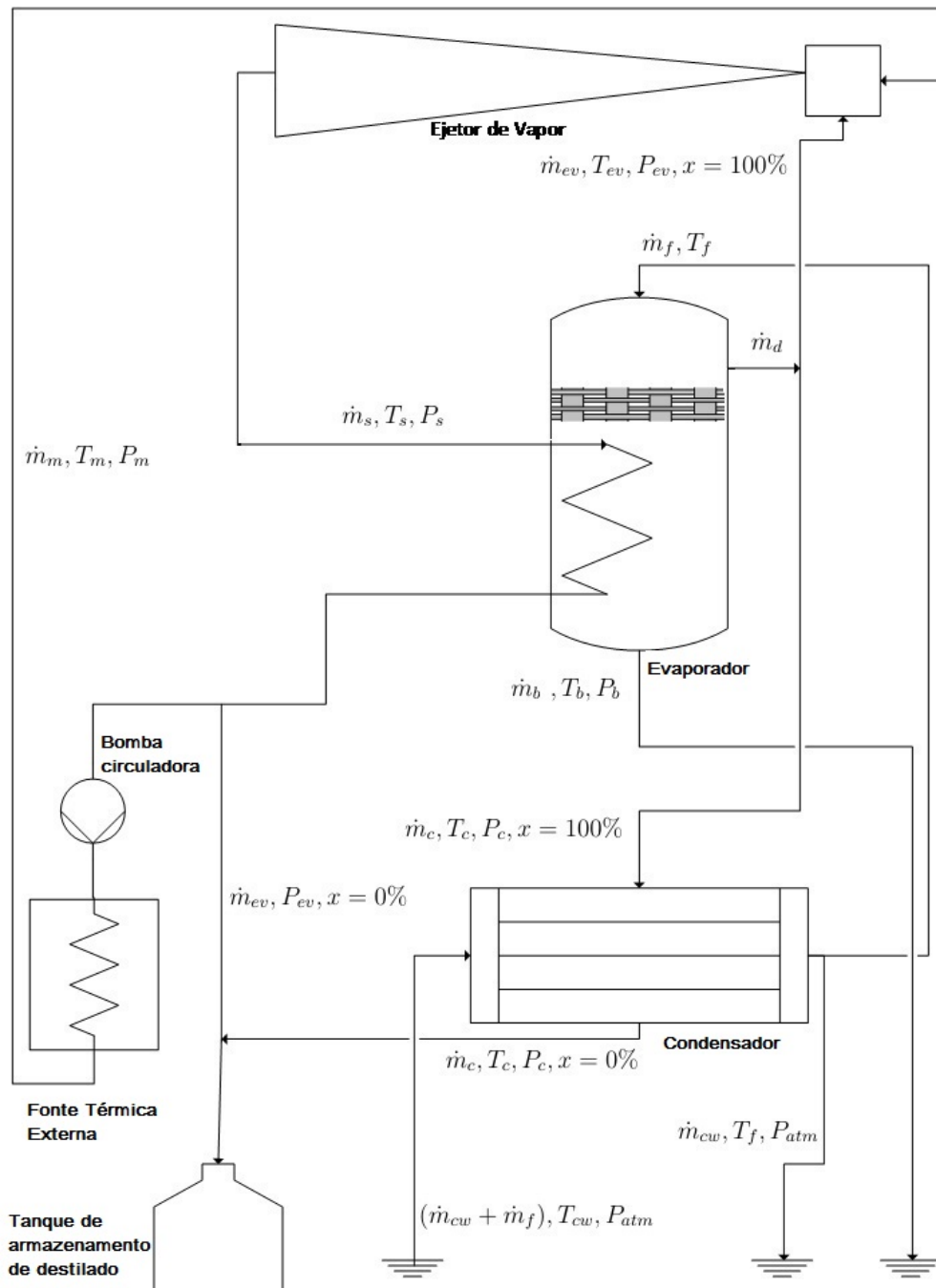


Figura 3.2: Sistema de dessalinização pelo método TVC de efeito único.

3.2 Efeito múltiplo

À escala industrial a utilização de múltiplos efeitos no processo de dessalinização é o mais comum [7]. A utilização de múltiplos efeitos permite reduzir a quantidade relativa de perdas energéticas pela envolvente do sistema, melhorar o aproveitamento da energia cedida pela fonte primária e torna o sistema mais compacto.

A integração de múltiplos efeitos no processo de dessalinização por compressão térmica de vapor consiste na adição de evaporadores e flash boxes ao sistema, para além de redes hidráulicas mais complexas. O processo de TVC com múltiplos efeitos é frequentemente chamado de *Multi-effect Evaporation Thermal Vapour Compression* (MEE-TVC) ou *Multi-effect Distillation - Thermal Vapour Compression* (MED-TVC) dada a sua similaridade com o processo de dessalinização MED (ver secção 2.1.3).

O método de dessalinização MEE-TVC, pode ser implementado através de duas configurações distintas: configuração em paralelo e de alimentação direta (*Forward Feed*). A configuração de maior implementação à escala industrial é a configuração em paralelo e será essa a adoptada no estudo proposto por esta tese de mestrado.

O processo de dessalinização por compressão térmica de vapor com vários estágios (n) e configuração em paralelo é apresentado na figura 3.4. Os principais constituintes do sistema são: um condensador, n evaporadores (sendo que n determina o número de efeitos do processo) e um ejetor de vapor. Como antes, fluxo mássico de água salgada ($\dot{m}_{CW} + \dot{m}_F$) é admitido no condensador à temperatura do mar ou oceano de onde é extraído (T_{CW}). No condensador o fluxo de água salgada é aquecido até à temperatura (T_F). O calor recebido provem da condensação vapor proveniente do último evaporador (evaporador n) e o fluxo de vapor resultante da flash box correspondente ao último efeito (\dot{m}_C). À saída do condensador \dot{m}_{CW} é rejeitado para o ambiente enquanto \dot{m}_F é dividido pelos evaporadores. Tal como na secção referente ao efeito único (secção 3.1), o caudal mássico no condensador ($\dot{m}_F + \dot{m}_{CW}$) deve ser determinado de forma a garantir que o vapor proveniente do evaporador condensa na totalidade até ao estado de liquido saturado.

No primeiro evaporador o fluxo mássico de água salgada admitido (\dot{F}_1) é pulverizado sobre a superfície tubular de um permutador de calor onde evapora. A ebulição ocorre após elevação da temperatura do fluxo de água salgada até à temperatura $T_{B(1)}$. Esta temperatura é superior à temperatura de saturação para a pressão no evaporador em ΔT_B , devido à presença de sais dissolvidos na água salgada admitida. A ebulição da água salgada resulta em dois fluxos: o vapor destilado e a salmoura. O vapor destilado, (\dot{D}_1), tem reduzido teor em sais, enquanto que a salmoura, \dot{B}_1 , tem elevada concentração salina. O reduzido teor em sais presente no vapor destilado é garantido pela presença de um separador liquido-vapor que impede o arrastamento de gotas de salmoura no escoamento deste vapor.

Vapor produzido neste estágio, \dot{D}_1 , juntamente com o fluxo \dot{D}'_1 proveniente da Flash Box 1 desempenhará a função de fluido quente no evaporador seguinte (evaporador 2), condensará no interior do permutador tubular enquanto vaporiza o destilado produzido nesse evaporador (\dot{D}_2). Na Flash Box 1 caudal de vapor proveniente do ejetor já em estado de liquido subarrefecido é admitido. Uma fração de \dot{m}_S (\dot{D}'_1) sofre evaporação parcial em consequência da diferença de pressão que existe entre o interior do permutador

tubular e o interior da Flash Box. O restante fluxo, $(\dot{m}_S - \dot{D}_1'')$ é retirado do sistema correspondendo a água dessalinizada produzida neste estágio.

No evaporador 2, para além de fluxo de água salgada \dot{F}_2 , é admitida também salmoura do estágio anterior \dot{B}_1 . Devido à ocorrência do mesmo fenómeno que tem lugar nas Flash Box parte da salmoura, \dot{D}_2' vaporiza. sendo que o destilado produzido no evaporador 2 é, a soma $(\dot{D}_2 + \dot{D}_2')$. O destilado produzido neste evaporador tem destino semelhante ao produzido no evaporador anterior e servirá por isso para vaporizar o destilado do evaporador seguinte. O processo repete-se até ao último estágio (n), como é visível na figura 3.4.

O fluxo condensado no evaporador 2 $(\dot{D}_1'' + \dot{D}_1)$ é admitido na Flash Box 2, da mesma forma que no estágio anterior, sendo aqui produzido o fluxo de vapor \dot{D}_2'' que será adicionado a $(\dot{D}_2 + \dot{D}_2')$ e condensará no interior do permutador tubular do evaporador seguinte. O mesmo procedimento tem lugar até que o estágio seguinte seja o estágio n, inclusive. A figura 3.3 apresenta de forma detalhada as variáveis de entrada e saída no estágio i, representando i o número do efeito. O conteúdo da figura é perfeitamente aplicado ao que foi descrito acima caso se substitua i por 1 ou 2 na figura.

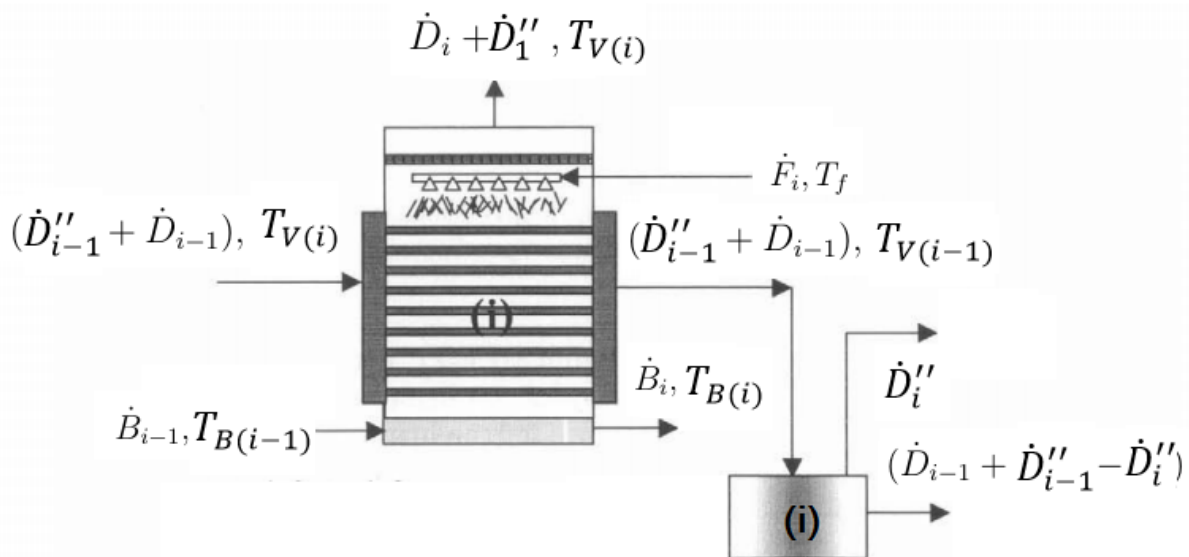


Figura 3.3: Esquema detalhado das entradas e saídas no estágio i, sendo i qualquer número natural entre 1 e n

No último estágio, a quantidade de salmoura é a soma da quantidade produzida em todos os efeitos. O fluxo de salmoura à saída é retirado do sistema à temperatura $T_{B(n)}$.

Seguidamente o vapor destilado é dividido em dois fluxos \dot{m}_{EV} e \dot{m}_C tal como acontece para dessalinização por compressão térmica de vapor de efeito único. O ciclo prossegue daqui em diante de acordo com o que foi referido na secção 3.1, com a compressão e aquecimento do vapor motriz, a compressão térmica de vapor no ejetor e o arrefecimento de \dot{m}_S até ao estado de líquido subarrefecido no condensador.

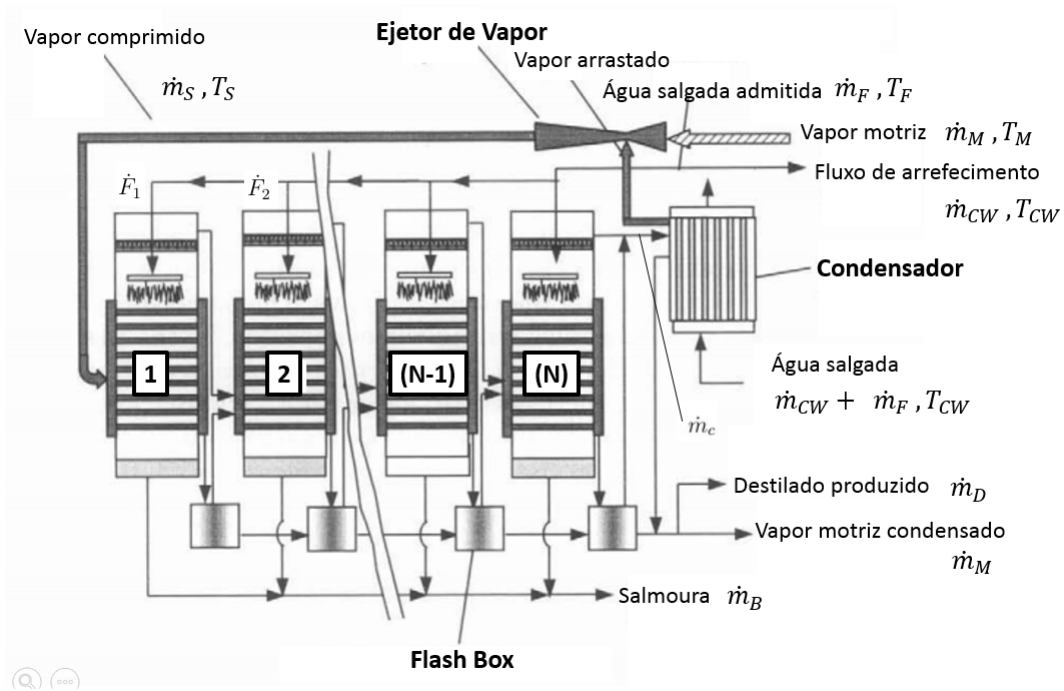


Figura 3.4: Sistema de dessalinização pelo método TVC de efeito múltiplo.

Em comparação com o método de dessalinização por TVC de efeito único, permite um melhor aproveitamento energético. A introdução de flash boxes e a admissão de salmoura rejeitada em estados anteriores permitem a geração de maiores quantidades de vapor [19]. A reutilização do calor latente proveniente da condensação dos fluxos de vapor destilado na produção de vapor destilado dos estágios seguintes em oposição ao seu arrefecimento no condensador permite menores caudais de água de arrefecimento e menor consumo de vapor motriz para a mesma quantidade de caudal produzido. Em oposição, a complexidade do sistema e sua dimensão aumentam [7].

3.3 Evaporador

O evaporador de um sistema TVC é um permutador de calor do tipo evaporador/condensador. É composto por uma câmara de vapor, um sistema de distribuição e pulverização de água salgada e um separador vapor-liquido também denominado de eliminador de névoa. [7]

No lado frio a temperatura do fluxo de água salgada é elevada até ao ponto de ebulição correspondente (T_B) e subsequentemente a vaporização do caudal de água salgada. O calor necessário ao processo é fornecido pelo fluido quente que circula no interior das tubagens e condensa transferindo calor para o fluido frio. No lado frio do permutador o resultado da transferência de calor é vapor de água e salmoura que são separados.

No âmbito da dessalinização por compressão térmica de vapor, os evaporadores utilizados podem classificar-se em 3 tipos: *horizontal thin falling film*; *vertical thin falling film*; evaporador de placas [21].

3.3.1 Evaporador do tipo *Horizontal thin falling film*

Os evaporadores do tipo *horizontal thin falling film* (figura 3.5) são o evaporador padrão para os processos de dessalinização por TVC e MED [21].

Neste tipo de evaporador o fluxo de água salgada é pulverizado num agregado de tubos horizontais sob a forma de um filme de reduzida espessura. No interior dos tubos dispostos horizontalmente circula vapor de aquecimento que durante a sua condensação transfere calor para o filme de água salgada. O filme é vaporizado em parte, produzindo-se dois fluxos mássicos nesta fase: vapor de destilado e salmoura que escorre até ao fundo do evaporador. O vapor de destilado é conduzido pela câmara de vapor até ao eliminador de névoa (abordado em detalhe na secção 3.3.4). Após a eliminação das gotículas de salmoura o vapor de água é conduzido para fora do equipamento [7].

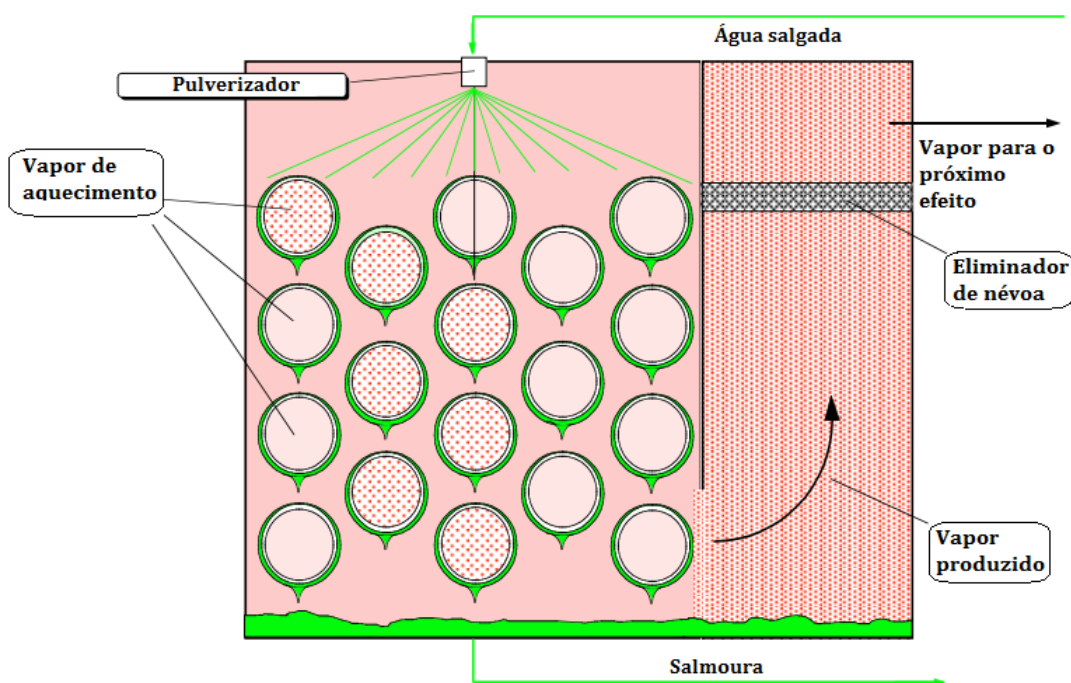


Figura 3.5: Evaporador do tipo *horizontal thin falling film* [22].

Evaporadores do tipo *Horizontal thin falling film* têm uma reduzida área específica de transferência de calor e, tendo temperaturas operativas mais baixas que os restantes evaporadores são menos susceptíveis a degradação por fenómenos relacionados com a calcificação[21].

3.3.2 Evaporador do tipo *Vertical tube falling film*

Nos evaporadores do tipo *Vertical tube falling film evaporator*, apresentados pelo figura 3.6, a água salgada, após condensação, escorre no interior de um conjunto de tubos verticais, formando uma camada de espessura reduzida. A superfície exterior dos tubos verticais encontra-se embebida em vapor de aquecimento que condensa, transfere o seu

calor latente para o filme de água salgada. O vapor formado nos tubos sobe até ao topo onde é separado das gotículas de salmoura pelo eliminador de névoa e retirado do evaporador. Entretanto, a salmoura escoa para a base do evaporador para ser posteriormente descarregada [21].

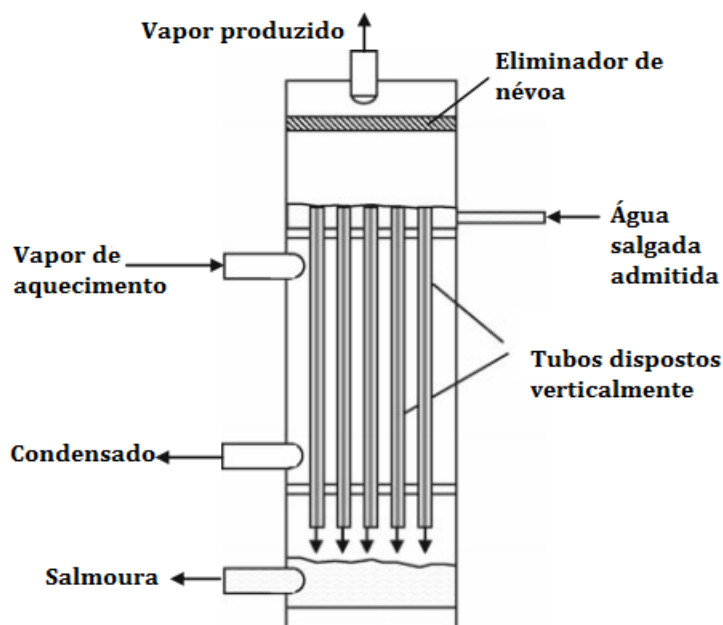


Figura 3.6: Evaporador do tipo *Vertical tube falling film evaporator* [21].

Neste tipo de evaporadores, é mais complicado de manter a espessura de filme de água salgada constante. A ausência de filme em zonas da superfície tubular, que inevitavelmente surge, resulta em tensões mecânicas desiguais no tubo devido a diferenças de temperatura entre as zonas molhadas e secas. Por sua vez, o aumento da temperatura nessas zonas é propício à ocorrência de precipitação de sais de solubilidade inversa. Nestes casos, verifica-se uma diminuição da concentração de saturação com o aumento da temperatura da solução. Conseqüentemente, os evaporadores do tipo *Vertical tube falling film* têm reduzida relevância industrial, sendo a sua utilização a este nível muito limitada. [21].

Eventualmente este tipo de evaporadores pode ser utilizado aplicando um sistema de remoção de precipitados através da tecnologia *On-line ball cleaning*. Este tipo de evaporadores é o mais compatível com esta tecnologia. A utilização deste sistema permitiria a operação a maiores temperaturas o que é uma vantagem em sistemas de dessalinização com número elevado de efeitos [21].

3.3.3 Evaporador de placas

Nos evaporadores de placas, apresentado na figura 3.7, essencialmente o vapor de aquecimento condensa num lado da placa e o destilado evapora no outro.

Estes evaporadores têm características muito atrativas como o elevado coeficiente de transferência de calor, menor massa, menor espaço ocupado, menor resistência térmica

introduzida por sais depositados e a variedade de materiais de construção, podendo ser construídos em metal, metal revestido por materiais poliméricos ou plástico. Apesar das inúmeras vantagens deste tipo de evaporadores a sua expressão a nível industrial é ainda muito reduzida estando limitada a unidades protótipo [21].

A maior vantagem prática destes evaporadores é a facilidade de acesso às superfícies de transferência de calor. Este facto permite a recuperação de virtualmente qualquer superfície afetada pela calcificação, ao contrário do que se verifica nos restantes tipos de evaporador [23].

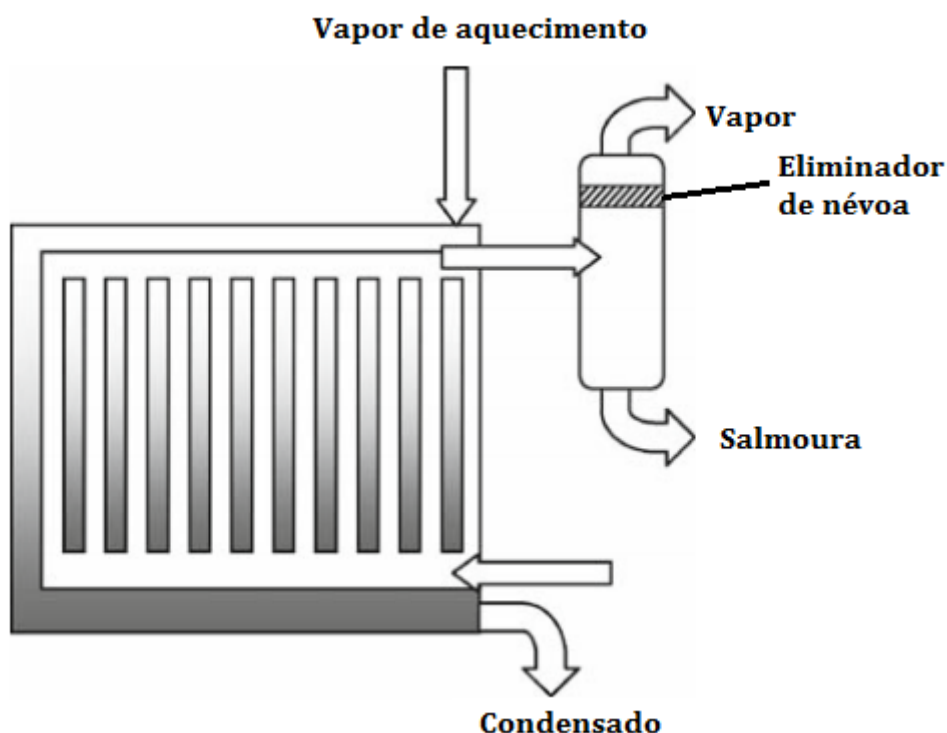


Figura 3.7: Apresentação esquemática de um evaporador de placas [21].

3.3.4 Eliminador de névoa

O eliminador de névoa tem como principal função a separação líquido-vapor impedindo a saída das gotículas de salmoura no seio do vapor de água. É instalado entre o permutador de calor e a conduta de extração do destilado tipicamente na parte superior da câmara de vapor.

As gotículas de salmoura são arrastadas pelo vapor durante a ebulição da água salgada na superfície de transferência de calor do permutador. Uma vez alcançado o eliminador de névoa, as gotículas são retidas pela malha metálica que o compõe e aglomeradas até que, sobre a forma de grandes gotas de salmoura escoem por gravidade até ao fundo do evaporador. (ver figura 3.8a).

O eliminador de névoa impede a contaminação do destilado com salmoura, originando um produto final de melhor qualidade. Reduzindo a concentração em sais do destilado protege as superfícies do condensador, onde elevadas concentrações propiciam a sua precipitação e deposição. A ação do eliminador de névoa é também benéfica ao bom funcionamento do ejetor de vapor uma vez que as gotículas de salmoura quando aí admitidas causam erosão das zonas de elevada velocidade do fluido. Essas velocidades podem atingir várias centenas de m/s, as gotas de salmoura quando chocam com as paredes do ejetor são suficientemente enérgicas para causar erosão [7].

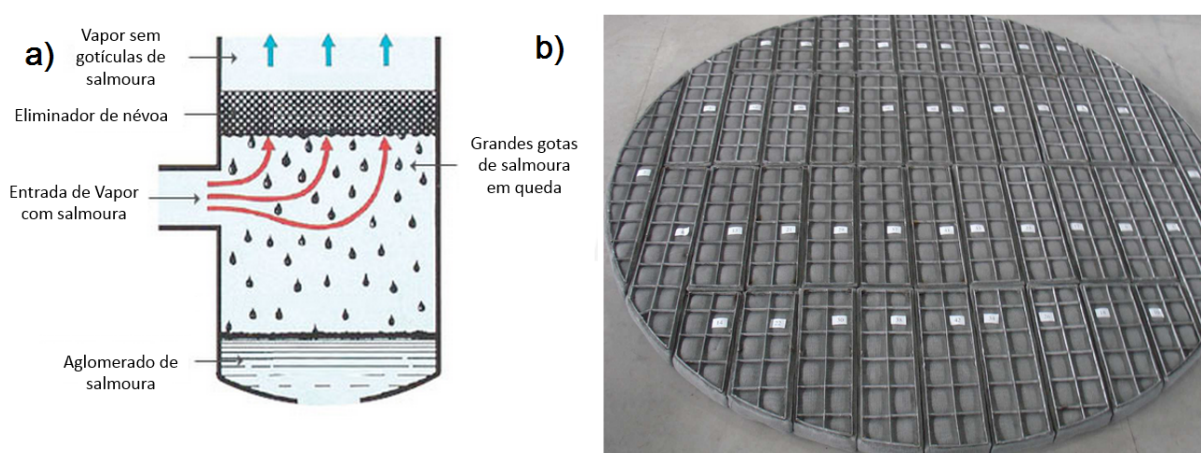


Figura 3.8: Esquema ilustrativo do funcionamento de um demister a) [24], exemplo de um eliminador de névoa de malha metálica b) [25].

Os eliminadores de névoa mais utilizados em processos de dessalinização são compostos por uma malha não rígida de fios metálicos, como o representado na Figura 3.8b). As principais valências são a baixa queda de pressão imposta no escoamento, elevada eficiência no processo de separação, elevada relação capacidade/tamanho [7]. O mecanismo de separação pode ser explicado por 3 passos consecutivos: acumulação, coalescência e queda por gravidade.

No passo de acumulação ocorre o ajuntamento das gotículas na malha devido a ocorrência de 3 mecanismos distintos, nomeadamente o impacte da inércia, difusão e intercepção. O impacte da inércia consiste na incapacidade demonstrada pelas gotículas de salmoura em seguir a trajetória altamente curvilínea do escoamento gasoso devido às diferenças nas suas massas específicas. A elevada curvatura das linhas de corrente do escoamento de vapor formam-se devido à imposição do obstáculo malha metálica. As gotículas de salmoura por apresentarem inércia demasiado elevada não são capazes de seguir a trajetória chocando com a malha metálica sem a conseguir ultrapassar. O mecanismo de difusão é significativo somente na captura de partículas de tamanho à escala dos microns em escoamentos de vapor a baixas velocidades [7]. Este mecanismo de transferência de massa consiste no movimento natural das partículas de um meio de maior concentração para um menor concentração. O mecanismo de intercepção consiste na adesão das partículas de diâmetro maior ou igual ao diâmetro dos orifícios da malha metálica à mesma.

O segundo passo é a coalescência. Consiste na junção de gotículas no interior da malha

metálica e o seu conseqüente aumento de dimensão. Por último, devido à maior massa das gotículas verifica-se o desapegamento das mesmas e a sua queda por gravidade para o exterior do volume de controlo do eliminador de névoa [7].

3.4 Ejetor de vapor de água

Por definição, um ejedor de vapor é um instrumento de compressão que usa a ação de um jato de elevada pressão e temperatura (vapor motriz ou vapor primário) para arrastar e comprimir segundo fluxo de vapor (vapor incorporado ou vapor secundário) [26]. Em virtude da simplicidade tecnológica do seu desenho e da não existência de partes móveis na sua composição, os ejedores são componentes muito confiáveis que requerem virtualmente nenhuma manutenção e que têm custos de instalação muito baixos em comparação com compressores mecânicos [27]. Para além disso, por requererem essencialmente apenas calor de baixo grau para o seu funcionamento são um componente de baixa destruição de exergia, que pode ser usado em ciclos de reaproveitamento energético. Apesar disso, a eficiência térmica é relativamente baixa e são de aplicação cautelosa uma vez que são desenhados para operar num ponto de operação e não numa região. Desvios deste ponto ótimo resultam em deteioração dramática no desempenho do ejedor [28].

3.4.1 Classificação de ejedores

Os ejedores podem ser classificados quanto à posição do bocal. O ejedor cuja saída do bocal está localizada na câmara de sucção em frente da zona de área constante é conhecido como "ejedor de mistura a pressão constante"(figura 3.9a), uma vez que é descrito pela teoria desenvolvida por Keenan na qual a pressão é assumida como constante durante o processo de mistura [29]. Os ejedores onde a saída do bocal é colocada na zona de área constante são conhecidos como "ejedores de mistura em área constante"(figura 3.9b).

Os ejedores de mistura a pressão constante apresentam melhor desempenho que os ejedores de mistura em área constante pelo que, virtualmente todos os estudos levados a cabo nesta área são focalizados nos ejedores de mistura a pressão constante [29].

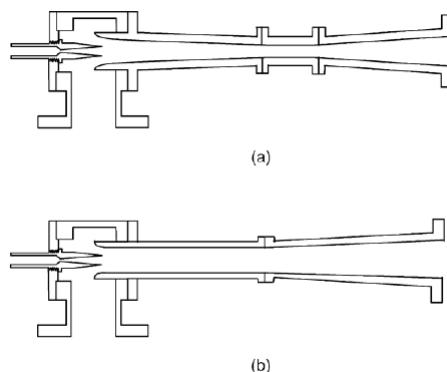


Figura 3.9: Vista esquemática de um ejedor. (a) ejedor de mistura a pressão constante; (b) ejedor de mistura em área constante. [29]

Eames [30] desenvolveu um tipo de ejetor pelo método *Constant Rate of Momentum Change* (CMRC) com o intuito de minimizar as perdas energéticas decorrentes da onda de choque normal. O ejetor foi desenvolvido de forma a que não ocorresse onda de choque, não havendo perda por pressão de estagnação [29].

3.4.2 Princípio de funcionamento de ejetores

Um ejetor de vapor é tipicamente composto por: um bocal primário, uma câmara de sucção, uma câmara de mistura, uma garganta e um difusor, como é ilustrado na Figura 3.10. A mesma figura apresentam-se as variações axiais da pressão estática e velocidade ao longo do ejetor para o modelo idealizado de pressão constante.

O vapor motriz é admitido através de um bocal no qual entra a elevada pressão e reduzida velocidade (estado m). Na secção convergente do bocal o fluxo motriz em regime subsónico é acelerado até atingir o regime sónico ($Ma=1$) na garganta (estado 1) [31]. O fenómeno de bloqueamento implica que o caudal mássico de vapor primário que atravessa a secção transversal da garganta (secção crítica do bocal) só depende das propriedades do fluxo a montante do bocal. Na secção divergente do bocal, o fluxo é expandido, reduzindo a sua pressão estática e aumentando a sua velocidade. O fluxo abandona o bocal em regime supersónico (estado 2 na Figura 3.10).

Devido à reduzida pressão estática do vapor motriz à saída do bocal, cria-se um efeito de sucção no fluxo secundário. A baixa pressão permite a admissão do fluxo secundário (no estado ev) na câmara de sucção.

Após a saída do bocal, no interior da câmara de sucção, o fluxo primário expande formando uma zona convergente sem se misturar com o fluxo secundário [27]. Devido à diferença de velocidade entre os dois fluxos desenvolve-se uma camada de separação entre os dois fluxos onde o fenómeno de corte provoca a aceleração do fluxo secundário [32]. O fluxo secundário é acelerado desde o regime subsónico até atingir o regime sónico. Algures entre a secção 2 e 3, conhecida como secção de área efectiva o fluxo secundário atinge velocidade sónica, tendo lugar o 2º fenómeno de bloqueamento [31]. A ocorrência deste fenómeno resulta na independência entre o caudal de fluxo secundário arrastado e a pressão à saída do ejetor. Ocorrendo o fenómeno de bloqueamento, o caudal mássico que atravessa a secção crítica é independente das condições a jusante da mesma (saída do ejetor).

Quando o fluxo secundário atinge o regime sónico os fluxos começam a misturar-se (estado 3). O processo de mistura tem lugar algures na zona de área constante entre as secções 3 e 4. A complexidade deste processo é elevada devido à interação entre os dois fluxos e a superfície interior do ejetor [32]. O fluxo misturado com velocidade em regime supersónico sofre uma onda de choque transversal de espessura zero na secção 4, aumentando a pressão do fluxo e diminuindo a sua velocidade [32]. Imediatamente depois da secção 4 o fluxo de vapor está no regime subsónico. A pressão e velocidade do fluxo misturado permanece constante até que à entrada no difusor [31]. No difusor subsónico, o fluxo é comprimido à custa de redução de velocidade imposta pelo aumento da secção transversal [31]. Abandonando o ejetor no estado s, cuja pressão P_S é superior a P_{EV} e inferior a P_M [31].

