

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Felipe Venâncio Mitkiewicz Silva

**ESTUDO ENERGÉTICO DE UMA USINA HELIOTÉRMICA INTEGRADA  
ATRAVÉS DE UM CICLO BRAYTON COM UMA PLANTA DE DESSALINIZAÇÃO**

Belo Horizonte

2020

Felipe Venâncio Mitkiewicz Silva

**ESTUDO ENERGÉTICO DE UMA USINA HELIOTÉRMICA INTEGRADA  
ATRAVÉS DE UM CICLO BRAYTON COM UMA PLANTA DE DESSALINIZAÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia.

Orientadora: Prof<sup>a</sup>. Dra. Cristiana Brasil Maia

Área de concentração: Sistema Térmicos e Fluidos

Belo Horizonte

2020

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

S586e Silva, Felipe Venâncio Mitkiewicz  
Estudo energético de uma usina heliotérmica integrada através de um ciclo Brayton com uma planta de dessalinização / Felipe Venâncio Mitkiewicz Silva. Belo Horizonte, 2020.  
133 f. : il.

Orientadora: Cristiana Brasil Maia  
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Energia solar. 2. Dessalinização da água. 3. Destilação. 4. Usinas heliotérmicas - Pesquisa. 5. Radiação solar - Brasil. 6. Aquecedores solares de água. 7. Energia elétrica - Produção - Brasil. 8. Mudanças climáticas. 9. Recursos hídricos. I. Maia, Cristiana Brasil. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 551.521.1

Ficha catalográfica elaborada por Fernanda Paim Brito - CRB 6/2999

Felipe Venâncio Mitkiewicz Silva

**ESTUDO ENERGÉTICO DE UMA USINA HELIOTÉRMICA INTEGRADA  
ATRAVÉS DE UM CICLO BRAYTON COM UMA PLANTA DE DESSALINIZAÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia.

---

Prof<sup>a</sup>. Dra. Crisitana Brasil Maia – PUC Minas (Orientadora)

---

Prof. Dr. Felipe Raul Ponce Arrieta – PUC Minas (Banca Examinadora)

---

Prof. Dr. Luben Cabezas-Gómez – USP (Banca Examinadora – Membro Externo)

---

Prof. Dr. Lucas Paglioni Pataro Faria – Newton Paiva (Banca Examinadora – Membro Externo)

Belo Horizonte, 30 de setembro de 2020.



## AGRADECIMENTOS

A conclusão deste trabalho não teria sido possível não fosse o apoio e o suporte de pessoas queridas e próximas a mim. Sou muito grato por ter tido o carinho e a compreensão desses que contribuíram de diversas maneiras, seja na esfera do conhecimento, emocional e até mesmo espiritual. Tal suporte foi fundamental para superar os momentos difíceis e por isso, compartilho os frutos do meu trabalho com eles. Não é possível citar todos, pois não caberia nesta página, sendo assim, permito-me citar alguns agradecimentos em especial:

À minha amada esposa Isabela Bezerra Lubambo Maia, minha companheira de vida;

À orientadora Prof<sup>ª</sup>. Dra. Cristiana Brasil Maia, uma grande referência profissional e pessoal;

Aos meus queridos pais, Margareth Mitkiewicz e Ricardo Venancio de Oliveira da Silva;

Aos meus inestimados irmãos, Fernando Venancio Mitkiewicz Silva e Victoria Venancio Silva;

Aos meus ilustres colegas de curso, em especial, Cristiano Henrique Gonçalves de Brito e Guilherme Loyola França de Vasconcellos;

À Secretaria Acadêmica do Departamento de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, em especial a Valéria Gomes pelo suporte incondicional;

À PUC Minas, instituição responsável pelo Programa de Pós-Graduação.

Ao apoio financeiro do CNPq-GM 134437/2018-7.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001

## RESUMO

A demanda por água e eletricidade tem aumentado juntamente com o aumento populacional, no entanto, as mudanças climáticas estão alterando os padrões climáticos, agravando o estresse hídrico e a fragilidade do cenário brasileiro a respeito da dependência da água para a geração de eletricidade. Sendo assim, uma forma de atacar os dois problemas, a falta d'água e a diversificação da matriz elétrica, é a instalação de usina heliotérmica (CSP) com integração de uma planta de dessalinização (D), mas, os altos custos de instalação são um entrave. No entanto, recentemente, uma configuração de CSP tem sido apontada como uma solução potencial, capaz de aumentar a eficiência do ciclo de potência em até 50% e reduzir os custos de instalação das plantas. A CSP é do tipo torre solar (ST) com receptor de partículas cerâmicas, alimentada por um ciclo de potência com recompressão Brayton fechado com dióxido de carbono supercrítico como fluido de trabalho ( $sCO_2$ ). O ciclo necessariamente rejeita calor e essa energia pode ser aproveitada em uma planta de dessalinização térmica. Portanto, propõe-se o estudo energético da instalação de uma CSP-ST em regime permanente assistido por armazenamento térmico e sistema auxiliar de aquecimento com integração de uma planta de destilação por múltiplos efeitos (MED). Foram selecionadas cinco cidades por meio de critérios técnicos, entre eles a dificuldade de acesso a água e a quantidade de insolação média anual, sendo Icapuí (CE), Vila Nova do Piauí (PI), Monte Santo (BA), Porteirinha (MG) e Rio Grande (RS), todas elas no semiárido, salvo a última. O estudo foi realizado em um programa do *Matlab*, que simulou as plantas sob as condições climáticas de cada localidade. Foi proposto um índice de desempenho nivelado (idn) para comparar os resultados das simulações. Pautado nos resultados e no índice proposto, a cidade de Icapuí foi apontada como sendo a mais qualificada para o investimento da CSP-ST+MED por utilizar o menor número de espelhos, 673, consumir menos energia da fonte auxiliar, 43,2%, logo, obter o melhor idn, 22,72. A ordem de classificação das outras cidades foram Porteirinha com idn de 22,41, Monte Santo com idn 22,09, Vila Nova do Piauí com idn 20,10 e Rio Grande com idn 19,44, respectivamente.

Palavras-chave: Energia solar. Torre solar com receptor central de partículas. Dessalinização. Destilação por Múltiplos Efeitos. Análise de desempenho.

## ABSTRACT

The demand for water and electricity has increased along with population growth, however, climate change is changing weather patterns, aggravating water stress and the fragility of the Brazilian scenario regarding water dependence for electricity generation. Thus, one way to tackle both problems, the lack of water and the diversification of the electrical matrix, is the installation of a heliothermic plant (CSP) with the integration of a desalination plant (D), but the high installation costs are an obstacle. However, recently, a CSP configuration has been identified as a potential solution, capable of increasing the efficiency of the power cycle by up to 50% and reducing plant installation costs. The CSP is a solar tower type (ST) with ceramic particle receiver, fed by a closed Brayton recompression cycle with supercritical carbon dioxide as the working fluid ( $s\text{CO}_2$ ). The cycle necessarily rejects heat and this energy can be used in a thermal desalination plant. Therefore, it is proposed the energetic study of the steady state installation of a CSP-ST assisted by thermal storage and auxiliary heating system with the integration of a distillation plant for multiple effects (MED). Five cities were selected using technical criteria, among them the difficulty of access to water and the amount of average annual sunshine: Icapuí (CE), Vila Nova do Piauí (PI), Monte Santo (BA), Porteirinha (MG), and Rio Grande (RS), all of them in the semiarid region, except the last one. The study was carried out in a Matlab program, which simulated the plants under the climatic conditions of each location. A leveled performance index (idn) was proposed to compare the results of the simulations. Based on the results and on the proposed index, the city of Icapuí was identified as being the most qualified for the investment of CSP-ST + MED for using the least number of mirrors, 673, consuming less energy from the auxiliary source, 43.2%, therefore, get the best idn, 22.72. The ranking order of the other cities were Porteirinha with idn of 22.41, Monte Santo with idn of 22.09, Vila Nova do Piauí with idn of 20.10 and Rio Grande with idn of 19.44, respectively.

Keywords: Solar energy. Solar tower with particle central receiver. Desalination. Multiple Effects Distillation. Performance analysis.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Radar comparativo da matriz elétrica brasileira, alemã e estadunidense (%).....	35
Figura 2 - População e taxa de crescimento anual para o mundo: estimativas, 1950-2020 e projeção de média variante com intervalos de previsão de 95%, 2020-2100.....	37
Figura 3 - Diagrama de Venn - Proposta de utilização da energia solar .....	39
Figura 4 - Transição do CO <sub>2</sub> da fase subcrítica (a) à supercrítica (h) .....	44
Figura 5 - Gráficos do comportamento das propriedades termofísicas com a variação da temperatura e pressão constante, a) H <sub>2</sub> O e do b) CO <sub>2</sub> , ambos no estado supercrítico e CO <sub>2</sub> variando pressão e temperatura, sua c) densidade e d) viscosidade .....	45
Figura 6 - Configurações do Ciclo Brayton de sCO <sub>2</sub> fechado .....	54
Figura 7 - Configuração da usina heliotérmica .....	61
Figura 8 - Variação do consumo de energia solar e do sistema de backup de aquecimento (TES e AUX), para os dias 1,2 e 3 e uma demanda constante de 10 MW .....	63
Figura 9 - Esquema da dinâmica energética nas fronteiras do volume de controle .....	69
Figura 10 - Espectro da irradiância solar.....	71
Figura 11 - Movimento de translação da Terra em relação ao Sol.....	73
Figura 12 - Tipos de coletores solares concentradores, a) linear Fresnel, b)calha parabólica, c) torre solar e d) disco parabólico e.....	74
Figura 13 - Esquema de CSP do tipo torre com receptor central de partículas .....	76
Figura 14 - Diagrama de temperatura vs entropia do ciclo de potência Brayton fechado recompressão de 10 MWe líquido.....	83
Figura 15 - Esquema de unidade de MED.....	86
Figura 16 - Modelo esquemático do trabalho simplificado.....	90
Figura 17 - Diagrama da visão geral do método de avaliação do mercado potencial da planta de CSP+D.....	92
Figura 18 - Mapa da média de longo prazo da irradiação direta no Brasil e as localizações das cidades estudadas no mapa.....	93
Figura 19 - Diferentes múltiplos solares (MS) para a mesma produção de potência diária.....	94
Figura 20 - Esquema da transferência e transformação da energia .....	96
Figura 21 - Diagrama de integração dos ciclos .....	97
Figura 22 - Dinâmica do escoamento das partículas .....	98
Figura 23 - Exemplos dos casos das ações do programa.....	103
Figura 24 - Controle da temperatura de saída do receptor central.....	105
Figura 25 - Algoritmo do programa .....	106
Figura 26 - Radiação global ao longo do ano nas cidades estudadas .....	109
Figura 27 - Radiação direta média horária mensal ao longo do ano nas localidades .....	110
Figura 28 - Perfil da temperatura ambiente das localidades no ano .....	111
Figura 29 - Número de helióstatos e porcentagem de utilização das fontes de energia para cada localidade estudada.....	112
Figura 30 - Distribuição do consumo de energia em função do perfil da radiação térmica disponível para a planta em Vila Nova do Piauí .....	114
Figura 31 - Distribuição do consumo de energia em função do perfil da radiação térmica disponível para a planta em Porteirinha .....	115
Figura 32 - Distribuição do consumo de energia em função do perfil da radiação térmica disponível para a planta em Monte Santo.....	116
Figura 33 - Distribuição do consumo de energia em função do perfil da radiação térmica disponível para a planta em Rio Grande.....	117

Figura 34 - Distribuição do consumo de energia em função do perfil da radiação térmica disponível para a planta em Icapuí .....	117
Figura 35 - Quantidade de água dessalinizada por meio do MED em função da latitude.....	118
Figura 36 - Diagrama Sankey da distribuição média energética das CSP-ST+MED .....	119
Figura 37 - Índice de desempenho nivelado (idn) das localidades.....	120

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resumo dos trabalhos de CBF-sCO <sub>2</sub> .....	47
Tabela 2 - Resultados das simulações em regime permanente, dinâmico 1 e dinâmico 2 .....	57
Tabela 3 - Economia e consumo de energia dos principais métodos de dessalinização .....	64
Tabela 4 - Resumo dos trabalhos de CBF-sCO <sub>2</sub> integrado com sistema dessalinização térmica- Estado da arte.....	65
Tabela 5 - Propriedades das partículas (CARBO Accucast ID50).....	81
Tabela 6 – Parâmetros dos componentes do ciclo de potência Brayton fechado com recompressão com sCO <sub>2</sub> .....	84
Tabela 7 - Dados das localidades estudadas.....	91
Tabela 8 - Propriedade dos helióstatos .....	95
Tabela 9 - Ações do programa em relação aos estados das fontes de calor em função da demanda .....	102
Tabela 10 - Relação do consumo das fontes de calor e número de helióstatos de cada localidade base horária média mensal.....	113
Tabela 11 - idn e número de espelhos por localidade.....	121

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área [ $m^2$ ]
$B$	Dimensão da abertura do silo [ $m$ ]
$C$	Constante do controle de temperatura [ $kJ/kg$ ]
$C_p$	Calor Específico a Pressão Constante [ $kJ/kgK$ ]
$d$	Diâmetro das partículas [ $m$ ]
$D$	Dimensão da abertura do silo [ $m$ ]
DNI	Radiação normal incidente [ $W/m^2$ ]
$E$	Energia [ $J$ ]
$F_{view}$	Fator de forma
$g$	Aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ]
$G$	Radiação Solar [ $W/m^2$ ]
$h$	Coefficiente de Transferência de Calor Convectivo [ $W/m^2K$ ]
$idn$	Índice de desempenho nivelado [ $m^3/espelho$ ]
$LR$	Dimensão característica do receptor central [ $m$ ]
MS	Múltiplo Solar [-]
$\dot{m}$	Vazão mássica [ $kg/s$ ]
$n_e$	Número de efeitos [-]
$PR$	Razão de desempenho [-]
$Q$	Energia em forma de calor [ $J$ ]
$\dot{Q}$	Taxa de energia em forma de calor [ $W$ ]
$W$	Energia em forme de trabalho [ $J$ ]
$\bar{T}$	Temperatura média [ $K$ ou $^{\circ}C$ ]
$T$	Temperatura [ $K$ ou $^{\circ}C$ ]
$TC$	Taxa de concentração [-]
$t$	Tempo [ $s$ ]
$v$	Velocidade [ $m/s$ ]
$V$	Volume [ $m^3$ ]

## *Subscritos*

<i>a</i>	calor transferido no TCP do ciclo primário para o secundário
<i>abs</i>	calor absorvido pelo sistema
<i>amb</i>	ambiente
<i>AUX</i>	aquecimento auxiliar
<i>b</i>	leito de partículas
<i>cam</i>	câmara do MED
<i>campo</i>	campo de helióstatos
<i>CB</i>	compressor secundário ( <i>by-pass</i> )
<i>CP</i>	compressor primário
<i>conv</i>	convecção
<i>dif</i>	difusa
<i>dif</i>	direta
<i>demanda</i>	demanda
<i>e</i>	elétrico
<i>e</i>	entrada
<i>espelho</i>	espelho
espelhos	espelhos
<i>f</i>	frio
<i>final</i>	fim do período
<i>inicial</i>	início do período
<i>opt</i>	ótico
<i>out</i>	saída
par	partículas
projeto	projeto
<i>q</i>	quente
<i>R</i>	rejeito
<i>rec</i>	receptor
<i>rad</i>	radiação
<i>s</i>	saída
<i>sCO<sub>2</sub></i>	dióxido de carbono supercrítico
<i>solar</i>	solar



$t$	tempo
$t$	térmico
$T$	total
$T$	turbina
$th$	térmico
$\acute{u}til$	calor absorvido da energia solar (somatório do $Q_{abs}$ e $Q_{TES}$ )

## SÍMBOLOS GREGOS

$\Delta$	Diferença
$\eta$	Eficiência [%]
$\epsilon$	Poder emissivo [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$ ]
$\epsilon$	Emissividade [-]
$\alpha_R$	Absortividade do receptor central
$\rho$	Densidade [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AUX	Sistema de Aquecimento Auxiliar
BA	Estado Brasileiro da Bahia
CBF	Ciclo Brayton fechado
CBFR	Ciclo Brayton fechado com recompressão
CE	Estado Brasileiro do Ceará
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
CSP	<i>Concentrated Solar Power</i> (Energia Solar Concentrada)
D	Dessalinização
DOE	<i>Department of Energy</i> (Departamento de Energia dos Estados Unidos)
EUA	Estados Unidos da América
H <sub>2</sub> O	Água
HTR	<i>High Temperature Recuperator</i> (Recuperador de alta temperatura)
ICAA	Índice de Condição de Acesso a Água
IDH	Índice de Desenvolvimento Humano
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i> (Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas)
LCOE	<i>Levelized cost of energy</i> (custos nivelados de eletricidade)
LCOW	<i>Levelized cost of water</i> (custos nivelados de água)
LTR	<i>Low Temperature Recuperator</i> (Recuperador de baixa temperatura)
MED	<i>Multi Effect Distillation</i> (Destilação de Múltiplos Efeitos)
MEE	<i>Multi Effect Evaporation</i> (Destilação de Múltiplos Efeitos)
MG	Estado Brasileiro de Minas Gerais
MLDT	Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura
NE	<i>Nuclear Energy Office</i> (Escritório de Energia Nuclear)
NETL	<i>National Energy Technology Laboratory</i> (Laboratório Nacional de Tecnologia de Energia)
NIST	<i>National Institute of Standards and Technology</i> (Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia)
O <sub>3</sub>	Ozônio
ONU	Organização das Nações Unidas
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i> (Ciclo Rankine Orgânico)

PAD	Programa Água Doce
PI	Estado Brasileiro do Piauí
PVGIS	<i>Photovoltaic Geographical Information System</i>
PWR	<i>Power to water ratio</i> (razão de potência líquida por produção de água)
R&D	<i>Research and development</i> (Pesquisa e desenvolvimento)
RC	Receptor central
RS	Estado Brasileiro do Rio Grande do Sul
sCO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono supercrítico
TCP	Trocador de calor primário
TES	<i>Thermal Energy Storage</i> (Sistema de Armazenamento Térmico)
TIP	<i>Turbine inlet pressure</i> (pressão de entrada na turbina)
TIT	<i>Turbine inlet temperatura</i> (temperatura na entrada da turbina)
TPG	<i>Thermochemical Power Group</i> (Grupo de Potência Termomecânica)
TVC	<i>Thermal Vapor Compression</i> (Compressão Térmica de Vapor)
TMY	<i>Typical Meteorological Year</i> (Ano Padrão )
ST	<i>Solar tower</i> (Torre solar)
STEP	<i>Supercritical Transformational Electric Production Program</i> (Programa de Produção de Energia Elétrica Transformacional Supercrítica)
tCO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono transcrito
vc	Volume de controle
WEF	<i>World Economic Forum</i> (Fórum Econômico Mundial)

## SUMÁRIO

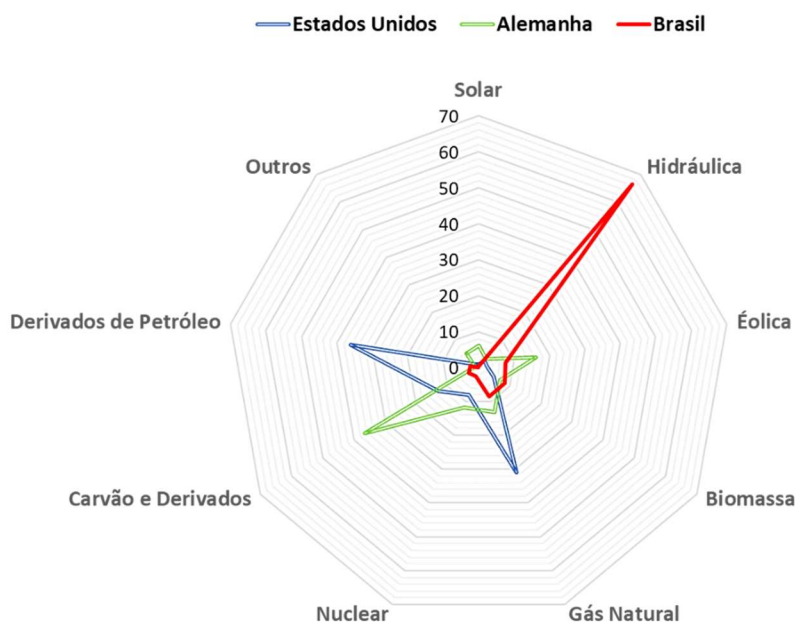
<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>35</b>
<b>1.1</b>	<b>Problema</b> .....	<b>36</b>
<b>1.2</b>	<b>Solução</b> .....	<b>38</b>
<b>1.3</b>	<b>Objetivos</b> .....	<b>41</b>
<b>1.3.1</b>	<b>Objetivos Específicos</b> .....	<b>41</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>43</b>
<b>2.1</b>	<b>Ciclo Brayton fechado com dióxido de carbono supercrítico (CBF-sCO<sub>2</sub>)</b> .....	<b>52</b>
<b>2.2</b>	<b>CBF-sCO<sub>2</sub> Solar</b> .....	<b>58</b>
<b>2.3</b>	<b>CBF-sCO<sub>2</sub> Solar integrado com dessalinização térmica</b> .....	<b>66</b>
<b>3</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>69</b>
<b>3.1</b>	<b>Balço de Massa e Análise Energética</b> .....	<b>69</b>
<b>3.1.1</b>	<b>Conservação da massa</b> .....	<b>70</b>
<b>3.1.2</b>	<b>Primeira Lei da Termodinâmica</b> .....	<b>70</b>
<b>3.2</b>	<b>Recurso Solar</b> .....	<b>71</b>
<b>3.2.1</b>	<b>Radiação Solar</b> .....	<b>71</b>
<b>3.3</b>	<b>Usina de Energia Solar Concentrada</b> .....	<b>74</b>
<b>3.3.1</b>	<b>Torre solar</b> .....	<b>75</b>
<b>3.3.2</b>	<b>Helióstatos</b> .....	<b>77</b>
<b>3.3.2.1</b>	<b>Múltiplo solar</b> .....	<b>77</b>
<b>3.3.3</b>	<b>Receptor central</b> .....	<b>78</b>
<b>3.3.3.1</b>	<b>Vazão mássica das partículas</b> .....	<b>80</b>
<b>3.4</b>	<b>Ciclo Brayton de Potência</b> .....	<b>82</b>
<b>3.5</b>	<b>Dessalinização por Destilação por Múltiplos Efeitos</b> .....	<b>85</b>
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>89</b>
<b>4.1</b>	<b>Metodologia de escolha das localidades</b> .....	<b>90</b>
<b>4.2</b>	<b>Configuração da planta de CSP – ST</b> .....	<b>94</b>
<b>4.3</b>	<b>Estudo Energético</b> .....	<b>96</b>
<b>4.3.1</b>	<b>Perspectiva geral do estudo</b> .....	<b>96</b>
<b>4.3.2</b>	<b>Perspectiva detalhada do estudo</b> .....	<b>97</b>
<b>4.3.2.1</b>	<b>Receptor central de partículas em queda da torre solar</b> .....	<b>98</b>
<b>4.4</b>	<b>Estrutura lógica do programa</b> .....	<b>100</b>
<b>4.4.1</b>	<b>Análise energética</b> .....	<b>100</b>
<b>4.4.2</b>	<b>Controle da temperatura de saída das partículas</b> .....	<b>102</b>
<b>4.4.2.1</b>	<b>Ajuste da temperatura de saída do receptor central</b> .....	<b>104</b>
<b>4.5</b>	<b>Dessalinização MED</b> .....	<b>107</b>
<b>4.6</b>	<b>Índice de Desempenho Nivelado</b> .....	<b>107</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS</b> .....	<b>109</b>
<b>5.1</b>	<b>Análise geral</b> .....	<b>112</b>
<b>5.2</b>	<b>Análise energética anual</b> .....	<b>114</b>
<b>5.3</b>	<b>Índice de desempenho nivelado</b> .....	<b>120</b>
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b> .....	<b>123</b>
<b>6.1</b>	<b>Sugestões para trabalhos futuros</b> .....	<b>126</b>

<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>127</b>
--------------------------	------------

## 1 INTRODUÇÃO

A eletricidade é fundamental para o funcionamento da sociedade atual. A matriz elétrica brasileira é predominantemente composta por fonte energética renovável, o que contribui para a redução das emissões dos gases do efeito estufa. No entanto, a matriz é fortemente concentrada em hidrelétricas, o que ocasiona uma vulnerabilidade crítica devido à falta de diversificação das fontes. Em casos de flutuações de oferta ou a falta dela, a geração de eletricidade no país pode ser comprometida, impactando diretamente a população, a economia e o crescimento do país. A Figura 1 apresenta um radar comparativo da matriz elétrica brasileira com países que possuem uma matriz mais balanceada. É possível observar a forte dependência da matriz brasileira da energia hidráulica e uma diversidade na parcela das fontes nas matrizes dos Estados Unidos e Alemanha. Vale ressaltar que apesar da diversificação em suas matrizes, Estados Unidos e Alemanha são países que consomem muita energia elétrica e possuem parcelas consideráveis de fontes não renováveis em suas respectivas matrizes.

**Figura 1 – Radar comparativo da matriz elétrica brasileira, alemã e estadunidense (%)**



**Fonte:** Adaptado pelo autor baseado de Empresa de Pesquisa Energética (2019), Federal Ministry For Economic Affairs and Energy (2018) e EIA (2019).

A condição brasileira se torna mais frágil pelo fato de a principal fonte ser dependente de fatores climáticos. Recentemente, no ano de 2017, devido às condições hidrológicas

desfavoráveis, houve redução de 3,4% da energia hidráulica disponibilizada em relação ao ano anterior.

## 1.1 Problema

Nos últimos anos, diversos estudos têm alertado a respeito da projeção futura sobre o clima, indicando mudanças consideráveis nos padrões deste. Existem duas principais vertentes da causa e efeito que visam justificar tais condições, uma considera que as mudanças fazem parte de ciclos orbitais periódicos, como o de Milankovitch (ROSE, 2010), enquanto uma outra, credita a ação do homem (ROSA; RIBEIRO, 2001). Um estudo divulgado pelo Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC - do inglês, *Intergovernmental Panel on Climate Change*) apontou para a relação do aquecimento global com as mudanças climáticas, principalmente pelo aumento da presença de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) na atmosfera. O CO<sub>2</sub> é o principal gás de efeito estufa de longa duração no ambiente e é responsável por reter boa parte da radiação solar refletida na superfície terrestre e o seu aumento de sua proporção está diretamente relacionado às atividades humanas. O estudo do IPCC apresenta uma tendência de aumento da temperatura média global de aproximadamente 1,5 °C até o ano de 2030 em relação ao período pré-industrial (ALLEN *et al.*, 2018).

As mudanças climáticas já estão ocorrendo, indiferentemente da identificação exata da sua causa. A projeção futura da variação da frequência e a intensidade dos eventos climáticos aponta para um cenário preocupante (ALLEN *et al.*, 2018), pois entre as projeções tem-se a mudança nos padrões das chuvas (LEE *et al.*, 2018), conseqüentemente, mudanças no ciclo da água e sua disponibilidade (DÖLL *et al.*, 2018; SAEED *et al.*, 2018; SCHEWE *et al.*, 2014), além do aumento da desertificação e dos períodos de estiagens (IPCC, 2014).

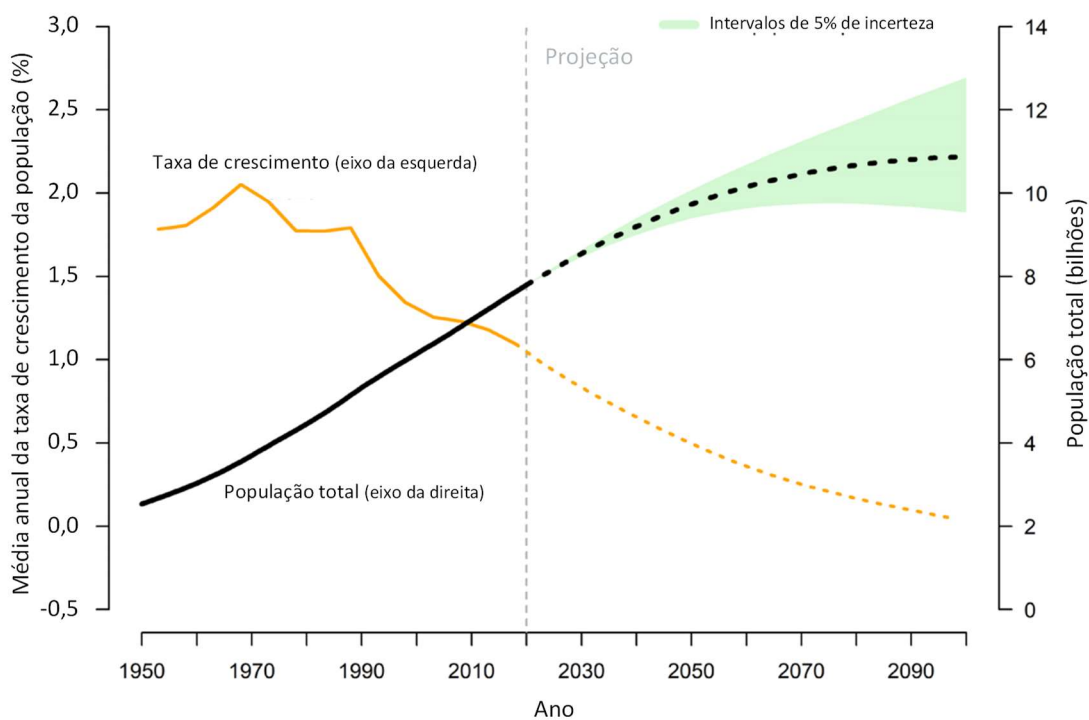
O aumento das estiagens é preocupante, uma vez que os efeitos das secas podem ser agravados, impactando negativamente as regiões que sofrem com a falta de água e a produção de energia elétrica no país. A possibilidade do aumento da falta de disponibilidade de água se tornou um assunto de extrema relevância, o Fórum Econômico Mundial (do inglês, *World Economic Forum*, WEF) classificou a crise da água entre os cinco principais riscos globais de grande impacto mais propensos acontecer na próxima década (WORLD ECONOMIC FORUM, 2018). Segundo a Organização Mundial das Nações Unidas (ONU, ou do inglês, *United Nations*, UN), quase metade da população mundial já vive em áreas com potencial de escassez de água por pelo menos um mês anualmente, e isso pode aumentar para cerca de 55% até o ano de 2050, o equivalente a aproximadamente 4,8 a 5,7 bilhões de pessoas (WORLD WATER



ASSESSMENT PROGRAMME (UNITED NATIONS), 2018). Essa foi uma das motivações para que líderes mundiais se reunissem na sede da ONU em setembro de 2015, para elaborar a Agenda 2030 para o Desenvolvimento Sustentável, a qual contém o conjunto de 17 Objetivos de Desenvolvimento Sustentável (ODS). Entre os objetivos, está o de garantir a disponibilidade e gestão sustentável da água e saneamento para todos (UNITED NATIONS, 2015). No Brasil, em 2017, 38 milhões de pessoas foram impactadas pelas secas, sendo a grande maioria localizada no semiárido do nordeste brasileiro (AGÊNCIA NACIONAL DE ÁGUAS, 2018).

A preocupação do WEF quanto ao estresse hídrico é justificável, pois, em paralelo com o aumento das secas, a população mundial tem aumentado. Em 2019 a população mundial alcançou o número de 7,7 bilhões de pessoas e, mesmo com o padrão decrescente da taxa de crescimento da população, ela tende a aumentar nos próximos anos, segundo a ONU (UNITED NATIONS, DEPARTMENT OF ECONOMIC AND SOCIAL AFFAIRS, 2019). A previsão é que a população mundial atinja os 8,6 bilhões de pessoas em 2030, com uma margem de erro de 5%, conforme ilustrado na Figura 2.

**Figura 2 - População e taxa de crescimento anual para o mundo: estimativas, 1950-2020 e projeção de média variante com intervalos de previsão de 95%, 2020-2100**



Fonte: United Nations, Department of Economic and Social Affairs (2019).

Não obstante, o crescimento do número de pessoas resulta na ampliação da procura dos serviços e produtos, exigindo mais da indústria, agricultura, pecuária, do comércio, transporte e por conseguinte, contribuindo diretamente para o aumento das emissões dos gases do efeito estufa, intensificando os efeitos do aquecimento global e agravando mais ainda o estresse hídrico. Além disso, o aumento populacional mundial acentua a demanda energética de eletricidade. No Brasil, por exemplo, no ano de 2018 o consumo final de eletricidade no país registrou uma progressão de 1,4% em relação ao ano anterior (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2019). Portanto, a expansão e a versatilidade da matriz elétrica são fundamentais para o desenvolvimento econômico e sustentável do país, tanto que o Plano Nacional de Energia 2030 do governo prevê a expansão da oferta de eletricidade e projeta a utilização de outras fontes renováveis, como termelétricas, para o atendimento da demanda futura (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2019). Segundo o ministro de Minas e Energia, Bento Albuquerque, o país precisará investir mais na diversificação da matriz energética, aumentando a oferta de fontes renováveis e limpas e para isso terá que investir cerca de R\$ 450 bilhões em novos projetos de geração e transmissão de energia até 2029. Com o investimento, o crescimento estimado em geração será da ordem de 25% e, na transmissão, de 39% em dez anos (ORDOÑEZ, 2019).

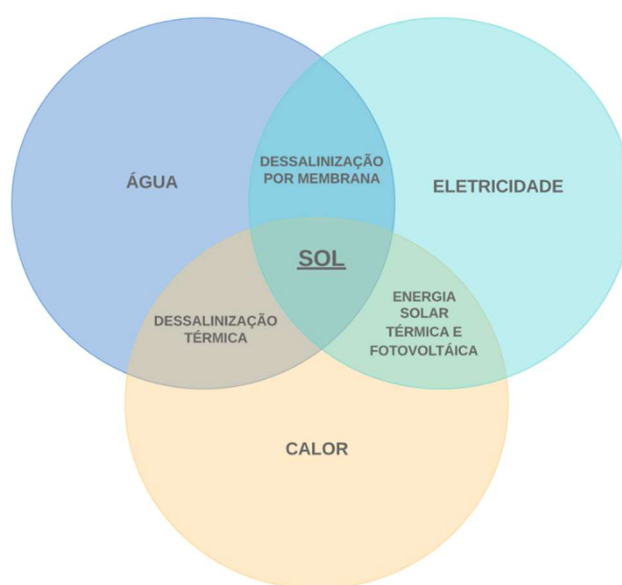
Os países com matriz elétrica diversificada, conscientes do paradigma apresentado, têm investido no desenvolvimento de tecnologias de geração de energia elétrica que possa atender às projeções de demanda futura e contribuir para resiliência de suas matrizes, mas que sejam também, necessariamente, mais eficientes e menos poluentes. Portanto, o ciclo de potência Brayton fechado (CBF) com dióxido de carbono supercrítico como fluido de trabalho (sCO<sub>2</sub>) tem se destacado nos últimos anos como um sistema de conversão de potência promissor, uma vez que tem o potencial de entregar altas eficiência térmicas, utilizar componentes menores e mais compactos, impactar menos o meio ambiente e possuir intercambialidade da fonte de calor primária (LIAO *et al.*, 2019). A sua utilização requer altas temperaturas e as usinas de energia solar concentradas (CSP) têm sido estudadas como uma alternativa de grande potencial para atender essa demanda.

## 1.2 Solução

O ciclo Brayton fechado com dióxido de carbono supercrítico como fluido de trabalho (CBF-sCO<sub>2</sub>) é um ciclo de potência de cogeração, ou seja, além de gerar energia elétrica ele também fornece calor. Sendo assim, o trabalho proposto visa a utilização do mesmo como meio

para atacar os problemas da demanda crescente de eletricidade e de água, além de fomentar a ampliação da diversidade da matriz elétrica brasileira. O projeto consiste na aplicação da proposta apresentada no diagrama de Venn da Figura 3, que consiste na utilização da radiação solar como fonte primária térmica do CBF-sCO<sub>2</sub> e, de forma secundária, da dessalinização térmica de água salgada.

**Figura 3 - Diagrama de Venn - Proposta de utilização da energia solar**



**Fonte: Elaborado pelo próprio autor.**

A dessalinização é o método de separar os sais da água, podendo ser realizado por meio de membranas semipermeáveis ou por processos térmicos. Foi definido a utilização do processo de destilação por múltiplos efeitos (MED, do inglês, *Multi-Effect Distillation*), uma vez que se trata de uma tecnologia versátil, com altos coeficientes de transferência de calor, de alto desempenho e baixo consumo energético. O MED será acoplado de forma a reaproveitar o calor residual no ciclo, absorvendo o calor rejeitado sem impactar a eficiência térmica do ciclo (KOUTA; AL-SULAIMAN; ATIF, 2017).

A utilização da radiação solar como fonte térmica primária do sistema é fundamentada pelo cenário apresentado na Figura 1, qual aponta para ínfima exploração da energia solar, uma fonte renovável e abundante no Brasil. De fato, o país possui um potencial considerável para a exploração deste recurso, pois a abundância é reflexo das dimensões continentais, sendo o quinto maior país em área, e da localização geográfica, situado no hemisfério sul e com fronteiras ao norte próximas da linha do equador.

No entanto, a energia solar se configura como um fenômeno transiente e intermitente, devido ser função de fatores geográficos e temporais, ou seja, a localização no globo e o dia do ano também afetam a intensidade da irradiância. Logo, cada região tem suas características e, portanto, é comum o uso de aquecimento auxiliar (AUX) e de armazenamento térmico (TES, do inglês, *Thermal Energy Storage*) para atenuar a transiência em sistemas de absorção da radiação solar térmica ou até mesmo para manter o ciclo em regime permanente.

Outro fator fundamental é que o ciclo de potência demanda altas temperaturas na entrada da turbina de expansão, responsável pela conversão da energia térmica em elétrica, sendo necessária a utilização de fontes que tenham capacidade de fornecer altas temperaturas. Dentre as aplicações solares, a CSP do tipo torre (ST) se destaca. No entanto, a aplicação da CSP-ST convencional do tipo tanque de sais fundidos não suportaria as condições de trabalho do ciclo de potência, pois os nitratos de sal se tornam instáveis acima de 600 °C (HO, 2016). Portanto, diversos estudos têm sido liderados por grandes laboratórios ao redor do mundo, destacando o *Sandia National Laboratories* no Estados Unidos, para desenvolver a tecnologia capaz de atender a demanda do ciclo. A tecnologia que está no estágio mais avançado é a torre solar com receptor de partículas cerâmicas (bauxita sinterizada), qual se elimina o meio de transferência de calor, sendo a energia transferida diretamente para as partículas.

