

CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI
ALEXANDRE DE ASSIS BONI
GUILHERME BARO CARDOSO
GUILHERME MÓDOLO BARALDI
KEVIN SU LIU
LEONARDO EIJI KONISHI
MATHEUS HENRIQUE SCABIN MEDEIROS
RAFAEL DE PAULA ALBA
VICTOR CAMPANA

APOLLO CHILL: sistema de refrigeração de painéis solares

São Bernardo do Campo

2021

ALEXANDRE DE ASSIS BONI
GUILHERME BARO CARDOSO
GUILHERME MÓDOLO BARALDI

KEVIN SU LIU

LEONARDO EIJI KONISHI

MATHEUS HENRIQUE SCABIN MEDEIROS

RAFAEL DE PAULA ALBA

VICTOR CAMPANA

APOLLO CHILL: sistema de refrigeração de painéis solares

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado ao Centro Universitário FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. Orientado pelo Prof. Francisco Lameiras Junior.

São Bernardo do Campo

2021

Apollo chill : sistema de refrigeração de painéis solares / Alexandre de Assis Boni...[et al.]. São Bernardo do Campo, 2021.
165 p. : il.

Trabalho de Conclusão de Curso - Centro Universitário FEI.
Orientador: Prof. Me. Francisco Lameiras Junior.

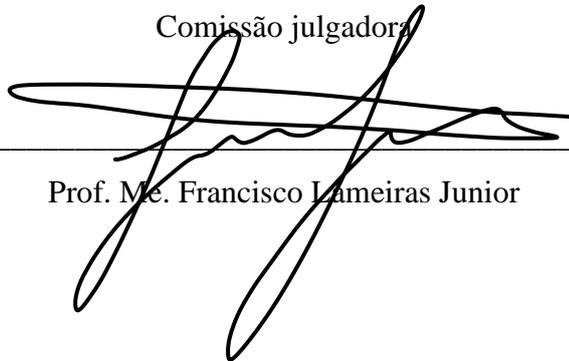
1. Energia solar. 2. Sistema de refrigeração. 3. Painel Solar. I. Boni, Alexandre de Assis . II. Cardoso, Guilherme Baro . III. Baraldi, Guilherme Módolo. IV. Liu, Kevin Su . V. Konishi, Leonardo Eiji. VI. Medeiros, Matheus Henrique Scabin . VII. Alba, Rafael de Paula . VIII. Campana, Victor. IX. Lameiras Junior, Francisco, orient. X. Título.

ALEXANDRE DE ASSIS BONI
GUILHERME BARO CARDOSO
GUILHERME MÓDOLO BARALDI
KEVIN SU LIU
LEONARDO EIJI KONISHI
MATHEUS HENRIQUE SCABIN MEDEIROS
RAFAEL DE PAULA ALBA
VICTOR CAMPANA

APOLLO CHILL: sistema de refrigeração de painéis solares

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado ao Centro Universitário FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Comissão julgadora



Prof. Me. Francisco Lameiras Junior

Prof. Dr. Arnaldo Forgas Junior

Prof. Dr. Marko Ackermann

São Bernardo do Campo

2021

Dedicamos este trabalho às gerações futuras de engenheiros que prosseguirão o caminho do desenvolvimento da civilização.

AGRADECIMENTOS

A todos os familiares que nos apoiaram e nos motivaram durante essa longa jornada acadêmica.

Ao nosso orientador, Prof. Me. Francisco Lameiras Júnior, por nos orientar e incentivar no desenvolvimento e conclusão deste trabalho.

Ao corpo docente do Centro Universitário FEI, por toda a capacitação técnica e moral compartilhada ao longo da graduação.

Ao Centro Universitário FEI, pelos recursos disponibilizados, pelos colaboradores que convivemos, pelas experiências presenciadas e pelas pessoas que possibilitou que conhecêssemos.

“Dê-me uma alavanca e um ponto de apoio e
levantarei o mundo”

Arquimedes

RESUMO

Analisando-se os dados da Agência Nacional de Energia Elétrica e da Associação Brasileira de Energia Solar Fotovoltaica, houve um salto na potência instalada de energia solar fotovoltaica brasileira. Em 2012 o total disponível era perto de 7 megawatts, já em maio de 2020 alcançou aproximadamente 5,8 gigawatts. O Ministério de Minas e Energia do Brasil incluiu em seu Plano Decenal de Energia 2029, lançado em 2019 e vigente até 2029, o aumento da capacidade máxima deste tipo de energia. No final do período a participação no cenário energético nacional deverá ter crescido quatro vezes, subindo de 2% para 8% do total.

Os fabricantes de painéis fotovoltaicos projetam e testam seus produtos para terem sua produtividade e eficiência máximas a uma certa temperatura determinada, sendo que a variação desta, prejudica a capacidade da placa. Cada painel possui um coeficiente de temperatura, que indica o decréscimo percentual na eficiência produtiva a cada grau Celsius variado, por exemplo o sobreaquecimento da placa solar reduz drasticamente o rendimento energético.

O projeto APOLLO CHILL tem como mote a criação de uma solução para refrigeração de painéis solares, ou seja, um sistema integrado às placas, possibilitando que estes trabalhem nas temperaturas adequadas, aumentando a eficiência das instalações em detrimento das atuais. O recurso propiciará uma quantidade maior de energia elétrica produzida e uma condição de operação mais amena para os painéis, tornando este meio de obtenção de energia mais competitivo e mantendo a integridade das placas.

Palavras-chave: Energia solar. Sistema de Refrigeração. Pannel Solar

ABSTRACT

Analyzing the data from the National Electrical Energy Agency and the Brazilian Photovoltaic Solar Energy Association, there was a significant increase in the amount of solar energy available in Brazil. In 2012 there were available 7 megawatts. In May 2020, Brazil reached approximately 5.8 gigawatts. The Ministry of Mines and Energy included in their Ten-Year Energy Plan 2029, released in 2019 and effective until 2029, the rise of the maximum capacity of this type of energy. At the end of this period, the participation in the national energetic scenario will have increased four times, rising from 2% to 8% in total. panel

Producers of the photovoltaic panels project and test their products focusing on maximum efficiency and productivity. However, solar panels need to maintain a specific temperature to reach the highest level, and if the temperature changes, the PV module will not work properly. Each module has a temperature coefficient that indicates a percentage decrease in its efficiency for each Celsius degree variation. For example, the overheating of the solar panel reduces its yield dramatically.

APOLLO CHILL project has a motto, create a solution to refrigerate solar panels. In other words, create an integrated system, which will enable the panels to work at the right temperature, improving installations efficiency when comparing with the current ones. APOLLO CHILL will provide a higher amount of produced energy and a better operating condition for the panels. This will result in a more competitive energy source and a longer life for the photo-voltaic modules.

Keywords: Solar Energy. Cooling System. Solar Panel.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Experimento de Edmond Becquerel	21
Figura 2 - Experimento de Edmond Becquerel	22
Figura 3 - Células solares de Charles Fritts instaladas em Nova Iorque em 1884	22
Figura 4 - Teste de bateria solar em 1954	23
Figura 5 - Primeiro módulo solar fabricado industrialmente no Brasil.....	25
Figura 6 - Exemplo de instalação do tipo on-grid	26
Figura 7 - Estrutura de uma célula fotovoltaica	30
Figura 8 - Representação de placas de silício monocristalina (esquerda) e policristalina (direita)	31
Figura 9 - Representação de placas de filme fino.....	31
Figura 10 - Visão explodida de uma placa solar e seus componentes.....	32
Figura 11 - Representação de uma máquina térmica.....	38
Figura 12 - Processo irreversível	39
Figura 13 - Processo reversível	40
Figura 14 - Condução de calor em sólido.....	41
Figura 15 - Transferência de calor de uma superfície com o ar por convecção	42
Figura 16 - Transferência de calor por radiação entre um corpo e vizinhanças	44
Figura 17 - 3 modos de transferência de calor	44
Figura 18 - Diferentes regimes de escoamento e perfis de temperatura em trocador de calor duplo	45
Figura 19 - Esquema de trocador de calor casco e tubo	46
Figura 20 - Rede de resistência térmica associada em um trocador de tubo duplo.....	47
Figura 21 - Perfil de velocidade de escoamento de um fluido sobre uma superfície plana	48
Figura 22 - Comprimento crítico para transição de escoamento laminar-turbulento	49
Figura 23 - Desenvolvimento da camada hidrodinâmica no tubo	51
Figura 24 - Variação do número de Nusselt para diferentes escoamentos.....	52
Figura 25 - Comportamento da temperatura ao longo do escoamento para o caso de fluxo de calor constante na superfície.....	53
Figura 26 - Comportamento da temperatura ao longo do escoamento para o caso de temperatura de superfície constante.....	54
Figura 27 - Bomba centrífuga radial.....	60
Figura 28 - Bomba centrífuga helicoidal	61

Figura 29 - Bomba centrífuga diagonal	61
Figura 30 - Bomba axial	62
Figura 31 - Tipos de rotores	63
Figura 32 - Resfriamento evaporativo	65
Figura 33 - Diagrama psicrométrico do resfriamento evaporativo.....	66
Figura 34 - Torre de resfriamento de tiragem mecânica induzida.....	67
Figura 35 - Torre de refrigeração de tiragem mecânica forçada	68
Figura 36 - Torre em corrente cruzada	69
Figura 37 - Enchimento de respingo	70
Figura 38 - Enchimento laminar.....	70
Figura 39 - Modelos de eliminadores de gotas.....	71
Figura 40 - Modelos de ventiladores	72
Figura 41 - Fonte termal Bagno Vignoni na Itália	75
Figura 42 - Esquemática de funcionamento de uma bomba de calor geotérmico.....	75
Figura 43 - Sistema de usina geotérmica de vapor seco.....	77
Figura 44 - Sistema de usina geotérmica de tanque de flash.....	78
Figura 45 - Sistema de refrigeração de placas solares através de mangueira de água	80
Figura 46 - Detalhe do filme de água escorrendo sobre o vidro do painel solar.....	80
Figura 47 - Solução de refrigeração de painéis solares com serpentina acoplada à parte posterior	82
Figura 48 - Solução de refrigeração de painéis solares com serpentina integrada.....	84
Figura 49 - Solução de refrigeração de painéis solares através de PCM.....	86
Figura 50 - Possíveis montagens da caixa que acomodará o PCM	86
Figura 51 - Perfis de serpentinas	95
Figura 52 - Layout de concepção	96
Figura 53 - Modelo 3D layout de concepção	96
Figura 54 - Modelo 3D da aplicação da solução proposta	97
Figura 55 - Arranjo final da solução.....	103
Figura 56 - Modelo em 3D da solução desenvolvida	103
Figura 57 - Caixa de junção instaladas em painéis solares reais	104
Figura 58 - Vista traseira da solução desenvolvida com o recorte para a placa de junção.....	104
Figura 59 - Sistema com tubulações de transporte de fluido integradas	106
Figura 60 - Solução a ser acoplada na parte traseira do painel solar.....	107
Figura 61 - Solução acoplada à parte traseira do painel solar	107

Figura 62 - Dispositivo de vedação do sistema	108
Figura 63 - Dispositivo de fixação do sistema à estrutura metálica	109
Figura 64 - DFMEA criado pelo grupo	110
Figura 65 - Vista superior da usina de Tauá.....	112
Figura 66 - Esquema de circuito térmico.....	113
Figura 67 - Layout genérico de trocador geotérmico	115
Figura 68 - Modelo de instalação hidráulica para a usina de Tauá	119
Figura 69 - Instalação da Usina de Tauá	119
Figura 70 - Trocador de calor geotérmico	124
Figura 71 - escoamento interno no trocador de calor	127
Figura 72 - Temperatura na placa solar sem refrigeração	129
Figura 73 - Distribuição de temperatura no trocador de calor.....	130
Figura 74 - Distribuição de temperatura na placa solar.....	131
Figura 75 - Trocador geotérmico com 1 entrada	132
Figura 76 - Trocador geotérmico com 2 entradas.....	132
Figura 77 - Entrada da tubulação do trocador geotérmico	134
Figura 78 - Saída da tubulação do trocador geotérmico.....	134
Figura 79 - Vista superior do trocador geotérmico.....	135
Figura 80 - Formação em paralelo das bombas	141
Figura 81 - Curvas características da bomba KSB.....	142

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Curvas de eficiência em função da temperatura para diferentes tecnologias	19
Gráfico 2 - Variação da capacidade instalada inicial e com a expansão do PDE 2029 por tecnologia	27
Gráfico 3 - Comparação da utilização de fontes renováveis e não renováveis para geração de energia elétrica no Brasil e no mundo	28
Gráfico 4 - Curva I-V para diferentes temperaturas	33
Gráfico 5 - Comparação da radiação solar incidente entre real e previsão para dia 30/10/2004	136
Gráfico 6 - Temperatura final média da placa refrigerada em diferentes vazões e radiações incidentes	137
Gráfico 7 - Temperatura média da placa solar com e sem refrigeração	138
Gráfico 8 - Eficiência ganha por radiação incidente em cada vazão	139
Gráfico 9 - Temperatura e eficiência da placa a 0,042 kg/s	140

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características térmicas modelo YLM 72 Cell	34
Tabela 2 - Temperaturas de bulbo úmido de regiões geográficas	72
Tabela 3 - Áreas de torres de resfriamento Caravela Thermotank	73
Tabela 4 - Descrição das notas	90
Tabela 5 - Pesos de cada critério de avaliação	90
Tabela 6 - Média de custo para cada solução	91
Tabela 7 - Média de confiabilidade para cada solução.....	91
Tabela 8 - Média de manutenção para cada solução	92
Tabela 9 - Média de capacidade de refrigeração para cada solução.....	93
Tabela 10 - Média de segurança para cada solução.....	94
Tabela 11 - Matriz decisão das soluções avaliadas	94
Tabela 12 - Condições de trabalho do sistema	98
Tabela 13 - Propriedades da água entre 15°C e 30°C	98
Tabela 14 - Número de Nusselt para escoamento laminar com temperatura de superfície constante	99
Tabela 15 - Dimensões do sistema e dados de escoamento	100
Tabela 16 - Propriedades do ar a 30°C	101
Tabela 17 - Propriedades do escoamento	101
Tabela 18 - Resumo da solução otimizada	102
Tabela 19 - Informações para dimensionamento do sistema.....	113
Tabela 20 - Dados para 1 trocador geotérmico.....	115
Tabela 21 - Propriedades da camada de células da placa solar	128
Tabela 22 - Tipos de solos e parâmetros	133
Tabela 23 - Tabela de custos	143
Tabela 24 - Mecanismos de degradação e fatores de estresse correspondentes.....	144

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	18
1.1 OBJETIVO	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1 HISTÓRIA DA ENERGIA SOLAR	20
2.1.1 Contexto prévio à invenção das placas solares	20
2.1.2 Origem das placas solares atuais.....	23
2.1.3 História das placas solares no brasil.....	24
2.2 CONTEXTUALIZAÇÃO DO CENÁRIO ELÉTRICO BRASILEIRO.....	26
2.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DA ENERGIA SOLAR	28
2.3.1 Efeito fotovoltaico e fotoelétrico	29
2.3.2 Fenômeno fotoelétrico aplicado a módulos solares	29
2.3.3 Tipos de placas solares	30
2.3.4 Componentes de um módulo fotovoltaico	32
2.4 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA NA EFICIÊNCIA DE MÓDULOS FOTOVOLTAICOS	32
2.4.1 Condições-padrão de ensaio	33
2.4.2 Coeficiente de temperatura de potência máxima	34
2.5 TERMODINÂMICA E TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	34
2.5.1 Primeira lei da termodinâmica.....	35
2.5.2 Segunda lei da termodinâmica	37
2.5.3 Transmissão de calor.....	40
2.5.3.1 Convecção forçada externa	47
2.5.3.2 Convecção forçada interna	49
2.6 DIMENSIONAMENTO DE TUBOS	55
2.6.1 Considerações iniciais do sistema.....	55
2.6.2 Características da tubulação	56
2.6.3 Dimensionamento de tubos	57
2.7 BOMBAS HIDRÁULICAS	59

2.7.1 Bombas de deslocamento positivo	59
2.7.2 Bombas de deslocamento não-positivos	59
2.7.3 Tipos de rotores	62
2.7.4 Curvas características das instalações (CCI)	63
2.8 TORRE DE RESFRIAMENTO	64
2.8.1 Resfriamento evaporativo	65
2.8.2 Princípio de funcionamento de uma torre de resfriamento	66
2.8.3 Posição do ventilador	67
2.8.4 Direção do fluxo dos fluidos	68
2.8.5 Enchimento	69
2.8.6 Eliminadores de gotas	71
2.8.7 Ventiladores	71
2.8.8 Seleção torre de resfriamento	72
2.9 ENERGIA GEOTÉRMICA	74
2.9.1 Tipos de utilização da energia geotérmica	74
<i>2.9.1.1 Uso direto</i>	<i>74</i>
<i>2.9.1.2 Bomba de calor geotérmico</i>	<i>75</i>
<i>2.9.1.3 Geração de energia elétrica</i>	<i>76</i>
3 DESENVOLVIMENTO	79
3.1 SOLUÇÕES ESTUDADAS	79
3.1.1 Refrigeração de painéis solares através de mangueira de água	79
<i>3.1.1.1 Vantagens</i>	<i>80</i>
<i>3.1.1.2 Desvantagens</i>	<i>81</i>
3.1.2 Refrigeração de painéis solares através de serpentina	81
<i>3.1.2.1 Serpentina acoplada à parte posterior do painel solar</i>	<i>82</i>
<i>3.1.2.1.1 Vantagens</i>	<i>82</i>
<i>3.1.2.1.2 Desvantagens</i>	<i>83</i>
<i>3.1.2.2 Serpentina integrada ao painel solar</i>	<i>83</i>

3.1.2.2.1 <i>Vantagens</i>	84
3.1.2.2.2 <i>Desvantagens</i>	84
3.1.3 Refrigeração de painéis solares através de partículas de PCM	85
3.1.3.1 <i>Vantagens</i>	86
3.1.3.2 <i>Desvantagens</i>	87
3.2 CRITÉRIOS E MATRIZ DE DECISÃO	87
3.2.1 Critérios	87
3.2.1.1 <i>Capacidade de refrigeração</i>	88
3.2.1.2 <i>Confiabilidade / Vida útil</i>	88
3.2.1.3 <i>Manutenção</i>	88
3.2.1.4 <i>Segurança</i>	88
3.2.1.5 <i>Custos</i>	89
3.2.2 Matriz de decisão	89
3.3 LAYOUT DE CONCEPÇÃO E APLICAÇÃO PRELIMINARES	95
3.3.1 Layout de concepção preliminar	95
3.3.2 Aplicação da solução preliminar proposta	96
3.4 SOLUÇÃO OTIMIZADA.....	97
3.4.1 Cálculos de pré-projeto do sistema de refrigeração	98
3.4.1.1 <i>Troca de calor entre placa fotovoltaica e a solução proposta</i>	98
3.4.1.2 <i>Troca de calor entre placa fotovoltaica e ambiente</i>	100
3.4.2 Design final da solução	102
3.4.2.1 <i>Alimentação do sistema com fluido refrigerante</i>	105
3.4.2.2 <i>Montagem do sistema</i>	106
3.4.2.3 <i>Acessórios e dispositivos de fixação</i>	108
3.5 METODOLOGIA FMEA.....	109
3.5.1 DFMEA	109
3.6 ESTUDO DE CASO	111
3.6.1 Usina de Tauá	111

3.6.2 Cálculo da solução de geotermia para a aplicação do estudo de caso	112
3.6.3 Desenvolvimento da instalação hidráulica do estudo de caso	118
3.6.3.1 Dimensionamento da tubulação da instalação.....	119
3.6.3.2 Perdas de carga nas tubulações da instalação	121
3.7 SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS	127
3.7.1 Trocador de calor na placa fotovoltaica	127
3.7.1.1 Placa solar sem refrigeração.....	128
3.7.1.2 Placa solar com refrigeração	129
3.7.2 Trocador de calor geotérmico	131
4 RESULTADOS OBTIDOS	136
4.1 BALANÇO ENERGÉTICO.....	141
4.2 ESTUDO DA VIABILIDADE ECONÔMICA	143
4.3 INFLUÊNCIA DA SOLUÇÃO NA VIDA ÚTIL DE PLACAS FOTOVOLTAICAS ...	144
5 CONCLUSÃO.....	146
REFERÊNCIAS	148
APÊNDICE A - VISTAS DA SERPENTINA DA SOLUÇÃO PROPOSTA.....	156
APÊNDICE B - VISTAS DA SERPENTINA COM A VEDAÇÃO DE PU	158
APÊNDICE C - CONJUNTO PAINEL SOLAR-SERPENTINA.....	160
ANEXO A – DIAGRAMA DE MOODY ROUSE.....	162
ANEXO B – DIAGRAMA DE SELEÇÃO DE TORRE DE RESFRIAMENTO	164

1 INTRODUÇÃO

A busca por novas fontes de energia elétrica vem tendo cada vez mais relevância no cenário internacional, investimentos em pesquisa e desenvolvimento de novos sistemas que sejam cada vez menos nocivos ao meio ambiente e grandes incentivos ao consumo de energia elétrica limpa são as principais causas deste fenômeno.

Dentre as principais tecnologias deste cenário de geração de energia elétrica podemos citar turbinas eólicas, painéis fotovoltaicos, turbinas hídricas, células de combustível e diversas outras aplicações que giram em torno de fontes renováveis.

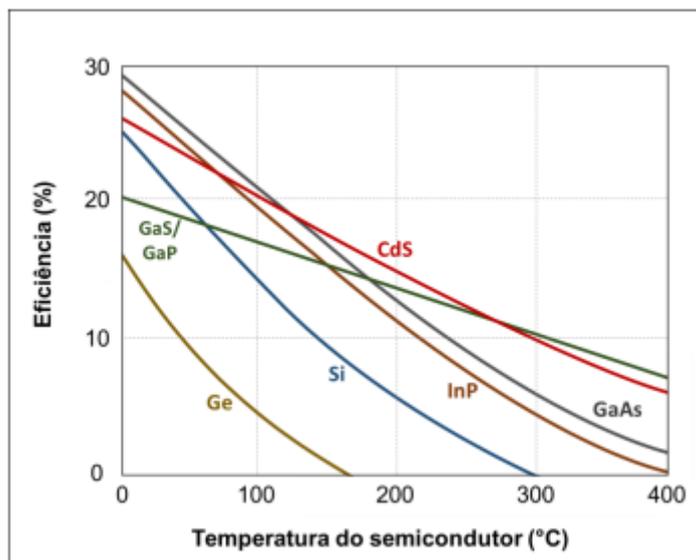
Dentre todas elas, uma que ganha grande destaque é a tecnologia dos painéis fotovoltaicos. Grandes investimentos são feitos na tentativa de aprimorar cada vez mais esta tecnologia que, mesmo apresentando baixo rendimento atualmente, é uma das mais utilizadas no mundo e que ganha cada vez mais espaço conforme melhorias vão surgindo.

1.1 OBJETIVO

A geração de energia elétrica proveniente de fontes fotovoltaicas ainda possui pouca relevância nas matrizes nacionais e internacionais principalmente por conta do baixo aproveitamento energético que esta tecnologia possui, apresentando rendimentos próximos a 17% nos modelos comercializados em larga escala e próximos a 30% em modelos ainda em baixa escala de produção.

Porém, este rendimento é determinado em condições de laboratório com diversos fatores controlados. Ao considerarmos um ambiente de trabalho em um local de clima como o Brasil, o aproveitamento energético da placa se torna ainda menor, majoritariamente devido à grande elevação de temperatura de sua superfície, como observado na Gráfico 1.

Gráfico 1 - Curvas de eficiência em função da temperatura para diferentes tecnologias



Fonte: Simioni, Tássio, 2017

Com o objetivo de amenizar os prejuízos gerados pelo aumento de temperatura, o projeto Apollo Chill busca a elaboração de um sistema de refrigeração que permita a obtenção de melhores aproveitamentos energéticos em plantas de geração centralizadas, gerando maior eficiência da planta e aumentando a relevância que a geração elétrica fotovoltaica possui na matriz energética atual.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para melhor entender a solução proposta pelo grupo para o problema da queda do rendimento dos painéis solares com o aumento da temperatura de trabalho, é necessário primeiramente entender os principais conceitos em torno do funcionamento de uma placa solar e de um sistema de refrigeração.

2.1 HISTÓRIA DA ENERGIA SOLAR

Desde a origem do planeta Terra, há mais de 4,5 bilhões de anos, o Sol exerce influência sobre este corpo celeste, bem como em todos os demais que compõem o sistema que possui seu nome como inspiração, o Sistema Solar. Antes mesmo do surgimento de qualquer vida, quanto mais alguma espécie inteligente tal como é conhecida hoje, essa estrela já desempenhava domínio gravitacional sobre a Terra, determinando seu movimento orbital, e emanava energia advinda da fusão de hidrogênio em seu núcleo para a superfície deste planeta.

Objeto de admiração e guia para os seres humanos desde os primórdios da civilização, o Sol, determina o que é dia e noite, esta última iluminada pelo satélite natural da Terra, a Lua, que pode ser grosseiramente analisado como um refletor da luminosidade solar. Cultuada por diversas crenças e povos, a estrela central deste sistema planetário, considerada como divindade por inúmeras culturas que já habitaram esse planeta. Até mesmo a proposição de que o Sol era o centro deste sistema (modelo heliocêntrico) e que a Terra o contornava já foi motivo de controvérsia.

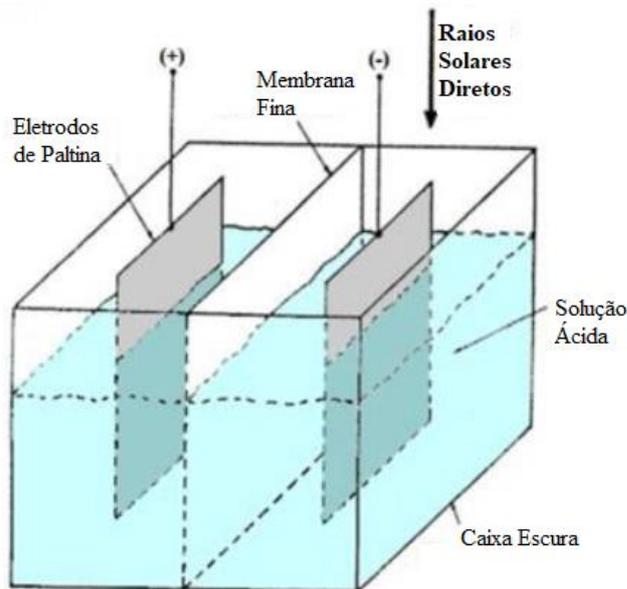
Contudo, embora os homens já houvessem criado mecanismos para aproveitar o Sol como instrumento, a exemplo dos relógios solares ou acendedores de fogo, foram a partir dos tempos modernos que a energia provinda dessa estrela foi capaz de ser convertida em energia elétrica, devido aos avanços das ciências da física e química, juntamente com a evolução da engenharia. Atualmente a energia solar é a fonte primária da agência norte-americana NASA (Administração Nacional da Aeronáutica e Espaço) em suas missões e razão de vasta pesquisa.

2.1.1 Contexto prévio à invenção das placas solares

Das aplicações da antiguidade, como brevemente citado anteriormente, até os painéis fotovoltaicos em sondas espaciais atuais, o primeiro marco efetivo da jornada que culminou na invenção das placas solares foi a descoberta do efeito fotovoltaico. O físico francês Edmond

Becquerel aos seus 19 anos ao imergir placas de ouro ou platina em uma solução condutora e expor essas placas a diferentes quantidades de luz solar conseguiu criar energia elétrica. As Figuras 1 e 2 demonstram o experimento realizado pelo físico, explicado anteriormente. Sumariamente o efeito fotovoltaico é a habilidade de gerar energia elétrica a partir da luz solar.

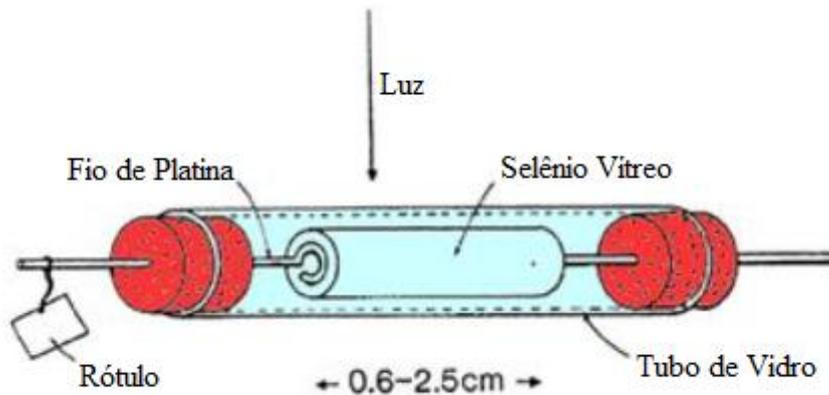
Figura 1 - Experimento de Edmond Becquerel



Fonte: Adaptado de R V College of Engineering, 2017

Posteriormente em 1873, Willoughby Smith descobriu o potencial fotocondutivo do selênio, ou seja, havia sido descoberto o efeito fotovoltaico em sólidos. A partir dessa evidenciação, William Grylls Adams e Richard Evans Day aplicaram em 1876 o princípio de Edmond Becquerel para o selênio, colocando uma barra deste conectada a eletrodos de platina enclausurados em um tubo de vidro, concluindo que este elemento ao ser exposto ao sol gerava eletricidade. Este feito foi publicado pelos dois experimentadores em artigo para a *Royal Society of London* (Sociedade Real de Londres).

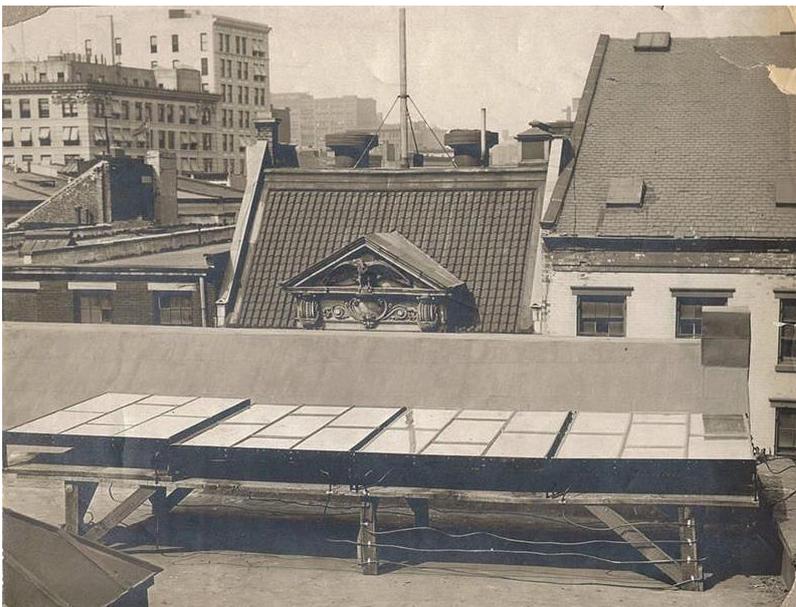
Figura 2 - Experimento de Edmond Becquerel



Fonte: Adaptado de R V College of Engineering, 2017

A primeira célula solar somente foi confeccionada pelo inventor nova iorquino Charles Fritts, em 1883. Era elaborada cobrindo pastilhas de selênio com uma fina camada de ouro. Essas células alcançaram uma taxa de eficiência na conversão de energia entre 1% e 2% (atualmente a eficiência das placas solares varia entre 15% e 20%), lançando sua façanha no American Journal of Science. A Figura 3, apresentada na sequência, retrata uma fotografia das células de Fritts.

Figura 3 - Células solares de Charles Fritts instaladas em Nova Iorque em 1884



Fonte: Smithsonian Magazine, 2019

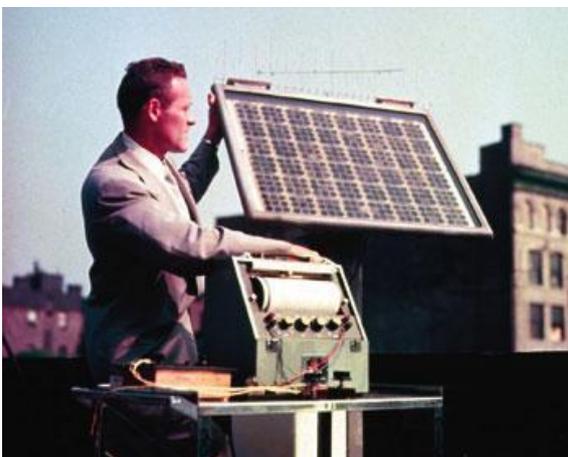
O físico alemão Henrich Hertz foi quem primeiro observou o efeito fotoelétrico dentre os anos de 1886 e 1887, todavia utilizou-se da física clássica para descrever o fenômeno. De forma simplista, o efeito fotoelétrico ocorre quando elétrons são desprendidos da superfície do material devido a ação de uma onda eletromagnética. Esse conteúdo serviu de base para o físico russo Alexander Grigorievich Stoletov desenvolver sua célula solar utilizando o efeito elétrico durante o período de 1888 e 1891, foi debutante nesse tipo de células.

Porém apenas com o advento da física moderna, mais especificamente a teoria quântica descrita por Max Planck em 1900, que o embasamento necessário para a descrição do efeito fotoelétrico foi completo. Em 1905, Albert Einstein propôs o modelo que a luz poderia tanto comportar-se como onda ou como partícula, esta última possui como sua unidade fundamental o quantum de luz denominado fóton. Esta proposição de Albert Einstein lhe rendeu o Prêmio Nobel de Física de 1921, e foi ela que possibilitou o avanço dos estudos acerca do efeito fotoelétrico.