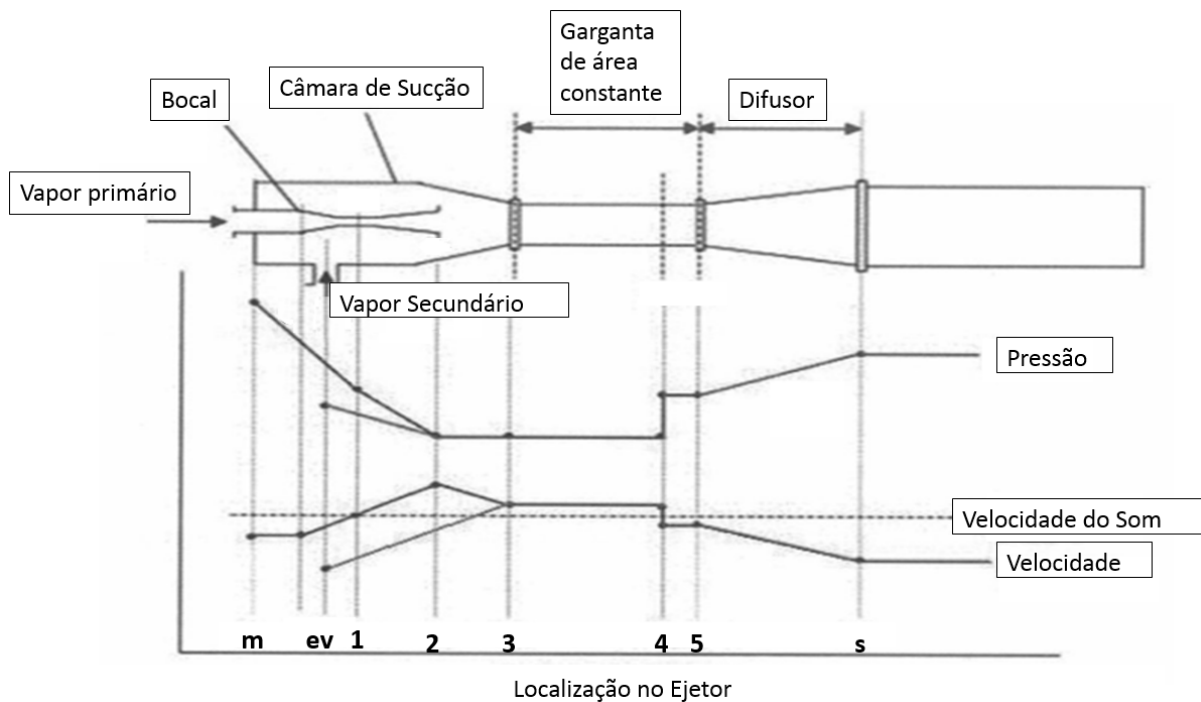


Figura 3.10: Vista esquemática, sem representação à escala, de um ejetor típico [33].

3.4.3 Parâmetros de desempenho de um ejetor

λ define-se como a razão de sucção, dada pela equação 3.1. A razão de sucção é um parâmetro que avalia o desempenho do ejetor de vapor uma vez que exprime a razão entre o vapor arrastado e o vapor motriz admitidos.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{EV}}{\dot{m}_M} \quad (3.1)$$

A pressão crítica, $P_{S,cr}$ define a fronteira entre os dois modos de operação e define-se como outro parâmetro de desempenho do ejetor de vapor, uma vez que quanto maior o valor deste parâmetro mais ampla é a gama de pressões para as quais o funcionamento do ejetor apresenta λ máximo.

3.4.4 Modos de operação de um ejetor supersônico

Um ejetor supersônico apresenta 2 modos de operação distintos. Os modos de operação são impostos pela pressão à saída do ejetor (P_S) desde que a as propriedades do vapor primário e secundário se mantenham constantes. A figura 3.11 ilustra os 2 modos de operação e a situação onde a operação do ejetor não é possível (falha no ejetor).

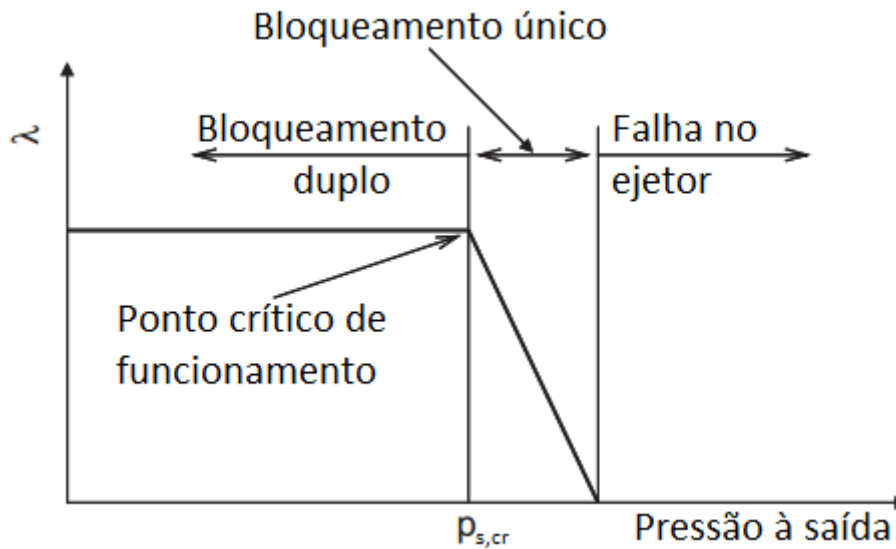


Figura 3.11: Modos de operação do ejetor com T_M e T_{EV} constantes.[artigosejector3]

Os modos de operação de um ejetor supersônico são: bloqueamento duplo e bloqueamento único.

Em regime de bloqueamento duplo, a pressão à saída do ejetor P_S é tal que $P_S \leq P_{S,cr}$ o que permite a ocorrência do fenômeno de bloqueamento quer no fluxo primário, quer no fluxo secundário (funcionamento do ejetor descrito na secção 3.4.2). A ocorrência do segundo fenômeno de bloqueamento impõe uma relação de independência entre o caudal de fluxo secundário sugado e a pressão à saída do ejetor, o que explica o valor constante da razão de sucção.

Por sua vez, em regime de bloqueamento único, a pressão à saída do ejetor P_S é tal que $P_{S,cr} \leq P_S \leq P_{S,0}$ (Pressão de estagnação) o que conduz à ocorrência do fenômeno de bloqueamento apenas no fluxo primário. O fluxo secundário permanece em regime subsônico durante a sua passagem pelo ejetor de vapor e conseqüentemente o caudal de fluxo secundário depende das condições à saída do ejetor. Este modo de funcionamento é caracterizado por um acentuado decréscimo da razão de incorporação com o aumento da pressão à saída do ejetor.

Quando a pressão à saída do ejetor $P_S \geq P_{S,0}$ não há ocorrência de qualquer fenômeno de bloqueamento e verifica-se inclusive a reversão do escoamento, o que corresponde a uma má operação do ejetor de vapor [31].

3.4.5 Variáveis operacionais com influencia no desempenho do ejetor

O desempenho do ejetor supersônico é afetado por 3 grupos de fatores: condições operativas, geometria do componente e o fluido de trabalho.

As condições operativas de maior relevância no desempenho do ejetor são: temperatura do fluxo primário, pressão do fluxo secundário e a pressão à saída do ejetor.

A figura 3.12 apresenta um esquema ilustrativo das dimensões com maior relevância no desempenho dos ejetores.

Os parâmetros geométricos com maior influência no desempenho do ejetor de vapor são: NXP - posição da saída do bocal primário; L_{MX} - comprimento da zona de área constante; r_A - razão entre a área da zona de secção constante e a área da garganta do bocal primário, definido pela equação 3.2

$$r_A = A_3/A_1 \quad (3.2)$$

O fluido de trabalho, apesar de ser um parâmetro com influência, não será analisado uma vez que no âmbito desta dissertação de mestrado o fluido de trabalho a ser adotado no ejetor é vapor de água.

As variáveis operativas com influência no desempenho do ejetor serão analisadas nas secções seguintes.

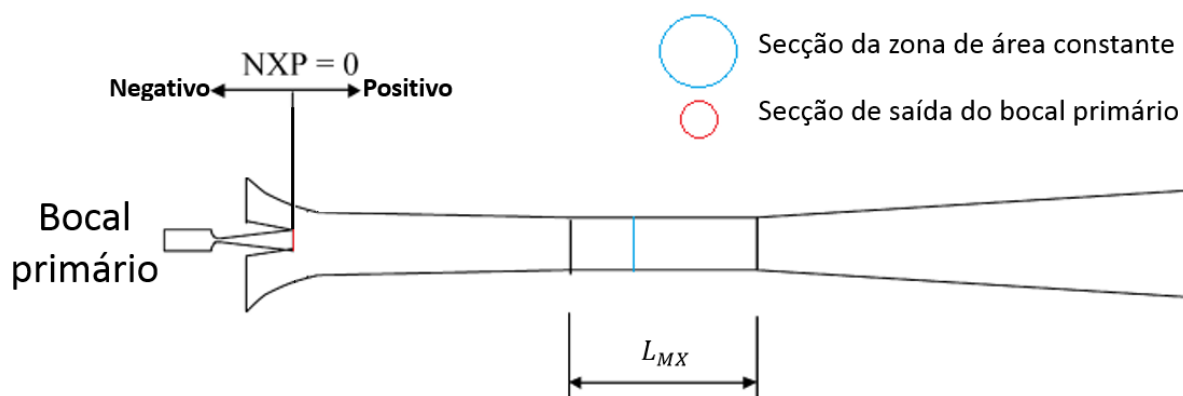


Figura 3.12: Esquema ilustrativo das dimensões de influência no desempenho do ejetor de vapor [34].

3.4.5.1 Temperatura do vapor motriz (T_M)

A operação do ejetor de vapor com vapor motriz de maior temperatura traduz-se num melhor desempenho do mesmo, como é visível na fig. 3.13 através do aumento da razão de sucção.

Vapor motriz de maior temperatura com grau de sobreaquecimento imposto e constante apresenta maior pressão e entalpia, pelo que mantendo as condições do vapor arrastado à saída do ejetor constantes, é possível arrastar maior quantidade de vapor de água, por unidade de vapor primário admitido.

Salienta-se que, o aumento do vapor arrastado tem de ser acompanhado por uma alteração nas dimensões do ejetor de vapor, mais concretamente num ajuste na razão de áreas, de maneira a proporcionar secções transversais adequadas para que o vapor secundário se expanda, misture e comprima adequadamente [35].

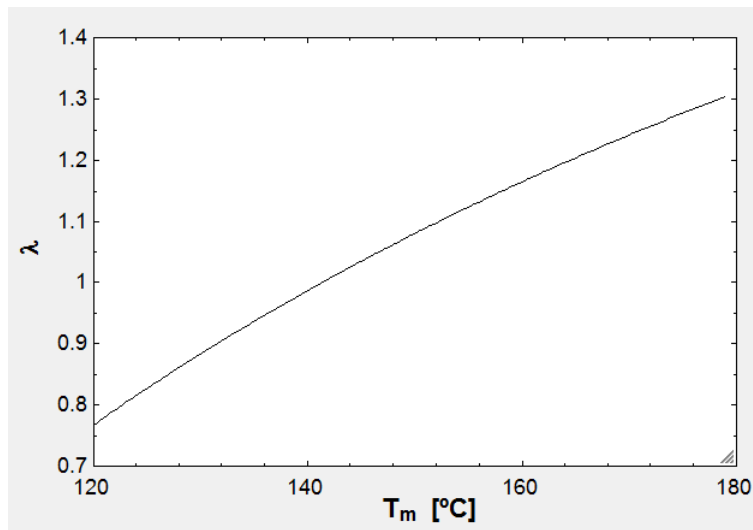


Figura 3.13: Influência da temperatura do vapor motriz na razão de sucção de ejetores de vapor operando nas condições críticas com $T_{EV} = 50^\circ C$ e $T_S = 65^\circ C$ [36].

3.4.5.2 Pressão do vapor arrastado (P_{EV})

O aumento da temperatura do vapor secundário, mantendo o ejetor no modo de funcionamento crítico e as restantes condições operativas constantes, leva a um aumento na razão de sucção (como é visível na figura 3.14) e conseqüentemente melhora o desempenho deste componente.

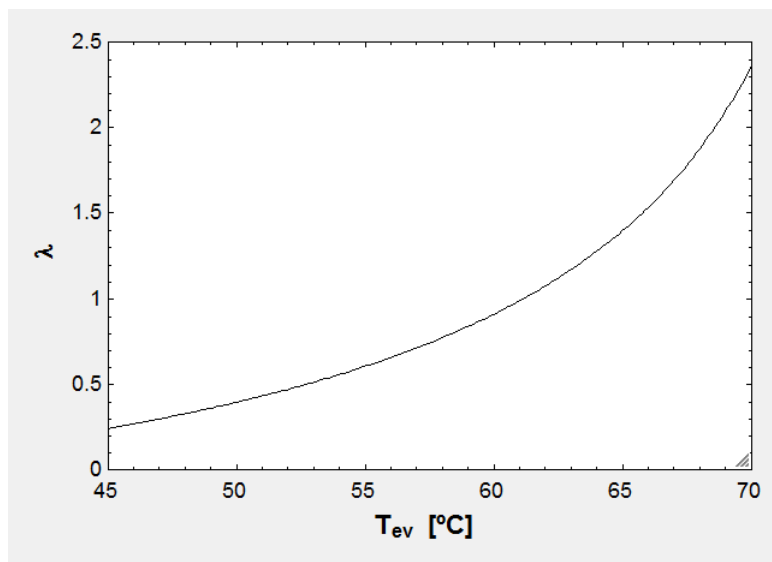


Figura 3.14: Influência da temperatura do vapor arrastado na razão de sucção de ejetores de vapor operando nas condições críticas com $T_M = 140^\circ C$ e $T_S = 75^\circ C$

O vapor secundário é admitido no ejetor de vapor no estado de saturação. O aumento da temperatura deste fluxo traduz-se num aumento da pressão. O aumento da pressão e

temperatura implicam um aumento do caudal mássico dado que o arrastamento de vapor é levado a cabo em condições de bloqueamento.

3.4.5.3 Pressão à saída do ejetor de vapor (P_S)

O aumento da pressão à saída do ejetor de vapor: P_S , mantendo o ejetor de vapor no modo de funcionamento crítico, diminui o desempenho do ejetor. A fig. 3.15 traduz esse comportamento.

O aumento da pressão à saída do ejetor impõe um aumento no caudal mássico de fluxo primário consumido de forma a que as condições críticas de funcionamento sejam mantidas. Uma vez que o caudal mássico de vapor arrastado essencialmente não se altera, a razão de sucção diminui [27].

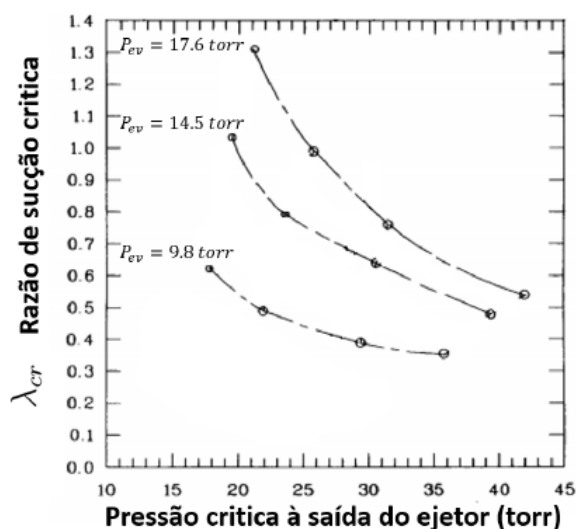


Figura 3.15: Influência da pressão à saída do ejetor de vapor na razão de sucção de ejetores de vapor operando nas condições críticas para diferentes pressões de vapor arrastado [37]

3.4.5.4 Comprimento da zona de área constante (L_{MX})

O comprimento da zona de área constante (L_{MX}) não tem influência assinalável na razão de sucção [34]. No entanto, o aumento de L_{MX} provoca um aumento na pressão crítica à saída do ejetor. O aumento deste parâmetro operativo é benéfico na medida em que permite operar o ejetor de vapor numa gama superior de pressões à saída sem que a razão de sucção seja afetada. A pressão crítica à saída do ejetor e a razão de sucção em função de L_{MX} são apresentadas na Figura 3.16.

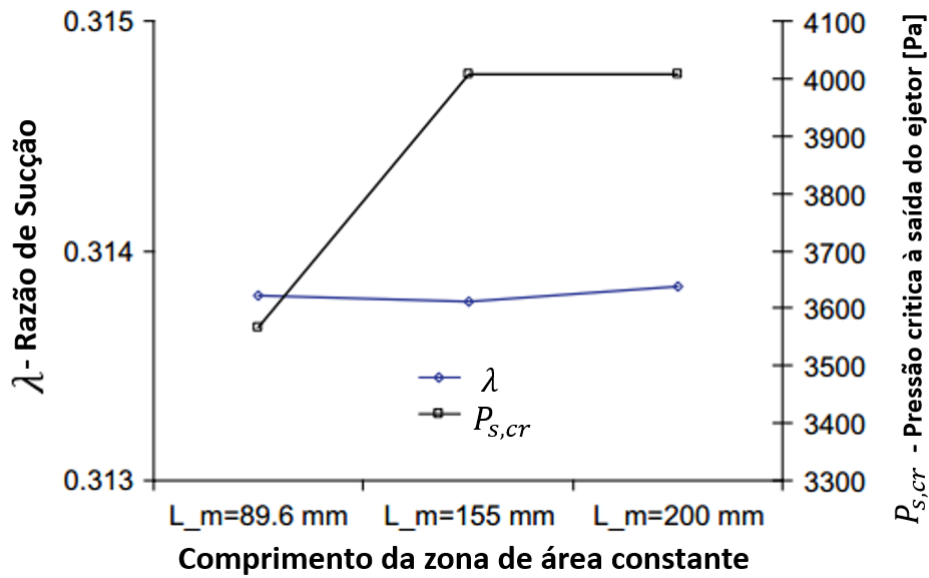


Figura 3.16: Influência do comprimento da secção de área constante na pressão à saída do ejetor crítica $P_{s,cr}$ e na razão de sucção λ ($r_A = 22; T_{EV} = 10^\circ C; T_M = 90^\circ C$) [27].

O aumento de L_{MX} produz áreas de secção transversal idênticas para o núcleo de fluxo primário e não altera o ângulo de expansão no ejetor o que resulta na mesma área efectiva, como é observável na figura 3.17. Nas condições críticas, o caudal de vapor secundário arrastado só depende das condições deste fluxo e da área efetiva pelo que mantendo ambas inalteradas o caudal de vapor secundário arrastado também se mantém inalterado. Mantendo o caudal de vapor secundário inalterado a razão de sucção é constante [34].

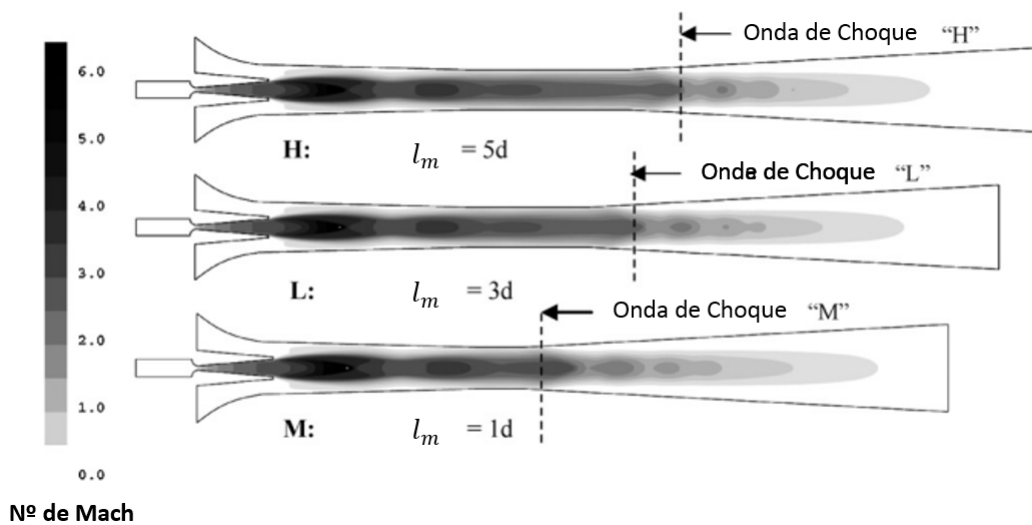


Figura 3.17: Influência do comprimento da secção de área constante na pressão no escoamento [38].

Ejetores com maior L_{MX} podem ser operados a pressões à saída superiores às adotadas em ejtores de menor comprimento uma vez que a distância entre a secção onde se dá a onda de choque e a secção onde ocorre o 2º fenómeno de bloqueamento é superior. Havendo maior distância entre as duas secções melhor é desempenhado o processo de mistura entre os dois fluxos e por isso o fluxo misturado é mais uniforme. A onda de choque é aplanada e um efeito de compressão mais significativo é alcançado nesta secção. Por esta razão menor compressão é requerida da zona do difusor final e por isso maior pressão à saída do ejtor pode ser imposta.

3.4.5.5 Razão de áreas (r_A)

A figura 3.18 apresenta as curvas operacionais de um ejtor em função da razão de áreas (r_A).

O aumento da razão de áreas provoca um aumento na razão de sucção e diminuição na pressão crítica do ejtor. O aumento de r_A é feito mantendo constante a área da garganta do bocal primário e aumentando a área da zona de constante. Dessa forma, o caudal de fluxo primário admitido é mesmo, devido ao fenómeno de bloqueamento, o aumento da área da zona de secção constante permite um aumento na área efetiva o que implica um aumento no caudal de fluxo secundário admitido no ejtor no mesmo período de tempo [39].

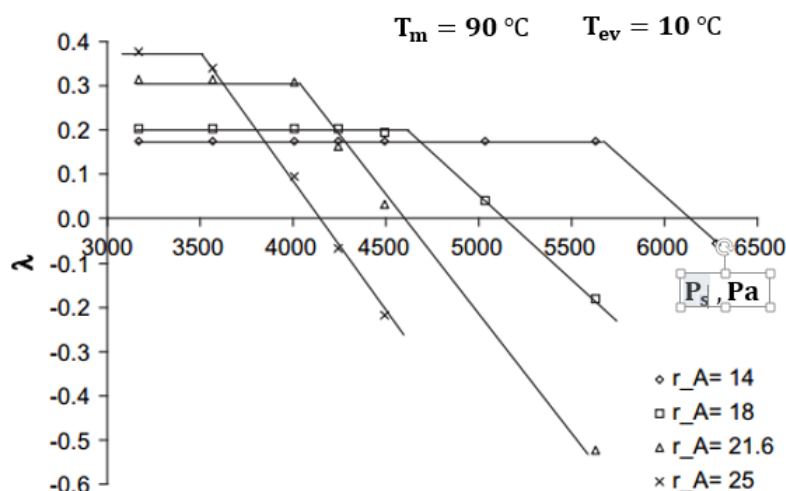


Figura 3.18: Influência da razão de áreas no desempenho de um ejtor de vapor de água ($T_{EV} = 10^{\circ}C; T_M = 90^{\circ}C$)[27].

3.4.5.6 Posição da saída do bocal primário (NXP)

A posição da saída do bocal primário (NXP) tem influência semelhante na pressão crítica do ejtor bem como na razão de sucção. Para ambos verifica-se o mesmo comportamento: aumento até um valor máximo com o aumento de NXP até um valor máximo e

posterior decréscimo com o aumento de NXP. Identifica-se assim a existência de um valor ótimo de NXP, um valor que maximiza a pressão crítica do ejetor e a razão de sucção.

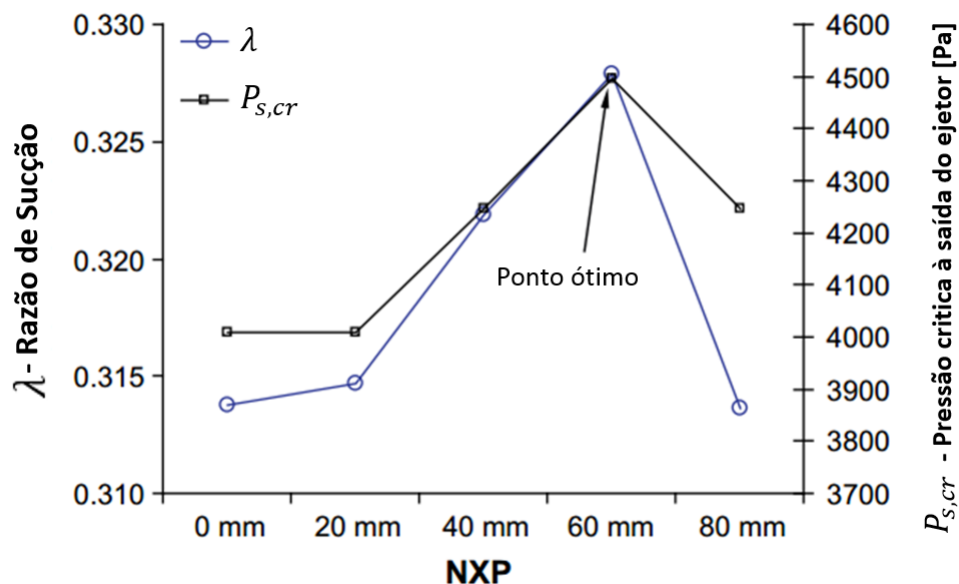


Figura 3.19: Influência de NXP na pressão à saída do ejetor crítica $P_{s,cr}$ e na razão de sucção λ ($r_A = 22; T_{EV} = 10^\circ C; T_M = 90^\circ C$) [27].

3.5 Condensador

O condensador é tipicamente um permutador de calor indireto ligado a um sistema de ventilação responsável por remover os gases não condensáveis. Os condensadores usados em maior escala em sistemas de compressão térmica de vapor são do tipo contracorrente. No seu interior calor é transferido entre o fluxo de destilado no estado de vapor saturado proveniente do evaporador e o fluxo de água salgada necessário para condensar totalmente o destilado. No interior do condensador efetua-se também a separação entre a água destilada a ser reencaminhada para os tanques de armazenamento e os gases não condensáveis que necessitam de ser removidos por ventilação. O caudal mássico de água de arrefecimento é determinado tendo em conta esta restrição e de forma a maximizar a temperatura do fluxo de água salgada à saída do permutador. As unidades utilizadas são tipicamente de elevada eficiência (figura 3.20), conseguem-se por isso temperaturas à saída do condensador a rondar os 3-5 °C abaixo da temperatura de condensação do vapor de destilado [7].

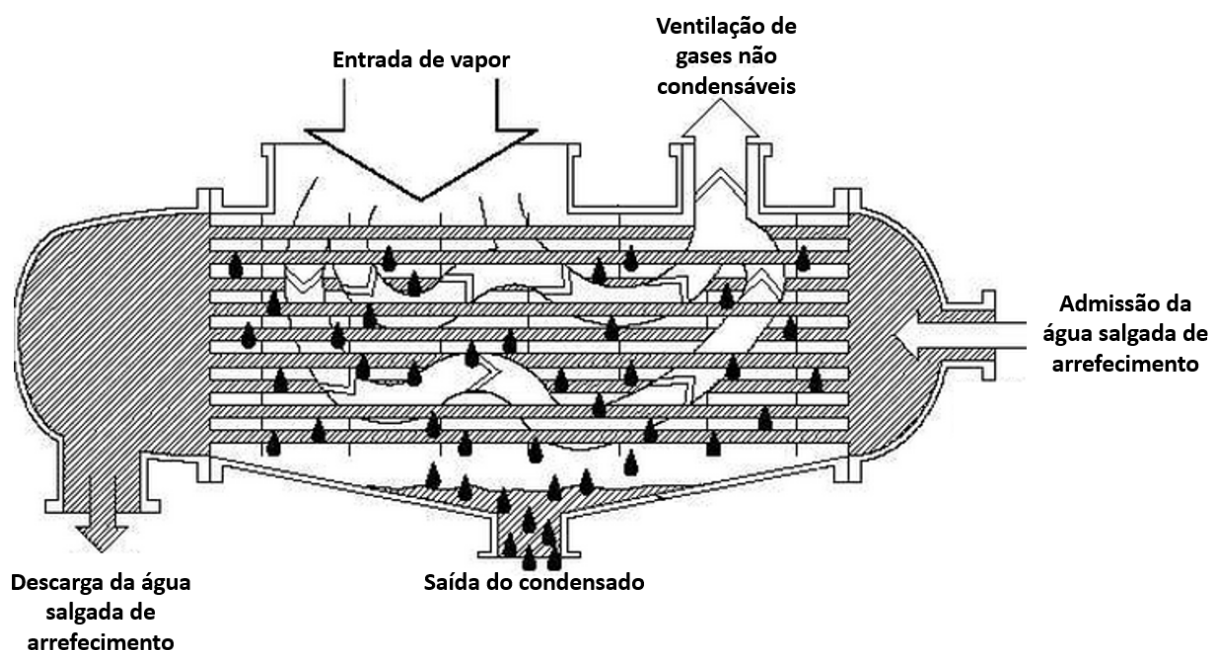


Figura 3.20: Exemplo de condensador de superfície em contracorrente [40].

3.6 Fenómenos adversos ao bom funcionamento do sistema de dessalinização

3.6.1 Colmatação

O fenómeno de colmatação define-se como a acumulação de material indesejável em superfícies sólidas com detrimento da função de um componente. No âmbito do processo de dessalinização por compressão térmica de vapor os fenómenos de colmatação mais assinaláveis são: calcificação, colmatação por partículas e colmatação biológica [41].

3.6.1.1 Calcificação

O fenómeno de calcificação consiste na precipitação de sais de solubilidade inversa. Sais de solubilidade inversa são compostos iónicos cuja constante de solubilidade decresce com o aumento da temperatura. Uma vez que a solubilidade destes sais decresce com a temperatura a deposição dos mesmos ocorre nas superfícies quentes do sistema, como por exemplo a superfície tubular do permutador de calor presente no evaporador.

A deposição de sais nas superfícies de transferência de calor resulta na introdução de um resistência térmica adicional, pelo que para a mesma diferença de temperatura o fluxo que atravessa a secção é menor. A deposição de sais provoca uma redução na eficiência do equipamento.

A calcificação é um fenómeno governado pelo equilíbrio químico. O equilíbrio químico é afetado pela concentração de reagentes, produtos de reação, temperatura e pressão [42]. A concentração de reagentes, neste caso, os iões que compõe o sal, favorece a precipitação.

O pré tratamento da água salgada admitida permite reduzir a concentração dos reagentes bem como a eliminação de espécies químicas catalisadoras da reação de precipitação.

No âmbito da dessalinização e tratamento de águas, os tipos de depositos classificam-se em depositos alcalinos (depositos macios) e depositos não alcalinos (depositos duros). A prevenção de formação das depositos alcalinos é conseguida através da implementação dos seguintes métodos: doseamento de ácidos, uso de polifosfatos e troca iónica. Os depositos não-alcalinos são de particular preocupação nas unidades de dessalinização e como exemplos de depositos não-alcalinos apresentam-se o sulfato de Cálcio ($CaSO_4$), o fosfato de Cálcio ($CaPO_4$) e os silicatos. O controlo da formação de depósitos de sulfatos é particularmente relevante nas instalações de dessalinização[42].

A temperatura de ebulição do primeiro efeito, vulgarmente designada por *Top Brine Temperature* (TBT), representa um parâmetro de elevada importância no desenho e controlo de uma instalação de dessalinização uma vez que representa a máxima temperatura a que está sujeita água com salinidade assinalável. A elevação de TBT acima do limite de solubilidade do sulfato de cálcio implicaria a aplicação de tratamentos químicos como o doseamento de ácidos ou introdução de aditivos na água salgada para controlar o fenómeno de calcificação. Estes tratamentos são caros e perigosos [43]. Harris [44] recomenda a adopção de TBT menor que 66°C para evitar a precipitação de sais de hidróxido de magnésio.

Os evaporadores, por serem os componentes de maior temperatura operativa representam os componentes de maior risco. No entanto os condensadores devido à elevada concentração em sais e ausência de pré-tratamento da água salgada admitida também são propensos à deposição de sais de solubilidade inversa.

3.6.1.2 Colmatção por particulas

Deposição de sólidos em suspensão na água salgada nas superficies de transferência de calor submersas pela água salgada. As particulas em suspensão depositam-se por gravidade. No caso de condensadores em unidades de dessalinização, único componente onde este fenómeno tem dimensão, as partículas em questão são sais minerais [41].

3.6.1.3 Colmatção biológica

Consiste na deposição, adesão ou crescimento de micro e/ou macroorganismos na superfície de transferência de calor. Estes organismos sobrevivem em média numa escala de temperaturas entre os 0°C e os 90°C, proliferando ente os 20°C e os 50°C. Exemplos de microorganismos que infestam condensadores de unidades de dessalinização são algas, fungos e bacterias. No caso dos macroorganismos, os mais relevantes são cirripedias, ameijoas e outros e moluscos bivalves - macroorganismos [41].

3.6.2 Gases não condensáveis

A presença de gases não-condensáveis como ar e Dióxido de Carbono dissolvidos na água salgada são indesejáveis durante os processos de mudança de fase por várias razões, das quais:

- Redução do coeficiente de transferência de calor devido à baixa condutividade térmica que os gases não condensáveis apresentam. A redução do coeficiente de transferência de calor impõe a adoção de maiores áreas de transferência de calor para que o calor transferido seja o correspondente às condições de projeto. [41]
- Agravamento do fenómeno de corrosão devido à presença de CO_2 e O_2 em maiores quantidades nas superfícies sensíveis ao fenómeno; [41]
- Redução da pressão parcial da água na mistura e por conseguinte redução na temperatura de condensação, o que requer maior caudal de água de arrefecimento no condensador. Para além disso a temperatura da água salgada à entrada do evaporador é menor pelo que maior caudal de vapor produzido pelo ejetor tem de ser admitido de forma a manter constante a quantidade de destilado produzida. [7]

A necessidade de ventilação dos gases não condensáveis no condensador, onde a sua presença é mais indesejável, torna-se por isso fundamental. Na inicialização do processo e nas ações de manutenção os evaporadores e o condensador são colocados em contacto com a atmosfera ambiente permitindo o escoamento natural dos gases. Em regime permanente, a ventilação no condensador é levada a cabo através de um segundo ejetor ou através de uma bomba de vácuo. Nos evaporadores a influencia dos gases não condensáveis também é relevante, neste componente a presença de gases não condensáveis explica-se pela infiltração de ar ambiente pelo corpo do evaporador. Quanto menor a pressão no interior do evaporador maior a propensão a infiltrações e por isso maior a concentração de gases não condensáveis.

Capítulo 4

Desenvolvimento do modelo matemático

O sistema modelado é constituído por uma unidade de dessalinização por compressão térmica de vapor de n efeitos acoplado a um sistema de aproveitamento de energia solar (apresentado esquematicamente na Figura 4.1).

A unidade de dessalinização por TVC transforma água salgada em água dessalinizada rejeitando salmoura e água salgada, esta última utilizada para o arrefecimento do condensador. Para isso a unidade de dessalinização requer calor (\dot{Q}_u) e trabalho para a compressão de diversos fluxos mássicos - \dot{W}_T .

Na unidade de aproveitamento de energia solar, radiação solar (\dot{R}_{sol}) incidente é transformada em calor (\dot{Q}_u) que por sua vez é utilizado na vaporização do fluxo motriz condensado. O rendimento deste sistema é menor que a unidade pelo que há dissipação de calor durante o processo (\dot{Q}_{dis}).