Por último, mas não menos importante, o alto custo de instalação das CSP-ST é um dos principais entraves para o investimento e é principalmente devido aos altos custos do campo de helióstatos. Portanto, a adição de um ciclo de potência mais eficiente e que requer componentes menores faz com que a aplicação, com o tempo, possa vir ser mais barata e mais difundida.

Portanto, apesar do CSP-ST (CBFR-sCO<sub>2</sub>)+MED ser uma solução atrativa e promissora, a tecnologia ainda é incipiente. Ademais, apesar dos protótipos e plantas de menores escala já terem sido validados, a planta de larga escala ainda está em fase de validação. Atualmente, o valor do investimento inicial de instalação de uma planta comercial tende a ser uma parcela considerável do investimento total de implantação. Assim sendo, uma possível instalação de uma planta demanda um estudo de viabilidade que forneça as informações necessárias para classificar, por meio de critérios técnicos as regiões brasileiras com potencial para justificar o investimento a ser realizado. Este estudo necessariamente precisa considerar as características climáticas. Portanto, o presente trabalho visa desenvolver um estudo que estude a implantação uma CSP-ST+MED no cenário brasileiro em função das características variáveis geoclimáticas, micro e macro, das regiões potenciais e assim corroborar para a assertividade nas decisões em possíveis investimentos futuros.

### 1.3 Objetivos

Estudar o desempenho energético de usinas de energia solar concentrada (CSP) em regime permanente, do tipo torre solar com receptor central de partículas em queda (ST), com sistema de armazenagem térmica (TES) e fonte auxiliar(AUX), integrada com uma planta de dessalinização térmica, por meio do processo de destilação por múltiplos efeitos (MED), em diferentes regiões no Brasil.

#### 1.3.1 *Objetivos Específicos*

- a) Definir as regiões potenciais no Brasil para instalação das CSP-ST+MED a serem estudadas;
- b) Desenvolver um modelo para CSP-ST+MED de receptor central de partículas assistido por armazenagem e fonte alternativa de energia térmica baseado em modelos da literatura;
- c) Simular o modelo para as regiões potenciais definidas;
- d) Analisar o desempenho das instalações do CSP-ST+MED nas regiões simuladas através do consumo energético, produção de água e número de espelhos da planta;
- e) Classificar as potenciais regiões de implantação do CSP-ST+MED através de um indicador de desempenho nivelado;

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

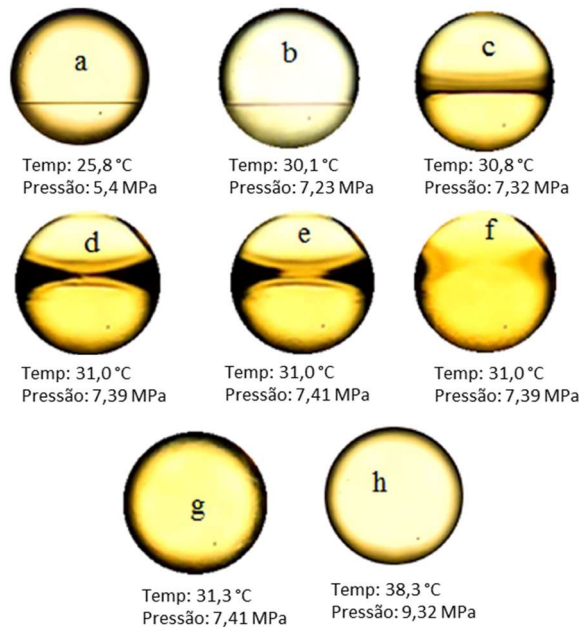
As mudanças climáticas oriundas dos gases do efeito estufa já têm afetado bilhões de pessoas ao redor mundo com eventos climáticos intensos e mais frequentes e a tendência é o aumento contínuo dos níveis de CO<sub>2</sub> de longo prazo, principal causador do aquecimento global. Isto significa que as gerações futuras serão confrontadas com impactos cada vez mais graves das mudanças climáticas, incluindo aumento de temperatura, clima mais extremo, estresse hídrico, aumento do nível do mar e perturbações nos ecossistemas marinhos e terrestres (UNITED NATIONS, 2019). Adicionalmente, a população mundial continua crescendo, acompanhada da demanda de recursos, agravando mais ainda a projeção futura. O cenário previsto enfatiza a necessidade de estratégias mais inteligentes para abastecer a população mundial com recursos fundamentais como a água e eletricidade, de maneira a alcançar um equilíbrio adequado entre recursos e demandas, visando a sustentabilidade, o equilíbrio ambiental e climático do planeta.

Sendo assim, dentre as propostas promissoras para atender a conjuntura atual e futura está o sistema de potência baseado no ciclo Brayton fechado com dióxido de carbono supercrítico como fluido de trabalho. Um ciclo Brayton simples é composto de um compressor, uma turbina, um resfriador e um aquecedor e, o diagrama ideal consiste em duas curvas isobáricas e duas curvas isentrópicas. O Brayton é um ciclo a gás extremamente difundido como sendo o ciclo aplicado nas turbinas das aeronaves, no entanto, trata-se de um sistema aberto e o fluido de trabalho é o ar.

Um fluido em um estado supercrítico assume características de líquido e gás ao mesmo tempo. O ponto crítico do CO<sub>2</sub> ocorre com a pressão crítica de 7,38 MPa e temperatura crítica de 30,98 °C. A Figura 4 apresenta a transição do dióxido de carbono da fase subcrítica (abaixo do ponto crítico) até a fase supercrítica (acima do ponto crítico), observada experimentalmente. A parte superior da letra *a* é composta por gás e a inferior por líquido, ambas de CO<sub>2</sub>. À medida que o fluido vai aumentando a sua temperatura e pressão, a fase líquida e gasosa vão se misturando, até chegar em um ponto em que não é mais possível distinguir a divisão de fases no fluido, conforme apresentado na letra *h*.

As propriedades termodinâmicas mudam bastante do estado subcrítico para o estado supercrítico e o interesse em utilizar o CO<sub>2</sub> acima do ponto crítico é em razão das vantagens que esse o fluido proporciona neste estado.

**Figura 4 - Transição do CO<sub>2</sub> da fase subcrítica (a) à supercrítica (h)**

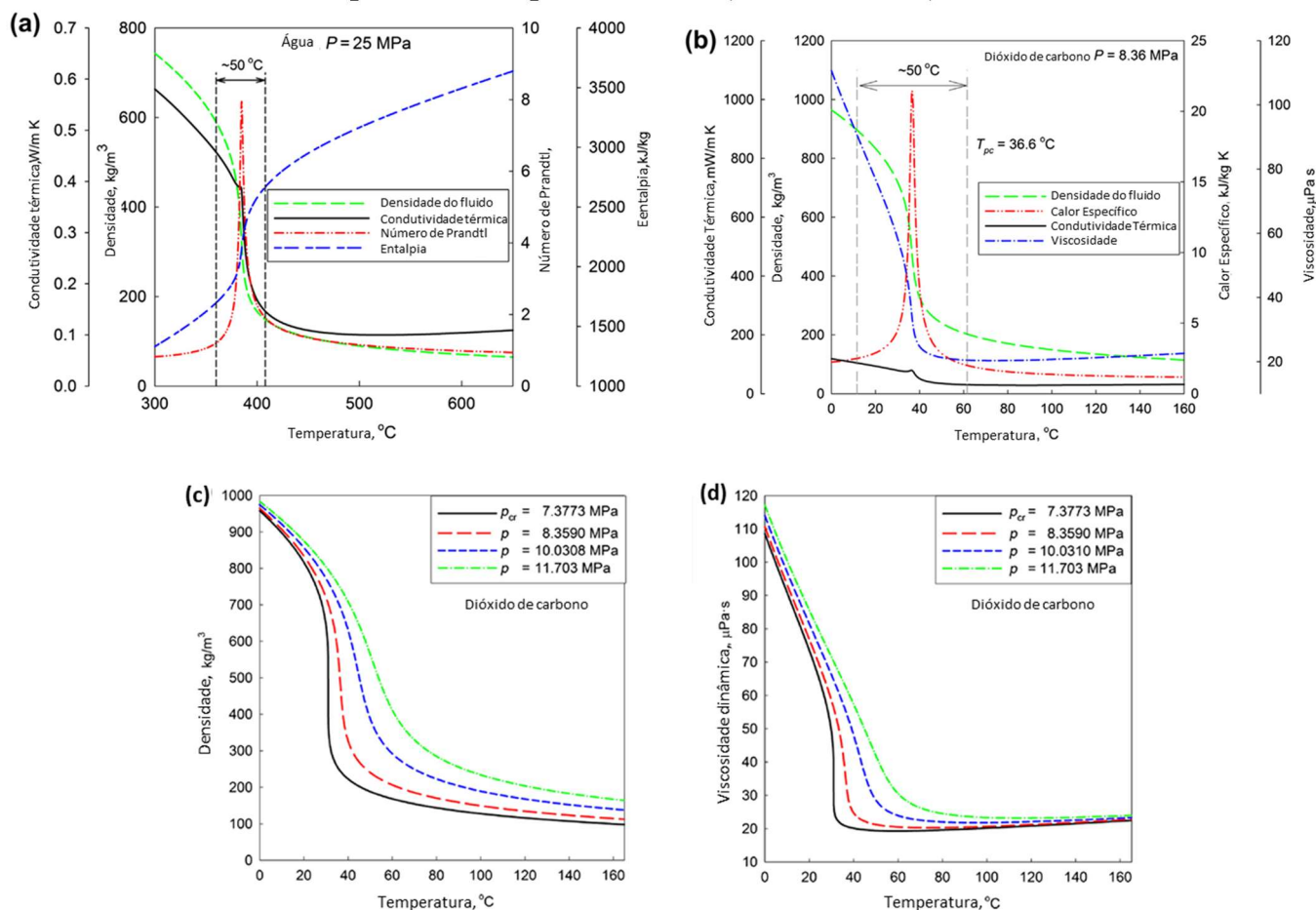


**Fonte: Anikeev; Fan (2014).**

A Figura 5, letras *a* e *b*, apresenta gráficos que mostram o comportamento comparativo da variação das propriedades termofísicas da água e do CO<sub>2</sub> em função da variação da temperatura, ambas na pressão crítica constante. Claramente observa-se que a água demanda mais energia para alcançar o ponto crítico que o CO<sub>2</sub>, sendo, portanto, este um motivo de interesse para escolha do CO<sub>2</sub> como fluido de trabalho do ciclo de potência. As letras *c* e *d* apresentam gráficos do comportamento da densidade e da viscosidade do CO<sub>2</sub> em função da variação da pressão e da temperatura. Observa-se que o aumento da pressão e da temperatura após o ponto crítico faz a densidade do CO<sub>2</sub> aumentar enquanto a viscosidade tende a uma constante.

Conforme o gráfico aponta na letra *b*, perto do ponto crítico, o CO<sub>2</sub> tem as características de líquido e gás, o que significa que a densidade e o calor específico são maiores que a do gás e a viscosidade é menor que a do líquido. O ciclo de potência do sCO<sub>2</sub> tira proveito do alto fator de compressão e densidade próximo ao ponto crítico para minimizar o trabalho do compressor (AHN *et al.*, 2015; NEISES; TURCHI, 2014). Além disso, a alta densidade resulta em turbomáquinas compactas e reduz o custo de investimento inicial. Adicionalmente, a pegada de carbono do ciclo de energia de sCO<sub>2</sub> é de apenas 1/10 de um ciclo de vapor (DOSTAL; DRISCOLL; HEJZLAR apud SARKAR, 2015). Portanto, as vantagens do sCO<sub>2</sub> como fluido de trabalho do ciclo de Brayton podem ser resumidas pelo lista a seguir (LIAO *et al.*, 2019):

**Figura 5 - Gráficos do comportamento das propriedades termofísicas com a variação da temperatura e pressão constante, a) H<sub>2</sub>O e do b) CO<sub>2</sub>, ambos no estado supercrítico e CO<sub>2</sub> variando pressão e temperatura, sua c) densidade e d) viscosidade**



Fonte: Anikeev; Fan, 2014.

- É quimicamente inerte, não tóxico, não corrosivo, não estimulante e não inflamável;
- É favorável ao meio ambiente pois promove redução das emissões de CO<sub>2</sub> na atmosfera e possui um potencial de zero depleção de ozônio (SARKAR, 2015);
- Fluido abundante e de fácil acessibilidade na natureza.;
- A condição crítica fácil de ser alcançada devido à pressão crítica moderada;
- Maior eficiência térmica devido a um menor trabalho de compressão próximo ao ponto crítico;
- Turbomáquinas (apenas 1/10 do ciclo de vapor em tamanho (LV *et al.* apud SARKAR, 2015)) e trocadores de calor mais compactos;
- Opera eficientemente com resfriamento a seco devido à sua baixa temperatura crítica;
- Ampla aplicabilidade a uma variedade de fontes de calor.



No entanto, o principal motivo de interesse no ciclo de potência com  $s\text{CO}_2$  é devido ao aumento de eficiência do ciclo na conversão de energia térmica para elétrica (MENDEZ; ROCHAU, 2018). O aumento na eficiência é justificado em grande parte em razão da densidade do  $\text{CO}_2$  supercrítico ser, de fato, mais próxima à de um líquido do que de um gás (DEPARTMENT OF ENERGY, 2015). Tal característica permite que a potência no compressor seja significativamente reduzida. Finalmente, a maior eficiência de conversão resultante (até 50%) se traduz em aumento da produção de eletricidade para o mesmo aporte térmico. Análises anteriores mostraram que os ciclos de energia  $s\text{CO}_2$  têm uma vantagem de eficiência significativa sobre o ciclo Rankine a vapor tradicional, particularmente em altas temperaturas (SIENICKI *et al.*, 2007a; DOSTAL *et al.*, 2004; SIENICKI *et al.*, 2007b; KOLB, 2011 apud CHEANG; HEDDERWICK; MCGREGOR, 2015).

Desta maneira, considerando as vantagens do ciclo e o cenário proposto pelo paradigma da demanda de recursos fundamentais, a aplicação de energia solar como fonte primária se torna muito atraente a ser integrada nesse ciclo, versátil e de alta eficiência. Isto porque, além de ser um recurso abundante e renovável, ou seja, praticamente sem emissões de gases do efeito estufa em sua operação, ela tem a capacidade de entregar calor necessário para o  $\text{CO}_2$  alcançar altas temperaturas que o ciclo requer. Atualmente, os coletores solares concentradores são os únicos sistemas térmicos solares capazes de fornecer o calor necessário para o ciclo de CBF- $s\text{CO}_2$ . No entanto, as pesquisas que envolvem a integração destes dois sistemas ainda estão muito incipientes. Ademais, outros estudos têm investigado como reaproveitar o calor rejeitado no ciclo. Apesar de promissor, existem poucos estudos que integram o uso do CBF- $s\text{CO}_2$  com sistemas de dessalinização e que utilize energia solar como fonte primária de calor. As Tabela 1 e Tabela 4 apresentam resumos dos trabalhos de CBF- $s\text{CO}_2$  focados na utilização de energia solar como fonte primária de calor e a utilização deste sistema integrado para realizar a dessalinização de água salgada por meio do calor rejeitado do ciclo de CBF- $s\text{CO}_2$ , respectivamente. Na sequência de cada tabela, discorre-se sobre a evolução das pesquisas mais recentes, culminando no estado da arte.

Tabela 1 - Resumo dos trabalhos de CBF-sCO<sub>2</sub>

(continua)

Autor (es)	Título	Configuração	Objetivos	Resultados	Observações
Sarkar (2009)	Second law analysis of supercritical CO <sub>2</sub> recompression Brayton cycle	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto (Reator nuclear)	Análise da eficiência energética e exerérgica e otimização do CBFR-sCO <sub>2</sub>	A eficiência isentrópica da turbina é mais predominante do que dos compressores. A efetividade do HTR é mais predominante do que do LTR.	Os resultados apontaram que as irreversibilidades são mais significativas nos recuperadores do que nas turbomáquinas.
Jeong, Lee e Jeong (2011)	Potential improvements of supercritical recompression CO <sub>2</sub> Brayton cycle by mixing other gases for power conversion system of a SFR	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto (Reator nuclear)	Análise numérica do desempenho do ciclo com a mistura de diferentes gases.	A mistura CO <sub>2</sub> -He se mostrou a mais promissora, resultou em um aumento de 1,73% da eficiência do ciclo.	A mistura de todos os outros gases convergiram para um decréscimo da temperatura crítica, a pressão crítica não teve uma tendência. No entanto, valores menores da última tendem para uma eficiência maior do ciclo.
Garg, Kumar e Srinivasan (2012)	Supercritical carbon dioxide Brayton cycle for concentrated solar power	CBF-sCO <sub>2</sub> Recuperador / aquecimento indireto (Solar)	Estudar três ciclos de CO <sub>2</sub> Brayton (subcrítico, transcrito e supercrítico) com aplicação específica à energia solar concentrada para geração distribuída de energia para assentamentos rurais e remotos.	A eficiência térmica atinge o máximo no regime supercrítico de ~85 bar. Verificou-se também que o ciclo supercrítico é capaz de produzir energia com uma eficiência térmica > 30%, mesmo a uma temperatura mais baixa da fonte (820 K).	Baixa sensibilidade à temperatura da fonte e vazões volumétricas extremamente pequenas no ciclo supercrítico podem compensar a desvantagem de altas pressões através de um sistema compacto.
Niu, Yamaguchi, Iwamoto e Zhang (2013)	Optimal arrangement of the solar collectors of a supercritical CO <sub>2</sub> -based solar Rankine cycle system	Ciclo Solar Rankine com sCO <sub>2</sub> como fluido de trabalho / aquecimento direto (Solar - Coletor solar plano tubo à vácuo)	Avaliar o desempenho do ciclo em três modelos de arranjo de coletores distintos, em série, em paralelo e em cascata.	O arranjo em cascata apresentou o melhor desempenho	O Estudo é útil para a escolha do arranjo de coletores no desenvolvimento das tecnologias termo-solares.
Ho e Iverson (2013)	Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power	-	Revisar os receptores centrais de altas temperaturas de usina solares do tipo torre solar.	O receptor tubular é o único dentre os tipos de receptores que já avançou na fase experimental em planta, no entanto, para altas temperaturas, ainda não há um consenso para o tipo de receptor/fluido de trabalho	O receptor de partículas-sólidas é promissor, mas precisa de melhoria nas eficiências e no desempenho como um todo.

Tabela 1 - Resumo dos trabalhos de CBF-sCO<sub>2</sub>

(continuação)

Autor (es)	Título	Configuração	Objetivos	Resultados	Observações
Singh et al. (2013)	Dynamic characteristics of a direct-heated supercritical carbon dioxide Brayton cycle in a solar thermal power plant	CBF-sCO <sub>2</sub> Recuperador / aquecimento indireto (Solar -Calha parabólica)	Avaliar o comportamento dinâmico da geração elétrica da planta em virtude de mudanças no ar ambiente e na radiação solar incidente no coletor solar em um dia de inverno e outro no verão.	Mudanças no calor incidente do ciclo devido a dinâmica da radiação resulta na variação da densidade do CO <sub>2</sub> , fluxo mássico, pressão e temperatura do ciclo, logo no desempenho do mesmo.	A temperatura de entrada na turbina aumenta acima do valor nominal com a redução da vazão mássica. No inverno, o desempenho do ciclo cai devido a condições subcríticas no compressor.
Ahn et al. (2015)	Review of supercritical CO <sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development	Todas configurações de CBF-sCO <sub>2</sub>	Revisar as tecnologias dos ciclos de potência de sCO <sub>2</sub> , os atuais estados da pesquisa e desenvolvimento.	O ciclo de recompressão mostrou ter a melhor eficiência. O desempenho do ciclo S-CO <sub>2</sub> pode variar dependendo da configuração do layout.	Necessário mais estudos sobre os layouts para projetar um ciclo com melhor desempenho. Vários países tem feito pesquisa sobre sCO <sub>2</sub> . Necessário estudar um protótipo S-CO <sub>2</sub> em larga escala (> 10 MW)
Atif, Al-Sulaiman (2015)	Performance comparison of different supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar power tower	CBF-sCO <sub>2</sub> (simples, regenerativo, recompressão, pre-compressão e divisor de expansão) / aquecimento indireto (Solar - Torre solar)	Modelar e otimizar a usina do tipo torre solar e verificar o desempenho dos cinco CBF-sCO <sub>2</sub> durante o dia.	O CBFR-sCO <sub>2</sub> apresentou a maior eficiência entre os ciclos, em Junho, ao meio dia.	A potência líquida não foi constante durante o dia, devido a transiência da radiação solar. O TES é uma alternativa para atenuar.
Lambruschini et al. (2016)	Dynamic model of a 10 mw supercritical CO <sub>2</sub> recompression brayton cycle.	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto. (Combustível fóssil)	Avaliar o comportamento da planta em regime permanente, dinâmico com malha aberta e redução de 10% do calor inserido no ciclo e um último com a mesma configuração do segundo, mas com a temperatura do resfriador constante, 308,1 K	Simulações dinâmicas: pequena mudança de temperatura na entrada do compressor principal afeta fortemente o comportamento geral do sistema.	Os resultados dinâmicos são devido ao comportamento altamente não ideal das propriedades termofísicas, como viscosidade, densidade, capacidade de calor e condutividade
Belmonte, Romero e Gonzáles-Aguilar (2016)	Optimization of a recompression supercritical carbon dioxide cycle for an innovative central receiver solar power plant	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto com TES (Solar - Torre Solar - receptor central de partículas em queda)	Otimização do CBFR-sCO <sub>2</sub> torre solar com receptor central de queda de partículas	Pequenas mudanças no estado da temperatura de entrada do compressor e da turbina, a efetividade do recuperador e o fator de recompressão influenciam fortemente na variação da eficiência do ciclo.	Dividir o fluxo mássico em dois sistemas de compressão melhora a eficiência do ciclo, sendo necessário a passagem no compressor secundário de apenas uma fração pequena. Aumento de 50 °C na entrada da turbina rendeu 6% de aumento na eficiência do ciclo.



Tabela 1 - Resumo dos trabalhos de CBF-sCO<sub>2</sub>

(continuação)

Autor (es)	Título	Configuração	Objetivos	Resultados	Observações
Wang e Dai (2016)	Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO <sub>2</sub> cycle and the ORC for a recompression supercritical CO <sub>2</sub> cycle waste heat recovery: A comparative study	CBFR-sCO <sub>2</sub> + ORC / aquecimento indireto e reaproveitamento de calor residual em ORC e tsCO <sub>2</sub> (Reator nuclear)	Avaliar termodinamicamente e exergoeconomicamente duas plantas de sCO <sub>2</sub> com aproveitamento do calor residual em um ciclo transcrito de CO <sub>2</sub> (tCO <sub>2</sub> ) e um ORC com diferentes fluidos.	O desempenho do ciclo de sCO <sub>2</sub> /tCO <sub>2</sub> é melhor do que o sCO <sub>2</sub> /ORC para valores baixos de razão de compressão dos compressores.	O estudo de otimização exergoeconômico indicou que o custo total por unidade do sCO <sub>2</sub> /ORC é ligeiramente menor que o sCO <sub>2</sub> /tCO <sub>2</sub> . Entre os fluidos considerados no ORC, o isobutano é o mais rentável.
Milani <i>et al.</i> (2017)	A comparative study of solar heliostat assisted supercritical CO <sub>2</sub> recompression Brayton cycles: Dynamic modelling and control strategies	CBFR-sCO <sub>2</sub> / Aquecimento: direto e outro indireto (com TES), ambos com aquecimento auxiliar. (Solar - Torre solar)	Analisar o comportamento das plantas. Otimizar as condições operacionais (vazão e temperatura na entrada da turbina)	Temperatura mais alta na entrada da turbina minimiza vazão e o trabalho de compressão, o que melhora a eficiência térmica geral	O ciclo indireto consome 19,5% menos combustível fóssil em comparação com um ciclo direto
Wang, He, e Zhu (2017)	Integration between supercritical CO <sub>2</sub> Brayton cycles and molten salt solar power towers: a review and a comprehensive comparison of different cycle layouts	Todas configurações de CBF-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto e com TES (Solar - Torre solar)	Comparar a integração de tecnologias maduras de TES de sais fundidos com diferentes ciclos de CBF-sCO <sub>2</sub>	Os ciclos de inter-resfriamento geralmente oferecem a mais alta eficiência, seguida pelo ciclo de resfriamento parcial e pelo ciclo de recompressão. O aumento da temperatura do sal quente nem sempre pode resultar na melhoria da eficiência do sistema SPT.	A aplicação do sistema SPT de sal fundido em um ciclo de S-CO <sub>2</sub> exige um layout mais adequado, o avanço nas pesquisas, o desenvolvimento de sais de baixo custo com maior temperatura permitida, fabricação de trocadores de calor de alta eficiência e design das turbomáquinas S-CO <sub>2</sub> .
Wang et al. (2017)	Thermodynamic Analysis of the Cascaded Supercritical CO <sub>2</sub> Cycle Integrated with Solar and Biomass Energy	CBFR e CBF-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto integrado com Biomassa (Solar - Torre solar)	Estudar a viabilidade do sistema proposto por meio de análise energética e exérgica. Estudo Numérico da complementação da Biomassa no sistema.	A eficiência térmica do sistema atingiu 40,1%	A complementação da biomassa tornou a eficiência da geração de potência insensível a transiência da radiação solar, fornecendo estabilidade ao sistema.
Cheng et al. (2017)	Global parameter optimization and criterion formula of supercritical carbon dioxide Brayton cycle with recompression	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto (Reator nuclear)	Análise computacional da sensibilidade dos múltiplos parâmetros do ciclo e dos parâmetros globais de otimização em função da eficiência do ciclo.	A análise de sensibilidade mostrou que a pressão e a eficiência máximas da turbina influenciam bastante nos parâmetros que determinam a eficiência do ciclo final. Os resultados globais da otimização de parâmetros indicaram que a pressão ideal e a taxa de divisão poderiam maximizar a eficiência do ciclo.	Foram estabelecidas fórmulas de critério de eficiência do ciclo, pressão máxima e taxa de divisão nas melhores condições operacionais.

Tabela 1- Resumo dos trabalhos de CBF-sCO<sub>2</sub>

(continuação)

Autor (es)	Título	Configuração	Objetivos	Resultados	Observações
Deng et al. (2017)	Study on performances of supercritical CO <sub>2</sub> recompression Brayton cycles with multi-objective optimization	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto (Reator nuclear)	Propor um método de otimização dos parâmetros termodinâmicos do ciclo por meio do algoritmo genético NSGA-II em função da melhoria da eficiência exergética e da potência líquida de saída.	O estudo paramétrico mostrou que o desempenho do ciclo é fortemente afetado por alguns parâmetros-chave. Entre eles a eficiência isentrópica da turbina e compressor.	Uma maior diferença de temperatura de "pinch" entre o HTR e o LTR resulta em menores eficiências exergéticas no ciclo.
Atif, Al-Sulaiman (2017)	Energy and exergy analyses of solar tower power plant driven supercritical carbon dioxide recompression cycles for six different locations	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto com AUX com câmara de combustão (Solar - Torre Solar)	Análise energética e exergética do ciclo em seis regiões diferentes na Arábia Saudita. Aplicação de otimização óptica na configuração do campo de helióstatos considerando uma base anual de radiação.	As regiões tiveram resultados distintos, com variações moderadas de absorção da radiação solar e destruições de exergia. Madinah, 24,5° N teve a maior média anual de radiação absorvida, inclusive maior que regiões a 20.5° e 17.5° ao norte.	As maiores destruições de exergia ocorrem no campo de helióstatos e a segunda na câmara de combustão. Com o decréscimo da radiação nos meses de inverno, a um aumento da exergia destruída na câmara de combustão.
Park et al. (2017)	Transient analysis and validation with experimental data of supercritical CO <sub>2</sub> integral experiment loop by using MARS	CBF-sCO <sub>2</sub> simples / Aquecimento indireto com óleo SERIOLA K 3000	Validar modelo numérico dinâmico de um aparato experimental.	Houve alguns desvios nos valores numéricos da temperatura de saída do compressor em comparação com os valores experimentais.	Necessário desenvolver sistemas com estabilidade operacional perto do ponto crítico.
Luu et al (2017)	Dynamic modelling and start-up operation of a solar-assisted recompression supercritical CO <sub>2</sub> Brayton power cycle	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento direto com AUX com câmara de combustão (Solar - Torre Solar)	Investigar o comportamento do ciclo em condições operacionais transientes, incluindo o start-up da planta.	O start-up da planta por meio somente da energia solar, exige um sistema de controle mais elaborado, comparado com o combustível fóssil.	O ciclo apresentou resiliência com as perdas transientes de radiação, sustentando o estado supercrítico do CO <sub>2</sub> .
De Araujo Passos, De Abreu e Da Silva (2018)	Time-dependent behavior of a recompression cycle with direct CO <sub>2</sub> heating through a parabolic collector array	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento direto (Solar - Calha parabólica)	Estudar o comportamento dinâmico do desempenho do sistema para três perfis de irradiação solar distintos em Florianópolis - SC (dia limpo, com nuvens, e parcialmente nublado)	Os subsistemas são altamente sensíveis às mudanças de irradiação, também o desempenho do sistema. A capacidade térmica do conjunto do fluido de trabalho e coletor parabólico atenuou instantaneamente o desempenho em condições transientes da irradiação.	Estudar o acoplamento de um sistema de aquecimento auxiliar no ciclo



Tabela 1- Resumo dos trabalhos de CBF-sCO<sub>2</sub>

(conclusão)

Autor (es)	Título	Configuração	Objetivos	Resultados	Observações
Atif, Al-Sulaiman (2018)	Energy and Exergy Analyses of Recompression Brayton Cycles Integrated with a Solar Power Tower through a Two-Tank Thermal Storage System	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto com TES 24h (Solar - Torre solar)	Estudar energeticamente e exergeticamente o ciclo com TES em um campo heliostato otimizado para um período anual.	As maiores e menores destruições exergéticas acontecem no receptor central e no TES, respectivamente.	A integração eficiente do TES em CBF-sCO <sub>2</sub> demanda mais pesquisa experimental. Outras opções e meios de TES precisam ser considerados.
Ding et al. (2018)	An adaptive flow path regenerator used in supercritical carbon dioxide Brayton cycle	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto (Reator nuclear)	Estudar uma tubulação adaptativa no sistema de recuperação térmica qual as dimensões se ajustem em função da densidade do CO <sub>2</sub> para melhorar o desempenho do sistema.	O desempenho dos recuperadores melhoraram significativamente. A perda de pressão reduziu em 6% e efetividade aumentou cerca de 2%	A taxa de transferência de calor e a compactação do equipamento melhoraram.
Calle, Bayon e Too (2018)	Impact of ambient temperature on supercritical CO <sub>2</sub> recompression Brayton cycle in arid locations: Finding the optimal design conditions	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto	Desenvolver um método para determinar as condições ótimas de projeto de CBF-sCO <sub>2</sub> em regiões áridas.	O ajuste da fração de recompressão e a temperatura na entrada do compressor principal podem atenuar os efeitos negativos da região.	O método possibilitou o ajuste dos dois parâmetros, maximizando a geração de eletricidade.
Luu et al (2018)	Advanced control strategies for dynamic operation of a solar-assisted recompression supercritical CO <sub>2</sub> Brayton power cycle	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento direto com AUX com câmara de combustão (Solar - Torre Solar)	Investigar o comportamento do ciclo em condições operacionais transientes e propor controle para manter a temperatura da entrada da turbina.	O controle conseguiu manter a estabilidade do ciclo mesmo sob condições de perturbações.	Melhora-se a eficiência do ciclo aplicando o controle proposto.
De Araujo Passos, De Abreu e Da Silva (2019)	A short- and long-term demand based analysis of a CO <sub>2</sub> concentrated solar power system with backup heating	CBFR-sCO <sub>2</sub> / aquecimento indireto, com TES e aquecimento auxiliar (Solar - Calha parabólica)	Estudar a demanda de curto e longo prazo e o comportamento dinâmico do desempenho do sistema para três perfis de irradiação solar distintos em Florianópolis - SC (dia limpo, com nuvens, e parcialmente nublado), com TES e aquecimento auxiliar.	Tanto a curto quanto a longo prazo, a demanda variável alterou muito a dinâmica instantânea do ciclo. Os subsistemas, o TES e até a área de campo do coletor são dependentes perfil de demanda. O aquecimento auxiliar necessário para uma demanda constante é o dobro daquele para o variável.	Demandas realistas como base para dimensionar a usina. O modelo pode ser estendido e considerar diferentes configurações, localizações geográficas e outros parâmetros operacionais

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

## 2.1 Ciclo Brayton fechado com dióxido de carbono supercrítico (CBF-sCO<sub>2</sub>)

O interesse em trabalhar com o ciclo de potência fechado e com o fluido supercrítico originou-se de uma pesquisa realizada por Feher em 1967 (FEHER apud LIAO *et al.*, 2019), qual resultou no primeiro projeto de um ciclo de sCO<sub>2</sub>. Um CBF-sCO<sub>2</sub> tem o fluido de trabalho no estado supercrítico em todos os processos do sistema e é composto por cinco componentes básicos; compressores, turbinas, entrada de calor, rejeição de calor e recuperação. A otimização de cada um desses componentes contribui para a otimização geral da eficiência do ciclo e como em qualquer sistema de engenharia, as considerações econômicas e de desempenho apresentam um problema de otimização de engenharia. Durante anos, os pesquisadores têm estudado o CBF-sCO<sub>2</sub> e após a evolução das pesquisas, foram confirmados os benefícios da utilização do sistema. Desde então, diversos países tem investido no desenvolvimento do sistema de cogeração do CBF-sCO<sub>2</sub>, entre eles os Estados Unidos (EUA), Canadá, Austrália, Reino Unido, China, Coreia do Sul, Japão e Índia (MENDEZ; ROCHAU, 2018).

Os EUA, em particular, têm demonstrado muito interesse no desenvolvimento da tecnologia, pois têm o CBF-sCO<sub>2</sub> como um sistema promissor para ampliação da resiliência de sua matriz elétrica. Por esse motivo, por meio de um planejamento estratégico dirigido pelo Departamento de Energia dos EUA (DOE – do inglês, *Department of Energy*) juntamente com o Escritório de Energia Nuclear (NE - do inglês, *Nuclear Energy Office*), os EUA lançaram o programa de desenvolvimento de um ciclo Brayton tendo como fluido de trabalho o dióxido de carbono supercrítico (sCO<sub>2</sub>) para aplicação em reatores nucleares avançados como forma de apoio ao Programa de Produção de Energia Elétrica Transformacional Supercrítica (STEP – do inglês *Supercritical Transformational Electric Production Program*).

A estratégia do governo americano em desenvolver tecnologia para este ciclo de sCO<sub>2</sub> segue a tendência atual da academia, justificada pelas diversas vantagens que este ciclo proporciona, mas principalmente pelo fato do CBF-sCO<sub>2</sub> exigir menos trabalho para converter uma determinada entrada térmica em eletricidade. Em geral, o aumento da eficiência representa maior produção para o mesmo insumo térmico, independentemente da fonte térmica (gás natural, nuclear, solar ou carvão). Nos casos em que os custos de combustível são uma parcela significativa dos custos gerais (usinas a carvão e gás natural), o benefício é a redução dos custos de combustível. Em situações nas quais os investimentos de capital são altos (energia solar concentrada e nuclear), o benefício é o aumento da produção do investimento inicial.

No entanto, apesar das diversas vantagens do ciclo, ainda existem desafios que precisam ser mais investigados para validar a utilização do mesmo em escala comercial, uma vez que se

trata de sistemas complexos. Portanto, a viabilidade comercial requer uma demonstração de desempenho, custo, operabilidade e confiabilidade, em outras palavras, a tecnologia precisa ser comprovada em todos os aspectos vitais (GOLUB apud MENDEZ; ROCHAU, 2018, p. 24), o que inclui as adaptações necessárias para atender as exigentes regulamentações da indústria de energia (GOLUB; DRENNEN apud MENDEZ; ROCHAU, 2018, p. 24).

Para a realização do projeto, o DOE, tem realizado parcerias estratégicas com laboratórios, universidades e fornecedores em busca de desenvolver a tecnologia necessária para a construção de uma planta comercial até o fim de 2025. O Sandia National Laboratory (SNL) é uma das parcerias e tem trabalhado no desenvolvimento científico de sCO<sub>2</sub> desde 2007. Dentre os trabalhos realizados incluem o desenvolvimento do teste, controles, testes e validação de modelos do ciclo supercrítico de CO<sub>2</sub> Brayton. Os resultados obtidos nas pesquisas têm sido traduzidos no desenvolvimento da tecnologia e dos componentes, atingindo um nível de prontidão considerado adequado para a escala de demonstração (MENDEZ; ROCHAU, 2018). Sendo assim, em paralelo, diversas pesquisas têm sido realizadas e tem contribuindo para o desenvolvimento da tecnologia por meio de autores e segmentos distintos, no entanto, convergindo o foco em se obter a melhor configuração do CBF-sCO<sub>2</sub>.