2.1.2 Origem das placas solares atuais

Os painéis como disponíveis hoje, remontam à década de 1950, onde materiais semicondutores apresentaram melhor desempenho que o tradicional selênio. Nos laboratórios da Bell Industries, os inventores Daryl Chapin, Calvin Fuller e Gerald Pearson utilizaram o silício para fabricar as células solares alcançando por volta de 6% de eficiência no ano de 1954. Uma imagem destas placas pode ser observada na Figura 4 a seguir.

Figura 4 - Teste de bateria solar em 1954



Fonte: Bell Labs, 2011

Na época a tecnologia ainda era muito custosa para tornar-se economicamente viável, para ser vendida ao público geral. No entanto, as forças armadas dos Estados Unidos da América viram potencial nas células de silício, sendo que em 1958 a marinha deste país lançou o veículo Vanguard I, primeiro a utilizar painéis solares e em 1964 a NASA (Administração Nacional da Aeronáutica e Espaço) lançou o satélite Nimbus I, que possuía um mecanismo no qual suas placas solares acopladas seguiam a luz solar para manter-se alimentada. A pesquisa militar desse país trouxe avanços a tecnologia solar.

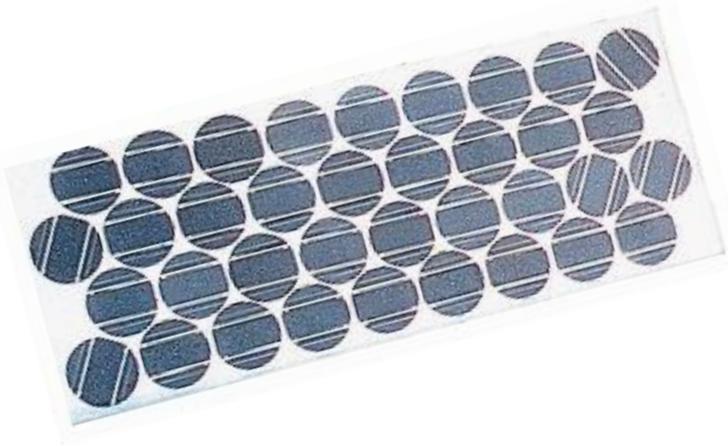
Como foi exposta a jornada até os painéis alcançarem uma formulação similar a dos dias correntes, também se ressaltou o alto valor dessas peças. No início a utilização de sistemas fotovoltaicos ficou concentrada com o setor de telecomunicações e na denominada “corrida espacial”. Devido a “crise do petróleo” na década de 1970, maiores investimentos foram despendidos no setor de geração de energia a partir da luz solar, reduzindo os custos deste modelo energético. Assim, culminou-se na década de 1980 o aparecimento dos parques pioneiros em geração de energia com placas solares.

2.1.3 História das placas solares no Brasil

O território brasileiro é agraciado com alto volume de irradiação solar, o que o torna um excelente local para implementar fazendas solares, em detrimento de locais onde a energia fotovoltaica é mais incentivada, como a Europa. A história do início da interação brasileira com esse tipo de energia data da década de 1950, período em que ocorreu também o “Primeiro Simpósio Brasileiro de Energia Solar” em 1958. Chegada à década de 1970, o Brasil estava nivelado tecnologicamente aos países pioneiros na elaboração das células e painéis solares, chegando a possuir duas fábricas instaladas.

Pode-se mencionar como precursor da indústria de placas solares brasileira Bruno Topel, físico polonês radicado no Brasil que inaugurou sua fábrica Heliodinâmica em 1980, iniciando sua produção por módulos com células de silício. A ideia de seu idealizador era realizar todo ciclo de fabricação nacionalmente, tanto das células solares quanto a montagem dos painéis, sendo inédito até hoje. Sua produção de módulos fotovoltaicos alcançou 5% do total mundial e chegou a ser a única fábrica em todo hemisfério sul. Suas atividades encerraram em 2010 devido a competitividade externa. A Figura 5 mostrada a seguir retrata um exemplo da célula de Bruno Topel.

Figura 5 - Primeiro módulo solar fabricado industrialmente no Brasil



Fonte: Energês, 2020

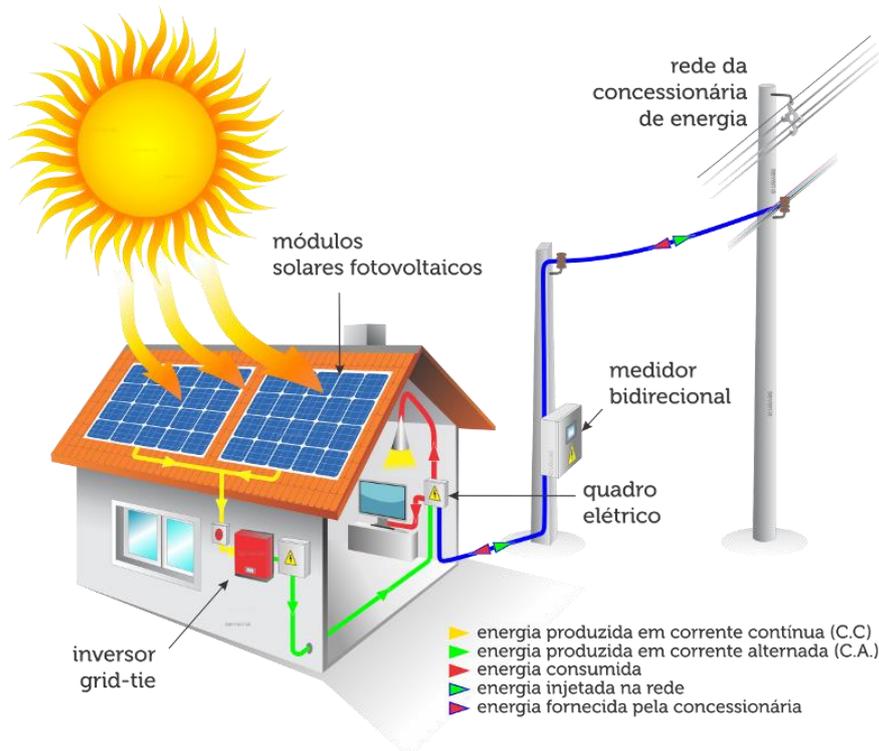
Entretanto, no mesmo decênio da inauguração da fábrica de Topel e início da manufatura nacional dos módulos, os incentivos no setor foram mitigados, ocasionando o abandono de diversos grupos a pesquisa acerca da energia fotovoltaica, o que defasou o Brasil em relação aos países mais avançados no setor desta matriz energética nos anos seguintes.

A década dos anos 1990 foi marcada, principalmente, pelos sistemas instalados em locais remotos do tipo *off-grid*, são modelos autônomos e não possuem conexão com os a rede elétrica, dessa forma a possibilidade de armazenamento da energia gerada limita-se a baterias acopladas ao conjunto. Isso ocorreu devido a retomada de incentivos governamentais a partir da metade do período.

Com o advento de um novo século e um novo milênio, o governo federal ainda mais engajado em apoiar a geração de energia de forma fotovoltaica juntamente com grandes esforços da iniciativa privada, no século XXI o Brasil deu início do seu salto no potencial energético instalado no país. Esse fato deu-se após a instituição da Regulamentação Normativa número 482 (RN nº 482) em 2012.

Tal regulamentação foi estabelecida pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), criando diretrizes para sistemas *on-grid*, aqueles que estão ligados a rede de distribuição elétrica e podem ser simbolizados pela Figura 6 mostrada na sequência. Nela, os sistemas de microgeração, que possuíam potências até 100 kW na época, e minigeração, com valores acima de 100 kW até 1 MW no período, receberiam créditos caso houvesse superávit energético, ou seja, seria feita uma compensação de energia elétrica àqueles que produzem mais do que consome. Assim, o interesse pela geração fotovoltaica ampliou-se radicalmente.

Figura 6 - Exemplo de instalação do tipo on-grid



Fonte: SEBRAE, 2020

Posteriormente em 2015, a ANEEL, para aprimorar a Regulamentação Normativa previamente citada, reformulou as potências de microgeração para até 75 kW e de minigeração superior a 75 kW até 5 MW. Além disso, criou as modalidades de autoconsumo remoto, créditos divididos por dois imóveis, geração compartilhada, compartilhamento entre pessoas na mesma área de concessão ou permissão, e empreendimento com múltiplas unidades consumidoras, isto é, relativo a condomínios. Dessa forma, aumentou ainda mais o potencial energético instalado brasileiro do setor.

2.2 CONTEXTUALIZAÇÃO DO CENÁRIO ELÉTRICO BRASILEIRO

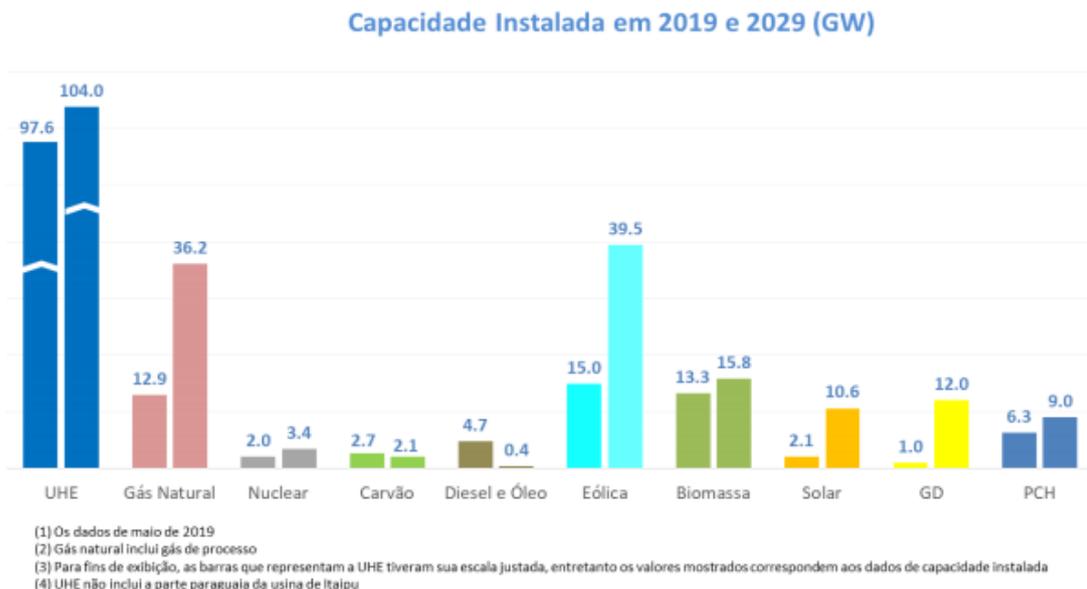
A matriz elétrica brasileira em 2019 apresentou uma oferta interna de energia elétrica (OIEE) de 651,3 TWh, crescimento de 2,3% em relação à 2018 e registrando aumentos significativos na oferta proveniente de fontes renováveis como eólica (15,5%), gás natural (10,7%) e hidráulica (2,3%), segundo o Ministério de Minas e Energia.

O órgão também declara que a geração proveniente de fontes solares registrou um crescimento de 92,2% no mesmo período, porém ainda possui uma representatividade baixa

frente às outras fontes, sendo responsável por apenas 6.655 GWh gerados, frente a 55.986 GWh gerados de energia eólica e 397.877 GWh gerados de energia hidráulica.

De acordo com o Plano Decenal de Expansão de Energia, elaborado pela Secretaria de Planejamento e Desenvolvimento Energético e divulgado pela EPE, o cenário de micro e mini geração no Brasil deve crescer até 480% em 2030, contemplando 3 milhões de consumidores e investimentos de até R\$70 bilhões, enquanto a capacidade instalada de energia fotovoltaica deve acompanhar este crescimento, alcançando uma capacidade de 10.200 GW em 2029. O Gráfico 2, mostrado a seguir, resume a diferença de capacidade instalada em cada matriz energética entre os anos de 2019 e 2029.

Gráfico 2 - Variação da capacidade instalada inicial e com a expansão do PDE 2029 por tecnologia

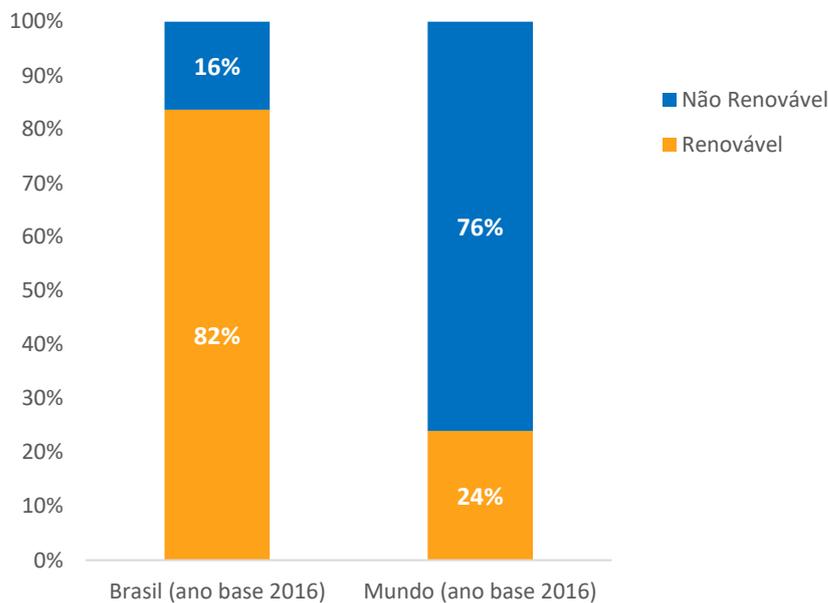


Fonte: Plano Decenal de Expansão de Energia 2029, 2019

Comparando a matriz elétrica mundial à matriz elétrica brasileira observa-se uma predominância do carvão como principal fonte energética mundial, englobando 38,3% da matriz global em 2016, segundo a EPE, enquanto no Brasil representava apenas 4.1% em 2017.

A principal característica brasileira que coloca o país fora da curva do padrão de produção energético é a grande disponibilidade de recursos naturais e uma geografia que permite a vasta dominância de fontes de renováveis em sua matriz. O Gráfico 3 a seguir faz uma comparação entre a utilização de fontes renováveis e não renováveis no Brasil e no mundo.

Gráfico 3 - Comparação da utilização de fontes renováveis e não renováveis para geração de energia elétrica no Brasil e no mundo



Fonte: Autor “adaptado de” Empresa de Pesquisa Energética (epe), 2020

De acordo com o Documento Analítico - SEEG 8 (1990-2019), a emissão de gases de efeito estufa no Brasil pelo setor de geração de eletricidade varia a cada ano devido a dinâmica econômica do país e a composição das fontes energéticas utilizadas na geração de energia. Em 2019, a demanda geral por eletricidade teve um aumento de 4% em relação à 2018, resultando na maior participação de termelétricas fósseis, que utilizam fontes não renováveis de energia, acarretando um aumento de 7% nas emissões de gases de efeito estufa pela atividade de geração de eletricidade brasileira. O documento ainda afirma que essa elevação não foi maior graças ao aumento da participação de usinas eólicas e solares na matriz elétrica brasileira.

Fontes renováveis como solar fotovoltaica e eólica representavam ainda 6,9% da matriz elétrica brasileira em 2017 contra 5,6% da matriz mundial quando somadas às fontes geotérmicas e de maré. Em 2019 o país se descola ainda mais do padrão mundial registrando a 12ª colocação no ranking de capacidade fotovoltaica adicionada e 16ª em capacidade instalada acumulada, despontando a 26ª colocação de 2017, segundo a Associação Brasileira de Energia Solar Fotovoltaica.

2.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DA ENERGIA SOLAR

Do ensaio de Edmond Becquerel que descobriu o efeito fotovoltaico até os painéis solares atuais, um longo caminho foi trilhado. A evolução do conhecimento técnico na área foi

necessária para o pleno entendimento dos módulos solares e como funcionam, principalmente a elaboração de teorias físicas modernas. O funcionamento da placa resume-se em converter luz solar em energia elétrica, e esse é o tema central desta seção.

2.3.1 Efeito fotovoltaico e fotoelétrico

O efeito fotovoltaico foi o fenômeno precursor dos painéis solares, ainda descrito sob a égide da física clássica, corresponde a geração de corrente elétrica após a incidência de luz sobre um material. Posteriormente foi melhor desenvolvido pela física moderna como efeito fotoelétrico, este caracteriza-se pela emissão de elétrons em um material após uma onda eletromagnética atingir sua superfície.

A luz possui como seu quantum, este é a unidade fundamental da física quântica, o fóton. Com isso o comportamento da luz foi bifurcado por Albert Einstein como onda ou partícula dependendo do caso. Assim quando um fóton possui frequência, e conseqüentemente energia, suficiente, ele ejeta o elétron do material, gerando a corrente elétrica mencionada.

A energia do fóton é descrita da seguinte forma:

$$E_f = h \cdot f \quad (1)$$

Onde:

E_f – Energia do fóton [J];

h – Constante de Planck [J.s];

f – Frequência da luz [Hz].

2.3.2 Fenômeno fotoelétrico aplicado a módulos solares

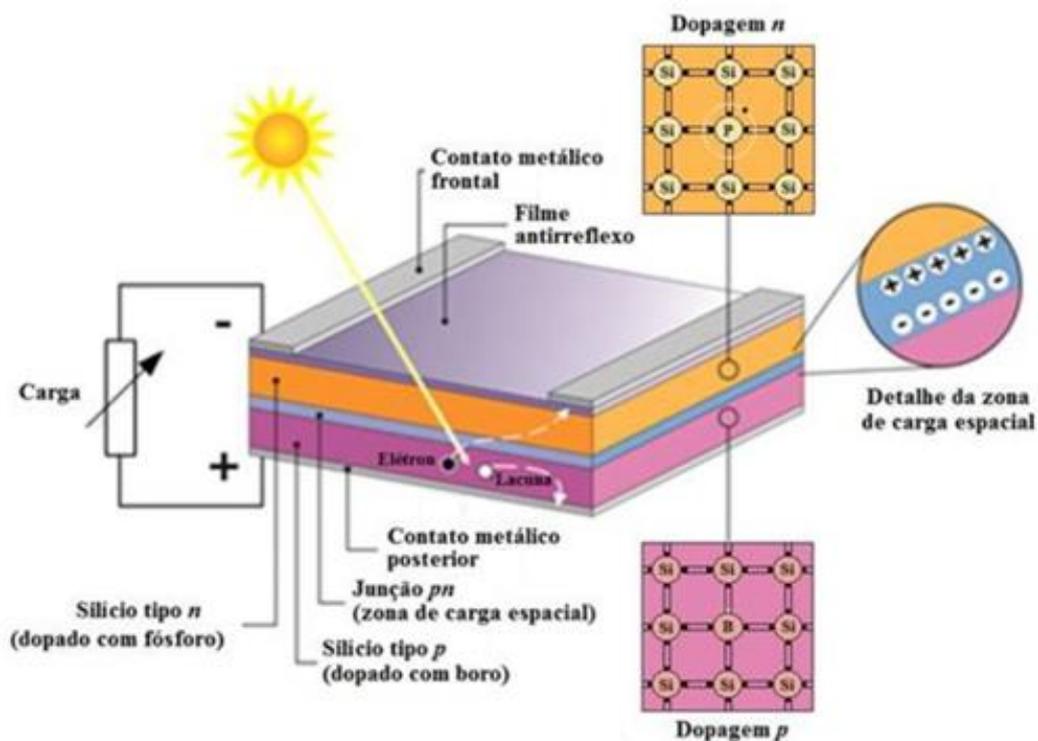
Para aproveitar o efeito fotoelétrico, as células solares modernas, que são as frações do módulo solar, são desenvolvidas com materiais semicondutores, principalmente o silício, que passam por um processo designado de dopagem, ou seja, são incrementados dopantes a sua estrutura, dessa forma é possível alcançar a semicondução desejada.

O tipo de junção devido a dopagem feita na célula solar é do tipo P-N, como em um diodo, dessa forma a placa possuirá duas regiões distintas com comportamentos específicos. De

um lado, este o N, temos a presença maior de elétrons devido a adição de materiais como fósforo, arsênio e antimônio, e por sua vez, este lado será o responsável por emitir elétrons com a incidência de raios solares. No outro flanco, tipo P, há excesso de lacunas ocasionado pelo acréscimo de materiais dopantes como boro, alumínio, gálio e índio.

Entre essas duas regiões, tem-se a zona de depleção ou carga espacial, esta possui um campo elétrico e barreira potencial, é necessário a superação dessa barreira para movimentação das cargas entre as regiões. O par elétron-lacuna constitui-se pela passagem dos elétrons de seu estado para o outro. Como resultado dos íons presentes em cada lado, é gerada uma diferença de potencial, resultando em corrente elétrica. Um desenho esquemático da estrutura da célula fotovoltaica é retratado pela Figura 7 apresentada a seguir.

Figura 7 - Estrutura de uma célula fotovoltaica



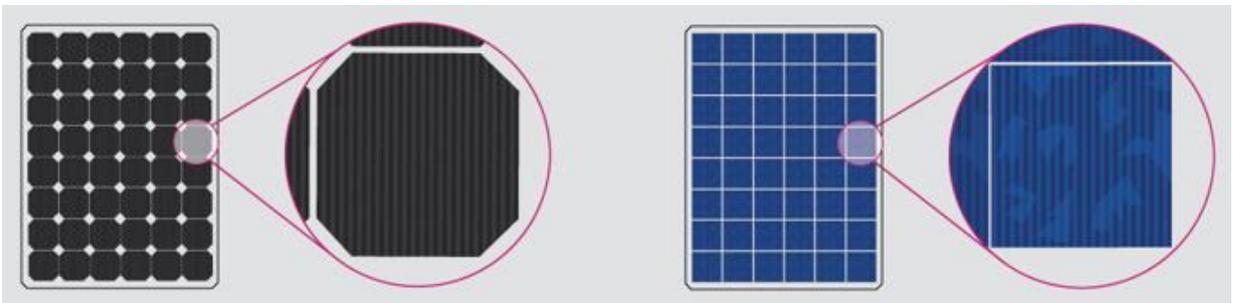
Fonte: Adaptado de MOEHLECKE e ZANESCO, 2005

2.3.3 Tipos de placas solares

Existem três tipos de painel solar que ocupam posição majoritária no mercado de energia fotovoltaica. Esses tipos variam de acordo com o material de suas células solares, estas são a unidade mínima da placa e de todo sistema. Além do aspecto visual e físico, as questões de eficiência e custo também são alteradas dependendo do material que compõe o módulo.

A material mais comum para elaborar as células solares é o silício. Desde 2000 este tipo de material ocupa mais de 80% das placas feitas no mundo. As duas classes que utilizam este elemento são monocristalina e policristalina. As células monocristalinas são feitas por um cristal único de silício, possuem maior eficiência e performance, mas são mais custosas. Já as policristalinas são constituídas de vários cristais menores de silício, são mais baratas, contudo, seu rendimento é inferior ao outro tipo. Os painéis de silício podem alcançar até 20% de rendimento. Exemplos dos dois tipos de células são expostos na Figura 8 apresentada na sequência.

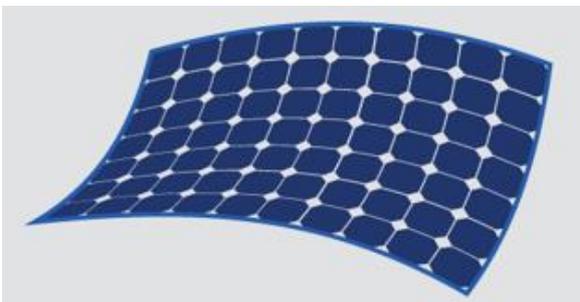
Figura 8 - Representação de placas de silício monocristalina (esquerda) e policristalina (direita)



Fonte: Adaptado de EnergySage, 2020

O terceiro modelo mais comum de placa solar é o de filme fino. Pode ser feito de telureto de cádmio, silício amorfo ou CIGS (cobre, índio, gálio e seleneto). O grande diferencial dessa modalidade é a flexibilidade, portabilidade e leveza do painel, como simbolizado pela Figura 9. Porém apresenta a menor eficiência entre os três tipos citados, alcançando no máximo 11% de rendimento.

Figura 9 - Representação de placas de filme fino

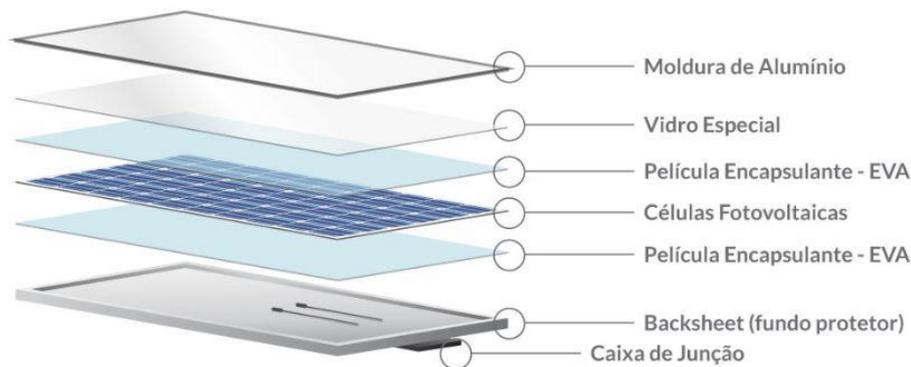


Fonte: Adaptado de EnergySage, 2020

2.3.4 Componentes de um módulo fotovoltaico

Além do mais importante componente já mencionado, a célula solar, o módulo solar é confeccionado por componentes que preservam sua estrutura e protegem-no. O vidro temperado de alta transparência resguarda a placa de intempéries e choques. Além disso a posição das células é mantida pelas películas de EVA, que também afastam a umidade e sujeira. A moldura de alumínio e o fundo protetor, promovem a rigidez do conjunto. Por fim, a caixa de junção garante que as conexões e transmissões de corrente elétrica sejam feitas de forma correta. A Figura 10 representa uma vista explodida da montagem do módulo.

Figura 10 - Visão explodida de uma placa solar e seus componentes

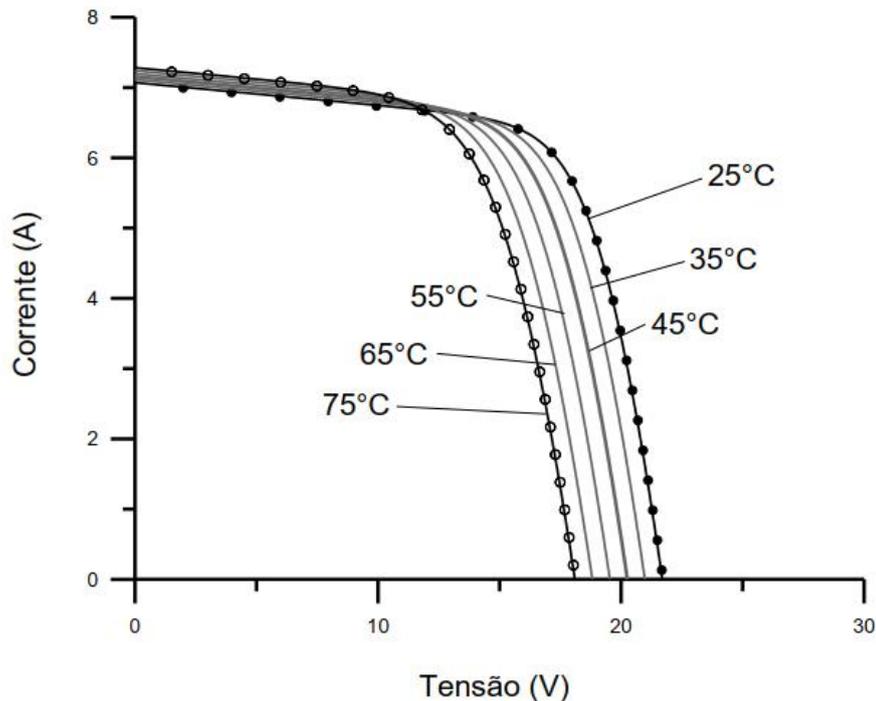


Fonte: Sunset Energia, 2020

2.4 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA NA EFICIÊNCIA DE MÓDULOS FOTOVOLTAICOS

A motivação para desenvolver um sistema de refrigeração de placas solares está diretamente ligada ao efeito negativo que o aumento da temperatura causa na geração de energia elétrica. A temperatura em que o painel solar trabalha é fundamental para determinar a sua eficiência e a potência elétrica que irá produzir. Como pode ser visto no Gráfico 4 o aumento da temperatura da célula fotovoltaica acarreta uma queda de tensão e um aumento muito pequeno na corrente. Portanto, quanto maior a temperatura menor é a eficiência da placa.

Gráfico 4 - Curva I-V para diferentes temperaturas



Fonte: Pinho e Galdino, 2014.

2.4.1 Condições-padrão de ensaio

As condições-padrão de ensaio (STC, do inglês *Standard Test Conditions*) definem as condições que devem ser utilizadas no momento do ensaio, possibilitando a fácil comparação e avaliação de diversos modelos diferentes de painéis solares. A STC define que o ensaio deve ser realizado com a célula solar na temperatura de 25°C, irradiação solar de 1000W/m² e uma distribuição espectral padrão para AM 1,5. O valor da eficiência e da potência máxima gerada pelo painel presente na ficha técnica de cada fabricante é obtida nas condições do STC, que na maioria das vezes não representa as condições reais encontradas no Brasil. Assim, para a placa produzir a potência indicada na ficha técnica, ela deve permanecer a 25 °C durante toda sua operação, algo raro de ser obter nas condições reais do Brasil.

Entretanto, a maioria das fichas de especificações técnicas dos fabricantes disponibilizam a temperatura de operação, do inglês *Nonimal Operating Cell Temperature* (NOCT), que é a temperatura que o módulo fotovoltaico atingiu durante o ensaio com irradiação solar de 800 W/m², temperatura ambiente de 20°C e ação de vento com velocidade de 1 m/s. Essa temperatura é mais próxima da temperatura que o painel irá atingir durante a operação no local de instalação.

2.4.2 Coeficiente de temperatura de potência máxima

Para quantificar o quanto de energia é perdida com o aumento da temperatura dos painéis, os fabricantes disponibilizam o coeficiente de temperatura para potência máxima nas fichas de dados. Esse coeficiente indica a porcentagem da potência máxima perdida por cada grau Celsius acima de 25°C (temperatura da STC). A Tabela 1 mostra as características térmicas do modelo YLM 72 Cell da fabricante Yingli Solar. Para esse modelo a cada grau Celsius acima de 25°C, o painel deixa de produzir 0,39% de sua potência máxima, pois seu coeficiente de temperatura para P_{max} é de -0,39%/°C.

Tabela 1 - Características térmicas modelo YLM 72 Cell

CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS

Temperatura nominal da célula	NOCT	°C	45 +/- 2
Coeficiente de temperatura para P_{max}	γ	%/°C	-0.39
Coeficiente de temperatura para Voc	β_{Voc}	%/°C	-0.30
Coeficiente de temperatura para Isc	α_{Isc}	%/°C	0.06

Fonte: Yingli, 2020

2.5 TERMODINÂMICA E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A termodinâmica é a área por meio da qual se é possível estudar diversas causas e efeitos de mudanças ocorridas da temperatura, pressão, volume e outras grandezas termodinâmicas em sistemas físicos, onde podem ocorrer trocas de calor, transformações de energia e variações de temperatura.

Por meio desta, é importante apresentar uma breve revisão da literatura apresentando os fundamentos da termodinâmica que posteriormente serão aplicados para o projeto subsequente, passando brevemente pela lei zero da termodinâmica, pela primeira e segunda lei da termodinâmica e uma revisão sobre transmissão de calor. Tendo em mente que a lei zero da termodinâmica é a base para a medição da temperatura, ela estabelece que quando dois corpos possuem a mesma temperatura com um terceiro corpo, portanto eles possuem igualdade de temperatura entre si. Desta maneira, é possível saber que sempre que um corpo tiver igualdade de temperatura com o termômetro, a temperatura lida no termômetro é a temperatura do corpo.

2.5.1 Primeira lei da termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica trata-se da conservação de energia em qualquer processo dinâmico, estabelecendo assim que a energia não pode ser criada nem destruída, somente transformada, desta maneira, toda a energia que é transferida para um corpo pode ser armazenada no próprio corpo transformando assim em energia interna, ou ela pode ser transferida para as suas vizinhanças pela forma de trabalho ou na forma de calor. Seguindo o princípio de conservação da energia, a variação da energia total do sistema durante um processo é igual a diferença entre a energia que entra e a energia que sai, ou seja:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Energia total} \\ \text{entrando no sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Energia total} \\ \text{saindo do sistema} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Variação de} \\ \text{energia do sistema} \end{array} \right)$$

$$E_{ent} - E_{sai} = \Delta E_{sistema} \quad (2)$$

Seguindo assim, é conhecido que a energia total E de um corpo é a somatória da energia interna U , energia cinética Ec e energia potencial Ep , tendo assim a seguinte equação (3). É possível observar que os termos estão diretamente relacionados com a massa total e fazendo com que assim u , ec e ep sejam massas específicas, e a seguir ampliando os termos de energia cinética e potencial relacionadas à velocidade e gravidade respectivamente, resultando a equação (4).

$$E = me = U + Ec + Ep = m(u + ec + ep) \quad (3)$$

$$E = mu + \frac{1}{2}mV^2 + mgZ \quad (4)$$

Permitindo assim que seja possível identificar mudanças de quaisquer das formas de energia, como uma bola subindo uma superfície inclinada que vai desacelerar com o ganho de altura reduzindo a sua energia cinética e ganhando assim energia potencial, um simples caso de conversão de energia.