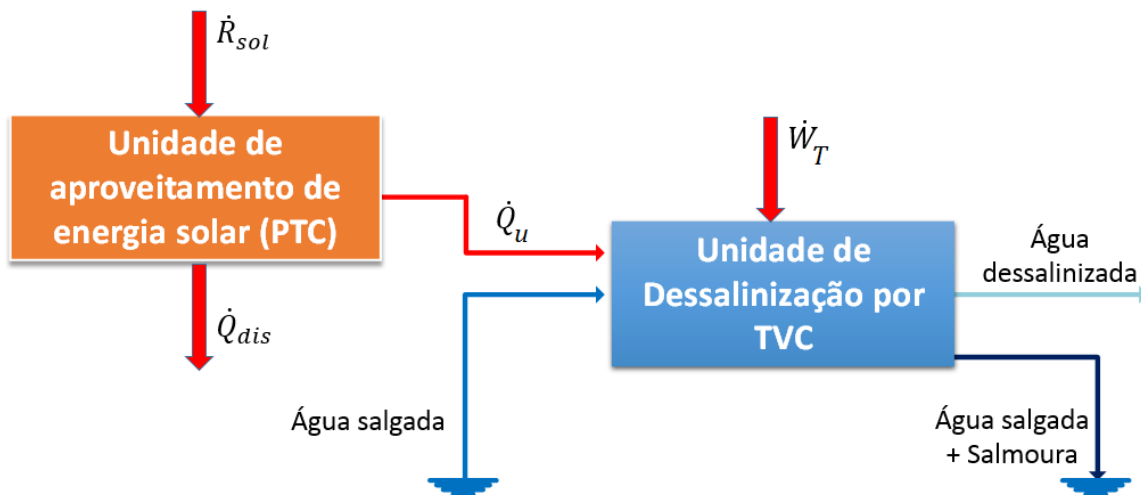


Figura 4.1: Esquema do sistema modelado.

A unidade de aproveitamento de energia solar, representada esquematicamente na Fi-

gura 4.2, é composta pelo conjunto de coletores solares, um gerador de vapor, um reservatório de termofluido e os restantes componentes hidráulicos. Os componentes hidráulicos consistem em bombas de circulação, válvulas e condutas de influência desprezável para o estudo desenvolvido.

O termofluido usado, a dimensão do reservatório, entre outras particularidades desta unidade não serão analisadas por se encontrarem fora do âmbito desta tese de mestrado.

O gerador de vapor representa o componente de ligação entre a unidade solar e a unidade de dessalinização. Na fronteira comum das duas unidades é trocado calor proveniente do aproveitamento solar (\dot{Q}_u).

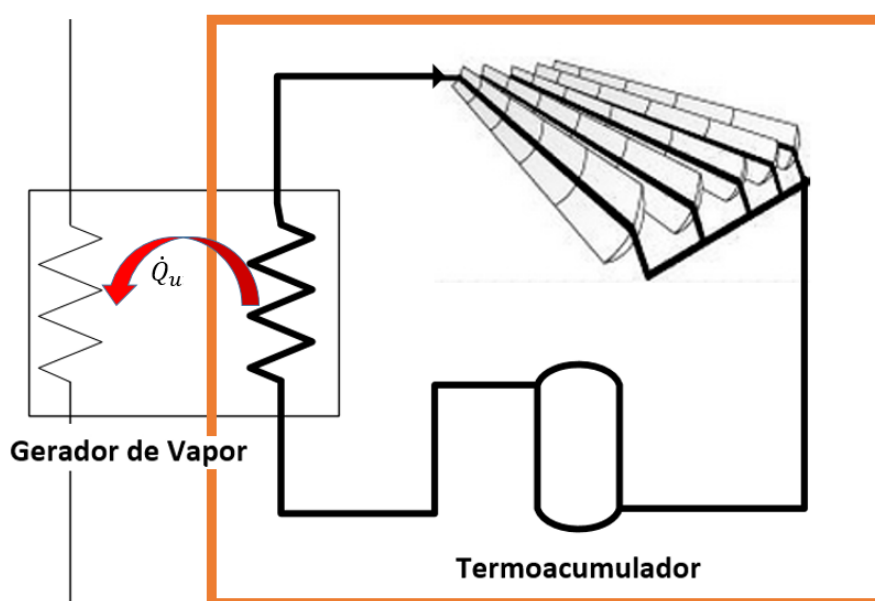


Figura 4.2: Esquema da unidade de aproveitamento da energia solar

A unidade de dessalinização produz água dessalinizada pelo método de compressão térmica de vapor.

O modelo desenvolvido tem como uma das variáveis de entrada o número de efeitos (N). Se o número de efeitos for 1 então o sistema de dessalinização é TVC de efeito único, cuja descrição é apresentada na secção 3.1. Se o número de efeitos for superior a 1 então o sistema de dessalinização é MED-TVC com configuração em paralelo. Neste caso, o modelo implementado difere do que foi descrito para MED-TVC de configuração em paralelo na secção 3.2 na medida em que não são implementadas *Flash Boxes*.

De forma a alinhar os interesses desta tese de mestrado com os interesses do projeto de dessalinização submetido para financiamento as *Flash Boxes* não foram implementadas. O projecto submetido para financiamento prevê um sistema de dessalinização de pequena dimensão e complexidade, valorizando-se mais a simplicidade de operação e composição do sistema do que o aumento de eficiência energética que adviria da introdução das *Flash Boxes*.

A introdução de válvulas de expansão no sistema modelado efetuou-se com o intuito de avaliar a variação de temperatura quer da água salgada, quer da salmoura admitidas em cada efeito.

As diversas bombas visíveis na figura 4.1 foram implementadas de forma a avaliar as necessidades energéticas associadas à compressão dos diferentes fluxos.

Não se introduziram componentes hidráulicos no desenho, como bombas de circulação, válvulas de mistura, entre outros. A razão por detrás deste facto é o desconhecimento, nesta fase do projeto, da dimensão dos diversos componentes do sistema, das perdas de carga locais e em linha do circuito hidráulico.

4.1 Desenvolvimento do modelo matemático termo-dinâmico

4.1.1 Pressupostos do modelo

Em qualquer modelo matemático é necessário considerar alguns pressupostos durante o desenvolvimento. A validade do modelo si é fundamentalmente dependente desses pressupostos.

- Regime permanente;
- O destilado produzido tem concentração nula em sais dissolvidos ($X_D = 0$);
- Transferência de calor entre os constituintes do sistema e a envolvente é nula, equações adiabáticas;
- Perdas de carga locais e em linha desprezáveis;
- Divisão igual do caudal de água salgada em cada efeito;
- Diferença de temperatura entre efeitos é constante;
- Ejetor de vapor adiabático;
- Ausência de gases não condensáveis;
- Não existem depósitos nas superfícies de transferência de calor;
- O calor específico do vapor de água nas diferentes zonas que compõe o ejedor de vapor é constante e de valor igual ao calor específico determinado para as propriedades do fluxo motriz à entrada do ejedor.;

4.1.1.1 Definição dos estados termodinâmicos nos vários componentes do sistema

A figura 4.3 apresenta o sistema modelado em detalhe com a identificação dos nomes das variáveis utilizadas. De forma a facilitar a compreensão dos balanços de energia e massa deduzidos neste capítulo, os estados termodinâmicos correspondentes aos vários pontos na figura 4.3, são resumidos na tabela 4.1.

Tabela 4.1: Estados termodinâmicos do sistema modelado.

Símbolo	Descrição	Estado
DF	Entrada do tanque de armazenamento de destilado;	Líquido subarrefecido
EV	Estado do vapor secundário à entrada do ejetor;	Vapor sobreaquecido
BC(n)	Saída da bomba Br;	Líquido subarrefecido
EVs	Entrada da bomba EV;	Líquido subarrefecido
F	Estado da água salgada à entrada das válvulas de expansão	Líquido subarrefecido
M	Estado do vapor primário à entrada do ejetor;	Vapor sobreaquecido
Mb	Saída da bomba M;	Líquido subarrefecido
Ms	Entrada da bomba M;	Líquido subarrefecido
S	Estado do vapor à saída do ejetor;	Vapor sobreaquecido
S'	Estado do vapor no lado quente à saída do evaporador 1;	Líquido subarrefecido
SW	Estado da água salgada à entrada da unidade de dessalinização;	Líquido subarrefecido
VC	Estado do vapor produzido no evaporador n à entrada do condensador;	Vapor saturado

Relativamente ao estado de água salgada à entrada na unidade de dessalinização (SW), considera-se que a pressão corresponde à pressão atmosférica (101 kPa).

Relativamente ao estado da salmoura à saída da bomba Br (BC(n)), a sua pressão é 10% mais elevada que a atmosférica (111 kPa).

O estado de vapor primário à entrada do ejetor de vapor (M) é vapor sobreaquecido

de forma a evitar a formação de gotículas de água no interior do ejetor de vapor que provocam elevada erosão e aumentam a suscetibilidade a corrosão. Por isso, um grau de sobreaquecimento de 10 °C foi aplicado.

O estado do vapor no lado quente à saída do evaporador 1 (S') tem subarrefecimento imposto de 5°C.

O fluxo do lado quente à saída do evaporador 1 (S'), o fluxo à entrada da bomba M (Ms) e o fluxo à entrada da bomba EV (EVs) diferem apenas no caudal mássico - equação 4.1.

$$\dot{m}_S = \dot{m}_M + \dot{m}_{EV} \quad (4.1)$$

O vapor produzido no evaporador n à saída do mesmo (Vd(n)), o vapor à entrada do condensador (VC) e o vapor secundário à entrada do ejetor (EV) só diferem no caudal mássico.

Devido ao número de efeitos do sistema ser uma variável de entrada do modelo, as equações de balanços foram elaboradas para o evaporador "i", onde i representa o número do efeito. A contagem começa em um com a saída do ejetor como é indicado na Figura 4.3. A figura 4.4, apresenta os fluxos de entrada e saída para o evaporador i, onde $2 \leq i \leq (n - 1)$.

Os estados termodinâmicos representados na figura 4.4 são resumidos na tabela 4.2.

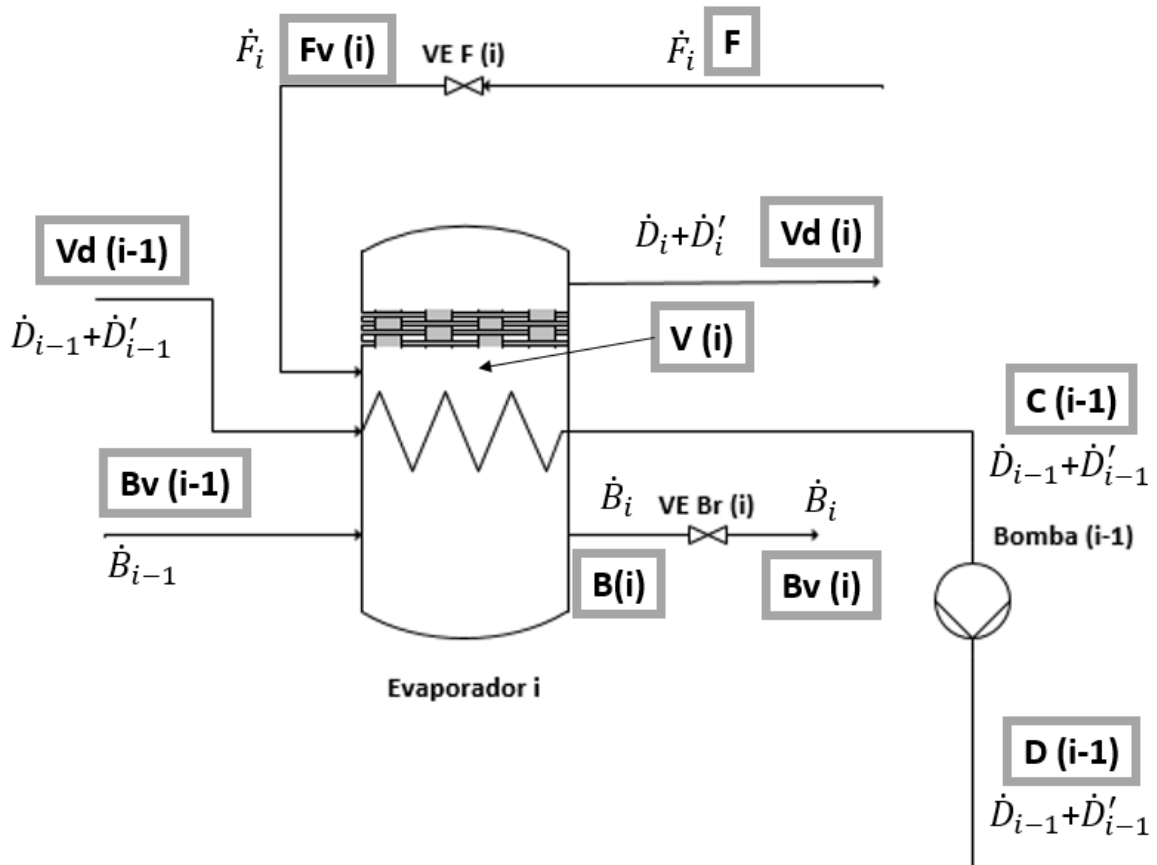


Figura 4.4: Detalhe do sistema no efeito i.

Símbolo	Descrição	Estado
B(i)	Estado da salmoura à saída do evaporador i;	Líquido subarrefecido
Bv(i)	Estado da salmoura proveniente do estágio (i) à saída da válvula de expansão VE Br(i);	Líquido subarrefecido
C(i)	Estado do fluido quente à saída do evaporador (i+1);	Líquido saturado
D(i)	Estado do fluxo à saída da Bomba i;	Líquido subarrefecido
EP(i)	Estado da salmoura imediatamente antes do fenómeno de evaporação parcial.	Líquido saturado
Fv(i)	Estado da água salgada admitida na unidade de dessalinização à saída da válvula de expansão VE F(i);	Líquido subarrefecido
L(i)	Estado do destilado em líquido saturado à pressão de vaporização do evaporador i ($P_{V(i)}$);	Líquido saturado
V(i)	Estado do vapor destilado no interior do evaporador i;	Vapor saturado
vd(i)	Vd(i): Estado do vapor destilado à saída do evaporador i, depois de passar pelo eliminador de névoa;	Vapor sobreaquecido

Tabela 4.2: Estados termodinâmicos representados na figura 4.4

ΔT é a diferença entre as temperaturas de saturação do vapor destilado de efeitos subsequentes. É considerado constante e definido como variável de entrada no modelo matemático. A temperatura de vapor dos restantes efeitos é calculada a partir da equação 4.2.

$$T_{V(i)} = T_{V(i-1)} - \Delta T \quad (4.2)$$

Considera-se que a pressão à saída da bomba i a pressão é de $111kPa$.

Apesar de não estarem representados na figura, os estados L(i) e EP(i) são importantes para a formulação das equações que compõe o modelo matemático.

Os pontos definidos nas figuras 4.3 e 4.4 servem de base para a análise matemática do sistema com os seguintes componentes principais:

O sistema modelado é apresentado na figura 4.3 e é constituído por:

- 1 Ejetor de vapor;
- n evaporadores do tipo *Horinzontal thin falling film*;
- 1 Condensador indireto de superfície em contracorrente;

- (n+3) Bombas;
- (2n-1) Válvulas de expansão adiabáticas;
- 1 Tanque de armazenamento de destilado;
- 1 Gerador de vapor;
- Conjunto de coletores solares do tipo "*Parabolic Through Colector*";

O princípio de funcionamento do sistema modelado é em tudo semelhante ao desenvolvido na secção 3.2, diferindo apenas na não inclusão de *Flash Boxes*.

4.1.2 Desenvolvimento do modelo matemático para a simulação do desempenho do sistema

O modelo matemático do sistema é desenvolvido nesta secção de forma a estudar o efeito das várias variáveis de entrada no desempenho do sistema. O modelo é baseado em balanços mássicos e energéticos em torno dos evaporadores, do ejetor de vapor, das válvulas de expansão, das bombas e do condensador bem como equações de transferência de calor baseadas em relações empíricas para o condensador e evaporador.

4.1.2.1 Balanço global

No desenvolvimento do balanço mássico global do sistema é apenas necessário considerar a unidade de dessalinização, uma vez que a unidade de aproveitamento de energia solar é um sistema fechado. Por sua vez, a unidade de dessalinização é um sistema aberto e a equação 4.3 define, portanto, o balanço mássico global do sistema.

$$\dot{m}_F = \dot{m}_D + \dot{m}_B \quad (4.3)$$

Por sua vez, o balanço mássico de sais global, resulta na equação seguinte:

$$\dot{m}_F \cdot X_F = \dot{B}_N \cdot X_{B(n)} \quad (4.4)$$

O desenvolvimento do balanço global do sistema será efetuado estabelecendo 2 equações, cada uma referente ao balanço energético nas duas unidades que compõem o sistema. Na unidade de dessalinização, o sistema admite água salgada ($\dot{m}_{CW} + \dot{m}_F$), no estado SW e rejeita um fluxo de água salgada menor ao admitido \dot{m}_{CW} no estado F. Devido ao processo de dessalinização \dot{m}_F é dividido em \dot{m}_B e \dot{m}_D nos estados BC(n) e Df respectivamente. O sistema requer um trabalho de bombagem não desprezável (\dot{W}_T) fornecido às bombas representados na figura 4.3. O balanço energético da unidade de dessalinização é dado por:

$$(\dot{m}_{CW} + \dot{m}_F) \cdot (h_{SW}) + \dot{W}_T + \dot{Q}_u = \dot{m}_{CW} \cdot h_F + \dot{m}_D \cdot h_{Df} + \dot{m}_B \cdot h_{BC(n)} \quad (4.5)$$

A unidade de aproveitamento de energia solar, devido à necessidade de temperaturas relativamente elevadas no gerador de vapor e de forma a assegurar um rendimento relativamente elevado, é composta por coletores concentrados. O balanço energético da unidade de aproveitamento de energia solar é dado pela equação 4.6.

$$\dot{Q}_u = \eta_{sol} \cdot \dot{I} \cdot A_{sol} \quad (4.6)$$

η_{sol} representa o rendimento do coletor solar concentrado adotado (definido pela equação 4.7). Este é do tipo *Parabolic Through Collector*.

$$\eta_{sol} = \eta_{sol,0} \cdot K_{\theta L} - \frac{a_1 \cdot (T_{TF} - T_a)}{\dot{I}} - \frac{a_2 \cdot (T_{TF} - T_a)^2}{\dot{I}} \quad (4.7)$$

Com:

- $\eta_{sol,0}$ - Rendimento ideal do coletor solar, não considerando a influência das perdas pela envolvente;
- a_1 - Coeficiente de perdas de primeira ordem
- a_2 - Coeficiente de perdas segunda ordem
- $K_{\theta,L}$ - Coeficiente de direção que tem em conta a influência do ângulo azimutal dos raios solares no rendimento do coletor;
- T_{TF} - Temperatura do termofluido à saída do coletor solar;
- T_a - Temperatura da envolvente;
- \dot{I} - Radiação incidente na direção perpendicular ao plano do coletor por unidade de área;

Os termos $\frac{a_1 \cdot (T_{TF} - T_a)}{\dot{I}}$ e $\frac{a_2 \cdot (T_{TF} - T_a)^2}{\dot{I}}$ da equação 4.7 representam a fração de calor dissipada por troca de calor com a envolvente.

Por indicação do fabricante, os parâmetros da equação 4.7 pré-determinados, considerando a área de transferência de calor como a área de abertura são: $\eta_{sol,0} = 0.748$; $a_1 = 0.64$; $a_2 = 0$.

Uma vez que as simulações foram efetuadas em regime permanente \dot{I} foi considerado constante de valor $700 [W/m^2]$. O valor considerado é um valor médio anual razoável normalmente utilizado para determinar a curva de rendimento.

Além disso, foi assumido que a temperatura à saída do coletor (T_{TF}) é 10°C superior à do vapor motriz à saída do gerador de vapor (T_M).

O parâmetro $K_{\theta,L}$ em função do ângulo azimutal dos raios solares é apresentado na tabela 4.3 [45].

Ângulo azimutal (°)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$K_{\theta,L}$	1	0.973	0.912	0.82	0.698	0.551	0.385	0.207	0.034	0

Tabela 4.3: Parâmetro $K_{\theta,L}$ em função do ângulo azimutal.

O ângulo azimutal considerado para a determinação do parâmetro $K_{\theta,L}$ foi o ângulo azimutal médio anual para a cidade do Porto. Para isso recorreu-se a uma ferramenta que fornece o ângulo azimutal ao longo de vários dias de cada mês para um ano inteiro. A tabela A.1 presente no anexo A, apresenta os dados fornecidos pela respectiva ferramenta. O ângulo azimutal médio anual calculado pelo método descrito foi de 35.7° . Interpolando com os valores da tabela 4.3 o valor de $K_{\theta,L}$ é 0.75.

Substituindo as constantes na equação 4.7 obtém-se a equação seguinte em função de T_a e T_{TF} :

$$\eta_{sol} = 0.561 - 9.14 \cdot 10^{-4} \cdot (T_{TF} - T_a) \quad (4.8)$$

4.1.2.2 Condensador

Na figura 4.3 encontra-se representado o condensador e os fluxos que entram e saem do mesmo. No condensador é admitido o fluxo de água salgada ($\dot{m}_F + \dot{m}_{CW}$) à temperatura T_{sw} e o fluxo \dot{m}_C proveniente do último estágio no estado VC , que condensa no seu interior. Estabelecendo o balanço energético considerando que as perdas para o exterior do condensador são desprezáveis obtém-se:

$$(\dot{m}_F + \dot{m}_{CW}) \cdot (h_F - h_{sw}) = \dot{m}_C \cdot (h_{VC} - h_{D(n)}) \quad (4.9)$$

Dessouky e Ettouney [7] recomendam, como boa prática, que a diferença entre a temperatura de saída do fluxo de água salgada (T_F), \dot{m}_F , seja considerada inferior em 5°C à temperatura do fluido quente admitido no condensador T_{VC} .

O calor trocado na superfície de transferência de calor do condensador pode ser determinado por:

$$\dot{Q}_C = (\dot{m}_{CW} + \dot{m}_F) \cdot c \cdot (T_F - T_{SW}) \quad (4.10)$$

$LMTD_C$ é a diferença de temperaturas média logarítmica no condensador e é determinado através de:

$$LMTD_C = \frac{(T_F - T_{SW})}{\ln \left(\frac{T_{C(n)} - T_{SW}}{T_{C(n)} - T_F} \right)} \quad (4.11)$$

A área de transferência de calor é obtida por:

$$A_C = \frac{\dot{Q}_C}{U_C \cdot LMTD_C} \quad (4.12)$$

O coeficiente de transferência de calor no condensador (U_C) é determinado através da equação 4.13 apresentada por Al-Mutaz [19] para condensadores típicos para dessalinização por TVC.

$$U_C = 1719.4 + 3206.3 \cdot 10^{-2} \cdot T_{C(n)} - 1597.1 \cdot 10^{-5} \cdot T_{C(n)}^2 + 1991.8 \cdot 10^{-7} \cdot T_{C(n)}^3 \quad (4.13)$$

À saída do condensador o fluxo de água salgada \dot{m}_F divide-se num número de fluxos igual ao número de efeitos, de tal forma que:

$$\dot{m}_F = \sum_{i=1}^n \dot{F}_i \quad (4.14)$$

Cada um desses fluxos segue para o evaporador correspondente (isto é \dot{F}_i segue para o evaporador i). Como pressuposto do modelo, considera-se que o caudal mássico de água salgada que é admitido em cada evaporador é o mesmo, assim:

$$\dot{F}_1 = \dot{F}_2 = \dots = \dot{F}_{n-1} = \dot{F}_n \quad (4.15)$$

Conseqüentemente:

$$\dot{m}_F = \frac{\dot{F}_n}{n} \quad (4.16)$$

4.1.2.3 Evaporador

A figura 4.4 apresenta as entradas e saídas de fluxos no evaporador i .

No evaporador i , parte do fluxo de água salgada admitido (\dot{F}_i) é vaporizado - (\dot{D}_i) - e parte escorre para o fundo do evaporador, a salmoura. No evaporador i é também admitida salmoura proveniente do estágio anterior (\dot{B}_{i-1}) que por estar a uma temperatura superior cede calor a (\dot{F}_i), no entanto a maior contribuição para a vaporização de (\dot{D}_i) é dada por ($\dot{D}_{i-1} + \dot{D}'_{i-1}$) - destilado produzido no efeito anterior - que condensa no interior dos tubos que constituem o permutador de calor no interior do evaporador, vaporizando (\dot{D}_i). Simultaneamente (\dot{B}_{i-1}) evapora parcialmente produzindo o fluxo de destilado (\dot{D}_i).

Assim, $\forall i \in [1; n]$, com $i \in \mathbb{N}$, o balanço mássico no evaporador i é definido pela equação 4.17.

$$\dot{F}_i + \dot{B}_{i-1} = \dot{B}_i + \dot{D}_i + \dot{D}'_i \quad (4.17)$$

Por sua vez, o fluxo de água salgada admitido em cada evaporador, \dot{F}_i é dado por:

$$\dot{F}_i = \frac{\dot{m}_F}{n} \quad (4.18)$$

O balanço mássico de sais no evaporador i é definido pela equação 4.19.

$$X_F \cdot \dot{F}_i + X_{B(i-1)} \cdot \dot{B}_{i-1} = X_{B(i)} \cdot \dot{B}_i \quad (4.19)$$

O balanço energético é definido pela equação seguinte:

$$(\dot{D}_{i-1} + \dot{D}'_{i-1}) \cdot (h_{Vd(i-1)} - h_{C(i-1)}) + \dot{B}_{i-1} \cdot (h_{Bv(i-1)} - h_{B(i)}) = \dot{F}_i \cdot (h_{B(i)} - h_{Fv(i)}) + \dot{D}_i \cdot (h_{V(i)} - h_{L(i)}) \quad (4.20)$$

Os balanços energéticos e mássicos no evaporador 1 são determinados usando as equações de 4.17 a 4.20 aplicando as seguintes condições: $\dot{B}_0=0$; $X_{B(0)}=0$; $h_{Vd(0)} = h_S$; $h_{C(0)} = h_{S'}$.

No eliminador de névoa o fluxo mássico de destilado total, ($\dot{D}_i + \dot{D}'_i$) é separado das gotículas de salmoura presentes no seu seio.

O processo de separação, em regime permanente, é feito à custa de uma redução de pressão no sentido do escoamento. A pressão à saída do eliminador de névoa é dada por:

$$P_{Vd(i)} = P_{V(i)} - \Delta P_{dm} \quad (4.21)$$

Utilizando a correlação desenvolvida por Ettouney é possível, a partir das dimensões do eliminador de névoa e das características do escoamento de vapor no seio do mesmo calcular, através da equação 4.22 [[11] em [46]] a perda de carga.

$$\Delta P_{dm} = 9.583 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{\rho}^{1.597} \cdot \dot{z}^{0.7197} \cdot L_{dm}^{1.388} \quad (4.22)$$

Com:

- $\bar{\rho}$: Massa volúmica média entre o valor à entrada e o valor à saída do eliminador de névoa;
- \dot{z} : Velocidade do escoamento na direcção vertical (z) do evaporador;
- L_{dm} : espessura do eliminador de névoa, comprimento na direcção vertical.

O processo de separação das gotículas no eliminador de névoa é adiabático pelo que o balanço energético é definido pela equação seguinte:

$$h_{V(i)} = h_{Vd(i)} \quad (4.23)$$

O estado termodinâmico do vapor à saída do eliminador de névoa fica totalmente definido através do conhecimento da entalpia e da pressão nesse estado (equações 4.21 e 4.23).

À saída do evaporador n, efetua-se uma divisão de caudais. O vapor produzido no evaporador n é dividido em \dot{m}_C , encaminhado para o lado quente do condensador, e em \dot{m}_{EV} (vapor secundário) encaminhado para o ejetor de vapor.

$$(\dot{D}_n + \dot{D}'_n) = \dot{m}_C + \dot{m}_{EV} \quad (4.24)$$

O calor transferido na superfície do evaporador i é determinado por:

$$\dot{Q}_{E(i)} = (\dot{D}_{i-1} + \dot{D}'_i) \cdot (h_{Vd(i-1)} - h_{C(i-1)}) \quad (4.25)$$

A área de transferência de calor do evaporador i é obtida pela equação seguinte:

$$A_{Ei} = \frac{\dot{Q}_{E(i)}}{U_{E(i)} \cdot (T_{Vd(i-1)} - T_{B(i)})} \quad (4.26)$$

A determinação do coeficiente de transferência de calor no evaporador i ($U_{E(i)}$) através da equação 4.27 é sugerida por Ettouney e Dessouky em [7] e largamente utilizada em modelação de sistemas de dessalinização TVC.

$$U_{E(i)} = 1939.4 + 1405.62 \cdot 10^{-3} \cdot T_{B(i)} - 20.7525 \cdot 10^{-3} \cdot T_{B(i)}^2 + 2.3186 \cdot 10^{-3} \cdot T_{B(i)}^3 \quad (4.27)$$

A vaporização do fluxo de mássico de destilado (\dot{D}_i) exige a elevação da temperatura do fluxo de água salgada admitido nesse evaporador \dot{F}_i até à temperatura $T_B(i)$.

$$T_{B(i)} = T_{Vi} + BPE_i \quad (4.28)$$

Numa solução de sais a pressão de vapor do solvente é menor que a pressão que este teria se estivesse no estado de substância pura. Em virtude disso, o ponto de ebulição de uma solução será superior ao ponto de ebulição do solvente do estado puro já que a

solução necessitará de ser aquecida até uma temperatura superior para que a pressão do vapor seja igual a pressão ambiente (definição de ponto de ebulição). À quantidade em °K acima da qual a temperatura ebulição para a pressão correspondente tem de ser elevada da-se o nome de *Boiling point elevation* - BPE [47].

$$\text{BPE} = \frac{R \cdot T_V^2 \cdot M \cdot f_{Hoff}}{(h_V - h_L)} \quad (4.29)$$

Sendo:

- R - constante universal - $[J/(mol \cdot ^\circ K)]$;
- T_V a temperatura de ebulição do solvente no estado puro - $[^\circ K]$;
- M - massa molar do soluto- $[g/mol]$;
- $(h_V - h_L)$ calor latente de vaporização por mole de solvente - $[J/mol]$;
- $b_{solucao}$ - molalidade da solução - $[mol/kg]$
- f_{hoff} - fator de *van't Hoff* que tem em conta o efeito da dissociação na elevação do ponto de ebulição;

A evaporação parcial do fluxo de salmoura proveniente do estágio anterior ($i - 1$) no estágio seguinte (i) é um fenómeno que ocorre em condições de não-equilíbrio. Sendo o processo definido no modelo matemático através das equações 4.30 – 4.31. No evaporador 1, não há evaporação parcial, uma vez que não há admissão de salmoura a uma pressão superior à do evaporador 1.

Assim $\forall i \in [2; n]$, com $i \in \mathbb{N}$:

$$\dot{D}'_i \cdot (h_{V(i)} - h_{L(i)}) = \dot{B}_{i-1} \cdot c_P \cdot (T_{BV(i-1)} - T_{EP(i)}) \quad (4.30)$$

Sendo $T_{EP(i)}$ definido por:

$$T_{EP(i)} = T_{B(i)} + NEA_i \quad (4.31)$$

E NEA_i definido por:

$$NEA_i = \frac{33 \cdot (T_{Bv(i-1)} - T_{B(i)})}{T_{v(i)}} \quad (4.32)$$

NEA é a diferença de temperatura entre a temperatura de equilíbrio da salmoura no processo ideal e a temperatura efetiva da salmoura no processo real.

Uma vez que no processo de dessalinização analisado o fenómeno de evaporação parcial é de carácter secundário, o vapor produzido no evaporador por evaporação parcial corresponde normalmente a menos de 1% do vapor total produzido nesse evaporador, o calculo de NEA é efetuado recorrendo a uma correlação empirica desenvolvida por Miyatake et al [48] - equação 4.32.

Existem discrepâncias entre o fenômeno de evaporação parcial ideal e o real. O desvio entre as duas realidades é explicado por 3 fatores. Primeiramente devido à produção irreversível de entropia durante o processo real. A produção irreversível de entropia traduz-se na retenção de calor pela salmoura que evapora parcialmente impedindo o aproveitamento desse calor para a formação de vapor suplementar. O segundo fator é inerente ao tempo de duração do processo. O processo de evaporação parcial real dá-se durante um intervalo de tempo finito pelo que as condições de equilíbrio termodinâmico não são atingidas e a temperatura da salmoura é superior à ideal. O 3º fator relevante é a diferença de pressão entre o fundo e o topo da bacia de salmoura devido ao peso das camadas superiores e que eleva o equilíbrio líquido-vapor para valores superiores aos da correspondentes aos da camada superior (de menor pressão). A temperatura da camada superior é definida como a temperatura de equilíbrio - $T_{B(i)}$ para o estágio i .

A temperatura da salmoura proveniente de um estágio anterior, $i-1$ quando entra no estágio seguinte i , considerando as condições de não equilíbrio é dada pela equação 4.31.

4.1.2.4 Ejetor de vapor

O funcionamento do ejedor de vapor é detalhadamente explicado na secção 3.4.2.

O balanço mássico no ejedor de vapor resulta em:

$$\dot{m}_S = \dot{m}_M + \dot{m}_{EV} \quad (4.33)$$

O estabelecimento do balanço energético, considerando o ejedor de vapor como adiabático, resulta em:

$$\dot{m}_S \cdot h_S = \dot{m}_M \cdot h_M + \dot{m}_{EV} \cdot h_{EV} \quad (4.34)$$

O conjunto de equações implementado de forma a determinar a razão de sucção (λ), parâmetro de elevada relevância no desempenho do sistema, já havia sido implementado. Varga [27] e Lebre [49] utilizam esta análise que se baseia na análise desenvolvida por Huang [31]. A análise é unidimensional e retrata os fenômenos que têm lugar no ejedor de vapor, é apresentada resumidamente no anexo B.

As dimensões geométricas do ejedor de vapor foram definidas tomando em consideração recomendações da ASHRAE e o conjunto de expressões matemáticas que define essas dimensões geométricas também já tinha sido desenvolvido [50]. A tabela C.1, presente no anexo C apresenta as recomendações seguidas no estabelecimento das expressões que definem dimensões geométricas do ejedor de vapor.

4.1.2.5 Bombas

As bombas são parte integrante do sistema modelado, tal como é observável na figura 4.3. Foi considerado um rendimento isentrópico (η_{bi}) para todas as bombas de 0.85.

O trabalho das bombas introduzidas para compressão de destilado à saída de cada um dos efeitos é dado por:

$$\dot{W}_{b(i)} = \left(\frac{\dot{D}_i + \dot{D}'_i}{\bar{\rho}} \cdot (P_{D(i)} - P_{C(i)}) \right) \cdot \frac{1}{\eta_{bi}} \quad (4.35)$$

Sendo $\dot{W}_{b,(i)}$ o trabalho da bomba $i \forall i \in [1; n]$, com $i \in \mathbb{N}$ e P_{de} a pressão de descarga. O trabalho da bomba EV pode ser determinado pela equação seguinte:

$$\dot{W}_{b,EV} = \left(\frac{\dot{m}_{EV}}{\bar{\rho}} \cdot (P_{D(0)} - P_{EVs}) \right) \cdot \frac{1}{\eta_{bi}} \quad (4.36)$$

À entrada do tanque de destilado os fluxos de destilado são misturados. Estabelecendo o balanço mássico define-se a quantidade total de destilado produzido no sistema modelado (equação 4.37).

$$\dot{m}_{EV} + \sum_{i=1}^{n-1} \dot{D}_i + \dot{m}_c = \dot{m}_D \quad (4.37)$$

Dado que a pressão à saída das bombas é a pressão de descarga (P_{de}) e estabelecendo o balanço energético define-se o estado termodinâmico do destilado à entrada do tanque de destilado. O balanço energético é dado pela equação seguinte:

$$\dot{m}_{EV} \cdot h_{D(0)} + \sum_{i=1}^{n-1} \dot{D}_i \cdot h_{D(i)} + \dot{m}_c \cdot h_{D(n)} = \dot{m}_D \cdot h_{Df} \quad (4.38)$$

O trabalho da bomba M, bomba responsável pela elevação da pressão do fluxo primário até à pressão P_M é dado por:

$$\dot{W}_{b,M} = \frac{\dot{m}_M \cdot (h_{Mb} - h_{Ms})}{\eta_{bi}} \quad (4.39)$$

O trabalho da bomba Br, responsável pela compressão do caudal mássico total de salmoura produzido pelo sistema, é dado por:

$$\dot{W}_{b,Br} = \left(\frac{\dot{B}_n}{\bar{\rho}} \cdot (P_{BC(n)} - P_{B(n)}) \right) \cdot \frac{1}{\eta_{bi}} \quad (4.40)$$

O trabalho total de compressão do sistema é definido por:

$$\dot{W}_T = \frac{\dot{m}_{EV} \cdot (h_{D(0)} - h_{EVs}) + \dot{m}_M \cdot (h_{Mb} - h_{Ms}) + \sum_{i=1}^n (\dot{D}_i + \dot{D}'_i) \cdot (h_{D(i)} - h_{C(i)})}{\eta_{bi}} \quad (4.41)$$

4.1.2.6 Válvula de expansão

A presença de válvulas de expansão no sistema é essencial para regular a pressão de entrada dos fluxos mássicos nos evaporadores. A introdução de válvulas de expansão faz variar a temperatura dos fluxos de água salgada e da salmoura proveniente de efeitos anteriores, nos evaporadores.