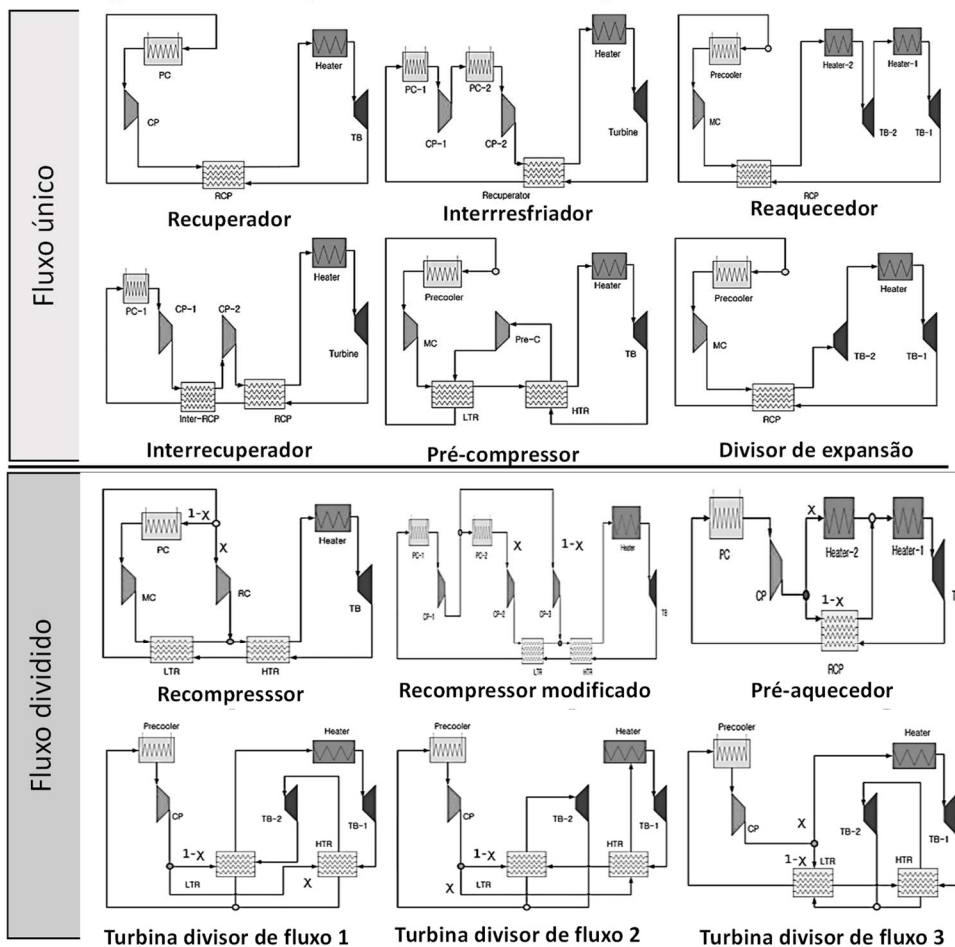
Portanto, em busca de se obter o máximo de eficiência do CBF-sCO<sub>2</sub>, inúmeros estudos têm sido realizados nos últimos anos. Garg, Kumar e Srinivasan (2013) confirmaram que a eficiência máxima dos ciclos de CBF-sCO<sub>2</sub> ocorre no regime supercrítico. Em busca da otimização dos parâmetros de operação do ciclo, Sarkar (2009) observou que a eficiência isentrópica da turbina é mais predominante do que dos compressores e a efetividade do recuperador de calor de alta temperatura (HTR, do inglês – *high temperature recuperator*) é mais predominante do que do recuperador de calor de baixa temperatura (LTR, do inglês – *low temperature recuperator*) LTR. Deng *et al.*, (2016), Cheng, Huang e Nian, (2017), propuseram a otimização do ciclo por meio da análise dos principais parâmetros termodinâmicos e concluíram que o desempenho do ciclo é fortemente afetado pela eficiência isentrópica do compressor e da turbina e, adicionalmente, os valores ótimos, tanto da razão de compressão quanto da divisão da vazão mássica, influenciam na maximização da eficiência do ciclo. Outras alternativas de otimização do ciclo também foram propostas, como por exemplo a adição de outros gases no CO<sub>2</sub> (JEONG; LEE; JEONG, 2011) e o desenvolvimento de uma tubulação com dimensões adaptativas no sistema de recuperação térmica (DING *et al.*, 2018). Enfim, alguns autores estudaram as diferentes configurações do ciclo com o intuito de definir a configuração mais promissora, outros diversos realizaram análises energéticas e exergéticas dos ciclos, outros propuseram a otimização do ciclo e seus componentes, também estudaram



integrações de diferentes fontes de calor primária, e por fim, alguns avaliaram dinamicamente o CBF-sCO<sub>2</sub>.

Uma das formas aprimorar a eficiência energética do CBF-sCO<sub>2</sub> é por meio da definição da melhor configuração do ciclo através do estudo dos vários layouts que a literatura tem apresentado. Existem diversas configurações do CBF-sCO<sub>2</sub>. Ahn *et al.* (2015) classificaram os ciclos em função da divisão do fluxo mássico. Entre os ciclos sem divisão estão o recuperador, o interresfriador, o reaquecedor, o interrecuperador, o pré-compressor, e divisor de expansão. Os ciclos com fluxo dividido consistem no recompressor, recompressor modificado, pré-aquecedor, turbina com divisor de fluxo 1, 2 e 3. A Figura 6 apresenta as configurações citadas anteriormente, organizadas por categoria. Milani *et al.* (2017a) atualizou as configurações dos ciclos Brayton fechado de sCO<sub>2</sub> e aumentou o número de ciclos pesquisados na literatura para 14. Apesar da diversidade de configurações de ciclos, o ciclo mais difundido é o de recompressão.

**Figura 6 - Configurações do Ciclo Brayton de sCO<sub>2</sub> fechado**



Fonte: Adaptado de Ahn *et al.* (2015).

A configuração de recompressão é reconhecida por complementar fontes de calor de ciclos fechados, como por exemplo em aplicações com reatores nucleares e energia solar térmica. Isto ocorre devido à extensa recuperação de calor dos gases de escape da turbina antes do calor ser rejeitado no resfriador do ciclo (ANGELINO apud MENDEZ; ROCHAU, 2018, p. 28). Dependendo das condições de operação e do desempenho do trocador de calor, 60 a 70% do aquecimento do fluido de trabalho vem da recuperação interna de calor do ciclo, com os 30 a 40% restantes de adição de calor fornecidos por uma fonte externa. Outro aspecto relevante é a temperatura do sCO<sub>2</sub> na entrada do trocador de calor da fonte de calor externa. O fluido na entrada do trocador entra em uma temperatura alta e extrai uma quantidade de energia térmica relativamente pequena do fluido de aquecimento externo, comparado com a energia dos recuperadores. Esta condição torna inviável uma configuração do ciclo Brayton aberta, pois a demanda de calor externa seria muito maior, o que resultaria na redução da eficiência e consequentemente o aumento dos custos.

No entanto, para ciclos fechados essa consequência é altamente benéfica. Isto ocorre, pois, segundo Ahn *et al.* (2015), uma das características do ciclo de sCO<sub>2</sub> Brayton é que o calor específico do fluxo do lado frio é duas a três vezes maior que o do fluxo do lado quente nos recuperadores. Esse fato é especialmente importante para o projeto do *layout* do ciclo sCO<sub>2</sub> e explica o porquê do layout de recompressão ter alta eficiência. Em outras palavras, o fluxo de CO<sub>2</sub> é dividido para compensar a diferença de calor específica no recuperador de baixa temperatura e para maximizar a recuperação de calor no *layout* de recompressão. Portanto, o calor residual é reduzido, o que proporciona um aumento na eficiência térmica.

Portanto, diversas pesquisas foram realizadas nos últimos anos envolvendo o uso de CBF-sCO<sub>2</sub> para a geração de potência elétrica, justificadas pelas vantagens previamente expostas no texto. Conforme será apresentada no texto a seguir, a configuração de recompressão, por ter sido considerada a mais eficiente, é a mais difundida nas pesquisas realizadas. A seção seguinte apresenta os trabalhos mais recentes e de maior relevância sobre o tema.

A sensibilidade do ciclo sob condições transientes de operação é motivo de estudo de diversos autores, uma vez que as variações dessas condições e dos estados nos componentes do ciclo afetam o desempenho do mesmo. Sendo assim, os autores têm estudado o desempenho do CBF-sCO<sub>2</sub> considerando os fenômenos transientes do ciclo. Por exemplo, em um trabalho que envolveu o Laboratório Nacional de Tecnologia de Energia (NETL – do inglês *National Energy Technology Laboratory*), em colaboração com o Grupo de Potência Termomecânica (TPG – do

inglês *Thermochemical Power Group*) da Universidade de Gênova, Lambruschini *et al.* (2016) desenvolveram um modelo dinâmico de uma usina termoeletrica baseada no CBFR-sCO<sub>2</sub> com geração constante de 10 MW no ambiente *Matlab-Simulink*. O CBFR-sCO<sub>2</sub> foi modelado com uma fonte térmica externa usada para aquecer o fluido de trabalho, por meio do processo de combustão de gás natural, antes de ser expandido em uma turbina. O calor de exaustão da turbina é readquirido usando recuperadores (trocadores de calor do tipo casco-tubo contracorrente) HTR e LTR. Cerca de dois terços do sCO<sub>2</sub> de baixa pressão são comprimidos por um compressor principal, depois de passarem por um resfriador, enquanto o restante fluido de trabalho flui diretamente através de um compressor secundário. Pelo fato do comportamento do sCO<sub>2</sub> ser altamente não ideal, especialmente na entrada do dois compressores, utilizou-se o método das propriedades de fluido de referência (REFPROP) do Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia (NIST – do inglês *National Institute of Standards and Technology*) para obtenção das propriedades termodinâmicas e de transporte de sCO<sub>2</sub> na faixa de temperatura e pressão do ciclo. Os autores determinaram o trabalho das turbomáquinas (compressores e turbina) e os estados dos fluidos do ciclo baseados em mapas de desempenho baseados na literatura (PASCH *et al.*, 2012), no qual as turbomáquinas são usadas em um sistema experimental de ciclo de sCO<sub>2</sub> em escala de kW. Os mapas são normalizados e usados com correções. Os compressores principais e de derivação para o sistema de 10 MW são compostos por vários estágios radiais. Sendo o compressor principal constituído de três a quatro estágios. Este trabalho supôs que o expensor radial tem um único estágio.

Os autores propuseram uma análise de três cenários diferentes para avaliar o comportamento da planta em condições distintas, sendo o primeiro em regime permanente, o segundo, dinâmico com malha aberta e redução de 10% do calor inserido no ciclo (dinâmico 1) e um último com a mesma configuração do segundo, no entanto com a temperatura do resfriador constante, 308,1 K (dinâmico 2). A Tabela 2 apresenta os resultados obtidos nas simulações. Os autores observaram nas simulações dinâmicas que uma pequena mudança de temperatura na entrada do compressor principal pode ter um efeito dramático no comportamento geral do sistema devido ao comportamento altamente não ideal das propriedades termofísicas, como viscosidade, densidade, capacidade de calor e condutividade. térmica

Um comportamento semelhante foi observado por Milani *et al.* (2017), porém o equipamento analisado foi a turbina. O trabalho avaliou o comportamento de duas plantas de CBFR-sCO<sub>2</sub> assistidos por usina solar do tipo torre com aquecimento auxiliar, com geração de 10 MWe de potência líquida constante. Duas configurações foram propostas, um ciclo direto com a utilização de TES, e um outro indireto. Os autores propuseram uma estratégia de

modelagem e controle para otimizar as condições operacionais, como por exemplo por meio da variação da taxa de circulação de sCO<sub>2</sub> por meio do controle da temperatura de entrada da turbina. Verificou-se que é preciso definir a combinação ótima dessas duas condições operacionais para obter a mais alta eficiência térmica. Sendo assim, para um fornecimento específico de energia térmica, é desejável uma temperatura mais alta na entrada da turbina, uma vez que essa condição ajuda a minimizar a taxa de circulação do fluido de trabalho e o trabalho de compressão, o que melhora a eficiência térmica geral. No entanto, o limite de temperatura superior para o ciclo foi principalmente limitado pelo desempenho e pelo projeto da planta solar. Finalmente, os resultados mostraram que, para um dia específico, um ciclo indireto consome 19,5% menos combustível fóssil em comparação com um ciclo direto equivalente. Isso é atribuído principalmente ao uso do armazenamento de energia térmica (TES) no ciclo indireto, o que ressalta a importância desses sistemas para poder atenuar os efeitos transientes da irradiância.

**Tabela 2 - Resultados das simulações em regime permanente, dinâmico 1 e dinâmico 2**

Variáveis do ciclo	Regime Permanente	Dinâmico 1	Dinâmico 2	Unidades
Potência bruta de saída do ciclo sCO <sub>2</sub>	14,5	12,0	12,7	MWe
Potência requerida do compressor principal de CO <sub>2</sub>	1,8	1,7	1,7	MWe
Potência requerida do compressor secundário de CO <sub>2</sub>	2,7	2,5	2,6	MWe
Potência líquida de saída do ciclo sCO <sub>2</sub>	10,0	7,8	8,4	Mwe
Calor introduzido ao ciclo sCO <sub>2</sub>	21,3	19,2	19,2	MWt
Eficiência térmica do ciclo sCO <sub>2</sub>	46,8	40,6	43,7	%
Pressão de entrada na turbina	23,3	22,4	22,9	MPa
Temperatura na entrada da turbina	973,0	825,0	877,0	K
Temperatura na saída da turbina	852,0	717,0	767,0	K
Temperatura na saída do compressor principal	341,6	336,4	342,0	K
Pressão na saída do compressor principal	23,6	22,8	23,4	MPa
Razão de compressão no compressor principal	2,8			-
Fração de CO <sub>2</sub> no compressor secundário	0,346			-
Perda de pressão no ciclo	0,830			MPa
Vazão mássica de sCO <sub>2</sub>	99,1			kg/s
Vazão mássica da água no resfriamento	292,0			kg/s

Fonte: Lambruschini *et al.* (2016).

## 2.2 CBF-sCO<sub>2</sub> Solar

Por se tratar de um ciclo eficientemente promissor e pouco poluente, alguns autores estudaram a dinâmica do CBF-sCO<sub>2</sub> com a transiência inerente de um sistema de aquecimento primário por meio de energia solar, a procura de compreender e melhorar o desempenho do sistema. Singh *et al.*,(2013), por exemplo, avaliaram o comportamento dinâmico da geração elétrica em um CBF-sCO<sub>2</sub> recuperador em condições transientes do ar ambiente e da radiação solar incidente no coletor solar do tipo calha parabólica em um dia de inverno e outro no verão, em Queensland na Austrália. Eles utilizaram um modelo de controle orientado por módulos e simularam as condições transientes na planta. Os autores observaram que as mudanças no calor incidente do ciclo, devido a variação na radiação, resultaram na alteração da densidade do CO<sub>2</sub>, no fluxo mássico, na pressão e temperatura do ciclo, logo no desempenho do mesmo. Observaram também que a temperatura de entrada na turbina aumentou acima do valor nominal com a redução da vazão mássica. No inverno, o desempenho do ciclo caiu devido a condições de estado subcríticas do fluido na entrada no compressor.

A variedade de configurações de CBF-sCO<sub>2</sub> e a integração da energia solar como fonte primária de calor do ciclo motivou Al-Sulaiman e Atif (2015) a estudar o desempenho de cinco configurações diferentes do CBF-sCO<sub>2</sub> (simples, regenerativo, recompressão, pre-compressão e divisor de expansão). A fonte de calor era CSP, do tipo torre solar e a análise foi realizada na cidade de Dhahran, Arábia Saudita. Os autores propuseram modelar e otimizar o campo solar e então simular o desempenho dos cinco CBF-sCO<sub>2</sub> durante o dia, todos sem assistência térmica. Os resultados mostraram que o ciclo de recompressão é o mais eficiente dentre os ciclos estudados. Confirmando o que tinha sido observado pelos outros autores com outros tipos de fontes de calor.

No entanto, além da configuração, outros fatores-chave são importantes no que diz respeito à evolução do ciclo para o sistema ideal, de melhor desempenho. A compreensão das condições necessárias para vencer a inércia térmica no *startup* da planta também é uma das preocupações dos pesquisadores. Motivados por essa questão, Luu *et al.*, (2017) propuseram o estudo do desempenho do CBFR-sCO<sub>2</sub> integrado a um sistema de aquecimento primário do tipo torre solar, assistido por aquecimento auxiliar, em condições operacionais transientes incluindo o *startup* da planta. Foi observado que o *startup* da planta por meio somente da energia solar, exige um sistema de controle mais elaborado, comparado com o combustível fóssil. No entanto, o ciclo apresentou resiliência com as perdas transientes de radiação, sustentando o estado supercrítico do CO<sub>2</sub>.

O equilíbrio das condições de operação, através de sistema de controle, sob situações de perturbações transientes foi o objeto de estudo de Luu *et al.*, (2018). Os autores analisaram o desempenho do CBFR-sCO<sub>2</sub> integrado a um sistema de aquecimento primário do tipo torre solar, assistido por aquecimento auxiliar, em condições operacionais transientes e propuseram uma metodologia de controle para manter uma das variáveis mais relevantes do ciclo, a temperatura da entrada da turbina, constante. Os resultados obtidos apontaram que a metodologia aplicada é passível de aplicação, uma vez que obtiveram êxito em condições de perturbações climáticas, o que resultou em uma melhora da eficiência do ciclo.

Alguns países possuem um potencial maior do que outros em aplicações que envolvem a utilização da radiação solar como fonte de energia. Normalmente, países com territórios próximos a linha do equador, preferencialmente localizados no hemisfério sul e com grandes dimensões territoriais, possuem condições mais favoráveis para captar e transformar a radiação solar em energia útil. Isto porque o verão nestes países ocorre no solstício de dezembro, que coincide com a ocorrência do periélio, ou seja, quando a Terra está mais próxima do Sol no ciclo anual. Por esta razão, pesquisadores de países com este potencial tem realizado esforços para estudar a implantação do CBF-sCO<sub>2</sub> em seus respectivos países, o que compreende o entendimento do comportamento em condições transientes de cada componente destas plantas, e também o comportamento geral do ciclo. Os componentes da usina heliotérmica foram objetos de estudo dos pesquisadores Atif, Al-Sulaiman (2018) e Niu *et al.*, (2013) que propuseram a otimização do campo solar. Reyes-Belmonte *et al.*, (2016), influenciados pelo trabalho de Ho e Iverson (2013), estudaram a otimização do sistema através da aplicação de receptor central de partículas em queda em torre solar, uma das tecnologias em desenvolvimento com o potencial de ser utilizado no CBFR-sCO<sub>2</sub>.

É comum em países com grande potencial em absorver radiação solar possuir regiões áridas em seu território. Sendo assim, De La Calle, Bayon e Soo Too (2018) propuseram um método para a implantação de um CBFR-sCO<sub>2</sub> em regiões áridas, que consistia nos ajustes da fração de recompressão e da temperatura na entrada do compressor principal. Os resultados provaram que é possível atenuar os efeitos negativos da região através do método, maximizando a geração de eletricidade. A localização de instalação da planta é de suma importância, pois o perfil de radiação incidente característica de cada região tem relação direta com a viabilidade de instalação do CBFR-sCO<sub>2</sub>. Por isso, os pesquisadores Atif e Al-Sulaiman (2017) simularam a instalação da planta em seis regiões diferentes da Arábia Saudita e realizaram a comparação do desempenho entre elas. Os melhores resultados ocorreram em Madinah, que está 24,5° N, alguns graus mais acima da linha do equador do que algumas das outras cidades do estudo.

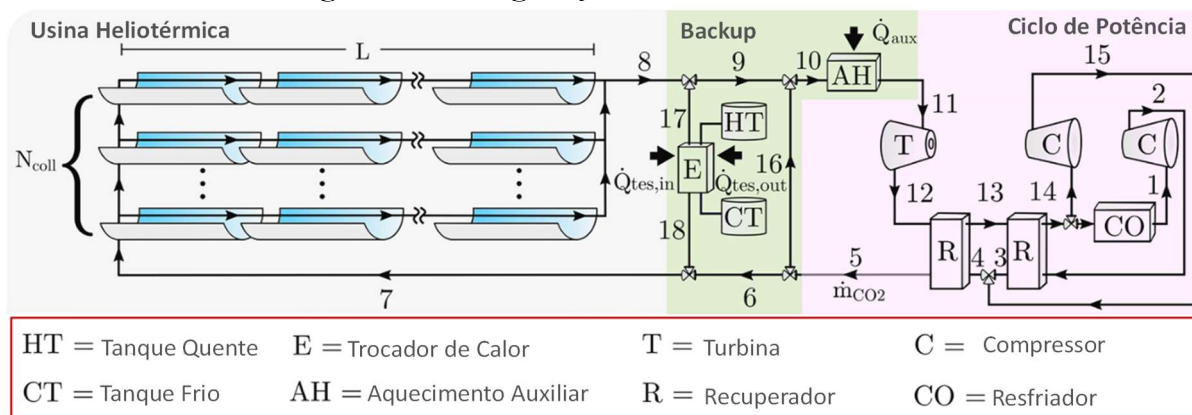
Com o intuito de aproximar a realidade da teoria, algumas pesquisas deram relevância ao estudo do comportamento do ciclo frente a condições transientes. Um exemplo é o trabalho realizado por De Araujo Passos, De Abreu e Da Silva (2018) que propuseram o estudo dos efeitos da transiência solar nos trocadores de calor, coletores solares e no comportamento geral do sistema em CBFR-sCO<sub>2</sub>, aquecido diretamente por meio de uma usina heliotérmica (CSP, do inglês *Concentrated Solar Power*) do tipo calha parabólica ,no Brasil.

A análise do desempenho do sistema estudou o comportamento do mesmo em condições transientes para três perfis de irradiação solar distintos, com base temporal em minutos, sendo: (i) céu limpo (dia 1: 13 de janeiro de 2017), (ii) nuvens espaciais e transitórias (dia 2: 24 de janeiro de 2016) e (iii) dia parcialmente nublado (dia 3: 1 de agosto de 2016). A região escolhida para a análise foi a cidade Florianópolis (27°36'S e 48°33'W) e os dados de irradiação foram obtidos da estação solar BSRN nº 3 (WRMC -BSRN, 2018). Os dados da estação também incluem os respectivos valores da temperatura ambiente e velocidade do vento, ambos incorporados no modelo para determinar as perdas térmicas no coletor solar. O modelo também explorou o comportamento transiente geral do ciclo e de seus subsistemas, enquanto sujeito às condições ambientais mencionadas acima. O estudo revelou que, em geral, os subsistemas da planta são altamente sensíveis às mudanças de irradiação e, conseqüentemente, o desempenho do sistema também apresenta flutuações significativas à medida que a irradiação muda ao longo do dia. Os resultados revelaram que a capacidade térmica do conjunto de fluido de trabalho e coletor parabólico foi capaz de suavizar instantaneamente os efeitos transientes no desempenho do ciclo para condições de nuvens espaciais e transitórias O estudo também considerou vários cenários transientes criados artificialmente, nos quais a irradiação é reduzida de um valor de projeto para valores mais baixos, incluindo zero, de modo que o tempo de reação de um sistema de aquecimento auxiliar pudesse ser quantificado, permitindo a eliminação da intermitência da planta. Os autores sugeriram estudar o acoplamento de um sistema de aquecimento auxiliar no ciclo, entre outros pontos.

A integração de sistemas térmicos auxiliares em aplicações solares é fundamental para se obter um ciclo em regime permanente e este tema foi objeto de estudo de alguns pesquisadores que utilizaram, por exemplo, a biomassa e o sistema de armazenamento de energia térmica de sais fundidos (WANG; HE; ZHU, 2017; WANG *et al.*, 2017). Os próprios De Araujo Passos, De Abreu e Da Silva (2019), em um trabalho posterior, analisaram o mesmo ciclo, no entanto, com uma configuração que incluía a assistência térmica. A pesquisa visava o estudo da demanda, de curto e longo prazo, do CBFR-sCO<sub>2</sub> aquecido diretamente por meio de CSP, porém, agora, assistido por TES e AUX. A análise dos autores fundamentava-se em uma

formulação transiente, qual avaliava o desempenho global do sistema de curto (diário por minuto) e de longo prazo (ano padrão, TMY - do inglês, *Typical Meteorological Year*) por hora, sob perfis de demanda de energia constante e variável. A análise de curto prazo consistia no estudo do comportamento dinâmico instantâneo dos valores relevantes do ciclo, incluindo o sistema de aquecimento de reserva, para três perfis diferentes de irradiação em Florianópolis, os mesmos os considerados por De Araujo Passos, De Abreu e Da Silva (2018). Sendo um dia de céu limpo (dia 1), nuvens espesas e transitórias (dia 2) e um parcialmente nublado (dia 3). Quanto à análise de longo prazo, os dados TMY de Daggett / CA, EUA, referência para usinas de energia solar (NREL, 2018), foram usados para avaliar o desempenho do ciclo de CO<sub>2</sub>, também sob perfis de demanda constante e variável. A Figura 7 apresenta a configuração do sistema do CBFR-sCO<sub>2</sub> integrado com CSP proposto pelos autores.

**Figura 7 - Configuração da usina heliotérmica**



**Fonte: De Araujo Passos; De Abreu; Da Silva (2019).**

A configuração do campo solar do CSP consistia em uma área de abertura dos coletores do tipo calha parabólica (66 unidades) de 41195 m<sup>2</sup> e receptor AISI 321H com espessura de 9 mm. O TES era composto de sal fundido NaNO<sub>3</sub> (60%) com KNO<sub>3</sub> (40%), com volume do tanque de 1000 m<sup>3</sup>, sendo a temperatura do tanque quente de 548 °C e do frio 417 °C. O CBFR-sCO<sub>2</sub> operava com pressão máxima de 25 MPa e mínima de 10 MPa, com temperatura máxima de 550 °C e eficiência de turbina e compressor de 93% e 89%, respectivamente, e por fim, o recuperador de 1,5 MW/K.

A análise de curto prazo mostrou que o uso de uma demanda variável altera significativamente a dinâmica instantânea do ciclo. Mais especificamente, os resultados revelaram a importância do uso de perfis realistas de irradiação e demanda, pois esses podem alterar significativamente o comportamento dinâmico de todo o sistema, conforme aponta a



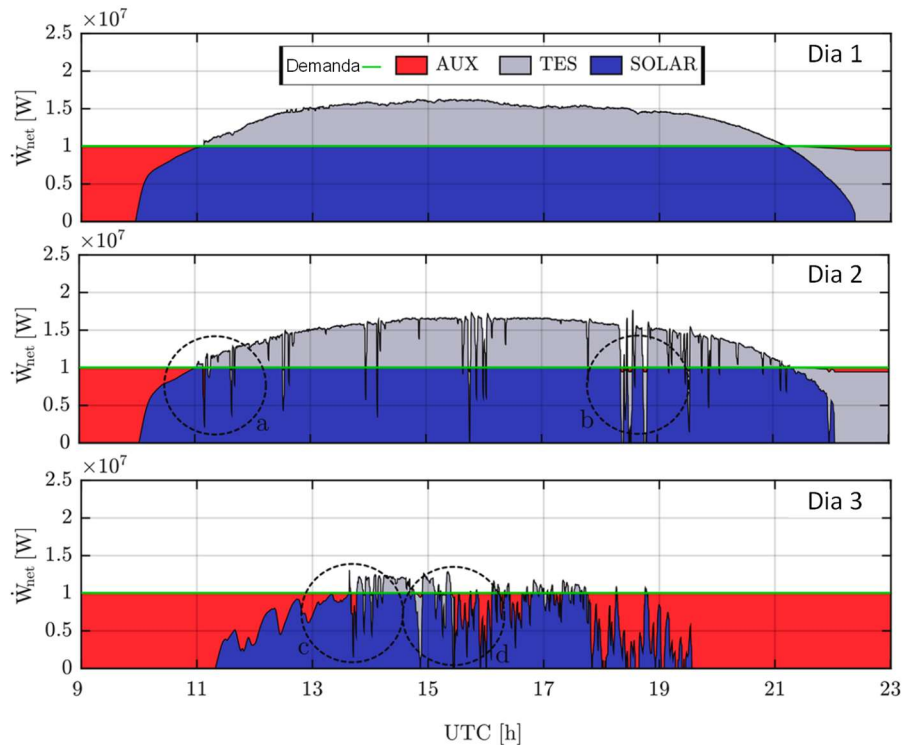
Figura 8. Por exemplo, dado uma demanda constante de 10 MW, o dia 1 acionou o aquecimento auxiliar apenas após o término da energia térmica do TES até o início da irradiação diária, não ocorrendo o mesmo nos outros dias. O dia 2 acionou o aquecimento auxiliar nas quedas da irradiação durante o dia por algumas vezes enquanto o dia 3, devido a intensa intermitência da irradiação, quase nenhuma energia térmica foi armazenada, adicionalmente a irradiação incidente também não foi suficiente para atender a demanda no fotoperíodo, ocasionando em acionamentos do aquecimento auxiliar e nenhuma despachabilidade. Quanto à análise de longo prazo, o resultado indica que o perfil de demanda utilizado (ou seja, constante e / ou variável) afeta muito o comportamento do sistema e o padrão de utilização da energia térmica, tanto solar pelo TES (absorção, armazenamento e disponibilização da energia), quanto do AUX (acionamento). Os resultados obtidos pelos autores destacaram a importância da relação do tamanho dos subsistemas (e.g. TES e a área de campo do coletor) que compõem o ciclo e a forte dependência destes do perfil de demanda. Por exemplo, simulações para um campo coletor com uma área (A) de 125.895m<sup>2</sup> e uma dependência de tempo TES projetada ( $\Delta t_{TES}$ ) de 12 h mostram que o aquecimento auxiliar necessário para um perfil de demanda constante é o dobro daquele para uma demanda variável. Em outras palavras, isso significa que, potencialmente, para um determinado valor de A, o tamanho do TES pode ser reduzido pela metade, mantendo o mesmo  $\Delta t_{TES}$ . Em suma, os resultados destacaram a importância do uso de demandas realistas como forma de dimensionar adequadamente o CBFR-sCO<sub>2</sub> e seus subsistemas. Os autores afirmam que o modelo desenvolvido pode ser estendido e considerar diferentes configurações, localizações geográficas e outros parâmetros operacionais.

Portanto, os ciclos de energia do sCO<sub>2</sub> Brayton fornecem soluções em potencial para uma ampla variedade de aplicações de geração de energia. Os sistemas de energia nuclear, energia solar térmica concentrada, caldeiras de combustíveis fósseis e geotérmica são considerados aplicações favoráveis em potencial que poderiam substituir ciclos tradicionais de Rankine a vapor (SANDIA NATIONAL LABORATORIES apud MENDEZ; ROCHAU, 2018, p. 24)

O fato do CBFR-sCO<sub>2</sub> necessariamente rejeitar calor tem estimulado determinados autores a pesquisar a integração de outros sistemas de forma a reaproveitar a energia que seria desperdiçada. Wang e Dai (2016) propuseram a integração e a comparação de dois outros ciclos de potência, sendo o Ciclo Orgânico Rankine (ORC) e o CBFR transcrito de CO<sub>2</sub> (tCO<sub>2</sub>), no CBFR-sCO<sub>2</sub>, quais utilizavam o calor residual do último. Foi observado que o desempenho do ciclo de sCO<sub>2</sub>/tCO<sub>2</sub> é melhor do que o sCO<sub>2</sub>/ORC para valores baixos de razão de compressão

dos compressores, no entanto, o estudo de otimização exergoeconômico indicou que o custo total por unidade do  $sCO_2/ORC$  é ligeiramente menor que o  $sCO_2/tCO_2$ .

**Figura 8 - Variação do consumo de energia solar e do sistema de backup de aquecimento (TES e AUX), para os dias 1,2 e 3 e uma demanda constante de 10 MW**



Fonte: De Araujo Passos; De Abreu; Da Silva (2019)

No entanto, outros autores têm estudado diferentes tipos de reaproveitamento do calor residual e a dessalinização por meio de processo térmico tem se tornado uma tendência promissora. A razão é devido a crescente discrepância entre a disponibilidade de recursos hídricos e o aumento da demanda em todo o mundo. Apesar da água ser um dos recursos mais abundantes no planeta, apenas 2,5% é água doce e somente 0,5% são de fácil acesso. Além disso, o aumento da população e as mudanças dos padrões do clima oriundos dos efeitos das mudanças climáticas tem contribuído para a crise da água. Esta situação enfatiza a necessidade de estratégias mais inteligentes para alimentar os sistemas de abastecimento de água de forma mais consistente e resiliente, possibilitando garantir a dignidade da pessoa humana (IWA, 2016).

Historicamente, alguns países têm sido drasticamente impactados por anos pelas secas e tiveram que desenvolver tecnologias de dessalinização para poder superar essa situação. Países com fronteiras marítimas, como Israel, Estados Unidos (costa oeste) e dos Emirados

Árabes, além de outros, encontraram na dessalinização da água do mar uma solução para essa questão, por ser um recurso abundante. Esses países tem investido massivamente em tecnologia de dessalinização desde da década de 60 (SPORN, 1966), desde então o processo mais difundido é o de osmose inversa, um processo de separação de sais da água por meio de membrana semipermeável. No entanto, conforme Tabela 3, trata-se de um processo que consome uma considerável quantidade energia elétrica e deixa uma pegada de carbono maior que os processos térmicos de dessalinização.

Portanto, o interesse em integrar o processo de dessalinização térmico de forma a reaproveitar o calor residual no CBF-sCO<sub>2</sub> tem relação em atacar dois problemas de alta relevância, falta de água e energia elétrica, com o baixo consumo de energia elétrica, além do baixo impacto ambiental. Além disso, ele não afeta a eficiência térmica e adiciona ao ciclo de cogeração um subproduto valioso, a água potável. Não obstante, há poucos registros na literatura com esta configuração. A Tabela 4 apresenta um resumo dos trabalhos com configuração do tipo CBF-sCO<sub>2</sub> integrado com sistema dessalinização térmica e o Estado da Arte.

**Tabela 3 - Economia e consumo de energia dos principais métodos de dessalinização**

	RO	RO	ED	MSF	MED	VC
Salinidade da água	Água do mar	Água salobra	Água salobra	Água do mar	Água do mar	Água do mar
Unidade de produção (m <sup>3</sup> /dia)	até 128.000	98.000	2 a 145.000	23.000 a 528.000	5.000 a 15.000	10.000 a 30.000 (TVC); 100 a 3.000 (MVC)
Qualidade do produto (ppm)	400 a 500	200 a 500	150 a 500	10	10	10
Consumo de eletricidade (kWh/m <sup>3</sup> )	4 a 6	1,5 a 2,5	1,5 a 4	2,5 a 5	2 a 2,5	1,6 a 1,8 (TVC); 7 a 12 (MVC)
Consumo de energia térmica (kWh/m <sup>3</sup> )	-	-	-	15,83 a 23,5	12,2 a 19,1	14,5 (TVC)
Energia total consumida (kWh/m <sup>3</sup> )	4 a 6	1,5 a 2,5	1,5 a 4	19,58 a 27,25	14,45 a 21,35	15,5 a 16,5 (TVC); 7 a 12 (MVC)
Temperatura de operação (°C)	Ambiente	Ambiente	Ambiente	90 a 110	70 a 75	70 a 90
Custo da água (USD/m <sup>3</sup> )	0,45 a 0,66 (100 a 320 x 10 <sup>3</sup> m <sup>3</sup> /dia); 0,48 a 1,62 (15 a 60 x 10 <sup>3</sup> m <sup>3</sup> /dia); 0,7 a 1,72 (1 a 4,8 x 10 <sup>3</sup> m <sup>3</sup> /dia)	0,26 a 0,54 (40.000 m <sup>3</sup> /dia); 0,78 a 1,33 (20 a 1.200 m <sup>3</sup> /dia); 0,56 a 12,99 (poucos m <sup>3</sup> /dia)	0,6 (larga escala); 1,05 (menor escala)	0,56 a 1,75	0,52 a 1,01 (91 a 320 x 10 <sup>3</sup> m <sup>3</sup> /dia); 0,95 a 1,5 (12 a 55 x 10 <sup>3</sup> m <sup>3</sup> /dia); 2,0 a 8,0 (menos que 100 m <sup>3</sup> /dia)	0,87 a 0,95 (TVC com 30.000 m <sup>3</sup> /dia); 2,0 a 2,6 (MVC com 1.000 m <sup>3</sup> /dia)

Fonte: Rabiee *et al.* (2019).

**Tabela 4 - Resumo dos trabalhos de CBF-sCO<sub>2</sub> integrado com sistema dessalinização térmica- Estado da arte**

Autor (es)	Título	Configuração	Objetivos	Resultados	Observações
Kouta, Al-Sulaiman e Atif (2016)	Entropy, exergy, and cost analyses of solar driven cogeneration systems using supercritical CO <sub>2</sub> Brayton cycles and MEE-TVC desalination system	CBFR-sCO <sub>2</sub> e CBFRg-sCO <sub>2</sub> / Aquecimento indireto com TES (Solar - Torre Solar) / Dessalinização: MEE-TVC	Estudar a contribuição na geração entropia de cada componente do ciclo, analisar a entropia de cada componente para condições de operações específicas e fazer análise de custo do sistema.	A torre solar é o maior contribuinte de entropia no sistema (80%), seguido do MEE-TVC e sCO <sub>2</sub> .	As regiões que maiores médias de radiação normal incidente apresentaram os menores LCOE e LCOW.
Kouta, Al-Sulaiman e Atif (2017)	Energy analysis of a solar driven cogeneration system using supercritical CO <sub>2</sub> power cycle and MEE-TVC desalination system	CBFR-sCO <sub>2</sub> e CBFRg-sCO <sub>2</sub> / Aquecimento indireto com TES (Solar - Torre Solar) / Dessalinização: MEE-TVC	Estudar o desempenho da torre solar integrada ao CBFR e CBFRg e MEE-TVC em seis regiões diferentes da Arábia Saudita . Analisar a eficiência e a razão de água/energia (PWR) variando parâmetros como a temperatura e pressão de entrada da turbina e fração de calor que entra no ciclo.	A razão água/energia aumenta exponencialmente em relação ao aumento da fração atingindo 2,8 e 3 kW / m <sup>3</sup> dia para CBFR e CBFRg, respectivamente, na fração de 0,8. O CBFR produz mais potência que o CBFRg.	Uma nova equação de eficiência que relaciona a produção de água com energia foi proposta. O aumento na temperatura e na pressão na entrada da turbina aumenta a PWR e a eficiência dos ciclos.
Lee et al. (2017)	Improving power and desalination capabilities of a large nuclear power plant with supercritical CO <sub>2</sub> power technology	Diferentes modelos de CBF-sCO <sub>2</sub> / Aquecimento indireto (Reator nuclear) / Dessalinização: MED-TVC	Avaliar termodinamicamente a substituição de um ciclo de cogeração Rankine a vapor por diferentes configurações de CBF-sCO <sub>2</sub> acoplado com dessalinização por MED-TVC.	A configuração mais promissora é a sCO <sub>2</sub> recuperadora qual obteve 38% de eficiência e produziu 203 m <sup>3</sup> de água por dia.	A estratégia de otimização resultou em um desvio do modelo tradicional do CBF-sCO <sub>2</sub> que aproxima o estado do fluido para o ponto crítico na entrada do compressor principal.
Sharan, Neises e Turchi (2017)	Thermal desalination via supercritical CO <sub>2</sub> Brayton cycle: Optimal system design and techno-economic analysis without reduction in cycle efficiency	CBFR-sCO <sub>2</sub> / Aquecimento indireto com TES (Solar - Torre Solar) / Dessalinização: MED-TVC	Avaliar e otimizar o acoplamento de um sistema MED-TVC de dessalinização parasítico no ciclo. Analisar termo-economicamente o sistema para investigar a viabilidade econômica.	O sistema é economicamente viável. O acréscimo de efeitos, apesar de aumentar a produção de água, ele não interfere na eficiência do ciclo sCO <sub>2</sub> .	A utilização de 6 efeitos é mais economicamente viável do que 4 efeitos e produz mais água por dia, 2813 para 4472 m <sup>3</sup> /d.