Considerando que os efeitos da mecânica quântica e da relatividade, em que a velocidade é substancialmente menor que a da luz, são ignorados, deduz-se então que se houver mudança de energia no sistema, ela deve se originar da energia transferida para dentro ou para fora de uma massa, sem considerar transferência de massa, e sim considerando transferência de calor ou trabalho. Desta maneira, a equação da primeira lei da termodinâmica é dada por:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{E}_{vc} = \dot{Q} - \dot{W} = + \text{entrada} - \text{saída} \quad (5)$$

Tendo em mente que \dot{Q} representa o calor que entra ou sai do sistema e \dot{W} o trabalho aplicado ou contra o sistema. Com o foco de analisar majoritariamente as alterações finitas que se desenvolvem do início ao fim do processo, é preciso integrar assim a equação (5) da energia resultando assim a seguinte equação:

$$\dot{Q} - \dot{W} = U_2 - U_1 + \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) + mg(Z_2 - Z_1) \quad (6)$$

Faz-se necessário evidenciar também o trabalho mecânico definido como uma força agindo em um deslocamento x , definido por $\delta W = F \cdot dx = P \cdot dv$, onde para calcular o trabalho realizado é necessário saber como F varia com x .

Existem diferentes tipos de aproximações na equação da 1ª Lei da Termodinâmica que, dependendo do tipo de processo sofrido pelo sistema, é possível realizá-las, sendo elas: processo isotérmico, isobárico, isocórico e adiabático.

O processo isotérmico leva em consideração que a temperatura do sistema permanece sempre constante, a pressão e volume são alterados e a energia interna não sofre variação, portanto a 1ª lei fica:

$$\begin{aligned} \text{como } U_2 - U_1 &= 0 \\ \therefore Q &= W \end{aligned} \quad (7)$$

Já o processo isobárico define-se de uma transformação onde a pressão do sistema permanece constante e a temperatura e volume que são alterados, onde parte do calor que o sistema troca com o meio externo está relacionado com o trabalho realizado e o restante com a variação da energia interna do sistema, tendo assim:

$$Q = U_2 - U_1 + P \cdot (V_2 - V_1) \quad (8)$$

O processo isocórico leva em consideração o volume do sistema permanecendo constante, não tendo realização de trabalho pois não há deslocamento, portanto o calor trocado com o meio externo corresponde à variação da energia interna do sistema:

$$Q = U_2 - U_1 \quad (9)$$

Para o processo adiabático, é definido que não há troca de calor pelo sistema e a única forma de se fazer energia é mediante a realização de trabalho, tendo assim:

$$W = U_1 - U_2 \quad (10)$$

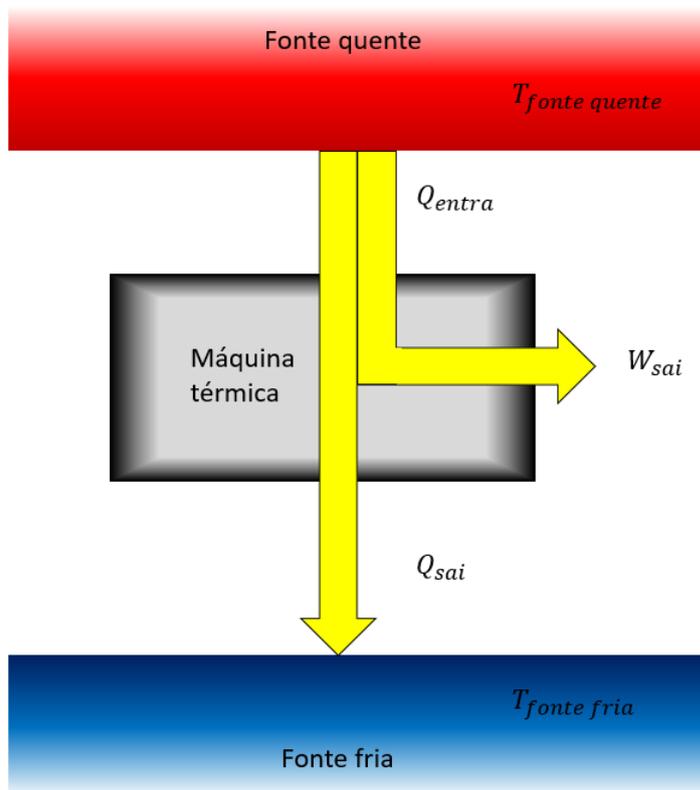
2.5.2 Segunda lei da termodinâmica

Na primeira lei da termodinâmica, não há nenhuma restrição quanto aos fluxos de calor e trabalho, desta maneira, a segunda lei indica que todos os processos conhecidos ocorrem em certa direção e não no oposto, de maneira que uma xícara de café perde calor ao ambiente, porém o processo contrário não ocorre.

Existem dois enunciados que definem a segunda lei da termodinâmica, o enunciado de Clausius que indica que o fluxo de calor ocorre espontaneamente do corpo de maior temperatura para o de menor temperatura, onde o inverso seria uma transformação forçada, que dependeria do fornecimento de energia ao sistema para que ela ocorresse. O segundo enunciado de Kelvin-Planck afirma que é impossível admitir uma máquina térmica que produza trabalho trocando calor com somente uma única fonte, é necessário que se receba calor de uma fonte quente, transforme uma parte em trabalho e transfira a diferença para uma fonte fria, ou seja, não existe uma máquina térmica de 100% de rendimento.

Relacionando ambos os enunciados, conclui-se que sempre deverá existir energia térmica sendo rejeitada para a fonte fria, e se a fonte fria não existisse para receber esta energia, não seria possível a saída de energia térmica da fonte quente. A Figura 11, a seguir, mostra o esquema e como este processo é fundamental para o funcionamento da máquina térmica.

Figura 11 - Representação de uma máquina térmica



Fonte: Autor

Com isto, aplicando a primeira lei para a máquina térmica, tem-se que:

$$Q_e - Q_s = W_s \quad (11)$$

Desta maneira, faz-se necessário introduzir o conceito de eficiência térmica citado anteriormente, ela se dá pela razão entre o que é produzido e o que é realmente usado, simplificando, para uma máquina térmica, pode-se dizer que a energia pretendida é o trabalho e a energia gasta é o calor que é transferido da fonte de alta temperatura para a de baixa temperatura, que sua equação é dada por:

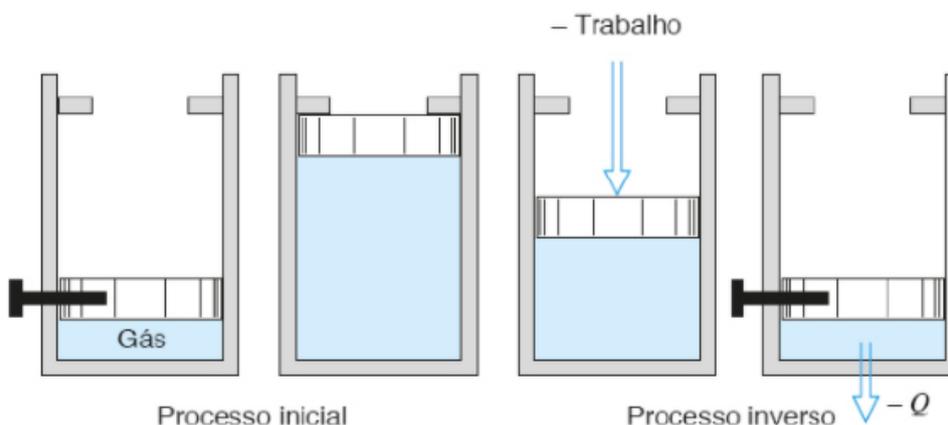
$$\eta_{térmico} = \frac{W_s}{Q_e} = \frac{Q_e - Q_s}{Q_e} = 1 - \frac{Q_s}{Q_e} \quad (12)$$

A eficiência térmica das máquinas reais e de sistemas operacionais de grande porte variam de 35% a 50%, os motores a gasolina apresentam eficiência térmica de 30% a 35% e

motores diesel apresentam eficiência térmica de 35% a 40%, já máquinas térmicas pequenas podem ter eficiência térmica de somente 20%.

Também se faz necessário evidenciar o conceito de sistemas reversíveis e irreversíveis. Um processo reversível é definido como aquele que, tendo ocorrido, pode ser invertido e não restará nenhum vestígio no sistema e vizinhança, como exemplo pode-se imaginar um sistema composto por um conjunto cilindro e pistão preenchido por um gás representado na Figura 12. Inicialmente, o pistão está preso por um pino com o gás em uma alta temperatura. Quando é removido o pino, o pistão sobe até o limitador, portanto algum trabalho foi realizado pois o pistão se mexeu. Assumindo que é desejado voltar ao instante inicial, pode-se exercer uma força no pistão para comprimir o gás até que o pino seja colocado. Como a pressão exercida no pistão no curso de volta foi maior no curso de volta do que no curso de expansão, o trabalho realizado na compressão sobre o gás é maior do que o realizado pelo gás na expansão, portanto faz-se necessário que o gás transfira uma quantidade de calor durante o curso de compressão para que o sistema tenha a mesma energia interna que tinha no momento inicial. Desta maneira o sistema volta ao seu estado inicial, porém houve mudança na vizinhança por conta do êmbolo transferir calor para as vizinhanças, portanto conclui-se que o processo inicial é irreversível, pois não é possível voltar a condição inicial sem alterar as vizinhanças.

Figura 12 - Processo irreversível

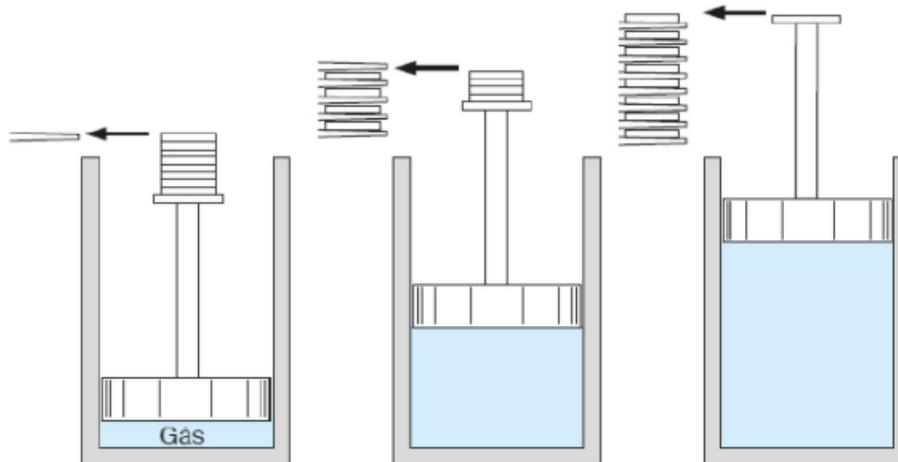


Fonte: Borgnakke e Sonntag, 2016

Considerando a Figura 13, admitindo que o êmbolo esteja carregado com pesos, retirando os pesos um de cada vez permitindo que o gás realize trabalho correspondente, à medida que o tamanho dos pesos é reduzido, aumentando seu número, a situação se aproxima de um processo reversível, pois haverá em cada nível do êmbolo um pequeno peso que está

exatamente no nível da plataforma e então pode ser colocado na plataforma sem um consumo de trabalho, fazendo assim com que o sistema e vizinhança retorne ao mesmo estado inicial.

Figura 13 - Processo reversível



Fonte: Borgnakke e Sonntag, 2016

Dos fatores que podem ser causadores da irreversibilidade de um sistema, existe o atrito, onde parte do trabalho realizado sob um sistema é necessário para superar o atrito, a expansão não resistiva, troca de calor a partir de diferença de temperatura, mistura de duas substâncias diferentes e outros como histerese e perda RI^2 encontrados em circuitos elétricos, são fatores que tornam o sistema irreversível.

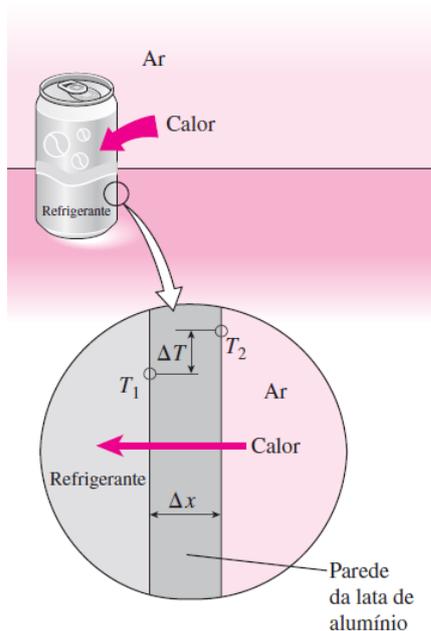
2.5.3 Transmissão de calor

O calor é definido como sendo a maneira de transferência de energia através da fronteira do sistema, em uma temperatura, para outro sistema ou ambiente que possua uma temperatura inferior, ou seja, a transferência de calor ocorre unicamente em razão da diferença de temperatura dos sistemas, transferindo energia da fonte de maior temperatura para a de menor temperatura.

É preciso fazer um estudo detalhado sobre a transferência de calor pois a termodinâmica está somente focada na quantidade transferida de calor, sem informações sobre o tempo de duração do processo, portanto, para isso, faz-se necessário um estudo aprofundado sobre transferência de calor e os seus três diferentes modos: condução, convecção e radiação.

A condução é a transferência de calor que ocorre devido a transferência de vibração das moléculas para as partículas vizinhas com menos energia. Podendo ocorrer em sólidos, líquidos ou gases, sendo que para os dois últimos a condução se deve às colisões e difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios. Já nos sólidos ela acontece por conta da vibração das moléculas em rede e a energia é assim transportada por elétrons livres. Uma bebida fria, por exemplo, dentro de uma lata em uma sala quente é aquecida até a temperatura ambiente como resultado da transferência de calor da sala para lata por meio da condução através de uma parede de alumínio da lata como mostra a Figura 14 abaixo.

Figura 14 - Condução de calor em sólido



Fonte: Çengel e Boles, 2013

Considerando uma condução de calor em regime permanente através de uma grande parede plana de espessura $\Delta x=L$ com área A e diferença de temperatura da parede $\Delta T = T_2 - T_1$. Experimentos confirmam que a taxa de transferência de calor \dot{Q} dobra quando a diferença de temperatura ΔT dobra ou quando a área A é dobrada, porém é reduzida à metade quando L é dobrado. Considerando k como a condutividade térmica do material, ou seja, a capacidade do material de conduzir calor, então conclui-se que quanto maior a facilidade do material em transmitir calor, maior a sua condutividade térmica k . Desta maneira, tem-se a seguinte equação para expressar a condução, denominada Lei de Fourier:

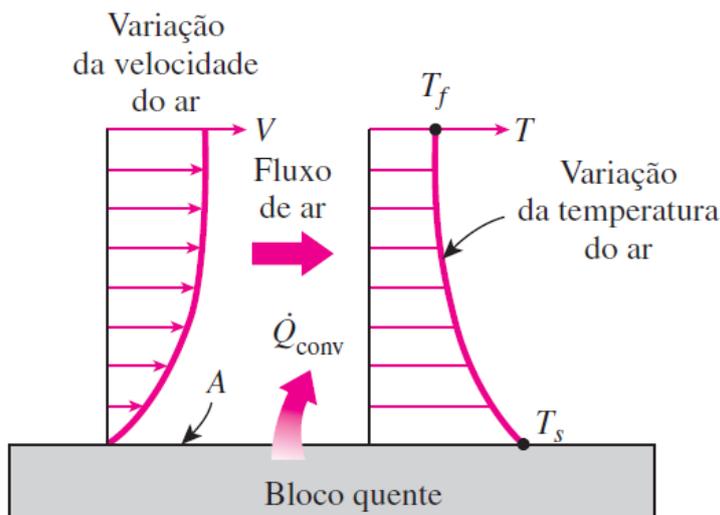
$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (13)$$

Outro modo de transferência de energia é a convecção, onde a energia é transferida entre uma superfície sólida e uma superfície líquida ou gás adjacente, que estando em movimento envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido, portanto quanto mais rápido o fluido se mover, maior é a transferência de calor por convecção, mas fica cada vez mais difícil determinar as taxas de transferência de calor, se não houver movimento algum a transferência de energia entre o sólido e o fluido adjacente se dá por condução.

A convecção é chamada de convecção forçada quando o fluido é forçado a fluir em torno de uma superfície por meio de trabalho externo, como uma bomba, ventilador, vento etc. Ela é chamada de convecção natural ou livre quando o movimento do fluido é causado por forças de empuxo induzidas por diferença de densidade por conta da variação de temperatura do fluido.

Considerando o resfriamento de um bloco quente em que sua superfície possui ar frio em movimento conforme Figura 15, a energia é primeiramente transferida para a camada de ar adjacente por condução e depois essa energia é transportada para longe por convecção devido aos movimentos aleatórios das moléculas de ar e o movimento macroscópico do ar.

Figura 15 - Transferência de calor de uma superfície com o ar por convecção



Fonte: Çengel e Boles, 2013

A taxa de transferência de calor por convecção \dot{Q}_{conv} é determinada pela lei de Newton do resfriamento expressa abaixo, onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção que não é uma propriedade do fluido, mas que depende de todas as variáveis que influenciam na convecção, A é a área da superfície que ocorre a transferência de calor, T_s é a temperatura da superfície e T_∞ é a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície:

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (14)$$

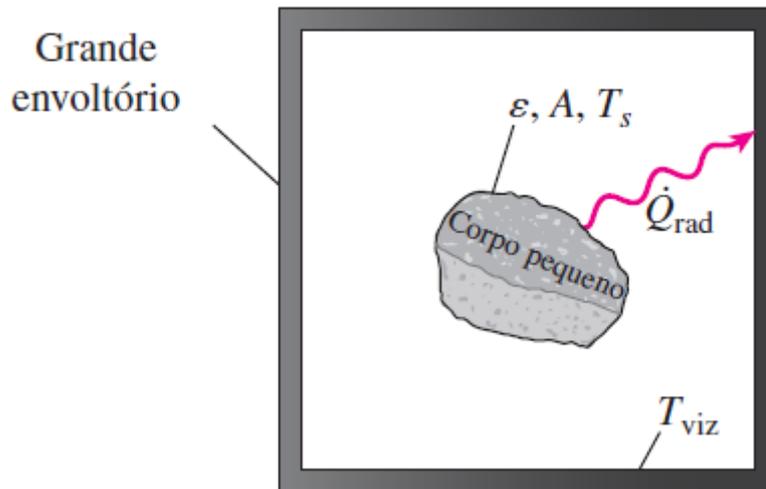
O terceiro modo de transferência de calor é por radiação, esta é a energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas como resultado das mudanças nas configurações eletrônicas de átomos ou moléculas. A radiação não necessita de presença de um meio intermediário, é mais rápida que a velocidade da luz e não sofre qualquer atenuação no vácuo, assim como a Terra recebe energia do Sol.

O intuito é focar na radiação térmica, que é a forma de radiação emitida por um corpo devido à sua temperatura (todos os sólidos, líquidos e gases absorvem, emitem ou transmitem radiação em diferentes graus).

Se a taxa de absorção de radiação de um corpo for maior que a taxa de emissão de radiação, então diz-se que a superfície está ganhando energia por radiação, se caso contrário ela estiver emitindo mais do que absorvendo, portanto ela está perdendo energia por radiação. No caso de transferência de radiação entre um corpo e suas vizinhanças como mostra a Figura 16, segundo a Lei de Stefan-Boltzmann, a taxa líquida de transferência de calor por radiação \dot{Q}_{rad} entre duas superfícies é:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (15)$$

Figura 16 - Transferência de calor por radiação entre um corpo e vizinhanças



Fonte: Çengel e Boles, 2013

Onde T_s é a temperatura absoluta da superfície, T_{viz} é a temperatura absoluta da vizinhança, A é a área da superfície, $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$ é a constante de Stefan-Boltzmann e ϵ é a emissividade da superfície, cujo valor encontra-se na faixa de $0 \leq \epsilon \leq 1$ que é uma medida de quanto a superfície se aproxima de um corpo negro para o qual $\epsilon = 1$.

Embora existam três meios de transferência de calor, um meio pode envolver tanto todos eles, como somente dois deles ou um deles como mostra a Figura 17.

Figura 17 - 3 modos de transferência de calor

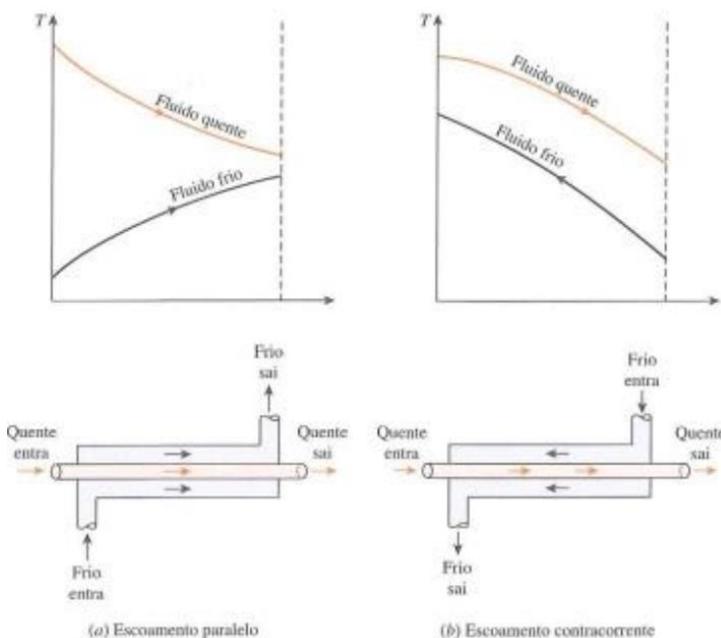


Fonte: Çengel e Ghajar, 2012

Faz-se necessário também entender o funcionamento dos trocadores de calor, estes são dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois fluidos que se encontra em diferentes temperaturas evitando assim a mistura dos mesmos. A transferência de calor em um trocador de calor geralmente se dá por conta da convecção em cada fluido e a condução através da parede que separa os fluidos.

Diferentes aplicações requerem diversos tipos de trocadores de calor, o tipo mais simples é um constituído por dois tubos concêntricos de diferentes diâmetros como mostra na Figura 18, chamado de tubo duplo. Um fluido escoo no tubo interno enquanto o outro escoo através do espaço entre o tubo interno e externo, fazendo assim com que haja a transferência de calor. São possíveis dois arranjos de escoamento: o escoamento paralelo (a), onde o fluido quente e frio escoam simultaneamente na mesma direção, ou o escoamento contracorrente (b), que os fluidos quente e frio entram em extremos opostos e escoam em direções opostas, onde é possível ver uma diferença nas temperaturas de saída em comparação ao escoamento paralelo, o que faz com que o escoamento contracorrente seja muito mais eficiente.

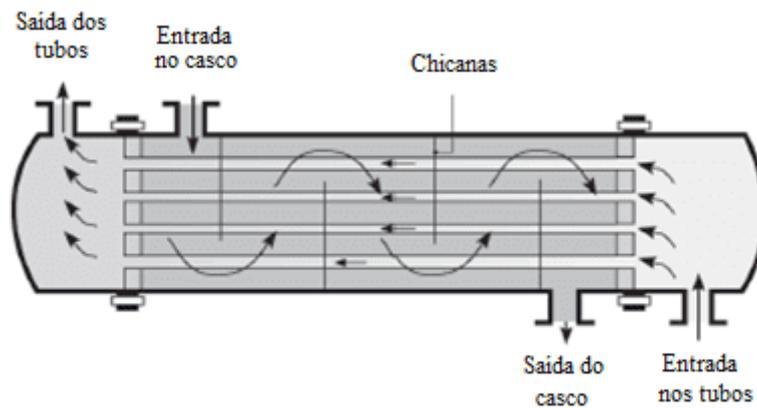
Figura 18 - Diferentes regimes de escoamento e perfis de temperatura em trocador de calor duplo



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012

Outro tipo de trocador, que talvez seja o tipo mais comum em aplicações industriais, é o trocador de calor casco e tubo apresentado na Figura 19. Os trocadores de casco e tubo contêm uma grande quantidade de tubos acondicionados em um casco com os respectivos eixos paralelos ao do casco. A sua transferência de calor ocorre com o fluido escoando no interior dos tubos e outro fluido escoando fora dos tubos dentro do casco, as chicanas são colocadas para forçar o fluido do casco a escoar através dele, aumentando assim a transferência de calor. Esses trocadores de casco e tubo são classificados de acordo com o número de passes envolvidos no casco e nos tubos, onde trocadores que possuem todos os tubos fazendo meia volta são chamados de trocadores de calor com um passe no caso e dois passes no tubo.

Figura 19 - Esquema de trocador de calor casco e tubo



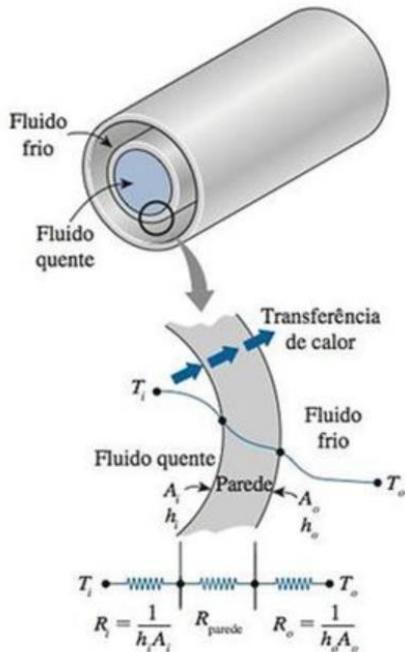
Fonte: Çengel e Ghajar, 2012

Um trocador normalmente envolve dois escoamentos de fluidos por condução e convecção, onde qualquer efeito de radiação normalmente é incluído no coeficiente de transferência de calor por convecção.

Tem-se para a resistência térmica total de um tubo, com h_i e h_e sendo os coeficientes de transferência de calor por convecção da parte interna e externa do tubo respectivamente, A_i e A_e sendo as áreas das superfícies da parede interna e externa, k é a condutividade térmica, L é o comprimento do tubo e r_i e r_e são os raios dos tubos interno e externo. Portanto, de acordo com a Figura 20, tem-se:

$$R_{eq} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{2\pi k L} \ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right) + \frac{1}{h_e A_e} \quad (16)$$

Figura 20 - Rede de resistência térmica associada em um trocador de tubo duplo



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012

Na análise de trocadores de calor, é conveniente combinar todas as resistências térmicas no caminho do fluxo de calor dos fluidos expressando assim a taxa de transferência de calor como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{eq}} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (17)$$

Sendo que U é o coeficiente global de transferência de calor cuja unidade $W/m^2.K$ e é expresso pela seguinte equação:

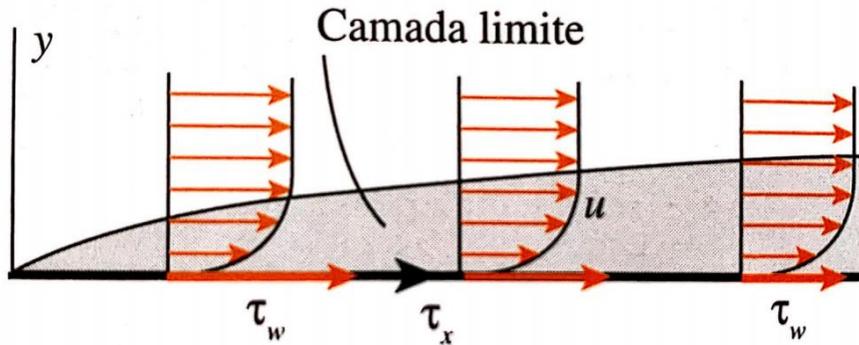
$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{2\pi k L} \ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right) + \frac{1}{h_o A_o} \quad (18)$$

2.5.3.1 Convecção forçada externa

O escoamento de um fluido ao longo de uma superfície sólida é algo que ocorre a todo momento e acaba sendo responsável, entre outros fenômenos, pela troca de calor entre a superfície que está em contato e o meio. A velocidade com que o fluido se aproxima do sólido é fator fundamental para o efeito de troca de calor e, apesar de variar em função da distância do

fluido em relação à superfície, como mostrado na Figura 21, para efeitos de projeto e análise é considerada constante.

Figura 21 - Perfil de velocidade de escoamento de um fluido sobre uma superfície plana



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012

Dados experimentais sobre estudos de transferência de calor mostram que o fenômeno é representado com boa precisão pelo adimensional de Nusselt.

$$Nu = C \cdot Re_L^m \cdot Pr^n$$

Onde C é a constante relacionada ao tipo de superfície em contato com o fluido e m e n são expoentes constantes.

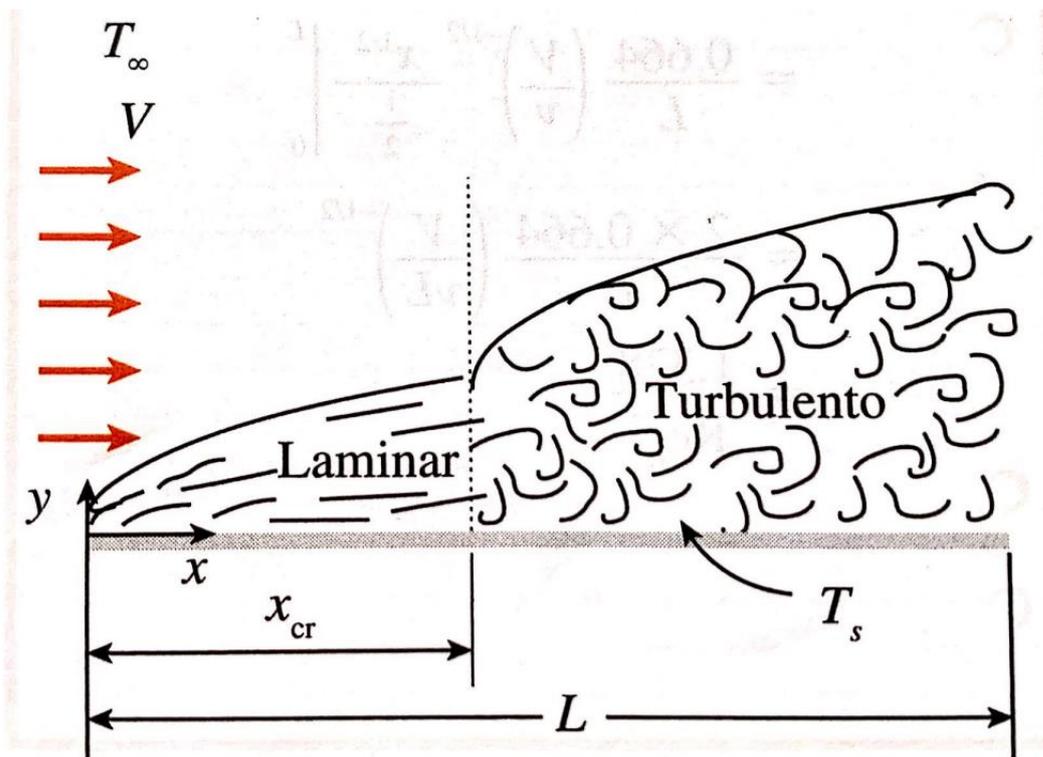
Já as propriedades térmicas do fluido são consideradas à média entre a temperatura da superfície do sólido (T_s) e a temperatura do meio (T_∞), mantendo-se aproximadamente constantes ao longo do escoamento.

Quando a superfície se trata de uma placa plana e o escoamento ocorre de forma paralela tem-se o comprimento x a partir do bordo de ataque no qual o escoamento passa de laminar para turbulento, com Reynolds sendo função da velocidade de escoamento e viscosidade do fluido.

$$Re_x = \frac{\rho \cdot V \cdot x}{\mu} = \frac{V \cdot x}{\nu}$$

O comprimento x no qual ocorre a transição do tipo de escoamento é conhecido como comprimento crítico, assim como mostrado na Figura 22, e se dá com Reynolds entre 10^5 e $3 \cdot 10^6$, sendo $5 \cdot 10^5$ o valor considerado na maioria dos estudos.

Figura 22 - Comprimento crítico para transição de escoamento laminar-turbulento



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012

Quando o comprimento crítico é relativamente pequeno em relação ao comprimento total da placa os efeitos do escoamento laminar e de transição são desconsiderados, admitindo todo o escoamento como turbulento.

Para estes escoamentos o número de Nusselt e consequentemente o coeficiente de transferência de calor irão variar ao longo da superfície de acordo com a camada limite, portanto admite-se o cálculo de um Nusselt médio para o escoamento através da seguinte relação:

$$\text{Laminar:} \quad Nu = \frac{h.L}{k} = 0,664 \cdot Re_L^{0,5} \cdot Pr^{1/3} \quad (Re_L < 5 \cdot 10^5; Pr > 0,6)$$

$$\text{Turbulento:} \quad Nu = \frac{h.L}{k} = 0,037 Re_L^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (5 \cdot 10^5 \leq Re_L \leq 10^7; 0,6 \leq Pr \leq 60)$$

2.5.3.2 Convecção forçada interna

O escoamento de fluidos em tubulações e dutos é comumente utilizado em aplicações de refrigeração e aquecimento e embora a teoria deste tópico seja bem compreendida as soluções teóricas são encontradas apenas para casos simples e erros de 10% ou até mais em

alguns casos são compreensíveis quando comparados a resultados experimentais em ambientes controlados.