O balanço energético do fluxo de salmoura i , $\forall i \in [1; (n - 1)]$ com $i \in \mathbb{N}$ é dado por:

$$h_{B(i)} = h_{Bv(i)} \quad (4.42)$$

A equação 4.42 em conjunto com o conhecimento da pressão de vapor em cada um dos evaporadores permite a definição do estado termodinâmico da salmoura à entrada do evaporador correspondente.

Por sua vez, o balanço energético do fluxo de água salgada i , $\forall i \in [1; n]$ com $i \in \mathbb{N}$ é dado por:

$$h_F = h_{Fv(i)} \quad (4.43)$$

A equação 4.43 permite a determinação da entalpia de cada um dos fluxos de água salgada à entrada de evaporador correspondente. A pressão destes fluxos é conhecida (pressão de vapor em cada evaporador). O conhecimento da pressão e da entalpia dos fluxos traduz-se na definição do estado termodinâmico do mesmo.

4.2 Parâmetros de desempenho

Gain Output Ratio - GOR, denominado por alguns autores de GR - *Gain Ratio* ou PR - *Performance Ratio* define-se pela razão entre o fluxo mássico de água dessalinizada produzida (\dot{m}_d) sobre o fluxo mássico de vapor motriz consumido (\dot{m}_m).

$$GOR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_M} \quad (4.44)$$

Recovery Ratio - Ω , denominado por alguns autores de CR - *Conversion Ratio* define-se pela razão entre o fluxo mássico de água dessalinizada produzida (\dot{m}_D) sobre o fluxo mássico de água salgada admitida para dessalinização (\dot{m}_F).

$$\Omega = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F} \quad (4.45)$$

Concentration Ratio - C_{RATIO} , define-se pela razão entre a concentração total de sais dissolvidos na água salgada admitida para dessalinização (X_F) e a concentração total máxima de sais dissolvidos na salmoura (X_B).

$$C_{RATIO} = \frac{X_F}{X_B} \quad (4.46)$$

Trabalho específico do processo - w_T , define-se pela razão entre a potência total de compressão e o fluxo mássico de destilado produzido (\dot{m}_d).

$$w_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{m}_D} \quad (4.47)$$

Calor específico do processo - q_T , define-se pela razão entre a potência calorífica fornecida ao vapor motriz no Gerador de vapor (\dot{Q}_{sol}) e fluxo de água dessalinizada produzida (\dot{m}_D).

$$q_T = \frac{\dot{Q}_{sol}}{\dot{m}_D} \quad (4.48)$$

O consumo total específico do processo de dessalinização corresponde à energia total consumida por cada kg de água destilada produzida, assim:

$$cs = q_T + w_T \quad (4.49)$$

O sistema consiste na ligação em série de duas unidades, pelo que a eficiência do sistema é dada por:

$$\epsilon_{sis} = \epsilon_{TVC} \cdot \eta_{sol} \quad (4.50)$$

A eficiência de dessalinização representa a eficiência energética da unidade de dessalinização, a equação 4.51 é desenvolvida aplicando o conceito de COP do ciclo de refrigeração por ejeção ao presente sistema.

$$\epsilon_{TVC} = \frac{\dot{m}_F \cdot (h_F - h_{SW}) + \dot{m}_{EV} \cdot (h_{EV} - h_F)}{\dot{Q}_{solar} + \dot{m}_{CW} \cdot (h_F - h_{SW})} \quad (4.51)$$

A área de transferência de calor específica, a_T é definida pela equação 4.52.

$$a_T = \frac{\sum_{i=1}^n A_{E(i)} + A_C}{\dot{m}_D} \quad (4.52)$$

Para além da área de transferência de calor específica, as áreas de transferência de calor dos dois tipos de permutador usados na unidade de dessalinização, condensador e evaporador, também representam uma informação bastante relevante no desenvolvimento do sistema.

As variáveis de saída a_C e a_E são definidas pelas equações 4.53 e 4.52, respetivamente.

$$a_C = \frac{A_C}{\dot{m}_D} \quad (4.53)$$

$$a_E = \frac{\sum_{i=1}^n A_{E(i)}}{\dot{m}_D} \quad (4.54)$$

A área de coleção solar específica, a_{sol} é definida pela equação 4.55.

$$a_{sol} = \frac{A_{sol}}{\dot{m}_D} \quad (4.55)$$

Com:

$$A_{sol} = \frac{\dot{Q}_{sol}}{\dot{I} \cdot \eta_{sol}} \quad (4.56)$$

O caudal de água de arrefecimento específico s_{mcw} é definido pela equação 4.57.

$$s_{mcw} = \frac{\dot{m}_{CW}}{\dot{m}_D} \quad (4.57)$$

4.3 Implementação do modelo matemático

O modelo matemático foi implementado usando o software EES(F-Chart, EUA) (*Engineering Equation Solver*). O EES(F-Chart, EUA) é um programa de resolução de sistemas de equações não-lineares. Para além disso o programa permite a construção de gráficos e construção de interfaces gráficas que interagem com o modelo matemático de base.

A preferência por este software para a implementação do modelo matemático desenvolvido deve-se à existência, no software, de sub-rotinas que permitem calcular as propriedades termodinâmicas quer da água, quer de água salgada com elevada precisão.

O modelo matemático foi implementado partindo da sub-rotina já existente que analisa unidimensionalmente os fenómenos no ejetor de vapor [27] [49] e fornece as dimensões geométricas do mesmo [50].

Os sistemas de equações não lineares são resolvidos, em ambiente EES(F-Chart, EUA), de forma iterativa. De forma a facilitar a convergência foram definidas várias estimativas iniciais bem como intervalos de solução.

Após execução das tarefas descritas até aqui, o programa está desenvolvido pelo que, a definição das variáveis de entrada permite a resolução do sistema de equações não lineares e a consequente determinação das condições operativas e parâmetros de desempenho do sistema.

As variáveis de entrada do programa desenvolvido são:

- Número de efeitos (n);
- Fluxo mássico de destilado total (\dot{m}_D);
- Temperatura da água salgada admitida no sistema (T_{SW});
- Salinidade da água salgada admitida no sistema (X_F);
- Razão de concentração (C_{RATIO});
- Temperatura de ebulição da água salgada admitida no 1º efeito - *Top Brine Temperature* - ($T_{B(1)}$);
- Temperatura do vapor motriz (T_M);
- Razão de compressão (CR);
- Diferença de temperaturas de ebulição entre efeitos (ΔT);
- Rendimento isentrópico dos compressores $\eta_{compressor}$;

Com o intuito de facilitar a utilização do modelo desenvolvido, criou-se uma interface gráfica em ambiente EES(F-Chart, EUA). Otimizou-se a interface para os sistemas de dessalinização por TVC de 1, 2 efeitos e n efeitos (sendo n o número de efeitos definido pelo utilizador). A primeira janela é uma janela de seleção. É requisitado ao utilizador que escolha o número de efeitos pretendidos para o sistema de dessalinização solar. Após

seleção, o utilizador é direcionado para a janela de apresentação do sistema escolhido (figura 4.5) onde os valores das variáveis de entrada são introduzidos. O sistema de equações não lineares é seguidamente resolvido para essas condições, mediante o clique no botão "calcular" colocado na parte inferior da janela de interface, e são apresentados os parâmetros de desempenho correspondentes.

Sistema de dessalinização solar por TVC - 1 efeito

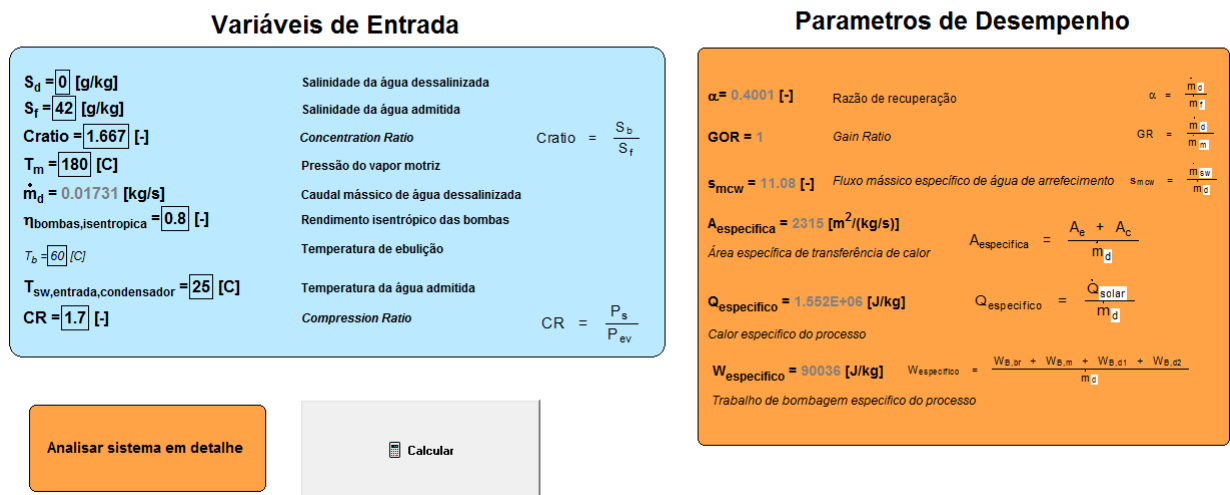


Figura 4.5: Interface gráfica inicial do programa desenvolvido para TVC - efeito único.

Na mesma janela o utilizador tem a opção de analisar com detalhe o sistema. Após clique na opção "Analisar sistema em detalhe" o utilizador é redireccionado para uma nova janela onde é apresentado o esquema onde os fluxos mássicos que circulam em cada um dos troços do sistema, como é visível na Figura 4.6.

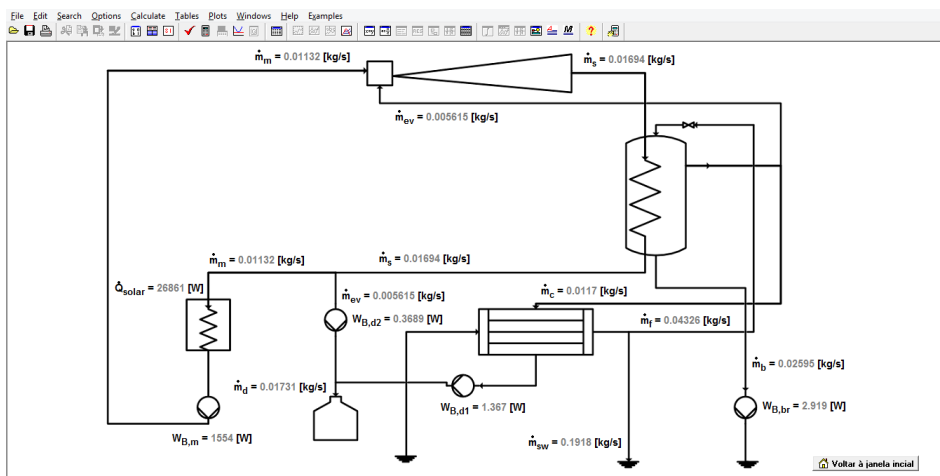


Figura 4.6: Interface gráfica do sistema em detalhe do programa desenvolvido para TVC - efeito único.

Selecionando qualquer um dos componentes apresentados na janela da figura 4.6, através de um clique, o utilizador é redireccionado para uma janela que apresenta esse componente com todas as informações relevantes que o caracterizam, como por exemplo o condensador representado na figura 4.7.

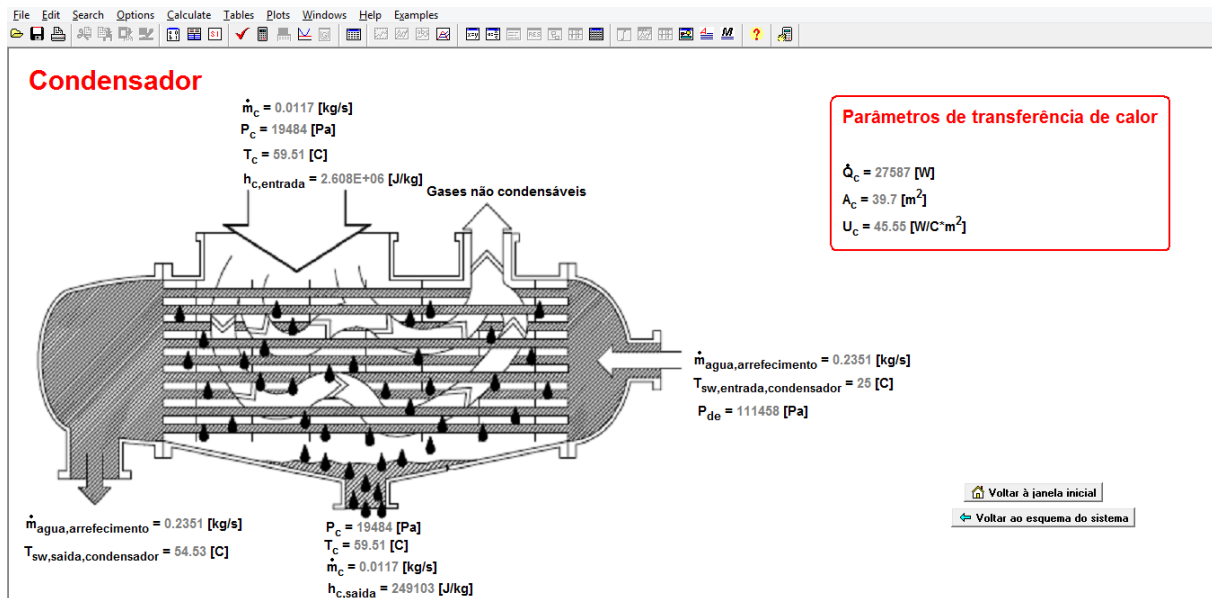


Figura 4.7: Interface gráfica da janela volume de controlo Condensador para TVC - efeito único.

O desenvolvimento deste programa em ambiente EES(F-Chart, EUA) pretende facilitar o estudo de diferentes condições operativas de uma forma rápida e intuitiva.

Capítulo 5

Resultados e Discussão

5.1 Validação do modelo numérico desenvolvido

O modelo desenvolvido foi testado com os casos de estudo publicados por Al-Mutaz em [19]. As Tabelas 5.1 a 5.3 apresentam as variáveis de entrada de cada caso bem como as variáveis de saída determinadas através do modelo desenvolvido em comparação com os dados.

Tabela 5.1: Caso de estudo: Central de Tripoli [19].

Tripoli					
Variáveis de Entrada		Variáveis de Saída	Resultados publicados	Modelo	Erro Relativo [%]
Número de Efeitos	4	GOR	8.4	6.59	27
Pressão do Vapor Motriz [kPa]	2300	Caudal de vapor motriz consumido [kg/s]	6.9	8.8	21
Temperatura de Ebulição do 1º efeito [°C]	60.1	Razão de Expansão	240.9	240.9	0
Diferença de temperaturas entre efeitos [°C]	5	Razão de Sucção	1.27	1.14	11
Temperatura da água salgada à entrada do sistema [°C]	31.5				
Razão de Concentração	1.667				
Razão de Compressão	2.66				
Caudal de destilado produzido [kg/s]	58.02				

Tabela 5.2: Caso de estudo: Central de Umm Al-Nar [19].

Umm Al-Nar					
Variáveis de Entrada		Variáveis de Saída	Resultados publicados	Modelo	Erro Relativo [%]
Número de Efeitos	6	GOR	8.6	10.7	24
Pressão do Vapor Motriz [kPa]	2500	Caudal de vapor motriz consumido [kg/s]	21.2	17.1	19
Temperatura de Ebulição do 1º efeito [°C]	61.8	Razão de Expansão	299.7	295	2
Diferença de temperaturas entre efeitos [°C]	3.8	Razão de Sucção	1.36	1.01	26
Temperatura da água salgada à entrada do sistema [°C]	30				
Razão de Concentração	1.67				
Razão de Compressão	3.12				
Caudal de destilado produzido [kg/s]	183.2				

Tabela 5.3: Caso de estudo: Central de Rabigh [19].

Rabigh					
Variáveis de Entrada		Variáveis de Saída	Resultados publicados	Modelo	Erro Relativo [%]
Número de Efeitos	6	GOR	8.2	9.665	18
Pressão do Vapor Motriz [kPa]	1770	Caudal de vapor motriz consumido [kg/s]	7.06	5.856	17
Temperatura de Ebulição do 1º efeito [°C]	70	Razão de Expansão	151.4	150.7	0
Diferença de temperaturas entre efeitos [°C]	4.1	Razão de Sucção	1.47	1.12	24
Temperatura da água salgada à entrada do sistema [°C]	23				
Razão de Concentração	1.67				
Razão de Compressão	3.22				
Caudal de destilado produzido [kg/s]	56.6				

A central de Tripoli, construída pela *General Electricity Company* é composta por 2 unidades de 4 efeitos com uma produção média de 500 m^3 diários e pré-aquecimento da água salgada admitida. O caso de estudo Umm Al-Nar é uma central integrada de produção de eletricidade e de dessalinização. A unidade de dessalinização contém 7 sub-unidades de dessalinização por *Multi-Stage Flash* e 2 unidades de TVC com 6 efeitos cada.

Por fim, a central de Rabigh com uma capacidade de produção de 10 000 m^3 diários, é integrada na Refinaria de Rabigh da empresa Saudi Aramco. O objetivo desta central é produzir água dessalinizada de baixa qualidade para uso industrial (60 %) e água potável para consumo das populações servidas (40 %)[19].

O erro relativo médio das várias variáveis de saída rondou os 20 %. A razão de expansão determinada pelo modelo desenvolvido nos 3 casos de estudo apresentou um erro relativo máximo de 2 %. O GOR determinado para o caso de estudo Tripoli foi inferior ao determinado pela publicação [19], ao contrário dos outros dois casos de estudo. O sistema de dessalinização da central de Tripoli contém um pré-aquecedor que usa vapor para aquecer a água salgada admitida para dessalinização, esse pré-aquecedor foi introduzido pela publicação mas não no modelo desenvolvido no âmbito desta dissertação de mestrado por isso o GOR determinado pelo modelo é menor que a referência. Este caso de estudo possui o maior erro relativo para o GOR, 27 %. Nos restantes casos de estudo o GOR determinado foi sempre superior ao referido pela publicação e o erro relativo menor. Entende-se que o desvio em relação à situação de referência não é preocupante uma vez que o modelo desenvolvido no âmbito deste tese de mestrado é mais rigoroso. Enquanto que a situação de referência modela o ejetor de vapor recorrendo a relações semi-empíricas, o modelo desenvolvido utiliza o sistema de equações não-lineares que melhor explica os fenómenos físicos que têm lugar no componente descrito em [31]. Para além disso, o modelo matemático desenvolvido contabiliza o vapor produzido por evaporação parcial da salmoura nos evaporadores, ao contrário da publicação [19]. A razão de sucção e o caudal de vapor motriz são variáveis de saída diretamente relacionadas com o desempenho do ejetor de vapor pelo que as suas diferenças em relação à publicação de referência se explicam pela diferença no modelo do ejetor.

5.2 Identificação das variáveis operativas mais importantes

As variáveis de entrada do modelo matemático desenvolvido foram apresentadas na secção 4.3. Aplicou-se o método de análise estatística: "*Surface Reponse Analysis*" usando o software JMP 12 (Reliasoft,EUA) para averiguar quais as variáveis de entrada com maior influência nos parâmetros de desempenho.

Definiram-se as variáveis de entrada e respectivos intervalos de solução - Tabela 5.4 - bem como as variáveis de saída.

O intervalo de temperaturas para a água salgada à entrada do sistema foi [10 – 30] °C. Este intervalo de temperaturas é adequado para várias regiões do globo, como por exemplo zonas banhadas pelo Atlântico, Índico e Pacífico. O intervalo selecionado para a salinidade da água salgada admitida X_F foi [10-50] g/kg . Este intervalo engloba praticamente a gama de salinidades dos principais mares e oceanos. Os intervalos de valores das restantes variáveis de entrada C_{RATIO} , $T_{B(1)}$, T_M e CR foram selecionados por representarem valores típicos para unidades de dessalinização deste tipo [7] [19].

Tabela 5.4: Descrição das variáveis de entrada e respectivos intervalos de operação.

Variável de Entrada	Descrição	Intervalo
T_{SW}	Temperatura de água salgada admitida	10-30
X_F	Salinidade da água salgada admitida no sistema	10-50
C_{RATIO}	Razão de concentração	1.5 – 3
$T_{B(1)}$	Temperatura de ebulição da água salgada admitida no 1º efeito	45-70
T_M	Temperatura do vapor motriz	120-180
CR	Razão de compressão	1.7-3

Após a definição dos intervalos possíveis para as variáveis de entrada, com base no número de variáveis de entrada foi gerada uma amostra. No caso do estudo do sistema para um único efeito a amostra era composta por 46 combinações diferentes das 6 variáveis de entrada. A amostra foi gerada segundo o método *Central Composite Design*[51].

A amostra gerada foi introduzida no programa de EES(F-Chart,EUA). Aqui o modelo foi resolvido para os 54 casos diferentes e como resultado produziu-se uma tabela que para as 46 combinações de variáveis de entrada apresentava os parâmetros de desempenho correspondentes a cada um desses 46 casos.

O modelo estatístico gerou uma curva de resposta que relaciona as variáveis de entrada com as de saída. Como o número de variáveis de entrada e saída é elevado, a curva de resposta é apresentada graficamente sob a forma de 6 curvas para cada variável de saída, cada uma delas apresentando a influência nessa variável de saída de cada uma das 6 variáveis de entrada - figura 5.1.

Com base no modelo estatístico desenvolvido com base no método "*response surface design*" avaliou-se a influência de cada uma das variáveis de entrada nos medidores de desempenho. Os resultados estão resumidos na Figura 5.1. A figura apresenta a influência de cada uma das seis variáveis de entrada nos 8 parâmetros de desempenho selecionados.

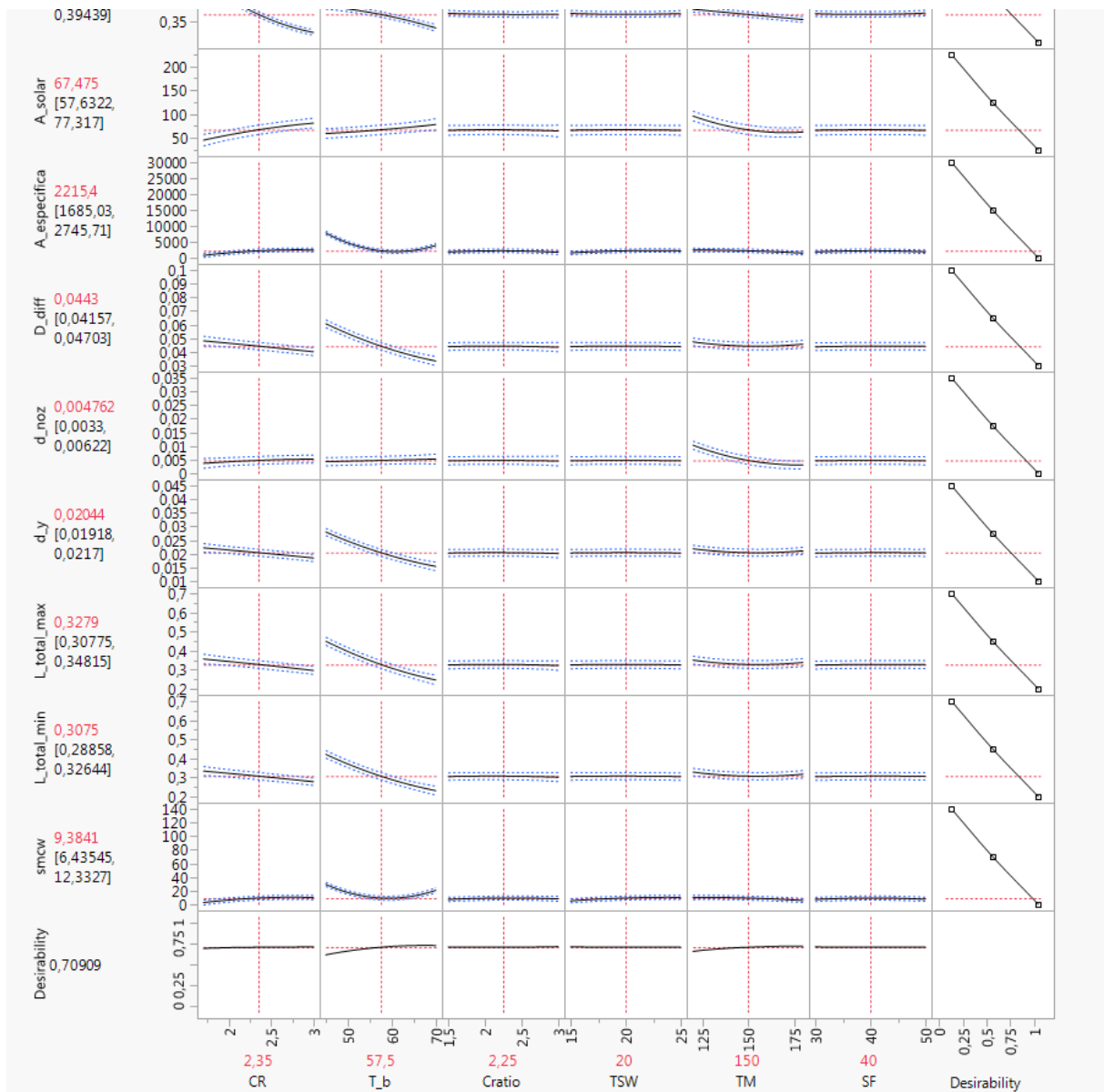


Figura 5.1: Curvas de resposta produzidas pelo software JMP.

As variáveis C_{RATIO} E X_F não têm praticamente influência nos parâmetros de desempenho, como é visível na figura 5.1 pelas curvas dos diferentes parâmetros de desempenho em função de cada uma destas duas variáveis de entrada.

De uma maneira geral as variáveis de entrada com maior influência nos parâmetros de desempenho analisados são: Temperatura de ebulição no 1º efeito, $T_{B(1)}$; Temperatura do vapor motriz, T_M ; Razão de Compressão, CR. As variáveis de saída GOR, w_T , a_E , a_{sol} , r_A confirmam esta tendência.

A análise estatística levada a cabo revela que a_C , s_{mcw} e ϵ_{sis} para além de serem influenciados por CR, $T_{B(1)}$ e T_M também a influência de T_{SW} é significativa.

O comprimento do ejetor de vapor, L_e é apenas influenciado significativamente por CR e $T_{B(1)}$ enquanto que D_{noz} é afetado de forma relevante apenas por T_M e CR.

5.3 Influência das condições operativas no desempenho do sistema com um único efeito

5.3.1 Comportamento de GOR em função das condições operativas

A figura 5.2 apresenta a influência da razão de concentração (CR) mantendo $T_M, T_{B(1)}, T_{SW}, X_F$ e C_{RATIO} constantes.

A figura 5.2 demonstra que a razão de compressão afeta negativamente o GOR, o aumento de CR traduz-se numa diminuição de GOR, o parâmetro de desempenho diminui de 3.25 quando $CR=1.7$ para 1.95 quando CR é 3, o que se traduz numa diminuição percentual de 40 %. Mantendo $T_{B(1)}$ constante está-se consequentemente a manter P_{EV} constante. O aumento de CR traduz-se então num aumento de P_S . Como foi referido na secção 3.4.5.3, o aumento de P_S traduz-se numa diminuição do fluxo de vapor arrastado \dot{m}_{EV} . Para a mesma quantidade de fluxo de água dessalinizada produzido, \dot{m}_D , uma diminuição do fluxo de vapor arrastado \dot{m}_{EV} implica um aumento do fluxo de vapor primário \dot{m}_M . O aumento do fluxo de vapor primário \dot{m}_M implica diretamente uma diminuição de GOR.

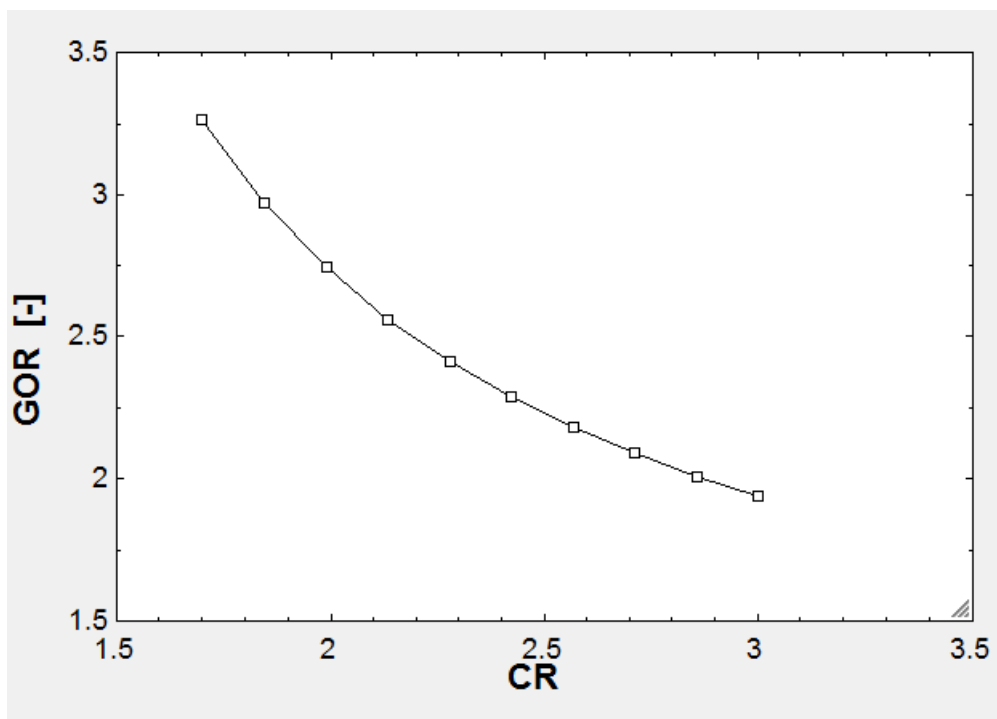


Figura 5.2: GOR vs CR considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C; T_{B(1)} = 45^\circ C; T_{SW} = 25^\circ C; X_F = 42g/kg; C_{RATIO} = 1.667$.

A Figura 5.3 apresenta a influência da temperatura de ebulição do 1º efeito no GOR, permitindo aferir que o parâmetro de desempenho GOR diminui com o aumento da temperatura de ebulição do 1º efeito. A diminuição é menos acentuada do que com a razão

de compressão, sendo que para 1 efeito GOR decresce cerca de 20 % de 3.25 quando $T_{B(1)}$ é 45 °C para 2.7 quando $T_{B(1)}$ é 70 °C. O aumento de $T_{B(1)}$ traduz-se num aumento de P_{EV} . Como CR é mantido constante, um aumento de P_{EV} traduz-se num aumento de P_S . Como foi referido na secção 3.4.5.3, o aumento de P_S traduz-se numa diminuição do fluxo de vapor arrastado \dot{m}_{EV} . O efeito do aumento de P_{EV} é contrário. Como foi referido na secção 3.4.5.2, o aumento de P_{ev} traduz-se num aumento de vapor arrastado \dot{m}_{EV} . A presença de dois efeitos contrários explica a menor preponderância de $T_{B(1)}$ no comportamento de GOR. O efeito preponderante é o aumento de P_S , uma vez que para o fluido de trabalho utilizado, água, a baixas temperaturas a sensibilidade da pressão de saturação à variação de temperatura é menor (ver figura 5.4).

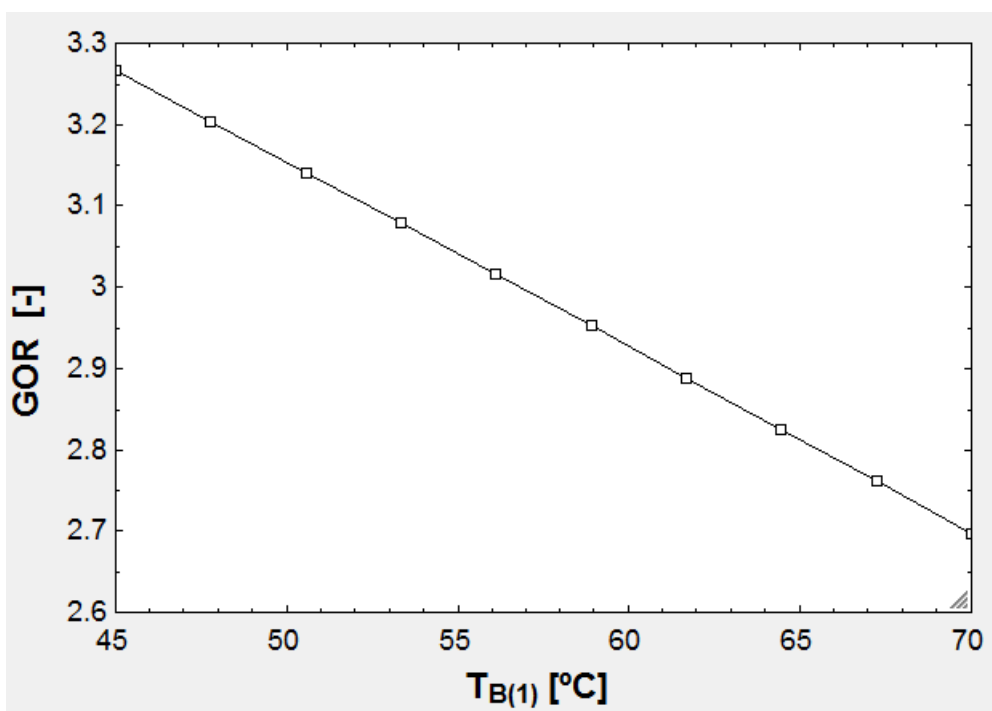


Figura 5.3: GOR vs $T_{B(1)}$ considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

Por outras palavras, o aumento de P_S é mais significativo que o aumento de P_{EV} o que explica que o efeito de P_S na razão de sucção seja mais significativo que o de P_{EV} . Por conseguinte, o fluxo de vapor arrastado \dot{m}_{EV} diminui. Para a mesma quantidade de água dessalinizada produzida esta diminuição implica um aumento do fluxo de vapor primário \dot{m}_M . O aumento de \dot{m}_M traduz-se diretamente numa diminuição de GOR.