**Fonte: Elaborado pelo próprio autor.**

### 2.3 CBF-sCO<sub>2</sub> Solar integrado com dessalinização térmica

A maioria dos trabalhos envolvendo a integração do CBF-sCO<sub>2</sub> com sistema de dessalinização térmica, concentram-se na inserção do processo de destilação de múltiplos efeitos (MED) hibridizado com o processo de compressão térmica a vapor (TVC) e tem o foco de estudar o desempenho termodinâmico, avaliar a viabilidade de instalação da planta, considerando questões técnicas e econômicas e a otimização do sistema como um todo. Lee *et al.*, (2017) propuseram, no entanto, a substituição de um ciclo de cogeração Rankine a vapor por diferentes configurações de CBF-sCO<sub>2</sub> acoplado com dessalinização por MED-TVC. O CBF-sCO<sub>2</sub> tinha aquecimento primário do tipo reator nuclear e dessalinização MED-TVC. Os autores avaliaram termodinamicamente e propuseram otimizações do CBF-sCO<sub>2</sub>. No entanto, a estratégia de otimização resultou em um desvio do modelo tradicional do CBF-sCO<sub>2</sub> e o fluido não se aproximou do ponto crítico na entrada do compressor principal como deveria. Por fim, através dos resultados, observaram que a configuração mais promissora é a sCO<sub>2</sub> recuperadora qual obteve 38% de eficiência e produziu 203 m<sup>3</sup> de água por dia.

Sharan, Neises e Turchi, (2019) propuseram a avaliação e otimização da integração de um sistema de dessalinização MED-TVC no CBF-sCO<sub>2</sub> com aquecimento primário do tipo torre solar assistida por TES. Os autores estudaram a viabilidade econômica, e confirmaram, por meio da análise termo-economicamente do sistema. Em adição, propuseram uma metodologia para maximizar a recuperação do calor residual por meio de pré-aquecimento e, portanto, uma nova configuração de MED para maximizar a produção de água. Eles também investigaram o efeito do acréscimo de efeitos e observaram que, apesar de aumentar a produção de água, ele não interfere na eficiência do ciclo sCO<sub>2</sub>. Observaram que a utilização de 6 efeitos foi considerada a configuração mais economicamente viável do que 6 efeitos e produz mais água por dia, 2813 para 4472 m<sup>3</sup>/d. Por fim, os resultados apontaram que, diferentemente do ciclo Rankine integrado de MED-TVC, o CBF-sCO<sub>2</sub> não tem sua eficiência afetada com a integração do processo de dessalinização e o seu custo de produção de água, segundo os autores, é 17,8% mais barato que a osmose inversa.

Determinados pesquisadores têm se interessado não somente em estudar como se obter o melhor desempenho dos ciclos Brayton de sCO<sub>2</sub> solar, mas também o melhor local de instalação de uma possível planta. Kouta *et al.* (2016) propuseram o estudo comparativo dos CBF-sCO<sub>2</sub> e CBF Regenerativo-sCO<sub>2</sub>, ambos com aquecimento primário do tipo torre solar assistida por TES, integrados de MED-TVC. A pesquisa considerou os dados geoclimáticos de seis regiões distintas da Arábia Saudita (Dhahran, Yanbu-Al-Nakhil, Jizan, Khabt Al-Ghusn,

Al-Khafji e Jabal Al-Rughamah). O estudo consistia em identificar a contribuição da geração de entropia dos componentes dos ciclos, desenvolver uma análise profunda da exergia de cada componente em condições específicas de operação e por fim, realizar uma análise de custo dos ciclos estudados. Os autores notaram que a torre solar é o maior contribuinte de entropia no sistema (80%), seguido do MED-TVC e sCO<sub>2</sub>. Segundo os mesmos, a entropia nos tanques de TES é negligenciável. Dentre os componentes, o ejetor de vapor do MED-TVC foi o principal contribuinte para o aumento da entropia (para 6 efeitos, ele foi responsável por 60%, no entanto, com redução de efeitos, esse valor tende a decrescer), seguido do gerador de efeitos e o condensador. Com relação as regiões, aquelas que possuem maiores médias de radiação normal incidente apresentaram os menores custos nivelados de eletricidade e de água (do inglês, *levelized cost of energy* e *levelized cost of water*, LCOE e LCOW), sendo portanto a cidade de Yanbu (24.5° N, Mar Vermelho), seguida de Khabt Al-Ghusn (20.5° N, Mar Vermelho), Jabal Al-Rughamah (28.5° N, Golfo do Aqaba), Jizan (17.5° N, Mar Vermelho), Al-Khafji (28.5° N, Golfo Árábico), e Dhahran (26.5° N, Golfo Árábico). Por fim, no geral, a configuração de recompressão obteve melhores resultados quando comparados com a configuração regenerativa.

Kouta, Al-Sulaiman e Atif (2017) propuseram um estudo do desempenho dos CBFR-sCO<sub>2</sub> e CBF Regenerativo-sCO<sub>2</sub> com aquecimento primário do tipo torre solar assistidos por TES e integrados com dessalinização do tipo MED-TVC (ou MEE-TVC - do inglês, *multiple effect evaporation with thermal vapor compression*). Ambos os sistemas utilizam um armazenamento térmico através de sal fundido em dois tanques, utilizados para armazenar energia solar excedente durante todo o dia e distribuí-la uniformemente por um período de um dia inteiro (24 h). Os pesquisadores tinham como objetivos específicos estudar em detalhe o desempenho energético da torre solar inserida nos dois ciclos e no sistema de dessalinização e em as seis localidades diferentes da Arábia Saudita, as mesmas regiões do trabalho anterior. O estudo visava analisar o comportamento da eficiência e da razão de potência líquida por produção de água por (PWR) através da variação dos parâmetros operacionais como, temperatura e pressão de entrada da turbina e fração de calor que entra no ciclo. Os autores estudaram o sistema de cogeração solar como um todo e analisaram a produção média mensal de energia e água para as regiões selecionadas ao longo do ano, ainda fizeram uma comparação média anual da produção para as regiões em estudo. Os pesquisadores observaram através dos resultados que a configuração de cogeração solar de recompressão sCO<sub>2</sub> gera mais energia do que o ciclo de regeneração devido à maior eficiência do primeiro, sendo uma diferença de 6,25%. Os resultados também apontaram que a PWR aumenta em relação ao aumento da fração

de calor, para ambas as configurações. No entanto, a eficiência é a mais alta na fração mínima de calor que entra no ciclo de sCO<sub>2</sub>. A eficiência na fração de 0,2 e 12 efeitos é de 0,32 e 0,36 para o ciclo de cogeração de regeneração e recompressão, respectivamente. Outro ponto observado é que o aumento da pressão de entrada da turbina nas duas configurações aumenta a PWR e a eficiência, por exemplo, nas condições de  $n = 12$  e  $f = 0,8$ , o ciclo de cogeração de recompressão teve um aumento de 2,6 para 3,1 kW/m<sup>3</sup>dia em relação a uma pressão na entrada da turbina (TIP) de 15 e 25 MPa. Outra condição que afeta a PWR e a eficiência é a temperatura de entrada da turbina, o aumento desta ocasiona o crescimento sutil da PWR e a eficiência do CBF Regenerativo, mas um aumento maior na no ciclo de recompressão. A PWR aumenta de 2,6 para 2,9 kW/m<sup>3</sup>dia ( $n = 12$ ,  $f = 0,8$ ) de uma temperatura na entrada da turbina (TIT) de 450 e 570 °C para o ciclo de cogeração de recompressão.

Finalmente, os trabalhos apresentados na revisão confirmaram a convergência do objetivo de se desenvolver a planta de CBF-sCO<sub>2</sub> que obtivesse o melhor desempenho, seja através de análises termodinâmicas, otimizações do ciclo e seus componentes, da otimização das condições de operação do ciclo, da integração de uma diversidade de fontes primárias de calor ou até mesmo a localização de implantação do CBF-sCO<sub>2</sub>. O fato é que as pesquisas tem apontado para as potencialidades do ciclo e a academia tem fornecido uma contribuição experimental/teórica que colabora para o desenvolvimento da tecnologia e para uma transição tecnológica com mais segurança, do campo teórico para o prático, através do amadurecimento das pesquisas.

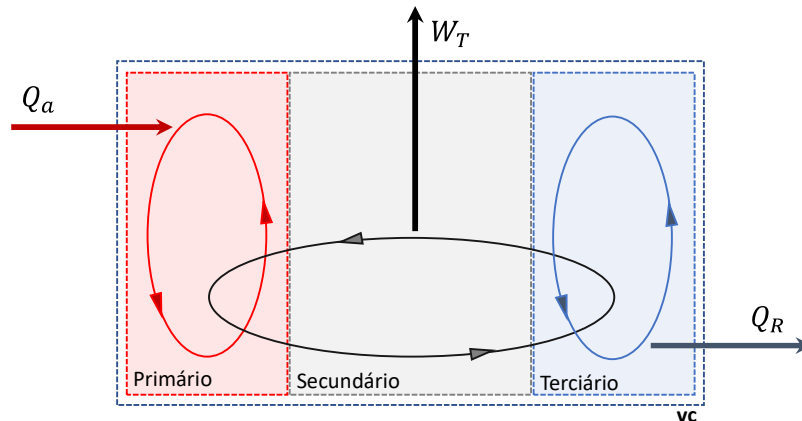
Adicionalmente, as pesquisas têm apresentado alternativas de absorver o máximo de energia do ciclo de forma inteligente e sustentável, por exemplo por meio da integração de outros sistemas que reaproveitam o calor residual do ciclo. Uma tendência é a utilização do calor residual em sistemas de dessalinização térmica.

Portanto, o CBF-sCO<sub>2</sub>-MED solar é capaz de gerar dois recursos fundamentais e estratégicos, eletricidade e água, possibilitando a ampliação da resiliência da matriz elétrica e do sistema de abastecimento de água de países, cidades, empresas ou até mesmo regiões economicamente inviáveis de serem exploradas devido a limitações a acessibilidade de tais recursos. Trata-se de uma tecnologia promissora que está em fase de desenvolvimento e a proposta deste trabalho é estudar o CBF-sCO<sub>2</sub>-MED solar no cenário brasileiro para verificar a viabilidade de implantação do mesmo, uma vez que o país tem um potencial considerável para aplicações solares e precisa se preparar para projeções futuras levando em consideração as mudanças climáticas e a utilização de energia renovável é fundamental para um planejamento estratégico assertivo.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O esquema da usina de energia solar concentrada com a integração de uma planta de dessalinização (CSP+D) foi dividido em três ciclos dentro de um volume de controle, sendo eles, a captação concentrada da radiação solar direta, a transformação da energia solar térmica em elétrica por um ciclo Brayton fechado com recompressão utilizando  $s\text{CO}_2$  e, por último, a dessalinização térmica utilizando o rejeito de calor do ciclo anterior por meio do MED. Eles foram denominados como ciclo primário, secundário e terciário, respectivamente. A Figura 9 apresenta o esquema da dinâmica energética nas fronteiras do volume de controle. A planta trabalha em regime permanente. A geração de eletricidade ( $W_T$ ) requer o aporte de energia térmica ( $Q_a$ ) e a rejeição de parte do calor ( $Q_R$ ) no ciclo secundário. Uma versão mais detalhada da configuração da planta e seus componentes pode ser observada através da Figura 21, na página 97.

**Figura 9 - Esquema da dinâmica energética nas fronteiras do volume de controle**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, este capítulo apresenta os conceitos fundamentais inerentes ao entendimento de todos os sistemas envolvidos neste trabalho.

#### 3.1 Balanço de Massa e Análise Energética

O trabalho fundamentou-se nas equações de conservação da massa e da energia para modelar a dinâmica da transição e transformação da energia nos ciclos em estudo.



### 3.1.1 Conservação da massa

A equação da conservação da massa para escoamento em regime permanente pode ser definida conforme Eq. (1) (BEJAN, 2006):

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (1)$$

Onde  $\dot{m}_e, \dot{m}_s$  são as vazões mássicas de entrada e de saída, respectivamente [kg/s].

### 3.1.2 Primeira Lei da Termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica expressa a conservação da energia para sistemas termodinâmicos e fornece informações a respeito de valores quantitativos dos respectivos. Em um volume de controle em regime permanente, desconsiderando portanto a variação da energia cinética, potencial gravitacional e interna, ela pode ser definida pela equação do balanço de energia, conforme Eq. (2) (BEJAN, 2006):

$$0 = \Delta Q - W \quad (2)$$

Onde  $W$  o trabalho através do volume de controle [J] e  $\Delta Q$  é a diferença da quantidade de calor que atravessa fronteira do volume de controle [J], ou seja  $Q_e - Q_s$  ( $Q_a - Q_R$ ).

A eficiência térmica da primeira lei permite verificar o grau de conversão da energia térmica em trabalho de um ciclo, ou seja, o quanto de calor é transformado em trabalho, e é definida pela equação (3):

$$\eta_{th} = \left( \frac{W}{Q_e} \right) \cdot 100 \quad (3)$$

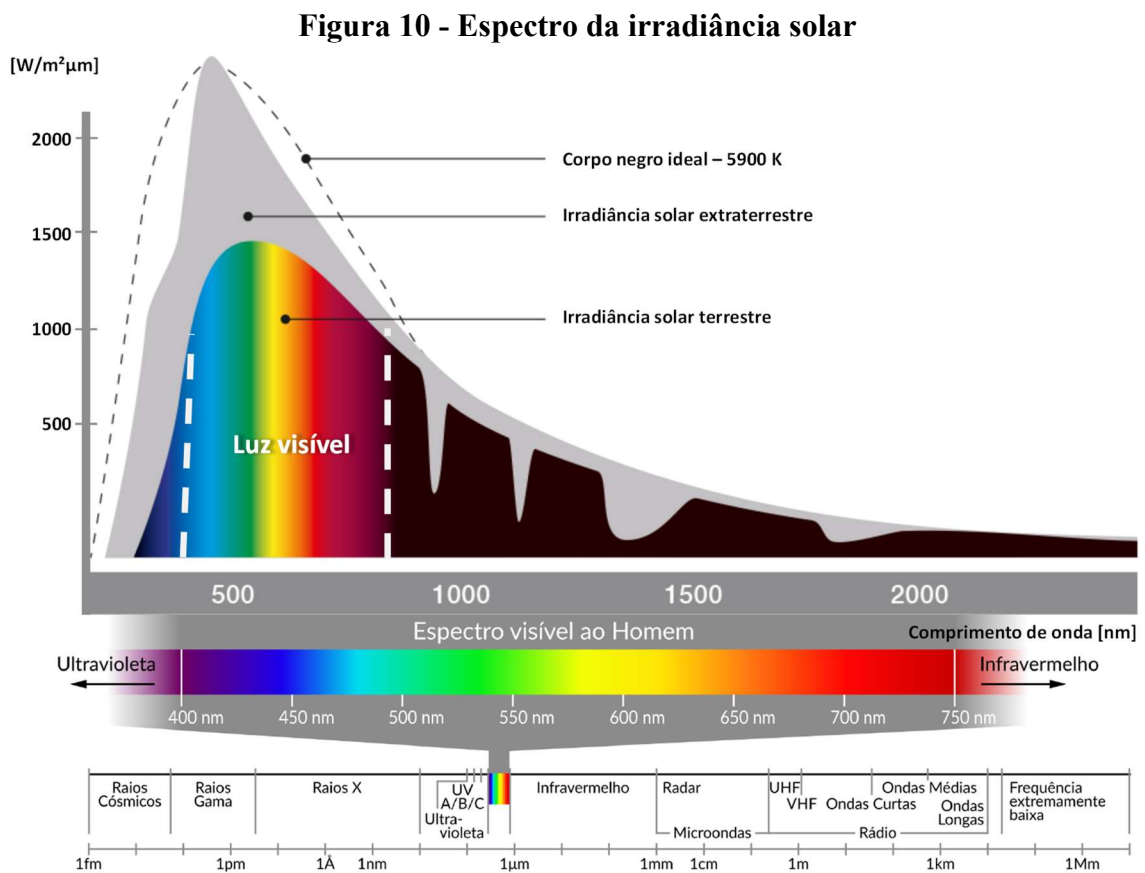
Onde,  $\eta_{th}$  é a eficiência térmica [%],  $W$  é a potência líquida produzida pelo sistema térmico [J];  $Q_e$  é a energia sob forma de calor fornecida ao ciclo [J].

## 3.2 Recurso Solar

As diferentes temperaturas encontradas no Sol estão relacionadas a energia proveniente das interações nucleares no centro da estrela (TAYLER, 1997), em seu interior acontece reações contínuas de fusão dos núcleos de hidrogênio e conseqüentemente a formação de hélio, sendo um dos resultados do processo, a liberação de energia em forma de calor. Essa energia é emitida na forma de ondas eletromagnéticas, distribuídas em diferentes comprimentos de onda.

### 3.2.1 Radiação Solar

A Figura 10 apresenta a distribuição espectral da radiação solar e aponta para a tendência de um volume maior de comprimento de ondas na faixa de 400 a 800 nm. Nota-se a atenuação da radiação ao entrar na atmosfera terrestre. Dois fenômenos são responsáveis por esta atenuação, a dispersão atmosférica por moléculas de ar, água e poeira, e a absorção atmosférica por parte do O<sub>3</sub>, H<sub>2</sub>O e CO<sub>2</sub> (IQBAL apud DUFFIE; BECKMAN, 2001, p. 59).



Fonte: Adaptado de Fondriest (2019)

A radiação se propaga no espaço independente do meio e a taxa pela qual essa energia é liberada por unidade de área é concebida pelo poder emissivo de um corpo, dada pela de Stefan-Boltzmann, pela Equação (4):

$$\epsilon = \epsilon\sigma T^4 \quad (4)$$

Sendo  $\epsilon$  é o poder emissivo em  $\text{W/m}^2$ ,  $\epsilon$  a emissividade do corpo (medida da eficiência de emissão de energia em relação ao corpo negro, qual varia de 0 a 1),  $T$  a temperatura absoluta da superfície em Kelvin e  $\sigma$  a constante de Stefan-Boltzmann,  $5,67 \times 10^{-8} [\text{W/m}^2\text{K}^4]$ .

A energia emitida pelo Sol percorre a distância até a Terra na velocidade da luz (aproximadamente  $300.000 \text{ km/s}$ ) e não sofre atenuação nenhum até chegar à atmosfera. No entanto, ao atravessar a atmosfera terrestre, parte dela pode ser refletida, outra absorvida e uma terceira parte chegar a superfície, a porcentagem de cada parte depende de uma série de fatores, como a composição da atmosfera local, a localização no globo terrestre e dia do ano, entre outros. A radiação que chega à superfície é dividida em duas componentes, a radiação direta e radiação difusa. A radiação direta é a componente da radiação que atravessa a atmosfera sem sofrer alteração em sua direção original, enquanto a componente difusa é espelhada por aerossóis, poeira ou refletida por elementos que compõem a atmosfera (DUFFIE; BECKMAN, 2001). Sendo assim, a radiação solar incidente instantânea total é dada como sendo a soma das duas componentes, conforme Equação (5):

$$G_T = G_{dir} + G_{dif} \quad (5)$$

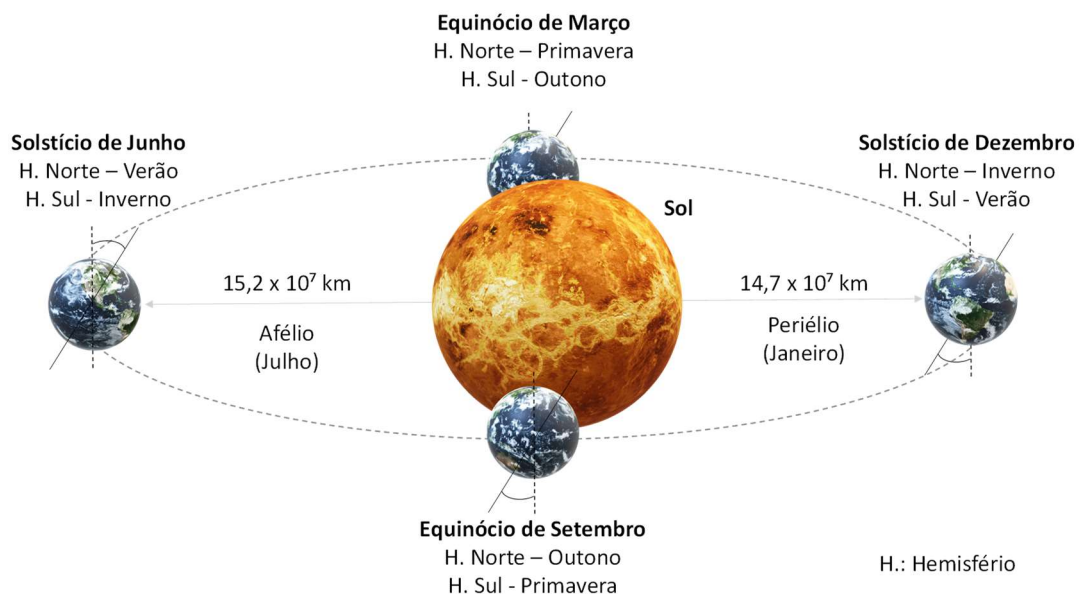
Sendo  $G_T$  a radiação total,  $G_{dir}$  a componente direta e  $G_{dif}$  a difusa. Todas as componentes possuem unidade de  $\text{W/m}^2$ . A componente direta é a parcela da radiação solar utilizada em aplicações solar térmica para geração de energia elétrica. No entanto, a radiação solar é dependente da dinâmica dos movimentos relativos da Terra em torno do Sol e os outros corpos celestes. Logo, os valores das componentes da radiação solar variam ao longo do tempo e do espaço.

Os principais movimentos são os de rotação e translação. A rotação é responsável pelo movimento de uma volta da Terra em torno do seu eixo e ocasiona os fenômenos naturais do dia e da noite proporcionando a variação diária da energia solar incidente local. A translação é o movimento que a Terra faz em torno do Sol em uma trajetória elíptica variável e tem o período

de aproximadamente de 365 dias. Essa trajetória não ocorre com distâncias constantes entre a Terra e o Sol (por isso elíptica). Conforme a Figura 11 apresenta, em certos dias do ano a Terra está mais próxima ou mais distante do Sol, sendo o afélio e o periélio, respectivamente.

No entanto, há outros fatores que influenciam a qualidade e a quantidade da radiação solar incidente, por exemplo, a inclinação do eixo de rotação da Terra. Essa inclinação adicionada à geometria esférica da Terra e aos movimentos relativos ao sol, ocasionam uma distribuição não uniforme da radiação solar na superfície terrestre, tanto espacial como temporalmente. Os raios solares, portanto, incidem diferentemente dependendo do dia do ano e da localização da latitude da região, isto porque o ângulo de incidência é função do ângulo de declinação solar, da latitude, do ângulo da inclinação da superfície em relação à superfície horizontal, do ângulo de azimute e do ângulo horário (DUFFIE; BECKMAN, 2001). Sendo assim, os trópicos e os polos do planeta ficam sujeitos a uma amplitude maior dos picos de radiação solar devido a sua latitude e a variação do ângulo de incidência da radiação ao longo do ano. Portanto, a latitude é um fator que influencia diretamente a quantidade de radiação solar incidente. Regiões mais próximas da linha do equador sofrem menos com essas amplitudes. Outros fenômenos climáticos locais também influenciam a radiação solar incidente, como nuvens e precipitações, ocasionando a redução da componente direta da radiação.

**Figura 11 - Movimento de translação da Terra em relação ao Sol**



**Fonte: Elaborado pelo autor com dados extraídos de Duffie e Beckman (2001).**

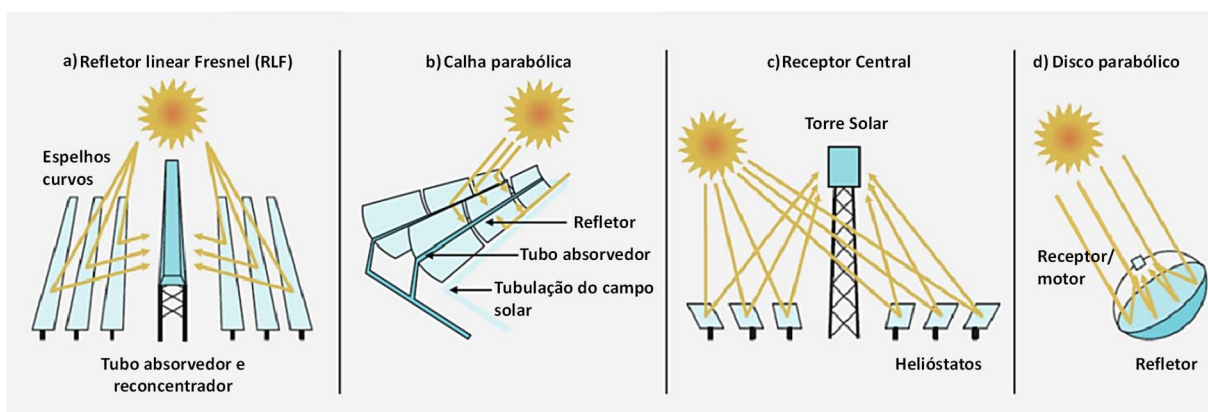
Em suma, apesar da transitoriedade, a energia solar é abundante e renovável e pode ser utilizada em aplicações térmicas, de luminosidade e geração de eletricidade. Para cada aplicação existem processos e tecnologias específicos, com princípios e limitações diferentes. O trabalho proposto foca na transformação da energia térmica solar em energia elétrica.

### 3.3 Usina de Energia Solar Concentrada

As usinas solares concentradas (CSP) são utilizadas para amplificar a radiação solar direta incidente e conseqüentemente a energia térmica nos ciclos de potência. Existem diversas configurações de CSP, uma forma de caracterizá-las é de acordo com o tipo de coletor solar. Basicamente, a faixa de temperatura de operação do fluido de trabalho em questão é o fator determinante para a escolha do tipo de coletor, ou seja, a aplicação em questão.

Os coletores concentradores têm como função convergir os raios solares incidentes de uma área refletora bem maior para uma área absorvedora bem menor e, assim, alcançar altas temperaturas. Existem quatro tipos convencionais de coletores concentradores, o cilindro parabólico (ou calha parabólica), os sistemas lineares de Fresnel, disco parabólico e torre solar (receptor central). Os dois primeiros recebem a irradiância solar em suas áreas refletoras convergindo-a linearmente em um absorvedor em formato cilíndrico. Os dois últimos, por meio da área refletora em formato de disco (o refletor da torre solar não necessariamente possui forma um disco completo), focam a radiação solar em uma área absorvedora pontual em um receptor. A Figura 12 ilustra os tipos de coletores concentradores.

**Figura 12 - Tipos de coletores solares concentradores, a) linear Fresnel, b) calha parabólica, c) torre solar e d) disco parabólico e**



Fonte: Adaptado pelo autor de Fernández *et al.* (2019).

Esses coletores exigem um sistema de rastreamento solar, possuindo um controle de ajuste da posição dos refletores ao longo do dia. A amplificação da energia solar por meio da convergência dos raios solares é traduzida pela taxa de concentração, TC, definida pela Eq. (6) (KALOGIROU, 2009):

$$TC = \frac{A_{campo}}{A_{rec}} \quad (6)$$

Onde  $A_{campo}$  é a área de abertura, ou área total do campo de espelhos [ $m^2$ ] e  $A_{rec}$  é a área do receptor [ $m^2$ ] e foi baseada. O valor da área total do campo,  $A_{campo}$ , pode ser obtido pela Eq. (7):

$$A_{campo} = A_{espelho} n_{espelhos} \quad (7)$$

Onde  $A_{espelho}$  é a área efetiva de um único espelho, obtida pela Eq. (8). O  $n_{espelhos}$  é o número de espelhos e é definido pela aplicação e/ou demanda. O valor de  $A_{campo}$  é utilizado para calcular o calor total absorvido da incidência da radiação solar direta no campo solar, ou seja, o  $Q_{solar}$  [ $W$ ] (Eq.(14)).

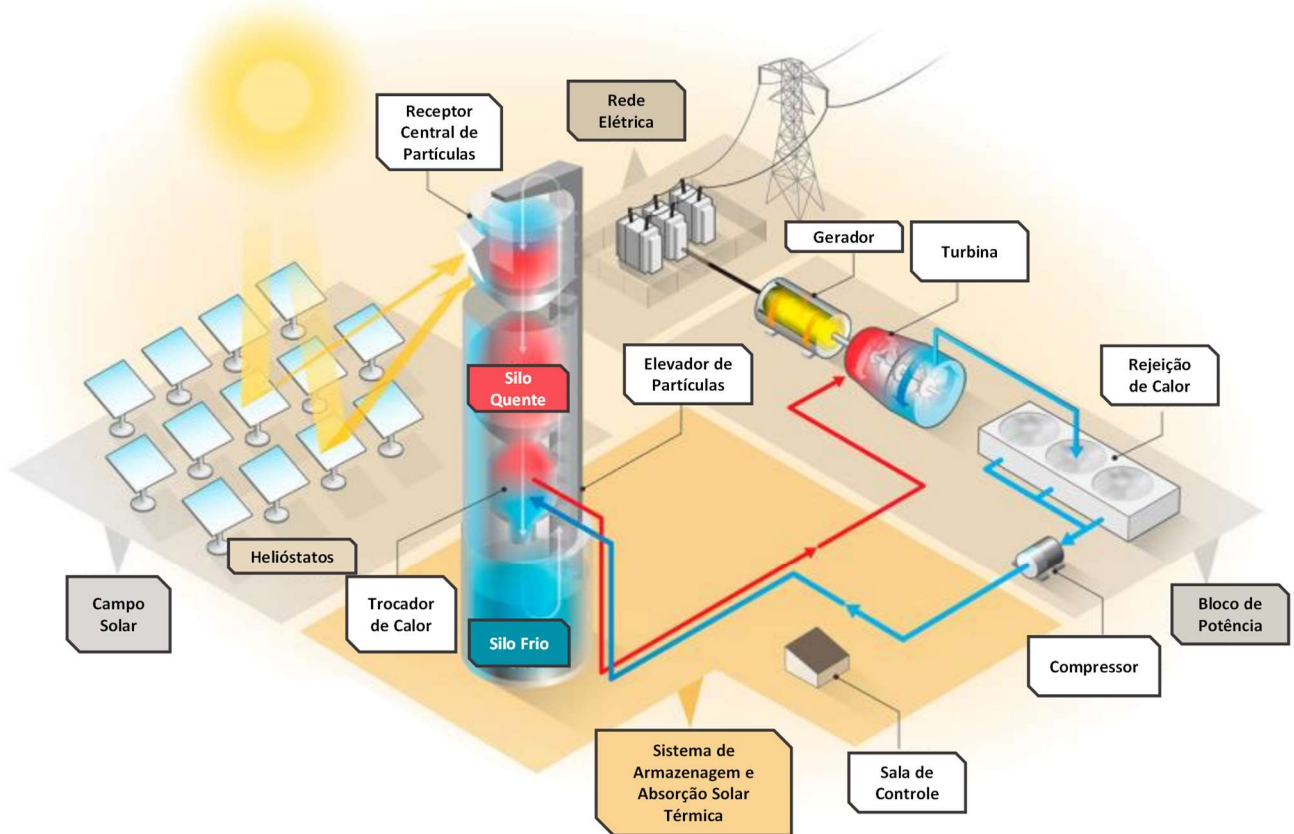
### 3.3.1 Torre solar

A torre solar (ST) consiste em um tipo de planta de CSP qual possui um coletor concentrador em que a área refletora é constituída por um campo solar, definido como um conjunto de helióstatos (espelhos planos orientados através de sistema de rastreamento solar) que refletem a radiação solar para um receptor central. O calor absorvido no receptor é transferido, posteriormente, para um fluido de trabalho em um ciclo de potência para a geração de eletricidade.

Existem algumas configurações de torre solar disponíveis na literatura, no entanto, o foco do trabalho é a torre solar com receptor central de partículas, devido ao fato de ser uma das tecnologias mais promissoras para aumentar a eficiência dos ciclos de geração de CSP. A Figura 13 apresenta um esquema genérico de uma usina de geração de CSP do tipo torre com receptor central de partículas

Diferentemente das CSP-ST convencionais, como as de sais fundidos, a ST com receptor central de partículas possui armazenamento térmico e troca de calor entre o fluido quente e o ciclo de potência na própria torre.

**Figura 13 - Esquema de CSP do tipo torre com receptor central de partículas**



Fonte: Adaptado pelo autor de Gen e Ho (2017).

As partículas ao caírem por gravidade em formato de cortina no receptor central são aquecidas pela radiação solar dos helióstatos e em seguida, são armazenadas no silo quente. Essa energia térmica é transferida para o ciclo de potência por meio de um trocador de calor. Logo, é fundamental ter controle do estado termodinâmico das partículas na entrada do trocador. Um controle de vazão faz o ajuste da temperatura na saída das partículas do silo quente antes da entrada do trocador de calor primário. No trocador de calor primário ocorre a transferência de calor das partículas para o fluido de trabalho ( $s\text{CO}_2$ ) para que ele tenha a energia térmica necessária para ser expandido na turbina, conseqüentemente, gerar eletricidade. Após trocar calor, as partículas são armazenadas no silo frio, já em uma temperatura menor.

As partículas do silo frio são utilizadas para alimentar o receptor central e são transportadas por um elevador de carga até o topo da torre solar e, então, são despejadas em um

leito para que possam novamente escoar pela cavidade do receptor central, recomeçando o ciclo. Este ciclo tem a duração do tempo de luz solar do dia, com acréscimo de algumas horas devido à armazenagem térmica (TES). O projeto define a quantidade de horas do TES.

### 3.3.2 Helióstatos

O campo de helióstatos é o elemento da CSP-ST responsável pelo poder de concentração da radiação solar. Quanto maior a área dos espelhos ( $A_{esp}$  [ $m^2$ ]) que compõem o campo e quanto maior o número de espelhos ( $n_{espelhos}$ ), maior será a energia térmica absorvida no receptor. Este estudo utilizou espelhos de base retangular e utilizou os parâmetros da planta do trabalho de Wang. *et al.* (2019), os valores podem ser encontrados na Tabela 8. Sendo assim, o cálculo de  $A_{espelho}$  [ $m^2$ ] de base retangular é dado por (8):

$$A_{espelho} = largura_{espelho} \times altura_{espelho} \quad (8)$$

O campo deve ser dimensionado de tal maneira que atenda a demanda de projeto e de forma a não superdimensionar e nem subdimensionar o investimento a ser realizado. Portanto, não há coerência em reproduzir de forma integral as mesmas configurações de plantas de CSP-ST já consolidadas, é necessário realizar um estudo prévio e compreender as características climáticas e geográficas do local a ser instalado para definir as configurações do projeto.

Sendo assim, o estudo utilizou o múltiplo solar como parâmetro para evitar o superdimensionamento das plantas por meio da definição da quantidade de espelhos do campo de helióstatos.

#### 3.3.2.1 Múltiplo solar

O múltiplo solar é um parâmetro crucial para os projetos de usinas de energia solar concentrada (CSP), uma vez que fornece informações que orientam a definição do campo solar (helióstatos), considerado uma das maiores parcelas do investimento nas da implantação das CSP. Ele é definido como sendo a razão entre o potencial térmico do campo de helióstatos ( $Q_{potencial}$ ) e a potência térmica demandada pelo bloco de potência em condições nominais de projeto ( $Q_{demanda}$ ), conforme segue a Equação (9) (MONTES *et al.*, 2009):



$$MS = \frac{Q_{potencial}}{Q_{demanda}} \Big|_{\text{ponto de projeto}} \quad (9)$$

O valor  $Q_{potencial}$  é obtido através da Equação (10):

$$Q_{potencial} = n_{espelhos} A_{espelho} \eta_{opt} Q_{pico} \quad (10)$$

Sendo  $\eta_{opt}$  a eficiência ótica do campo de helióstatos. O múltiplo solar (MS) normalmente é definido considerando os padrões da radiação solar do local de instalação da CSP e se pauta pelo pico da radiação direta como limite superior ( $Q_{pico} [W/m^2]$ ). Basicamente ele considera quantas vezes em magnitude o calor absorvido pode ser maior que o demandado no bloco de potência. Esse parâmetro é utilizado para evitar sub e super dimensionamento do campo solar e proporcionar que o estado do ponto de projeto possa estar disponível por um período maior e também a armazenagem do excesso de energia térmica para que possa ser utilizada na ausência de radiação solar. Valores por volta de 2 são encontrados na literatura (CHEN; RAO; LIAO, 2018) (MONTES *et al.*, 2009) (DE ARAUJO PASSOS; DE ABREU; DA SILVA, 2019).

### 3.3.3 Receptor central

O receptor central (RC) da torre solar (ST) é o elemento da CSP que promove a transferência de calor concentrada pelo campo helióstatos para partículas em queda. As partículas caem em formato de cortina em uma cavidade central do receptor e, na sequência, transfere a energia térmica para o bloco de potência. Existem diferentes modelos de receptores, com formatos e princípios de funcionamento diferentes. Pesquisas têm sido desenvolvidas para aprimorar a capacidade e reduzir as perdas térmicas, e assim aumentar a eficiência dos sistemas de CSP. Entre os principais modelos, o receptor central de partículas foi identificado como sendo umas das tecnologias potenciais capazes de elevar a eficiência da conversão de energia térmica solar em elétrica nas plantas de CSP, segundo o Departamento de Energia dos EUA (DOE) (MEHOS *et al.*, 2017). Ainda segundo o DOE, dentre as combinações de ciclo de potência com CSP, a configuração mais promissora é do CSP-ST em um ciclo de potência Brayton fechado com recompressão utilizando dióxido de carbono supercrítico (sCO<sub>2</sub>).