Assim como no caso de convecção forçada externa, o perfil de velocidade do escoamento dentro do tubo varia de acordo com a distância entre o fluido e a superfície da tubulação, bem como sua temperatura que varia ao longo do escoamento, sendo utilizados valores médios para efeito de cálculo.

O tipo de escoamento pode ser definido através do número de Reynolds que varia em função do diâmetro hidráulico da tubulação, velocidade do escoamento e viscosidade do fluido.

$$Re = \frac{V_{med} \cdot Dh}{\nu} = \frac{\rho \cdot V_{med} \cdot Dh}{\mu}$$

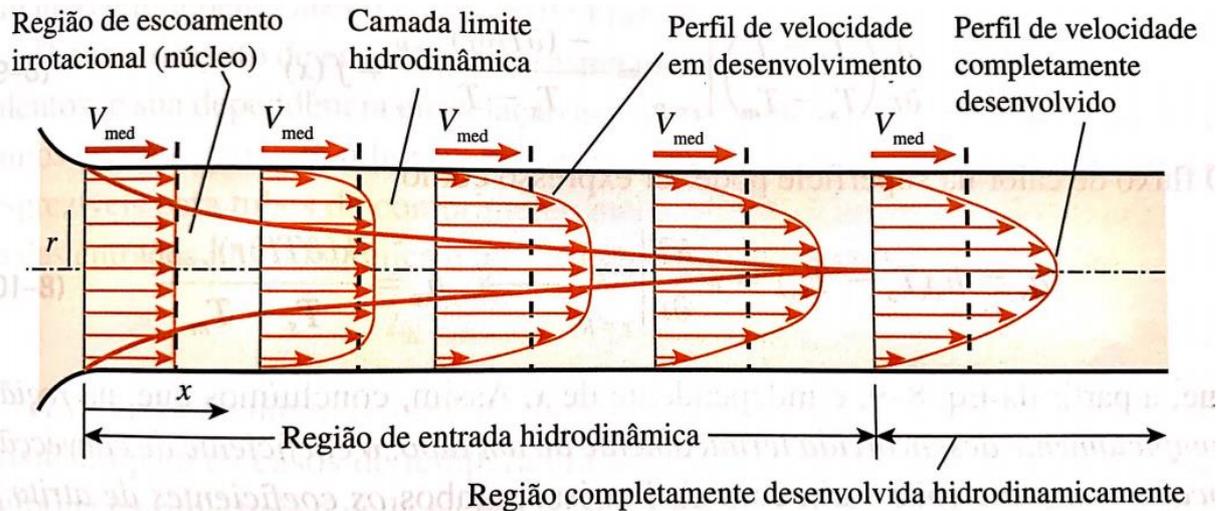
Para tubulações de seção transversal retangular o diâmetro hidráulico é obtido através da relação entre a área de seção transversal e o perímetro.

$$Dh = \frac{4 \cdot A_c}{p}$$

O escoamento é laminar para qualquer valor de Reynolds abaixo de 2.300 e turbulento para qualquer valor acima de 10.000. A região entre estes dois valores é conhecida como região de transição. Porém, para muitos projetos, como forma de utilizar uma abordagem mais conservadora, admite-se escoamento turbulento para Reynolds acima de 4.000.

Em escoamentos internos o fluido ao entrar na tubulação sofre mais intensamente a ação das forças de cisalhamento viscoso, região denominada de camada limite hidrodinâmica. A espessura da camada aumenta na direção do escoamento e o perfil de velocidade sofre alterações até se tornar completamente desenvolvido. Até o completo desenvolvimento do perfil de velocidade do escoamento a região da tubulação é chamada de região de entrada. A Figura 23 ilustra as etapas de desenvolvimento da camada hidrodinâmica.

Figura 23 - Desenvolvimento da camada hidrodinâmica no tubo



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012

Os comprimentos de entrada são calculados para regiões considerando a distância de entrada do tubo onde a tensão de cisalhamento na parede atinge cerca de 2% do valor completamente desenvolvido.

$$L_{h,Laminar} \approx 0,05. Re. Dh$$

Kays e Crawford (1993)

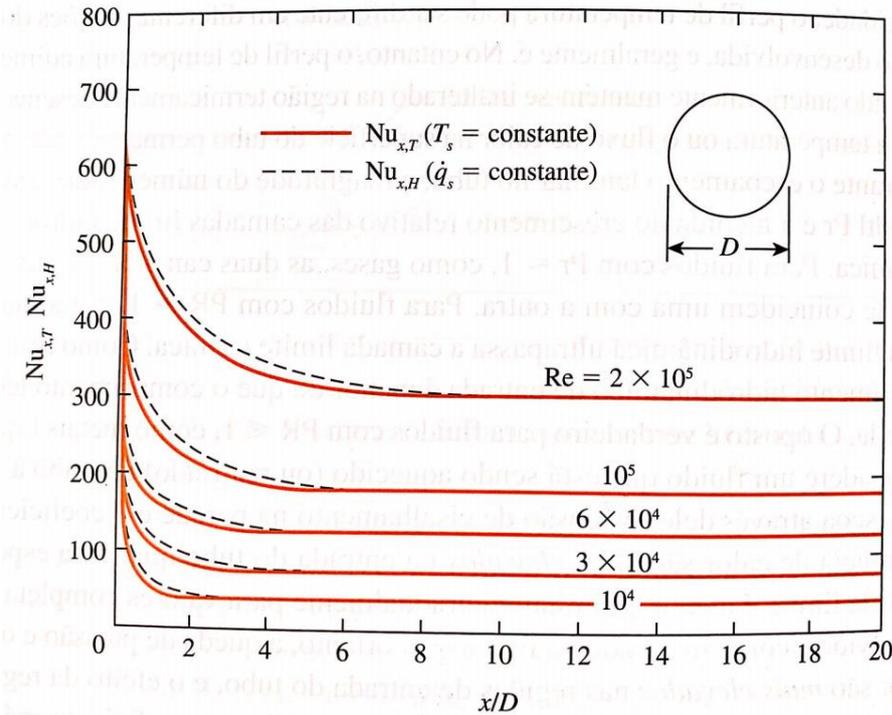
$$L_{t,Laminar} \approx 0,05. Re. Pr. D = Pr. L_{h,Laminar}$$

Shah e Bhatti (1987)

$$L_{h,Turbulento} \approx L_{t,Turbulento} \approx 10. Dh$$

Estas relações foram obtidas experimentalmente através da observação da variação do número de Nusselt em diferentes escoamentos, conforme mostrado na Figura 24, o qual se torna constante a uma distância de aproximadamente 10 diâmetros.

Figura 24 - Variação do número de Nusselt para diferentes escoamentos

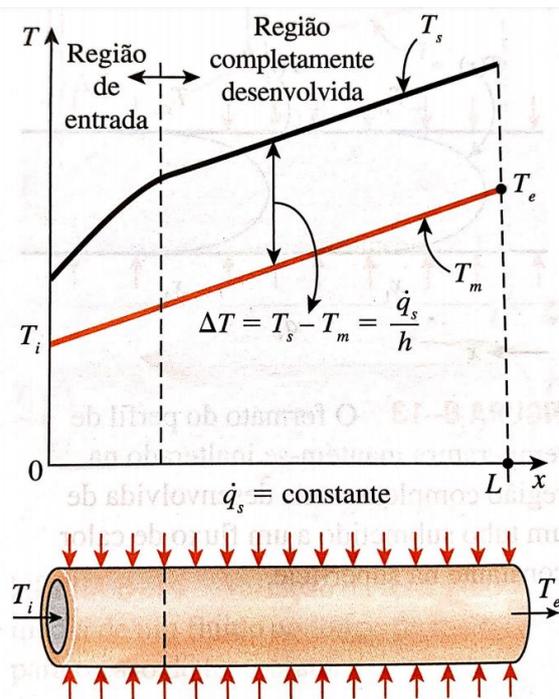


Fonte: Çengel e Ghajar, 2012

O estudo da convecção forçada interna possui dois modelos matemáticos distintos, podendo admitir um fluxo de calor constante ao longo da superfície da tubulação ou então uma temperatura ao longo da superfície da tubulação constante.

Em cada caso tem-se comportamentos diferentes do fluido ao longo do escoamento. Para o primeiro a temperatura média do fluido aumenta linearmente na direção do escoamento, mantendo a diferença entre temperatura de superfície e temperatura do fluido constante na região completamente desenvolvida, assim como mostrado na Figura 25 a seguir.

Figura 25 - Comportamento da temperatura ao longo do escoamento para o caso de fluxo de calor constante na superfície



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012

Neste caso a taxa de transferência de calor e a temperatura média do fluido na saída do tubo são obtidas através das seguintes equações:

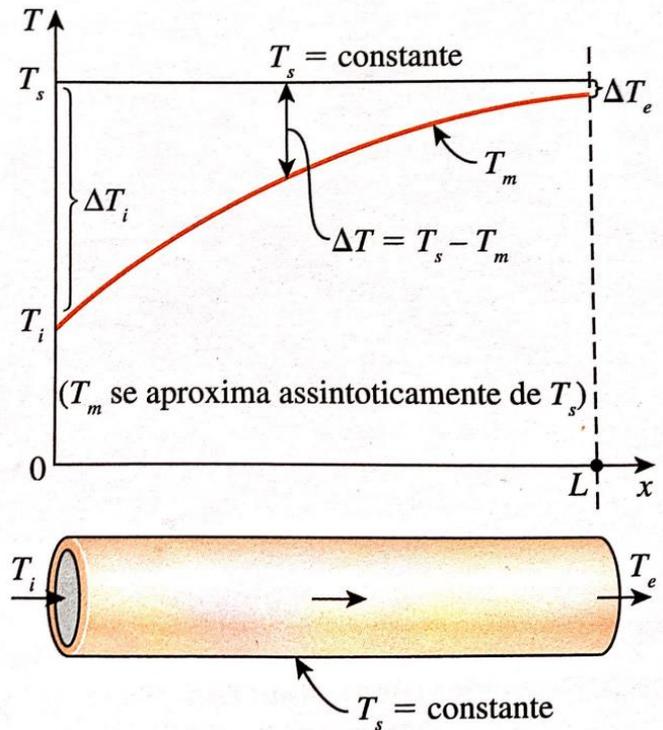
$$Q = q_s \cdot A_s = m c_p (T_e - T_i)$$

$$T_e = T_i + \frac{q_s \cdot A_s}{m \cdot c_p}$$

No qual q_s é o fluxo de calor constante na superfície da tubulação, A_s é a área da superfície de transferência de calor e m é a vazão em massa do fluido.

Já para o segundo caso devido à temperatura da superfície ser constante ao longo do escoamento enquanto a temperatura do fluido varia, a diferença admitida é uma diferença média logarítmica das temperaturas de entrada e saída do fluido em relação à temperatura de superfície da tubulação, assim como mostrado na Figura 26.

Figura 26 - Comportamento da temperatura ao longo do escoamento para o caso de temperatura de superfície constante



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012

Neste caso a taxa de transferência de calor e a diferença média logarítmica das temperaturas são obtidas através das seguintes equações:

$$Q = h \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_i - T_e}{\ln [(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln \left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_i} \right)}$$

Para ambos os casos a partir da aplicação do balanço de energia para um volume diferencial é possível obter o perfil de temperatura do escoamento e as respectivas relações entre Nusselt e o coeficiente de convecção específico.

Em escoamentos laminares têm-se as seguintes relações:

$$Nu = \frac{h \cdot Dh}{k} = 4,36 \rightarrow q_s \text{ constante}$$

$$Nu = \frac{h \cdot Dh}{k} = 3,66 \rightarrow T_s \text{ constante}$$

Estas relações são utilizadas para escoamentos completamente desenvolvidos. Para o caso de estudos na região de entrada, no qual o escoamento não está completamente desenvolvido, é possível obter estas relações através de (Edwards et al., 1979):

$$Nu = 7,54 + \frac{0,03 \cdot \left(\frac{Dh}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0,016 \cdot \left[\left(\frac{Dh}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr\right]^{\frac{2}{3}}} \rightarrow q_s \text{ constante}$$

$$Nu = 3,66 + \frac{0,065 \cdot \left(\frac{Dh}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0,04 \cdot \left[\left(\frac{Dh}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr\right]^{\frac{2}{3}}} \rightarrow T_s \text{ constante}$$

Em escoamentos turbulentos em tubos lisos têm-se as seguintes relações:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (0,7 \leq Pr \leq 160; Re > 10.000)$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad \text{Dittus e Boelter, 1930}$$

Onde n equivale a 0,4 para aquecimento e 0,3 para resfriamento do fluido circulante.

2.6 DIMENSIONAMENTO DE TUBOS

As instalações hidráulicas em sua plenitude de aplicações são construídas visando a máxima eficiência e durabilidade durante as condições de operação, portanto, o correto dimensionamento dos materiais envolvidos é o principal meio para atingir os resultados desejados. Inicialmente, para projetar um circuito hidráulico, determina-se as características fundamentais da tubulação, como material, diâmetro e trajeto, que influenciam diretamente na vazão de fluido e nas perdas de carga do sistema, que somados, definem o tipo de bomba que será necessária.

2.6.1 Considerações iniciais do sistema

Antes de iniciar as projeções necessárias para o correto dimensionamento dos dutos de determinada instalação desejada, deve-se conhecer algumas características do sistema hidráulico que será estudado, como materiais utilizados, fluido e potência disponível.

Primeiramente, como método de simplificação dos estudos, aconselha-se dividir a instalação entre sucção e recalque. Basicamente, estes termos estão associados a localização da bomba que será instalada posteriormente, cujo trecho antecessor a mesma representa a sucção devido a diferença de pressão gerada para que o fluido seja empurrado pela atmosfera e o trecho adjacente a bomba que representa o recalque, pelo fato de o fluido receber energia ao ser empurrado pelo rotor. Com a visualização do sistema respeitando a divisão citada, pode-se selecionar as variáveis envolvidas na instalação.

O funcionamento de um circuito hidráulico implica na utilização de válvulas dos variados tipos com diversas funções. Como a perda de carga é altamente influenciada por estes componentes, deve-se sempre buscar o menor número possível de válvulas garantindo um bom funcionamento do sistema. Dentre os diversos tipos, destacam-se as de bloqueio e controladoras de fluxo.

As válvulas de bloqueio, como o próprio nome induz, serve para interromper a vazão de fluido no trecho de tubulação adjacente. Em situações totalmente abertas, promovem baixas perdas de cargas e seus modelos mais conhecidos são as do tipo gaveta e esfera.

Válvulas de controle de fluxo são utilizadas para um melhor controle de vazão, podendo operar também como bloqueios, entretanto, sua instalação está condicionada à alta perda de carga e deve ser cautelosamente selecionada.

2.6.2 Características da tubulação

Existem diversos parâmetros a serem definidos tratando-se de tubulação dos sistemas hidráulicos. O ponto de partida deve ser o material de construção que será utilizado, escolhendo-o com base no tipo de fluido, pressão de operação, temperatura, severidade de aplicação, contaminação e custo.

Em termos de materiais, podem ser utilizados ligas metálicas, aços carbono e inoxidáveis, materiais não-ferrosos, plásticos, entre outros. Para escolher corretamente, faz-se necessário analisar as propriedades mecânicas dos materiais e escolher aquele que julgar conveniente, sendo pertinente selecionar aqueles cuja resistência mecânica for maior e apresentar em conjunto um menor custo.

Nos casos que forem selecionados tubos feitos em aço, é importante conhecer os diferentes métodos de fabricação disponíveis no mercado, podendo ser tubos com costura, aqueles soldados radialmente ou sem costura, produzidos por meio de chapas calandradas,

devendo sempre respeitar as especificações exigidas de acordo com a norma brasileira “NBR 8261” para tubos de aço com ou sem costura.

Outra característica normalizada é a espessura da parede interna dos tubos, ou *schedule*, que são influenciados apenas pela pressão de projeto, visando aumentar a segurança e resistências garantindo um bom funcionamento da tubulação sem vazamentos ou rompimentos. Vale ressaltar que o diâmetro externo também é uma medida normalizada, sendo assim, quanto maior for a espessura da parede, menor será o diâmetro interno da tubulação, aumento a velocidade de escoamento, supondo uma vazão constante.

2.6.3 Dimensionamento de tubos

Para o dimensionamento do diâmetro, visa-se a viabilidade econômica do projeto, ou seja, para uma vazão desejada existirá um diâmetro que o custo total da instalação, representado pelo custo da bomba mais tubos, será o menor possível. Para calcular este diâmetro ideal, utilizam-se as equações abaixo, com a qual os valores indicados representam:

- a) C_b : Custo da bomba;
- b) C_L : Custo do comprimento total dos tubos;
- c) P_1 : Custo médio por unidade de potência;
- d) P_2 : Custo médio do assentamento dos tubos;
- e) N_r : Potência absorvida na rede;
- f) L : Comprimento total da tubulação;
- g) Q : vazão.

Por meio das equações 19 e 20 abaixo, tem-se uma estimativa de custos conforme representado:

$$P_1 = \frac{C_B}{N_r} \quad (19)$$

$$P_2 = \frac{C_L}{L \times D} \quad (20)$$

Ou seja, a aproximação de custo total da instalação será dada conforme indicado na equação 21:

$$C_T = C_L \times C_B = P_1 \times N_r + P_2 \times L \times D \quad (21)$$

Considerando uma situação cujo tanque está localizado acima de um plano horizontal de referência, bomba e fonte de alimentação sobre o plano, é possível determinar algumas informações que auxiliem no dimensionamento. Assim, pode-se definir uma nova equação para a potência absorvida na rede, em função da vazão, carga da bomba (H_b) e do rendimento global do sistema. Este último, sendo equivalente a multiplicação entre o rendimento da bomba e do motor elétrico conectado a ela.

$$Nr = \frac{\gamma \times Q \times H_b}{75 \times \eta_g} \text{ [cv]} \quad (22)$$

A medida de carga da bomba é obtida por meio de relações das características do escoamento, comprimento total da tubulação, perdas de carga e vazão. Utiliza-se também a altura estática de elevação do sistema, ou seja, altura com base no plano horizontal de referência cujo ponto final do sistema está localizado e com a qual “f” sendo o coeficiente calculado por meio do diagrama de Moody-Rouse.

$$H_b = \frac{f \times L_T \times v^2}{D \times 2g} + H_{EST} \quad (23)$$

Concluindo, pode-se reescrever a equação do custo total substituindo os valores de carga da bomba e potência na rede por suas respectivas equações. Assim, será obtida uma relação direta dos custos da instalação e seu diâmetro, conforme apresentado na equação 24 a seguir:

$$D = \sqrt[6]{\frac{P1 \times \gamma \times f}{P2 \times \eta_g \times 181,3}} \times \sqrt{Q} \quad (24)$$

Em algumas referências, visando uma simplificação do cálculo a ser realizado, os autores tabelaram valores recomendados para velocidades com base no tipo de fluido envolvido no sistema, adotando-os por conveniência de acordo com experiências anteriores. Portanto, tendo o conhecimento da vazão necessária e com auxílio da tabela para encontrar a velocidade recomendada, pode-se calcular o valor do diâmetro diretamente pela equação da vazão demonstrada a seguir, sendo necessária a normalização do diâmetro, para valores comerciais, após o término do cálculo.

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v}} \quad (25)$$

2.7 BOMBAS HIDRÁULICAS

Bombas são máquinas hidráulicas do tipo geratrizes, ou seja, capazes de transformar energia mecânica em hidráulica, sendo acionadas geralmente por motores elétricos. São divididas em dois grandes grupos, deslocamento positivo ou não-positivo, possuindo diferentes aplicações.

2.7.1 Bombas de deslocamento positivo

As bombas de deslocamento positivo apresentam uma vedação mecânica que praticamente inibe o vazamento interno ou recirculação interna de fluido, usualmente utilizadas em locais com baixas vazões e altas pressões, cujo fluido deva ser constantemente recalado. Isso é possível pois a mesma é montada com uma válvula na entrada e outra na saída, que abrem ou fecham de acordo com as diferenças de pressões aplicadas ao sistema, provocada pelo movimento progressivo do pistão da bomba. Durante a sucção, o pistão sobe e a válvula de entrada é aberta. Ao recalcar o fluido, o pistão desce, aumentando a pressão e abrindo a válvula de saída na mesma proporção que fecha a entrada.

Dentro deste grupo, existe uma subdivisão de acordo com o tipo, rotativas ou alternativas. Este primeiro grupo é basicamente caracterizado pela presença de uma parte móvel, geralmente rotores, em sentido de giro dentro de uma carcaça. Com a rotação, o fluido transportado através da sucção é expelido para a tubulação de descarga com energia maior quando comparado com a entrada da bomba.

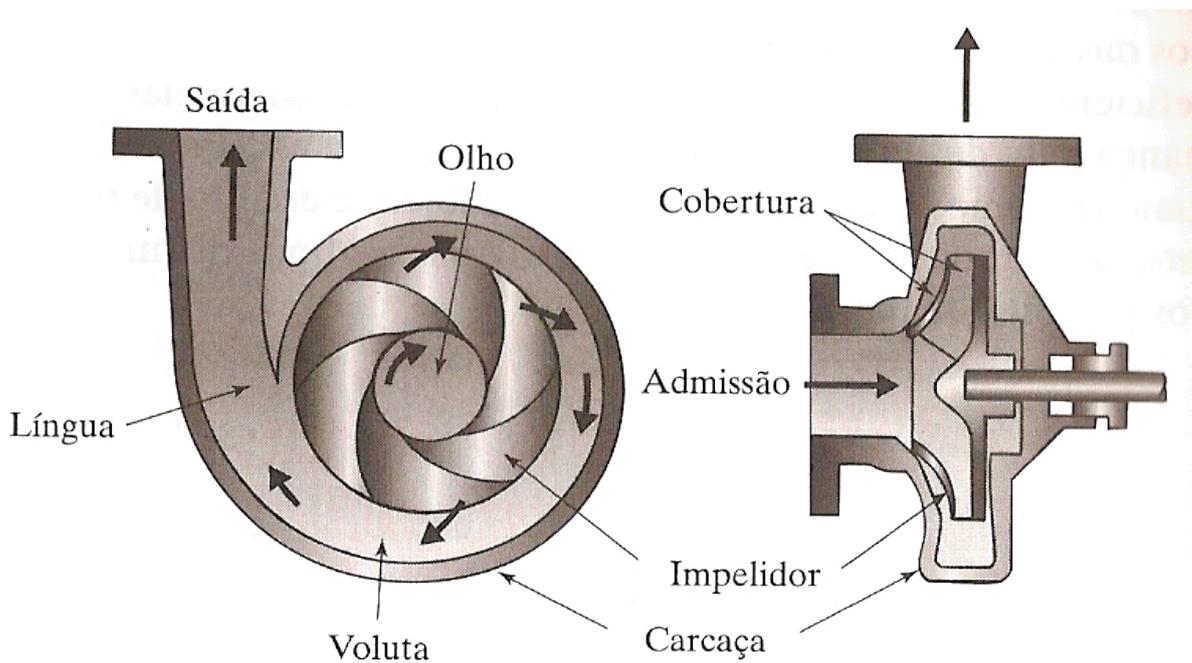
2.7.2 Bombas de deslocamento não-positivos

As bombas de deslocamento não-positivo ou dinâmicas, são aquelas utilizadas primordialmente para o transporte de fluido em instalações com grandes números de vazão e baixas pressões. Se comparado com o grupo anterior, os modelos dinâmicos não apresentam vedação mecânica, possibilitando a ocorrência dos vazamentos internos, tornando significativo seu estudo durante a escolha da bomba. Como esses modelos de bombas apresentam rotores internos que recalcam fluido por suas periferias conforme seu sentido de giro, uma pequena

parcela da vazão preenche os espaços entre o rotor e a carcaça da bomba, recirculando durante o funcionamento. Dentre os modelos, destacam-se as centrífugas radial, centrífuga helicoidal, centrífuga diagonal e axial.

As bombas centrífugas radiais são caracterizadas pelo sentido de vazão do fluido, entrando axialmente no rotor, passando por suas pás e saindo radialmente pela carcaça conectada a tubulação, de acordo com a Figura 27 abaixo. A rotação do componente móvel é o responsável pela transferência de energia ao material recalcado.

Figura 27 - Bomba centrífuga radial

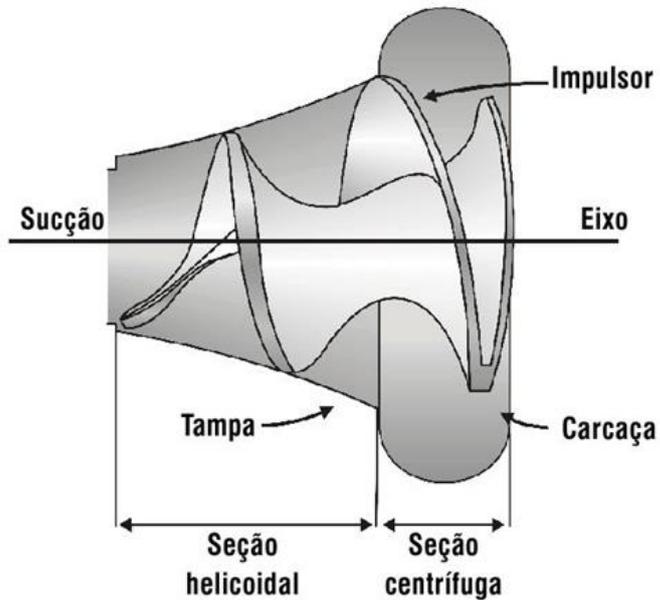


Fonte: Escola da vida, 2020

Nas bombas centrífugas helicoidais, também chamadas de “Francis”, são diferenciadas devido ao rotor com pás de dupla curvatura, cujo fluido ao entrar axialmente, seguirá a curva em forma helicoidal até que seja recalcado radialmente, conforme a Figura 28.

Nestes casos, a energia fornecida para o fluido é proveniente das forças centrífuga e de arrasto.

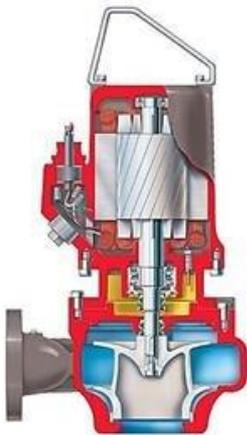
Figura 28 - Bomba centrífuga helicoidal



Fonte: Tetralon, 2020

Nos modelos centrífugos diagonais, com funcionamento semelhante ao anterior, com pás de dupla curvatura que recalcam o material seguindo a inclinação do ângulo de saída do rotor. Assim, a energia tem origem das forças centrífuga e de arrasto, porém diferentemente do modelo antecessor, o arrasto tem maior influência neste tipo de bomba. A Figura 29 abaixo representa o modelo citado.

Figura 29 - Bomba centrífuga diagonal

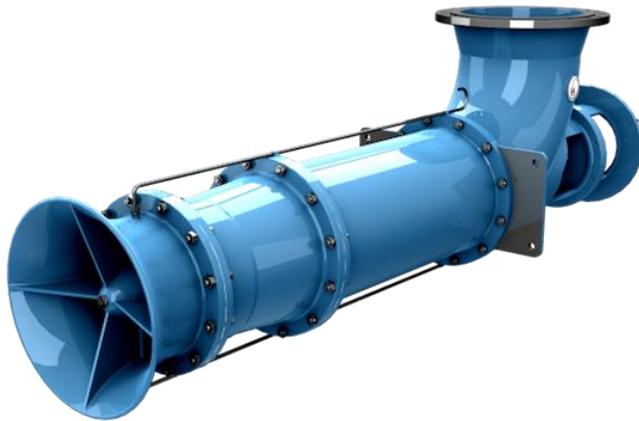


Fonte: BRASIL, 2010

Por fim, nas bombas axiais, o rotor com suas pás em formatos cilíndricos, recalcam o fluido que entrou axialmente em uma direção paralela ao eixo, seguindo a Figura 30

representada abaixo. Dessa forma, a energia transmitida é consequência apenas da força de arrasto e sua aplicação fica geralmente limitada em casos cuja prioridade é a vazão se comparada com a carga final.

Figura 30 - Bomba axial



Fonte: Bombas Equipe, 2014

2.7.3 Tipos de rotores

Ainda dentro da divisão de bombas dinâmicas, pode-se selecionar o modelo de rotor interno que melhor será aplicado ao sistema desejado. Os rotores podem ser classificados em fechado, aberto ou semi-aberto, vide Figura 31 abaixo. No primeiro, as pás são protegidas por uma espécie de tampa e proporciona uma dificuldade maior de ocorrência da recirculação, sendo aplicados em fluidos limpos, evitando futuros entupimentos provenientes de sujeiras. No rotor semi-aberto nota-se a presença de apenas uma tampa localizada na traseira. Tanto neste, como no rotor aberto, são aplicados em tubulações consideradas sujas, ou seja, fluido com presença de detritos ou partículas sólidas que propiciam entupimentos futuros. Por outro lado, estes dois tipos aumentam a probabilidade de vazamentos internos que por sua vez, diminuem o rendimento final da bomba.

Figura 31 - Tipos de rotores



Fonte: BRASIL, 2010.

2.7.4 Curvas características das instalações (CCI)

O estudo da curva característica da instalação implica inicialmente no desenvolvimento de um balanço energético entre o ponto inicial e final do circuito hidráulico desejado. Para isso, analisa-se as cargas em dois principais trechos, antes e depois da bomba, cuja somatória das cargas do ponto inicial e da bomba devem ser iguais à soma no final com as perdas totais do sistema, assumindo a hipótese regime permanente.

$$H_1 + H_B = H_2 + H_{P12} \quad (26)$$

Os valores de carga são particulares de cada sistema e devem ser verificados cuidadosamente, de acordo com a localização do plano horizontal de referência, das características do fluido utilizado, quantidade de válvulas, tamanho total da tubulação e velocidade de escoamento. Sendo assim, a equação 27 gerada, representa a forma genérica válida para qualquer instalação.

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + z_1 + H_B = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + H_{P12} \quad (27)$$

Nos pontos inicial e final, a carga total é separada em energia cinética, potencial e de pressão que usualmente são chamados de carga estática. Por outro lado, as perdas de cargas podem ser obtidas por meio do método conhecido como comprimento equivalente, representando a somatória do comprimento total da tubulação entre os pontos escolhidos e as perdas, perdas das válvulas (valores geralmente tabelados pelos fabricantes), as perdas distribuídas e as perdas por singularidades (H_{sing}).

$$H_{P12} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + H_{sing} \quad (28)$$

Desenvolvendo a equação e substituindo as perdas singulares, resulta-se na equação 29, válida para qualquer instalação. Usualmente, as tubulações de sucção possuem diâmetros diferentes do recalque e, portanto, devem ser divididos em dois cálculos distintos, visto que o diâmetro é uma das variáveis.

$$H_P = \frac{8 f L_T Q^2}{\pi^2 D^5 g} \quad (29)$$

Concluindo, a fórmula final para o cálculo da carga da bomba pode ser definida como:

$$H_B = \Delta Z + \frac{\Delta P}{\gamma} + \frac{\Delta v^2}{2g} + H_{P12} \quad (30)$$

Dentre as variáveis envolvidas, a vazão será a fonte principal do estudo para o levantamento da curva característica. Basicamente, com o auxílio da função demonstrada acima, estimam-se valores para a vazão e calcula-se o resultado de carga obtido. Repetindo-se esse processo por no mínimo três vezes, serão conhecidos três pontos da “CCI”. Com isso, faz-se o levantamento da curva no gráfico da bomba disponibilizado pelos fabricantes, de acordo com o modelo escolhido para o sistema em questão. Estes gráficos de carga por vazão dos fabricantes representam a curva característica da bomba, ou “CCB”, que por definição define a disponibilidade de energia para o modelo selecionado. Ao final, encontra-se um ponto de intersecção entre a “CCI” e “CCB”, que será o ponto de funcionamento do sistema, que representará a vazão máxima e a carga máxima que a bomba pode fornecer com os dados utilizados.

2.8 TORRE DE RESFRIAMENTO

Diversos processos, principalmente os industriais, geram grande quantidade de calor que é rejeitado utilizando água de resfriamento. Essa água é despejada em uma temperatura mais elevada que as condições ambientais em mares, rios e lagos próximos do local da

atividade. Esse tipo de rejeição de calor causa a poluição termal ou poluição térmica nas águas que é extremamente prejudicial à fauna e à flora.

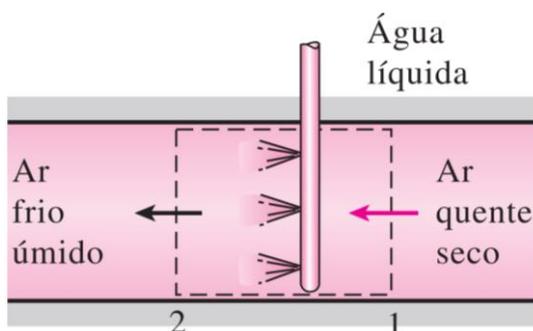
A torre de resfriamento é um equipamento para resfriar a água que minimiza a poluição térmica, pois elimina a necessidade de despejar água em rios. Ao invés disso, ela utiliza o ar atmosférico para absorver o calor da água, aumentando a temperatura e a umidade do ar. O fluxo de ar presente dentro da torre pode ser gerado por um ventilador, sendo classificada como torre de resfriamento de tiragem mecânica. Alternativamente, a circulação do ar pode ser dada de uma forma natural, pela diferença de densidade causada pela diferença da umidade do ar dentro da torre e do ar atmosférico, sendo classificada como torre de resfriamento atmosférica ou de tiragem de ar natural.

Conforme Çengel e Boles (2013), as torres de resfriamento com corrente de ar natural possuem uma construção muito mais complexa e custosa, podendo atingir alturas maiores que 100 metros. Portanto, o presente estudo é focado no estudo e aplicação da torre de resfriamento de tiragem mecânica.