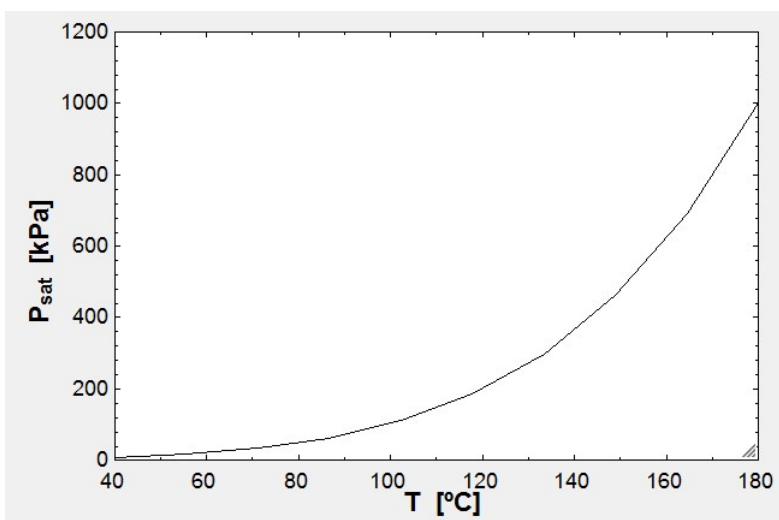


Figura 5.4: Pressão de saturação de vapor de água em função da temperatura.

A figura 5.5 apresenta a influência da temperatura do vapor primário, T_M , no *Gain Output Ratio*. A Figura 5.5 demonstra que o aumento da temperatura do vapor motriz tem uma influência positiva no GOR. Elevando a temperatura do vapor motriz de 120 °C para 180 °C o GOR do sistema, de efeito único, aumentou 35 % de 2.4 quando $T_M=120$ °C para 3.25 quando $T_M=180$ °C. Visto que, P_{EV} e P_S são mantidos constante um aumento de T_M provoca um aumento da razão de sucção - explicado na secção 3.4.5.1. P_{ev} e P_S são constantes uma vez que CR e $T_{B(1)}$ são mantidos constantes. Uma vez que o fluxo de água dessalinizada produzido, \dot{m}_D é constante o aumento de λ traduz-se numa diminuição do fluxo de vapor primário, \dot{m}_M . A diminuição de vapor primário implica diretamente um aumento de GOR.

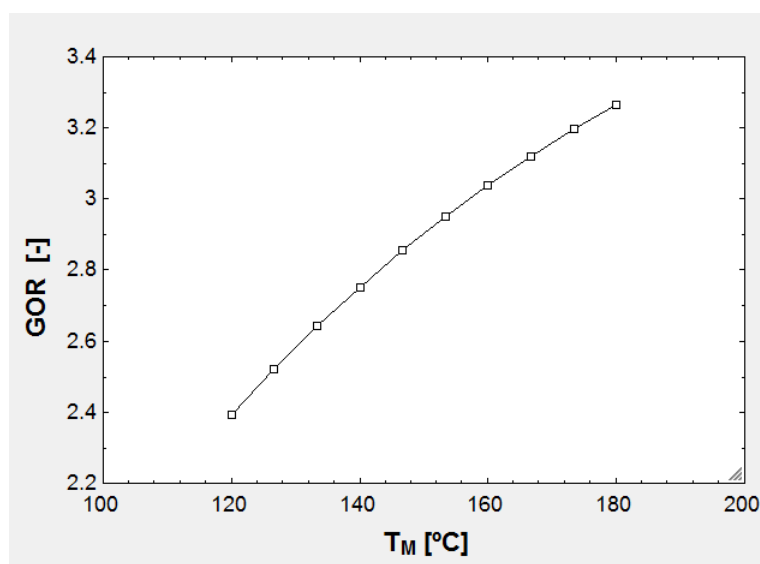


Figura 5.5: GOR vs T_M considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ\text{C}$; CR = 1.7; $T_{SW} = 25^\circ\text{C}$; $X_F = 42\text{g/kg}$; $C_{RATIO} = 1.667$.

Em suma, o comportamento do GOR em função das 3 condições operativas analisadas é monótono, sendo maximizado para o valor o valor máximo do intervalo selecionado para T_M e para o valor mínimo do intervalo selecionado para $T_{B(1)}$ e CR.

5.3.2 Comportamento da área específica do condensador em função das condições operativas

A figura 5.6 apresenta a influência da razão de concentração, CR, na área específica do condensador (a_C). O estudo foi desenvolvido mantendo as restantes condições operativas constantes. O aumento de CR traduz-se num aumento da área específica do condensador, o aumento é bastante acentuado estando na ordem dos 80 %, $a_C = 40 \text{ m}^2/(\text{kg/s})$ quando $\text{CR}=1.7$ e $a_C = 68 \text{ m}^2/(\text{kg/s})$ quando $\text{CR}=3$. Na secção 5.3.1 explicou-se que o aumento de CR provoca uma diminuição de fluxo arrastado \dot{m}_{EV} . Uma vez que a quantidade de destilado total produzida é mantida constante, a quantidade de vapor destilado produzido no último evaporador é constante para um dado número de efeitos. Analisando a Equação 4.24 pode concluir-se que a diminuição de \dot{m}_{EV} se traduz num aumento de \dot{m}_C . Este aumento de \dot{m}_C provoca um aumento na quantidade de calor trocado na superfície do permutador (equações 4.9 e 4.10). Tendo em conta que a diferença de temperaturas, força motriz na transferência de calor, é constante (já que $T_{B(1)}$ é mantida constante), a área de transferência de calor do condensador (A_C) tem de aumentar.

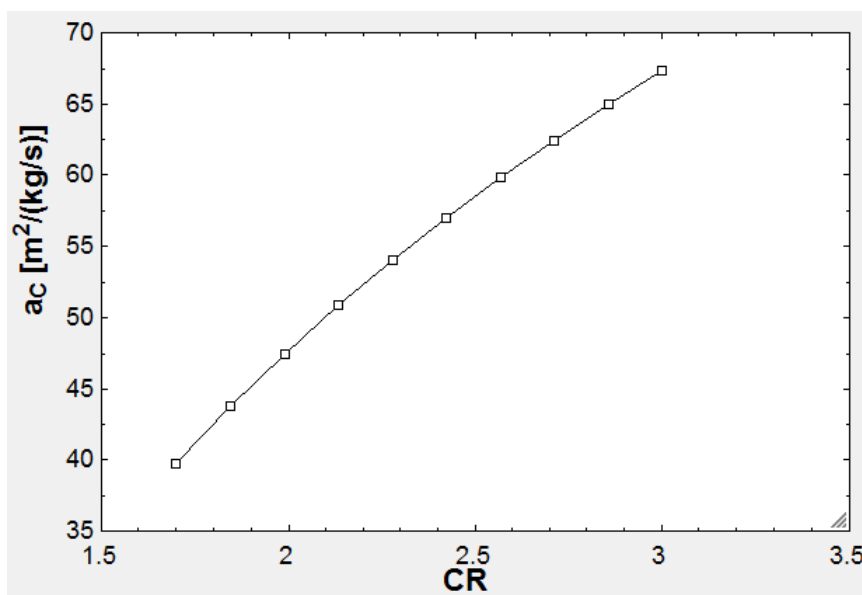


Figura 5.6: a_C vs CR considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ\text{C}$; $T_{B(1)} = 45^\circ\text{C}$; $T_{SW} = 25^\circ\text{C}$; $X_F = 42\text{g/kg}$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A figura 5.7 apresenta a influência da temperatura de ebulição do 1º efeito ($T_{B(1)}$) na área específica do condensador (a_C), mantendo T_M , T_{SW} , CR, X_F e C_{RATIO} constantes.

A influência da temperatura de ebulição do 1º efeito na área específica do condensador é menos significativa que a da razão de compressão, ainda assim verifica-se que o aumento

de $T_{B(1)}$ provoca uma diminuição da área específica do condensador, desde $40 \text{ m}^2/(\text{kg}/\text{s})$ até $26 \text{ m}^2/(\text{kg}/\text{s})$ para $T_{B(1)}=45^\circ\text{C}$ e $T_{B(1)}=70^\circ\text{C}$ respectivamente (correspondente a uma diminuição de 35 %). O aumento de $T_{B(1)}$ traduz-se num aumento de T_{VC} . Por sua vez o aumento de T_{VC} , mantendo T_{SW} constante, provoca um aumento na diferença de temperaturas entre ambos. Como a diferença de temperaturas $T_{VC} - T_F$ é mantida constante por pressuposto do modelo matemático (explicado na secção 4.1.2.2), o aumento de $T_{B(1)}$ traduz-se também num aumento da diferença de temperaturas no condensador, que é proporcional ao fluxo de calor transferido neste componente, o que resulta em menor área de transferência de calor requerida. Para além disso o aumento de $T_{B(1)}$ provoca um aumento no coeficiente de transferência de calor U_C , como é visível na figura 5.8.

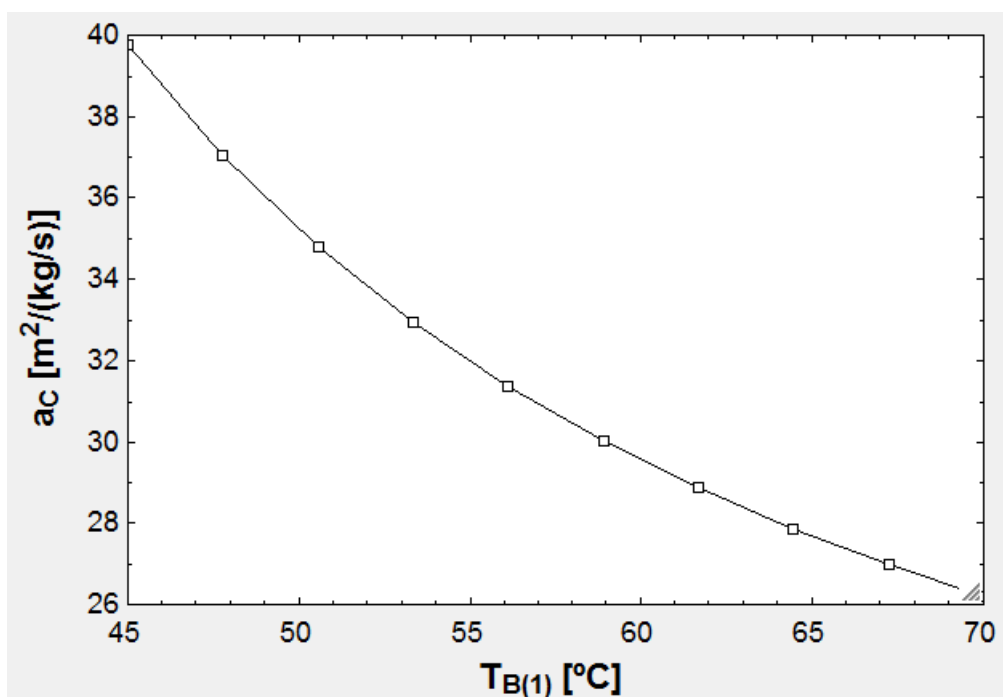


Figura 5.7: a_c vs $T_{B(1)}$ considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ\text{C}$; $\text{CR} = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ\text{C}$; $X_F = 42\text{g}/\text{kg}$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A área específica do condensador é influenciada por dois efeitos opostos: 1º, o aumento de $T_{B(1)}$ resulta num aumento de U_C e da diferença de temperaturas no condensador; 2º, o aumento da temperatura de ebulição do 1º efeito resulta na diminuição do caudal de vapor arrastado, aumentando o calor trocado no evaporador e requerendo maior área de transferência de calor.

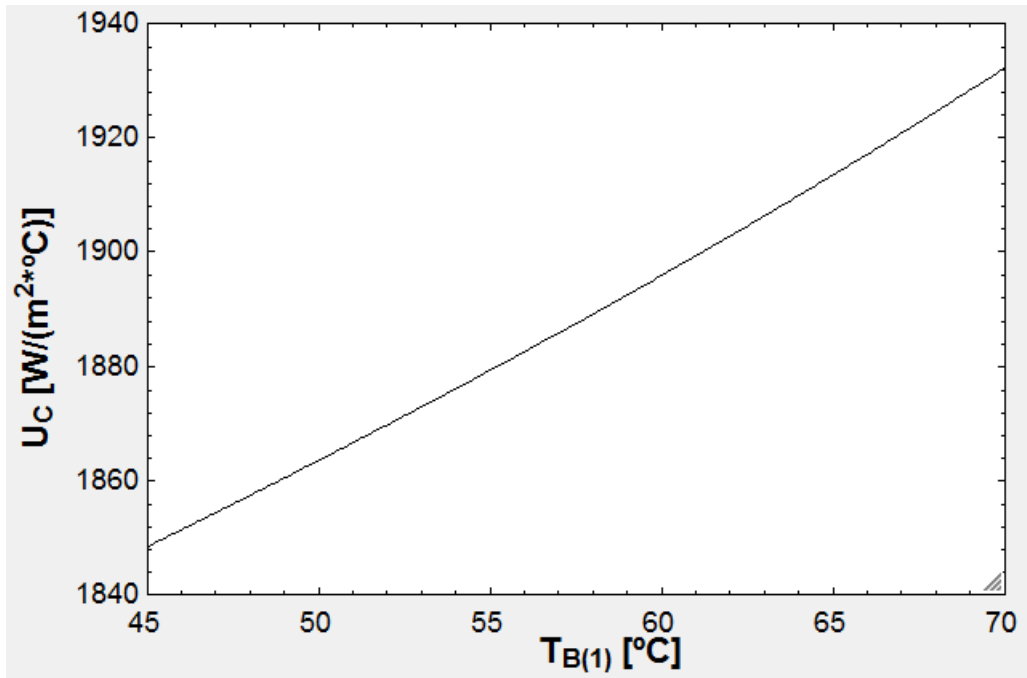


Figura 5.8: Evolução do coeficiente de transferência de calor U_C em função da temperatura de ebulição do 1º efeito ($T_{B(1)}$).

Na seção 5.3.1 conclui-se que o parâmetro de desempenho GOR era maximizado para o valor mínimo de $T_{B(1)}$, atesta-se agora que o aumento do valor desta condição operativa permitiria diminuir a área específica do condensador e conseqüentemente diminuir a dimensão deste componente, bem como o investimento inicial.

A figura 5.9 apresenta a influência da temperatura do vapor motriz no área específica do condensador.

A temperatura de vapor motriz tem ainda menor influência que a temperatura de ebulição do 1º efeito, o aumento desta variável de entrada provoca uma redução de 23 % na área específica do condensador (de $53 \text{ m}^2/(kg/s)$ quando $T_M=120 \text{ }^{\circ}\text{C}$ para $40 \text{ m}^2/(kg/s)$ quando $T_M=180 \text{ }^{\circ}\text{C}$). O comportamento deste parametro de desempenho é explicado através do aumento no caudal de vapor arrastado pelo ejetor. A diferença de temperaturas no condensador mantém-se constante já que $T_{B(1)}$ é mantido constante neste estudo. Na seção 5.3.1 concluiu-se que o aumento da temperatura do vapor primário, T_M , provoca um aumento do fluxo arrastado pelo ejetor \dot{m}_{EV} . O aumento de \dot{m}_{EV} provoca uma diminuição do fluxo encaminhado para o condensador \dot{m}_C , já que o destilado produzido no evaporador 1 é constante. Analisando a equação 4.12 conclui-se que se \dot{Q}_C diminui, para a mesma diferença de temperaturas, a área de transferência de calor do condensador diminui também.

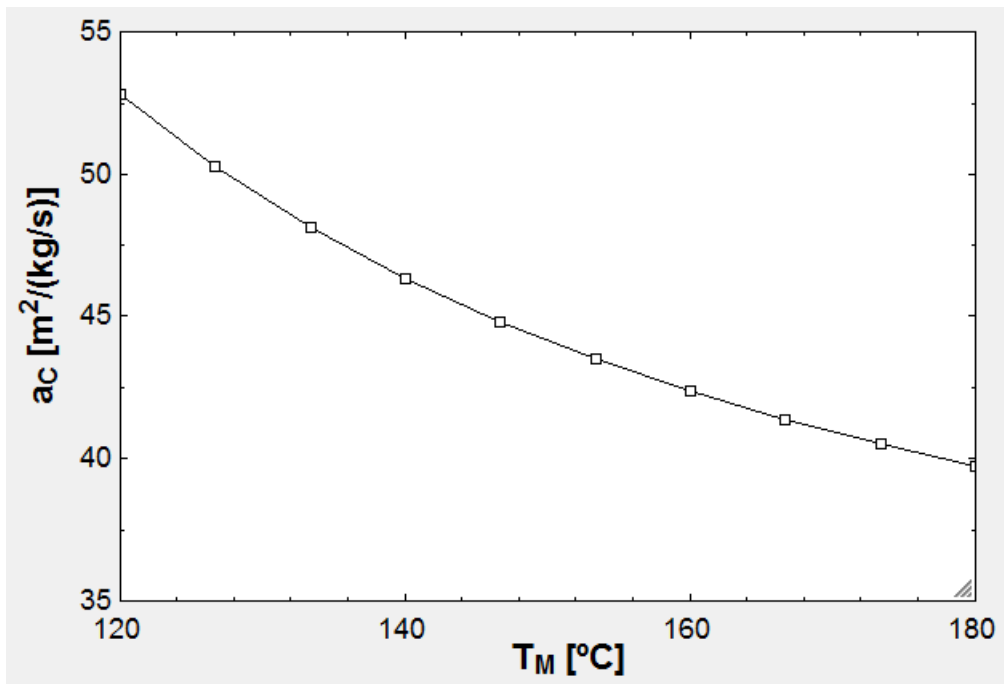


Figura 5.9: a_c vs T_M considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

O condensador, sendo o componente responsável pelo pré aquecimento da água salgada a ser admitida para dessalinização vê a sua área de transferência de calor influenciada pela temperatura da água salgada (T_{SW}). A influência desta variável de entrada é apresentada pela Figura 5.10.

A temperatura da água salgada admitida é proporcional à área específica do condensador, verifica-se um aumento neste parâmetro de desempenho de 70 %, de $28 m^2/(kg/s)$ para $48 m^2/(kg/s)$ enquanto T_{SW} aumenta de $10^\circ C$ para $30^\circ C$. O aumento de T_{SW} provoca uma diminuição da diferença de temperaturas na superfície de transferência de calor do condensador, sendo por isso necessária uma maior área de transferência de calor neste componente. Mantendo $T_{B(1)}$ constante, o coeficiente de transferência de calor no condensador, U_C , e o calor transferido no condensador, \dot{Q}_C , mantêm-se constantes. Sendo por isso o aumento de A_C explicado somente pelo aumento da diferença de temperaturas no condensador.

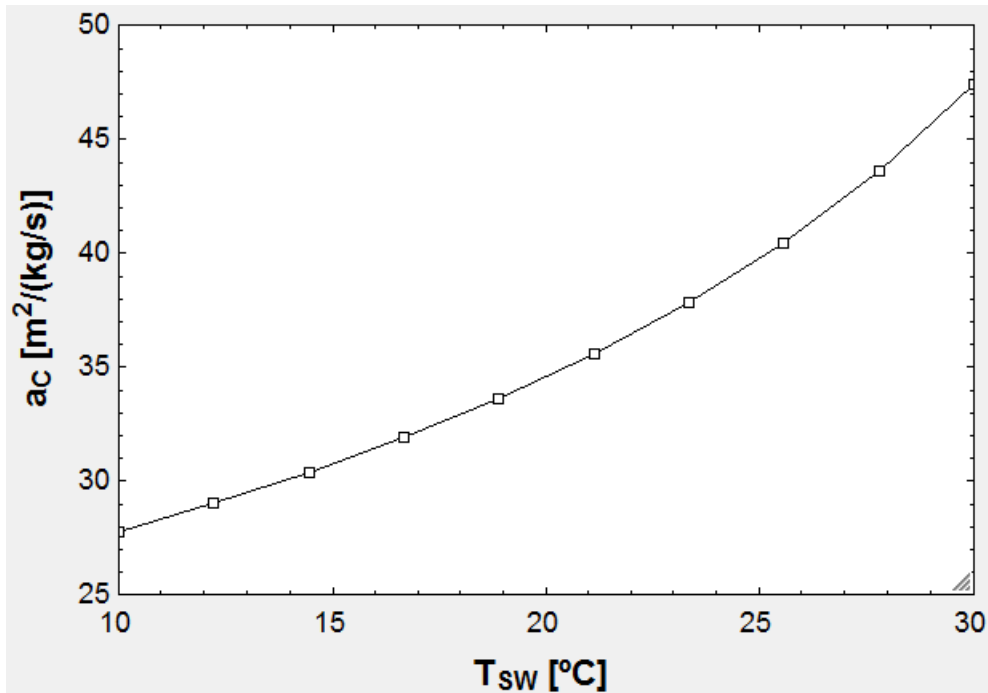


Figura 5.10: a_C vs T_{SW} considerando um único efeito. As restantes condições operativas são: $CR = 1.7; T_{B(1)} = 45^\circ C; T_M = 180^\circ C; X_F = 42g/kg; C_{RATIO} = 1.667$.

A temperatura de água salgada do local onde se pretende fazer a extração de água salgada para alimentar o sistema deve ser tida em conta no dimensionamento do condensador já que a sua variabilidade ao longo do ano implica necessidades de área de condensador diferentes. Em diversas análises de desempenho de centrais TVC no ativo uma das críticas para o seu subrendimento é a desconsideração deste fator no projeto da instalação e as consequências que daí advêm [52].

5.3.3 Comportamento da área específica do evaporador em função das condições operativas

A figura 5.11 apresenta a influência da razão de concentração, CR , na Área específica do evaporador, a_E , mantendo $T_M, T_{SW}, X_F, T_{B(1)}$, e C_{RATIO} constantes.

A área específica do evaporador é inversamente proporcional à razão de compressão. O aumento de CR de 1.7 para 3 representa uma diminuição de 42% na área específica do evaporador de $32 m^2/(kg/s)$ para $18.5 m^2/(kg/s)$ respetivamente. O aumento da razão de compressão traduz-se num aumento da temperatura do fluxo à saída do evaporador, \dot{m}_S de estado S. $T_{Vd(1)}$ mantém-se constante, já que a temperatura de ebulição do 1º efeito é mantida constante neste caso. O aumento de CR traduz-se por isso num aumento da diferença de temperaturas $T_S - T_{Vd(1)}$ no evaporador. Entretanto, o coeficiente de transferência de calor no evaporador $U_{E(1)}$ mantém-se constante uma vez que só depende de $T_{B(1)}$.

O aumento da diferença de temperaturas entre o lado frio e quente explica a necessidade de menor área de transferência de calor para um determinado fluxo calorífico

requerido.

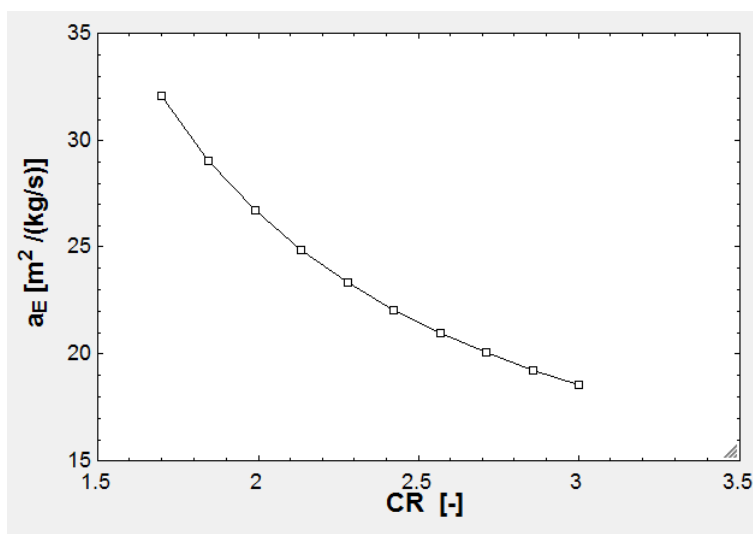


Figura 5.11: a_E vs CR. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A figura 5.12 permite observar a influência da temperatura de ebulição do 1º efeito, $T_{B(1)}$, na área específica do evaporador com T_M , T_{SW} , X_F , CR e C_{RATIO} mantidos constantes.

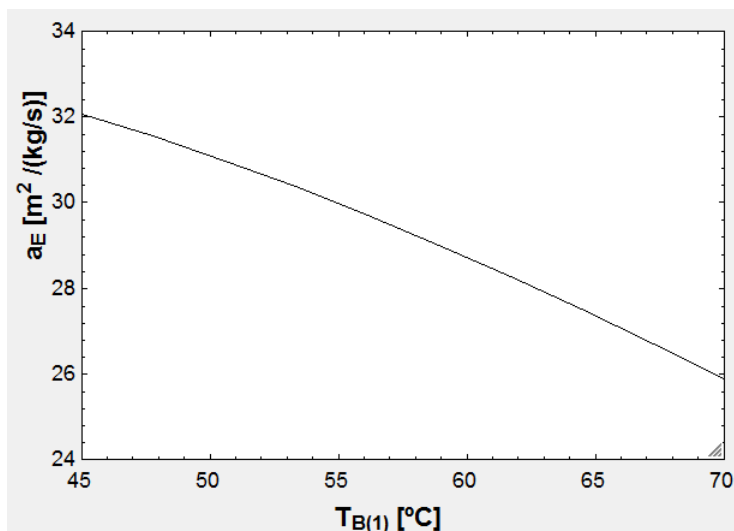


Figura 5.12: a_E vs $T_{B(1)}$. As restantes condições operativas são $T_M = 180^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A influência da temperatura de ebulição do 1º efeito é menos relevante que o efeito da razão de compressão, verifica-se que o aumento de $T_{B(1)}$ traduz-se numa diminuição da área específica do evaporador. A diminuição situa-se nos 19 %, menos de metade da diminuição provocada pelo aumento de CR. A diminuição de 19 % dá-se quando $T_{B(1)}$

aumenta desde 45 °C até 70 °C fazendo com que a_E diminua de 32 $m^2/(kg/s)$ para 26 $m^2/(kg/s)$. Este aumento de T_{B1} provoca um aumento do coeficiente de transferência de calor no evaporador $U_{E(1)}$, como é constatável na figura 5.13.

Para além disso, o aumento de $T_{B(1)}$ é acompanhado por um aumento de T_S . Consequentemente, a força motriz da transferência de calor no evaporador é aproximadamente constante. A diminuição de a_E é explicada pelo aumento de $U_{E(1)}$ já que as restantes variáveis com influência na área de transferência de calor do evaporador, $\dot{Q}_{E(1)}$ e $T_S - T_{Vd(1)}$ são inalteradas.

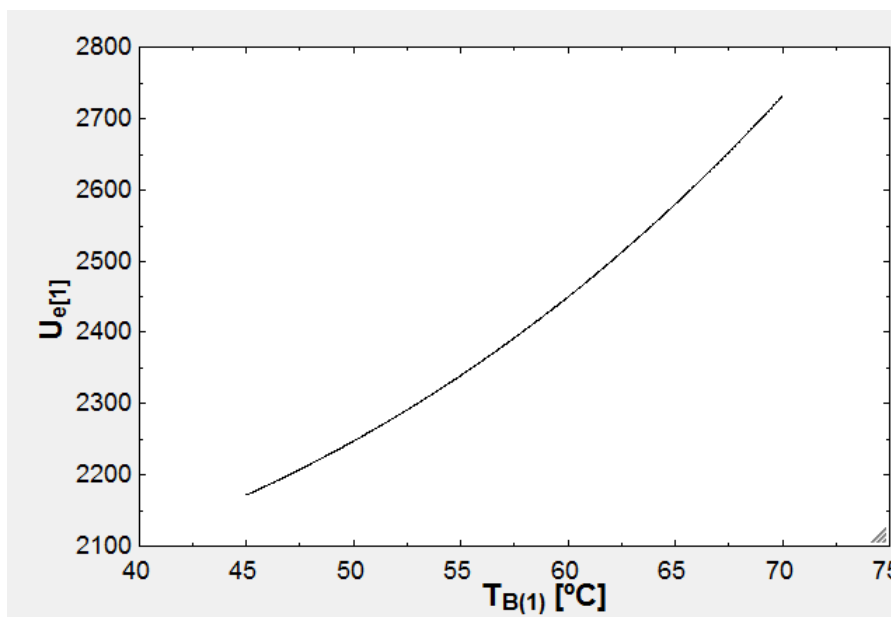


Figura 5.13: Evolução do coeficiente de transferência de calor no evaporador ($U_{E(1)}$) com $T_{B(1)}$.

Na secção 5.3.2 foi possível constatar que o aumento de $T_{B(1)}$ permitiria reduzir a área específica do condensador. Após a observação da figura 5.12 encontra-se mais um argumento a favor da elevação de $T_{B(1)}$ acima do valor mínimo, 45 °C, já que para além da área específica do condensador também é possível diminuir a área específica do evaporador. CR também permite a utilização de evaporadores com menores áreas de transferência de calor no entanto tem o efeito contrário nos condensadores e diminui ainda o GOR, não sendo por isso a sua elevação aconselhável.

Na figura 5.14 é possível aferir a influência da temperatura do vapor primário, T_M , na área específica do evaporador, a_E considerando as restantes variáveis de entrada constantes.

A influência da temperatura do vapor motriz é a menor das três analisadas, sendo que um aumento de T_M de 120 °C para 180 °C responsável por uma diminuição da área específica do condensador dos 38 $m^2/(kg/s)$ para os 32 $m^2/(kg/s)$ (diminuição de 16 %). T_M revela-se inversamente proporcional à área específica do evaporador. Tanto o calor transferido, como o coeficiente de transferência de calor se mantêm inalterados com o aumento de T_M . No entanto, a temperatura T_S aumenta ligeiramente com T_M

provocando um ligeiro aumento na diferença de temperaturas no permutador $T_S - T_{B(1)}$. O aumento da força motriz para a transferência de calor explica a ligeira diminuição na área específica do evaporador.

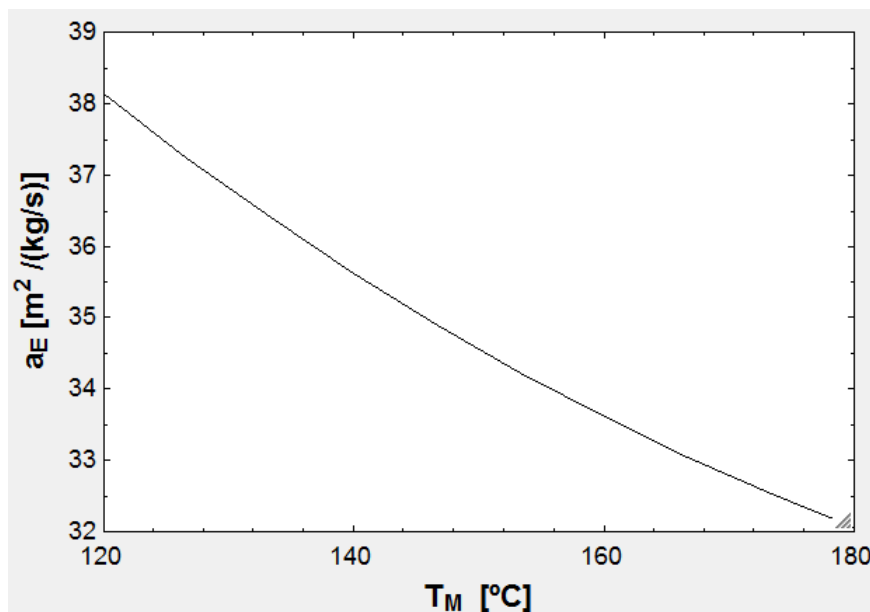


Figura 5.14: T_M vs a_E . As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

5.3.4 Comportamento da eficiência do sistema em função das condições operativas

A figura 5.15 apresenta a influência da razão de compressão (CR), na eficiência energética do sistema, ϵ_{sis} mantendo T_M , T_{SW} , X_F , C_{RATIO} e $T_{B(1)}$. Através da observação da figura 5.15 verifica-se que a eficiência do sistema diminui com o aumento da razão de compressão. A diminuição da eficiência do sistema é mais acentuada para valores iniciais de CR do que na zona final do intervalo, repare-se que para CR entre 1.7 e 2 a eficiência baixa 0.06 e enquanto que para CR entre 2.7 e 3 a eficiência baixa somente 0.02.

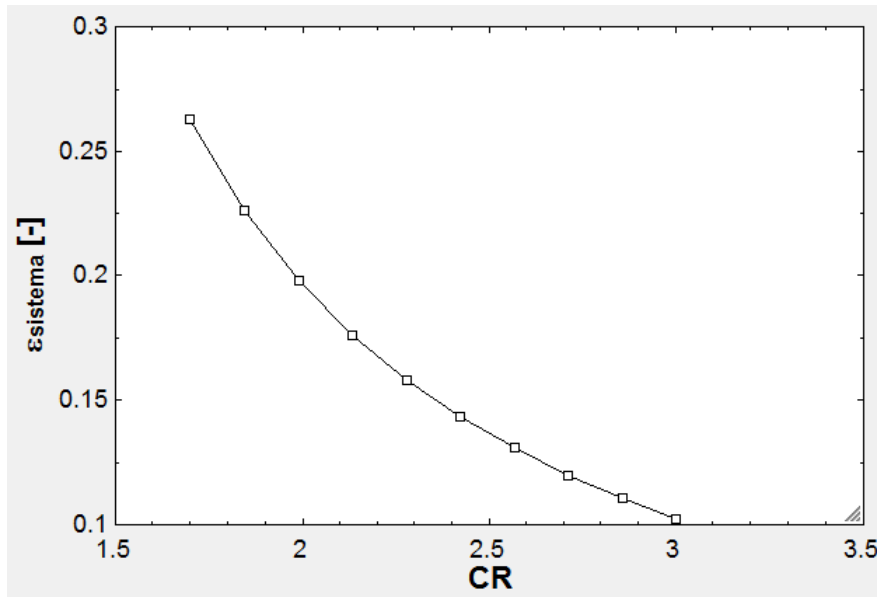


Figura 5.15: ϵ_{sis} vs CR considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A figura 5.16 mostra a evolução das duas componentes da eficiência energética, ϵ_{TVC} e η_{sol} em função de CR. Na figura é possível constatar que η_{sol} se mantém constante, sendo a variação de ϵ_{sis} devida à variação de ϵ_{TVC} .

O rendimento solar do sistema mantém-se constante ao longo deste estudo uma vez que a diferença de temperaturas ($T_{TF} - T_a$), força motriz da transferência de calor entre o sistema de aproveitamento solar e o exterior, é mantida constante.

Como foi explicado na secção 5.3.2, o aumento de CR implica uma diminuição do fluxo de vapor arrastado pelo ejetor de vapor \dot{m}_{EV} e um conseqüente aumento do fluxo admitido no condensador \dot{m}_C e de vapor primário \dot{m}_M . O aumento de vapor primário impõe a necessidade de maior fluxo calorífico transferido no gerador de vapor \dot{Q}_{solar} . O aumento de \dot{m}_C impõe a necessidade de uma maior potência de arrefecimento no condensador, materializada pela admissão de maior fluxo de água salgada de arrefecimento \dot{m}_{CW} . Conseqüentemente a eficiência do sistema diminui com a razão de compressão.