A grande vantagem do RC de partículas em queda é devido a não necessidade de um meio intermediário para realizar a transferência de calor para o fluido de trabalho, elimina-se, portanto, a resistência térmica e as limitações associadas ao aquecimento indireto através de paredes (HO, 2017). Desta maneira, é possível alcançar as altas temperaturas requeridas na troca de calor em ciclos de potência como os que envolvem o sCO<sub>2</sub> como fluido de trabalho. As plantas que utilizam receptor central de partículas possuem eficiência termodinâmica próximos de 50%, consideradas altas comparados com outros ciclos de potência, por exemplo o Rankine (TURCHI *et al.*, 2012). Tratando-se da eficiência térmica do RC em específico, ela corresponde a porcentagem do calor refletido que foi absorvido pelas fluido de trabalho, neste caso as partículas, e pode ser obtida pela Eq. (11) (ATIF; AL-SULAIMAN, 2017):

$$\eta_{th,rec} = \frac{Q_{abs}}{Q_{campo}} \quad (11)$$

sendo

$$Q_{abs} = \alpha_R Q_{campo} - (Q_{rad} + Q_{conv}) \quad (12)$$

$$Q_{campo} = \eta_{opt} Q_{solar} \quad (13)$$

$$Q_{solar} = DNI A_{campo} \quad (14)$$

Onde  $\alpha_R$  é a absorvidade das partículas,  $DNI$  é a radiação normal incidente [W/m<sup>2</sup>],  $A_{campo}$  é a área total do campo de helióstatos [m<sup>2</sup>],  $Q_{abs}$  é o calor útil absorvido pelas partículas considerando as perdas de calor [m<sup>2</sup>],  $Q_{solar}$  é a radiação total que incide no campo solar [W/m<sup>2</sup>],  $\eta_{opt}$  é a eficiência ótica do campo de helióstatos e  $Q_{campo}$  é a radiação refletida pelo campo solar para o RC de partículas da ST [W/m<sup>2</sup>]. As perdas de calor por radiação são obtidas pela Eq. (15) (SHEU; MITSOS, 2013):

$$Q_{rad} = F_{view} A_{rec} \varepsilon \sigma (T_{rec}^4 - T_{amb}^4) \quad (15)$$

Sendo  $F_{view}$  o fator de forma da radiação e neste caso é definido como 1, segundo a literatura (ATIF; AL-SULAIMAN, 2017).  $A_{rec}$  é a área de absorção da radiação solar no RC

(partículas), foi definido o valor de  $5,85 \text{ [m}^2\text{]}$  baseado na literatura (SIEGEL et al., 2010).  $\varepsilon$  é a emissividade do receptor (partículas),  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann,  $T_{rec}$  é a temperatura do receptor (partículas)[K] e  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente [K]. As perdas por convecção são obtidas por meio da Equação (16):

$$Q_{conv} = A_{rec} h_{conv} (T_{rec} - T_{amb}) \quad (16)$$

Onde  $h_{conv}$  é o coeficiente de convecção da perda de calor, qual foi baseado na correção de Bejan para uma câmara vertical com convecção natural, conforme Eq. (17) [W/m<sup>2</sup>K] (SEGAL; EPSTEIN, 1999)

$$h_{conv} = 0.557 \times 10^{-6} \left( \frac{T_{rec} - T_{amb}}{LR} \right)^{0.25} \quad (17)$$

Sendo  $LR$  a dimensão característica (altura) do receptor [m], ou seja, a altura da cortina de partículas exposta a radiação incidente na cavidade do RC.

### 3.3.3.1 Vazão mássica das partículas

A radiação solar é um fenômeno transiente e suas flutuações afetam diretamente a absorção da energia térmica pelas partículas. O valor da temperatura das partículas é diretamente proporcional ao calor absorvido e é fundamental para o bloco de potência, pois é através da diferença de temperaturas entre o fluido de trabalho do bloco e potência e das partículas que ocorre o fluxo de calor. Logo, do aporte térmico demandando pelo bloco para a geração de energia.

O controle da temperatura das partículas é essencial para se obter a eficiência máxima no CSP-ST e pode ser obtido através do ajuste da vazão, por meio do controle da abertura do silo frio, conforme observado nas Figuras Figura 21 e Figura 22. Existem equações clássicas que poderiam contribuir para a modelagem do fenômeno para aberturas com diversas geometrias, como Beverloo (BEVERLOO; LENIGER; VAN DE VELDE, 1961) e a provida pelo *British Materials Handling Board* (WOODCOCK; MASON, 1988), no entanto, elas não contemplam os efeitos da temperatura e nem os efeitos da dinâmica de aberturas pequenas. Sendo assim, uma correlação plausível é a desenvolvida por Ho, baseada na equação de Beverloo. A correlação considera a energia térmica e as implicações referentes a dinâmica do

escoamento das partículas em aberturas pequenas. A equação de Beverloo-Ho (HO et al., 2019) é apresentada na Equação (18):

$$\dot{m}_{par} = [38.8\rho_b\sqrt{g}(D - 8.9d)^{1.5} + 1.9 \times 10^8 D^{3.4}](2D(T_{amb}/T_{par}))^{0.4} \quad (18)$$

Onde,  $\dot{m}_{par}$  é a vazão mássica das partículas [kg/s],  $\rho_b$  é a densidade de leito das partículas [kg/m<sup>3</sup>],  $g$  é aceleração da gravidade [9,81 m/s<sup>2</sup>],  $D$  é a dimensão da abertura [m],  $d$  é o diâmetro das partículas [m],  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente [K] e  $T_{par}$  é a temperatura das partículas [K].

**Tabela 5 - Propriedades das partículas (CARBO Accucast ID50)**

Propriedade	Valores	Unidade
Diâmetro médio das partículas	200	µm
Densidade das partículas	3300	kg/m <sup>3</sup>
Densidade das partículas soltas a 1100°C	1810	kg/m <sup>3</sup>
Densidade de leito das partículas a 1100°C	2000	kg/m <sup>3</sup>
Porosidade do leito	0.39 (leito) 0.45 (solta)	-
Condutividade térmica do leito a 1100°C	0.7	W/mK
Condutividade térmica das partículas a 1100°C	2	W/mK
Calor específico das partículas	$365T^{0.18}$ for 50°C ≤ T ≤ 1100°C	J/kgK
Absortividade solar do leito	0.91	-
Emissividade térmica do leito a 700°C	0.75	-
Esfericidade	0.9	-
Composição	75% Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , 11% SiO <sub>2</sub> , 9% Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , 3% TiO <sub>2</sub>	-

Fonte: Ho et al., (2015)

Devido à complexidade que envolve o modelamento da dinâmica da troca de calor que envolve o escoamento das partículas (por exemplo, as interações internas das partículas com gás e, as externas, como a parede do trocador de calor com as partículas, ou as partículas com a radiação solar) utiliza-se a abordagem bem difundida na literatura (Park, 1996; Henda & Falcioni, 2006 apud ALBRECHT; HO, 2019) que compreende a cortina de partículas como um componente único contínuo. Essa abordagem considera o escoamento multifásico gás-partículas como um único componente com propriedades termodinâmicas e de transporte que caracterizam a mistura, permitindo que as equações de conservação simples possam representar o fenômeno físico com as devidas propriedades de transporte e termodinâmicas. A utilização

dessa abordagem no modelamento assume a hipótese da validade do equilíbrio térmico entre as partículas e fase gasosa e que a fase gasosa deve ter uma velocidade relativa em relação às partículas próxima a zero.

As partículas utilizadas neste estudo são as mesmas utilizadas por Ho *et al.* (2015), sendo a CARBO Accucast ID 50K. Estas partículas mostraram ter excelente durabilidade sob altas temperaturas e boas propriedades radiativas, além de serem abundantes. As propriedades das partículas utilizadas na modelagem do estudo se encontram na Tabela 5.

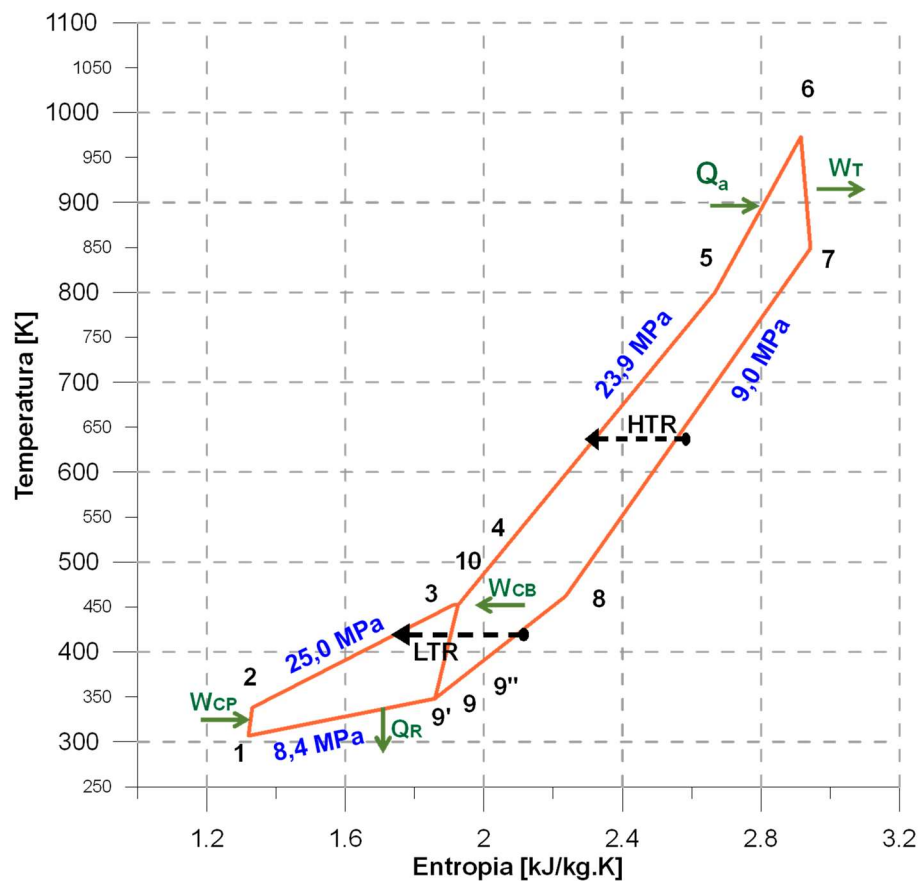
### 3.4 Ciclo Brayton de Potência

O ciclo secundário é definido como sendo o bloco de potência que transforma a energia térmica em energia elétrica. A energia térmica é obtida através da transferência de calor das partículas do ciclo primário para o fluido de trabalho do secundário (dióxido de carbono supercrítico (sCO<sub>2</sub>)). A transformação da energia ocorre através da expansão do sCO<sub>2</sub> em uma turbina através do ciclo Brayton fechado com recompressão (CBFR-sCO<sub>2</sub>). O CBFR-sCO<sub>2</sub> têm diversas melhorias quando comparado ao ciclo fechado simples. Ele possui um estágio adicional de compressão e recuperação de energia para melhoria da eficiência. Essa configuração é otimizada para aplicações de geração de eletricidade do tipo solar concentrada e nuclear, as quais as altas eficiências são obtidas através das menores mudanças de temperatura da fonte de calor do fluido de trabalho. Esses benefícios advêm das melhores práticas de recuperação de energia (MENDEZ; ROCHAU, 2018).

A forte dependência da pressão do calor específico do CO<sub>2</sub> nas proximidades da temperatura crítica afeta intensamente a transferência de calor do lado quente e de baixa pressão da turbina para o lado mais frio de alta pressão do compressor, observar diagrama da Figura 14. Para otimizar este processo de transferência de calor, a recuperação de energia é dividida entre dois recuperadores - um recuperador de alta temperatura (HTR) e um recuperador de baixa temperatura (LTR). Toda a vazão mássica do sCO<sub>2</sub> no lado de baixa pressão passa por ambos os recuperadores, mas apenas uma parte rejeita o calor, é comprimida no compressor principal e recebe calor no LTR. A divisão da vazão ocorre entre a descarga de pressão no LTR e a rejeição de calor, conforme mostrado na Figura 14. A recombinação da vazão ocorre em um misturador no lado da alta pressão entre o LTR e o HTR. As capacidades caloríficas das duas componentes da vazão do sCO<sub>2</sub> no LTR são muito melhor combinadas desta forma em comparação com um ciclo simples e, juntamente com um segundo recuperador (HTR), é possível uma maior recuperação de calor, no entanto à custa da adição de um recuperador e um

compressor a mais e o aumento da complexidade operacional no ciclo. Como resultado da recuperação, a temperatura do fluido da fonte de calor externa necessita estar apenas a uma temperatura modestamente mais baixa do que a temperatura de projeto na entrada da turbina. Portanto, a fonte externa de calor pode ser considerada uma fonte para “completar” a entalpia do escoamento do fluido do ciclo de potência (MENDEZ; ROCHAU, 2018). Sendo assim, o fluido de trabalho da fonte de calor é apenas moderadamente resfriado no processo de transferência de calor. Rejeitar esse fluido de alta temperatura para a atmosfera resultaria em uma eficiência de conversão energética muito baixa. Por esta razão, os CBFR-sCO<sub>2</sub> são viáveis apenas para fontes fechadas de calor. No trabalho proposto, essa função é das partículas, que recirculam no ciclo fechado com altas temperaturas. O aumento da eficiência em relação ao ciclo simples, para condições de operação comparáveis, é da ordem de 5 a 8 pontos percentuais, o que é significativo (MENDEZ; ROCHAU, 2018). A Figura 14 apresenta o diagrama de Temperatura vs Entropia do ciclo de potência em condições nominais em regime permanente utilizado como base neste trabalho.

**Figura 14 - Diagrama de temperatura vs entropia do ciclo de potência Brayton fechado recompressão de 10 MWe líquido.**



Fonte: Zitney; Liese (2018)

A Tabela 6 resume os valores entregues e consumidos pelos componentes do ciclo de potência referentes aos trabalhos de Lambruschini *et al.* (2016), Zitney e Liese (2018) e Liese *et al.* (2020) empregados neste trabalho e nos projetos que envolvem a CSP-ST com CBFR-sCO<sub>2</sub>. O valor da potência líquida gerada é de 10 MWe ( $W_T$ ) constantes. Para tal, é necessário um aporte térmico de 21.7 MWt ( $Q_a$ ), o que representa uma eficiência de conversão de energia do ciclo de 46,1%.

**Tabela 6 – Parâmetros dos componentes do ciclo de potência Brayton fechado com recompressão com sCO<sub>2</sub>**

Componente	Valor	Unidade
Potência bruta de saída do ciclo de sCO <sub>2</sub>	14.5	MWe
Potência do compressor principal sCO <sub>2</sub> ( $W_{CP}$ )	1.8	MWe
Potência do compressor by-pass sCO <sub>2</sub> ( $W_{BP}$ )	2.7	MWe
Potência líquida na turbina ( $W_T$ )	10	MWe
Eficiência térmica do ciclo de sCO <sub>2</sub>	46.1%	-
Pressão na entrada da turbina	23.9	MPa
Temperatura na entrada da turbina	973.15	K
Recuperador de alta temperatura (HTR)	44.9	MWt
Recuperador de baixa temperatura (LTR)	14.6	MWt
Fonte de calor primária ( $Q_a$ )	21.7	MWt
Calor rejeitado ( $Q_R$ )	11.7	MWt
Vazão mássica das partículas ( $\dot{m}_{par}$ )*	85.8	kg/s
Vazão mássica do sCO <sub>2</sub> ( $\dot{m}_{sCO_2}$ )*	115.1	kg/s

\* Definidos por projeto para este estudo

**Fonte: Adaptado pelo autor de Lambruschini *et al.* (2016), Zitney e Liese (2018) e Liese *et al.* (2020)**

Conforme observado através das Figura 14 e Figura 21, o ciclo possui dois compressores que fornecem energia de pressão ao fluido ao longo do processo de transformação da energia, sendo um principal e outro do tipo by-pass, representado nos processos 1-2 e 9-10, respectivamente. Eles injetam 1,8 ( $W_{cp}$ ) e 2,7 MWe ( $W_{bp}$ ) de energia de pressão no ciclo, respectivamente, totalizando 4,5 MWe que são subtraídos da potência bruta de 14,5 MWe gerados na turbina.

Adicionalmente, há dois recuperadores de energia que reaproveitam o calor, os recuperadores de baixas (LTR) e altas temperaturas (HTR), processos de 8-9 para 2-3 e 7-8 para 4-5, nessa ordem. Esses elementos evitam que o fluido de trabalho perca calor para o meio

e ainda reinjetam esse calor que seria perdido em etapas iniciais do ciclo para manter a inércia térmica do mesmo e assim demandar menor aporte térmico no trocador de calor primário. O LTR reintegra 14,6 MWt e o HTR 44,9 MWt.

O trocador de calor primário (TCP) transfere a energia térmica do ciclo primário para o fluido de trabalho do ciclo de potência. O calor pode ser instantâneo da radiação solar ou da armazenagem (TES) do excesso da mesma e, na ausência dos anteriores, aciona-se uma fonte de energia auxiliar (AUX), que não definida no trabalho, mas podendo ser por exemplo, gás natural. Para atender as condições de projeto, 21,7 MWt são transferidos no trocador de calor primário ( $Q_a$ ).

Portanto, os componentes do ciclo promovem as condições necessárias para que haja energia, tanto de pressão, quanto térmica, para que o fluido esteja no estado qual possa ocorrer a expansão do sCO<sub>2</sub> na turbina e assim transformar a energia e fornecer a demanda elétrica desejada, neste estudo, ou seja, 10 MWe.

### **3.5 Dessalinização por Destilação por Múltiplos Efeitos**

No processo de dessalinização, a água salgada/salobra é transformada em potável por meio da separação do sal da água. A dessalinização é um processo que pode ser categorizado por meio do tipo de mecanismo de separação, podendo ser térmico ou por membrana. Os processos de separação por membrana tiveram um alto investimento nas décadas passadas e, portanto, são mais difundidos e mais eficientes. No entanto, requerem uma quantidade de energia elétrica considerável e atualmente estão sendo questionados quanto à sustentabilidade de suas operações (PALENZUELA; ZARAGOZA; ALARCÓN-PADILLA, 2015).

O trabalho proposto corrobora com pesquisas recentes que indicam que o acoplamento de uma planta de dessalinização térmica no processo de rejeição de calor, do ciclo de potência Brayton fechado com recompressão alimentado por uma CSP, é ou pode ser uma alternativa sustentável e mais inteligente no longo prazo para o fornecimento de água potável e energia elétrica. Assim sendo, o processo de destilação por múltiplos efeitos (MED) foi escolhido dentre os processos de dessalinização térmica disponíveis uma vez que a literatura tem o apontado como uma configuração promissora, seu acoplamento não afeta a eficiência na geração de eletricidade no ciclo de potência e possui uma taxa de produção de água potável consideravelmente favorável (SHARAN; NEISES; TURCHI, 2019).

O processo de dessalinização por MED consiste na evaporação da água salgada em câmaras mantidas a vácuo parcial. O processo é ilustrado na Figura 15. Ele é iniciado na

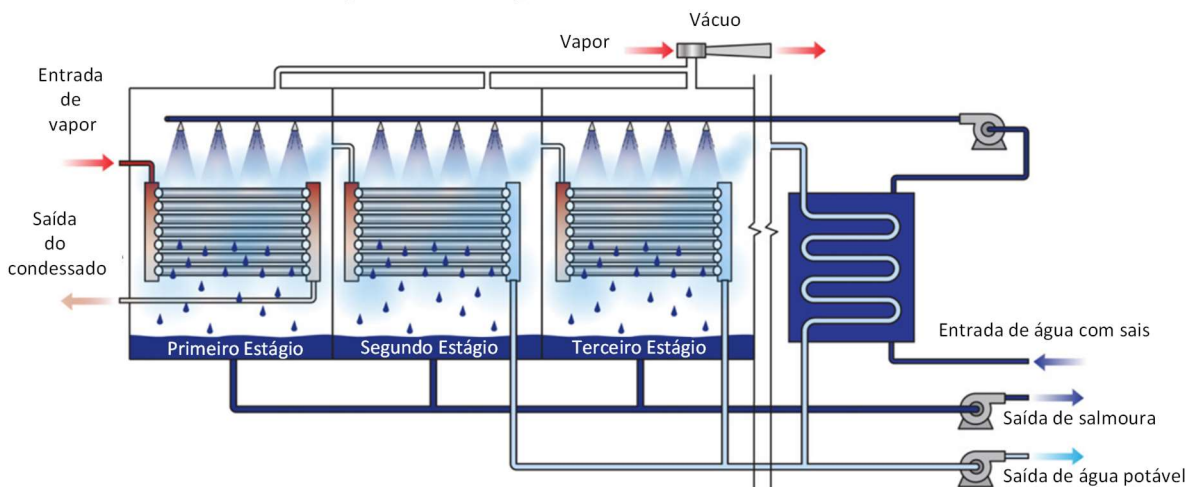


primeira câmara, quando esta recebe o calor de um fluido de trabalho aquecido por uma fonte externa através de um trocador de calor, neste caso, o rejeito de calor do ciclo de potência.

Sequencialmente, o fluido de trabalho aquecido é bombeado e adentra a primeira câmara por meio de uma tubulação. Água salgada é borrifada na parte superior da câmara e ao entrar em contato com o calor da tubulação, parte evapora e parte condensa. O condensado é água salobra e é descartado para fora câmara. O vapor contém energia térmica e água potável e é direcionado para a câmara seguinte por meio de uma tubulação.

Na câmara seguinte, o processo se repete, no entanto com uma diferença, o calor agora é oriundo do vapor da câmara anterior, o qual condensa ao entrar em contato com a parede da tubulação no qual a água salgada está sendo borrifada, logo, o condensado na tubulação é transformado em água potável. Novamente, parte da água salgada borrifada evapora e é transferida para câmara seguinte para trocar calor e condensar, a outra parte da água borrifada condensa e torna-se água salobra, que é descartada.

**Figura 15 - Esquema de unidade de MED**



Fonte: Adaptado pelo autor de Al-Karaghoul e Kazmerski (2013)

Esses ciclos se repetem dentro da planta de acordo com a quantidade de câmaras, que estão diretamente relacionadas à eficiência do processo de dessalinização. Finalmente, as águas dessalinizadas de cada câmara são somadas e tratadas respectivamente conforme as normas técnicas para cada demanda específica e então distribuídas para o uso (ULLAH; RASUL, 2019).

O presente trabalho não visa modelar a planta de dessalinização, mas utilizar valores da literatura para alimentar indicadores de desempenho da CSP-ST+MED. Dois parâmetros são utilizados, o consumo de energia para produção de água e a razão de desempenho da planta. De

acordo com Al-Karaghoulí e Kazmerski (2013) e Rabiee *et al.* (2019), uma planta de dessalinização do tipo MED necessita em média de 187,5 MJ/m<sup>3</sup> de energia térmica e aproximadamente 2,3 kWh/m<sup>3</sup> de energia elétrica. O outro fator é a razão de desempenho, PR, que representa a quantidade de água produzida no processo pela quantidade de energia aportada e é dada pela Equação (19):

$$PR = \frac{\eta_{th,cam}(1 - \eta_{th,cam}^{n_e})}{(1 - \eta_{th,cam})} \quad (19)$$

Sendo  $\eta_{th,cam}$  a eficiência térmica média dos efeitos e  $n_e$  número de câmaras. Normalmente o PR varia entre 0.85 a 0.95 (RAMÍREZ; RECALDE, 2015).

Os valores do consumo médio de energia térmica e elétrica adicionado ao PR de uma planta de MED padrão servirão de referência para compor o índice de desempenho de recursos.

## 4 METODOLOGIA

Este capítulo aborda a metodologia utilizada no presente trabalho. A metodologia é dividida nos seguintes segmentos:

1. Seleção das localidades a serem estudadas;
2. Desenvolver o modelo do CSP-ST+MED com receptor central de partículas assistido termicamente por TES e AUX;
3. Simular o modelo em diferentes regiões do Brasil, pautado pelo nivelamento de desempenho das plantas;
4. Analisar o desempenho do modelo para as diferentes localidades;
5. Comparar os resultados obtidos por meio de um índice de desempenho.

O trabalho tem como objetivo estudar o comportamento de plantas CSP-ST+MED com configurações diferentes, porém, com desempenhos próximos. Adicionalmente, o trabalho visa fornecer uma ferramenta de pré-análise da viabilidade técnica através do estudo de desempenho da planta de CSP+D para auxiliar no estudo de investimento da instalação da respectiva, sendo proposto o índice de desempenho nivelado (idn).

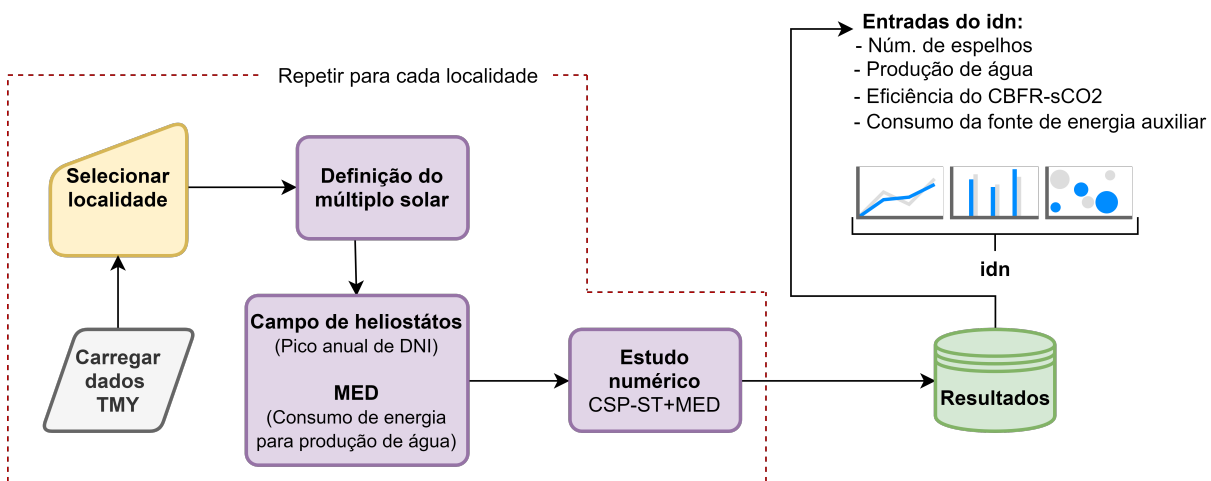
O nivelamento se dá através da atribuição de um mesmo múltiplo solar (MS) para todas as localidades visando aproximar o desempenho das plantas alternando apenas a quantidade de espelhos de cada. A definição do MS servirá de parâmetro para configurar o campo de helióstatos do CSP. Basicamente, a quantidade de espelhos é definida em função do pico de radiação solar direta anual obtida por meio dos dados do ano padrão (TMY) e em função do calor demandado para o ciclo de potência. Pelo fato de cada localidade possuir um perfil de radiação diferente e o pico ocorrer em momentos distintos, o número de espelhos tende a variar entre elas.

Na sequência, os valores do banco de dados do TMY de radiação solar direta e temperatura ambiente local são carregados em um programa desenvolvido no *Matlab*, que realiza a simulação da configuração da planta sob as condições climatológicas em um período anual para realizar a análise de desempenho. Durante os cálculos, o programa, cada fonte de energia é tem o seu consumo computado.

Ao final, calcula-se os índices de desempenho nivelado de cada região estudada e plota-se os resultados em um gráfico para elucidar a análise dos resultados. O índice foi definido como sendo a relação entre a produção de energia elétrica e água potável em função da

quantidade de espelhos da planta e da porcentagem de utilização das fontes renováveis. A intenção é captar de forma numérica o desempenho individual de cada planta com base nas diferenças climáticas relacionadas aos fenômenos aleatórios do clima de cada localidade e compará-las com o resultado das outras cidades. A Figura 16 resume visualmente o algoritmo simplificado do trabalho.

**Figura 16 - Modelo esquemático do trabalho simplificado**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, para iniciar o estudo numérico, foi desenvolvida uma metodologia de seleção das localidades baseada no algoritmo de avaliação de mercado potencial de plantas de dessalinização alimentadas por fonte renovável de Voivontas *et al.* (1999). O algoritmo avalia a real necessidade e o potencial do investimento de uma planta CSP+D em uma dada localidade por meio de parâmetros preestabelecidos, conforme ilustrado na Figura 17. Vale ressaltar que a metodologia, diferentemente do trabalho de Voivontas, não contempla a análise econômica, a principal razão é que a tecnologia de CSP definida para este trabalho ainda está na fase final de pesquisa e desenvolvimento (R&D), não sendo possível estimar com precisão seus valores de implantação. Na sequência, apresenta-se a metodologia de seleção de localidades aplicada no estudo.

#### 4.1 Metodologia de escolha das localidades

A etapa inicial de qualquer projeto consiste em verificar se a demanda existe e se é plausível o investimento, ou seja, se o aporte de capital realizado trará o retorno desejado. Em

seguida, uma análise técnica visando prever como será o comportamento do empreendimento, seja ele em qualquer área, se faz necessária para se obter uma convergência na assertividade da execução do projeto. Outras etapas sucedem as mencionadas anteriormente, no entanto, esse trabalho foca apenas nas duas primeiras e por fim, fornece um índice de desempenho nivelado como base de análise do estudo preliminar da instalação de plantas de CSP+D. A Figura 17 aponta em qual momento no algoritmo de Voivontas o idn é aplicado. Por fim, o estudo numérico abrangeu cinco cidades escolhidas através de critérios geográficos e meteorológicos.

Conforme a Figura 17 apresenta, o método de Voivontas se inicia por meio da identificação das áreas que enfrentam problemas de seca por meio de parâmetros como balanço de oferta e demanda de recursos, índice de consumo e exploração destes.

Apesar de o Brasil ser um dos países com uma das maiores disponibilidade de água doce do mundo, os recursos hídricos estão distribuídos de modo desigual em seu território, temporal e espacialmente. A região mais afetada pela seca no Brasil é o semiárido, grande parte situado no sertão nordestino. O solo cristalino ocupa grande parte da extensão do semiárido, e por isso, proporciona uma dificuldade do solo em armazenar água, tanto subterrânea quanto superficialmente, agravando o cenário da seca e dificultando a extração de água de poços

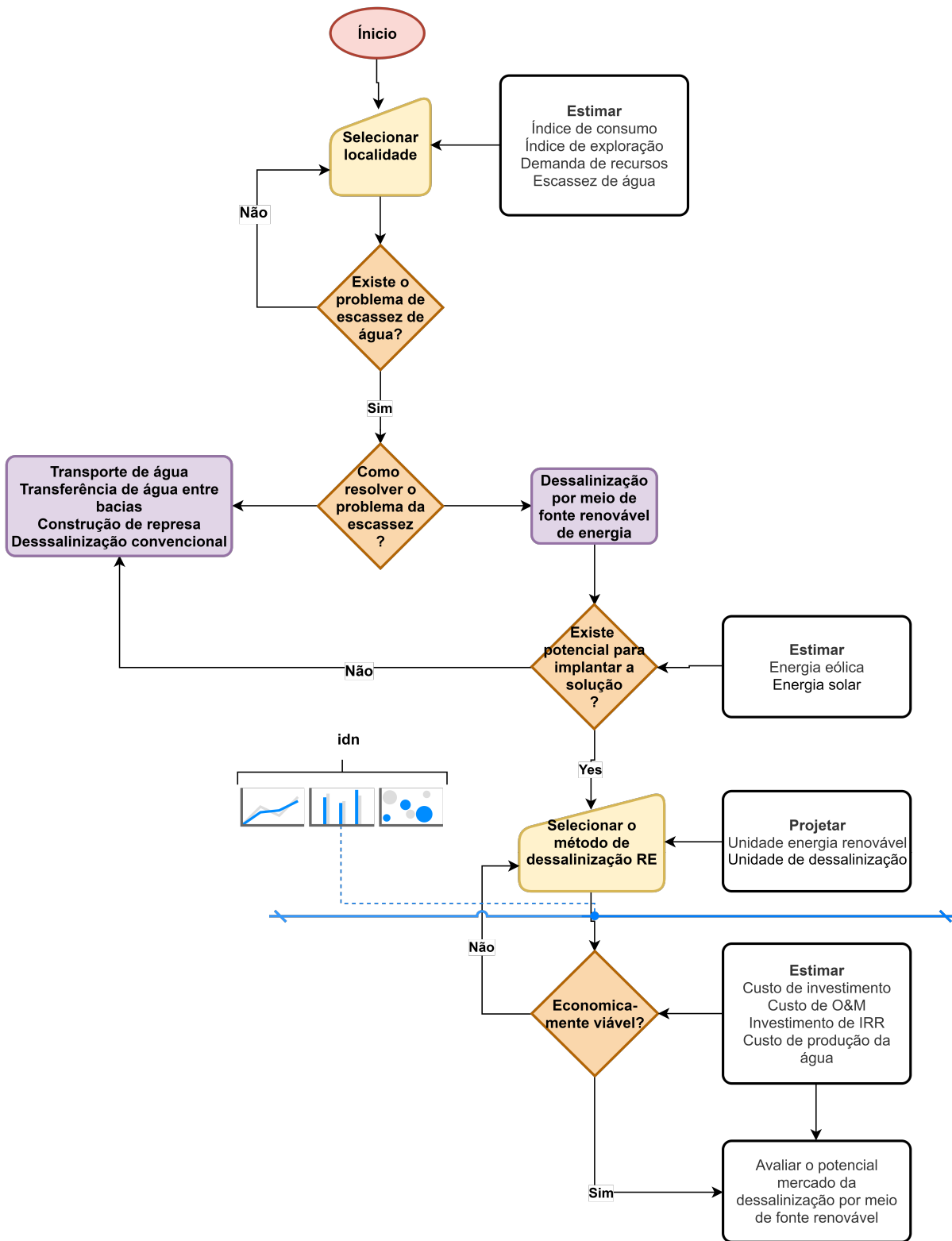
Neste trabalho, foram utilizados dados do programa do governo brasileiro de dessalinização, o Programa Água Doce (PAD), para definir as cidades em que seria possível a implantação, uma vez que o programa possui um estudo sólido de longo prazo e multi facetado, social, econômica e ambientalmente a respeito da seca no país. O PAD tem realizado um trabalho para atenuar essa questão desde 2003 por meio de diversos projetos, sendo um deles o mapeamento de potenciais regiões e implantação, propriamente dita, de dessalinizadores (BRASIL, 2012). Portanto, visando a assertividade no estudo, foram selecionadas as cidades que, segundo o PAD, teriam prioridade de instalação, já possuem ou têm o potencial de instalação de dessalinizador (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2018).

**Tabela 7 - Dados das localidades estudadas**

Nº	Localidade	Latitude	População	IDH	ICAA	Pico de DNI TMY [W/m <sup>2</sup> ]
1	Icapuí (CE)	-4,69	19.129	0,62	0,71	877,71
2	Vila Nova do Piauí (PI)	-7,08	3.076	0,58	0,40	812,94
3	Monte Santo (BA)	-10,26	54.884	0,51	-	596,87
4	Porteirinha (MG)	-15,44	37.950	0,65	-	781,64
5	Rio Grande (RS)	-32,02	208.641	0,74	-	642,77

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

**Figura 17 - Diagrama da visão geral do método de avaliação do mercado potencial da planta de CSP+D**

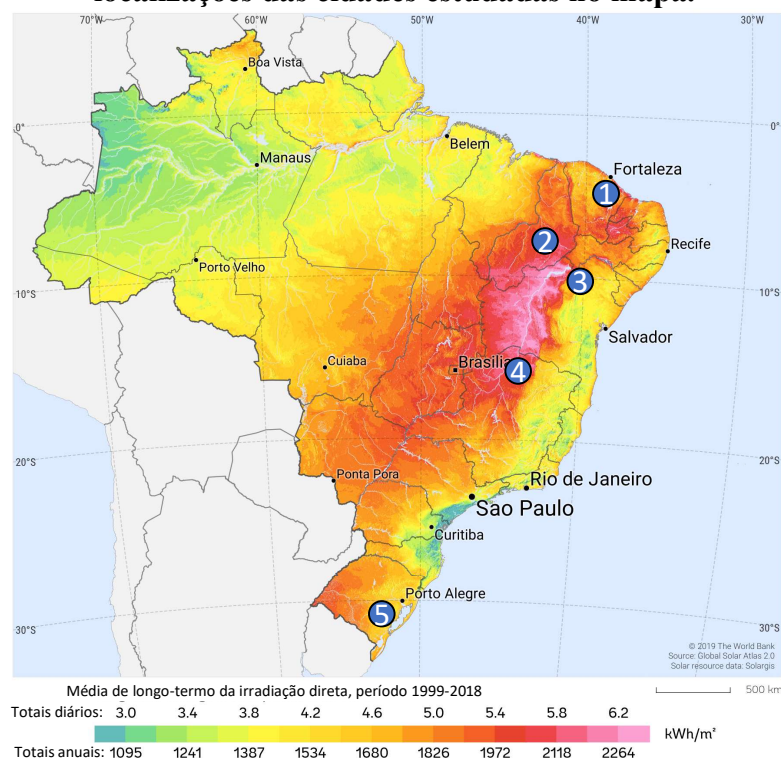


Fonte: Adaptado pelo autor de Voivontas *et al.* (1999).

A localização geográfica está entre os critérios de seleção dos locais, salvo uma exceção, todos precisam estar nos semiárido e estarem a uma distância razoável entre si. Desta maneira os efeitos da latitude no perfil de radiação global de cada localidade podem ser melhor observados nos resultados. Adicionalmente, precisam ter sido apontados pelo estudo do PAD como sendo prioritários na implantação da solução, levando em consideração a população, o índice de desenvolvimento humano (IDH) e o parâmetro socioeconômico de dificuldade de acesso a água (algumas cidades utilizam o Índice de Condição de Acesso a Água - ICAA, quanto mais próximo de zero, mais crítico é o cenário), ou seja, oferta do recurso bem menor que a demanda. A Tabela 7 apresenta os cinco locais que fizeram parte deste estudo e seus respectivos dados, sendo eles Icapuí no Ceará (CE), Vila Nova do Piauí no Piauí (PI), Monte Santo na Bahia (BA), Porteirinha em Minas Gerais (MG) e Rio Grande no Rio Grande do Sul (RS).

Este último está localizado mais ao sul do país e está distante do semiárido, no entanto, possui uma laguna próxima, com potencial para realizar a dessalinização, e, portanto, será estudado com o objetivo de comparar o desempenho com as cidades do semiárido. A Figura 18 apresenta a localização das cidades no mapa brasileiro de média de radiação direta no período de 1999 a 2018.