2.8.1 Resfriamento evaporativo

O resfriamento evaporativo é o fenômeno responsável em resfriar a água em uma torre de resfriamento e está ilustrado na Figura 32. O ar quente e seco no estado 1 recebe água líquida pulverizada, uma pequena parcela da água evapora e assim o calor latente da vaporização é absorvido do restante da água e do ar, assim tanto a água quanto o ar são resfriados durante o processo. A condição para obter a menor temperatura possível é quando o ar frio e úmido no estado 2 se encontra saturado.

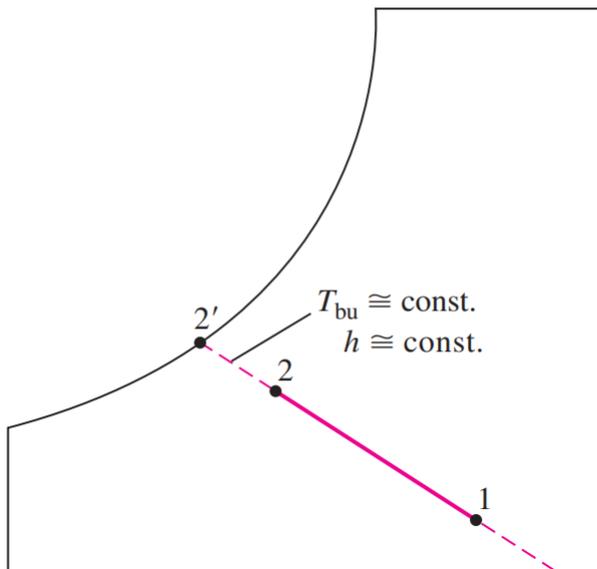
Figura 32 - Resfriamento evaporativo



Fonte: Çengel e Boles, 2013.

De acordo com Çengel e Boles (2013), é possível desprezar a transferência de calor entre a corrente de ar e a vizinhança, assim o processo de resfriamento evaporativo é representado no diagrama psicrométrico da Figura 33 como uma linha de temperatura de bulbo úmido constante, podendo ser aproximada para uma linha de entalpia constante. Portanto, a entalpia do ar se mantém a mesma durante o processo.

Figura 33 - Diagrama psicrométrico do resfriamento evaporativo



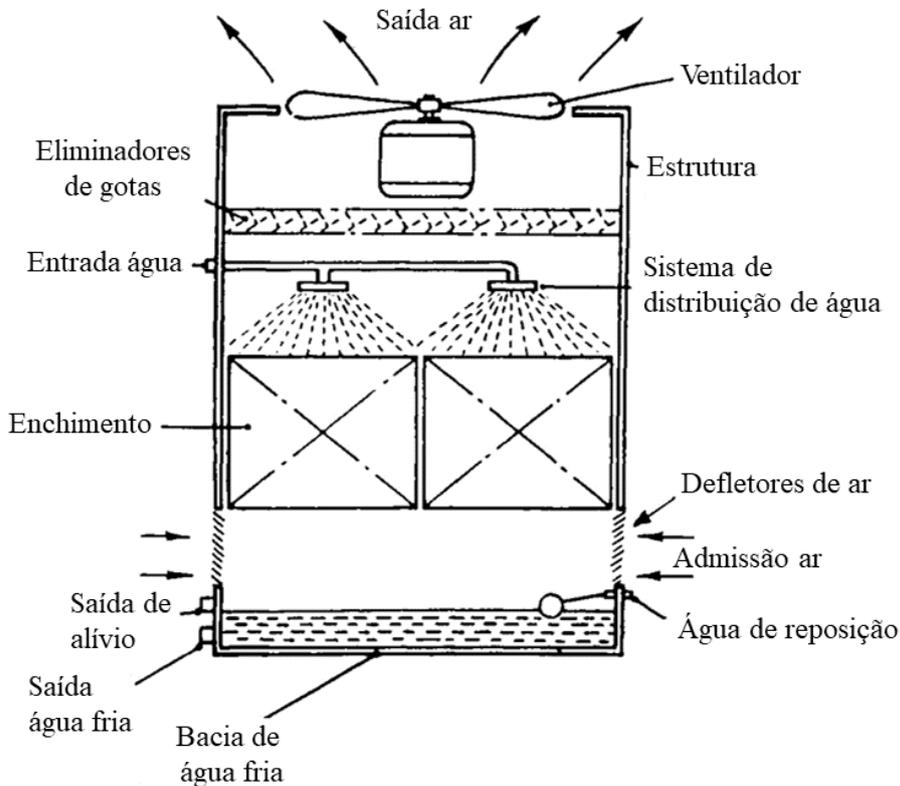
Fonte: Çengel e Boles, 2013.

2.8.2 Princípio de funcionamento de uma torre de resfriamento

A Figura 34 mostra uma representação da configuração do interior de uma torre de resfriamento de tiragem mecânica. Ar ambiente escoar para o interior da torre pela parte inferior por meio do esforço do ventilador. Simultaneamente, água quente é pulverizada por um sistema de distribuição de água localizada na parte superior. Os dois fluidos se encontram dentro do componente chamado enchimento, que possui o objetivo de aumentar a área de contato entre a água e o ar. No inteiro no enchimento ocorre o resfriamento evaporativo, ou seja, uma pequena parcela da água evapora e resfria o restante da água, enquanto a temperatura e a umidade do ar atmosférico aumentam. A água resfriada fica armazenada na bacia de água fria na seção inferior da torre. O ar mais quente e úmido é liberado para a atmosfera, porém para diminuir a perda de água do sistema para o ambiente externo, são instalados eliminadores de gotas próximos a saída para reter as gotas arrastadas pelo fluxo do ar. Entretanto, mesmo com presença desse tipo de

componente, ainda é necessário a entrada de água de reposição no ciclo para compensar a pequena parte de água perdida.

Figura 34 - Torre de resfriamento de tiragem mecânica induzida.



Fonte: Autor "adaptado de" Hill, Pring e Osborn, 1990, p. 2

2.8.3 Posição do ventilador

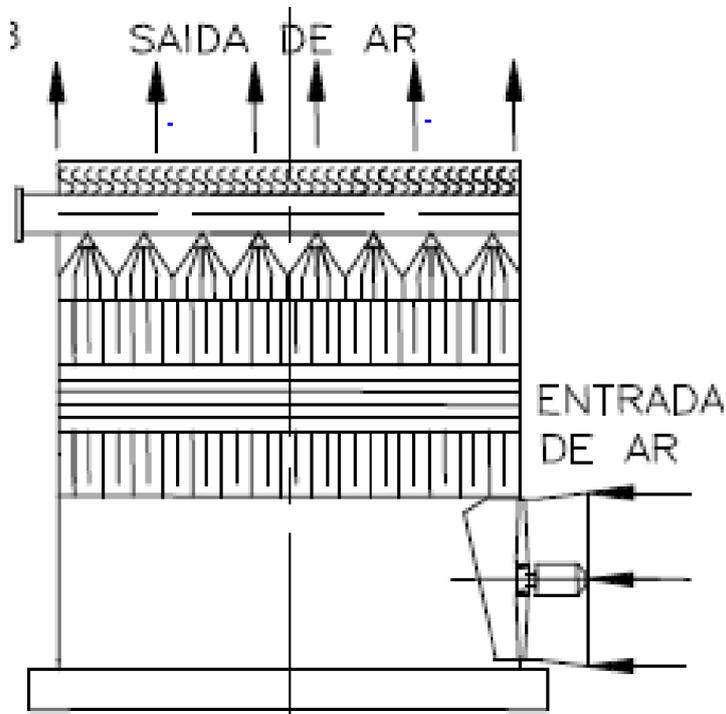
As torres de resfriamento podem ser classificadas em relação ao posicionamento do ventilador.

Quando o ventilador é instalado na saída de ar, a torre é chamada de torre de tiragem mecânica induzida e é a torre representada na Figura 34. Nessa configuração o ventilador fica posicionado na parte superior ao invés de ser instalado nas laterais, assim requer menor espaço ocupado mesmo utilizando ventiladores de maior porte, porém possuem maior tendência a vibrações. É comum encontrar defletores instalados na entrada para direcionar e distribuir a corrente de ar da forma adequada.

Já quando o ventilador é instalado na entrada de ar, a torre é chamada de torre de tiragem mecânica forçada e está representada na Figura 35. Esse tipo de configuração é mais eficiente, pois o ar que passa pelo ventilador é mais frio e assim tem maior densidade. Entretanto, o

tamanho do ventilador é limitado pelo espaço disponível e muitas vezes é necessário utilizar mais de um ventilador.

Figura 35 - Torre de refrigeração de tiragem mecânica forçada



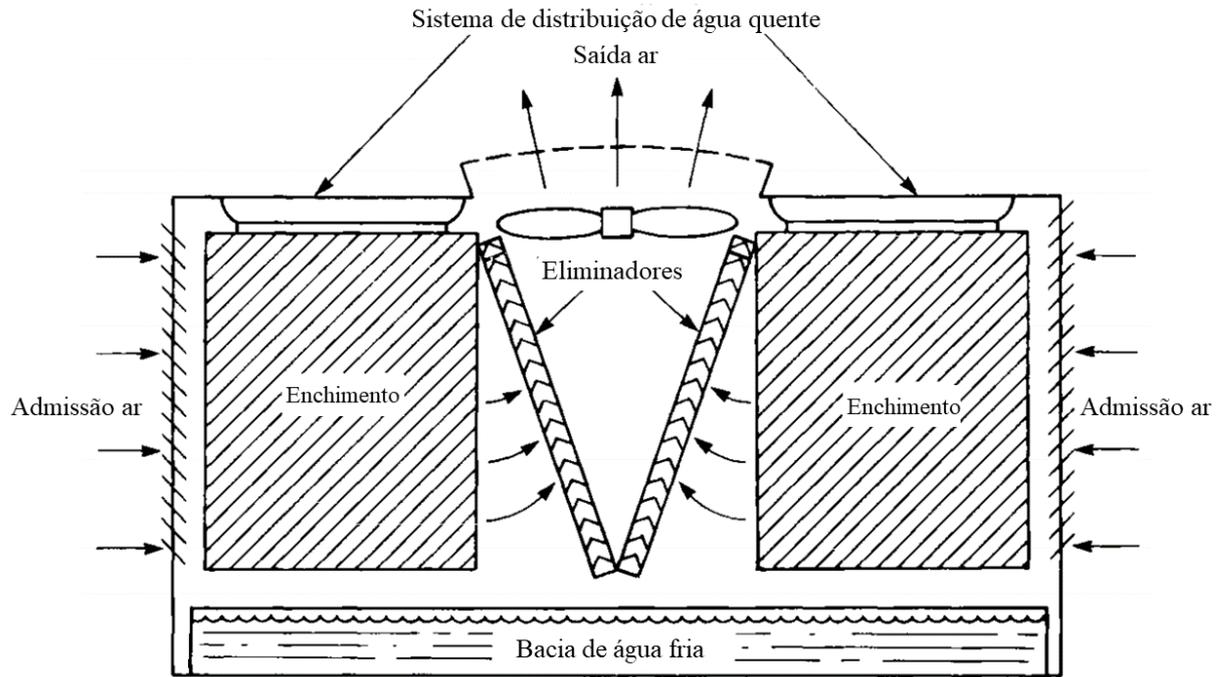
Fonte: Termoparts, 2013

2.8.4 Direção do fluxo dos fluidos

Além da posição do ventilador, é possível classificar as torres em relação a direção do fluxo de ar e de água.

A torre em contracorrente é quando a água e o ar escoam verticalmente simultaneamente. Um exemplo desse sistema está na Figura 34. Já a torre em corrente cruzada é quando a água escoam verticalmente e o ar escoam horizontalmente. Esse tipo de torre pode ser visto na Figura 36. A grande diferença é que em fluxo em contracorrente a eficiência é maior, entretanto em fluxo cruzado a admissão de ar pode ser feita ao longo de toda a altura da torre, possibilitando torres mais baixas.

Figura 36 - Torre em corrente cruzada



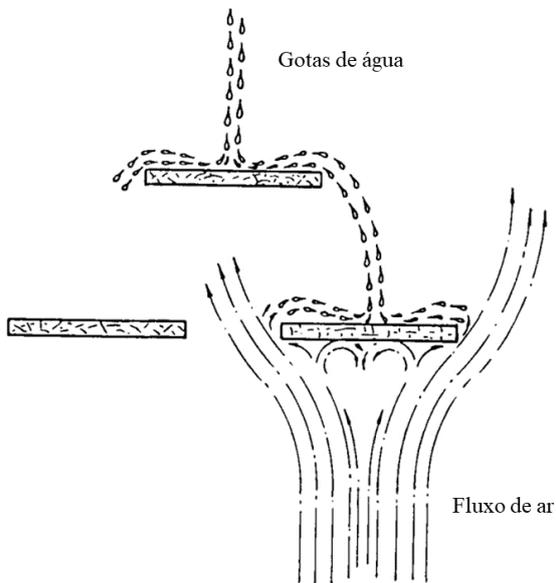
Fonte: Autor "adaptado de" Hill, Pring e Osborn, 1990, p. 12

2.8.5 Enchimento

Como já mencionado, o enchimento é responsável em proporcionar uma maior área de contato entre a água quente e o ar seco, favorecendo a evaporação e a transferência de calor. Para isso, existem dois principais mecanismos, enchimento de respingo e o enchimento laminar.

A Figura 37 mostra o mecanismo do enchimento de respingo, o qual consiste em criar camadas sucessivas de obstáculos para a água colidir e se dividir em demais gotículas, assim aumentando a área de contato com o ar.

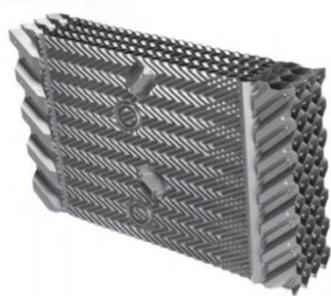
Figura 37 - Enchimento de respingo



Fonte: Autor “adaptado de” Hill, Pring e Osborn, 1990, p. 33

Ao invés de dividir o fluxo de água em pequenas gotículas, o enchimento laminar proporciona a formação de uma fina camada de água que escoa pelas camadas do enchimento, promovendo máximo contato com o ar e troca de calor eficiente. A Figura 38 é um exemplo de um enchimento laminar comum aplicado em torre de resfriamento. O enchimento laminar é mais eficiente que o mecanismo de respingo, possibilitando diminuir o tamanho das torres mantendo a capacidade de refrigeração. Entretanto, esse tipo de sistema está mais sujeito a entupimento por conta de sujeiras e folhas encontradas na água.

Figura 38 - Enchimento laminar

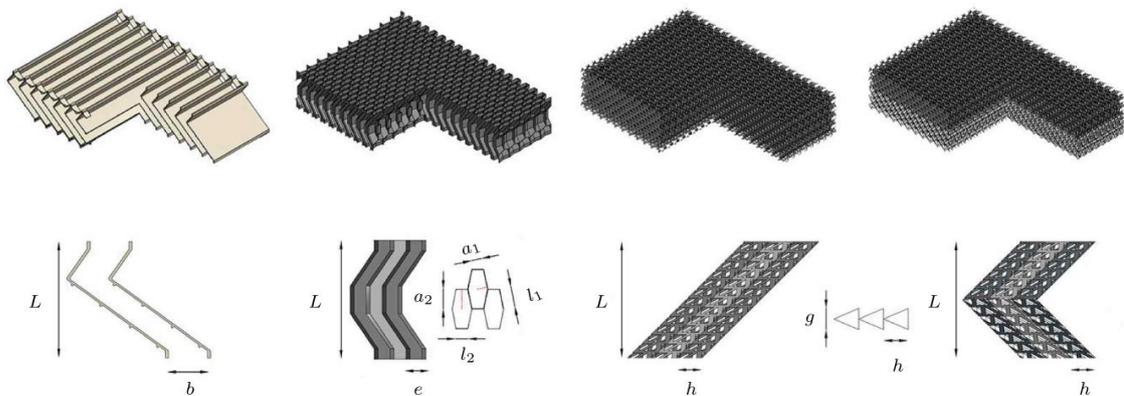


Fonte: SPX Cooling Technologies, 2009.

2.8.6 Eliminadores de gotas

O eliminador de gotas é um equipamento instalado próximo a saída da corrente de ar com o intuito de minimizar a perda de água que se juntou ao ar, conseqüentemente reduzindo a quantidade necessário de água de reposição no sistema. O seu funcionamento consiste em forçar mudanças bruscas no direcionamento do fluxo de ar úmido a fim de separar as gotas de água do ar. Atualmente, existem diversas configurações de eliminadores de gotas, a Figura 39 apresenta alguns exemplos desse componente.

Figura 39 - Modelos de eliminadores de gotas



Fonte: Ruiz, 2019.

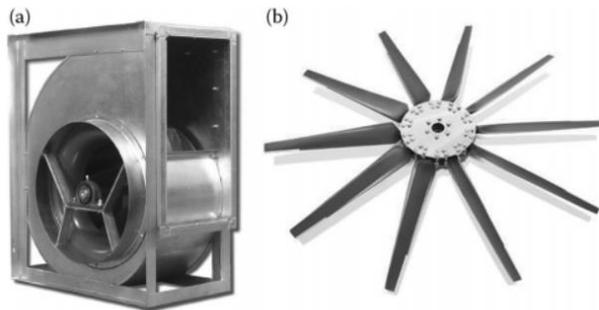
2.8.7 Ventiladores

Em torres de resfriamento, ventiladores centrífugos e axiais são os dois tipos mais utilizados. Nos centrífugos, o ar entra pela parte central na direção axial e sai na direção radial, normal a direção de entrada. Já nos axiais, o ar entra e sai na mesma direção. A Figura 40 apresenta esses dois modelos, onde a imagem (a) é um modelo típico de ventilador centrífugo e a imagem (b) mostra um modelo típico de rotor de um ventilador axial.

De forma geral, os ventiladores axiais são utilizados quando é preciso altas vazões com baixa diferença de pressão e os centrífugos quando é preciso alta diferença de pressão com menores níveis de vazão.

Ambos os ventiladores são acionados por um motor elétrico, que são usualmente instalados na parte externa da torre para facilitar a manutenção e prologar a vida do equipamento, pois evita o motor trabalhar em condições de ar úmido.

Figura 40 - Modelos de ventiladores



Fonte: Stanford III, 2012.

2.8.8 Seleção torre de resfriamento

O método para a seleção da torre de resfriamento do fabricante Caravela do grupo Thermotank é descrito no próprio catálogo disponível em seu site.

Para selecionar o modelo adequado é necessário definir certas propriedades específicas do projeto. É preciso conhecer a vazão de água que a torre deverá resfriar, a temperatura da água quente, a temperatura da água resfriada, a temperatura de bulbo úmido do local da instalação, a velocidade do ar no local e calcular o salto térmico, que é simplesmente a diferença entre a temperatura da água quente e a temperatura da água resfriada.

O próprio fabricante recomenda utilizar o valor da temperatura de bulbo úmido já disponibilizado no catálogo conforme a região geográfica da instalação, como mostra a Tabela 2.

Tabela 2 - Temperaturas de bulbo úmido de regiões geográficas

Região Sul	oC	Centro Oeste	oC	Nordeste	oC
		Brasília	24	Maceió	27
São Paulo	24	Goiania	26	Salvador	26
Santos	27	Cuiabá	27		
Campinas	24	Campo Grande	25	Região Leste	
Curitiba	23,5	Ponta Porã	26	Vitória	28
Londrina	23,5			Belo Horizonte	25
Foz do Iguaçu	27	Nordeste		Uberlândia	24
Florianópolis	26	São Luiz	28	Rio de Janeiro	27
Joinville	26	Paraíba	28	região Norte	
Porto Alegre	27	Terezina	28	Amapá	27
Santa Maria	25,5	Fortaleza	26	Manaus	29
Rio Grande	26	Natal	27	Santarem	29
Uruguiana	26	Recife	26	Belem	27
Alemanhã	16,5	Argentina	22	USA	19
Inglaterra	14	Peru	22	Venezuela	27
Italia	18	Chile	20		
Espanha	19	Bolivia	27		

Fonte: Caravela, 2020

Com posse das informações acima é possível entrar no diagrama de seleção presente no anexo B. Primeiramente, deve se encontrar a temperatura de bulbo úmido no eixo vertical do diagrama da direita e traçar uma reta horizontal passando por esse ponto até a curva da temperatura da água fria. Traçar uma reta vertical passando pela interseção e cruzar com curva vermelha correspondente ao salto térmico. A partir desse ponto, é preciso traçar uma reta horizontal até o diagrama da esquerda, cruzando com a curva da velocidade do ar. Na interseção, traçar uma reta vertical e determinar a densidade da chuva no eixo horizontal do diagrama da esquerda. Vale ressaltar que para diferentes tipos de enchimento, os valores do eixo da densidade da chuva mudam. Por último, deve se dividir a vazão de água a ser resfriada pela densidade da chuva para obter a mínima área necessária da torre de resfriamento.

Para escolher o modelo adequado deve se utilizar uma torre da Tabela 3 que tenha área igual ou maior que a área mínima previamente calculada.

Tabela 3 - Áreas de torres de resfriamento Caravela Thermotank

Áreas de torres de resfriamento Caravela Thermotank										
Modelo	Área	Modelo	Área		Modelo	Área	Modelo	Área	Modelo	Área
ST	m2	WT	m2		WTD	m2	BS	m2	TRA	m2
3	0,36	31	3,31		81	8,01	58	5,76	32	0,00
5	0,49	41	4,00		100	10,24	86	8,64	41	0,00
10	1,00	51	5,06		121	12,25	129	12,96	51	0,00
15	1,44	61	6,00		151	16,00	173	17,28	64	0,00
20	2,02	TCM	m2		181	não há	230	23,04	80	0,00
25	2,79	18	17,28		231	23,04	288	4,8*6	100	0,00
32	3,31	23	23,04		291	não há	360	36,00	120	0,00
41	4,00	29	28,80		361	36,00			150	0,00
		36	36,00							
		43	43,20							
		52	51,84							

Fonte: Caravela, 2020

2.9 ENERGIA GEOTÉRMICA

Muito antes dos seres humanos terem conhecimento das leis da física que regem o planeta onde habitam, estes já desfrutavam das benesses promovidas pela energia geotérmica. Existem registros de nativos americanos há 10 mil anos que utilizavam fontes térmicas naturais para cozinhar alimentos em suas comunidades. No berço da sociedade ocidental, as sociedades greco-romanas casas de banho eram construídas em fontes termais para reuniões sociais. Estes são apenas exemplos de como o calor advindo do interior terrestre era aproveitado.

2.9.1 Tipos de utilização da energia geotérmica

A utilização da energia geotérmica consiste em três tipos de categoria: aplicações de uso direto, bombas de calor geotérmico e geração de energia elétrica. O uso direto dos recursos geotérmicos consiste em aproveitar diretamente da natureza a água aquecida. Nos sistemas de bomba de calor, o gradiente de temperatura entre o solo e fluidos passando por condutos enterrados neste é aproveitado para realizar trocas de calor. Esse foi o sistema adotado pelo grupo no estudo. Já na geração de energia elétrica aproveita-se vapor advindo de fontes geotérmicas.

2.9.1.1 *Uso direto*

O uso direto é o sistema de fonte geotérmica mais amplamente aplicado. Em suma aproveita-se a água naturalmente aquecida pelo solo para a prática desejada, sem a necessidade de que equipamentos especializados sejam acoplados. As temperaturas aferidas nas águas de uso direto são relativamente baixas, numa gama entre 50°C e 150°C. Com essa variedade de temperaturas inferiores, o sistema é utilizado para aquecer construções individuais ou um conjunto de edificações a partir de uma central de fornecimento.

Ademais, essas fontes termais naturais são utilizadas de forma comercial ou particular em piscinas aquecidas, como pode ser verificado na Figura 41 onde pessoas se confraternizam em uma vila italiana, spas, estufas e piscicultura. Podem ser aplicadas para cozinhar alimentos, secagem de frutas e madeira, pasteurização de leite e derretimento de grandes quantidades de neve. Por fim, também um sistema de troca de calor consegue ser adicionado a essas fontes quando minerais ou gases danosos aos seres humanos são detectados.

Figura 41 - Fonte termal Bagno Vignoni na Itália

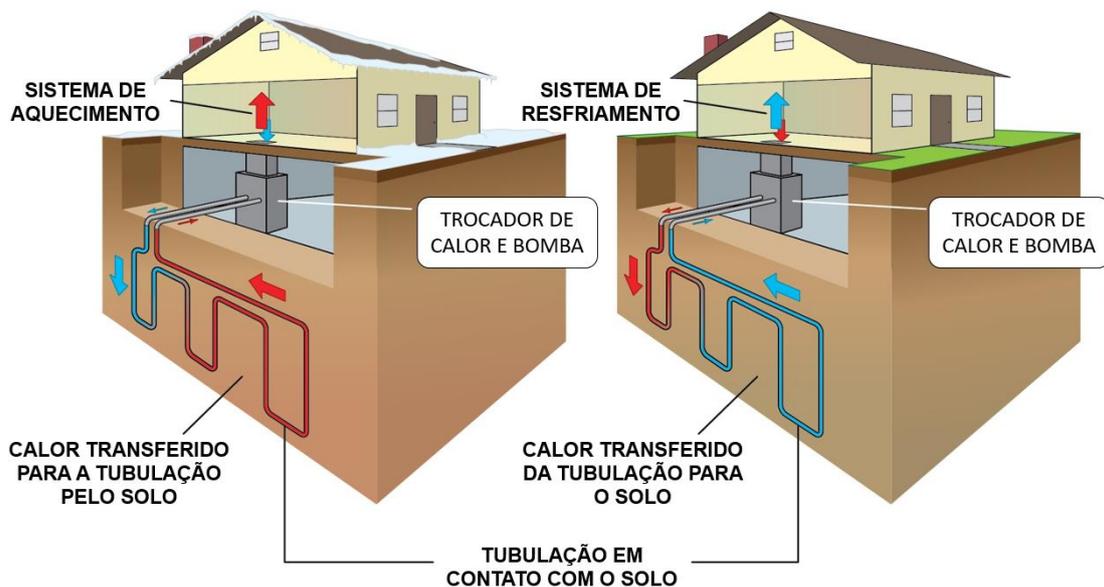


Fonte: Uroš Medved, 2008

2.9.1.2 Bomba de calor geotérmico

Para as bombas de calor geotérmico, aproveitam-se as temperaturas do solo em que o sistema vai ser instalado para a realização de troca de calor. Nessa condição tanto é possível realizar o aquecimento de fluidos quanto resfriamento. Até a profundidade de 300m da litosfera, as temperaturas são relativamente estáveis e constantes, variando entre 5°C e 30°C. Uma das aplicações mais comuns é a utilização desta troca de calor para condicionar o ar que passa pelo sistema de ventilação e climatização de residências e prédios, assim como na Figura 42 abaixo.

Figura 42 - Esquemática de funcionamento de uma bomba de calor geotérmico



Fonte: Autor “adaptado de” Britannica, 2018

Como apresentado na figura, a tubulação em que o fluido que será aquecido ou resfriado transita é enterrada para a profundidade em que se atinja um gradiente de temperaturas entre solo e fluido requerido. O solo absorve ou transfere calor enquanto o fluido é bombeado nos condutos. O arranjo e a geometria da tubulação que foi enterrada podem ser planejados para que haja maximização de troca de calor. Um sistema como esse utiliza entre 25% e 50% menos energia elétrica do que os sistemas convencionais. Comparando a bomba de calor geotérmico com o sistema ar-condicionado, estas emitem 44% menos gases estufa, e com sistema de aquecimento por resistência reduz-se em 72% a emissão.

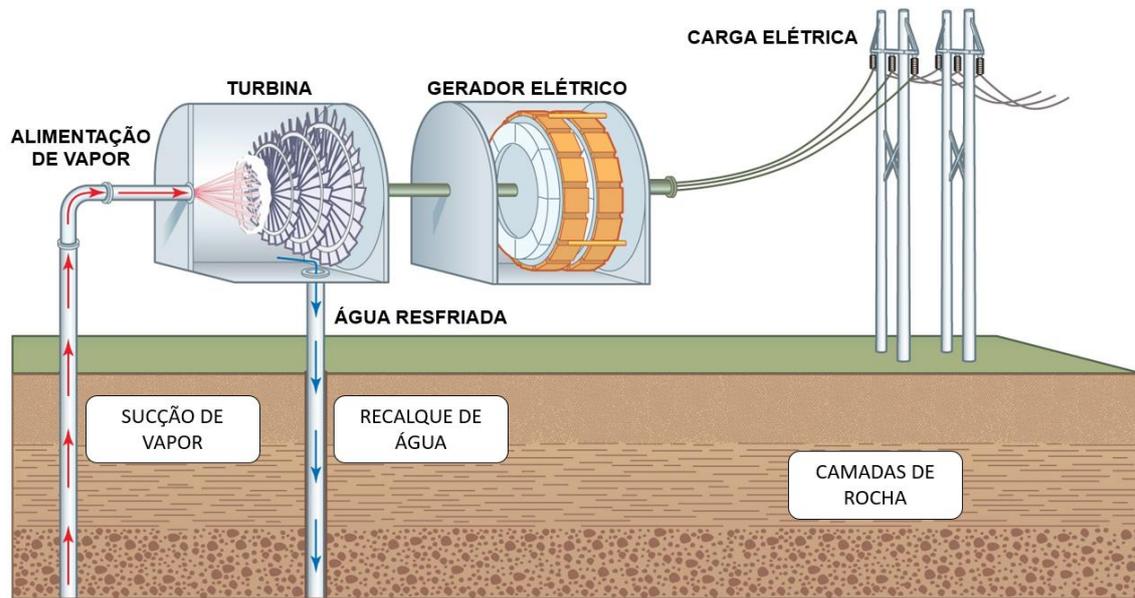
A bomba de calor geotérmico é uma das soluções encontradas pelo grupo para resfriar a água que passa pelas serpentinas trocadoras de calor em contato com os painéis fotovoltaicos de forma mais limpa e econômica.

2.9.1.3 Geração de energia elétrica

A geração de energia elétrica a partir de recursos geotérmicos simplificada consiste na captação de vapor de água, podendo este ser obtido juntamente com água aquecida, e utilização deste para impulsionar turbinas acopladas a geradores elétricos, assim produzindo então corrente elétrica que pode ser distribuída em rede.

Em usinas de vapor seco existe um poço de produção de vapor e esse é encaminhado para a turbina e como foi mencionado anteriormente a energia elétrica é produzida. Após a passagem pela turbina, o vapor convertido em água é injetado no poço para que esta seja aquecida pela fonte geotérmica e transformada naturalmente em vapor novamente. Um sistema de usina de vapor seco é ilustrado na Figura 43. As emissões geradas resumem-se no vapor excedente e uma quantidade ínfima de gases. A primeira usina de vapor seco foi a de Lardarello na Itália em 1904.

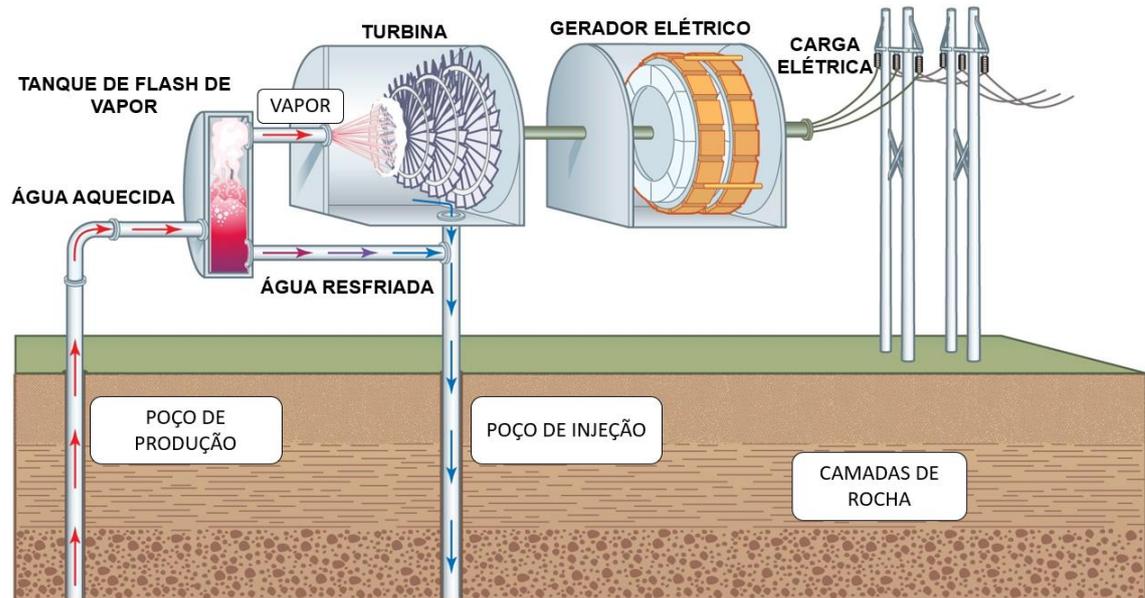
Figura 43 - Sistema de usina geotérmica de vapor seco



Fonte: Autor “adaptado de” Britannica, 2018

Outro tipo de usina é o de *flash* de vapor, estas as mais comuns em utilização de energia geotérmica para geração de energia elétrica. Água quente e vapor em temperaturas superiores a 180°C são bombeados para um tanque de *flash*, esse tanque executa a ação de separar o que é água do que é vapor, em seguida o ciclo é o mesmo da usina de vapor seco, a turbina é acionada e o no final têm-se energia elétrica. Tanto a água descartada pelo tanque de *flash* quanto àquela captada na saída da turbina são injetadas novamente no poço geotérmico. O sistema de geração de energia em usina de *flash* de vapor é apresentado na Figura 44.