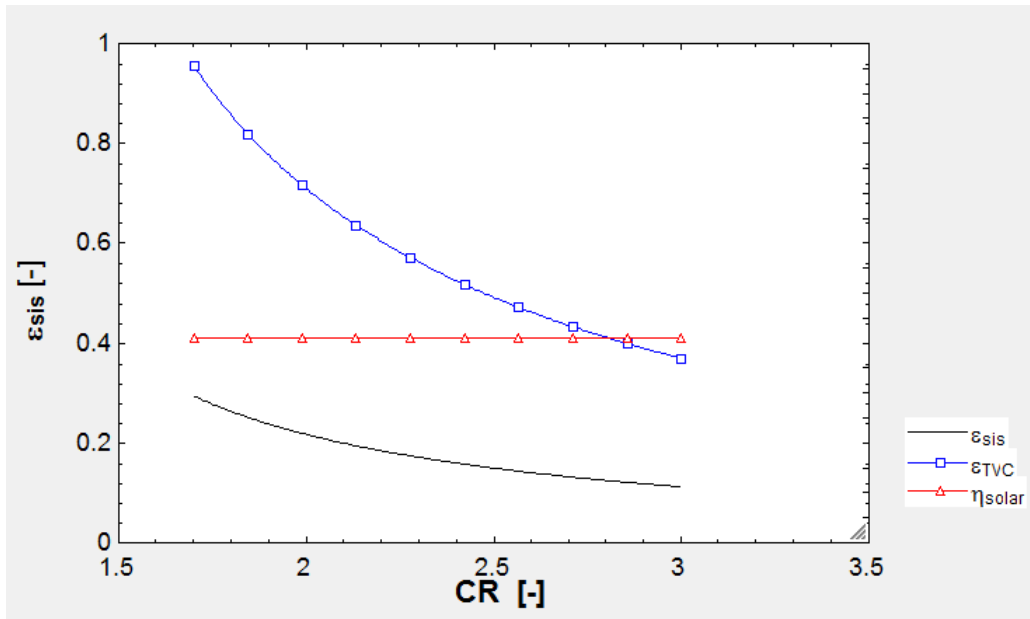


Figura 5.16: Evolução das duas componentes da eficiência energética, ϵ_{TVC} e η_{sol} em função de CR

A temperatura de ebulição do 1º efeito tem influência na eficiência do sistema, como é observável na figura 5.17.

As curvas ϵ_{sis} vs $T_{B(1)}$, representadas para diferentes razões de compressão, apresentam um máximo (ver Figura 5.17). Os maximizantes diminuem de valor com o aumento da razão de compressão, para $CR=1.7$, $T_{B(1)}=54$ °C enquanto que para $CR=3$ $T_{B(1)} = 47$ °C.

O aumento da temperatura de ebulição do 1º efeito implica um aumento da temperatura T_F conseqüentemente o calor fornecido à água salgada admitida para dessalinização durante o pré-aquecimento é superior. Mantendo o caudal de destilado produzido constante, o aumento da temperatura de ebulição do primeiro efeito provoca uma diminuição do fluxo de vapor arrastado pelo ejetor, o que implica um aumento do fluxo de vapor primário necessário bem como do fluxo de vapor admitido no condensador \dot{m}_C . O aumento de \dot{m}_C explica um aumento no caudal de água de arrefecimento utilizado. Por isto, o aumento de $T_{B(1)}$ provoca uma diminuição no caudal de vapor arrastado pelo ejetor e um aumento no caudal de água de arrefecimento o que afeta negativamente a eficiência do sistema.

Até se atingir a temperatura de ebulição do 1º efeito correspondente à máxima eficiência do sistema, o calor fornecido no pré-aquecimento da água salgada aumenta e esse efeito é predominante na eficiência do sistema, verificando-se o aumento da mesma com o aumento de $T_{B(1)}$. Atingindo a temperatura de ebulição do 1º efeito correspondente à máxima eficiência, a diminuição do caudal de vapor arrastado pelo ejetor e o aumento do caudal de água de arrefecimento tornam-se o efeito predominante e a eficiência do sistema decai.

O comportamento da eficiência do sistema em função da temperatura de ebulição do 1º efeito valoriza a adoção de valores de $T_{B(1)}$ superiores ao mínimo considerado (45 °C).

A Figura 5.17 permitiu esclarecer que para além de representar um menor investimento inicial e menor área ocupada pelo sistema, a adopção de $T_{B(1)}$ superiores a 45 °C constitui também cenários de maior aproveitamento energético.

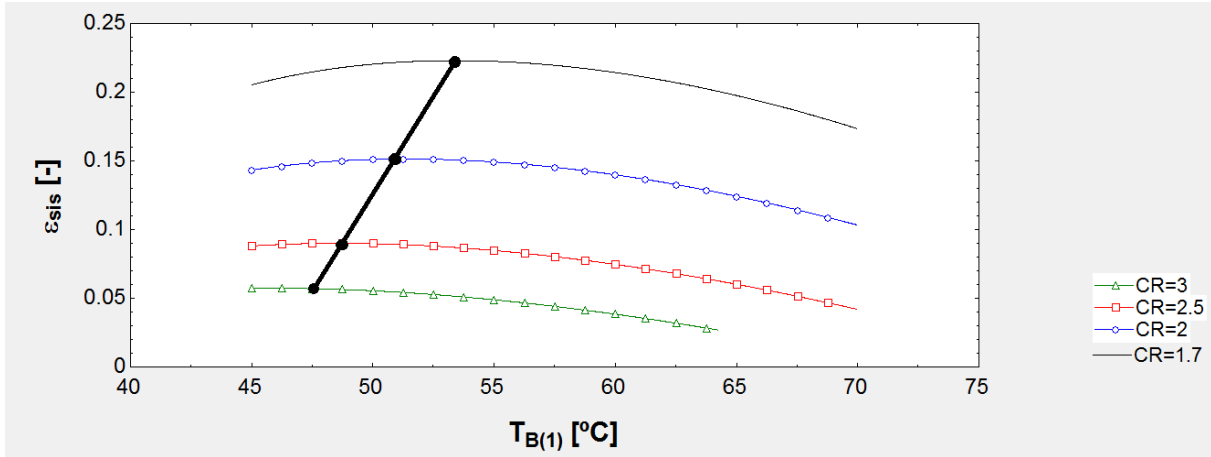


Figura 5.17: ϵ_{sis} vs $T_{B(1)}$ para diferentes valores de CR e restantes condições operativas: $T_M = 120^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

Seguidamente, na Figura 5.18 apresenta-se a influência da temperatura do vapor motriz na eficiência do sistema. A análise da Figura 5.18 permite concluir que T_M é diretamente proporcional à eficiência do sistema. O aumento de T_M de 120 °C para 180 °C resulta num aumento de 0.08 na eficiência do sistema representando uma ascensão percentual de 41 %.

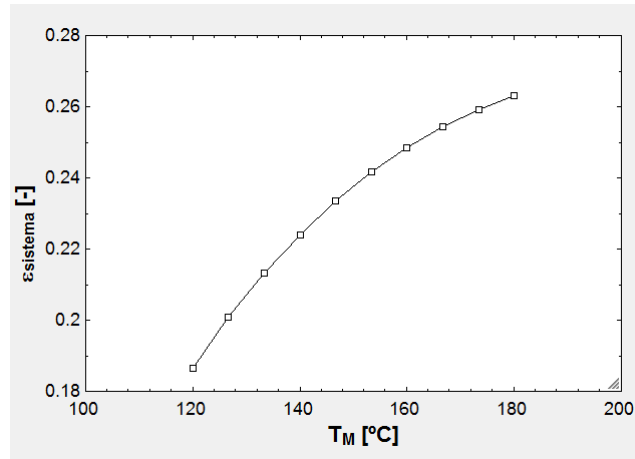


Figura 5.18: ϵ_{sis} vs T_M considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A figura 5.19 mostra a evolução das duas componentes da eficiência energética, ϵ_{TVC} e η_{sol} em função de CR. Na figura é possível constatar que η_{sol} diminui com o aumento de T_M enquanto que ϵ_{TVC} aumenta.

O rendimento solar decresce com o aumento de T_M devido ao aumento das perdas energéticas para a envolvente por parte do sistema. Com o aumento de T_M , T_{TF} aumenta na mesma medida, este incremento para valores de T_a constantes provoca um aumento da força motriz de transferência de calor para a envolvente por parte do sistema de aproveitamento solar. Como foi explicado na secção 5.3.1, o aumento de T_M provoca o aumento do caudal de vapor arrastado pelo ejetor bem como a diminuição do caudal mássico admitido no condensador \dot{m}_C e de vapor primário \dot{m}_M . A diminuição do caudal de vapor primário diminui a necessidade em fluxo calorífico transferido no gerador de vapor. A diminuição de \dot{m}_C implica potência de arrefecimento no condensador inferior, materializada pela admissão de menor quantidade de fluxo de água salgada de arrefecimento \dot{m}_{CW} . O aumento do caudal de vapor arrastado e a diminuição do caudal de água de arrefecimento explicam o aumento da eficiência do sistema.

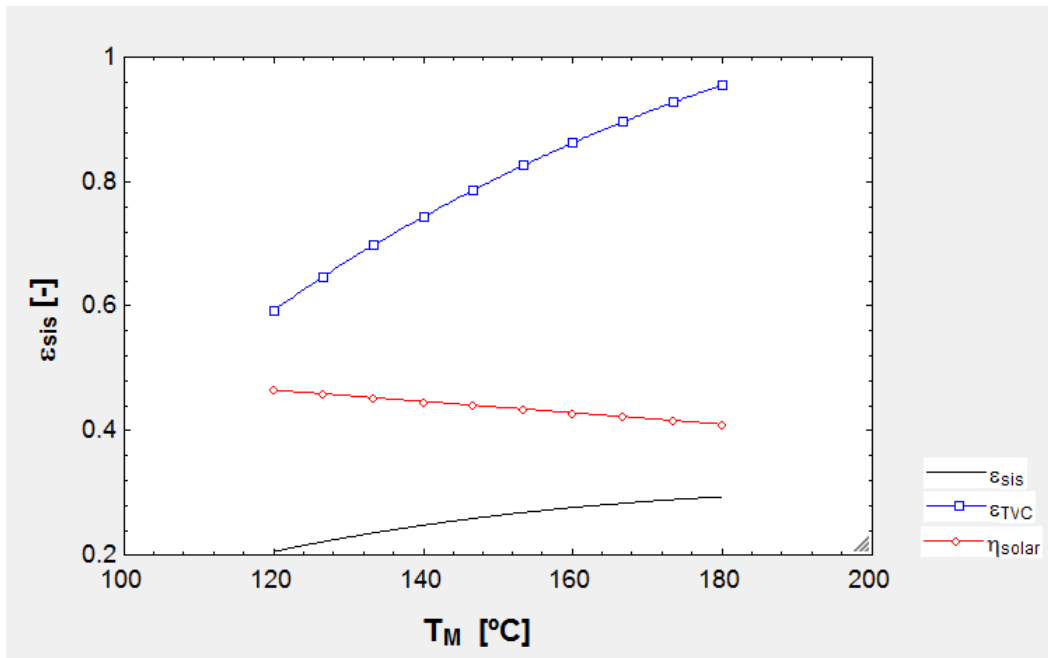


Figura 5.19: Evolução das duas componentes da eficiência energética, ϵ_{TVC} e η_{sol} em função de T_M .

A influência da temperatura da água salgada admitida na eficiência do sistema é apresentada na figura 5.20. A relação entre T_{SW} e η_{sis} é praticamente linear, sendo que a temperatura de água salgada é inversamente proporcional à eficiência do sistema. A variação da temperatura de água salgada admitida de 10 °C para 30 °C implica uma diminuição percentual de 60% na eficiência do sistema que diminui de 0.46 até 0.18 no intervalo de temperaturas definido.

Mantendo $T_{B(1)}$ constante, o calor transferido no condensador, \dot{Q}_C , mantêm-se constante. O aumento de T_{SW} provoca uma diminuição da diferença de temperaturas na superfície de transferência de calor do condensador, sendo por isso necessária maior quantidade de caudal de água de arrefecimento para condensar na totalidade o mesmo fluxo calorífico \dot{Q}_C . A diferença de temperaturas ($T_F - T_{SW}$) é também diminuída devido ao

aumento de T_{SW} , o que se traduz numa diminuição do calor cedido ao fluxo de água salgada admitida para dessalinização. O rendimento da unidade de aproveitamento solar mantém-se constante devido à manutenção de T_M como constante no presente estudo. O aumento do caudal de água salgada de arrefecimento aliado à diminuição de calor recebido pela água salgada admitida para dessalinização - fluxo \dot{m}_F - explicam a diminuição da eficiência do sistema.

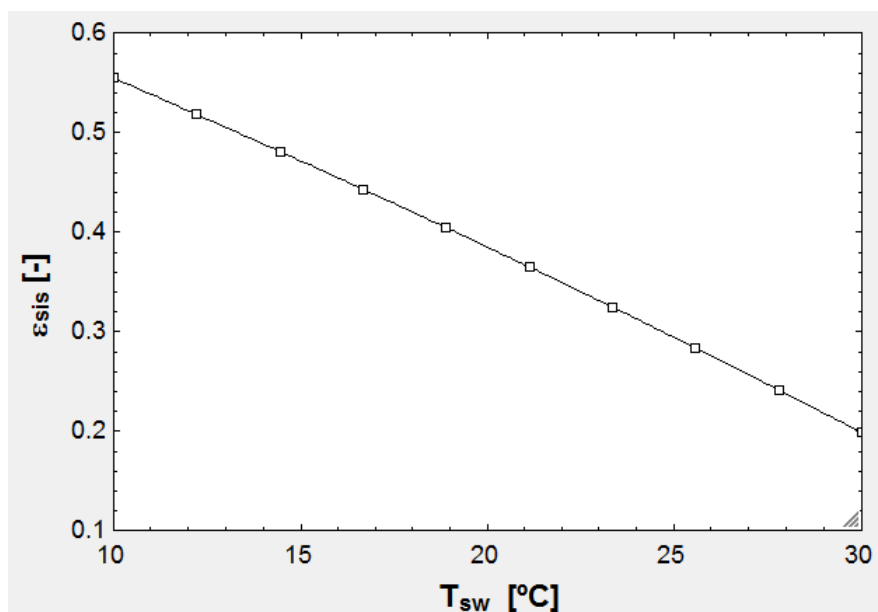


Figura 5.20: T_{SW} vs ϵ_{sis} considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $CR = 1.7; T_{B(1)} = 45^\circ C; T_M = 180^\circ C; X_F = 42g/kg; C_{RATIO} = 1.667$.

5.3.5 Comportamento do Caudal específico de água salgada de arrefecimento em função das condições operativas

A razão de compressão é diretamente proporcional ao caudal específico de água salgada de arrefecimento, como é constatável na figura 5.21. O aumento percentual de 75 % (quando $CR=1.7$ $s_{mcw}=12$ e para $CR=3$ $s_{mcw}=21$) para o intervalo de CR adoptado demonstra a relevância desta variável de entrada no parametro de desempenho s_{mcw} .

Como foi referido na secção 5.3.1, o aumento de CR provoca uma diminuição de caudal mássico de vapor secundário no ejetor (\dot{m}_{EV}), o que se traduz num aumento de \dot{m}_C , considerando uma produção de água dessalinizada constante. O aumento de \dot{m}_C provoca um aumento no fluxo calorífico trocado na superfície de transferência de calor do condensador. O fluxo de água salgada de arrefecimento \dot{m}_{CW} é por isso aumentado de forma a continuar a garantir a condensação total de \dot{m}_C .

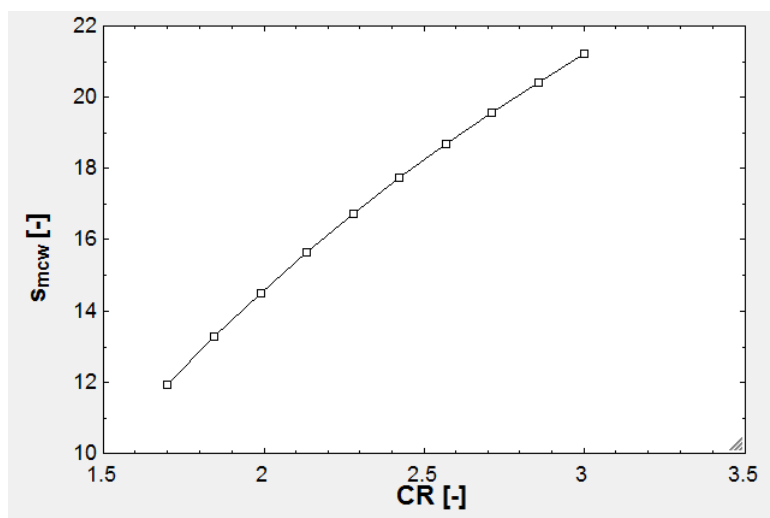


Figura 5.21: s_{mcw} vs CR considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A temperatura de ebulição do 1º efeito constitui também uma condição operativa de grande influencia no caudal específico de água de arrefecimento. Como é observável na figura 5.22, o aumento de $T_{B(1)}$ diminui acentuadamente s_{mcw} para valores iniciais de $T_{B(1)}$ enquanto que para valores mais elevados de $T_{B(1)}$ a diminuição de s_{mcw} é bastante mais ligeira (quando $T_{B(1)}$ aumenta de $45^\circ C$ para $50^\circ C$ s_{mcw} diminui 3.5 enquanto que quando $T_{B(1)}$ aumenta de $65^\circ C$ para $70^\circ C$ a diminuição de s_{mcw} é somente de 0.5).

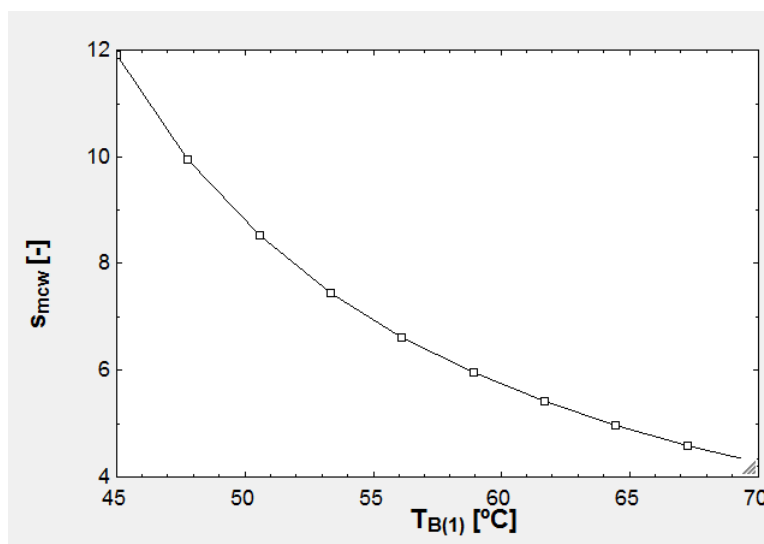


Figura 5.22: s_{mcw} vs $T_{B(1)}$ considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

O aumento da temperatura de ebulição do 1º efeito traduz-se num aumento de T_F . O aumento de T_F resulta num aumento da diferença de temperaturas no condensador o que permite a admissão de menores quantidades de água de arrefecimento. O facto de o calor

transferido aumentar, devido à diminuição de vapor arrastado pelo ejetor de vapor, pode explicar que a diminuição no caudal de água de arrefecimento não seja mais significativo.

A influência da temperatura do vapor motriz é apresentada pela figura 5.23. Esta condição operativa é menos relevante para o parametro de desempenho s_{mcw} que CR e $T_{B(1)}$. Repare-se que o aumento de T_M resulta na diminuição do caudal específico de água salgada, sendo que o aumento de T_M dos 120 °C para os 180 °C traduz-se numa diminuição de s_{mcw} de 16 para 12 (correspondente a uma queda percentual de 27 %).

A diferença de temperaturas no condensador mantém-se constante já que $T_{B(1)}$ é mantido constante neste estudo. Na secção 5.3.1 concluiu-se que o aumento da temperatura do vapor primário, T_M , provoca um aumento do fluxo secundário do ejetor (\dot{m}_{ev}). O aumento de \dot{m}_{EV} provoca uma redução no fluxo encaminhado para o condensador \dot{m}_C , já que o destilado produzido no evaporador 1 é constante. A diminuição do fluxo admitido no condensador resulta num menor fluxo calorífico transferido e, por isso, menor quantidade de água de arrefecimento.

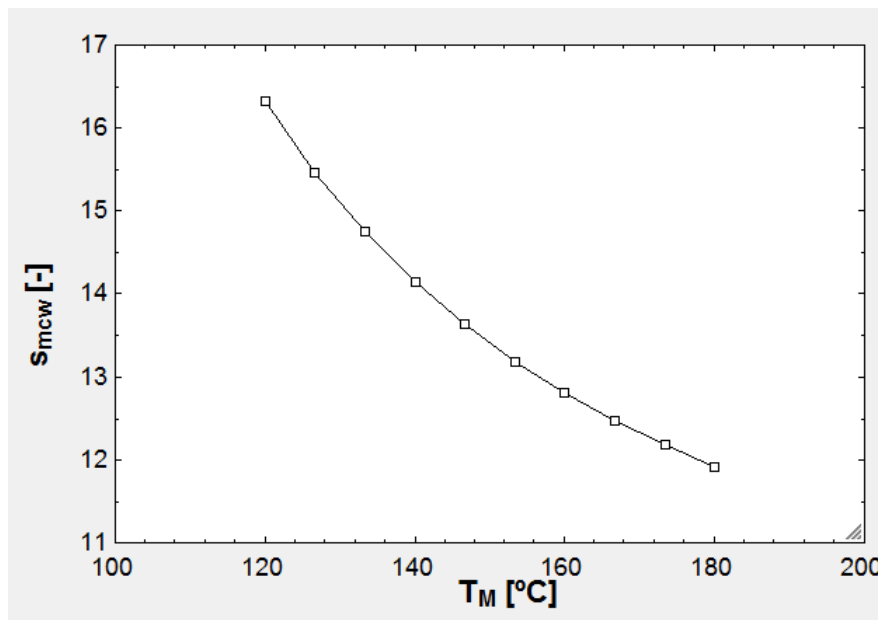


Figura 5.23: T_M vs s_{mcw} considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

O caudal específico de água de arrefecimento é ainda função da temperatura de água salgada admitida. Incrementando o valor desta condição operativa observa-se, através da Figura 5.24, uma elevação em s_{mcw} . A influência desta condição operativa é muito extensa verificando-se uma quase quadruplicação em s_{mcw} , desde $s_{mcw}=5$ até $s_{mcw}=19$ quando T_{SW} aumenta de 10°C para 30 °C.

Como foi explicado na secção 5.3.4, mantendo $T_{B(1)}$ constante, o calor transferido no condensador, \dot{Q}_C , mantém-se constante. Por sua vez, o aumento de T_{SW} provoca uma diminuição da diferença de temperaturas na superfície de transferência de calor do condensador, sendo por isso necessária maior quantidade de caudal de água de arrefecimento à medida que T_{SW} é elevada.

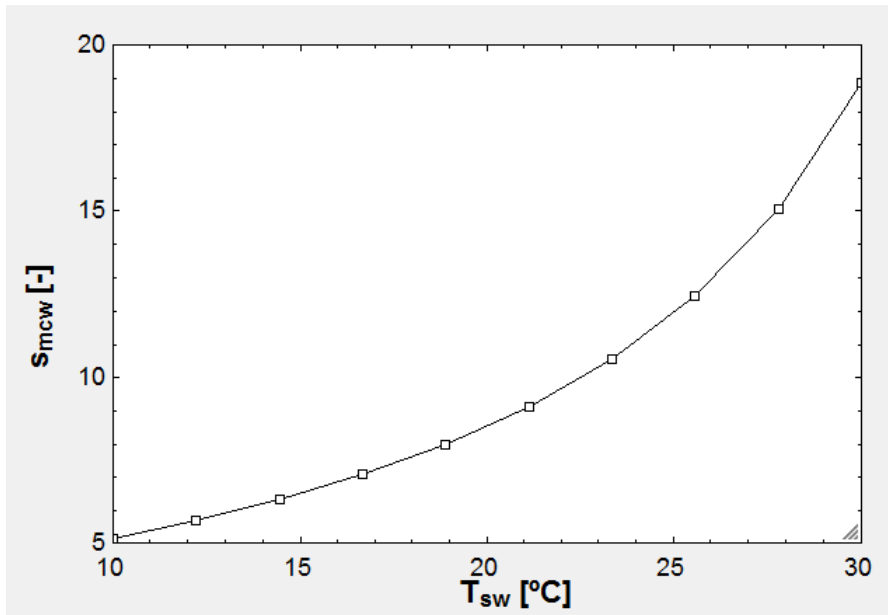


Figura 5.24: T_{SW} vs s_{mcw} considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $CR = 1.7; T_{B(1)} = 45^{\circ}C; T_M = 180^{\circ}C; X_F = 42g/kg; C_{RATIO} = 1.667$.

5.3.6 Comportamento do trabalho específico em função das condições operativas

O comportamento do trabalho específico em função da razão de compressão, apresentado na figura 5.25, é aproximadamente linear, aumentando acentuadamente com o aumento da razão de compressão. O aumento de CR implica uma triplicação do trabalho específico para as restantes condições operativas consideradas.

Como já foi referido na secção 5.3.1, o aumento da razão de compressão é acompanhado por uma diminuição no vapor arrastado pelo ejetor de vapor, mantendo o caudal de destilado produzido constante, o vapor primário consumido aumenta.

Tendo em conta que o trabalho de compressão da bomba M é o fator mais significativo no trabalho total (aproximadamente 98-99 %), o seu efeito é predominante. O aumento de \dot{m}_M implica um aumento na potência do compressor, que consequentemente implica um aumento no trabalho total de compressão do sistema.

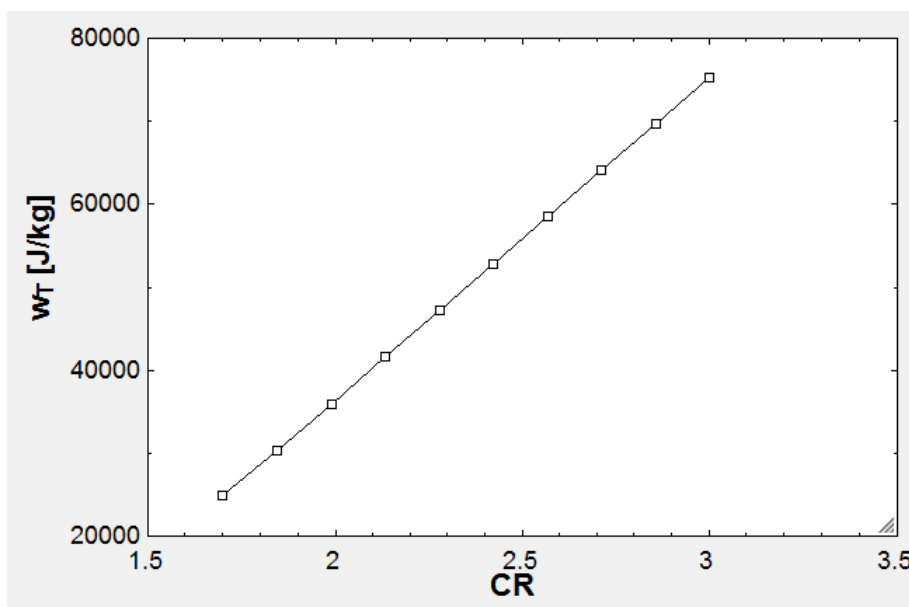


Figura 5.25: CR vs w_T considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 120^\circ\text{C}$; $T_{B(1)} = 45^\circ\text{C}$; $T_{SW} = 25^\circ\text{C}$; $X_F = 42\text{g/kg}$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A temperatura de ebulição do 1º efeito e a temperatura do vapor motriz constituem condições operativas de relevância semelhante mas menos acentuada no comportamento do trabalho específico. $T_{B(1)}$ é diretamente proporcional a w_T e responsável por um aumento percentual de 40 % (de 25 kJ/kg até 35 kJ/kg) quando aumenta de 45 °C até aos 70 °C (ver figura 5.26). Enquanto que T_M é inversamente proporcional ao trabalho específico, sendo que no intervalo de temperaturas considerado para esta variável [120 - 180] °C verifica-se uma queda percentual em w_T de 25 %, desde 33 kJ/kg até aos 25 kJ/kg (ver figura 5.27).

O comportamento do trabalho específico em função da temperatura de ebulição do 1º efeito é explicado pelo aumento do caudal de vapor primário no ejetor de vapor. Como já foi referido na secção 5.3.1, o aumento da temperatura de ebulição do 1º efeito é acompanhado por uma diminuição no vapor arrastado pelo ejetor de vapor. Considerando que a produção de destilado é constante o vapor primário consumido aumenta, aumentando consequentemente o trabalho específico.

A influência da temperatura do vapor motriz no trabalho específico é explicada por um incremento no caudal de vapor secundário no ejetor. As razões por detrás do aumento de \dot{m}_{ev} já foram discutidas na secção 3.4.5.1. Uma vez que a produção de destilado é constante o aumento de caudal de vapor secundário permite a diminuição do caudal de vapor primário, diminuindo consequentemente o trabalho específico.

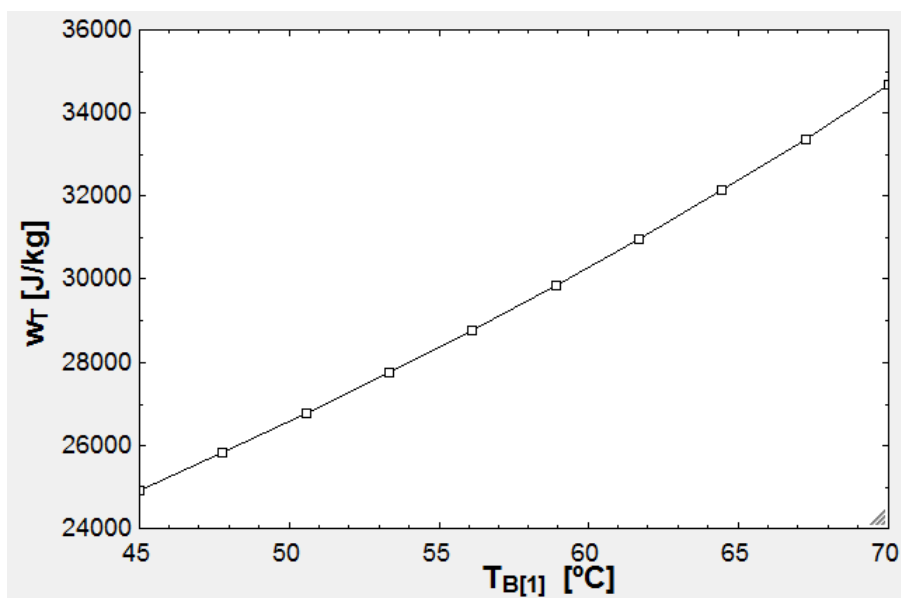


Figura 5.26: $T_{B(1)}$ vs w_T considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 120^{\circ}\text{C}$; $\text{CR}=1.7$; $T_{SW} = 25^{\circ}\text{C}$; $X_F = 42\text{g/kg}$; $C_{RATIO} = 1.667$.

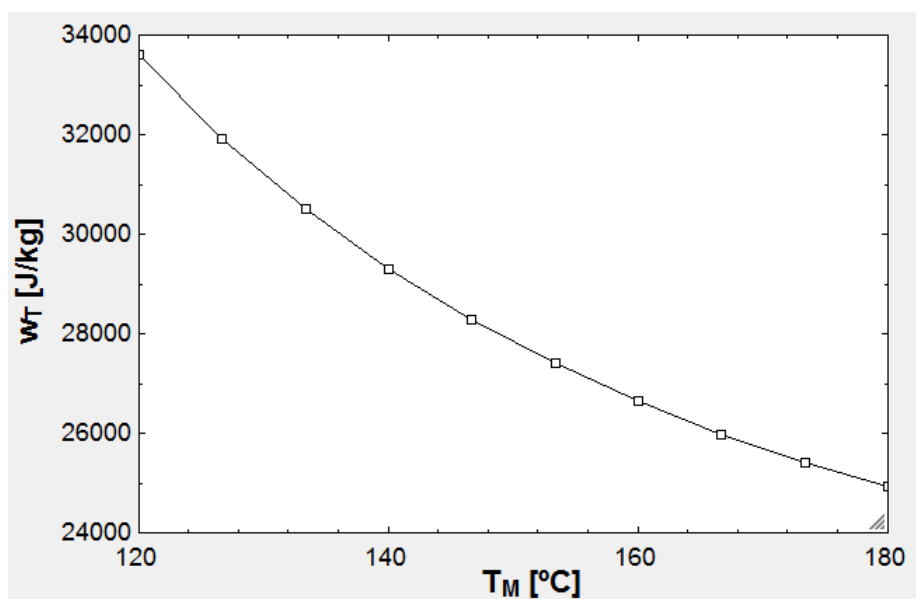


Figura 5.27: T_M vs w_T considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 70^{\circ}\text{C}$; $\text{CR}=1.7$; $T_{SW} = 25^{\circ}\text{C}$; $X_F = 42\text{g/kg}$; $C_{RATIO} = 1.667$.

5.3.7 Comportamento da área específica dos coletores solares em função das condições operativas

A condição operativa de maior influencia na área específica dos coletores solares é a razão de compressão, o que demonstra claramente a importância do ejetor no desempenho

do sistema. Através da observação da Figura 5.28 constata-se que a razão de compressão é diretamente proporcional à área específica de coletores solares. Verifica-se uma elevação percentual de 65 % em a_{sol} (de $0.76 \text{ m}^2/(\text{kg}/\text{h})$ até $1.25 \text{ m}^2/(\text{kg}/\text{h})$) com o aumento de CR desde os 1.7 até 3.

Tendo em conta que a intensidade de radiação incidente foi mantida constante por assunção do modelo e que o rendimento da unidade de aproveitamento solar só varia com a temperatura do termofluido, T_{TF} , e com a temperatura ambiente T_a , a área solar (determinada através da equação 4.56) depende apenas do calor útil solar, \dot{Q}_{solar} , para o presente estudo. O calor útil solar varia somente com a alteração do consumo de vapor primário, dado que h_M não varia com a razão de compressão. Como foi referido na secção 5.3.1, o aumento da razão de compressão conduz a um aumento no consumo de vapor primário, pelo que o fluxo calorífico \dot{Q}_{solar} aumenta com o aumento de CR. Por conseguinte, o aumento de CR conduz a um aumento na área solar específica.

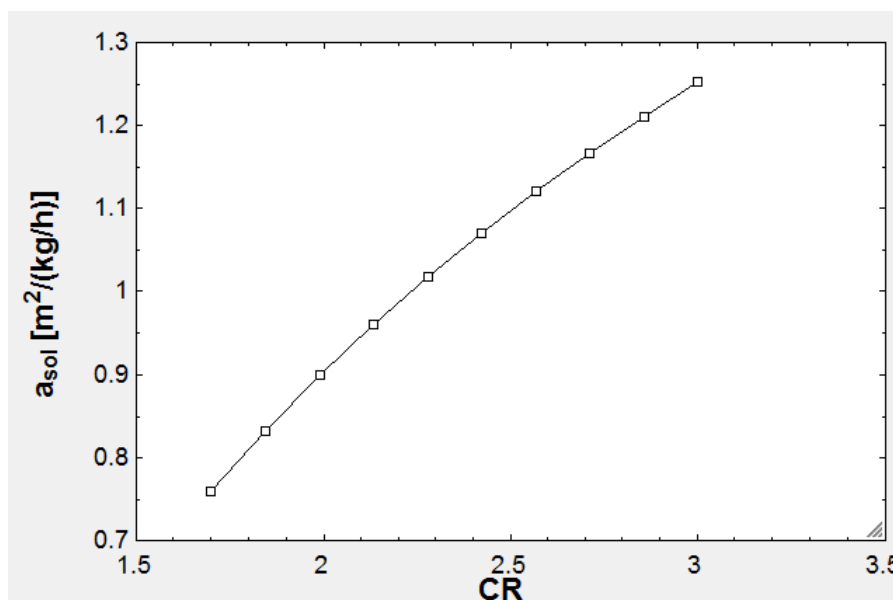


Figura 5.28: CR vs a_{sol} para efeito simples. As restantes condições operativas são: $T_M = 120^\circ\text{C}$; $T_{B(1)} = 45^\circ\text{C}$; $T_{SW} = 25^\circ\text{C}$; $X_F = 42\text{g}/\text{kg}$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A temperatura de ebulição do 1º efeito é consideravelmente menos influente na área específica dos coletores solares que CR. Verifica-se que, apesar do comportamento de a_{sol} em função de $T_{B(1)}$ ser semelhante ao provocado por CR - ambos conduzem a uma elevação da área solar - o aumento percentual causado por $T_{B(1)}$ é consideravelmente menor, apenas 16 %.