**Figura 18 - Mapa da média de longo prazo da irradiação direta no Brasil e as localizações das cidades estudadas no mapa.**



Fonte: Adaptado pelo autor de ESMAP *et al.* (2019)

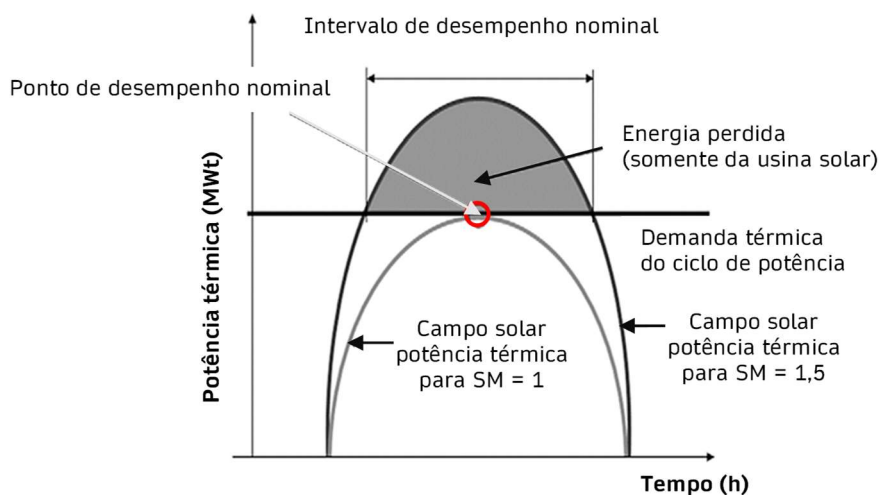
Conforme apontado pelo mapa, a região do semiárido é extremamente rica em radiação solar direta, as médias de longo prazo (1999 a 2018) da região estão acima de 2000 kWh/m<sup>2</sup>, o que a configura como uma região com um alto potencial para instalação de plantas de CSP (ISLAM *et al.*, 2018). Adicionalmente, as cidades possuem potencial de dessalinização por terem uma fonte de água subterrânea salgada próxima.

## 4.2 Configuração da planta de CSP – ST

O estudo numérico do comportamento das CSP-ST+MED se inicia através do nivelamento das plantas em relação do potencial de desempenho, conforme mencionado anteriormente, e se dá pela atribuição do mesmo MS para todas as plantas.

O MS para usina de energia solar térmica é definido como sendo maior do que um, para que seja possível fornecer as condições para que o ponto de desempenho nominal do ciclo de energia se estenda por períodos maiores, aumentando o intervalo de desempenho nominal para cada localidade. Como a Figura 19 apresenta, o MS maior que um gera uma superprodução que pode ser armazenada e utilizada como reserva energética na falta de radiação solar em usinas solares concentradas. Ao mesmo tempo, se super dimensionado, o MS pode representar um grande aumento de custos pois o MS maior necessariamente requer um maior campo solar, por isso a necessidade de estudar a localidade da instalação de uma planta de CSP é essencial. Um bom estudo consegue fornecer um equilíbrio entre o desempenho demandado da planta e os seus custos de instalação e operação

**Figura 19 - Diferentes múltiplos solares (MS) para a mesma produção de potência diária**



Fonte: Adaptado pelo autor de Montes *et al.* (2009)



O MS neste trabalho é um valor médio dos valores encontrados na literatura e foi definido como sendo 2 (CHEN; RAO; LIAO, 2018) (MONTES *et al.*, 2009)(DE ARAUJO PASSOS; DE ABREU; DA SILVA, 2019). Ele serviu como parâmetro para nivelar o desempenho exigido das plantas de CSP-ST e evitar o seu superdimensionamento. Desta maneira, o nivelamento é feito através do cálculo do número de espelhos do campo de helióstatos de cada localidade baseado no MS. Em outras palavras, qual a quantidade de espelhos que cada planta deve possuir para que elas tenham desempenho (consumo de energia da fonte auxiliar) semelhante entre si, mesmo possuindo perfis de radiação solar diferente ao longo do ano. Retornando na equação da definição do MS (Eq.(9)), inserindo a definição de  $Q_{potencial}$  da Eq. (10) e por fim, colocando o número de espelhos em evidência, obtém-se o número de espelhos, conforme Eq. (20):

$$n_{espelhos} = \frac{Q_{demanda}MS}{\eta_{opt}Q_{pico}A_{espelho}} \quad (20)$$

Sendo o  $Q_{pico}$  [ $W/m^2$ ] o pico da DNI extraído dos dados obtidos do ano padrão (TMY – do inglês *typical meteorological year*). Os dados da configuração da planta solar foram baseados no trabalho de Wang. *et al.* (2019) que por sua vez, teve como fundamentos a CSP-ST Gemasolar, atualmente em operação em Sevilha na Espanha. A Tabela 8 apresenta a eficiência ótica do campo solar,  $\eta_{opt}$ , no valor de 63,66%, além de outras informações a respeito do campo de helióstatos.

**Tabela 8 - Propriedade dos helióstatos**

Componente	Valor	Unidade
Altura do helióstato	9.752	m
Largura do helióstato	12.305	m
Diagonal do helióstato	15.701	m
Área total do helióstato	120	m <sup>2</sup>
Área efetiva de reflexão do helióstato	115.56	m <sup>2</sup>
Eficiência ótica	0.6366	-
Múltiplo solar *	2	-

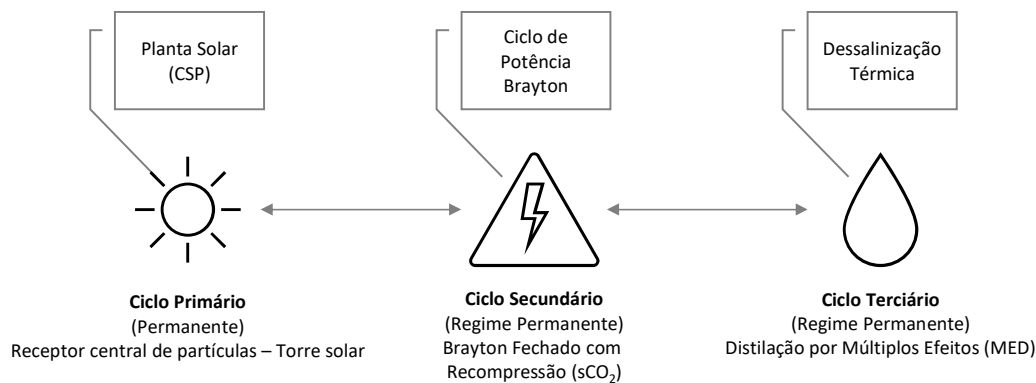
\* Definido por projeto neste estudo

**Fonte: Wang *et al.* (2019).**

### 4.3 Estudo Energético

Após o nivelamento de desempenho por meio da configuração da planta, se inicia a fase do estudo numérico, através de um programa desenvolvido no *Matlab*. Os cálculos realizados pelo programa requerem a utilização das propriedades termodinâmicas e físicas, tanto das partículas, obtidas na literatura do trabalho de Ho *et al.* (2015), quanto do  $s\text{CO}_2$ , através dos trabalhos de Lambruschini *et al.* (2016), Zitney e Liese (2018) e Liese *et al.* (2020). A Figura 20 descreve como ocorre a transferência e transformação da energia entre os ciclos.

**Figura 20 - Esquema da transferência e transformação da energia**



**Fonte: Elaborado pelo próprio autor.**

É importante ressaltar que a radiação solar é transiente, mas se garante o regime permanente nos ciclos através de parâmetros como o TES e o AUX. Os valores dos estados dos ciclos em regime permanente foram abordados na seção de fundamentação teórica.

#### 4.3.1 Perspectiva geral do estudo

A energia solar é coletada pelo campo de heliostatos no ciclo primário em uma planta de CSP-ST e transferida para um receptor central de partículas, que, em queda livre em formato de cortina, absorvem essa energia de forma concentrada. Esse ciclo é afetado pelo comportamento transiente da radiação solar e, portanto, sua dinâmica foi modelada para ser utilizada no programa.

A interação do ciclo primário com o secundário acontece através da transferência da energia térmica no trocador de calor primário (TCP) e ocorre por meio do fluxo de calor orientado das partículas para o  $s\text{CO}_2$ . Nessas condições, as vazões mássicas, temperaturas de

entrada e saída e as pressões do  $s\text{CO}_2$  e das partículas terão sempre o mesmo valor. O ciclo de potência utiliza a configuração do ciclo Brayton fechado com recompressão (CBFR- $s\text{CO}_2$ ).

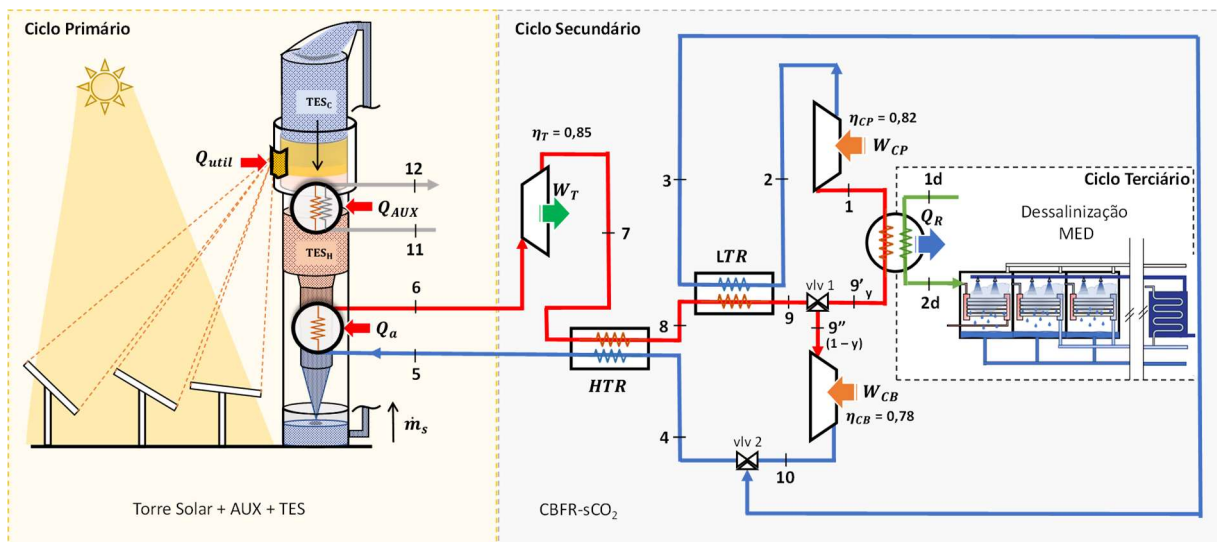
Por fim, o rejeito de calor do ciclo secundário é absorvido no ciclo terciário, que realiza o processo MED de dessalinização e transforma água salgada em potável.

#### 4.3.2 Perspectiva detalhada do estudo

A Figura 21 apresenta o diagrama de integração dos ciclos envolvidos no estudo. Através dela é possível observar as configurações de todos os ciclos e suas respectivas interações.

O intercâmbio entre o ciclo de dessalinização e de potência ocorre entre dois ciclos em regime permanente. Desta maneira, o ciclo de potência rejeita 11,7 MWt ( $9'-1$ ) qual será absorvido no ciclo de dessalinização (1d-2d), este precisa de 17 kWt-h e aproximadamente 2,3 kWe por hora para manter o vácuo parcial nas câmaras do MED e assim produzir  $1 \text{ m}^3$  de água potável por segundo. Esses valores são utilizados posteriormente como referência nos cálculos para a obtenção da parcela de produção de cada cidade considerando apenas fonte sustentável, tanto de eletricidade quanto de água, para fins de comparação de desempenho.

**Figura 21 - Diagrama de integração dos ciclos**



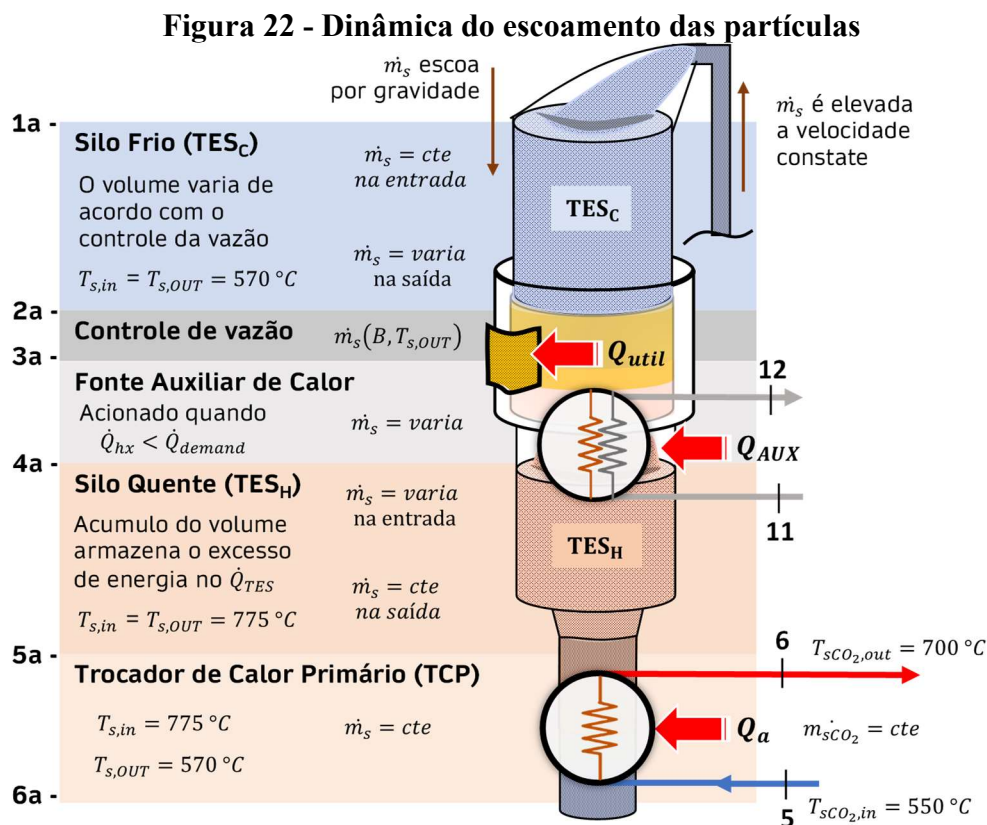
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A interação do ciclo de potência com o ciclo de CSP-ST se dá pela transferência constante de 21,7 MWt, deste último para o primeiro (processo 5-6). Essa energia térmica é

fornecida por meio da coleta da radiação solar do campo de helióstatos para o receptor central da torre ou, na ausência dela, de fonte alternativa.

#### 4.3.2.1 Receptor central de partículas em queda da torre solar

A configuração do modelo de torre solar proposto neste trabalho é definido de maneira que as partículas sempre estarão em movimento, mesmo na ausência de radiação solar. Também se assume que o escoamento das partículas não gera o seu acúmulo nas laterais da parede do silo. A disposição da configuração é tal que o silo frio está acima do receptor central e o silo quente abaixo deste último, conforme ilustrado na Figura 22.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A dinâmica do escoamento das partículas entre os silos se dá da seguinte maneira, quando o calor absorvido é menor que a demanda, a vazão mássica do silo frio e do quente possuem a mesma magnitude. O aumento da vazão mássica das partículas ocorre quando o calor absorvido por elas é superior ao calor demandado no bloco de potência, possibilitando, assim, o acúmulo de energia térmica. Esse processo ocorre através do controle de abertura da válvula

do silo frio, que se abre mais em relação à condição de menor aporte térmico para que uma maior quantidade de partículas caia por gravidade através do receptor central, ocorrendo um acúmulo de partículas no silo quente pela diferença da vazão mássica entre os silos. Por fim, quando não há mais radiação solar e nem reserva de energia térmica, se faz o ajuste dos volumes dos silos para retorno ao estado de regime permanente.

A Figura 22 detalha melhor o processo como um todo. Ele se inicia por meio da elevação destas até o topo da torre (processo 6a-1a). Nesta etapa, a vazão mássica é constante e a perda de calor para o ambiente é desconsiderada, logo, a temperatura das partículas sai de 6a e chega a 1a com o mesmo valor.

Ao chegar no topo, ela é despejada no silo frio ( $TES_f$ ), caindo por gravidade. No  $TES_f$  o volume das partículas varia de acordo com o processo de controle de vazão que ocorre em 2a-3a. Entre o processo 2a-3a e 3a-4a ocorre a absorção da energia solar térmica das partículas na cavidade do receptor central da torre solar. Elas escoam em formato de cortina de forma controlada pelo ajuste da abertura da saída do  $TES_f$ . O calor total absorvido pelas partículas ( $\dot{Q}_{\text{útil}}$ ) é dividido em duas componentes, o calor absorvido utilizado nas condições de regime permanente na saída do  $TES_f$  ( $\dot{Q}_{\text{abs}}$ ) e o calor excedente, armazenado no  $TES_q$  ( $\dot{Q}_{\text{TES}}$ ) conforme apresentado na Eq. (21):

$$\dot{Q}_{\text{útil}}[\text{W}] = \dot{Q}_{\text{abs}}[\text{W}] + \dot{Q}_{\text{TES}}[\text{W}] \quad (21)$$

O  $\dot{Q}_{\text{útil}}$  considera a parcela que recebeu energia da fonte solar e que será transferida para o ciclo secundário para este permanecer em regime permanente, para tal, é necessário transferir 21,7 MWt do ciclo primário. No entanto, haverá situações que a radiação solar não conseguirá fornecer a energia necessária, sendo assim, se faz necessário a utilização de uma fonte auxiliar. Sendo assim, o calor transferido do ciclo primário para o secundário ( $\dot{Q}_a$ ) pode ser definido como sendo:

$$\dot{Q}_a[\text{W}] = \dot{Q}_{\text{útil}}[\text{W}] + \dot{Q}_{\text{AUX}}[\text{W}] \quad (22)$$

O controle tem como objetivo manter a temperatura de saída sempre constante, mesmo com a variação da radiação solar incidente ao longo do dia. Quando a radiação solar não é suficiente para suprir a demanda, ou seja,  $\dot{Q}_{\text{útil}}[\text{W}] < \dot{Q}_{\text{demanda}}[\text{W}]$ , a fonte auxiliar é acionada, conforme observado no processo 3a-4a. É importante ressaltar que sempre que o calor

da fonte solar,  $\dot{Q}_{hx}$ , estiver abaixo da demanda, o valor da vazão mássica das partículas na saída do TES<sub>C</sub> é configurado para ser o valor calculado para o regime permanente.

O silo quente (TES<sub>q</sub>), processo 4a-5a, recebe e armazena as partículas após essas terem recebido a energia térmica. Seu volume varia de acordo com o controle de vazão do processo 2a-3a. Quando a radiação absorvida pelas partículas é maior que a demanda térmica, o controle abre mais a válvula e, portanto, há um acúmulo de partículas em relação a vazão mássica de saída do TES<sub>q</sub>, pois desta forma aumenta-se a vazão mássica das partículas. Por simplificação, considera-se que não há perda de calor das partículas no silo quente para o ambiente.

O TES<sub>q</sub> escoa as partículas para o TCP através de uma abertura com dimensões fixas, com uma vazão mássica constante e temperatura de saída do processo também constante. No processo 5a-6a, essa vazão e essa temperatura servirão para transferir parte da energia térmica em regime permanente para o ciclo de potência por meio do TCP.

#### 4.4 Estrutura lógica do programa

O programa inicia por meio da seleção do local a ser estudado e na sequência ele carrega os respectivos valores de radiação solar direta e temperatura ambiente do TMY em base média horária mensal obtidas através da plataforma *Photovoltaic Geographical Information System* (PVGIS) (HULD *et al.*, 2005). A próxima etapa é configuração das condições iniciais dos cálculos do estudo. Primeiro, são informados o valor da demanda térmica para fornecer o calor requerido pelo ciclo de potência poder permanecer em regime permanente,  $\dot{Q}_{demanda}[MW] = 21,7$ . Também são informados os valores das temperaturas de entrada e saída das partículas,  $T_{par,e}[^{\circ}C]$  e  $T_{par,s}[^{\circ}C]$ , e do sCO<sub>2</sub>,  $T_{sCO_2,e}[^{\circ}C]$  e  $T_{sCO_2,s}[^{\circ}C]$  no trocador de calor primário e suas vazões,  $\dot{m}_{par}[kg/s]$  e  $\dot{m}_{sCO_2}[kg/s]$ . Adicionalmente, são informadas as características termofísicas e geométricas das partículas, conforme apresentado na Tabela 5.

##### 4.4.1 Análise energética

Sequencialmente, configura-se a planta de CSP-ST. Inicia-se por meio da análise do perfil de radiação direta anual, pelo qual se obtém o pico de radiação da respectiva localidade e o define como  $Q_{pico}$ , parâmetro utilizado para calcular a quantidade de helióstatos da planta,  $n_{espelhos}$ , baseado no MS, conforme Equação (20). Salvo a quantidade de espelhos, outras características da planta de CSP-ST foram baseados nos trabalhos de Collado e Guallar e Wang

*et al.* (COLLADO; GUALLAR, 2013)(WANG *et al.*, 2019), como a área de reflexão efetiva dos espelhos e a eficiência ótica do campo solar ( $\eta_{opt}$ ), e podem ser observados na Tabela 8, sendo comuns para todas as plantas.

Após a configuração inicial, define-se o período do estudo e transforma os dados da DNI [ $W/m^2$ ] e temperatura ambiente para segundos por meio do polinômio interpolador cúbico por partes (maiores detalhes nos anexos). Este processo é importante porque ele facilita os cálculos algébricos no balanço de energia, sendo possível realizá-los de forma direta, uma vez que a DNI [ $W/m^2$ ] é fornecida como taxa. O processo de transformação para segundos também facilita o cálculo da energia total consumida, por qualquer uma das fontes, ao longo do período de estudo, pois é realizado pela integral da área abaixo da curva dos calores, tendo como limites o período em segundos. Após o preparo dos dados das condições climáticas, o programa simula a configuração da planta nas condições estabelecidas.

Dentro do looping temporal, o algoritmo calcula o balanço de energia das partículas no receptor central, considerando as perdas de calor, por meio da Equação (12), obtendo  $\dot{Q}_{abs}$  [ $W$ ]. Essas perdas são atribuídas a eficiência ótica do campo de helióstatos ( $\eta_{opt}$ ), da absorvidade da radiação das partículas ( $\alpha_R$ ), convecção natural ( $\dot{Q}_{conv}$  [ $W$ ]) e perdas por radiação para o ambiente ( $\dot{Q}_{rad}$  [ $W$ ]). A título de simplificação, o modelo não considerou as perdas por convecção forçada.

Por fim, com os valores das energias térmicas de cada fonte devidamente computadas pelo programa, pode-se então calcular a quantidade de energia utilizada por cada fonte, por meio da Equação (23):

$$E = \int_{t\ inicial}^{t\ final} \dot{Q}_{(t)} dt \quad (23)$$

Sendo  $t$  o valor do período em estudo em segundos,  $E$ , a energia total do período [ $J$ ],  $\dot{Q}_{(t)}$  a taxa de calor no tempo [ $W$ ]. Desta maneira, de posse dos valores de cada parcela de energia referente a cada fonte, é possível calcular o quanto cada parcela representa do total demandado, por meio da Equação (24):

$$\dot{Q}\% = \frac{E}{E_{demanda}} \quad (24)$$

Sendo  $E_{demanda}$  o valor total da energia requerida para alimentar a demanda de calor no ciclo primário durante o período em análise e  $\dot{Q}\%$  a participação da fonte, sendo ela qualquer, para alimentar a demanda no período em análise.

#### 4.4.2 Controle da temperatura de saída das partículas

Durante o cálculo do balanço de energia, o algoritmo monitora a quantidade de calor absorvido pelo sistema, isto porque, segundo Mahapatra *et al.* (2018), é fundamental manter as condições nominais do estado do sCO<sub>2</sub> na entrada da turbina para garantir a máxima eficiência do ciclo de potência. Além disso, a temperatura do sCO<sub>2</sub> precisa estar abaixo de 715°C para prevenir danos aos componentes da turbina.

Portanto, para garantir tais condições, o TCP foi configurado para trabalhar em regime permanente, sendo as temperaturas de entrada e saída das partículas e do sCO<sub>2</sub>, assim como suas vazões, constantes ao longo de todo o período dos cálculos.

Para definição desses valores, o estudo baseou-se no modelo do trocador de calor compacto do tipo casco e placa desenvolvido por Albrecht e Ho (ALBRECHT; HO, 2019) para definir as temperaturas no trocador. No caso das partículas, entrada  $T_{par,e} = 775 \text{ }^\circ\text{C}$  e saída  $T_{par,s} = 570 \text{ }^\circ\text{C}$ , enquanto o sCO<sub>2</sub> requer na entrada  $T_{sCO_2,e} = 550 \text{ }^\circ\text{C}$  e na saída  $T_{sCO_2,s} = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ . Para a demanda térmica, observou que os valores das vazões deveriam ser  $\dot{m}_{par} = 85,8 \text{ kg/s}$  e  $\dot{m}_{sCO_2} = 115,1 \text{ kg/s}$ , para as partículas e para o sCO<sub>2</sub>, respectivamente. Por fim, através do modelo foi possível obter um parâmetro dimensional do acoplamento da entrada do TCP com a saída do TES<sub>q</sub>. Os cálculos apontaram para uma abertura retangular na saída do TES<sub>q</sub> de 1,0435 m x 0,06 m para manter a vazão de 85,8 kg/s, segundo a Equação (18), de Beverloo-Ho. Já o TCP tem dimensões de entrada das partículas de 1,0453 m x 0,4 m.

**Tabela 9 - Ações do programa em relação aos estados das fontes de calor em função da demanda**

Caso	$Q_{abs}(i)$ [MW]	$Q_{TES}(i)$ [MW]	Ação	Observação
1	0	0	$Q_{AUX}(i) = Q_{demanda}$	-
2	0	$Q_{TES}(i) \geq Q_{demanda}$	$Q_{TES}(i) = Q_{TES}(i-1) - Q_{demanda}$	$Q_{AUX}(i) = 0$
3	0	$Q_{TES}(i) < Q_{demanda}$	$Q_{AUX}(i) = Q_{demanda} - Q_{TES}(i-1)$	$Q_{TES}(i) = 0$
4	$Q_{abs}(i) \geq Q_{demanda}$	-	$Q_{TES}(i) = Q_{abs}(i) - Q_{demanda}$	$Q_{AUX}(i) = 0$
5	$Q_{abs}(i) < Q_{demanda}$	0	$Q_{AUX}(i) = Q_{demanda} - Q_{abs}(i)$	-
6	$Q_{abs}(i) < Q_{demanda}$	$Q_{abs}(i) + Q_{TES}(i) \geq Q_{demanda}$	$Q_{TES}(i) = Q_{demanda} - Q_{abs}(i)$	$Q_{AUX}(i) = 0$
7	$Q_{abs}(i) < Q_{demanda}$	$Q_{abs}(i) + Q_{TES}(i) < Q_{demanda}$	$Q_{AUX}(i) = Q_{demanda} - (Q_{abs}(i) + Q_{TES}(i))$	$Q_{TES}(i) = 0$

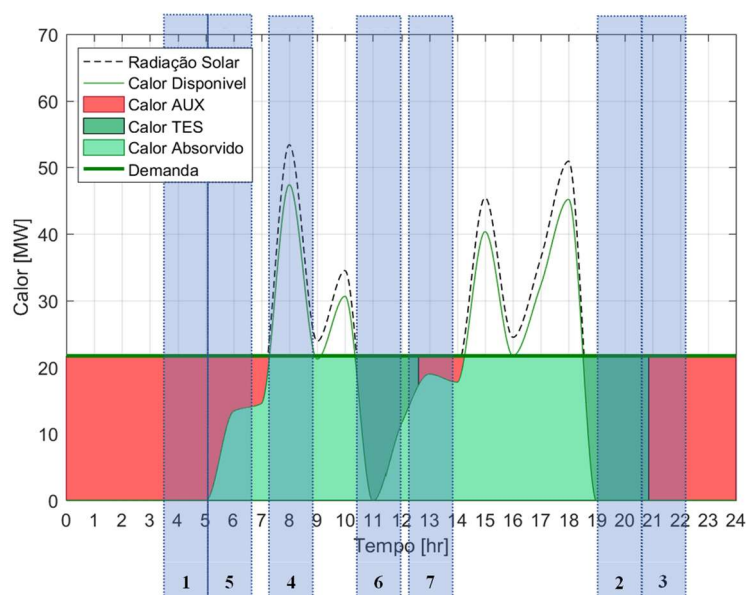
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.



Sendo assim, um sistema de controle foi elaborado para ajustar a temperatura das partículas na entrada do TCP. Esse sistema está localizado entre a abertura da válvula de passagem das partículas na saída do TES<sub>f</sub> e a entrada da cavidade do receptor central da torre solar. Ele atua através do controle da vazão mássica das partículas, por meio da relação de leitura da temperatura de saída das respectivas no segundo anterior e, conseqüentemente, pelo ajuste da abertura da válvula de saída das partículas do TES<sub>f</sub>, para assim obter a temperatura de saída das partículas desejada. Por simplificação, quando a energia térmica solar é menor que a demanda e não há armazenagem térmica, a diferença de energia passa a ser fornecida pela fonte de energia auxiliar, localizada logo abaixo da cavidade central do receptor.

Quando há armazenagem térmica, o programa calcula a quantidade adicional de energia disponível e por quanto tempo ela consegue fornecer o calor para suprir a demanda, com ou sem o auxílio do  $Q_{abs}$  [W] ou  $Q_{AUX}$  [W]. A Tabela 9 apresenta de forma simplificada quais as ações do programa frente aos estados das fontes de energia em função da demanda térmica. Como pode ser observado, a única situação em que há armazenagem de energia térmica é quando o calor absorvido é superior ao demandado. A Figura 23 apresenta de forma gráfica os cenários da Tabela 9

**Figura 23 - Exemplos dos casos das ações do programa**



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

#### 4.4.2.1 Ajuste da temperatura de saída do receptor central

Um dos pontos fundamentais do controle ocorre através da manutenção da temperatura de saída do receptor central, ou seja, pelo controle da vazão mássica. O modelo para estimar o valor da temperatura de saída das partículas é baseado no trabalho de Ho *et al.* (2016), resultado de experimentos realizados na Instalação Nacional de Testes Solar Térmicos, do *Sandia National Laboratories*. Assumiu-se que a radiação solar é absorvida uniformemente na cortina de partículas. A equação de controle da temperatura de saída das partículas do receptor central é dada através da aplicação da conservação da energia, obtida pela Eq. (25):

$$T_{par,S}(i) = \frac{\dot{Q}_{abs}(i)}{\dot{m}_{par}(i)C} + T_{par,e} \quad (25)$$

Sendo  $T_{par,e}$  a temperatura de entrada das partículas no receptor central. Por simplificação considerou-se que não há perda de calor na elevação das partículas para o silo frio, ou seja, entre a saída do TCP e a entrada das partículas no TES<sub>f</sub>, sendo assim, esse valor é constante, 570 °C. Já o valor de  $\dot{m}_{par}(i)[kg/s]$  é obtido pela equação de Beverloo-Ho (HO *et al.*, 2019), que está em função da abertura da válvula de saída do TES<sub>f</sub>,  $B(i)[m]$ , e da temperatura de saída do segundo anterior do receptor central,  $T_{par,S}(i-1)[°C]$ , para poder realizar o ajuste por meio da Eq. (26):

$$\dot{m}_{par}(i) = [38.8\rho_b\sqrt{g}(B(i) - 8.9d)^{1.5} + 1.9 \times 10^8 B(i)^{3.4}] (2B(i)(T_{amb}(i)/T_{par,S}(i-1)))^{0.4} \quad (26)$$

Novamente,  $d [m]$  é o diâmetro das partículas e o valor da abertura  $B(i)[m]$  que será utilizado na equação anterior é calculado por meio da solução de  $B(i)$  através da equação que associa a equação da energia com Beverloo-Ho, conforme Eq. (27):

$$\frac{\dot{Q}_{abs}(i)}{C} = [38.8\rho_b\sqrt{g}(B(i) - 8.9d)^{1.5} + 1.9 \times 10^8 B(i)^{3.4}] (2B(i)(T_{amb}(i)/T_{par,S}(i-1)))^{0.4} \quad (27)$$

O valor da constante  $C [j/kg]$  é obtido por meio da Equação (28):

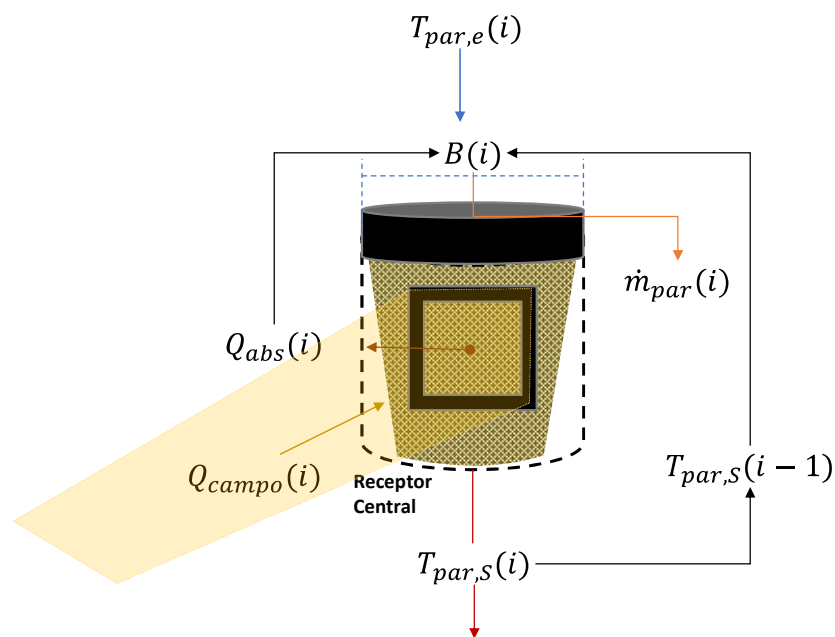
$$C_p(T_{par,s} - T_{par,e}) = C \quad (28)$$

Os valores de  $T_{par,s}$  e  $T_{par,ine}$  são os valores de entrada e saída do TCP, e o valor de  $C_p$  é obtido por meio da equação de Ho *et al.* (HO *et al.*, 2018), conforme Eq. (29):

$$C_p = 365\bar{T}^{0.18} \quad (29)$$

Sendo  $\bar{T}$  a temperatura média entre os valores de entrada e saída das partículas no receptor central [°C], ou seja  $((T_{par,s} + T_{par,e})/2)$ . A Figura 24 ilustra a lógica do sistema de controle da temperatura de saída do receptor central.

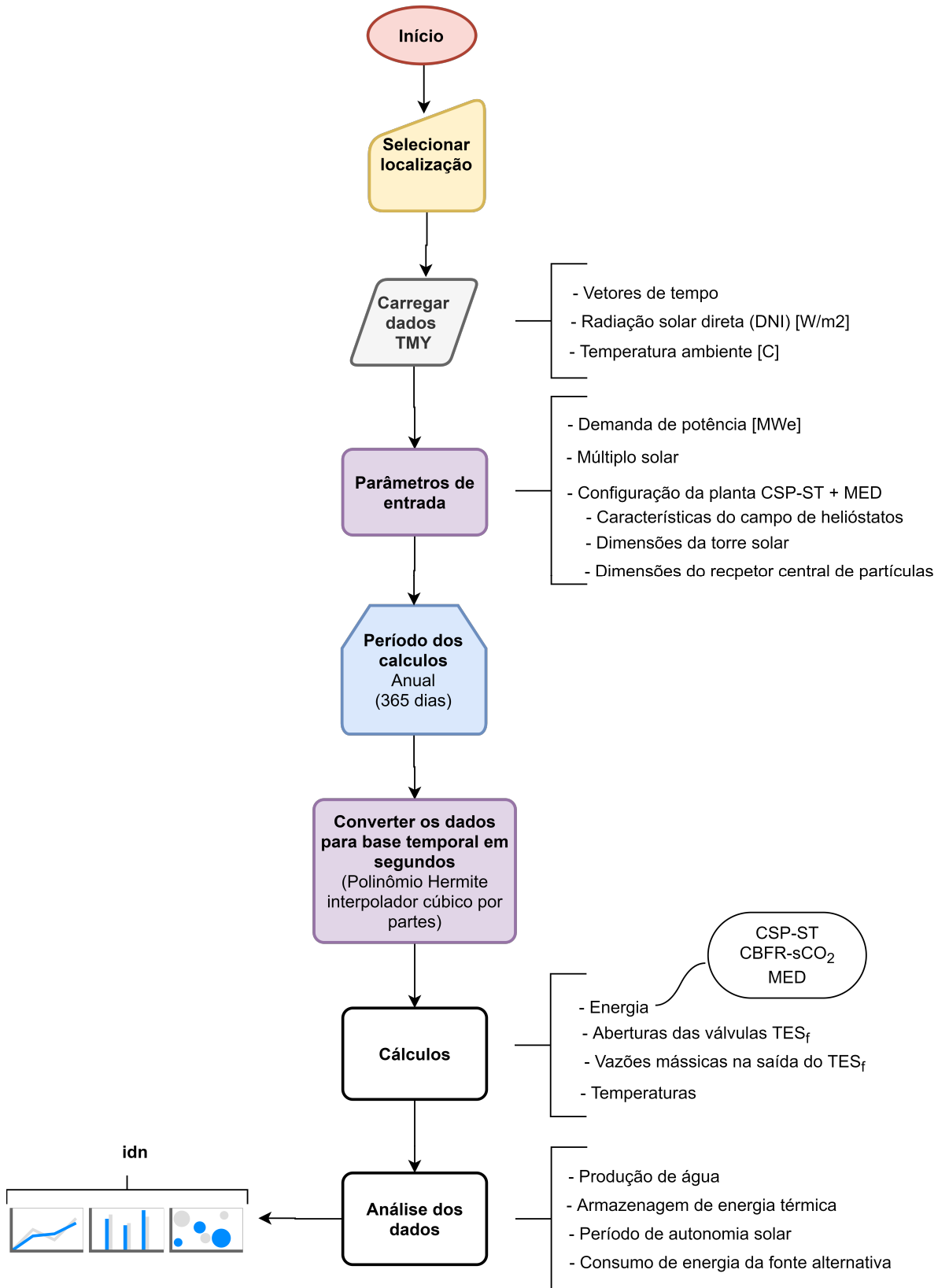
**Figura 24 - Controle da temperatura de saída do receptor central**



**Fonte: Elaborado pelo próprio autor.**

As condições iniciais quando o tempo é igual a zero são as seguintes a de regime permanente. A Figura 25 apresenta o diagrama do algoritmo do programa utilizado para estudar as plantas de CSP-ST+MED.

Figura 25 - Algoritmo do programa



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

#### 4.5 Dessalinização MED

Para cálculo da produção de água por meio do processo de dessalinização térmica foram utilizados dados da literatura. Segundo (AL-KARAGHOULI; KAZMERSKI, 2013), o processo de dessalinização por MED requer entre 145 a 230 MJ para produzir 1 m<sup>3</sup> de água. Esse valor é definido como sendo  $Q_{H_2O}$  nos cálculos e é atribuído o valor médio de 187,5 MJ/m<sup>3</sup>. Desta maneira, para se obter a quantidade de água produzida diariamente, utiliza-se a Equação (30):

$$V_{H_2O} = \int_{t_{inicial}}^{t_{final}} \frac{\dot{Q}_R PR}{Q_{H_2O}} dt \quad (30)$$

O valor de  $V_{H_2O}$  é dado em m<sup>3</sup>, e  $t$  representa o tempo do período em estudo em segundos. A razão de performance da planta de dessalinização por MED,  $PR$ , é definido como sendo 0,9, conforme literatura (RAMÍREZ; RECALDE, 2015). O valor de  $\dot{Q}_R$  é 11,7 MW, rejeitado constantemente no ciclo de potência.