Figura 44 - Sistema de usina geotérmica de tanque de flash



Fonte: Autor “adaptado de” Britannica, 2018

Uma terceira possibilidade são as usinas de ciclo binário, que é diferente das duas previamente apresentadas por não utilizar o vapor captado de forma direta na turbina. Em ciclos binários a água e vapor recolhidos no poço geotérmicos são transportadas para um trocador de calor para aquecer um fluido de trabalho que é introduzido na turbina de geração. Ou seja, têm-se um ciclo onde água quente e vapor termais são passados pelo trocador térmico e outro, semelhante aos anteriores, que propriamente realiza a produção de energia elétrica.

3 DESENVOLVIMENTO

Com o embasamento dos fundamentos importantes já estabelecido, é necessário o estudo das soluções existentes no mercado, *benchmarking* e aplicar métodos adequados para tomada de decisão. Para assim, propor um layout de concepção da solução do problema da queda do rendimento dos módulos fotovoltaico com o aumento da temperatura.

3.1 SOLUÇÕES ESTUDADAS

Em busca de inspiração e de soluções eficientes que já estivessem sendo empregadas para a refrigeração de painéis solares, o grupo realizou uma análise de mercado e benchmarking com iniciativas nacionais e internacionais. Atualmente, é bem ampla a lista de estudos acadêmicos e experimentos que tratam do assunto, porém sua aplicação de fato, em campo, seja em instalações residenciais ou em usinas solares, ainda é pequena. Dentre os estudos e aplicações encontradas, destacaram-se três padrões de solução, os quais, dentro de cada padrão, possuíam o mesmo tema de estudo e modalidade de troca de calor com a placa. São eles:

- a) refrigeração de painéis solares através de mangueira de água;
- b) refrigeração de painéis solares através de serpentina;
- c) refrigeração de painéis solares através de partículas de PCM.

Características mais detalhadas e aprofundadas sobre cada uma das classes de solução serão retratados na sequência.

3.1.1 Refrigeração de painéis solares através de mangueira de água

A solução de refrigeração de painéis solares através de mangueira de água consiste em um sistema onde, basicamente, água é bombeada através de uma mangueira a qual fica posicionada na parte superior do painel solar. A mangueira possui orifícios furados que permitem a passagem de água através destes, sendo a água então despejada na superfície do painel e escorrendo por gravidade até sua base. O escoamento do líquido pelo vidro do painel solar forma um fino filme de água responsável por resfriar e remover o calor excessivo de seu interior, obtendo um incremento de eficiência energética do sistema entre 8 e 12%. As Figuras 45 e 46, mostradas a seguir, retratam a mangueira com seus orifícios despejando água sobre o painel, formando o fino filme responsável pela troca de calor e resfriamento do sistema.

Figura 45 - Sistema de refrigeração de placas solares através de mangueira de água



Fonte: PV MAGAZINE, 2020

Figura 46 - Detalhe do filme de água escorrendo sobre o vidro do painel solar



Fonte: SunBooster, 2020

3.1.1.1 Vantagens

A solução de refrigeração de painéis solares através de mangueira de água, como dito anteriormente, gera um ganho de energia elétrica em torno de 8 a 12% ao ano. A simplicidade do sistema, aliada aos baixos custos para sua instalação, potencializam os ganhos, permitindo seu uso tanto em instalações menores e residenciais, quanto em instalações maiores e usinas solares.

O fluxo de água pelo vidro do painel se assemelha às precipitações ao qual a placa está sujeita. Dessa forma, esta solução realiza a limpeza constante do vidro do painel solar,

removendo quaisquer sujeiras que possam prejudicar a penetração dos raios, e não prejudicam a garantia do produto, uma vez que não estão em contato direto com nenhum componente interno do painel. Além disso, esta solução permite a utilização da água provinda das chuvas, reduzindo ainda mais os gastos com a operação do sistema.

3.1.1.2 Desvantagens

Apesar das numerosas vantagens apresentadas anteriormente, a solução da refrigeração de painéis solares através de mangueira de água também apresenta defeitos. A reutilização da água da chuva como matéria prima para a refrigeração das placas agrega a necessidade da instalação de um filtro ao sistema. A água da chuva pode trazer contaminantes, poeiras, folhas e partículas suspensas no ar que, se bombeadas pelo sistema, podem gerar danos ao conjunto moto-bomba ou à integridade das tubulações, entupindo e danificando suas paredes. A presença de um filtro na instalação gera custos iniciais, na aquisição do componente, e ao longo de sua vida útil, uma vez que demandam uma manutenção periódica e constante. Além disso, a utilização da chuva como única fonte de água deixa o sistema vulnerável, correndo risco de desabastecimento durante períodos de seca.

Como dito anteriormente, o derramamento de água sobre a placa solar propicia a formação um filme de líquido sobre o vidro. Este filme, apesar de ter como uma de suas vantagens a limpeza da superfície, refrata parte dos raios solares incidentes na placa, o que prejudica a absorção da energia solar e, conseqüentemente, a geração de energia elétrica. Além disso, não há garantias de que o filme derramado de água será regular por toda a superfície, podendo ser desviado pela incidência de ventos e fazer o sistema perder sua capacidade de refrigeração.

3.1.2 Refrigeração de painéis solares através de serpentina

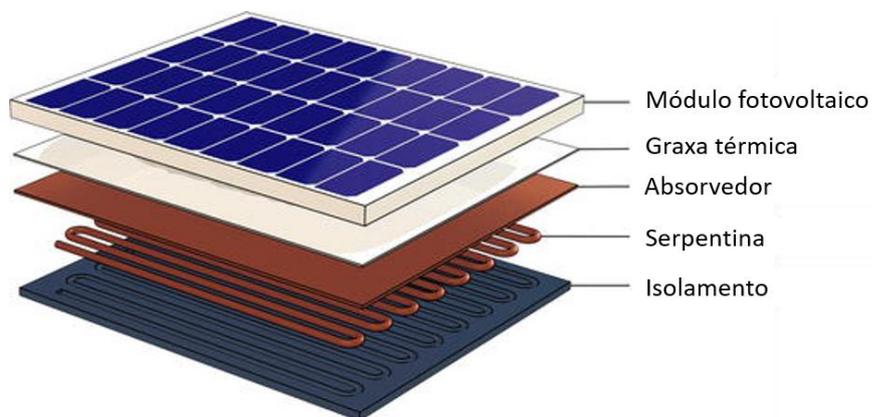
A solução de refrigeração de painéis solares através de serpentina, como o próprio nome já sugere, se baseia na instalação de uma serpentina na parte traseira da placa solar. Nesta montagem, a troca de calor acontece em dois momentos e por dois processos diferentes. Primeiramente, uma troca de calor por condução ocorre entre a superfície da placa e as paredes dos tubos da serpentina. Na sequência, a troca de calor segue e acontece entre os tubos e o fluido que os percorre internamente, por convecção.

A montagem do sistema na placa solar, para essa solução, passa a ganhar extrema importância. Diversas opções de acoplamento de serpentina e direcionamento de fluxo podem ser escolhidas, alterando significativamente o desempenho e a eficiência do sistema de refrigeração. Na sequência, serão mostradas algumas variações de montagens e suas respectivas influências. Este acoplamento pode ser feito basicamente de duas maneiras diferentes, tendo cada uma sua especificidade, vantagens e desvantagens.

3.1.2.1 Serpentina acoplada à parte posterior do painel solar

A solução de refrigeração com serpentina acoplada à parte posterior do painel solar é uma das configurações possíveis de ser realizada. Nesta montagem, a superfície traseira da placa fica em contato direto com os dutos da serpentina, responsável por realizar a troca de calor. A Figura 47, mostrada a seguir, retrata este acoplamento à placa fotovoltaica.

Figura 47 - Solução de refrigeração de painéis solares com serpentina acoplada à parte posterior



Fonte: Autor “adaptado de” Amin Farzanehnia et al., 2019

3.1.2.1.1 Vantagens

A solução através de acoplamento de serpentina ao painel solar pode gerar um aumento na eficiência do sistema de até 17%. Realizando uma comparação simples entre o ganho de eficiência desta solução com o da solução de refrigeração de painéis solares através de mangueira de água, apresentada anteriormente, fica clara uma ampla vantagem. O controle do resfriamento também se apresenta como um diferencial, uma vez que, com essa solução, se terá a certeza da passagem de fluido pelos locais pré-determinados, independentemente das condições ou intempéries do clima.

Por se tratar de um circuito fechado, a solução com serpentina possibilita a utilização de fluidos diferentes da água em seu processo sem impacto adicional ao meio ambiente. Fluidos refrigerantes podem possuir um coeficiente de troca de calor superior ao da água, apresentando um rendimento térmico e potencial de troca de calor maiores.

Além de ser muito eficiente na troca térmica, esta solução também tem grande facilidade de instalação em painéis já existentes e operacionais. Esta característica daria campo para a implementação do projeto em qualquer tipo de placa fotovoltaica do mundo, desde usadas e pré-instaladas, até unidades novas diretamente da fábrica. Por serem acopladas à parte posterior externa da placa solar, o sistema de serpentinas ficaria em um local de fácil acesso, facilitando intervenções de manutenção ou até substituição do sistema. Este fator reduziria os custos por reparo e possibilitaria que a placa continuasse operacional durante toda a realização dos serviços, sem maiores prejuízos à geração de energia.

3.1.2.1.2 Desvantagens

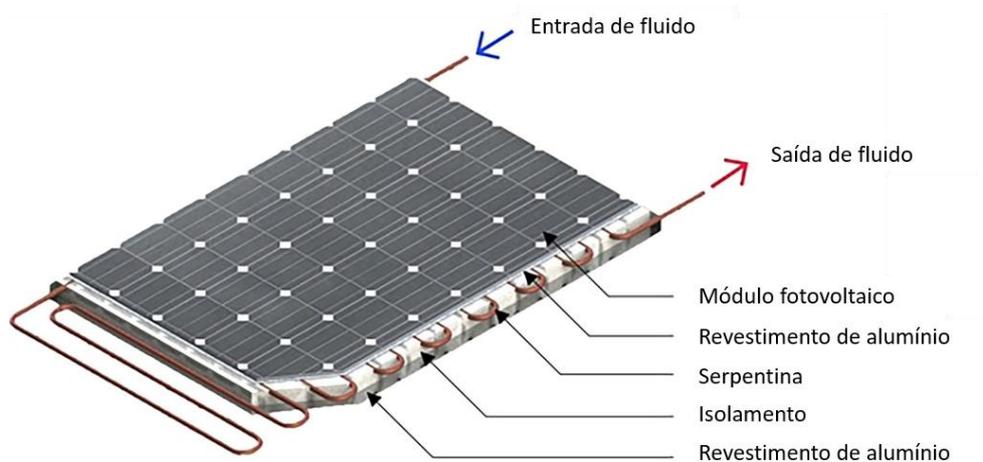
A solução através de acoplamento de serpentina ao painel solar apresenta muitas vantagens. No entanto, suas desvantagens são relevantes e impactam diretamente na decisão pela utilização ou não deste padrão de solução.

A opção pelo fluxo de líquido por dentro de dutos reduz a área de troca de calor entre estes e a placa solar. A região de troca térmica fica restrita à área de contato entre a tubulação da serpentina, a qual está sendo percorrida continuamente por água ou fluido refrigerante, e o painel. Além disso, o fluido utilizado dentro da serpentina irá aquecer durante o processo, necessitando passar por um sistema secundário completo de desaquecimento para poder voltar ao sistema principal e refrigerar as placas novamente. Este sistema de desaquecimento do fluido deve ser pensado e dimensionado, aumentando a complexidade do projeto.

3.1.2.2 Serpentina integrada ao painel solar

A solução da refrigeração de painéis solares através de serpentina integrada segue a mesma ideologia da solução onde a serpentina é acoplada à placa. Porém, neste caso, o que se altera é o posicionamento e a montagem dos dutos no painel. Ao invés de ser acoplada à parte traseira, o sistema de serpentinas é integrado às células de construção da placa, sendo instalada internamente à moldura. A Figura 48, apresentada abaixo, auxilia no entendimento do sistema.

Figura 48 - Solução de refrigeração de painéis solares com serpentina integrada



Fonte: Autor “adaptado de” Taher Maatallah et al., 2019

3.1.2.2.1 Vantagens

A solução através da integração da serpentina ao painel solar apresenta resultados muito semelhantes aos da serpentina acoplada, podendo gerar um aumento na eficiência do sistema de até 17,3%. Porém, as semelhanças terminam por aí. Por estar integrada e posicionada dentro das camadas do painel solar, o problema da área de troca térmica restrita é diminuído. A área de contato e, conseqüentemente, troca de calor entre placa e serpentina se distribui através de quase todo o perímetro dos dutos, aumentando o fluxo de refrigeração. Além disso, por ser alocado entre as camadas de fabricação da placa, esta solução tem um potencial enorme de implementação em indústrias produtoras de painéis solares. Uma vez dentro da indústria, a produção em larga escala será inevitável, o que seria um ganho muito importante para o projeto.

3.1.2.2.2 Desvantagens

A integração da serpentina à construção do painel solar, apesar das vantagens apresentadas anteriormente, não é uma opção perfeita. O fato de ser montada juntamente às camadas do painel eleva o nível de complexidade da solução. Diferentes materiais e diferentes arranjos devem ser estudados, podendo elevar o custo final do projeto. Além disso, o fato de a serpentina estar entre as camadas do painel dificulta, e muito, as manutenções periódicas e planejadas ao longo da vida útil da solução. Para realizá-las, seria necessário que se parasse a operação do painel, realizasse a desmontagem e retirasse a serpentina para reparo. Tais ações

implicariam em um lucro cessante muito alto para a companhia ou usuário, além de ter uma probabilidade maior de danificar outros componentes adjacentes do sistema. O caso de vazamentos seria o problema mais grave, podendo resultar em danos permanentes ao painel como um todo.

A integração apresentou como vantagem a possibilidade de aplicação da solução na indústria produtora de novos painéis solares. Porém, como desvantagem está sua aplicação no resto do mercado de placas solares do mundo. A instalação de um sistema integrado em placas pré-existentes ou já operacionais é muito mais complicado, caro e, em alguns casos, impossível, restringindo o campo de aplicação do projeto.

3.1.3 Refrigeração de painéis solares através de partículas de PCM

Uma outra solução mapeada e com grande potencial de desenvolvimento é a solução de refrigeração de painéis solares através de partículas PCM em contato direto com a placa. Os PCMs, do inglês *Phase Change Materials*, ou seja, materiais de mudança de fase, são um tipo de material desenvolvido para atuar como “armazenador” de energia. Estes materiais sofrem mudanças cíclicas em seu estado quando expostos a determinadas condições ambientais, absorvendo e dissipando uma quantidade considerável de calor. Esta característica lhes proporciona uma capacidade de armazenamento térmico muito elevada, sendo superior à dos demais materiais convencionais existentes.

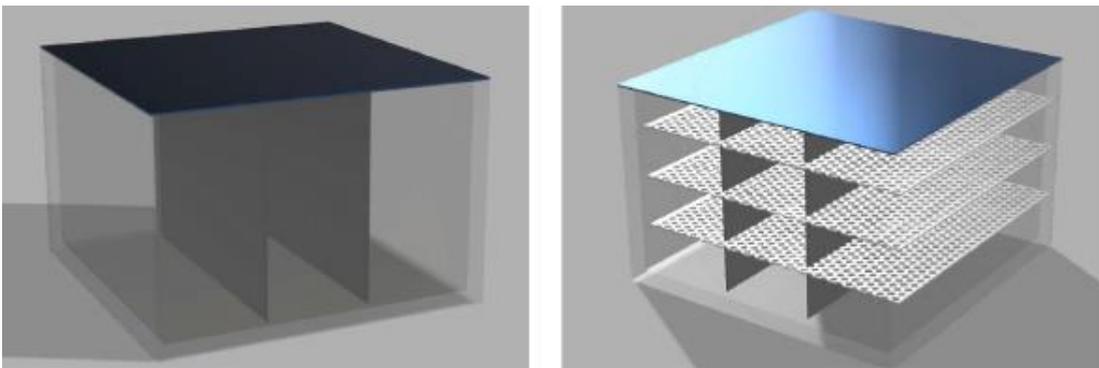
Aplicando-os à uma solução de refrigeração de painéis solares, a melhor maneira é através da troca de calor pelo fenômeno da condução. Um grande volume de partículas ficaria em contato direto com a superfície posterior da placa, enquanto outras abaixo seriam responsáveis pela dissipação do calor. Dessa forma, o fluxo de material seria constante, diminuindo a temperatura de operação dos painéis e aumentando sua eficiência na transformação da energia solar em elétrica. As Figuras 49 e 50, apresentadas na sequência, simbolizam a montagem da solução e auxiliam o entendimento.

Figura 49 - Solução de refrigeração de painéis solares através de PCM



Fonte: Saber Abdo et al., 2020

Figura 50 - Possíveis montagens da caixa que acomodará o PCM



Fonte: Saber Abdo et al., 2020

3.1.3.1 Vantagens

A solução de refrigeração de painéis solares através de partículas de PCM possibilita um ganho de potência entre 7 e 10% se comparado a potência disponível em uma placa operacional sem refrigeração. Além disso, um material PCM pode ser constituído de uma série de combinações acessíveis ao público em geral, como parafinas e sais, mantendo o custo da solução muito abaixo das outras soluções analisadas. Bombas e outros equipamentos envolvidos na movimentação e controle de fluidos não são necessárias nesta solução, aumentando o saldo final de ganho de energia e reduzindo mais ainda o custo inicial e operacional.

3.1.3.2 Desvantagens

Apesar de ser uma solução eficiente, simples e relativamente barata, a refrigeração de placas através de partículas de PCM possui suas limitações. A capacidade de armazenamento térmico deste tipo de material é superior à dos demais materiais existentes, porém não infinita. Ela possui uma limitação e, se extrapolado este valor, a partícula se “satura”, muda de fase e perde sua eficiência. Dessa forma, o fluxo de disseminação do calor retirado deve ser muito bem estudado de modo a manter as partículas de contato direto com a placa íntegras durante todo o período de trabalho.

Uma outra característica peculiar deste tipo de material é que, em geral, eles possuem baixo ponto de fusão, girando em torno de 20 a 25°C. O Brasil é um país tropical e a temperatura média de regiões onde estão instaladas usinas solares, na maioria das vezes, ultrapassa os 27°C. Dessa forma, a disseminação do fluxo de calor provindo diretamente da placa seria gravemente impactada pelo fluxo de calor provindo do ambiente, podendo fazer com que o sistema perca sua eficiência por completo e cumpra com o projetado.

3.2 CRITÉRIOS E MATRIZ DE DECISÃO

Um critério de avaliação é uma ferramenta de pontuação que facilita avaliar um trabalho ou uma solução para determinado problema e a partir desses critérios é possível criar e posteriormente analisar a matriz de decisão, assim é garantido que será escolhida a melhor solução possível. O grupo utilizou alguns critérios para decidir qual solução seria a mais adequada e através da matriz de decisão foi possível visualizar de forma mais clara, qual solução deveria ser a escolhida.

3.2.1 Critérios

Na criação da matriz de decisão o grupo utilizou os seguintes critérios, na ordem do mais impactante para o de menor impacto:

- a) capacidade de refrigeração;
- b) confiabilidade / vida útil;
- c) manutenção;
- d) segurança;
- e) custos.

3.2.1.1 Capacidade de refrigeração

A potência de refrigeração ou capacidade de refrigeração nominal segundo a terminologia do INMETRO é a quantidade de calor que o sistema pode absorver e retirar da placa e essa capacidade é normalmente encontrada na unidade de BTU *British Thermal Unit*.

Esse critério ficou em primeiro lugar como mais impactante, pois é o objetivo principal do projeto, de nada adiantaria ter um sistema que fosse barato seguro e confiável, se ele não atingisse o objetivo que é o resfriamento da placa fotovoltaica.

3.2.1.2 Confiabilidade / Vida útil

O critério de confiabilidade e vida útil do projeto, ou seja, a durabilidade do sistema, quanto tempo o sistema duraria sem precisar de manutenção e qual probabilidade de falhas de funcionamento do sistema. Esse critério ficou em segundo, pois além de um projeto que seja capaz de reduzir a temperatura da placa, é preciso que ele seja durável, assim além de gerar resultados, faria isso por um longo prazo, deste modo não seria necessário manutenções frequentes, facilitando os cuidados após a instalação e reduzindo o tempo de *payback* (retorno) do investimento.

3.2.1.3 Manutenção

O projeto mesmo sendo confiável e durável, em algum momento precisará de uma manutenção, assim como todo sistema. Portanto, é necessário que este seja criado e instalado visando a acessibilidade após a implementação, o que facilitará a identificação de desvios e a manutenção caso necessário, devido a isso esse critério também foi considerado no momento da decisão, porém seu impacto foi considerado de menor relevância quando comparado aos anteriores.

3.2.1.4 Segurança

A segurança de um projeto, que no sentido literal da palavra seria algo que está livre de perigos ou riscos eventuais, não poderia ficar de fora dos critérios de avaliação, porém no caso do projeto Apollo Chill o sistema que foi criado não oferece riscos ou perigos às pessoas que

irão trabalhar com ele nem à instalação na qual será implementado. Portanto esse critério foi considerado menos relevante quando comparados com os anteriores.

3.2.1.5 Custos

Administrar os custos de um projeto costuma ser um grande dilema, uma das dificuldades é aliar o que o patrocinador do projeto está disposto a pagar com o valor monetário que o projeto precisa para ser executado, porém no caso desse projeto o foco principal foi na funcionalidade e no resultado que o sistema entregaria após a implementação. Devido a isso o custo do projeto mesmo sendo considerado o critério de menor impacto não poderia ter sido deixado de lado.

3.2.2 Matriz de decisão

A Matriz de Decisão é uma forma simples de facilitar o processo de decisão, pois ela permite avaliar os pontos fortes e fracos das soluções e definir qual a melhor escolha para seguir com o projeto. Na criação da matriz de decisão, primeiramente listou-se os critérios que seriam utilizados, listou-se as alternativas dentre as quais seria feita a escolha, construiu-se tabelas cruzando os dados e a partir disso escolheu-se a solução.

Os principais objetivos da matriz são: tomada de decisão, satisfazer o perfil do cliente e remover as incertezas.

A matriz foi feita utilizando o método AHP (*Analytic Hierarchy Process*), modelo desenvolvido por Thomas Saaty. Este modelo consiste em uma análise multicriterial, que permite a todos os fatores importantes serem expressos de forma quantitativa ou qualitativa.

No processo de avaliação os elementos são comparados 2 a 2 por meio de uma matriz, os termos desta explicitam quantas vezes um elemento (i) é preferível em relação ao outro (j).

As notas dadas à cada elemento varia de 1 a 9, sendo o valor 1 o indicativo de que o elemento i é igualmente preferível ao elemento j e o valor 9 indicando que o elemento é de importância absoluta, deste modo as notas ficam dispostas como mostra a Tabela 4 a seguir:

Tabela 4 - Descrição das notas

Valores	Descrição
1	Igualmente preferível
3	Pequena importância de uma sobre a outra
5	Grande importância de uma sobre a outra
7	Importância muito grande de uma sobre a outra
9	Importância absoluta
2;4;6;8	Valores intermediários

Fonte: GARBER, 2002; JANSEN et al., 2004; PAMPLONA, 1999.

Primeiramente foi feita a estruturação do problema, o apontamento dos objetivos, definiu-se os critérios de avaliação e identificou-se as possíveis soluções. Feito isso começou-se a montagem das matrizes de decisão

A primeira matriz foi apenas comparando os critérios de decisão, por meio do método de consolidação dos valores atribuídos aos fatores foi decidido os pesos que cada elemento teria e o resultado obtido está explícito na Tabela 5 a seguir:

Tabela 5 - Pesos de cada critério de avaliação

Critérios de avaliação	Custo (Implementação / produção)	Confiabilidade / vida útil	Manutenção	Capacidade de refrigeração	Segurança	Média dos pesos
Custo (Implementação/produção)	0,05	0,03	0,02	0,09	0,02	0,04
Confiabilidade / vida útil	0,25	0,15	0,28	0,12	0,26	0,21
Manutenção	0,20	0,05	0,09	0,10	0,20	0,13
Capacidade de refrigeração	0,35	0,74	0,57	0,61	0,46	0,54
Segurança	0,15	0,04	0,03	0,09	0,07	0,07
Total						1,00

Fonte: Autor

Após a determinação dos pesos para cada critério, foram criadas matrizes avaliando as soluções, começou-se avaliando apenas o critério Custo, para cada solução e a conclusão para esse critério pode ser observada na Tabela 6:

Tabela 6 - Média de custo para cada solução

Custo (Implementação / produção)	Mangueira de água	Serpentina acoplada	Serpentina integrada	PCM por condução	Média
Mangueira de água	0,59	0,61	0,38	0,64	0,55
Serpentina acoplada	0,12	0,12	0,25	0,11	0,15
Serpentina integrada	0,10	0,03	0,06	0,04	0,06
PCM por condução	0,20	0,24	0,31	0,21	0,24
Total					1,00

Fonte: Autor

A solução da mangueira de água foi a que mais pontuou nesse critério pois é a solução mais simples de ser instalada além disso é a que utilizaria menos recursos para ser produzida.

A solução com PCM foi a segunda que mais pontuou nesse quesito e isso se dá graças ao seu baixo preço de produção que se utilizaria de materiais baratos e fáceis de encontrar. Logo abaixo do PCM ficou a serpentina acoplada, esse mesmo tendo um custo de produção mais elevado, tem uma instalação menos complexa do que a serpentina integrada e por isso ficou acima dessa última solução

O segundo critério a ser analisado foi o de confiabilidade e vida útil das soluções, para isso o grupo criou mais uma matriz e a análise resultou nas pontuações apresentadas na Tabela 7 a seguir:

Tabela 7 - Média de confiabilidade para cada solução

Confiabilidade / vida útil	Mangueira de água	Serpentina acoplada	Serpentina integrada	PCM por condução	Média dos pesos
Mangueira de água	0,05	0,06	0,06	0,03	0,05
Serpentina acoplada	0,37	0,40	0,40	0,41	0,40
Serpentina integrada	0,37	0,40	0,40	0,41	0,40
PCM por condução	0,21	0,13	0,13	0,14	0,15
Total					1,00

Fonte: Autor

De acordo com a matriz apresentada é possível observar que as duas serpentinas tiveram notas próximas e isso se dá devido à robustez que o sistema pode ter, além disso essa solução ficaria menos exposta ao ambiente externo. Abaixo delas está o PCM que devido ao seu local de instalação estaria protegido, porém uma das falhas é que o PCM não conseguiria absorver a mesma quantidade de calor durante um longo período e isso forçaria uma manutenção prematura do sistema. A solução com a mangueira de água ficou em último nesse quesito pois ficaria muito exposta ao ambiente e isso ocasionaria corrosão acelerada e possíveis entupimentos gerados por depósitos de poeira ou até mesmo por partículas trazidas pela própria água que estaria circulando no sistema.

Após a análise da confiabilidade das soluções, foi feita a matriz de decisão para o critério de manutenção, a qual analisaria a facilidade de acesso para reparos e avaliação de desvios de cada sistema, o resultado dessa matriz pode ser observado na Tabela 8 seguinte:

Tabela 8 - Média de manutenção para cada solução

Manutenção	Mangueira de água	Serpentina acoplada	Serpentina integrada	PCM por condução	Média dos pesos
Mangueira de água	0,22	0,32	0,31	0,20	0,26
Serpentina acoplada	0,07	0,11	0,25	0,12	0,14
Serpentina integrada	0,04	0,03	0,06	0,10	0,06
PCM por condução	0,66	0,54	0,38	0,59	0,54
Total					1,00

Fonte: Autor

A partir dessa matriz é possível observar que a serpentina integrada tem a pior nota para esse critério e isso se dá devido à sua forma de instalação que seria dentro da placa e isso dificultaria a manutenção além de encarecer a mesma. A serpentina acoplada tem uma nota melhor nesse quesito pois o acesso à mesma se daria de forma mais fácil, logo em seguida ficou a mangueira de água, que por estar mais exposta tem uma acessibilidade maior, porém essa exposição geraria uma necessidade de manutenção mais frequente o que deixou essa solução com a nota mais baixa que a do PCM, este além de não precisar de manutenções com frequência como o anterior, sua manutenção seria mais simples que as outras soluções.

O critério seguinte a ser analisado foi o de maior peso e relevância de acordo com a análise prévia do grupo, que é a capacidade de refrigeração de cada solução e o resultado dessa matriz é mostrado na Tabela 9:

Tabela 9 - Média de capacidade de refrigeração para cada solução

Capacidade de refrigeração	Mangueira de água	Serpentina acoplada	Serpentina integrada	PCM por condução	Média dos pesos
Mangueira de água	0,06	0,06	0,06	0,11	0,07
Serpentina acoplada	0,45	0,44	0,44	0,42	0,44
Serpentina integrada	0,45	0,44	0,44	0,42	0,44
PCM por condução	0,03	0,06	0,06	0,05	0,05
Total					1,00

Fonte: Autor

De acordo com a matriz apresentada as serpentinas acopladas e integradas teriam os melhores desempenhos nesse critério, isso acontece devido à área de contato ser maior que as dos outros sistemas e além disso no projeto das serpentinas é possível adaptar a disposição que elas seriam instaladas na placa e isso otimizaria a troca de calor, abaixo delas está a mangueira de água que teria uma boa área de contato, porém não seria capaz de trocar calor de modo uniforme com toda a placa e isso prejudicaria o desempenho do sistema, logo após a mangueira está o PCM que ficou em último devido ao seu limite de troca de calor, como já é conhecido o PCM não é capaz de trocar calor por um longo período de tempo e isso limitaria o sistema.

O último elemento entre os critérios a ser analisado foi o da segurança, de acordo com o grupo este ficou em quarto no ranking de pesos dos critérios e isso se deu pois o sistema de refrigeração das placas projetado não gera riscos ou perigos aos trabalhadores que estarão em contato com ele, a análise para esse critério está exposta na Tabela 10 a seguir:

Tabela 10 - Média de segurança para cada solução

Segurança	Mangueira de água	Serpentina acoplada	Serpentina integrada	PCM por condução	Média dos pesos
Mangueira de água	0,26	0,30	0,31	0,24	0,28
Serpentina acoplada	0,09	0,10	0,08	0,12	0,10
Serpentina integrada	0,13	0,20	0,15	0,16	0,16
PCM por condução	0,52	0,40	0,46	0,48	0,47
Total					1,00

Fonte: Autor

Como foi ilustrado na tabela, a diferença entre as soluções nesse critério não foi tão grande quando comparado aos outros, mesmo assim o PCM ficou como a melhor solução para esse critério devido à sua simplicidade de materiais envolvidos e sua fácil manutenção, em seguida a mangueira de água que ocasionaria um maior risco por estar exposta, porém sua simplicidade facilitaria qualquer alteração caso fosse identificado algum desvio, e por último ficaram as serpentinas, essas ocuparam essa posição devido à sua complexidade em relação aos outros o que geraria uma maior dificuldade caso fosse necessário algum tipo de alteração

Por fim, após uma análise muito criteriosa de cada solução e com as notas definidas para cada elemento, foi montada a matriz final, na qual compilou-se todos os outros resultados, agregou-se os pesos e a partir dela foi tomada a decisão de qual solução seria escolhida para o sequenciamento do projeto e essa matriz final pode ser observada na Tabela 11 a seguir:

Tabela 11 - Matriz decisão das soluções avaliadas

Resultado	Mangueira de água	Serpentina acoplada	Serpentina integrada	PCM por condução	Média dos pesos
Custo (Implementação / produção)	0,55	0,15	0,06	0,24	0,04
Confiabilidade / vida útil	0,05	0,40	0,40	0,15	0,21
Manutenção	0,26	0,14	0,06	0,54	0,13
Capacidade de refrigeração	0,07	0,44	0,44	0,05	0,54
Segurança	0,28	0,10	0,16	0,47	0,07
TOTAL	12,85%	35,37%	34,45%	17,33%	1,00

Fonte: Autor

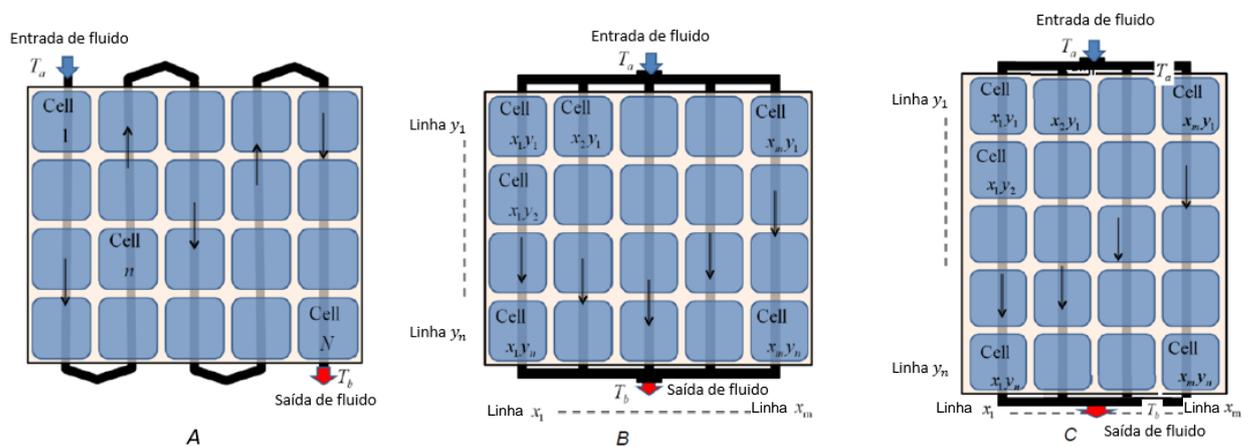
Analisando os resultados da Tabela 11 a solução da serpentina acoplada obteve a maior pontuação final, devido aos motivos já apresentados. Apesar de possuir uma pontuação próxima ao da serpentina integrada, a grande diferença no fator manutenção foi crucial para a decisão final. Portanto, o grupo Apollo Chill decidiu optar por esta solução pois atende as necessidades de um sistema de refrigeração.