Tal como na secção anterior, secção 5.3.7, também para este estudo a área solar é apenas função do calor útil solar, \dot{Q}_{solar} . Como já foi abordado na secção 5.3.1, o aumento da temperatura de ebulição do 1º efeito conduz a um aumento no consumo de vapor primário, \dot{m}_M . O calor útil solar varia somente com a alteração do consumo de vapor primário, dado que h_M se mantém essencialmente constante neste estudo. Por conseguinte, o fluxo calorífico \dot{Q}_{solar} aumenta com o aumento de CR. O aumento de CR conduz a um aumento na área solar específica.

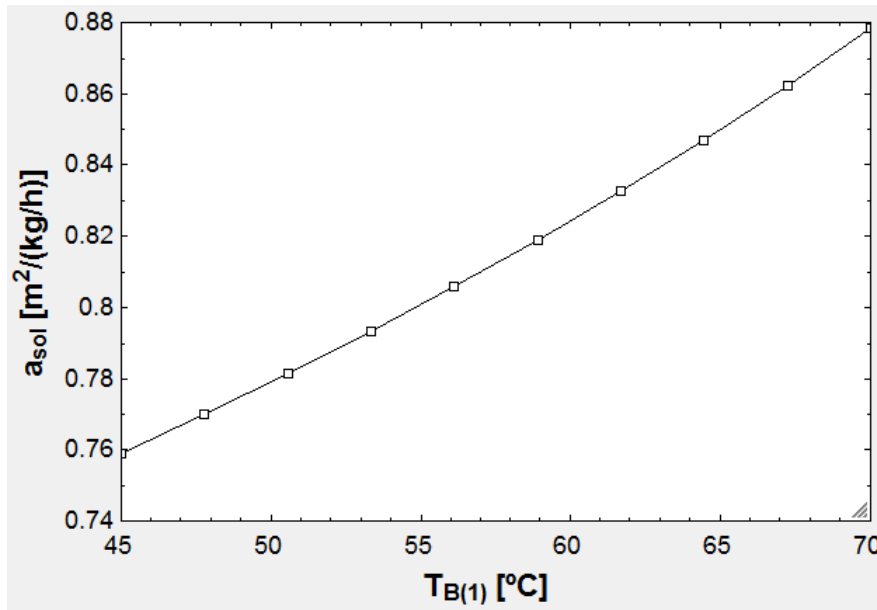


Figura 5.29: $T_{B(1)}$ vs a_{sol} considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 120^{\circ}C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^{\circ}C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A temperatura do vapor motriz, contrariamente às duas condições operativas abordadas anteriormente nesta secção é inversamente proporcional à área específica de coletores solares. A influência desta condição operativa no parametro de desempenho analisado é inferior a CR e semelhante a $T_{B(1)}$, verificando-se que um aumento em T_M desde os $120^{\circ}C$ até aos $180^{\circ}C$ se traduz numa diminuição em a_{sol} de $0.89 m^2/(kg/h)$ até $0.76 m^2/(kg/h)$ (decrescimo percentual de 15 %).

O aumento da temperatura de vapor motriz traduz-se numa diminuição do rendimento da unidade de aproveitamento solar, uma vez que as perdas energéticas por transferência de calor para a envolvente são incrementadas em virtude do aumento da diferença de temperaturas ($T_{TF} - T_a$). Para além disso, o aumento da temperatura de vapor primário permite o consumo de menores quantidades de vapor primário, \dot{m}_M , como foi demonstrado na secção 3.4.5.1. Por conseguinte o aumento de T_M produz dois efeitos antagónicos, a soma dos dois efeitos traduz-se numa diminuição da área de coleção solar requerida com o aumento da temperatura do vapor primário.

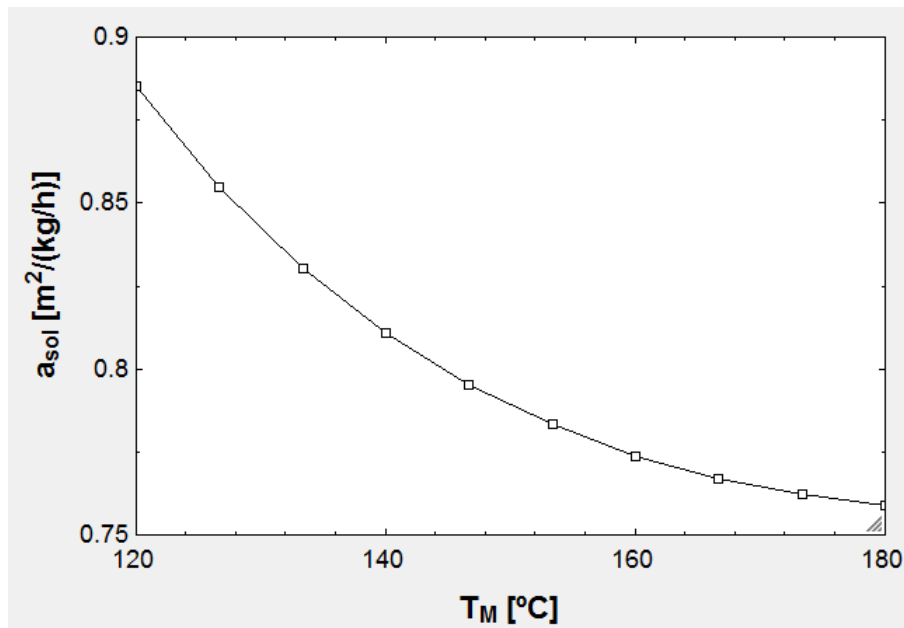


Figura 5.30: T_M vs a_{sol} considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR=1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

5.4 Influência das condições operativas no dimensionamento do ejetor

5.4.1 Comportamento do comprimento do ejetor de vapor em função das condições operativas

A figura 5.31 apresenta a influência da razão de compressão, CR , no comprimento total do ejetor, L_e mantendo T_M , T_{SW} , X_F e C_{RATIO} constantes. A razão de compressão é inversamente proporcional ao comprimento do ejetor, sendo a relação entre CR e l_e praticamente linear. A diminuição do comprimento do ejetor não é muito acentuada representando percentualmente, para o intervalo de valores de CR considerado, um decréscimo de 12 %.

O aumento da razão de compressão, mantendo a temperatura de ebulição do 1º efeito constante, provoca um aumento da pressão à saída do ejetor P_S . Como foi explicado na secção 3.4.5.3, o aumento de P_S traduz-se numa diminuição do vapor arrastado e num aumento do vapor primário consumido pelo ejetor de vapor (para uma produção de destilado constante). A diminuição do vapor secundário provoca uma diminuição na área de secção deste fluxo $A_{sec,y}$ e o aumento do vapor primário provoca um aumento da área de secção do fluxo primário $A_{pr,y}$. Uma vez que a diminuição de $A_{sec,y}$ é superior ao aumento de $A_{pr,y}$, a área de secção constante A_y diminui. A soma dos comprimentos que compõe o comprimento total do ejetor de vapor (L_{conv} , $L_{m,max}$ e L_{diff}) são apenas função de A_y pelo que, a diminuição de A_y explica a diminuição de L_e .

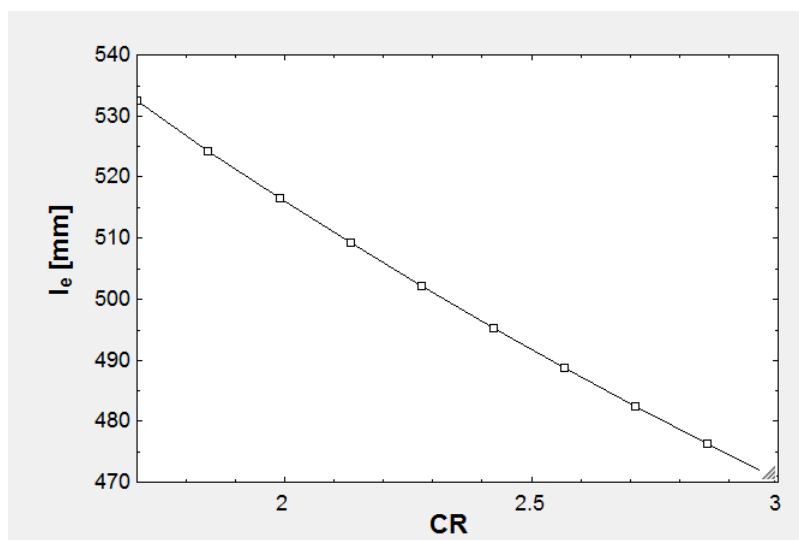


Figura 5.31: CR vs L_e considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 180^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A temperatura de ebulição do 1º efeito exerce uma influência bastante mais assinalável no comprimento do ejetor, repare-se que um aumento de $5^\circ C$ em $T_{B(1)}$ provoca um decréscimo superior em L_e (13 %) que aumentar CR para o máximo valor considerado (12 %). A relação entre as duas variáveis em estudo na Figura 5.32 é de linearidade e proporcionalidade inversa tal como em L_e vs CR. O aumento de $T_{B(1)}$ desde o limite inferior do intervalo considerado ($45^\circ C$) até ao limite superior ($70^\circ C$) permite reduzir em quase 50 % o comprimento do ejetor (desde os 530 mm até aos 290 mm).

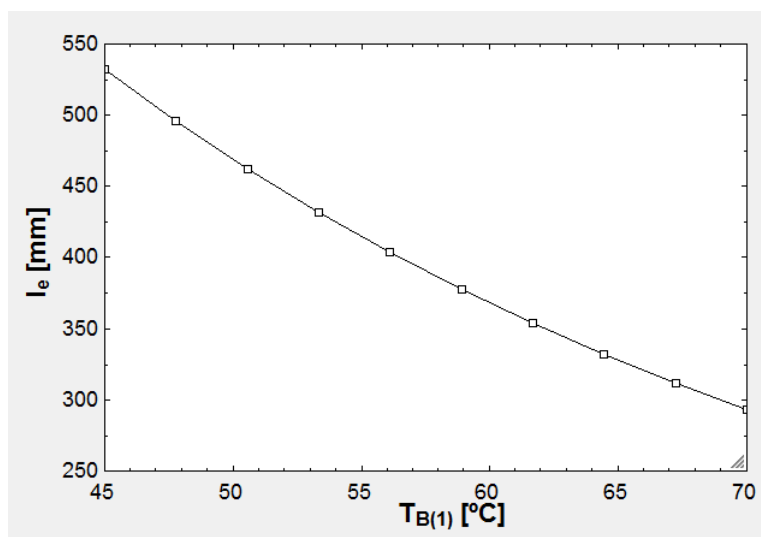


Figura 5.32: $T_{B(1)}$ vs L_e para efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 120^\circ C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

Como foi referido na secção 5.3.1, o aumento da temperatura de ebulição do 1º efeito provoca uma diminuição do vapor arrastado pelo ejetor e conseqüentemente um aumento

do vapor primário consumido, para uma produção de destilado fixa. Tal como referido para a relação entre CR e L_e , a diminuição de \dot{m}_{EV} traduz-se numa diminuição da área A_Y . A diminuição da área da zona de secção constante provoca uma diminuição no comprimento total do ejetor.

5.4.2 Comportamento do diâmetro da garganta do bocal primário em função das condições operativas

A influência da razão de compressão no diâmetro da garganta do bocal primário é apresentado na Figura 5.33. Verifica-se que a gama de valores do diâmetro da garganta do bocal primário é reduzida, variação de no máximo 2mm. A relação entre D_{noz} e CR é aproximadamente linear, constantando-se que D_{noz} aumenta com o incremento da razão de concentração: aumento percentual de 30 % variando D_{noz} desde os 2.4 mm até aos 3.1 mm quando CR varia desde o 1.7 até 3.

Tal como foi explicado na secção 5.3.1, o aumento da razão de compressão manifesta-se negativamente na razão de sucção, diminuindo-a. Consequentemente o fluxo de vapor primário aumenta com a razão de compressão. O diâmetro da garganta do bocal primário D_{noz} aumenta com o aumento do fluxo de vapor primário, como é visível na equação B.2. Assim, o aumento da razão de compressão provoca um aumento no diâmetro da garganta do bocal primário.

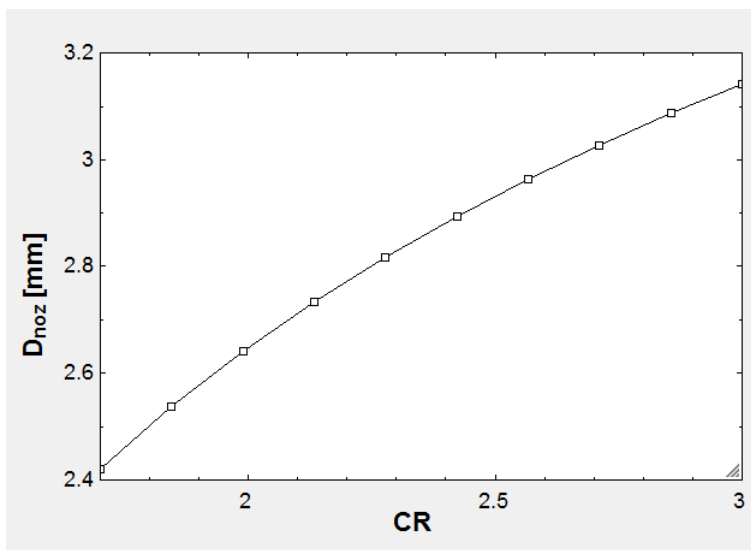


Figura 5.33: CR vs D_{noz} para efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 150^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

A outra condição operativa com influência no diâmetro da garganta do bocal primário é a temperatura do vapor motriz. Através da análise da Figura 5.34 é possível atestar que T_M é inversamente proporcional a D_{noz} e de relação quase linear. No entanto, apesar de a redução ser percentualmente elevada (63 %) em termos absolutos verifica-se apenas uma variação máxima de 5 mm. A diminuição em D_{noz} é explicada pela diminuição no

caudal de vapor primário admitido. A explicação para a diminuição de \dot{m}_M foi prestada na secção 5.3.1.

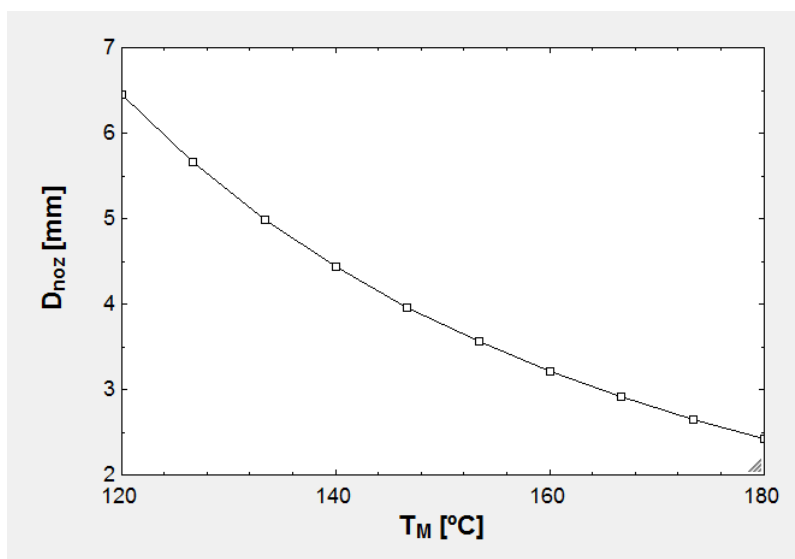


Figura 5.34: T_M vs D_{noz} para efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR=1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

5.4.3 Comportamento da razão de áreas em função das condições operativas

A relação entre a razão de áreas e a razão de compressão é de proporcionalidade inversa, como é visível na Figura 5.35. A razão de áreas decresce percentualmente perto de 70 % de 68 para 28 com o aumento de CR desde 1.7 até 3.

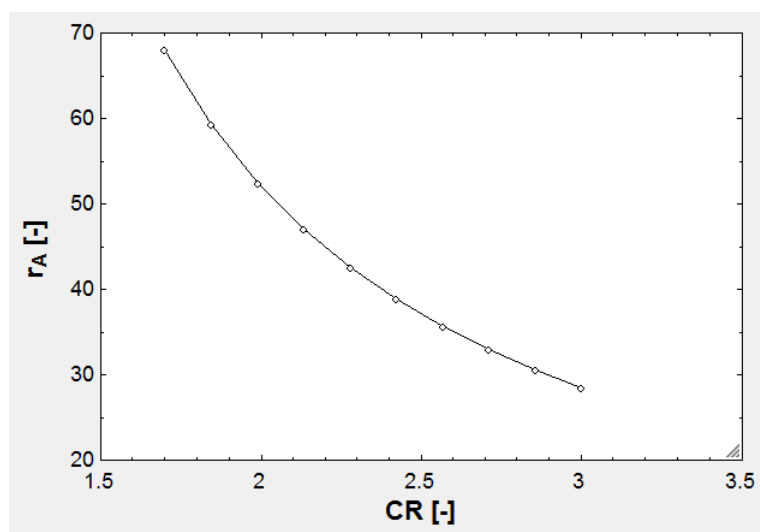


Figura 5.35: CR vs r_A para efeito simples. As restantes condições operativas são: $T_M = 150^\circ C$; $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

Na secção 5.4.1 foi demonstrado que o aumento da razão de compressão provoca uma diminuição na área da zona de secção constante, A_Y . Por sua vez, na secção 5.4.2 foi demonstrado que o aumento da razão de compressão provoca um aumento da área da garganta do bocal primário A_1 . A razão de áreas define-se pela equação 3.2, ou seja pela razão entre A_1 e A_3 (igual numericamente a A_Y). Desta forma, o aumento da variável em denominador e a diminuição da variável em numerador provocam uma diminuição da razão de áreas com o aumento da razão de compressão.

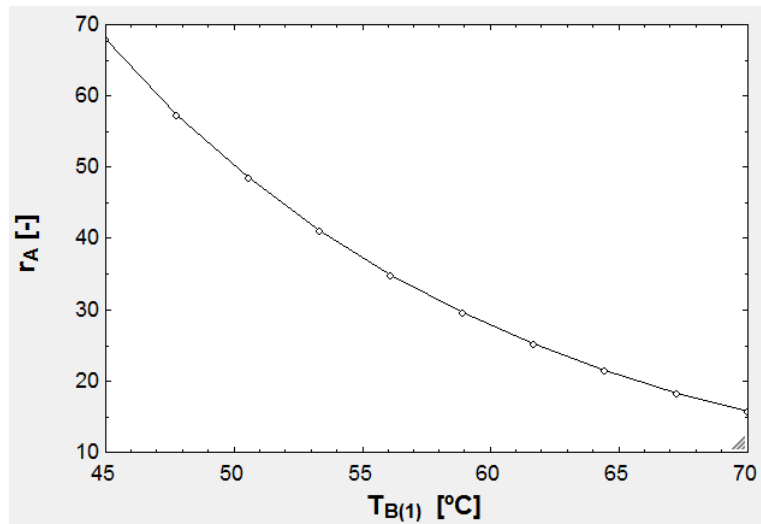


Figura 5.36: $T_{B(1)}$ vs r_A considerando efeito único. As restantes condições operativas são: $T_M = 150^{\circ}C$; $CR = 1.7$; $T_{SW} = 25^{\circ}C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

O comportamento da razão de áreas em função de $T_{B(1)}$ é igualmente relevante e a variação deste parâmetro igualmente acentuada quando comparado com r_A em função de CR . Verifica-se, através da observação das Figuras 5.37 5.36, que as duas variáveis apresentam relações com r_A muito semelhantes. Assim sendo, r_A vs $T_{B(1)}$ é igualmente inversamente proporcional e aproximadamente linear. Para além disso uma elevação de $T_{B(1)}$ desde o seu limite inferior $45^{\circ}C$ até ao seu limite superior $70^{\circ}C$ conduz a um decréscimo percentual de 75 %, bastante próximo do decréscimo provocado pela elevação de CR .

Tal como foi explicado na análise a r_A vs CR , também para r_A vs $T_{B(1)}$ a diminuição da razão de áreas se explica pelo aumento de A_1 e diminuição de A_y com a diferença porém de que essas elevações foram originadas pelo aumento de $T_{B(1)}$ e não pelo aumento de CR . A explicação para o aumento das áreas em questão com o aumento de $T_{B(1)}$ foi apresentada na secção 5.4.1.

A figura 5.37 apresenta a evolução da razão de áreas perante o variação da temperatura do vapor motriz. Identifica-se um aumento da razão de áreas de magnitude semelhante à variação identificada neste parâmetro quando apenas sobre a influência de CR e $T_{B(1)}$ individualmente. A influência de T_M é de sinal contrário à das condições operativas $T_{B(1)}$ e CR , T_M é diretamente proporcional a r_A , verificando-se que quando T_M varia de $120^{\circ}C$ até $180^{\circ}C$ r_A aumenta mais de nove vezes o seu valor, desde 12 até 95.

Na secção 5.3.1 foi demonstrado que o aumento da temperatura de ebulição do 1º efeito provoca uma diminuição no fluxo de vapor arrastado pelo ejetor de vapor, \dot{m}_{EV} . A diminuição deste fluxo, provoca um aumento marginal em A_Y , uma vez que a diminuição da área de secção do fluxo secundário $A_{SEC,Y}$ é ligeiramente ultrapassada pelo aumento da área de secção do fluxo primário $A_{PR,Y}$. Na secção 5.4.2 foi demonstrado que o aumento da temperatura do vapor motriz provoca uma diminuição da área da garganta do bocal primário A_1 . A razão de áreas define-se pela equação 3.2, ou seja pela razão entre A_3 e A_1 (igual numericamente a A_Y). Desta forma, o ligeiro aumento da variável em numerador e a diminuição da variável em denominador explicam o aumento da razão de áreas com o aumento da temperatura do vapor motriz.

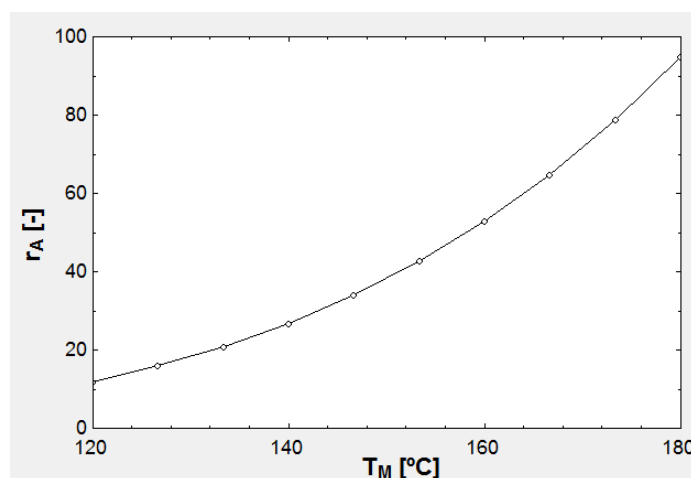


Figura 5.37: T_M vs r_A para efeito único. As restantes condições operativas são: $T_{B(1)} = 45^\circ C$; $CR=1.7$; $T_{SW} = 25^\circ C$; $X_F = 42g/kg$; $C_{RATIO} = 1.667$.

5.5 Influência do número de efeitos

A análise da influência do número de efeitos foi levada a cabo considerando como condições operativas: $T_{B(1)} = 50^\circ C$, $CR=1.7$, $T_M = 180^\circ C$, $T_{SW} = 25^\circ C$, $X_F = 42g/kg$, $C_{RATIO} = 1.667$, $\Delta T = 2.5^\circ C$ e uma produção de destilado constante de 500 litros diários.

O *Gain Output Ratio* aumenta consideravelmente com o aumento do número de efeitos, apresentando uma relação quase linear, como é visível na figura 5.38. Dado que o incremento no GOR de efeito para efeito é aproximadamente constante (aumentando 3 unidades por cada efeito adicionado) a influência do aumento de efeitos é muito superior para um número de efeitos menor. Repare-se que aumento o número de efeitos de 1 para 2 permite aumentar percentual GOR em 100 %, já o aumento do número de efeitos de 5 para 6 constitui somente um incremento percentual de 20 %. Para além disso, o aumento do número de efeitos aumenta drasticamente a complexidade do sistema, aumentando o número de componentes que compõe o sistema, aumentando os custos de aquisição e manutenção associados, requerendo maior área para a instalação do sistema, requerendo mão de obra com um grau de especialização superior para o controlo e manutenção, etc.

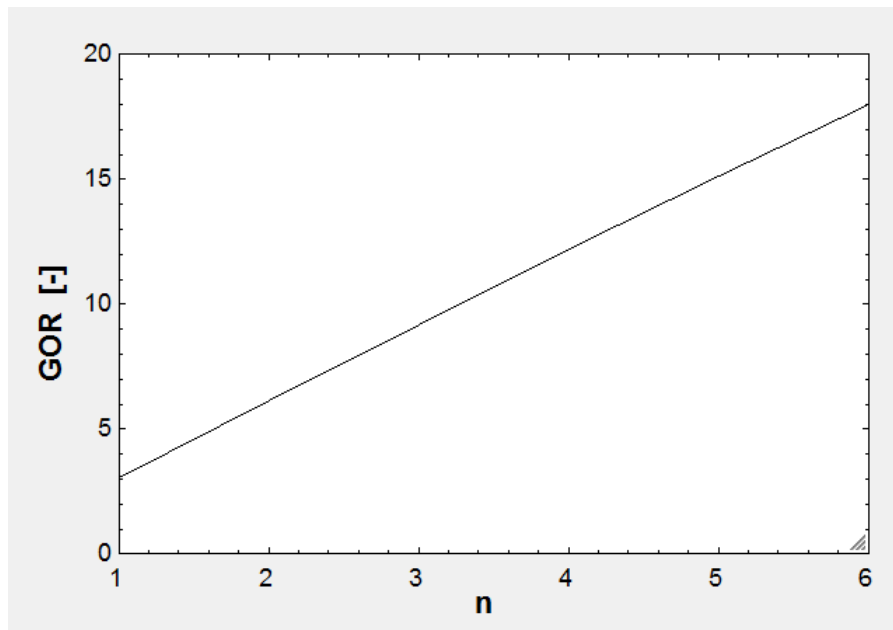


Figura 5.38: Influência do número de efeitos no *Gain Output Ratio*.

A eficiência do sistema aumenta com o número de efeitos até um valor máximo seguidamente diminui para uma dada temperatura de ebulição até que se verifica falha no funcionamento do ejetor e o funcionamento do sistema é interrompido. Na Figura 5.39 verifica-se que para temperaturas de ebulição do 1º efeito mais elevadas a eficiência do sistema tem uma evolução mais acentuada. Repare-se que para $T_{B(1)}=50$ °C quando o número de efeitos aumenta de 1 para 5 a eficiência do sistema aumenta somente 0.2 unidades, no entanto para $T_{B(1)}=70$ °C o mesmo incremento de n traduz-se num aumento da eficiência do sistema de 0.44, 22 vezes superior. Este comportamento é esperado, em centrais de dessalinização a nível industrial a temperatura do 1º efeito é consistentemente alta [7],[19]. Conclui-se assim que o aumento do número de efeitos teria de ser acompanhado por um aumento da temperatura de ebulição do 1º efeito de forma a garantir a eficiência energética do sistema, no entanto este aumento de $T_{B(1)}$ aumentaria a suscetibilidade a fenómenos de corrosão e calcificação [42]. O controlo destes fenómenos requer mão-de-obra especializada, a introdução na unidade de dessalinização de sistemas de remoção incorporados de depósitos ou a interrupção periódica da central para limpeza das superfícies de transferência de calor [41].

A figura 5.39 apresenta apenas a influência do número de efeitos na eficiência do sistema para um número de efeitos adequado ao funcionamento do sistema, pelo não se identificam as zonas de falha do ejetor.

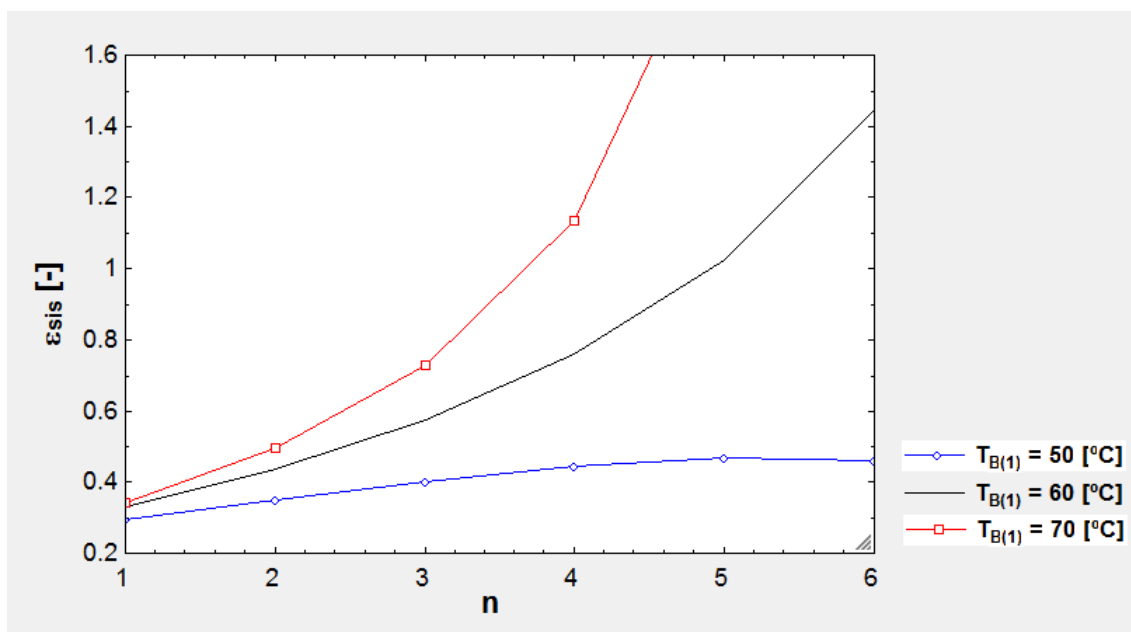


Figura 5.39: Influência do número de efeitos na eficiência do sistema

O aumento de eficiência do sistema com o aumento do número de efeitos traduz-se na diminuição do trabalho específico do sistema e do caudal de água de arrefecimento específico - figura 5.40. A diminuição destes dois parâmetros de desempenho é consideravelmente menos acentuada para número de efeitos superiores, repare-se que de $n=1$ para $n=2$ o s_{mcw} diminui 4 unidades e w_T 15000 J/kg e de $n=2$ para $n=3$ s_{mcw} diminui 1.5 unidades e w_T diminui 6000 J/kg. Tendo em conta que GOR apresenta uma tendência semelhante o aumento do número de efeitos para 2 pode-se revelar uma boa solução de compromisso, já que permitiria dobrar GOR, reduzir o trabalho específico em mais de 50 % e o caudal específico de água de arrefecimento em 70 %. A diminuição do caudal específico de água de arrefecimento permitia reduzir o dispêndio energético associado à bombagem de água salgada para o condensador, a dimensão dos circuitos hidráulicos responsáveis por esta zona do sistema e reduzir o risco de colmatção.

A área de transferência de calor no condensador e a área de coleção solar são também diminuídas com o aumento do número de efeitos. O comportamento é similar ao de w_T e s_{mcw} , como é possível atestar na figura 5.41. Verifica-se que o aumento no número de efeitos de 1 para 2 permite reduzir a área específica do condensador e a área específica dos coletores solares em mais de 50 %. Uma redução desta ordem na área de coletores solares necessária representa uma economia de capital elevada, quer em material (os próprios coletores solares) quer em área necessária para instalação da unidade de aproveitamento solar. O decrescimento nestes custos rivaliza com o aumento resultante da introdução de mais evaporadores (decorrente do aumento de número de efeitos) com a vantagem de que, o aumento do número de efeitos permitiria uma maior produção de destilado.

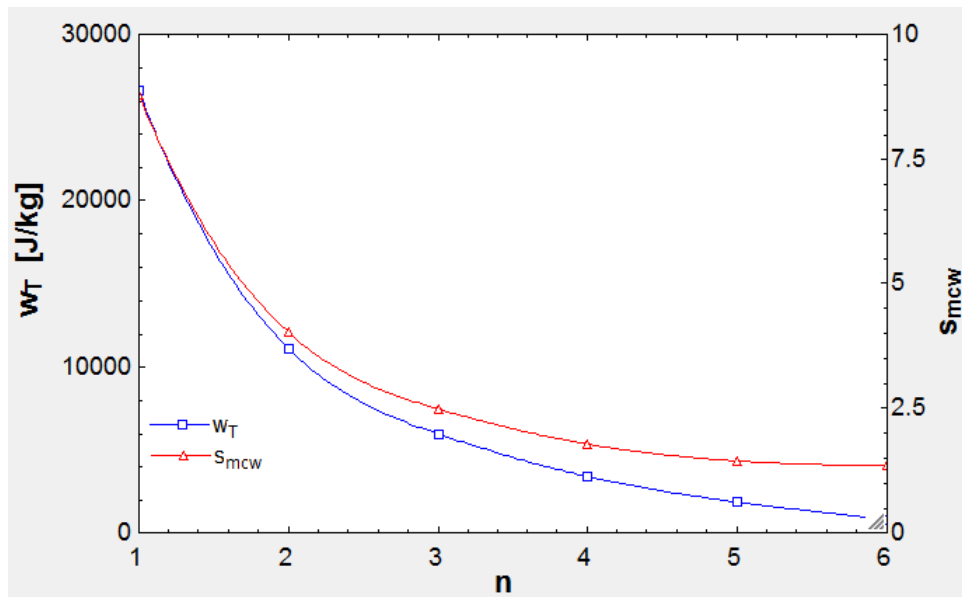


Figura 5.40: Influência do número de efeitos no trabalho específico e caudal de água salgada de arrefecimento específico.

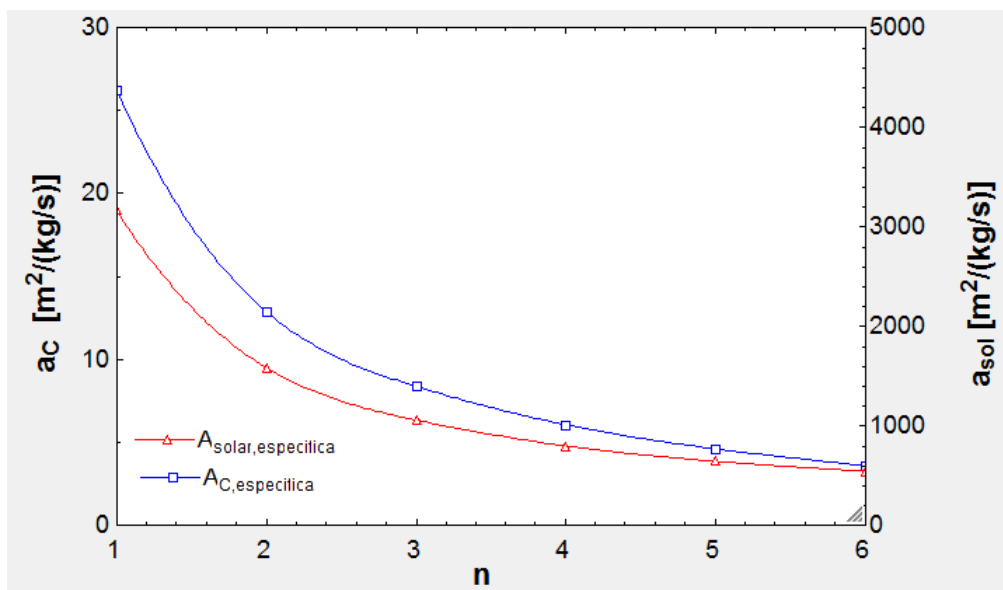


Figura 5.41: Influência do número de efeitos na área de coleção solar específica e na área de transferência de calor do condensador específica.