#### 4.6 Índice de Desempenho Nivelado

A incidência da radiação solar na superfície terrestre é um fenômeno que possui uma dinâmica com estrutura determinística global (localização geográfica, dia do ano) mas também nuances como características climáticas específicas locais (chuvas periódicas, nuvens, entre outros eventos). Sendo assim, cada região possui sua própria identidade, no que diz respeito ao perfil de radiação solar ao longo do ano. Essa identidade é captada no *idn* e é obtida através dos cálculos do programa desenvolvido neste trabalho no *Matlab* por meio da avaliação das parcelas de energia consumida por cada fonte em relação a demanda.

A ferramenta *idn* consiste em um índice que leva em consideração a eficiência do ciclo de geração de potência, a relação entre produção de água em função do calor disponível para o processo de dessalinização e sua razão de desempenho, a razão da porcentagem de calor oriunda da fonte renovável ao longo do período de análise em função da quantidade de espelhos. A Equação (31) apresenta como é feito o cálculo do índice, nomeado como índice de desempenho nivelado.

$$idn = [\eta_{th} V_{H2O}] \frac{(1 - \dot{Q}_{AUX}\%) }{n_{espelhos}} \quad (31)$$

Esse índice é útil para comparar as plantas com o mesmo desempenho e com a mesma configuração, mas com a quantidade de helióstatos diferente, em localidades diferentes e serve de auxílio para escolher uma potencial localidade de instalação. Antes de determinar o índice, é necessário nivelar as localidades em função do seu potencial de desempenho, o que possibilita que os fenômenos climáticos aleatórios de cada localidade sejam captados e projetados no valor do índice.

Ao comparar os valores do idn para plantas que passaram pelo processo de nivelamento, aqueles que tiverem maior valor indicam que necessitaram menos de energia da fonte alternativa para anteder a demanda da geração de energia e produção de água e, portanto, possuem o melhor desempenho sustentável e possivelmente o melhor potencial. É necessário plotar o idn em função do número de espelhos, pois assim pode-se observar a relação entre o desempenho e quantidade de espelhos, sendo este último, fator chave no investimento dessas plantas, devido ao seu custo de instalação e manutenção. Logo, aquelas plantas que possuem maior idn e menor quantidade de espelhos para o mesmo MS são consideradas as mais qualificadas para um investimento em sua instalação, pois precisam de uma menor quantidade de espelhos e consomem menos energia da fonte alternativa segundo o critério do idn. Sendo assim, quanto mais próximo do eixo x (espelhos) e mais acima no eixo y (idn), mais qualificada no idn a planta é. De tal maneira que a leitura do idn deve ser feita de cima para baixo e da esquerda para direita.

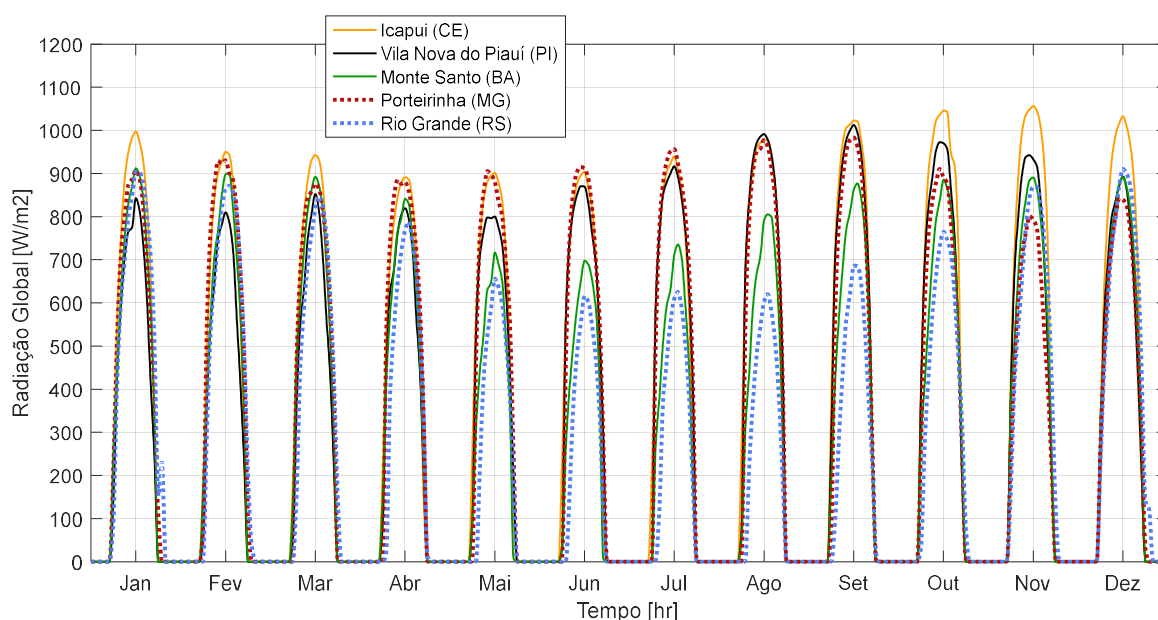
O idn é um índice que deve ser utilizado para fim comparativo entre plantas que tenham similaridades. Portanto, ao final do estudo, foi efetuado o cálculo de idn da planta em cada localidade e comparou-se os resultados para verificar quais das localidades é considerada a mais adequada para receber um eventual investimento de uma planta de CSP-ST+MED.

## 5 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos no presente trabalho. Baseando-se na metodologia descrita no trabalho de Voivontas *et al.* (1999), foram selecionadas as cidades para as quais foram simuladas as configurações das plantas de CSP-ST+MED. As cidades escolhidas foram Icapuí (CE), Vila Nova do Piauí (PI), Monte Santo (BA), Porteirinha (MG) e por fim, Rio Grande (RS).

Na sequência, obtêm-se se os dados da radiação direta e temperatura ambiente das localidades, conforme algoritmo da Figura 25.

**Figura 26 - Radiação global ao longo do ano nas cidades estudadas**



**Fonte: Elaborado pelo próprio autor.**

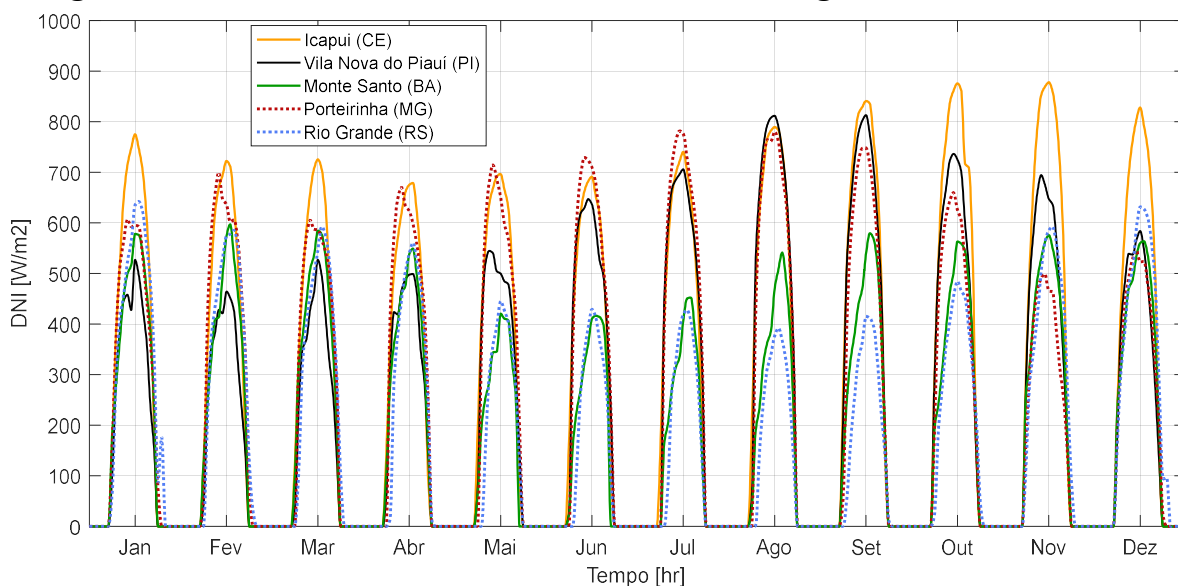
A Figura 26 apresenta os dados da radiação global das localidades estudadas ao longo do ano. As cidades apresentaram um comportamento qual os maiores valores ocorreram no início e no final do ano e os menores no meio do ano, correspondendo aos meses de verão e inverno, respectivamente. Conforme esperado, o fator geográfico impacta diretamente na radiação solar incidente. Isso é observado ao comparar a variação da amplitude da radiação global ao longo do ano entre as cidades. Destaca-se a cidade de Rio Grande, onde foi observada a maior amplitude de radiação solar global, com valores entre  $900 \text{ W/m}^2$  nos extremos do ano (início e fim) e  $600 \text{ W/m}^2$  no meio do ano. A cidade é a única que está fora do semiárido e está

mais ao sul, as outras cidades apresentaram uma amplitude da variação menor quando comparado com ela.

Outro ponto a se observar a respeito da radiação global é quão mais perto as cidades estiverem da linha do equador, maiores serão os valores da radiação solar. Isto ocorre devido à a variação do ângulo de incidência da radiação estar em função da posição geográfica e do ângulo de declinação solar, que varia ao longo do ano. A Figura 26 aponta para a cidade de Icapuí, Vila Nova do Piauí e Monte Santo como as mais promissoras para a instalação de uma CSP-ST+MED, considerando o potencial em relação a radiação global.

No entanto, as plantas de CSP coletam a componente direta da radiação global, portanto, para se verificar o real potencial da localidade, deve-se pautar pela disponibilidade anual desta parcela da radiação global. Os valores da radiação direta podem ser observados na Figura 27, apresentados em média horária mensal.

**Figura 27 - Radiação direta média horária mensal ao longo do ano nas localidades**



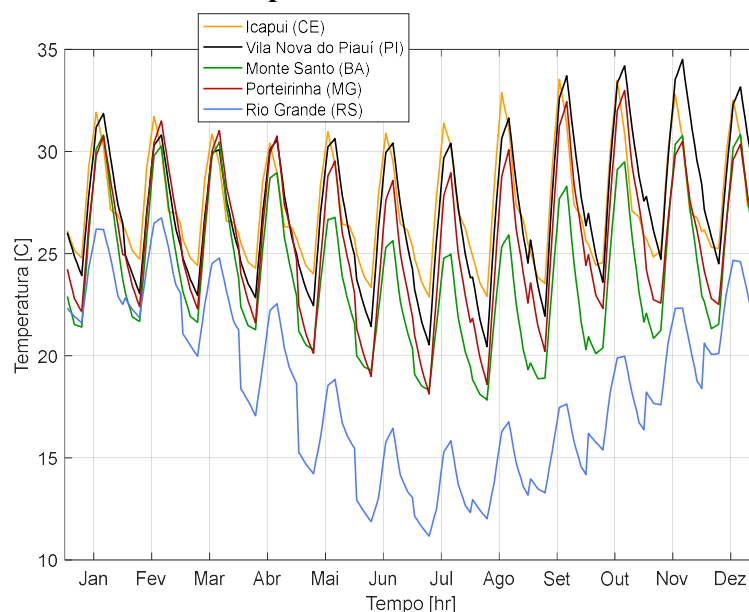
**Fonte: Elaborado pelo próprio autor.**

É possível observar através dos picos no perfil anual de radiação direta que as cidades de Icapuí e Porteirinha possuem uma boa média de taxa de radiação direta. Essas cidades apresentam uma média de aproximadamente  $750 \text{ W/m}^2$  ao longo do ano e possuem uma amplitude de variação da radiação muito pequena, em torno de  $200 \text{ W/m}^2$ . A cidade de Vila Nova do Piauí, apresentou valores levemente abaixo da cidade de Porteirinha, mesmo ela localizada aproximadamente a  $8^\circ$  acima desta última. Porteirinha tem valores melhores de janeiro a julho, piores de agosto a novembro e semelhantes em dezembro.



No entanto, foi a cidade de Monte Santo que teve um desvio considerável do esperado. A cidade está localizada no semiárido em uma latitude mais próxima do equador do que Porteirinha e Rio Grande, entretanto, apresentou resultados inferiores a primeira e próximo da segunda. Por fim, a cidade de Rio Grande teve o seu perfil da curva de radiação direta ao longo do ano próximo ao perfil da curva de radiação global, salvo a magnitude. A Figura 28 apresenta os valores das temperaturas ambiente média horária mensal no ano das cidades estudadas.

**Figura 28 - Perfil da temperatura ambiente das localidades no ano**



**Fonte: Elaborado pelo próprio autor.**

A partir do carregamento dos dados de radiação direta e temperatura ambiente ao longo do ano no programa do *Matlab* a planta CSP-ST+MED é configurada. A configuração geral, é mantida de acordo com o trabalho de Wang *et al.* (2019), como altura da torre, distância dos espelhos da torre, entre outros. Apenas o número de espelhos é calculado baseado no SM, visando o nivelamento das plantas, conforme apresentado na seção de configuração da planta de CSP-ST, na página 94.

Ao definir o período de estudo, os dados de radiação direta e temperatura ambiente são transformados para segundos por meio de polinômio interpolador cúbico por partes. Sequencialmente, a configuração da planta é submetida às condições climáticas da região a ser estudada e, portanto, inicia-se os cálculos do balanço de energia, conforme Figura 25.

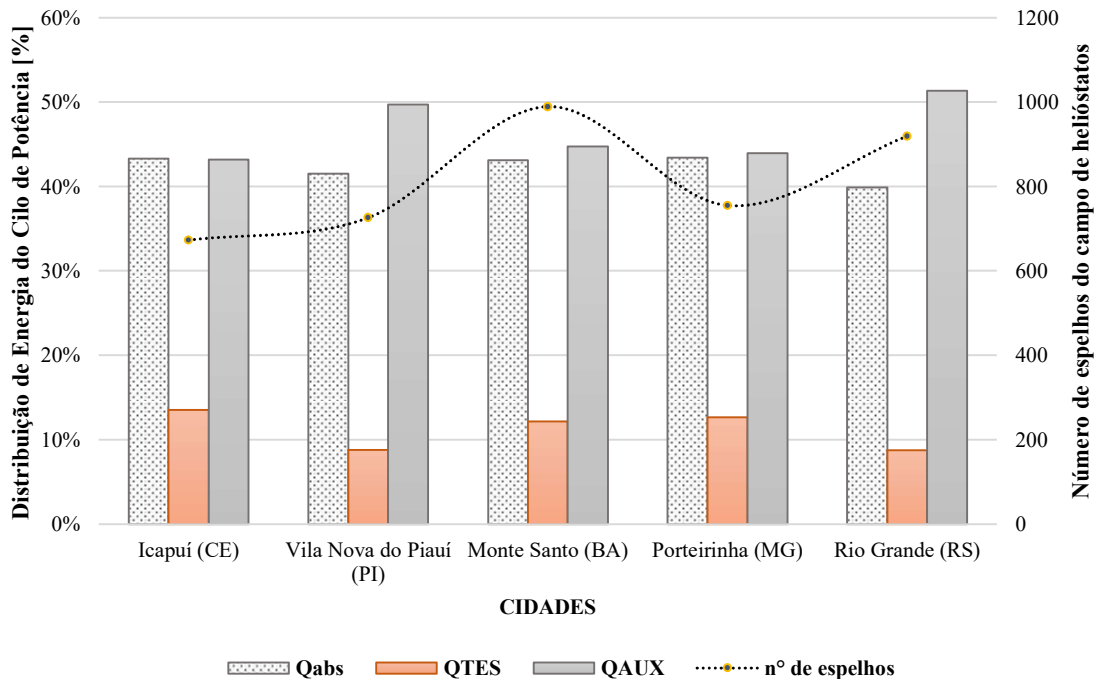
O balanço de energia leva em consideração os cenários apresentados na Figura 23 e na Tabela 9 e contabiliza o consumo requerido de cada fonte de energia para que o sistema possa entregar o valor demandado de energia, ao longo do período de estudo.

Prioritariamente, o programa monitora se a temperatura de saída das partículas do  $TEC_f$  é atendida através da radiação solar incidente, caso ela não tenha capacidade, o programa verifica se há reserva no sistema de armazenagem térmica (TES) e utiliza essa energia e em último caso aciona a fonte auxiliar alternativa (AUX). Em algumas ocasiões, a quantidade de energia armazenada no TES é suficiente para ser utilizada na madrugada do dia seguinte, esses valores também são computados.

## 5.1 Análise geral

A Figura 29 apresenta os principais valores do estudo realizado. Através dela é possível extrair a quantidade de espelhos helióstatos definidos pelo processo de nivelamento e, de forma gráfica, a parcela de cada fonte de energia utilizada para suprir a demanda ao longo do período estudado.

**Figura 29 - Número de helióstatos e porcentagem de utilização das fontes de energia para cada localidade estudada**



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

É possível observar que as plantas realmente possuem desempenhos próximos, isso ocorre devido ao nivelamento realizado no início do estudo por meio da parametrização do campo de helióstatos de cada planta em função do pico da radiação direta característica de cada local. O nivelamento foi realizado atribuindo o mesmo valor de MS para as plantas, visando a captação máxima de energia solar evitando o superdimensionamento da quantidade de espelhos. Neste trabalho é possível observar que o número de helióstatos é proporcional ao esforço da planta para entregar a demanda térmica. Essa afirmação fica clara ao comparar os resultados de Monte Santo na Bahia e Porteirinha em Minas Gerais. Essa última necessitou de 755 espelhos para consumir apenas 43,9% de energia auxiliar e entregar a demanda, enquanto a primeira precisou de 989 espelhos e precisou consumir 44,7% de energia do AUX. Os valores numéricos dos resultados obtidos por meio do estudo realizado podem ser encontrados na Tabela 10.

**Tabela 10 - Relação do consumo das fontes de calor e número de helióstatos de cada localidade base horária média mensal**

Cidade	$Q_{abs}$		$Q_{TES}$		$Q_{AUX}$		Helióstatos
	[MWh]	%	[MWh]	%	[MWh]	%	
Icapuí (CE)	2709,0	(43,3%)	842,7	(13,5%)	2697,9	(43,2%)	673
Vila Nova do Piauí (PI)	2593,0	(41,5%)	549,1	(8,8%)	3107,3	(49,7%)	726
Monte Santo (BA)	2693,6	(43,1%)	759,5	(12,2%)	2796,5	(44,7%)	989
Porteirinha (MG)	2712,0	(43,4%)	791,0	(12,7%)	2746,1	(43,9%)	755
Rio Grande (RS)	2491,0	(39,9%)	548,3	(8,7%)	3209,8	(51,4%)	919

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

É interessante destacar as parcelas de consumo de energia de cada fonte da cidade de Vila Nova do Piauí, uma vez que é a segunda cidade mais próxima da linha do equador e está em uma das localizações que possuem as maiores médias da radiação global incidente, conforme Figura 26. No entanto, ela demandou 49,7 % de energia da fonte auxiliar, atrás somente da cidade de Rio Grande que consumiu 51,4%. Apesar de Vila Nova do Piauí ter tido desempenho inferior a cidade de Porteirinha, em seu nivelamento ela foi definida com 726 espelhos, 29 a menos que Porteirinha. Esse fato é fortemente relacionado ao perfil da curva de radiação direta, que possui seis picos abaixo de  $600 \text{ W/m}^2$  contra dois de Porteirinha, conforme pode ser observado na Figura 27.

No entanto, a situação de Monte Santo merece destaque neste quesito. O nivelamento indicou a necessidade de utilizar 989 espelhos, tornando-a a cidade que requisitou a maior quantidade de helióstatos. Em contrapartida, o desempenho dela esteve próximo das cidades de

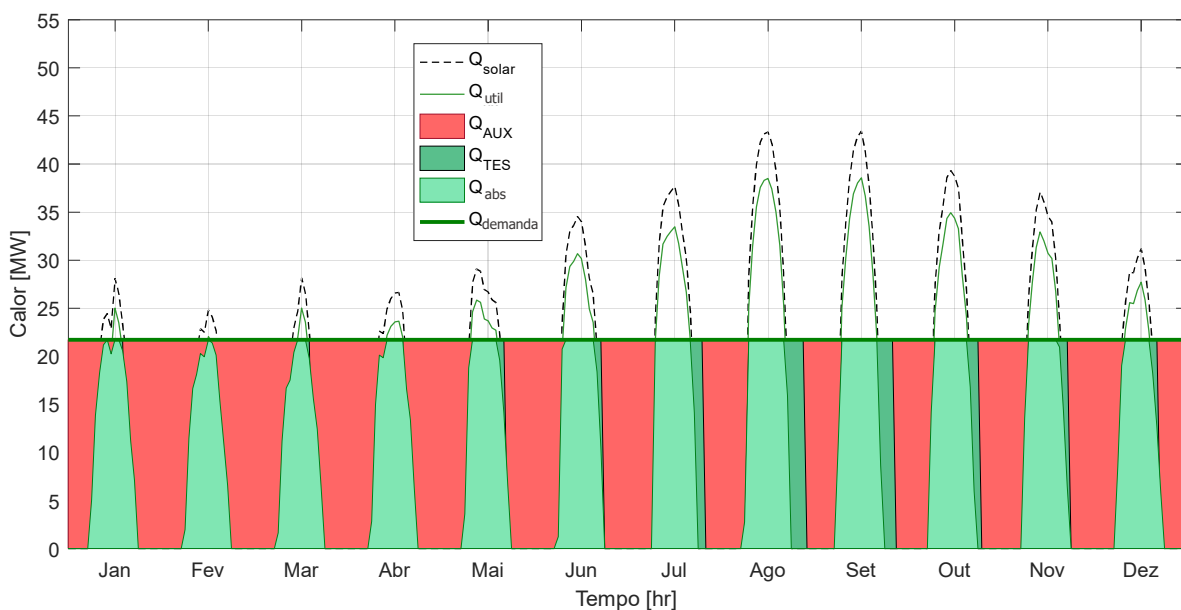
Porteirinha e Icapuí, mas ainda levemente inferior. Enquanto ela demandou 44,7% de energia da fonte alternativa, ou 2796,5 MWt, as outras duas cidades precisaram de 43,9% e 43,2%, respectivamente. Essa discrepância é em função da baixos índices da dni, principalmente no inverno, conforme Figura 27. Vale ressaltar o comportamento da temperatura ambiente da cidade de Monte Santo ao longo do ano, a cidade tem valores somente maiores do que a cidade de Rio Grande, que está bem mais ao sul. Tal fato pode ser interpretado como uma característica climática intrínseca da localidade em questão e pode estar relacionado à causa do perfil da DNI.

Por fim, a cidade de Rio Grande, como esperado, demonstrou que os fatores geográficos impactam intensamente no desempenho da CSP-ST+MED. A cidade precisou de 919 helióstatos e ainda assim teve que consumir 3209,8 MWt da fonte alternativa para atender a demanda, o que representa 51,4 % da energia total.

## 5.2 Análise energética anual

A Figura 30 apresenta os resultados das simulações de forma gráfica e com detalhes relativos à distribuição do consumo de energia em função do perfil da radiação térmica disponível, característica inerente à localidade, para a configuração da planta em Vila Nova do Piauí.

**Figura 30 - Distribuição do consumo de energia em função do perfil da radiação térmica disponível para a planta em Vila Nova do Piauí**

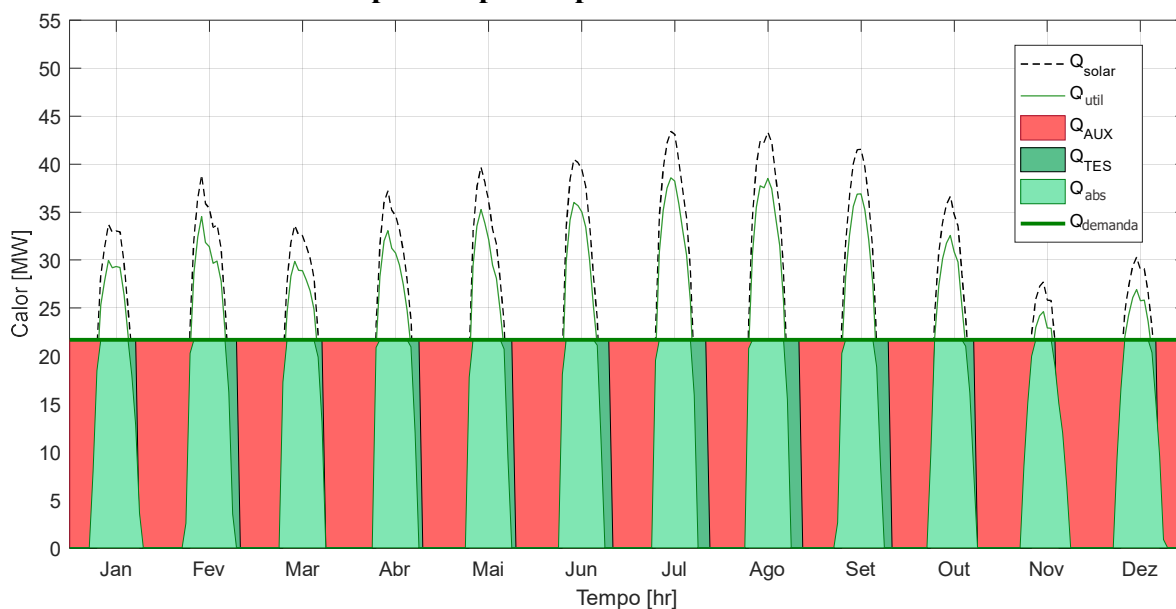


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O gráfico corrobora com as afirmações anteriores a respeito da CSP-ST+MED em Vila Nova do Piauí. A parcela da participação da energia solar é claramente preponderante após o meio do ano, precisamente em agosto e setembro. Nos meses de janeiro a maio praticamente não há a contribuição da reserva de energia, representada pela área verde escura. Este comportamento era esperado uma vez que esses meses correspondem a época chuvosa da cidade (“Clima: Piauí - Climate-Data.org”, 2020).

Ao se observar os resultados para a cidade de Porteirinha, é possível compreender o porquê da cidade do estado de Minas Gerais ter obtido resultados melhores mesmo situada mais abaixo a linha do equador que a cidade de Vila Nova do Piauí. Conforme a Figura 31 aponta, durante o ano inteiro há disponibilidade da energia térmica solar para prover a quantidade demandada no bloco de potência. Isto é visualmente notado pelas curvas de  $Q_{\text{útil}}$  que, ao contrário do cenário na cidade do estado do Piauí, os picos superam a demanda em todo o período.

**Figura 31 - Distribuição do consumo de energia em função do perfil da radiação térmica disponível para a planta em Porteirinha**

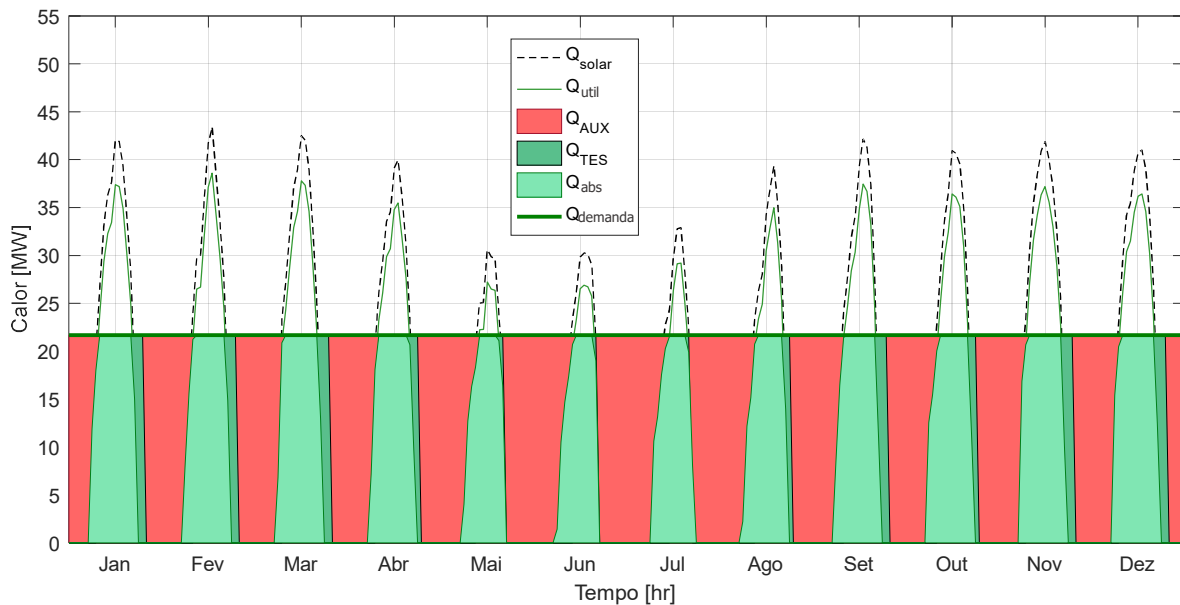


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O gráfico da cidade de Monte Santo na Bahia é bem semelhante a cidade Porteirinha no quesito disponibilidade de energia térmica solar, segundo apresentado na Figura 32. Inclusive, há também um acúmulo de energia térmica em todos os meses.

Ao observar o pior desempenho, qual ocorre entre os meses de maio e julho, ainda assim, observa-se que a planta consegue entregar a demanda energética com a necessidade do auxílio da fonte alternativa somente nos fins dos fotoperíodos. Porém, ao se comparar as parcelas consumidas da fonte auxiliar pela cidade de Monte Santo e pela cidade de Porteirinha, é possível notar que a diferença de 0,8 % a mais para a primeira, de acordo com os dados apresentados na Tabela 10. Esse detalhe pode ser graficamente notado pelos valores de  $Q_{TES}$ , a cidade de Porteirinha possui, ligeiramente, uma maior quantidade de energia armazenada na reserva quando se comparado com Monte Santo, sendo essa diferença de 0,5 %. O mesmo acontece com o  $Q_{abs}$ , porém com um valor de 0,3 %.

**Figura 32 - Distribuição do consumo de energia em função do perfil da radiação térmica disponível para a planta em Monte Santo**



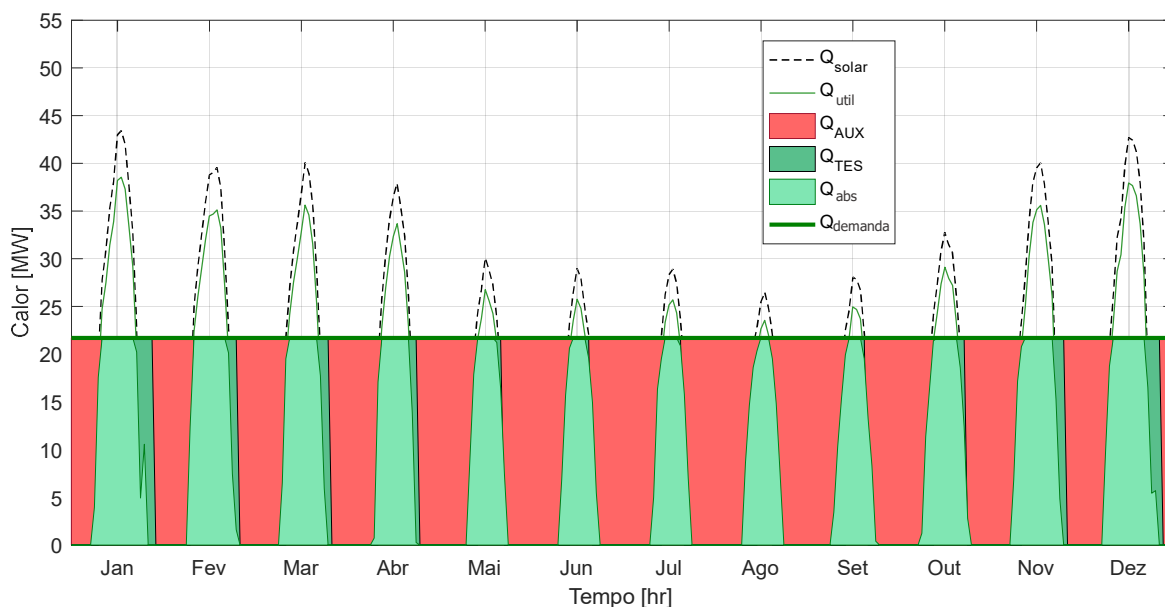
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Analisando os valores da cidade mais ao sul através da Figura 33, Rio Grande, é possível notar que a planta de CSP-ST+MED tem energia térmica solar disponível para consumo o ano inteiro para atender a demanda, mesmo com uma variação maior da amplitude da radiação. Isso ocorre devido a uma maior quantidade de espelhos quando se comparado com as outras cidades. Nota-se que o período de inverno é determinante para a queda do  $Q_{abs}$ , o que corrobora sobre o fator geográfico ser muito mais influente do que os fatores climáticos locais da região.

Por fim, a cidade que apresentou o menor consumo do AUX ao longo do ano foi a cidade de Icapuí no Ceará. É possível notar que no período há pouca variação da amplitude da radiação

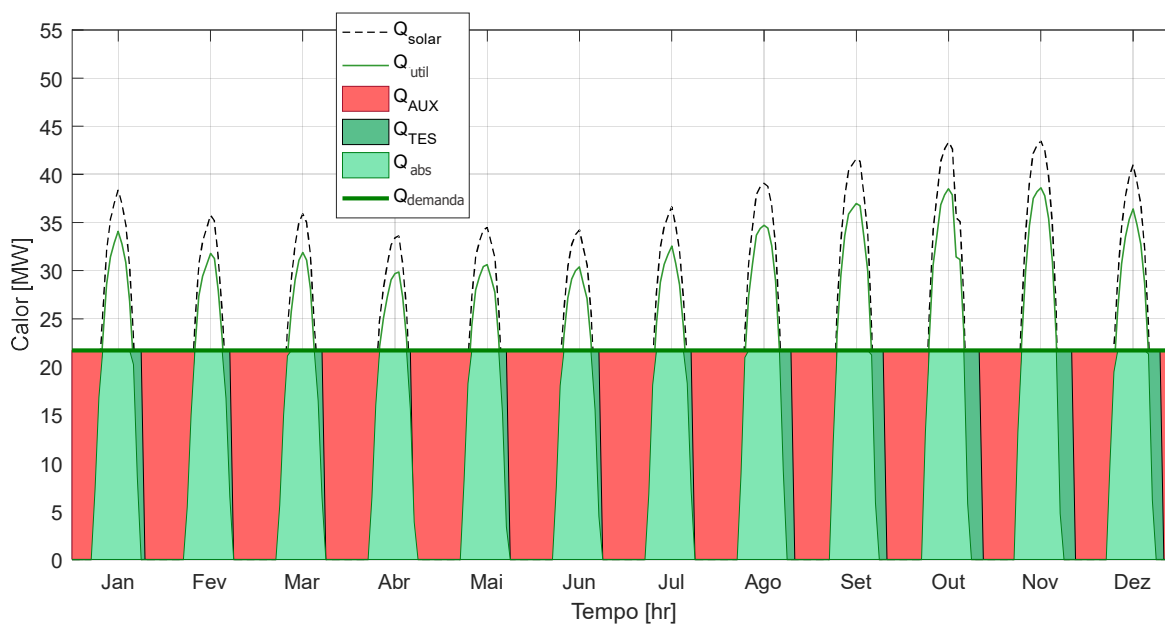
solar direta, portanto, o valor do pico da radiação praticamente se repete no decorrer dos meses, potencializando o consumo de energia térmica solar, conforme apresentado na Figura 34.

**Figura 33 - Distribuição do consumo de energia em função do perfil da radiação térmica disponível para a planta em Rio Grande**



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

**Figura 34 - Distribuição do consumo de energia em função do perfil da radiação térmica disponível para a planta em Icapuí**

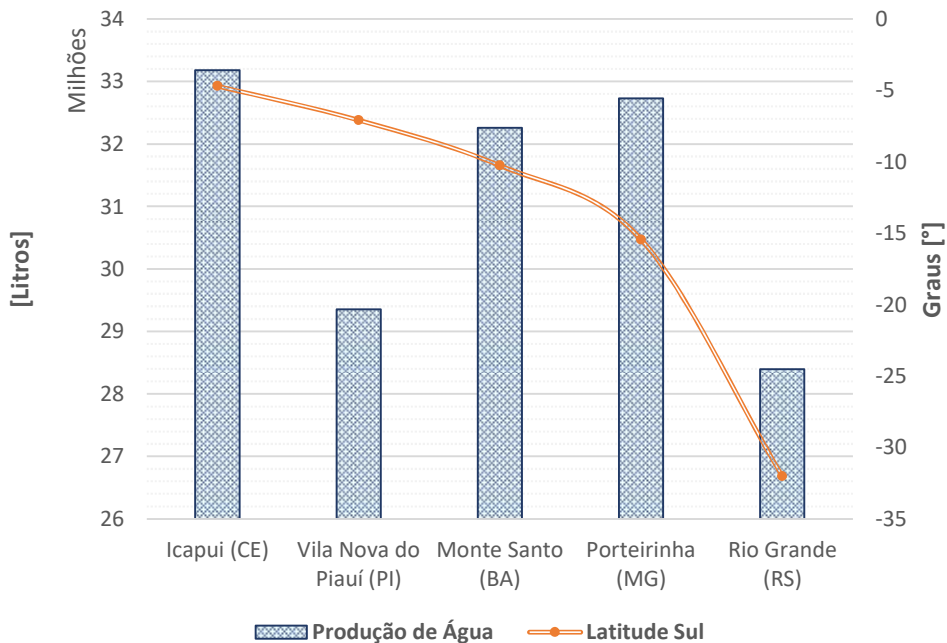


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Os resultados das simulações anuais nas cidades estudadas apontaram para uma correlação entre um bom desempenho da planta de CSP-ST+MED com uma distribuição mais uniforme da radiação ao longo do ano, ou seja, com uma menor amplitude de variação da respectiva. Esse perfil de radiação direta ocorre com uma maior facilidade em latitudes mais próximas à linha do equador. Os resultados apontaram que existem exceções, como o caso de Vila Nova do Piauí e Monte Santo

O padrão se repetiu no processo de dessalinização de água. A Figura 35 apresenta os valores totais da produção de água doce através do processo de MED de água salgada ao longo do ano. Os cálculos consideraram apenas a transformação da água que utilizou a parcela de energia solar,  $Q_{\text{útil}}$ , uma vez que o ciclo está em regime permanente e produz sempre a mesma quantidade de água. Importante ressaltar que para produzir 1 m<sup>3</sup> de água potável é necessário 2,3 kWe por hora. Esse valor é subtraído da potência líquida produzida na turbina (10MWe) e corresponde apenas 0,02% do total produzido.