3.3 LAYOUT DE CONCEPÇÃO E APLICAÇÃO PRELIMINARES

No estudo realizado por Tarabsheh et al. (2013) foram estudados três perfis diferentes de serpentinhas, apresentados na Figura 51, para avaliar a eficiência de refrigeração. O perfil A consiste em uma serpentina no formato zigue-zague, o perfil B em uma serpentina no formato grelha para placas posicionadas na horizontal, resultando em um maior número de colunas, e o perfil C em uma serpentina no formato grelha para placas posicionadas na vertical, resultando em uma menor quantidade de colunas, porém com comprimentos maiores.

O estudo conclui que para uma mesma vazão de água, o perfil B apresentou a maior eficiência de refrigeração em comparação aos demais.

Figura 51 - Perfis de serpentinhas



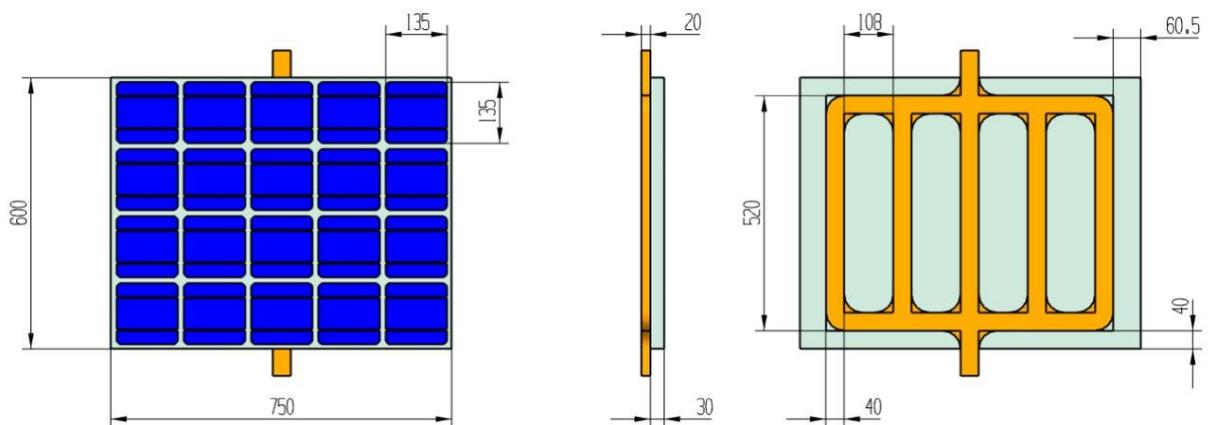
Fonte: Autor "Adaptado de" Tarabsheh et al., 2013

3.3.1 Layout de concepção preliminar

Com base nas soluções analisadas utilizando os critérios de decisão adequados e o estudo previamente mencionado, a solução preliminar proposta para a refrigeração das placas solares consiste em uma serpentina no formato grelha para placas horizontais que é devidamente acoplada na parte traseira do módulo fotovoltaico, viabilizando a fácil manutenção

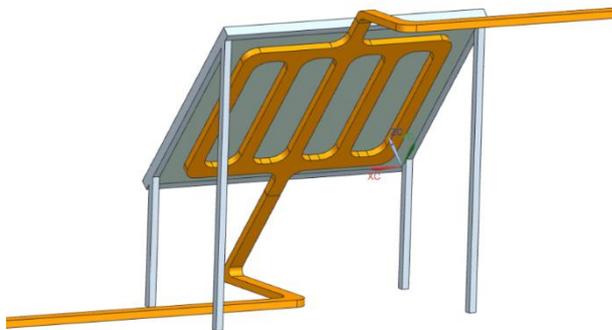
e a implementação em instalações novas e pré-existentes. Além disso, a serpentina possui uma seção transversal retangular a fim de aumentar a área de troca de calor entre a placa e a água, obtendo um maior rendimento de refrigeração. A Figura 52 apresenta as dimensões de um painel solar e do sistema de refrigeração acoplada na placa traseira. Já a Figura 53 contém o modelo 3D do sistema para o melhor entendimento.

Figura 52 - Layout de concepção



Fonte: Autor

Figura 53 - Modelo 3D layout de concepção



Fonte: Autor

3.3.2 Aplicação da solução preliminar proposta

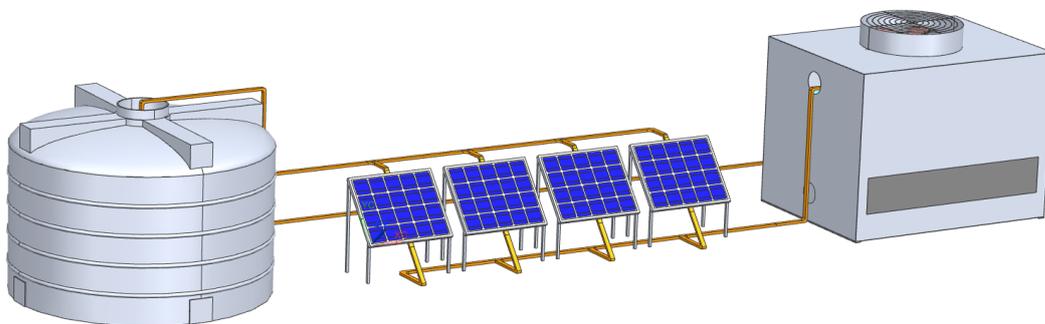
Com o intuito de situar a solução proposta em uma aplicação preliminar, a Figura 54 representa um esquema básico com os principais componentes necessários para o devido funcionamento do sistema.

A água fria ao passar pelas serpentinas absorve calor das placas e é aquecido. Esse fluido é resfriado pela torre de resfriamento e bombeando para o reservatório, que garante um bom

isolamento térmico e evita contaminação do fluido, para assim ser utilizado novamente pelo sistema.

Em primeiro momento, o grupo optou pela torre de resfriamento como forma de método de refrigeração do sistema por conta da fácil e rápida escolha através do método mencionado na seção 2.8.8 fazendo o adequado uso das tabelas e diagrama de seleção, e pelo fato de já existirem esse tipo de equipamento padronizado no mercado.

Figura 54 - Modelo 3D da aplicação da solução proposta



Fonte: Autor

3.4 SOLUÇÃO OTIMIZADA

Como solução final, o projeto recebeu devidas modificações para otimizar o seu desempenho e diminuir os custos.

Um novo design do trocador de calor do painel solar foi desenvolvido com o intuito de demandar menos material para sua fabricação e viabilizar a utilização de matérias de menor custo.

Além disso, a torre de resfriamento foi substituída por um trocador geotérmico como método de refrigeração nas aplicações da solução final, pois a torre de resfriamento necessita de uma usina que disponibilize de um espaço livre para a instalação da torre, e especialmente, devido a torre necessitar consumir energia para alimentar o ventilador, podendo inviabilizar o projeto caso essa energia necessária for maior que a energia ganha pelo sistema de resfriamento do grupo ApolloChill.

3.4.1 Cálculos de pré-projeto do sistema de refrigeração

Inicialmente foram admitidas as condições de trabalho do sistema apresentadas na Tabela 12.

Tabela 12 - Condições de trabalho do sistema

Temperatura de trabalho da placa solar	33°C
Temperatura ambiente	30°C
Temperatura de entrada da água no trocador	25°C
Velocidade do vento	9 m/s

Fonte: Autor

A partir das condições estabelecidas o cálculo de balanço térmico do sistema foi dividido em troca de calor entre placa fotovoltaica e a solução proposta e entre a placa e o ambiente.

3.4.1.1 Troca de calor entre placa fotovoltaica e a solução proposta

A ideia de concepção da solução é baseada em um trocador de calor do tipo serpentina que não possui superfície superior, permitindo que o fluido de refrigeração esteja em contato direto com a placa fotovoltaica.

Portanto, o modelo matemático considerado para a realização do cálculo da interação térmica entre os componentes é o de convecção forçada interna com temperatura de superfície constante, sendo esta a temperatura de trabalho da placa solar.

A tabela 13 apresenta as propriedades da água consideradas nos cálculos desta seção.

Tabela 13 - Propriedades da água entre 15°C e 30°C

Temperatura [°C]	15	20	25	30
ρ [kg/m ³]	999,1	998	997	996
K [W/m.K]	0,589	0,598	0,607	0,615
Cp [J/kg.K]	4185	4182	4180	4178
Pr	8,09	7,01	6,14	5,42
ν [m ² /s]	1,14E-06	1E-06	8,94E-07	8,01E-07
μ [kg/m.s]	0,001138	0,001002	0,000891	0,000798

Fonte: Autor

Inicialmente foram admitidas as dimensões de seção transversal, comprimento da serpentina e velocidade de escoamento de forma que fosse possível encontrar valores para Reynolds através da equação 31 e Nusselt através da interpolação da Tabela 14:

$$Re = \frac{V * Dh}{\nu} \quad (31)$$

$$Nu = f\left(\frac{a}{b}\right) \quad (32)$$

Sendo:

V – velocidade de escoamento $\left[\frac{m}{s}\right]$;

Dh – diâmetro hidráulico [m];

ν – viscosidade cinemática $\left[\frac{m^2}{s}\right]$;

a – altura da seção transversal [m];

b – largura da seção transversal [m].

Tabela 14 - Número de Nusselt para escoamento laminar com temperatura de superfície constante

Nusselt	
a/b	Nu (Ts = const.)
1	2,98
2	3,39
3	3,96
4	4,44
5	5,14
6	5,6
8	7,54

Fonte: Çengel e Ghajar, 2012

Após a obtenção de ambos os adimensionais obtêm-se o coeficiente de convecção médio através da equação 33 a seguir:

$$h = \frac{Nu * Dh}{K} \quad (33)$$

Sendo:

h – coeficiente de convecção médio $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

K – coeficiente de condutividade térmica $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

Iterativamente obtêm-se as medidas iniciais de dimensão do sistema, assim como os dados de escoamento, apresentados na Tabela 15:

Tabela 15 - Dimensões do sistema e dados de escoamento

a [m]	0,05
b [m]	0,007
Re	1649
V [m/s]	0,12
Nu	7,273
\dot{m} [kg/s.placa]	0,042
h [W/m ² .K]	358,98

Fonte: Autor

3.4.1.2 Troca de calor entre placa fotovoltaica e ambiente

Em 2013 foi publicado um estudo do Instituto de Pesquisa de Energia Solar de Singapura em parceria com o Instituto Fraunhofer Para Sistemas de Energia Solar que registrava a temperatura de trabalho de painéis solares em diferentes regiões tropicais do mundo.

Como conclusão deste estudo foi verificado que a temperatura de trabalho de painéis solares é função de diversas variáveis como a irradiação solar, ventilação, distância entre painel e a estrutura de suporte, exposição do local etc. e que em média a diferença de temperatura entre a painel e ambiente fica em torno de 20°C para uma irradiação solar próxima a 950W/m².

Para o estudo deste projeto considera-se então que a temperatura de trabalho do painel sem a aplicação da solução se estabilizaria próxima dos 50°C, o que permite determinar a quantidade de calor de irradiação que o sistema de refrigeração terá que absorver através do balanço térmico entre painel e ambiente.

Desta forma, o modelo matemático utilizado é o de convecção forçada externa considerando o painel como uma placa plana e admitindo a velocidade do vento de 9m/s,

retirada do atlas eólico da Bahia, é possível obter o calor de irradiação como se segue a partir da equação 34:

$$x_{crítico} = \frac{Re_{crítico} * v}{V_{inf}} \quad (34)$$

O comprimento crítico obtido é 50mm enquanto o comprimento da placa é de 1,95m, o que torna a região laminar do escoamento desprezível, podendo ser considerado totalmente turbulento. As equações 35, 36 e 37 a seguir apresentam os próximos passos para obtenção do coeficiente de convecção médio do sistema.

$$Re_L = \frac{\rho * V_{inf} * L}{\mu} \quad (35)$$

$$Nu_{médio} = 0,036 * Re_L^{0,8} * Pr^{1/3} \quad (36)$$

$$h_{médio} = \frac{Nu * k}{L} \quad (37)$$

A Tabela 16 apresenta as propriedades do ar consideradas nos cálculos desta seção.

Tabela 16 - Propriedades do ar a 30°C

Temperatura [°C]	30
ρ [kg/m ³]	996
K [W/m.K]	0,615
Cp [J/kg.K]	4178
Pr	5,42
ν [m ² /s]	8,01E-07
μ [kg/m.s]	0,000798

Fonte: Autor

A Tabela 17 reúne as informações obtidas através destes cálculos:

Tabela 17 - Propriedades do escoamento

Re_L	1091250
$Nu_{médio}$	2191,42
$h_{médio}$ [W/m ² .K]	29,08

Fonte: Autor

A partir da obtenção do coeficiente médio de convecção é possível calcular a taxa de calor que o sistema terá que absorver para manter a temperatura de trabalho da placa em 33°C, através da equação 38.

$$Q = h * A * \Delta T \quad (38)$$

$$Q = 29,08 * (1,95 * 0,9) * (50 - 33) = 867,72W/placa$$

Desta forma tem-se o layout inicial estabelecido com as dimensões apresentadas na Tabela 18, bem como as temperaturas de trabalho da água de resfriamento e painel solar.

Tabela 18 - Resumo da solução otimizada

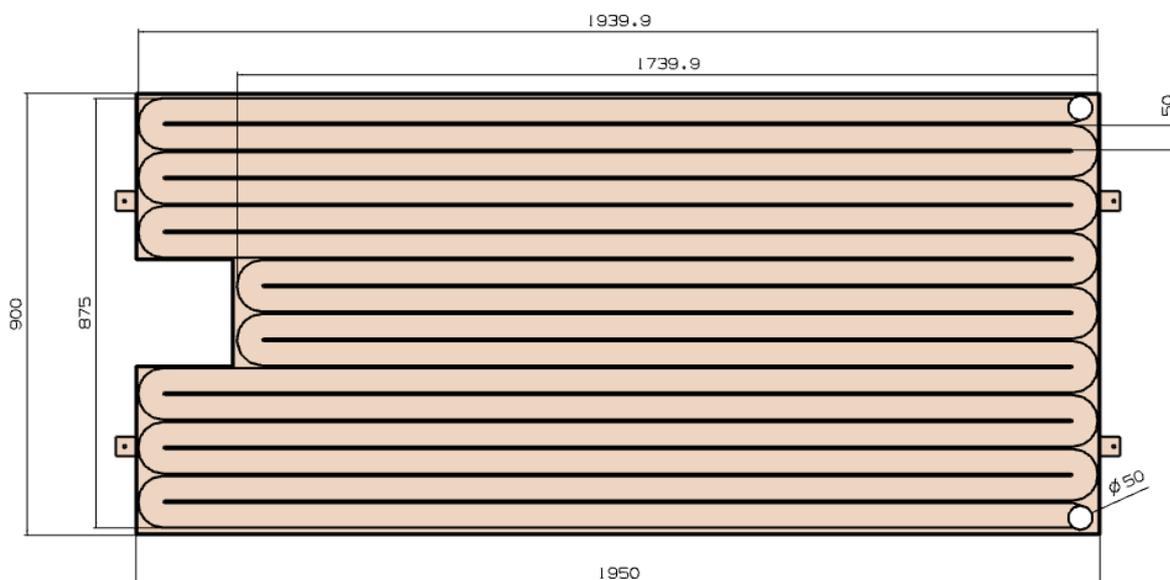
Altura da seção transversal [m]	0,01
Largura da seção transversal [m]	0,05
Número de passes	16
Comprimento do passe [m]	1,85
Temperatura de entrada da água [°C]	25
Temperatura de saída da água [°C]	31,3
Temperatura de trabalho do painel [°C]	33

Fonte: Autor

3.4.2 Design final da solução

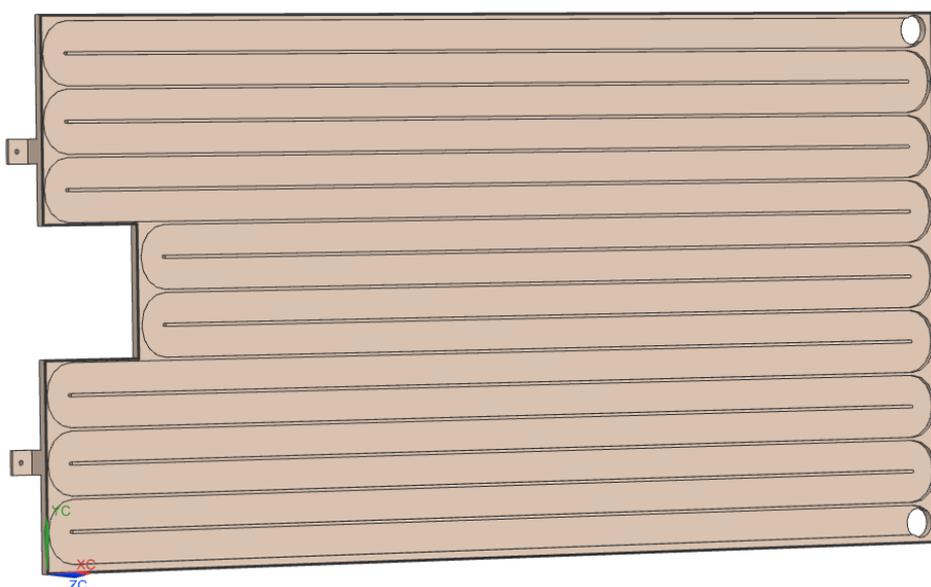
Após considerações iniciais do projeto e realização de subsequentes cálculos preliminares, definiu-se as dimensões básicas necessárias para a solução de refrigeração proposta, chegando até o arranjo final do sistema. A Figura 55 a seguir retrata o *design* obtido para o trocador de calor, com algumas de suas dimensões principais indicadas, enquanto a Figura 56 representa um modelo em 3D da solução.

Figura 55 - Arranjo final da solução



Fonte: Autor

Figura 56 - Modelo em 3D da solução desenvolvida



Fonte: Autor

A solução abrange toda a área posterior do painel solar, com dimensões externas equivalentes à 1950mm de comprimento e 900mm de largura, exatamente as mesmas da placa solar. A serpentina completa, por onde passará a água e ocorrerá a troca direta de calor, é composta por um total de 16 passes, sendo cada um deles com largura de 50mm e espessura de

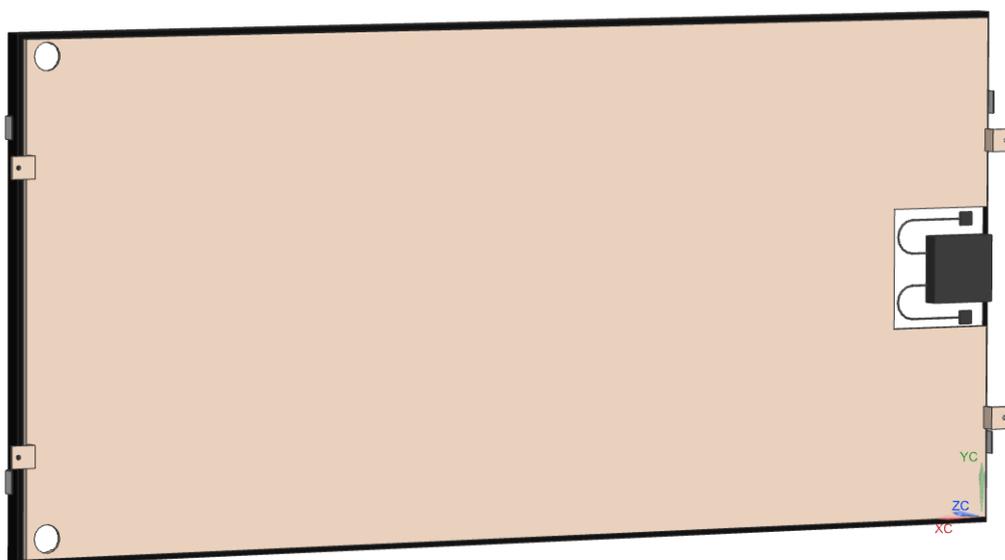
7mm. Doze passes percorrem o comprimento total da placa e totalizam 1939,9mm cada um, enquanto quatro deles possuem apenas 1739,9mm. Essa diminuição se deve à um recorte necessário de ser realizado para a correta acomodação das caixas de junção presentes na parte posterior dos painéis solares comerciais. A Figura 57, a seguir, retrata as caixas de junção instaladas em painéis solares reais, enquanto a Figura 58 representa a solução desenvolvida pelo grupo adaptada para sua correta acomodação.

Figura 57 - Caixa de junção instaladas em painéis solares reais



Fonte: Dreamstime, 2021

Figura 58 - Vista traseira da solução desenvolvida com o recorte para a placa de junção



Fonte: Autor

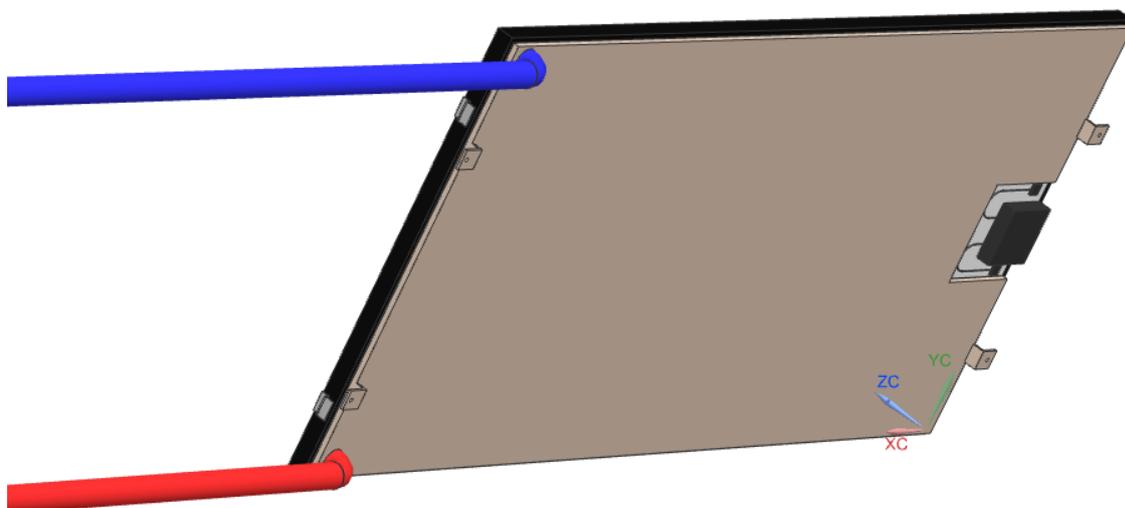
O grupo optou pela construção do sistema em material polimérico ante uma construção em material metálico principalmente pelas suas vantagens como menor rugosidade, diminuindo a perda de carga induzida no sistema; menor peso, facilitando sua instalação e fixação; maior durabilidade, não sofrendo de oxidação em contato direto com a água transportada internamente ou provinda da chuva; e menor preço, barateando o sistema e aumentando sua viabilidade econômica. Assim, dentre todas as ligas poliméricas existentes o grupo selecionou o policloreto de vinila, ou PVC, como o material ideal para a construção do projeto, pois além de possuir todas as características acima já citadas, ainda tem uma boa resistência à temperatura, fator fundamental se tratando de um trocador de calor.

Os desenhos técnicos detalhados podem ser encontrados nos apêndices no final do trabalho. O apêndice A mostra as três principais vistas da serpentina da solução proposta. O apêndice B mostra as vistas da serpentina com o devido posicionamento da vedação de PU. E por fim, o apêndice C mostra a vista explodida do conjunto painel solar – serpentina, com todos os elementos normalizados e a lista de materiais.

3.4.2.1 Alimentação do sistema com fluido refrigerante

A entrada de água no sistema acontece através de uma abertura na parte superior do painel, com diâmetro igual à 50mm. À esta abertura, é conectada uma tubulação responsável por fazer o transporte de água fria desde o trocador geotérmico até as placas. Da mesma forma acontece a saída de água do sistema, onde em uma abertura de 50mm de diâmetro na parte inferior do painel é acoplada uma tubulação que fará a destinação da água aquecida até o tanque de armazenamento. A Figura 59, a seguir, simboliza o sistema de refrigeração já com as tubulações integradas, onde a cor azul simboliza transporte de fluido frio e a cor vermelha fluido quente.

Figura 59 - Sistema com tubulações de transporte de fluido integradas

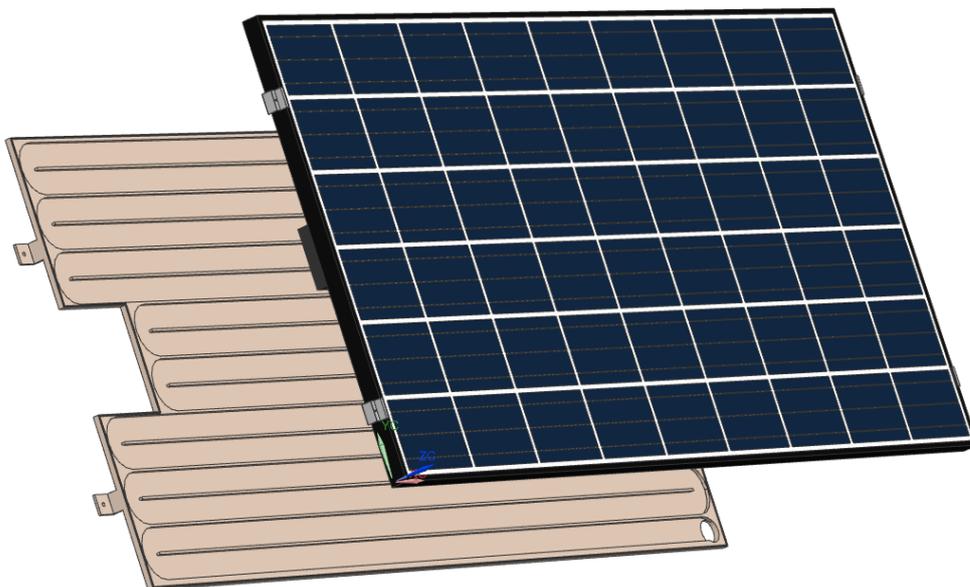


Fonte: Autor

3.4.2.2 Montagem do sistema

O método de troca de calor do sistema desenvolvido pelo grupo visa o contato direto do fluido que está sendo transportado pelos dutos da serpentina e a superfície posterior da placa solar, eliminando uma resistência à troca de calor por condução que poderia existir no caso do fluido ser transportado por tubulações cilíndricas ou retangulares fechadas. Dessa forma, a solução é aberta em uma de suas superfícies, e esta superfície aberta é a que fica em contato direto com a superfície posterior da placa solar, como representado pelas Figuras 60 e 61 a seguir.

Figura 60 - Solução a ser acoplada na parte traseira do painel solar



Fonte: Autor

Figura 61 - Solução acoplada à parte traseira do painel solar



Fonte: Autor

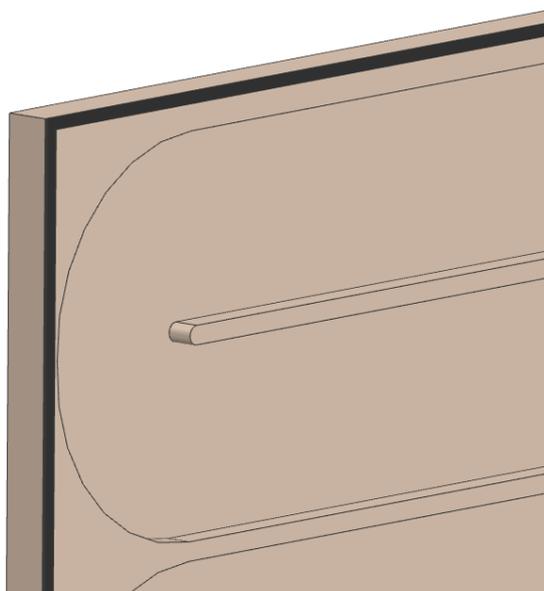
Em alguns casos, a superfície traseira do painel solar, conhecida também como *backsheet*, pode ser constituída de um material permeável à água e o contato direto com fluido em movimento na solução poderia ocasionar a sua degradação. Dessa forma, nesses casos, um filme polimérico impermeável será instalado, tendo resistência a troca de calor praticamente

irrisória, mas impedindo que a água penetre nos componentes do painel solar, garantindo uma boa refrigeração e mantendo a integridade do equipamento.

3.4.2.3 Acessórios e dispositivos de fixação

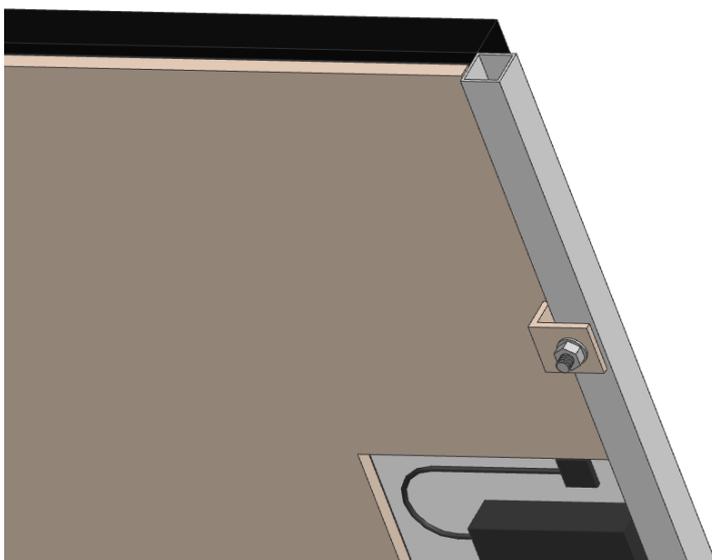
Além do sistema básico para transporte do fluido, constituído pela placa, seus dutos e aberturas, acessórios visando a vedação e fixação do sistema também foram pensados. Uma junta de vedação de poliuretano será acoplada a todo perímetro externo da placa visando garantir a estanqueidade do sistema e evitar vazamentos nos contatos serpentina-placa. Além disso, hastes foram desenvolvidas em ambos os lados para realizar a fixação da solução, através de quatro parafusos M10, diretamente à estrutura de suporte dos painéis solares, constituídas normalmente por vigas metálicas, não sobrecarregando a moldura original da placa ou quaisquer outros de seus componentes internos. Assim, além de não impactar na construção dos painéis solares, possibilita que a solução seja instalada em painéis de qualquer marca ou formato, ampliando a gama de aplicações para a solução. A Figura 62 apresentada a seguir retrata o dispositivo de vedação do sistema, enquanto a Figura 63 representa o de fixação à estrutura.

Figura 62 - Dispositivo de vedação do sistema



Fonte: Autor

Figura 63 - Dispositivo de fixação do sistema à estrutura metálica



Fonte: Autor

3.5 METODOLOGIA FMEA

Problemas na cadeia produtiva ou na operação de um produto podem ser prejudiciais a qualquer projeto e empresa. Prever, antecipar e estar preparado para solucioná-los é uma estratégia excelente e que ajuda a garantir a qualidade dos produtos, evitando possíveis prejuízos. É a partir deste conceito que surge a metodologia FMEA, do inglês *Failure Mode and Effects Analysis*, que propõe o estudo e a análise dos possíveis modos de falha e efeitos que elas podem gerar em um processo, projeto ou produto. Através dela, é possível se determinar quais dificuldades poderão ser encontradas ao longo de sua vida útil e operação, auxiliando na elaboração e atuação de medidas preventivas.

3.5.1 DFMEA

O DFMEA, do inglês *Design Failure Mode and Effects Analysis*, é a metodologia FMEA aplicada exclusivamente para o *Design* (projeto) de produto. Sua aplicação se inicia desde as fases de desenvolvimento e consiste em um processo de engenharia que permite explorar e testar um projeto, a fim de determinar se este pode dar certo ou não em um determinado mercado ou aplicação. Através dele é desenvolvido um documento que reúne os potenciais falhas, elaborando previamente planos de segurança e correção.

A partir deste conceito, o grupo realizou um DFMEA para o layout do projeto, sendo apresentada através da figura 64 a seguir.