O aumento do número de efeitos tem como consequência mais imediata o aumento do número de evaporadores consequentemente verifica-se um aumento na área específica de evaporadores. O comportamento da área específica de evaporadores em função do número de efeitos é apresentado na Figura 5.42. Verifica-se que de $n=1$ para $n=2$ o aumento em a_E é muito acentuado, quando comparado com a elevação de a_E em números de efeitos superiores. Repare-se que de $n=1$ para $n=2$ a_E aumenta de $31 m^2/(kg/s)$ para 270

$m^2/(kg/s)$ (9 vezes maior) enquanto que de $n=2$ para $n=3$ a_E aumenta de $270 m^2/(kg/s)$ para $355 m^2/(kg/s)$ (1.3 vezes maior). O aumento abrupto da área específica do evaporador quando se aumenta o número de efeitos de 1 para 2 é explicado pela diminuição muito acentuada da diferença de temperatura do evaporador 1 para o evaporador 1. O evaporador 1, dado que o fluxo que é admitido do lado quente do permutador é o fluxo proveniente do ejetor, possui uma diferença de temperaturas elevada (pode chegar aos 35°C) enquanto que a diferença de temperaturas nos restantes evaporadores é definida como variável de entrada do sistema e assume valores normalmente inferiores a 5°C [19]. A diminuição da diferença de temperaturas para calor trocado aproximadamente constante exige áreas de transferência de calor superiores, o que explica a elevação abrupta de a_E de $n=1$ para $n=2$ e um aumento aproximadamente linear para o número de efeitos seguintes.

Apesar do aumento na área específica de evaporadores quando se aumenta o número de efeitos para 2 ser bastante elevado, para as condições operativas consideradas a diminuição na área específica de coletores solares é bastante mais assinalável (mais de 5 vezes superior) o que abona a favor da implementação de 2 efeitos.

A influência do número de efeitos nos parâmetros dimensionais do ejetor de vapor, entenda-se L_e, D_{noz} e r_A , uma vez que o ejetor representará uma parcela desprezável tanto na dimensão total do sistema, como no custo.

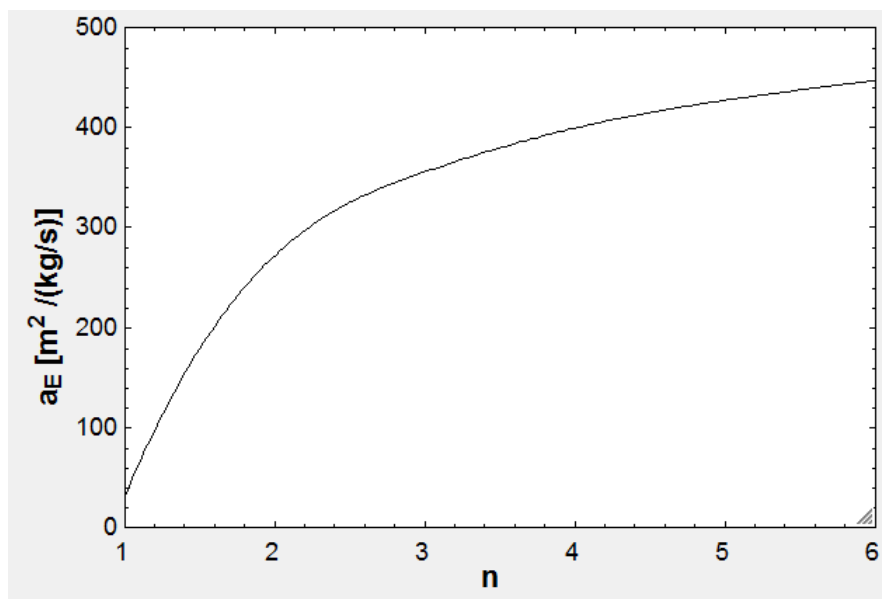


Figura 5.42: Influência do número de efeitos na área específica do evaporador.

Capítulo 6

Conclusões e trabalhos futuros

A presente dissertação teve como principais objetivos a análise detalhada de um sistema de dessalinização por compressão térmica de vapor alimentado por energia solar e a comparação do desempenho desse sistema quando a unidade de dessalinização tem um único efeito ou multi-efeitos. Após revisão bibliográfica dos diferentes componentes que compõem a arquitetura da unidade de dessalinização, e dos fenômenos adversos ao bom funcionamento desta unidade, o sistema foi modelado. O sistema, composto pela unidade de dessalinização por TVC e por uma unidade de aproveitamento solar, foi modelado matematicamente com base no estabelecimento de balanços energéticos e mássicos nos diversos componentes do sistema. O modelo foi implementado no *software* EES(F-Chart,EUA) considerando diversos pressupostos, dentre eles destacam-se: regime permanente, perdas de calor entre o sistema e a envolvente é nula, ejetor de vapor adiabático e comportamento de gás perfeito neste componente.

As condições operativas que têm maior influência no desempenho do sistema foram identificadas utilizando o método de *Response surface analysis*. Concluiu-se que as variáveis de maior influência no desempenho do sistema são: Temperatura de ebulição da água salgada admitida no 1º efeito ($T_{B(1)}$), Temperatura do vapor motriz (T_M) e a Razão de compressão (CR).

O aumento da temperatura do vapor motriz permite a obtenção de GOR e eficiência energética do sistema mais elevados, com menor potência de bombagem e caudal específico de água de arrefecimento. Para além disso a adoção de T_M elevados é responsável pela diminuição das áreas específicas de transferência de calor, quer no condensador quer no evaporador bem com a diminuição da área de coletores solares. A adoção de temperaturas de vapor motriz elevadas permite menor consumo de energia elétrica na alimentação das bombas, quer na bomba de elevação de pressão do vapor motriz, quer na bomba de circulação necessária para a admissão de água de arrefecimento. Tem também uma influência positiva na dimensão do sistema uma vez que reduz as áreas de transferência de calor do evaporador e do condensador são reduzidas, para um determinado valor de água potável produzida diariamente. A economia de capital é também considerável, dado que o investimento inicial no condensador, evaporador e coletores solares é menor e a área da unidade de dessalinização e da unidade de aproveitamento solar decresce.

A razão de compressão imposta no ejetor deve ser reduzida, permitindo desta forma

maximizar GOR, a eficiência do sistema, minimizando o trabalho de bombagem, o caudal de água de arrefecimento, as áreas específicas do condensador e dos coletores solares. Em oposição, o aumento de CR permitiria reduzir a área específica dos evaporadores bem como reduzir o comprimento do ejetor, o diâmetro da garganta do bocal primário e a razão de áreas. As dimensões do ejetor não são significativas no custo do sistema nem na dimensão do mesmo. Por sua vez, a diminuição de área específica do evaporador que adviria do aumento de CR implicaria um aumento da área específica do condensador superior (aproximadamente 2 vezes) pelo que não se verificaria uma economia de capital. Acrescentando este argumento à redução no GOR, ϵ_{sis} e a elevação de w_T e s_{mcw} que adviria conclui-se que a razão de compressão deve ser mantida a valores baixos.

Temperaturas de ebulição do 1º efeito reduzidas maximizam GOR e minimizam o trabalho específico e área específica dos coletores solares enquanto $T_{B(1)}$ elevada minimiza as áreas específicas do condensador e evaporador e o caudal específico de água salgada. O parâmetro de desempenho ϵ_{sis} espelha este dilema apresentando um valor máximo para um valor de $T_{B(1)}$ entre o limite inferior e o superior do intervalo considerado, no entanto este parâmetro não tem em conta a influência das áreas (de coletores solares, de evaporador e do condensador), pelo que o valor de $T_{B(1)}$ deve ser determinado por análise económico-financeira. Salienta-se ainda que a aplicação de $T_{B(1)}$ baixas requerem a manutenção da pressão do evaporador a níveis de vácuo muito elevados o que pode resultar em problemas técnicos de estanquidade. Caso a estanquidade dos evaporadores seja posta em causa, a admissão de gases não condensáveis é inevitável e o bom funcionamento do sistema não é garantido.

O modelo matemático desenvolvido acautela a possibilidade de a unidade de dessalinização ser de efeito múltiplo, pelo que esse cenário foi estudado. Concluiu-se que uma unidade de dessalinização com 2 efeitos representa uma boa solução de compromisso entre a simplicidade do sistema e o melhor aproveitamento energético. Com a adopção de dois efeitos é possível reduzir a área dos coletores solares, a área do condensador, o trabalho das bombas e o caudal de água de arrefecimento para metade enquanto GOR e a eficiência do sistema aumentavam. A única contrariedade associada à adopção de dois efeitos é o aumento acentuado da área dos evaporadores no entanto verificou-se que a redução da área de coletores solares por si só era cinco vezes superior que o aumento da área dos evaporadores. Desta forma, a opção por uma unidade de dessalinização com 2 efeitos permitiria uma economia de capital inicial considerável e menor área ocupada (decorrente da diminuição da área do condensador e dos coletores solares), bem como uma redução do consumo eléctrico das bombas. Ainda que o aumento de complexidade do sistema, do seu controlo e o aumento das necessidades de manutenção sejam aspetos a ter em conta a adopção de dois efeitos na unidade de dessalinização representa a alternativa mais favorável.

Finalmente, com base nos resultados obtidos e nas conclusões principais apresentadas sugerem-se os seguintes tópicos para trabalhos futuros:

- O modelo matemático foi construído sob o pressuposto de operação em regime permanente. Tendo em conta que o sistema é alimentado por um conjunto de coletores solares cujo funcionamento é altamente variável ao longo do dia e da altura do ano. Como, sugestão para trabalho futuro seria muito útil desenvolver um modelo

matemático em regime transiente que permitiria estimar o desempenho do sistema bem como avaliar a resposta do ejetor de vapor às diferentes condições operativas a que estará sujeito.

- O ejetor de vapor é o componente chave da unidade de dessalinização TVC e o seu funcionamento é complexo. A análise deste componente foi unidimensional considerando o fluido de trabalho como um gás ideal. Recorrendo a software CFD capaz de modelar o escoamento como bi ou tri-dimensional no seu interior, determinado as propriedades do vapor de água como um gás real. A análise por CFD permitiria eventualmente a validação dos resultados obtidos, tal como a otimização da geometria interna do ejetor.
- Para além disso sugere-se o estudo de 2 configurações alternativas para a unidade de dessalinização que, apesar de aumentarem a complexidade do sistema, poderiam incrementar a sua eficiência energética. A primeira configuração alternativa distingue-se da atual pela introdução de *Flash Boxes*. A introdução das *Flash Boxes* de um pré-aquecedor para o vapor secundário representa a segunda configuração alternativa. O princípio seria usar o vapor produzido nas *Flash Boxes* encaminha-lo para o lado quente de um permutador (o pré-aquecedor) permitindo desta forma que o vapor secundário seja admitido a temperatura superior.

Bibliografia

- [1] M. A. Eltawil, Z. Zhengming, and L. Yuan, “A review of renewable energy technologies integrated with desalination systems,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 9, pp. 2245–2262, 2009.
- [2] H. Sharon and K. Reddy, “A review of solar energy driven desalination technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 41, no. C, pp. 1080–1118, 2015.
- [3] “Preventing water wars: how to build bridges over river disputes.” <http://www.theguardian.com/global-development-professionals-network/2014/sep/30/water-wars-conflict-peace-nile-africa#img-2>. Acesso em: 2014-05-30.
- [4] N. Ghaffour, J. Bundschuh, H. Mahmoudi, and M. F. Goosen, “Renewable energy-driven desalination technologies: A comprehensive review on challenges and potential applications of integrated systems,” *Desalination*, vol. 356, pp. 94–114, 2015.
- [5] C. Li, Y. Goswami, and E. Stefanakos, “Solar assisted sea water desalination: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19, no. C, pp. 136–163, 2013.
- [6] G. Wetterau, *Desalination of Seawater*. AWWA manual, American Water Works Association, 2011.
- [7] H. El-Dessouky and H. Ettouney, *Fundamentals of Salt Water Desalination*. Elsevier Science, 2002.
- [8] W. H. O. Staff, *Guidelines for drinking-water quality: Surveillance and control of community supplies*. No. vol. 3 in Nonserial Publication, World Health Organization, 1997.
- [9] D. C. McKinney, “Aquifer water quality,” The University of Texas, Austin, Texas, 2010.
- [10] K. Wangnick, I. D. Association, and W. C. GMBH., *2002 IDA Worldwide Desalting Plants Inventory: Worldwide Inventory of Land-based Desalting Plants Capable of Producing 100m³/unit Or More of Fresh Water Daily and Contracted, Delivered Or Under Construction as of December 31, 2001*. Wangnick Consulting GMBH, 2002.

- [11] J. Morillo, J. Usero, D. Rosado, H. E. Bakouri, A. Riaza, and F.-J. Bernaola, “Comparative study of brine management technologies for desalination plants,” *Desalination*, vol. 336, no. 0, pp. 32 – 49, 2014.
- [12] M. Abutayeh, “Theoretical and Experimental Simulation of Passive Vacuum Solar Flash Desalination,” Master’s thesis, University of South Florida, United States of America, 2010.
- [13] “The photovoltaic effect.” <http://www.pveducation.org/pvcdrom/solar-cell-operation/photovoltaic-effect>. Acesso em: 2014-05-30.
- [14] “Reverse osmosis desalination process.” <http://www.lenntech.com/processes/desalination/reverse-osmosis/general/reverse-osmosis-desalination-process.htm>. Acesso em: 2014-06-02.
- [15] S. Jamaly, N. Darwish, I. Ahmed, and S. Hasan, “A short review on reverse osmosis pretreatment technologies,” *Desalination*, vol. 354, no. 0, pp. 30 – 38, 2014.
- [16] R. Takagi, M. Vasselbehagh, and H. Matsuyama, “Theoretical study of the permselectivity of an anion exchange membrane in electro dialysis,” *Journal of Membrane Science*, vol. 470, no. 0, pp. 486 – 493, 2014.
- [17] S. A. Kalogirou, “Chapter eight - solar desalination systems,” in *Solar Energy Engineering* (S. A. Kalogirou, ed.), pp. 421 – 468, Boston: Academic Press, 2009.
- [18] “Tecnologia das células fotovoltaicas.” <http://e-lee.ist.utl.pt/realisations/EnergiesRenouvelables/FiliereSolaire/PanneauxPhotovoltaiques/Cellule/Technologie.htm>. Acesso em: 2014-05-30.
- [19] I. S. Al-Mutaz and I. Wazeer, “Development of a steady-state mathematical model for mee-tvc desalination plants,” *Desalination*, vol. 351, no. 0, pp. 9 – 18, 2014.
- [20] “Tobruk - libya.” <http://www.sidem-desalination.com/en/main-references/case-studies/Tobruk.htm>. Acesso em: 2014-05-30.
- [21] A. Cipollina, G. Micale, and L. Rizzuti, *Seawater Desalination: Conventional and Renewable Energy Processes*. Green Energy and Technology, Springer Berlin Heidelberg, 2009.
- [22] D. R. Greffrath, “Effect of scaling on design and operation of thermal seawater desalination plants,” *SERCK COMO*.
- [23] J. B. Tonner, S. Hinge, and C. Legorreta, “Plates — the next breakthrough in thermal desalination,” *Desalination*, vol. 134, no. 1–3, pp. 205 – 211, 2001.
- [24] “Demister operating principles.” <http://www.dsdemister.com/eng/demister2.htm>. Acesso em: 2014-05-30.

- [25] “Polyethylene demisters, polyethylene mist eliminator.” <http://www.mist-eliminator-demister.com/mist-eliminator-demister/goods-776--Plastic+demister+pad-Polyethylene+mist+eliminator-POLYETHYLENE+Demisters.html>. Acesso em: 2014-05-30.
- [26] R. Kamali, A. Abbassi, and S. S. Vanini, “A simulation model and parametric study of med-tvc process,” *Desalination*, vol. 235, no. 1–3, pp. 340 – 351, 2009.
- [27] S. Varga, A. C. Oliveira, and B. Diaconu, “Influence of geometrical factors on steam ejector performance – a numerical assessment,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, no. 7, pp. 1694 – 1701, 2009.
- [28] H. El-Dessouky, H. Ettouney, I. Alatiqi, and G. Al-Nuwaibit, “Evaluation of steam jet ejectors,” *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 41, no. 6, pp. 551 – 561, 2002.
- [29] K. Chunnanond and S. Aphornratana, “Ejectors: applications in refrigeration technology,” *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 8, no. 2, pp. 129–155, 2004.
- [30] I. W. Eames, “A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method,” *Applied thermal engineering*, vol. 22, no. 2, pp. 121–131, 2002.
- [31] B. Huang, J. Chang, C. Wang, and V. Petrenko, “A 1-d analysis of ejector performance,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, no. 5, pp. 354 – 364, 1999.
- [32] P. R. Pereira, S. Varga, J. Soares, A. C. Oliveira, A. M. Lopes, F. G. de Almeida, and J. F. Carneiro, “Experimental results with a variable geometry ejector using r600a as working fluid,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 46, pp. 77–85, 2014.
- [33] Y. Allouche, C. Bouden, and S. Varga, “A {CFD} analysis of the flow structure inside a steam ejector to identify the suitable experimental operating conditions for a solar-driven refrigeration system,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 39, no. 0, pp. 186 – 195, 2014. Solar Cooling.
- [34] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, and K. Chunnanond, “Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 46, no. 0, pp. 823 – 833, 2007.
- [35] J. Chen, H. Havtun, and B. Palm, “Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 64, no. 1–2, pp. 182 – 191, 2014.
- [36] S. Varga, P. S. Lebre, and A. C. Oliveira, “Readdressing working fluid selection with a view to designing a variable geometry ejector,” *International Journal of Low-Carbon Technologies*, p. ctt026, 2013.

- [37] Y.-M. Chen and C.-Y. Sun, “Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 15, no. 4, pp. 384 – 394, 1997.
- [38] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, and K. Chunnanond, “Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 46, no. 8, pp. 823 – 833, 2007.
- [39] Y.-J. Chang and Y.-M. Chen, “Enhancement of a steam-jet refrigerator using a novel application of the petal nozzle,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 22, no. 3–4, pp. 203 – 211, 2000.
- [40] K. P. Corporation, *Material Science DOE Fundamentals Handbook: Volumes 1 And 2*. Knowledge Publications Corporation, 2006.
- [41] R. Shah and D. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Wiley, 2003.
- [42] D. M. Warsinger, J. Swaminathan, E. Guillen-Burrieza, H. A. Arafat, and J. H. L. V, “Scaling and fouling in membrane distillation for desalination applications: A review,” *Desalination*, vol. 356, no. 0, pp. 294 – 313, 2015. State-of-the-Art Reviews in Desalination.
- [43] R. Silver, “Sea water desalination, in: Desalination technical developments and practice,” *A. Porteous (ed.)*, vol. 356, pp. 94–114, 1983.
- [44] A. Harris, “Sea water chemistry and scale control,” *Desalination Technical Developments and Practice*, vol. 356, pp. 94–114, 1983.
- [45] L. di Qualificazione Collettori e Sistemi Solari, “Rapporto di sintesi sulle performance energetiche secondo en 12975-2:2006,”
- [46] J. Ji, R. Wang, L. Li, and H. Ni, “Simulation and analysis of a single-effect thermal vapor-compression desalination system at variable operation conditions,” *Chemical Engineering & Technology*, vol. 30, no. 12, pp. 1633–1641, 2007.
- [47] “Boiling point elevation.” <http://www.chem.purdue.edu/gchelp/solutions/eboil.html>. Acesso em: 2014-02-09.
- [48] O. MIYATAKE, K. MURAKAMI, Y. KAWATA, and T. FUJII, “Fundamental experiments of flash evaporation,” *Bulletin of the Society of Sea Water Science, Japan*, vol. 26, no. 4, pp. 189–198, 1972.
- [49] P. M. da Silva Lebre, “Estudo da importância de um ejetor de geometria variável para aplicação em ciclos de refrigeração,” Master’s thesis, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2011.

- [50] M. da Rocha Ferreira, “Avaliação de rendimentos em ejectores de sistemas de refrigeração com diferentes fluidos,” Master’s thesis, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2012.
- [51] “Central composite designs.” <http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/pri/section3/pri3361.htm>. Acesso em: 2015-06-15.
- [52] W. El-Mudir, M. El-Bousiffi, and S. Al-Hengari, “Performance evaluation of a small size tvs desalination plant,” *Desalination*, vol. 165, pp. 269–279, 2004.

Anexo A: Estudo de geometria solar para o Porto

Tabela A.1: Ângulo azimutal para o Porto, simulação anual para o ano de 2014.

Data	Ângulo Azimutal (°)	Data	Ângulo Azimutal (°)
1-Jan	23.72	5-Jul	55.44
6-Jan	24.43	10-Jul	54.93
11-Jan	25.18	15-Jul	54.17
16-Jan	25.95	20-Jul	53.15
21-Jan	26.73	25-Jul	51.91
26-Jan	27.52	30-Jul	50.48
31-Jan	28.29	4-Aug	48.88
5-Feb	29.05	9-Aug	47.16
10-Feb	29.8	14-Aug	45.33
15-Feb	30.54	19-Aug	43.44
20-Feb	31.26	24-Aug	41.5
25-Feb	31.96	29-Aug	39.56
2-Mar	32.65	3-Sep	37.62
7-Mar	33.34	8-Sep	35.73
12-Mar	34.02	13-Sep	33.89
17-Mar	34.72	18-Sep	32.13
22-Mar	35.45	23-Sep	30.47
27-Mar	36.2	28-Sep	28.9
1-Apr	36.98	3-Oct	27.45
6-Apr	37.83	8-Oct	26.13
11-Apr	38.73	13-Oct	24.94
16-Apr	39.72	18-Oct	23.88
21-Apr	40.78	23-Oct	22.97
26-Apr	41.94	28-Oct	22.2
1-May	43.18	2-Nov	21.57
6-May	44.49	7-Nov	21.09
11-May	45.88	12-Nov	20.74
16-May	47.31	17-Nov	20.54
21-May	48.75	22-Nov	20.47
26-May	50.17	27-Nov	20.52
31-May	51.51	2-Dec	20.69
5-Jun	52.73	7-Dec	20.97
10-Jun	53.79	12-Dec	21.36
15-Jun	54.64	17-Dec	21.84
20-Jun	55.26	22-Dec	22.39
25-Jun	55.6	27-Dec	23.01
30-Jun	55.66		

Anexo B: Análise unidimensional do funcionamento de um ejetor de vapor supersônico

A análise seguidamente apresentada foi desenvolvida por Huang [31].

A figura B.1 pretende ilustrar as secções do ejetor onde os diferentes estados de vapor se manifestam, facilitando a compreensão das equações apresentadas em seguida.

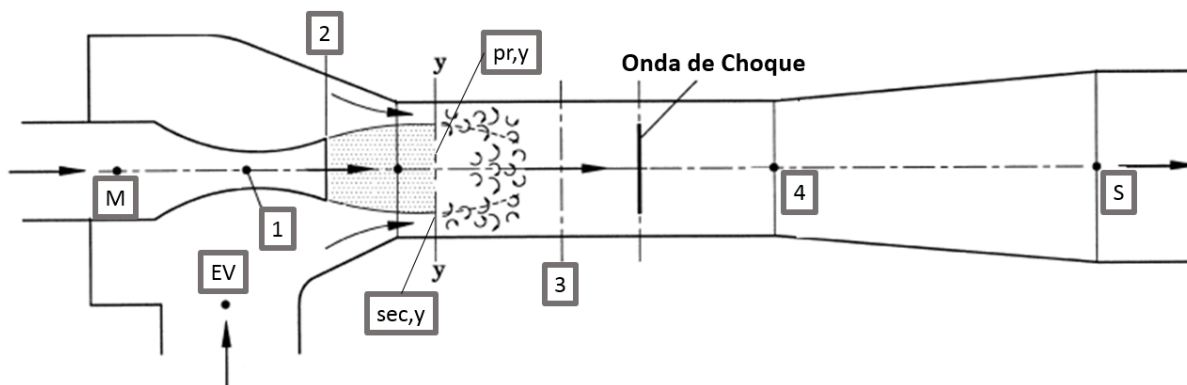


Figura B.1: Representação da posição no ejetor de vapor onde os diferentes estados termodinâmicos se manifestam.

1º Fenómeno de bloqueamento

Na garganta do bocal primário verifica-se a ocorrência do 1º fenómeno de bloqueamento - equação B.1. Considerando que o fluxo primário entra às condições de estagnação, $|\vec{v}| = 0$ a equação B.2 permite a determinação do fluxo mássico de vapor motriz admitido no ejetor de vapor em função do estado M e da área da garganta do bocal primário.

$$\text{Ma}_1 = 1 \quad (\text{B.1})$$

$$\dot{m}_M = A_{noz} \cdot \frac{P_M}{\sqrt{T_M}} \cdot \sqrt{\eta_{noz} \cdot \frac{\gamma}{R_{fluido}} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (\text{B.2})$$

Expansão isentrópica no bocal primário

A pressão à saída do bocal primário é determinada usando a relação isentrópica entre o estado M e 2 materializada pela equação B.3.

$$P_2 = \frac{P_M}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Ma_2^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (\text{B.3})$$

A situação limite para o arrastamento do fluxo secundário para o ejetor de vapor é dada pela equação B.4.

$$P_2 = P_{EV} \quad (\text{B.4})$$

2º Fenómeno de bloqueamento

Na zona de área constante existe uma secção, secção y, onde o 2º fenómeno de bloqueamento acontece. Nessa secção, correspondente a uma área anelar delimitada inferiormente pelo fluxo primário e exteriormente pelo corpo do ejetor de vapor - $A_{sec,y}$ - o vapor secundário está em regime sónico - equação B.5. O fluxo secundário que atravessa essa secção é dado pela equação B.6.

$$Ma_{sec,y} = 1 \quad (\text{B.5})$$

$$\dot{m}_{EV} = A_{sec,y} \cdot \frac{P_{ev}}{\sqrt{T_{EV}}} \cdot \sqrt{\eta_s \cdot \gamma / R_{H2O} \cdot \frac{2}{\gamma+1} \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1}\right)} \quad (\text{B.6})$$

Expansão isentrópica do fluxo secundário

A pressão e temperatura na secção y do fluxo secundário é determinada usando a relação isentrópica entre o estado EV e "sec,Y" e materializada pelas equações B.7 e B.8 respetivamente.

$$P_{sec,y} = P_{EV} \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot (Ma_{sec,y}^2)\right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{B.7})$$

$$T_{sec,y} = \frac{T_{EV}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot (Ma_{sec,y}^2)} \quad (\text{B.8})$$

Expansão isentrópica do fluxo primário

A pressão e temperatura na secção y do fluxo primário é determinada usando a relação isentrópica entre o estado M e "pr,Y" e materializada pelas equações B.9 e B.10 respetivamente.

$$P_{pr,y} = P_M \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot (Ma_{pr,y}^2)\right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{B.9})$$

$$T_{pr,y} = \frac{T_M}{1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot (Ma_{pr,y}^2)} \quad (\text{B.10})$$

Processo de mistura

A secção y marca também o início do processo de mistura dos dois fluxos. O processo dá-se a pressão constante - equação B.11

$$P_{pr,y} = P_{sec,y} \quad (\text{B.11})$$

No início do processo de mistura, os dois fluxos encontram-se separados e as suas velocidades são dadas pelas equações B.12 e B.13.

$$|\vec{v}|_{pr,y} = Ma_{pr,y} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R_{H_2O} \cdot T_{pr,y}} \quad (\text{B.12})$$

$$|\vec{v}|_{sec,y} = Ma_{sec,y} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R_{H_2O} \cdot T_{sec,y}} \quad (\text{B.13})$$

Aquando da mistura, os dois fluxos misturam-se e a velocidade do fluxo misturado, $|\vec{v}|_3$, é dada pela equação B.14

$$|\vec{v}|_3 = (|\vec{v}|_{pr,y} + \lambda \cdot |\vec{v}|_{sec,y}) \cdot \frac{\sqrt{\phi_{mix}}}{1 + \lambda} \quad (\text{B.14})$$

O fator ϕ_{mix} é um fator arbitrário que tem em conta a degradação energética por fricção no processo de mistura. Por indicação de [1-D]:

$$\phi_{mix} = 0.95 \quad (\text{B.15})$$

O processo de mistura fica totalmente definido com a aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica nesta secção:

$$e_3 = e_{pr,y} + e_{sec,y} \quad (\text{B.16})$$

Com:

$$e_3 = T_3 \cdot c_{Pmix} + \left(\frac{|\vec{v}|_3}{2} \right)^2 \quad (\text{B.17})$$

$$e_{pr,y} = T_{pr,y} \cdot c_{Pmix} + \left(\frac{|\vec{v}|_{pr,y}}{2} \right)^2 \quad (\text{B.18})$$

$$e_{sec,y} = T_{sec,y} \cdot c_{Pmix} + \left(\frac{|\vec{v}|_{sec,y}}{2} \right)^2 \quad (\text{B.19})$$

Onda de Choque

Após a onda de choque a pressão, P_4 é constante até que o fluxo entre no difusor final. Assumindo condições isentrópicas, a pressão após a onda de choque é dada pela equação B.20, e o número de Mach é dado pela equação B.21.

$$P_4 = P_{pr,y} \cdot \left(1 + \frac{2}{\gamma + 1} \cdot \gamma \cdot ((Ma_3^2) - 1) \right) \quad (\text{B.20})$$

$$Ma_4 = \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot (Ma_3^2)}{\gamma \cdot (Ma_3^2) - \frac{\gamma-1}{2}} \quad (\text{B.21})$$

Difusor final:

No difusor final a pressão é aumentada e a velocidade diminuída, a pressão à saída do ejetor de vapor, P_S é determinada através da equação B.22.

$$P_S = P_4 \cdot \left(1 + \eta_{dif} \cdot \frac{\gamma - 1}{2} \cdot (\text{Ma}_4^2)\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{B.22})$$

Anexo C: Dimensões geométricas do ejetor de vapor

A figura C.1 apresenta as dimensões de um ejetor de vapor típico.

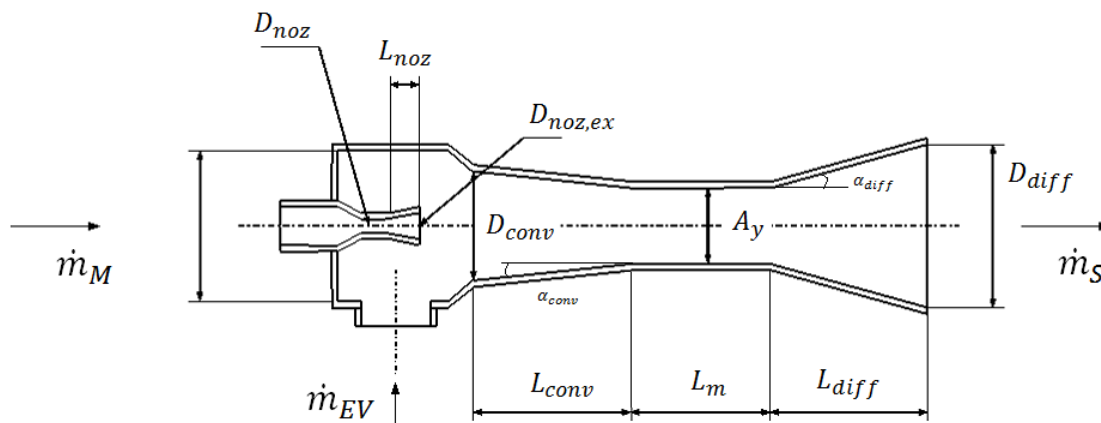


Figura C.1: Dimensões de um ejetor típico.

As características geométricas do ejetor de vapor foram definidas aplicando as recomendações sugeridas pela ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers), consultadas na referência [50] e materializadas na tabela C.1.

Tabela C.1: Recomendações da ASHRAE para as restantes características do ejetor.

Bocal

- O eixo do bocal tem de coincidir com o eixo do ejetor.
- O ângulo do divergente do bocal, deve-se encontrar entre 8 e 15 graus (10 e 12 graus são os valores mais comuns).
- O comprimento pode ser obtido por relações trigonométricas entre os ângulos apresentados e os raios obtidos pelo método da análise unidimensional.
- Medici ([26] em [41]), indica que a secção convergente do bocal deve possuir um ângulo de 45 graus, no entanto a partir de informações de construtores sabe-se que é apenas necessário que este tenha uma abertura suficientemente grande para a velocidade de entrada no bocal ser desprezável, o que se adequa ao pressuposto 4 que indica que a energia cinética à entrada e saída do ejetor é desprezável.

Câmara de Sucção

- A abertura da câmara de sucção é geralmente dimensionada para garantir uma velocidade média do vapor de 76 m/s.

Câmara de Mistura

- Deve possuir um comprimento entre 6 a 10 diâmetros da secção de área constante (geralmente utiliza-se 7 diâmetros da secção de área constante).
- A secção deve ser dividida em dois cones convergentes dispostos em série, onde o primeiro cone deve possuir um ângulo de abertura, α_{conv} , de cerca de 7 a 10 graus, e o segundo cone um ângulo de 3 a 4 graus de abertura. Sobre relação de comprimentos entre cada um dos cones não é fornecida qualquer informação.
- Caso sejam utilizados outros ângulos para o convergente da secção de mistura deve-se ter a noção de que ângulos maiores resultam em perdas de eficiência, e ângulos mais pequenos provocam uma diminuição da pressão atingida pelo ejetor à sua saída o que por sua vez provoca uma diminuição da pressão crítica do ejetor.

Secção de Área Constante

- O ASHRAE pressupõe que o choque normal ocorre na zona de secção de área constante do ejetor e para o garantir indica que o comprimento desta secção deve se encontrar entre 3 a 5 diâmetros da área da mesma. A estimativa fornecida conta já com o fenómeno do comboio de choque que requer um determinado comprimento durante a ocorrência do choque em lugar do choque normal que pressupõe um choque de espessura nula.

Difusor

- Deve possuir uma forma cónica que de acordo com o ASHRAE deve ter um ângulo de abertura, α_{diff} , entre 5 a 12 graus (8 a 10 graus é o valor mais comum), e um comprimento entre 4 a 12 diâmetros da zona de secção de área constante (5 diâmetros é o valor mais comum).
- A ASHRAE acrescenta que um ângulo de 5 a 7 graus seria mais eficiente se o difusor possuir comprimento suficiente para desacelerar o escoamento até uma velocidade de 76 m/s à saída do ejetor.

Seguindo as recomendações da ASHRAE: $\alpha_{conv} = 7^\circ$; $\alpha_{diff} = 10^\circ$.
O diâmetro da secção de entrada do vapor secundário é dado por:

$$d_{sec,inlet} = d_{conv} + 2 \cdot L_{noz} \cdot \tan(\alpha_{conv}) \quad (C.23)$$

Relativamente ao bocal primário:

$$A_{noz,ex} = \frac{A_{noz}}{Ma_2} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1} \cdot \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_2^2 \right) \right)^{\frac{\gamma + 1}{2\gamma - 2}} \quad (C.24)$$

$$L_{noz} = 8 \cdot (D_{noz,ex} - D_{noz}) \quad (C.25)$$

Na zona convergente:

$$d_{conv} = 1.42 \cdot d_y \quad (C.26)$$

$$L_{conv} = 12 \cdot (d_{conv} - d_y) \quad (C.27)$$

Na zona de área constante:

$$A_y = A_{pr,y} + A_{sec,y} \quad (C.28)$$

A área de secção do fluxo secundário na zona de área constante $A_{sec,y}$ é definida pela equação B.6, a área de secção do fluxo primário na zona de área constante, pela equação C.29.

$$A_{pr,y} = \phi_p \cdot \frac{A_{noz}}{Ma_{pr,y}} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1} \cdot \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_{pr,y}^2 \right) \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}/2} \quad (C.29)$$

Sendo ϕ_p um coeficiente arbitrário que tem em conta a perda de fluxo primário na secção. Considerou-se como unitário.

$$L_{m,min} = 3 \cdot d_y \quad (C.30)$$

$$L_{m,max} = 4 \cdot d_y \quad (C.31)$$

Relativamente ao difusor final:

$$L_{diff} = 7 \cdot d_y \quad (C.32)$$

$$d_{diff} = d_y + L_{diff}/6 \quad (C.33)$$