**Figura 35 - Quantidade de água dessalinizada por meio do MED em função da latitude**



**Fonte: Elaborado pelo próprio autor.**

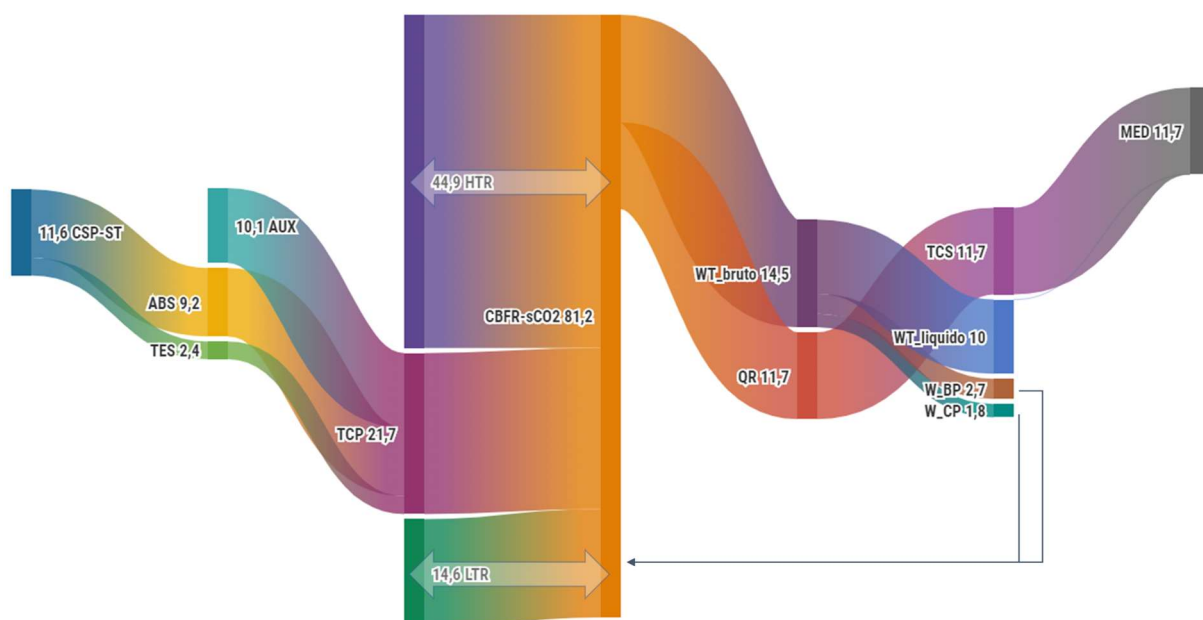
Conforme a Figura 35 apresenta, a cidade de Icapuí foi a que teve a melhor produção, aproximadamente 33 milhões de litros num total de 58 milhões de litros de água dessalinizada anuais. Na sequência, apesar de estar em uma latitude a 10° mais distante da linha do equador, destaca-se a Porteirinha com aproximadamente 32,5 milhões anuais, enquanto Monte Santo



obteve valor próximo de 32 milhões. A cidade de Vila Nova do Piauí produziu somente 29 milhões, 4 milhões a menos que Icapuí, cidade relativamente próxima a ela. Por fim, com apenas 28,5 milhões de litros de água dessalinizada, a cidade de Rio Grande teve a pior produção total.

Um gráfico de Sankey da distribuição média energética das plantas de CSP-ST+MED pode ser observada na Figura 36. Os valores apresentados representam a média do consumo e entrega de energia das plantas considerando as localidades estudadas. Indiferente da localidade, nota-se que apenas 28% do aporte térmico no ciclo secundário é oriundo do primário, 59,5 MWt estão contido e são reaproveitados no próprio ciclo secundário. Adicionalmente, indiferente da localidade, a quantidade de potência líquida na turbina e calor rejeitado do ciclo secundário são constantes, sendo 14,5 MWe e 11,7 MWt respectivamente. Este último é reaproveitado no processo de dessalinização do tipo MED. Por estarem no mesmo eixo, a potência bruta na turbina é subtraída da potência dos compressores do ciclo secundário, o que totaliza 4,5 MWe, e 10 MWe é ofertado como potência líquida. Deste último, 0,02% é consumido nas câmaras do MED.

**Figura 36 - Diagrama Sankey da distribuição média energética [MW] das CSP-ST+MED**



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

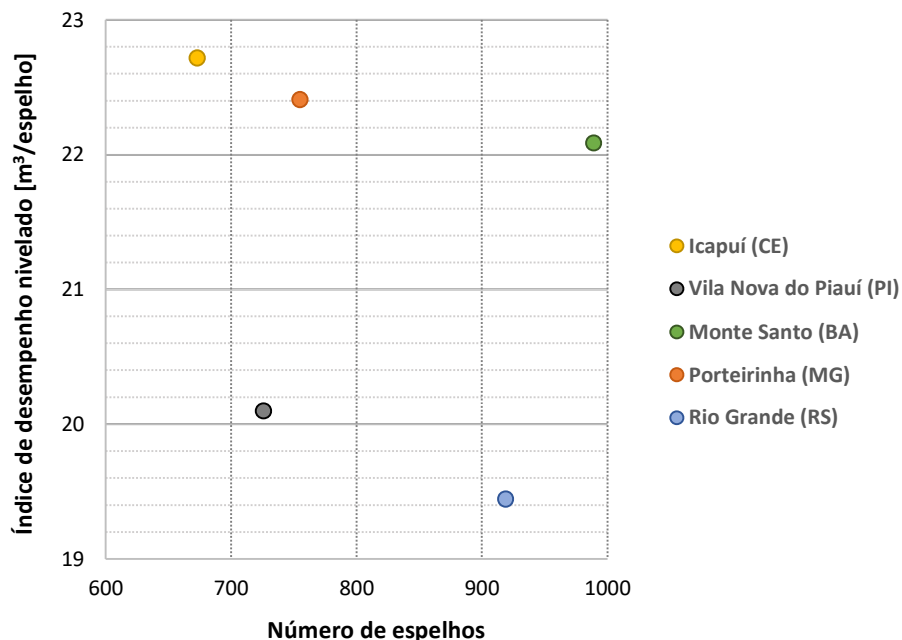
Por fim, o que difere um diagrama de uma planta da outra é o perfil do consumo de energético da fonte térmica auxiliar, uma vez que esse é dependente do padrão de radiação direta da localidade, e cada qual possui o seu respectivo perfil. Em média, as cidades consomem

10,1 MWt do AUX, o que representa 46% do consumo total. Quando se trata da fonte solar, 9,2 MWt advêm da absorção direta da radiação solar, 42%, e 2,4 MWt do TES, ou seja, 11%.

### 5.3 Índice de desempenho nivelado

De posse de todos os valores dos resultados obtidos através do estudo realizado, calcula-se o índice de desempenho nivelado de cada planta de CSP-ST+MED. O cálculo considera os valores da configuração das plantas para a respectiva localidade considerando o percentual de consumo de cada fonte energética para a dessalinização da água e a geração de eletricidade.

**Figura 37 - Índice de desempenho nivelado (idn) das localidades**



**Fonte: Elaborado pelo próprio autor.**

A leitura do idn se faz de cima para baixo e na sequência, da esquerda para direita. Sendo assim, através do idn é possível visualizar o potencial de instalação da planta na localidade de forma gráfica e rápida, sendo quanto mais à esquerda e mais acima, maior é o potencial de instalação da planta. Isto porque, os valores das ordenadas representam a qualidade da produção de água e eletricidade, estar mais acima em relação as outras cidades significa que a operação da planta necessitou de uma menor quantidade de energia de fonte alternativa em relação as outras. Estar mais à esquerda no eixo das abscissas significa uma menor quantidade de espelhos helióstatos para um desempenho similar aos entregues pelas outras cidades. Porém, é necessário comparar os valores do idn, pois em questão de relevância, ele possui um peso maior. Portanto,

quando há dois pontos, um mais a esquerda porem mais abaixo que o outro, opta-se pelo que está mais acima, desde que eles estejam relativamente perto um do outro no eixo x. Portanto, o idn que se encontra mais a esquerda e mais acima que os outros requer um menor investimento em helióstatos e demanda um menor aporte da fonte de energia alternativa, logo, o investimento mais assertivo considerando custos e o retorno produtivo operacional da planta. A Figura 37 apresenta os índices de desempenho das localidades dispostos em função da quantidade de espelhos das cidades estudadas.

A cidade de Icapuí apresentou um idn de 22,72 e sua planta demandou uma menor quantidade de espelhos, 673. A cidade obteve a melhor relação idn e espelhos dentre as estudadas, logo, maior potencial de instalação. Em segundo lugar, Porteirinha obteve 22,41 de idn e sua configuração continha 755 espelhos. A cidade de Monte Santo apresentou o terceiro melhor idn, 22,09, no entanto a CSP-ST+MED demandou 989 espelhos, a maior quantidade de espelhos entre as cidades, logo, uma das que mais exigirá investimento no campo solar.

O quarto idn é da cidade de Vila Nova do Piauí, sendo 20,10, e a quantidade de espelhos foi de 726. A configuração da planta desta cidade foi a que demandou a segunda menor quantidade de espelhos, mas o seu idn foi afetado pela característica climática local da região, que mesmo estando a uma latitude de 7,08 ao sul da linha do equador, apresentou uma não uniformidade ao longo do ano. A cidade possui picos altos em uma determinada parte do ano e outros muito baixos. Essa grande amplitude na variação de radiação ao longo do ano não era esperada em regiões que estão em uma latitude relativamente baixa, ela deveria seguir os perfis das cidades de Icapuí e Porteirinha. Portanto, tal resultado indica uma possível característica climática local que afeta a radiação solar e compromete o idn da planta. A Tabela 11 apresenta os valores numéricos das localidades e seus respectivos idns.

**Tabela 11 - idn e número de espelhos por localidade**

Cidade	Latitude	idn	Helióstatos
Icapuí (CE)	-4,69	22,72	673
Vila Nova do Piauí (PI)	-7,08	20,10	726
Monte Santo (BA)	-10,26	22,09	989
Porteirinha (MG)	-15,44	22,41	755
Rio Grande (RS)	-32,02	19,44	919

**Fonte: Elaborado pelo próprio autor.**

Por fim, a planta da cidade de Rio Grande, por ser a mais distante da linha do equador, apresentou o menor idn e foi a segunda em número de espelhos, com 19,44 e 919,

respectivamente. O perfil de radiação apresentou um formato padrão das regiões mais próximas ao polo terrestre, quais são afetadas com as sazonalidades das estações, oriundas da declinação solar. Portanto, podemos afirmar que o idn, dentro da metodologia proposta, é capaz de elucidar de forma gráfica e rápida em grupo de possibilidades as melhores regiões potenciais de instalação de uma planta CSP-ST+MED.

## 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O trabalho apresentado dedicou ao estudo do desempenho energético de usinas de energia solar concentrada, do tipo torre com receptor central de partículas em queda, com o anexo de uma planta de dessalinização térmica do tipo destilação por múltiplos efeitos em diferentes regiões no Brasil.

A primeira etapa do estudo definiu as principais regiões potenciais para instalação das plantas a serem estudadas. Os critérios de seleção das localidades balizaram-se no trabalho de Voivontas sobre a avaliação de mercado potencial de plantas de dessalinização alimentadas por fonte renovável e pelos dados de estudos do Programa Água Doce, uma iniciativa do governo brasileiro de enfrentamento dos efeitos da seca no país. As localidades selecionadas compartilhavam do potencial de radiação solar do semiárido, fator fundamental para a instalação da usina de energia solar concentrada, e tinham demanda e os requisitos para a instalação da planta de dessalinização. Foram escolhidas as cidades de Icapuí (CE), Vila Nova do Piauí (PI), Monte Santo (BA), Porteirinha (MG) e Rio Grande (RS). Apenas a última não está localizada no semiárido.

Na sequência, desenvolveu-se o modelo da planta de receptor central de partículas assistido por armazenagem e fonte alternativa de energia térmica. A etapa de modelamento decompôs a planta em três ciclos, o ciclo da usina de energia solar concentrada, (qual absorve a radiação solar direta e a transfere como energia térmica para o ciclo seguinte), o ciclo de potência (qual converte a energia térmica em elétrica e destina rejeito térmico para a alimentação do último ciclo) e o ciclo de dessalinização térmica por múltiplos efeitos (qual transforma água salgada em água doce). Os ciclos foram denominados como sendo ciclo primário, secundário e terciário. Os últimos dois trabalham em regime permanente. O secundário requer uma demanda de 21,7 MWt do primário para gerar 10 MWe líquido na turbina em um ciclo Brayton fechado com recompressão tendo dióxido de carbono supercrítico como fluido de trabalho. O secundário fornece 11,7 MWt para o terciário utilizar no processo de dessalinização.

O ciclo primário é o único que contém fonte térmica transiente no modelo e é composto por uma usina de energia solar concentrada (CSP) do tipo torre (ST) com receptor central de partículas. A CSP-ST é composto por um campo de helióstatos, uma torre e um receptor central. Para realizar o estudo, as configurações do campo de espelhos e da torre foram baseados na usina heliotérmica de Gemasolar, localizada em Sevilha, Espanha. No entanto, para parametrizar as plantas utilizou-se um mesmo múltiplo solar, 2, juntamente com o pico da

radiação direta média horária mensal da localidade, para o cálculo da quantidade de espelhos das plantas. Sobre a configuração da torre, ela possui um silo frio acima e outro quente abaixo da cavidade do receptor central. A armazenagem térmica do excesso de calor absorvido é estocada no silo quente e ocorre por meio de um controle de vazão através do monitoramento da temperatura de saída das partículas e por meio do ajuste da abertura do silo frio. Para o controle da vazão das partículas, o modelo utilizado foi o Beverloo-Ho, sendo que as partículas utilizadas foram as CARBO Accucast ID50.

Com o modelo da CSP-ST+MED definido, um programa no *Matlab* foi desenvolvido para simulá-lo sob as condições climáticas com os dados de cada localidade obtidos na plataforma PVGIS em um período de um ano. O programa, ao rodar o estudo e fazer os cálculos de balanço de energia, contabiliza as parcelas consumidas de cada fonte de calor para que o modelo entregue a demanda requerida. Um controle de prioridade de consumo no programa ordena a pesquisa de oferta de energia disponível iniciando pelo calor instantâneo absorvido pelas partículas, o sistema de armazenagem térmica e por último, a fonte auxiliar.

Após as simulações, uma análise sobre o desempenho das instalações do CSP-ST+MED nas regiões simuladas foi realizada pautada pelo consumo energético, a produção de água e número de espelhos de cada planta. Os resultados apontaram para uma correlação entre um bom desempenho da planta de CSP-ST+MED com uma distribuição mais uniforme da radiação ao longo do ano, ou seja, com uma menor amplitude de variação da respectiva. Esse perfil de radiação direta ocorre com uma maior facilidade em latitudes mais próximas à linha do equador. Esta afirmação é reforçada por meio da análise do consumo de energia da fonte alternativa para as cidades de Icapuí e Porteirinha, que requisitaram 43,2% e 43,9% da referida, primeiro e segundo melhores desempenhos energéticos entre as cidades estudadas, respectivamente. O mesmo raciocínio é válido para os resultados de Rio Grande, cidade que mais solicitou o AUX dentre as cidades, 51,4%. No entanto, os resultados apontaram que existem exceções, como o caso de Vila Nova do Piauí e Monte Santo, que demandaram 49,7% e 44,7% da fonte alternativa para cobrir a demanda anual. Para compreender os resultados de uma forma mais organizada e graficamente de fácil visualização, foi proposto um índice comparativo.

Sendo assim, calculou-se o índice de desempenho nivelado de cada planta de forma a classificá-las de acordo com o potencial de investimento de instalação, uma em função das outras. O cálculo considerou os valores da configuração das plantas, o percentual de consumo de cada fonte energética para a dessalinização da água e geração de eletricidade. Por meio dessa ferramenta proposta, foi possível uma fácil visualização gráfica dos potenciais de implantação das plantas em cada região. Os resultados apontaram para Icapuí no Ceará como sendo a cidade

com a melhor relação do índice de desempenho nivelado em função da quantidade de espelhos, sendo 22,72 e 673, respectivamente. Cidades mais próximas a ela, como Vila Nova do Piauí (PI) e Monte Santo (BA) obtiveram um resultado inferiores a cidade de Porteirinha (MG), mais distante da linha do equador que as anteriores. Os valores das duas primeiras são 20,10 e 726, 22,09 e 989. Monte Santo foi a cidade que demandou a maior quantidade de espelhos, logo, uma das que mais exigirá investimento no campo solar, esse resultado é fruto de um perfil de radiação abaixo do padrão das cidades contidas na região do semiárido exigindo um maior aparato no campo solar para poder entregar a demanda. Sobre Vila Nova do Piauí, observou-se um índice muito abaixo do esperado, esse resultado ocorreu em consequência de uma maior variação da amplitude de radiação direta ao longo do ano, que, por se tratar de uma cidade que está a  $-7,08^\circ$  da linha do equador, indica que seus resultados possivelmente foram afetados por uma característica climática local da região. Essa hipótese é confirmada pelo fato de ser comum a ocorrência de chuvas no início do ano na região, conforme aponta os dados de precipitação anual do estado do Piauí.

Outra cidade que teve seu desempenho impactado pela variação da amplitude de radiação direta foi Rio Grande. No entanto, esse desempenho era esperado, por se tratar de uma localização mais próxima dos polos quais deterministicamente sofrem com essas condições. Os valores de Rio Grande foram 19,44 e 919, sendo, portanto, o menor índice de desempenho nivelado, logo a menos propensa a ser investida.

Por último, a cidade de Porteirinha apresentou valores de 22,41 para 755 espelhos. Ela é considerada a segunda melhor opção de instalação da planta. Finalmente, os resultados obtidos pela análise dos índices corroboraram com a análise energética das plantas.

Por fim, pode-se afirmar que o modelo global estudado representa uma estrutura de análise horizontal composta por submodelos quais podem, e devem, ser atualizados à medida que a literatura avança no conhecimento dos fenômenos intrínsecos a ele. Ademais, os resultados apresentados aparentam coerência quando se comparados com os perfis de radiação solar direta de cada localidade. Ainda, o índice proposto demonstrou ser capaz de captar a identidade do perfil de radiação direta de cada cidade e, através da plotagem em função dos espelhos, forneceu uma ferramenta comparativa que traz consigo informações valiosas referentes ao potencial de instalação de CSP-ST+MED. Portanto, pode-se concluir que o estudo realizado foi satisfatório.

## 6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Através da experiência angariada por meio do desenvolvimento deste trabalho, seguem-se as principais sugestões de trabalhos futuros:

- a) Estudar outras configurações de CSP+D utilizando o mesmo modelo;
- b) Desenvolver um modelo da CSP que englobe as outras características não contempladas no modelo global e estudar suas relações;
- c) Redimensionar a planta de CSP baseada no item anterior;
- d) Otimizar o campo de helióstatos para cada região;
- e) Atualizar, quando disponível, o modelo de troca de calor das partículas com o ambiente, no trocador de calor, além das perdas de calor nos silos e no elevador de partículas;
- f) Atualizar, quando disponível, o modelo do escoamento das partículas em função da temperatura das mesmas e da geometria do silo que elas escoam;
- g) Elaboração de um modelo que comporte a transiência em todos os ciclos;
- h) Dimensionar os silos de cada planta, baseado no volume e na vazão mássica das partículas;
- i) Realizar o estudo utilizando outras partículas;
- j) Validar experimentalmente os modelos dos fenômenos termodinâmicos e de transporte das partículas;
- k) Realizar o estudo refinando a seleção das cidades, pautando-se no potencial de desenvolvimento econômico da região que ela está contida.



## REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ÁGUAS. **Informe Anual**. Brasília: [s.n.]. Disponível em: <<http://arquivos.ana.gov.br/portal/publicacao/Conjuntura2018.pdf>>.

AHN, Y. et al. Review of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development. **Nuclear Engineering and Technology**, v. 47, n. 6, p. 647–661, 2015.

AL-KARAGHOULI, A.; KAZMERSKI, L. L. Energy consumption and water production cost of conventional and renewable-energy-powered desalination processes. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 24, p. 343–356, 2013.

AL-SULAIMAN, F. A.; ATIF, M. Performance comparison of different supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar power tower. 2015.

ALBRECHT, K. J.; HO, C. K. Design and operating considerations for a shell-and-plate, moving packed-bed, particle-to-sCO<sub>2</sub> heat exchanger. **Solar Energy**, v. 178, p. 331–340, jan. 2019.

ALLEN, M. R. et al. **IPCC Special Report 2018 - Chapter 1 - Framing and Context. In: Global Warming of 1.5°C IPCC SPECIAL REPORT Global Warming of 1.5 °C**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <[https://www.cambridge.org/core/product/identifier/S0007125000097142/type/journal\\_article](https://www.cambridge.org/core/product/identifier/S0007125000097142/type/journal_article)>.

ANIKEEV, V. I.; FAN, M. **Supercritical Fluid Technology for Energy and Environmental Applications**. [s.l.] Elsevier, 2014.

ATIF, M.; AL-SULAIMAN, F. A. Energy and exergy analyses of solar tower power plant driven supercritical carbon dioxide recompression cycles for six different locations. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 68, n. February 2016, p. 153–167, 2017.

ATIF, M.; AL-SULAIMAN, F. A. Energy and Exergy Analyses of Recompression Brayton Cycles Integrated with a Solar Power Tower through a Two-Tank Thermal Storage System. **Journal of Energy Engineering**, v. 144, n. 4, p. 04018036, ago. 2018.

BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics**. 3. ed. [s.l.] John Wiley & Sons, Inc., 2006.

BEVERLOO, W. A.; LENIGER, H. A.; VAN DE VELDE, J. The flow of granular solids through orifices. **Chemical Engineering Science**, v. 15, p. 260–269, 1961.

BRASIL. Programa Água Doce. p. 324, 2012.

CHEANG, V. T.; HEDDERWICK, R. A.; MCGREGOR, C. Benchmarking supercritical carbon dioxide cycles against steam Rankine cycles for Concentrated Solar Power. **Solar Energy**, v. 113, p. 199–211, 2015.

CHEN, R.; RAO, Z.; LIAO, S. Determination of key parameters for sizing the heliostat field and thermal energy storage in solar tower power plants. **Energy Conversion and Management**, v. 177, n. November, p. 385–394, 2018.

CHENG, W.-L. L.; HUANG, W.-X. X.; NIAN, Y.-L. LE. Global parameter optimization and criterion formula of supercritical carbon dioxide Brayton cycle with recompression. **Energy Conversion and Management**, v. 150, n. August, p. 669–677, 2017.

**Clima: Piauí - Climate-Data.org**. Disponível em: <<https://pt.climate-data.org/america-do-sul/brasil/piaui-209/>>. Acesso em: 12 set. 2020.

COLLADO, F. J.; GUALLAR, J. A review of optimized design layouts for solar power tower plants with campo code. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 20, p. 142–154, abr. 2013.

DE ARAUJO PASSOS, L. A.; DE ABREU, S. L.; DA SILVA, A. K. Time-dependent behavior of a recompression cycle with direct CO<sub>2</sub> heating through a parabolic collector array. **Applied Thermal Engineering**, v. 140, n. July 2017, p. 593–603, 2018.

DE ARAUJO PASSOS, L. A.; DE ABREU, S. L.; DA SILVA, A. K. A short- and long-term demand based analysis of a CO<sub>2</sub> concentrated solar power system with backup heating. **Applied Thermal Engineering**, v. 160, n. February, p. 114003, set. 2019.

DE LA CALLE, A.; BAYON, A.; SOO TOO, Y. C. Impact of ambient temperature on supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycle in arid locations: Finding the optimal design conditions. **Energy**, v. 153, p. 1016–1027, 2018.

DENG, Q. H. et al. Study on performances of supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycles with multi-objective optimization. 2016.

DEPARTMENT OF ENERGY. **Supercritical CO<sub>2</sub> Tech Team | Department of Energy**. Disponível em: <<https://www.energy.gov/supercritical-co2-tech-team>>. Acesso em: 30 nov. 2019.

DING, M. et al. An adaptive flow path regenerator used in supercritical carbon dioxide Brayton cycle. 2018.

DÖLL, P. et al. **Risks for the global freshwater system at 1.5 °c and 2 °c global warming** *Environmental Research Letters*, 2018.

DUFFIE, J.; BECKMAN, W. **Solar engineering of thermal processes, 1991**. 4. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2001.

EIA. **U.S. energy facts explained - consumption and production - U.S. Energy Information Administration (EIA)**. Disponível em: <<https://www.eia.gov/energyexplained/us-energy-facts/>>. Acesso em: 29 nov. 2019.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2019**. Rio de Janeiro: [s.n.]. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2019>>. Acesso em: 26 nov. 2019.

ESMAP et al. **Global Solar Atlas**. Disponível em: <<https://globalsolaratlas.info/download/brazil>>. Acesso em: 23 nov. 2019.

FEDERAL MINISTRY FOR ECONOMIC AFFAIRS AND ENERGY. **BMWi - Federal Ministry for Economic Affairs and Energy - Renewable Energy**. Disponível em: <<https://www.bmwi.de/Redaktion/EN/Dossier/renewable-energy.html>>. Acesso em: 29 nov. 2019.

FERNÁNDEZ, A. G. et al. Mainstreaming commercial CSP systems: A technology review. **Renewable Energy**, v. 140, p. 152–176, set. 2019.

FONDRIEST. **FONDRIEST- Environmental Learning Center**.

GARG, P.; KUMAR, P.; SRINIVASAN, K. The Journal of Supercritical Fluids Supercritical carbon dioxide Brayton cycle for concentrated solar power. **J. of Supercritical Fluids**, v. 76, p. 54–60, 2013.

GEN, C.; HO, C. **Technology Pathway-Particle Receivers Gen3 Public Meeting**. [s.l: s.n.].

HO, C. K. et al. Characterization of particle flow in a free-falling solar particle receiver. **Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME**, v. 139, n. 2, p. 1–8, 2015.

HO, C. K. **High Temperature Falling Particle**. [s.l: s.n.].

HO, C. K. et al. On-sun testing of an advanced falling particle receiver system. **AIP Conference Proceedings**, v. 1734, 2016.

HO, C. K. Advances in central receivers for concentrating solar applications. **Solar Energy**, v. 152, p. 38–56, ago. 2017.

HO, C. K. et al. **SANDIA REPORT Particle Mass Flow Control for High-Temperature Concentrating Solar Receivers**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <<http://www.ntis.gov/search>>. Acesso em: 2 abr. 2020.

HO, C. K. et al. **On-sun testing of a 1 MWt particle receiver with automated particle mass-flow and temperature control**. SolarPACES. **Anais...2019** Disponível em: <<https://doi.org/10.1063/1.5117539>>. Acesso em: 10 jun. 2020

HO, C. K.; IVERSON, B. D. Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 29, p. 835–846, jan. 2014.

HULD, T. A et al. Integration of HELIOCLIM-1 Database Into PV-GIS to Estimate Solar Electricity Potential in Africa. **20th European Photovoltaic Solar Energy Conference and Exhibition**, n. June, p. 2989, 2005.

IPCC. **Climate Change 2014 Impacts, Adaptation, and Vulnerability. Part A: Global and Sectoral Aspects. Contribution of Working Group II to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**. Cambridge: Cambridge University Press,

2014.

ISLAM, M. T. et al. A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 91, n. April, p. 987–1018, 2018.

IWA. **Global Trends & Challenges in Water Science, Research and Management**. London: [s.n.].

JEONG, W. S.; LEE, J. I.; JEONG, Y. H. Potential improvements of supercritical recompression CO<sub>2</sub> Brayton cycle by mixing other gases for power conversion system of a SFR. **Nuclear Engineering and Design**, v. 241, p. 2128–2137, 2011.

KALOGIROU, S. **Solar energy engineering: processes and systems**. 1. ed. [s.l.] Elsevier Inc., 2009.

KOUTA, A. et al. Entropy, exergy, and cost analyses of solar driven cogeneration systems using supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles and MEE-TVC desalination system. **Energy Conversion and Management**, v. 115, p. 253–264, 2016.

KOUTA, A.; AL-SULAIMAN, F. A.; ATIF, M. Energy analysis of a solar driven cogeneration system using supercritical CO<sub>2</sub> power cycle and MEE-TVC desalination system. **Energy**, v. 119, p. 996–1009, 2017.

LAMBRUSCHINI, F. et al. **Dynamic Model of a 10 MW Supercritical CO<sub>2</sub> Recompression Brayton Cycle**. Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. **Anais...American Society of Mechanical Engineers**, 13 jun. 2016. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings/GT2016/49873/Seoul, South Korea/236461>

LEE, D. et al. Impacts of half a degree additional warming on the Asian summer monsoon rainfall characteristics. **Environmental Research Letters**, v. 13, n. 4, 2018.

LEE, W. W. et al. Improving power and desalination capabilities of a large nuclear power plant with supercritical CO<sub>2</sub> power technology. **Desalination**, v. 409, p. 136–145, 2017.

LIAO, G. et al. Effects of technical progress on performance and application of supercritical carbon dioxide power cycle: A review. **Energy Conversion and Management**, v. 199, n. June, p. 111986, 2019.

LIESE, E.; ALBRIGHT, J.; ZITNEY, S. A. Startup, shutdown, and load-following simulations of a 10 MWe supercritical CO<sub>2</sub> recompression closed Brayton cycle. **Applied Energy**, v. 277, n. April, p. 115628, nov. 2020.

LUU, M. T. et al. Dynamic modelling and start-up operation of a solar-assisted recompression supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycle. **Applied Energy**, v. 199, p. 247–263, 2017.

LUU, M. T. et al. Advanced control strategies for dynamic operation of a solar-assisted recompression supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 136, n. February, p. 682–700, 2018.

MAHAPATRA, P. et al. Advanced Regulatory Control of a 10 MWe Supercritical CO<sub>2</sub> Recompression Brayton Cycle towards Improving Power Ramp Rates. **The 6th International Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium**, p. 1–17, 2018.

MEHOS, M. et al. Concentrating Solar Power Gen3 Demonstration Roadmap. **Nrel/Tp-5500-67464**, n. January, p. 1–140, 2017.

MENDEZ, C. M.; ROCHAU, G. sCO<sub>2</sub> Brayton Cycle: Roadmap to sCO<sub>2</sub> Commercial Power Cycles. n. June, 2018.

MILANI, D. et al. Optimizing an advanced hybrid of solar-assisted supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle: A vital transition for low-carbon power generation industry. **Energy Conversion and Management**, v. 148, p. 1317–1331, 2017a.

MILANI, D. et al. A comparative study of solar heliostat assisted supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycles: Dynamic modelling and control strategies. **Journal of Supercritical Fluids**, v. 120, p. 113–124, 2017b.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. Resumo Executivo Planos Estaduais do Programa Água Doce 2010-2019. In: **Relatórios Econômicos OCDE: Brasil 2018**. [s.l.] OECD, 2018. p. 11–13.

MONTES, M. J. et al. Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors. 2009.

NEISES, T.; TURCHI, C. A comparison of supercritical carbon dioxide power cycle configurations with an emphasis on CSP applications. **Energy Procedia**, v. 49, p. 1187–1196, 2014.

NIU, X. D. et al. Optimal arrangement of the solar collectors of a supercritical CO<sub>2</sub>-based solar Rankine cycle system. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 1, p. 505–510, 2013.

NREL. **National Renewable Energy Laboratory**. Disponível em: <<https://nsrdb.nrel.gov/nsrdb-viewer>>. Acesso em: 6 jun. 2018.

ORDOÑEZ, R. **País terá de investir R\$ 450 bi em dez anos para ampliar transmissão e geração de energia, diz ministro** -. Disponível em: <<https://oglobo.globo.com/economia/pais-tera-de-investir-450-bi-em-dez-anos-para-ampliar-transmissao-geracao-de-energia-diz-ministro-1-24099313>>. Acesso em: 25 nov. 2019.

PALENZUELA, P.; ZARAGOZA, G.; ALARCÓN-PADILLA, D. C. Characterisation of the coupling of multi-effect distillation plants to concentrating solar power plants. **Energy**, v. 82, p. 986–995, 2015.

PASCH, J. et al. **Supercritical CO<sub>2</sub> Recompression Brayton Cycle: Completed Assembly Description** Sandia National Laboratories. New Mexico: [s.n.].

RABIEE, H. et al. Energy-Water Nexus: Renewable-Integrated Hybridized Desalination Systems. In: **Polygeneration with Polystorage for Chemical and Energy Hubs**. [s.l.] Elsevier, 2019. p. 409–458.

RAMÍREZ, C. C.; RECALDE, C. Small-Scale of Water Production Using Renewable Energy: Economic Evaluation. **Energy Procedia**, v. 75, p. 956–962, 2015.

REYES-BELMONTE, M. A. et al. Optimization of a recompression supercritical carbon dioxide cycle for an innovative central receiver solar power plant. **Energy**, v. 112, p. 17–27, 2016.

ROSA, L. P.; RIBEIRO, S. K. The present, past, and future contributions to global warming of CO<sub>2</sub> emissions from fuels. **Climatic Change**, v. 48, p. 289–308, 2001.

ROSE, J. Quaternary climates: A perspective for global warming. **Proceedings of the Geologists' Association**, v. 121, n. 3, p. 334–341, 2010.

SAEED, F. et al. **Robust changes in tropical rainy season length at 1.5 °c and 2 °c***Environmental Research Letters*, 2018.

SARKAR, J. Second law analysis of supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycle. **Energy**, v. 34, p. 1172–1178, 2009.

SARKAR, J. Review and future trends of supercritical CO<sub>2</sub> Rankine cycle for low-grade heat conversion. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 48, p. 434–451, ago. 2015.

SCHEWE, J. et al. Multimodel assessment of water scarcity under climate change. **Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America**, v. 111, n. 9, p. 3245–3250, 2014.

SEGAL, A.; EPSTEIN, M. Comparative performances of “tower-top” and “tower-reflector” central solar receivers. **Solar Energy**, v. 65, n. 4, p. 207–226, 1 mar. 1999.

SHARAN, P.; NEISES, T.; TURCHI, C. Thermal desalination via supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle: Optimal system design and techno-economic analysis without reduction in cycle efficiency. **Applied Thermal Engineering**, v. 152, n. February, p. 499–514, 2019.

SHEU, E. J.; MITSOS, A. Optimization of a hybrid solar-fossil fuel plant: Solar steam reforming of methane in a combined cycle. **Energy**, v. 51, p. 193–202, mar. 2013.

SIEGEL, N. P. et al. Development and Evaluation of a Prototype Solid Particle Receiver: On-Sun Testing and Model Validation. **Journal of Solar Energy Engineering**, v. 132, n. 2, p. 0210081–0210088, 1 maio 2010.

SINGH, R. et al. Dynamic characteristics of a direct-heated supercritical carbon-dioxide Brayton cycle in a solar thermal power plant. **Energy**, v. 50, n. 1, p. 194–204, 2013.

SPORN, P. **Fresh Water from Saline Waters**. Oxford: Pergamon, 1966.

TAYLER, R. J. **The Sun as a star**. New York: Cambridge University Press, 1997.

TURCHI, C. S. et al. Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for high performance concentrating solar power systems. **ASME 2012 6th**

**International Conference on Energy Sustainability, ES 2012, Collocated with the ASME 2012 10th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology**, v. 135, n. PARTS A AND B, p. 375–383, 2012.

ULLAH, I.; RASUL, M. G. Recent developments in solar thermal desalination technologies: A review. **Energies**, v. 12, n. 1, 2019.

UNITED NATIONS, DEPARTMENT OF ECONOMIC AND SOCIAL AFFAIRS, P. D. **World Population Prospects 2019: Highlights**. New York: [s.n.]. Disponível em: <[https://population.un.org/wpp2019/Publications/Files/WPP2019\\_Highlights.pdf](https://population.un.org/wpp2019/Publications/Files/WPP2019_Highlights.pdf)>.

UNITED NATIONS. Transforming our world: the 2030 Agenda for Sustainable Development. United Nations Sustainable knowledge platform. **Sustainable Development Goals**, p. 1- 40a, 2015.

VOIVONTAS, D. et al. Market potential of renewable energy powered desalination systems in Greece. **Desalination**, v. 121, n. 2, p. 159–172, 1999.

WANG, J. et al. Rapid design of a heliostat field by analytic geometry methods and evaluation of maximum optical efficiency map. **Solar Energy**, v. 180, p. 456–467, mar. 2019.

WANG, K.; HE, Y. L.; ZHU, H. H. Integration between supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles and molten salt solar power towers: A review and a comprehensive comparison of different cycle layouts. **Applied Energy**, v. 195, p. 819–836, 2017.

WANG, X. et al. **Thermodynamic Analysis of the Cascaded Supercritical CO<sub>2</sub> Cycle Integrated with Solar and Biomass Energy**. Energy Procedia. Anais...Elsevier Ltd, 2017

WANG, X.; DAI, Y. Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO<sub>2</sub> cycle and the ORC for a recompression supercritical CO<sub>2</sub> cycle waste heat recovery: A comparative study. **Applied Energy**, v. 170, p. 193–207, 2016.

WOODCOCK, C. R.; MASON, J. S. **Bulk Solids Handling**. Dordrecht: Springer Netherlands, 1988.

WORLD ECONOMIC FORUM. **The Global Risks Report**. [s.l: s.n.].

WORLD WATER ASSESSMENT PROGRAMME (UNITED NATIONS). **The United Nations World Water Development Report 2018: Nature-based Solutions for Water**. Paris: UNESCO, 2018.

WRMC -BSRN. **World Radiation Monitoring Center - Baseline Surface Radiation Network**. Disponível em: <<https://bsrn.awi.de/>>.

ZITNEY, S. E.; LIESE, E. A. **Dynamic Modeling and Simulation of a 10MWe Supercritical CO<sub>2</sub> Recompression Closed Brayton Power Cycle for Off-Design, Part-Load, and Control Analysis**. 6th International Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium Pittsburgh. Anais...2018Disponível em: <[http://sco2symposium.com/papers2018/modeling-control/016\\_Pres.pdf](http://sco2symposium.com/papers2018/modeling-control/016_Pres.pdf)>