Figura 64 - DFMEA criado pelo grupo

DFMEA - ANÁLISE DOS MODOS DE FALHAS E SEUS EFEITOS										DFMEA Nº	1					
ÁREAS ENVOLVIDAS:			APROVAÇÃO DO CLIENTE:							ETAPA:	PÁGINA:					
PROJETO	PROCESSO/PRODUTO:	CLIENTE/PROJETO:								DATA 1ª EMISSÃO						
RESPONSÁVEL PROJETO/MANUFATURA:		EQUIPE:														
ITEM/NOME/FUNÇÃO DO PROJETO/PROCESSO		REQUISITOS	MODO DE FALHA POTENCIAL	EFEITO(S) DA FALHA EM POTENCIAL	CAUSA(S) POTENCIAL DA FALHA	CONTROLE ATUAL DE PREVENÇÃO	CONTROLE ATUAL DE DETECÇÃO	RISCO (RPN)	AÇÃO PREVENTIVA RECOMENDADA	NOME DO RESPONSÁVEL E PRAZO	AÇÃO TOMADA	SEVERIDADE	OCORRÊNCIA	DETECÇÃO		
Bomba hidráulica	Recabear a água do tanque para o sistema	Fornecer a quantidade correta de água para o funcionamento do sistema	Bombamento insuficiente de água	Refrigeração do sistema interrompida	Curvatura da bomba	Maintenance regular do equipamento	Análise visual do rotor da bomba	7 224	Agendamento periódico de manutenção	N/A	Programações de visitas em campo para manutenções preventivas das bombas e instalações no bombeamento	8	3	5	120	
								0							0	
								0							0	
Tubulação / transporte do líquido refrigerante		Transporte do líquido ao longo do sistema	Vazamento de líquido nas paredes dos tubos	Perda do líquido refrigerante do sistema	Agentes externos	N/A	N/A	5	5	140	5	3	5	70	70	
								5	175	175	Treinamento anual para prevenir instalações inadequadas e acompanhamento de treinamentos anuais para prevenir instalações inadequadas	7	3	5	105	105
								5	175	175	Treinamentos anuais para prevenir instalações inadequadas	7	3	5	105	105
Mecanismo de acoplamento da serpentina / fixação da serpentina na placa solar		Garantir que a serpentina fique no seu devido local	Descolamento da serpentina na parte posterior da placa	Não haverá a refrigeração da placa	Material inadequado utilizado na fabricação	N/A	N/A	5	105	105	Ter um plano de campanha de campo com o fabricante caso a falha ocorra e chegue ao atendimento de água	7	3	4	84	84
								5	175	175	Treinamento anual para prevenir instalações inadequadas e acompanhamento de treinamentos anuais para prevenir instalações inadequadas	7	3	5	105	105
Mecanismo de vedação entre a placa solar e a serpentina / Vedação de trocador de calor na placa solar		Garantir a vedação do sistema de trocador na placa solar	Degradação do material precocemente	Vazamento de água pelas laterais do sistema de trocador na placa solar	Instalação inadequada do mecanismo	N/A	N/A	7	167	167	Ter um plano de campanha de campo com o fabricante caso a falha ocorra	7	3	4	84	84
								6	210	210	Treinamentos anuais para prevenir instalações inadequadas	7	3	5	105	105
								5	175	175	Treinamentos anuais para prevenir instalações inadequadas	7	3	5	105	105
Trocador geotérmico / resfriamento da água do sistema		Resfriamento da água líquido refrigerante para o sistema	Vazamento nas paredes e conexões de trocador geotérmico	Contaminação do sistema	Instalação inadequada do mecanismo	N/A	N/A	6	210	210	Treinamentos anuais para prevenir instalações inadequadas	7	3	5	105	105
								5	175	175	Treinamentos anuais para prevenir instalações inadequadas	7	3	5	105	105
								0							0	

Fonte: Autor

3.6 ESTUDO DE CASO

Como uma medida de validar a eficácia da solução proposta, escolheu-se uma usina geradora de energia solar para exemplificar de maneira mais realista os impactos causados com a refrigeração dos painéis solares. Para isso, optou-se por realizar um estudo de caso na Usina de Tauá, por seu tamanho reduzido e grande capacidade de produção, de aproximadamente 1 MW somando mais de 4 mil placas.

3.6.1 Usina de Tauá

A usina de Tauá, localizada no município de mesmo nome, o segundo maior de todo o Estado do Ceará, a 340km de Fortaleza em plena região da caatinga, foi a primeira usina solar com capacidade de geração comercial no Brasil, além disso foi também a primeira usina a ter conexão com o Sistema Interligado Nacional (SIN) e para a construção desse projeto foram investidos inicialmente cerca de 10 milhões de reais, a usina foi construída pela MPX, empresa do grupo EBX, que atua na área de geração e comercialização de energia e hoje o empreendimento é administrado pela ENEVA.

A instalação atualmente conta com 4680 painéis fotovoltaicos em uma área de 12 mil metros quadrados e estes painéis somados geram aproximadamente 1MW, o que torna a usina capaz de abastecer 1500 casas, além disso essa construção proporcionou cerca de 250 empregos indiretos para o município de 54 mil habitantes desde a sua inauguração em agosto de 2011. A Figura 65 mostra uma visão geral da usina.

Figura 65 - Vista superior da usina de Tauá.



Fonte: Eneva, 2020

No futuro, já que possui a autorização da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) e da Superintendência Estadual do Meio Ambiente do Ceará (SEMACE) para o aumento da capacidade instalada, a usina graças às características do terreno tem a possibilidade de ampliar a geração gradualmente até 50MW.

3.6.2 Cálculo da solução de geotermia para a aplicação do estudo de caso

Com o sistema trabalhando com a refrigeração das placas fotovoltaicas através do escoamento de água em um sistema fechado, se faz necessário o resfriamento do fluido em um dado momento do ciclo.

A geotermia é cada vez mais utilizada em ciclos de troca de calor por ser um sistema simples e de baixo custo, porém efetivo para refrigeração ou aquecimento de fluidos através de tubulações enterradas no solo. Tratando de um sistema de aumento de eficiência energética o uso da geotermia como solução de refrigeração da água utilizada no sistema se faz de grande utilidade.

Para o dimensionamento do sistema geotérmico para a usina de Tauá utiliza-se como base a vazão total do sistema e as temperaturas de entrada do fluido quente, saída do fluido refrigerado e média do solo, assim como apresentado na Tabela 19.

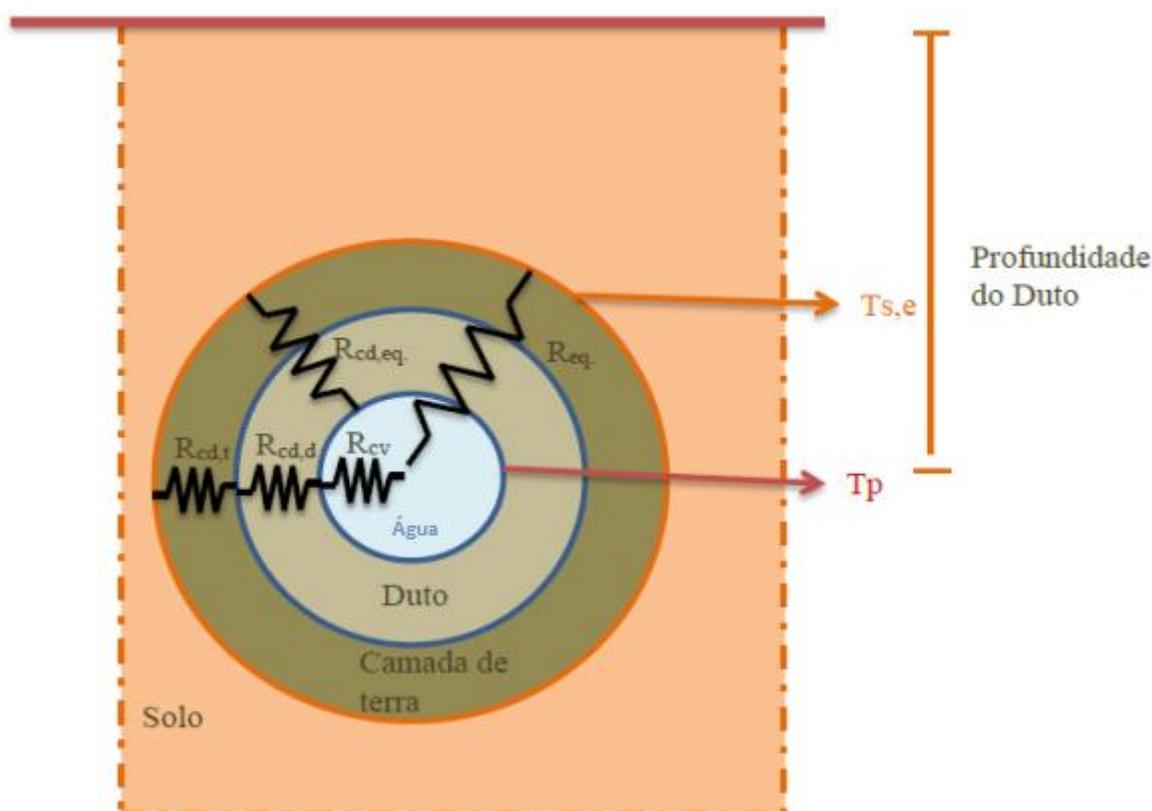
Tabela 19 - Informações para dimensionamento do sistema

Q (m^3/h)	420,45
$T_{Entrada}$ ($^{\circ}C$)	31,54
$T_{Saída}$ ($^{\circ}C$)	25
T_{Solo} ($^{\circ}C$)	21

Fonte: Autor

O modelo de resistência térmica equivalente é utilizado para caracterização do sistema, como visto na Figura 66.

Figura 66 - Esquema de circuito térmico



Fonte: Autor “adaptado de” Da Silva e Brescansin, 2015, p. 65

A resistência equivalente é a somatória de todas as resistências do sistema, conforme a equação 39, onde:

R_{cv} – Resistência de convecção no interior do tubo;

$R_{cd,t}$ – Resistência de condução no tubo;

$R_{cd,s}$ – Resistência de condução no solo.

$$R_{eq} = R_{cv} + R_{cd,t} + R_{cd,s} \quad (39)$$

A resistência térmica de um sistema pode se relacionar com o coeficiente global de transferência de calor (U) e a área de troca de calor (A) e pode ser utilizado de forma análoga na equação de troca de calor do sistema como se mostra nas equações 39 e 40 a seguir:

$$R_{eq} = \frac{1}{U.A} \quad (40)$$

$$q = U.A.\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{ml}}{R_{eq}} \quad (41)$$

A troca de calor por condução que ocorre na tubulação e no solo podem ser caracterizadas pela resistência térmica de condução através da equação 42:

$$R_{cd} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2.\pi.L.k} \quad (42)$$

Onde:

r_1 – raio interno [m];

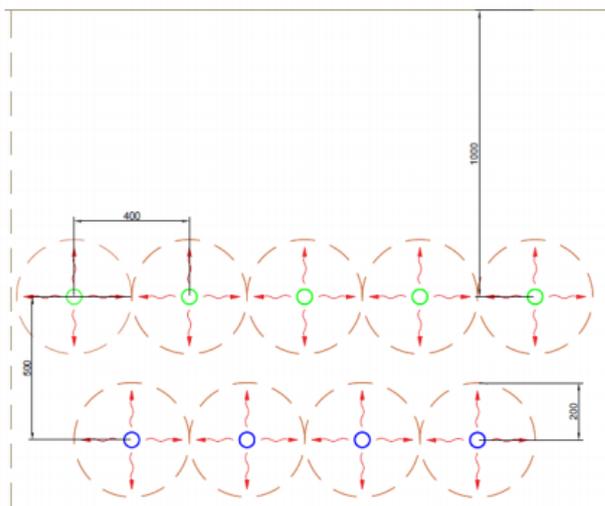
r_2 – raio externo [m];

L – comprimento do tubo [m];

k – condutividade térmica [W/m.K]

No caso da troca de calor com o solo, define-se o raio externo como a metade da distância entre os tubos do trocador, conforme a Figura 67 que ilustra um layout genérico de um trocador geotérmico.

Figura 67 - Layout genérico de trocador geotérmico



Fonte: Da Silva e Brescansin, 2015

A determinação desta distância é feita com base nos artigos específicos para disposição de tubulações de geotermia feitas. Dentre estes, HollMuller (2014) afirma que a espessura de solo necessária para dissipação de todo calor é de aproximadamente 170mm.

Como a aplicação da geotermia se dá apenas para fins de estudo de caso de exemplificação, a distância entre tubos será de 400mm, resultando em uma espessura de 200mm para cada tubo do trocador.

Serão utilizados ao todo 4 trocadores geotérmicos compostos cada um por 5 tubos para refrigeração do fluido. A Tabela 20 apresenta os dados iniciais do sistema de 1 trocador geotérmico. Embora seja típico de tubulações pensadas para troca de calor serem feitas de material metálico, foi considerada uma tubulação de PVC, pois são suficientes para a aplicação desejada.

Tabela 20 - Dados para 1 trocador geotérmico

$Q_{Trocador} [m^3/h]$	105,11
$Q_{Tubo} [m^3/h]$	21,02
$r_1 [m]$	0,050
$r_2 [m]$	0,060
$r_{1,solo} [m]$	0,060
$r_{2,solo} [m]$	0,200
$L [m]$	10,0
$k_{tubo} [W/m.K]$	0,10
$k_{solo} [W/m.K]$	1,0

Fonte: Autor

$$R_{cd,tubo} = \frac{\ln\left(\frac{0,06}{0,05}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 10 \cdot 0,1} = 0,029 \text{ K/W}$$

$$R_{cd,solo} = \frac{\ln\left(\frac{0,20}{0,06}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 10 \cdot 1} = 0,019 \text{ K/W}$$

Já para a troca de calor referente à água do sistema é necessário a obtenção do coeficiente de convecção interno do tubo, através da relação do número de Nusselt para escoamento interno turbulento, como mostrado na equação 43.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (43)$$

Onde:

h - Coeficiente de convecção interno do tubo [W/m².k];

D - Diâmetro do tubo [m];

k - coeficiente de condução da água [W/m.K];

f - fator de atrito do tubo;

Re_D - Número de Reynolds;

Pr - Número de Prandt da água.

A partir dos dados apresentados na tabela 20 pode-se aplicar as equações 44 e 45:

$$V_{escoamento} = \frac{Q_{Tubo}}{\pi \cdot r_1^2} = \frac{\left(\frac{21,02}{3600}\right)}{\pi \cdot 0,05^2} = 0,744 \text{ m/s} \quad (44)$$

$$Re_D = \frac{2 \cdot r_1 \cdot V_{escoamento}}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,05 \cdot 0,744}{8,93681 \cdot 10^{-7}} = 83.198,39 \quad (45)$$

Com o número de Reynolds obtido e o material do tubo sendo PVC obtêm-se o fator de atrito através do diagrama de Moody-Rouse e utilizando a relação apresentada na equação 46.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 7,25 \rightarrow f = 0,019 \quad (46)$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{0,019}{8}\right) \cdot (83.198,39 - 1000) \cdot 6,14}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,019}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(6,14^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 488,43$$

$$Nu = 488,43 = \frac{h \cdot 0,1}{0,607}$$

$$h = 5929,52 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R_{cv} = \frac{1}{h \cdot A} = \frac{1}{5929,52 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 10 \cdot 0,05)} = 1,69 \cdot 10^{-4} \text{ K/W}$$

Desta forma obtêm-se:

$$R_{eq} = 0,029 + 0,019 + 1,69 \cdot 10^{-4} = 0,048 \text{ K/W}$$

A partir da obtenção da resistência equivalente do sistema, utiliza-se a equação 47 para obtenção da taxa de calor gerada pelo sistema de geotermia aplicado.

$$q = \frac{\Delta T_{ml}}{R_{eq}} = \frac{\frac{(T_{A2} - T_{A1}) - (T_{B2} - T_{B1})}{\ln\left(\frac{T_{A2} - T_{A1}}{T_{B2} - T_{B1}}\right)}}{R_{eq}} \quad (47)$$

Sendo:

T_{A1} – Temperatura do tubo na entrada [°C];

T_{A2} – Temperatura da água na entrada [°C];

T_{B1} – Temperatura do tubo na saída [°C];

T_{B2} – Temperatura da água na saída [°C].

Sendo a temperatura da água na entrada a mesma temperatura de saída da placa fotovoltaica após a refrigeração da mesma.

$$q = \frac{\frac{(31,3 - 21) - (25 - 21)}{\ln\left(\frac{31,3 - 21}{25 - 21}\right)}}{0,048} = \frac{6,66}{0,048} = 137,77 \text{ W}$$

3.6.3 Desenvolvimento da instalação hidráulica do estudo de caso

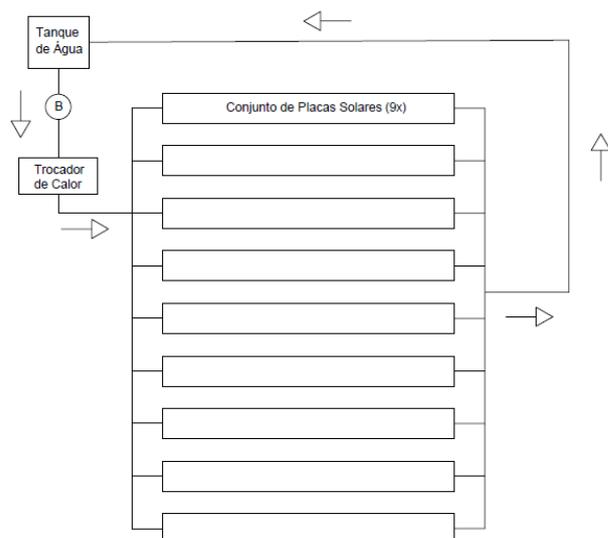
Inicialmente, para que a instalação seja completa e consiga manter o regime permanente, faz-se necessário estudar as necessidades como um todo e criar diferentes hipóteses, possibilitando que a consistência do modelo seja a mesma independentemente da situação em que esteja envolvido.

Basicamente, deve-se possuir um reservatório com dimensões suficientes para armazenar a quantidade de fluido necessário para alimentar todo o sistema simultaneamente. Para movimentar o fluido com energia necessária para percorrer todo o comprimento da instalação, será necessária uma bomba responsável pelo recalque. Por fim, como o objetivo de todo o estudo gira em torno do resfriamento dos painéis solares, é necessário um modelo de trocador de calor ou equipamento capaz de resfriar a água que será aquecida após a serpentina de cada placa. Portanto, o esquema de tubulação deve ser pensado de maneira que proporcione a menor perda de carga, seja singular ou distribuída, ao mesmo tempo em que deve alimentar todas as placas solares da planta utilizada como estudo de caso.

Para o desenvolvimento do percurso da tubulação, deve-se lembrar também que toda a alimentação deve ser realizada de maneira paralela, pois caso seja feita em série, a água que passará ao final da instalação estará em temperatura elevada se comparado com os locais antecessores, perdendo eficiência de refrigeração e atrapalhando o rendimento na obtenção de energia.

Com as hipóteses listadas, diferentes tentativas de desenhos foram estudadas até chegar ao modelo que mais satisfizes as necessidades impostas, conforme indicado na Figura 68 abaixo. Com isso pode-se começar os cálculos de dimensionamento respectivo a cada trecho de tubulação.

Figura 68 - Modelo de instalação hidráulica para a usina de Tauá

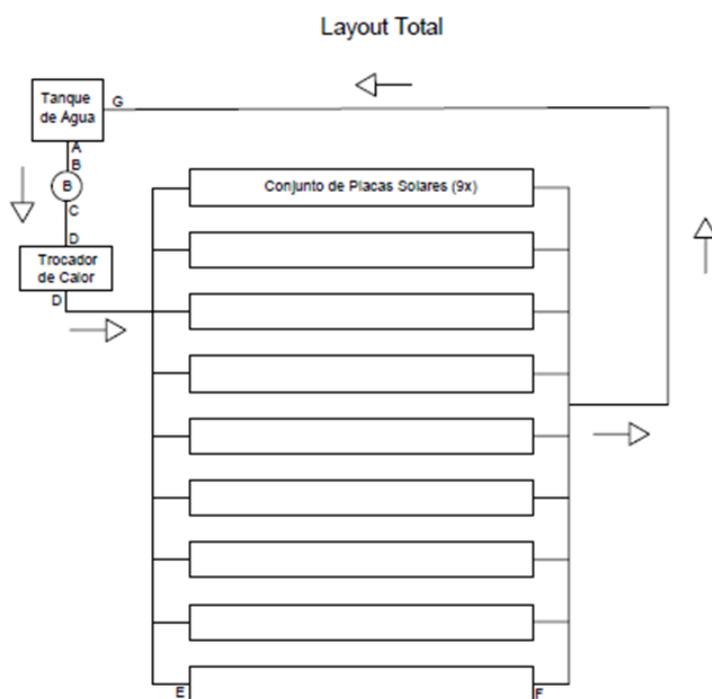


Fonte: Autor

3.6.3.1 Dimensionamento da tubulação da instalação

Analisando cada trecho individualmente, iniciaram-se os cálculos pela seção de sucção da bomba, representada pelo trecho “AB” apresentado conforme a Figura 69 abaixo.

Figura 69 - Instalação da Usina de Tauá



Fonte: Autor

Com base na vazão necessária total inicialmente proposta para atender aos requisitos térmicos, de aproximadamente 0,117 m³/s, pode-se calcular o diâmetro necessário conforme a equação 48, cujos valores de velocidade (v) devem variar entre 1 e 2 m/s conforme recomendações descritas em bibliografia de consulta.

$$\varnothing_{SUCÇÃO} = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v}} \quad (48)$$

Adotando inicialmente velocidade de 2m/s e com vazão equivalente à metade do total necessário pelo sistema devido a associação de bombas que será realizada, obtém-se:

$$\varnothing_{SUCÇÃO} = \sqrt{\frac{4 \times 0,0585}{\pi \times 2}} = 0,193 \text{ [m]} = 193 \text{ [mm]} \quad (49)$$

Com o cálculo do diâmetro prévio calculado, deve-se normalizar a medida encontrada para valores comerciais, resultando em uma tubulação de sucção com 8 polegadas conforme catálogos de fabricantes.

Analogamente, o dimensionamento das tubulações adjacentes a associação de bombas deve seguir a mesma sequência de equações, porém com velocidades recomendadas podendo variar entre 2 e 4 m/s, separando os cálculos entre trechos com a mesma vazão, ou seja, as tubulações principais e suas ramificações.

Para o cálculo da tubulação principal de recalque, representado pelos trechos “CD” e “EF”, conforme a Figura 69 e seguindo a descrição da equação 50, tem-se os seguintes resultados adotando como velocidade de escoamento 4 m/s:

$$\varnothing_{RECALQUE} = \sqrt{\frac{4 \times 0,117}{\pi \times 4}} = 0,193 \text{ [m]} = 193 \text{ [mm]} \quad (50)$$

Por fim, para o dimensionamento dos dutos de alimentação das placas solares, pensando no modelo do estudo de caso, deve-se primeiramente encontrar a vazão equivalente em cada parte. Na Usina de Tauá, pode-se observar a presença de 9 linhas de painéis divididos em duas colunas conforme a Figura 65 ilustrada anteriormente.

Com isso, pode-se primeiramente estabelecer que a vazão de cada fileira deve necessariamente corresponder à nona parte do total. Porém, como o painel solar que foi

projetado possui uma altura menor que a medida total de cada fileira, possibilita-se a montagem com 4 linhas de placas por fileira, ou seja, a vazão individual nos dutos de alimentação corresponde ao valor obtido na equação 51 a seguir:

$$Q_{\text{alimentação}} = \frac{1}{9} \times \frac{1}{4} \times Q_{\text{Total}} = \frac{1}{36} \times 0,117 = 3,25 \times 10^{-3} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (51)$$

Portanto, utilizando novamente a equação 52, calcula-se o diâmetro conforme descrito abaixo por:

$$\varnothing_{\text{ALIMENTAÇÃO}} = \sqrt{\frac{4 \times 3,25 \times 10^{-3}}{\pi \times 4}} = 0,032 [m] = 32 [mm] \quad (52)$$

Normalizando o valor encontrado, obtém-se o diâmetro final de 64 milímetros. Nota-se que com esse valor, a velocidade na tubulação ficará fora da recomendada, porém por tratar-se de água como fluido utilizado, tubulações de PVC e pressões sem um grau de severidade relevante, optou-se por selecionar um diâmetro maior para diminuir a perda de carga distribuída neste trecho e conseqüentemente diminuindo o tamanho da bomba necessária.

3.6.3.2 Perdas de carga nas tubulações da instalação

De maneira semelhante ao proposto durante o dimensionamento dos tubos, a perda de carga deve ser analisada individualmente, dividindo a instalação entre os trechos com mesmo diâmetro, para que o equacionamento das perdas seja realizado corretamente.

Primeiramente, existem algumas variáveis utilizadas na fórmula da perda de carga que devem ser definidas de acordo com as propriedades do fluido e dos materiais utilizados para a construção da tubulação, que no caso estudado, serão adotados água e PVC.

A estimativa da perda de carga é determinada dentre as diversas variáveis, por meio do coeficiente de perda de carga distribuída e do comprimento equivalente do trecho estudado, seguindo a equação 53, proposta a seguir:

$$H_P = \frac{8 \times f \times L \times Q \times Q^2}{\pi^2 \times \varnothing^5 \times g} [m] \quad (53)$$

Analisando inicialmente o trecho de sucção “AB” e com base nos dados anteriormente obtidos para a água em temperatura adotada de 30°C, teremos o resultado do número de Reynolds representado pela equação 54:

$$Re_{AB} = \frac{vx\phi}{\vartheta_{\text{ÁGUA}}(30^{\circ}\text{C})} = \frac{4x0,2115}{8,012x10^{-7}} = 1,06x10^6 \quad (54)$$

Com o auxílio do diagrama de Moody-Rouse e sabendo que, por tratar-se de tubulações de PVC, a rugosidade da parede interna será aproximadamente nula, utilizando-se a curva para materiais lisos e conseqüentemente, obtendo-se o valor do coeficiente de perda de carga distribuída de 0,0118.

Para determinar o comprimento equivalente, deve-se somar a metragem dos trechos retos com a metragem dos cotovelos e outros desvios que impactam em mudanças na direção do escoamento. Conforme catálogos de fabricantes, ao utilizar-se tubulações de PVC, reduz-se em 20% a metragem equivalente das válvulas e cotovelos em comparação com materiais metálicos. Sendo assim, o comprimento final do trecho estudado será igual à:

$$L_{eq-AB} = L_{AB} + L_{\text{Saída Tanque}} = 2 + 0,8x7 = 7,6 [m] \quad (55)$$

Por fim, o resultado final substituindo-se os valores da fórmula da perda de carga está representado abaixo pela equação 56:

$$H_{P-AB} = \frac{8x0,0118x7,6x0,117^2}{\pi^2x0,2115^5x9,81} = 0,24 [m] \quad (56)$$

Analogamente, seguindo os mesmos passos descritos anteriormente para os demais trechos da instalação, separados pelos percursos: saída da bomba até o trocador de calor geotérmico “CD”, saída do trocador até o tubo de alimentação das placas “DE”, alimentação das placas “EF” e por fim o retorno da saída das placas até o tanque “FG”; pode-se estimar a perda de carga total do sistema somando essas diferentes parcelas.

Como o fluido estará com a mesma temperatura em toda a tubulação de entrada, o número de Reynolds será igual para os trechos “CD” e “FG”, e diferente nos percursos com variações de diâmetro e, no caso da seção posterior ao trocador de calor geotérmico, a variação de temperatura pós trocador de calor geotérmico. Ou seja, o número de Reynolds dos trechos “DE” e “EF” serão diferentes, obtidos através das equações 57 e 58:

$$Re_{DE} = \frac{vx\emptyset}{\vartheta_{\acute{A}GUA(20^{\circ}C)}} = \frac{4x0,2115}{1,004x10^{-6}} = 8,43x10^5 \quad (57)$$

$$Re_{EF} = \frac{vx\emptyset}{\vartheta_{\acute{A}GUA(20^{\circ}C)}} = \frac{1x0,0627}{1,004x10^{-6}} = 1,0x10^6 \quad (58)$$

Por meio do diagrama de Moody-Rouse, assumindo-se as mesmas hipóteses anteriores como verdadeiras, obtém-se os valores aproximados de 0,019 e 0,0118 para o coeficiente de carga distribuída nos trechos “DE” e “EF” respectivamente.

O comprimento equivalente para cada porção de tubulação que foi separada, também pode ser calculada seguindo os dados anteriores, encontrando-se os valores individuais representados abaixo pelas equações 59 a 62:

$$L_{eq-CD} = L_{CD} + 3xL_{cotovelo} = 2,5 + 2 + 3 + 3x0,8x7 = 24,3 [m] \quad (59)$$

$$L_{eq-DE} = L_{DE} + 6xL_{cotovelo} = 1 + 6 + 2,5 + 60,15 + 1 + 2,95 + 6x0,8x7 = 107,2 [m] \quad (60)$$

$$L_{eq-EF} = L_{EF} + L_{cotovelo} = 170,8 + 0,8x2,35 = 173,95 [m] \quad (61)$$

$$L_{eq-FG} = L_{FG} + 4xL_{cotovelo} = 1 + 86,8 + 164,74 + 2,5 + 1 + 4x0,8x7 = 278,44 [m] \quad (62)$$

Concluindo, pode-se calcular a perda de carga final em cada parte da tubulação seguindo as equações 63 a 66:

$$H_{P-CD} = \frac{8x0,0118x24,3x0,117^2}{\pi^2x0,2115^5x9,81} = 0,766[m] \quad (63)$$

$$H_{P-DE} = \frac{8x0,19x107,2x0,117^2}{\pi^2x0,2115^5x9,81} = 5,44 [m] \quad (64)$$

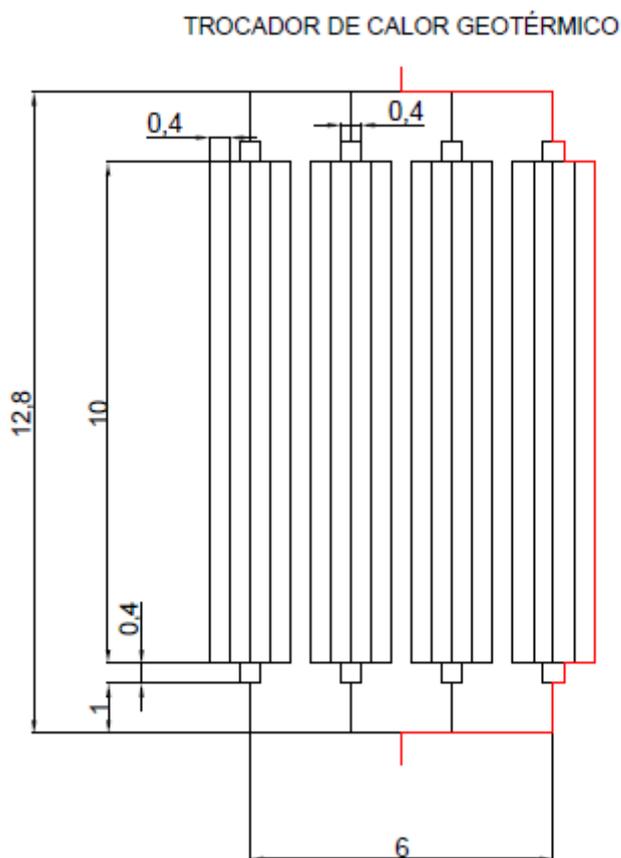
$$H_{P-EF} = \frac{8x0,0118x173,95x(3,25x10^{-3})^2}{\pi^2x0,0627^5x9,81} = 1,81 [m] \quad (65)$$

$$H_{P-FG} = \frac{8x0,0118x278,44x0,117^2}{\pi^2x0,2115^5x9,81} = 8,78 [m] \quad (66)$$

Além das perdas relacionadas com a tubulação, neste modelo criado para o estudo de caso, deverão ser dimensionadas tais grandezas para o trocador de calor geotérmico instalado logo após a bomba e também a serpentina acoplada na parte traseira de cada placa solar do sistema.

No caso do trocador de calor, como o estudo da perda de carga está sendo realizado considerando o ponto máximo, deve-se escolher o caminho crítico dentro deste equipamento, ou seja, a trajetória cujo fluido apresentará maior perda de carga. Visando o percurso de maior criticidade, conclui-se que os cálculos devem ser realizados para a seção destacada pela Figura 70 abaixo.

Figura 70 - Trocador de calor geotérmico



Fonte: Autor

Portanto, o comprimento equivalente do caminho crítico do trocador de calor geotérmico é calculado seguindo a equação 67:

$$L_{eq-Trocador} = L_{Trocador} + 10L_{Cotovelo}$$

$$L_{eq-Trocador} = 2x3 + 2x1 + 2x0,2 + 2x0,4 + 2x0,6 + 10 + 10x0,8x0,2 = 22 [m] \quad (67)$$

Para a determinação do coeficiente de perda de carga distribuída, utiliza-se das mesmas condições iniciais para o fluido e escoamento, determinados durante o dimensionamento da estrutura do trocador, visando atingir a transferência de calor adequadas aos valores desejados. Com isso, teremos uma velocidade de 0,75 m/s aproximadamente para que o calor trocado resfrie a água até a temperatura desejada de 20°C, resultando em um coeficiente igual a 0,019.

Finalmente, pode-se calcular a perda de carga respectiva ao trocador de calor, sabendo que serão utilizadas quatro unidades para o resfriamento de todo o sistema, ou seja, cada equipamento receberá uma quarta parte da vazão total. Sendo assim, resulta-se no valor conforme a equação 68:

$$H_{P-Trocador} = \frac{8x0,019x22x0,02925^2}{\pi^2x0,10^5x9,81} = 2,95 [m] \quad (68)$$

Analisando separadamente a serpentina que deverá ser acoplada na parte traseira de cada painel solar, pode-se determinar a parcela final da perda de carga total do caminho crítico, seguindo a trajetória conforme ilustrado na Figura 55 já representada:

Para determinar o comprimento total de escoamento, soma-se os comprimentos retos e os comprimentos equivalentes das curvas de 180° presentes no modelo ilustrado anteriormente, conforme equação 69 abaixo, mantendo-se constante a hipótese de tubulações de PVC representarem 20% menos perdas que tubulações construídas em aço.

$$L_{eq-serpentina} = 12xL_{maior} + 4xL_{menor} + 15xL_{180^\circ} = 12x1,94 + 4x1,74 + 15x0,35$$

$$L_{eq-serpentina} = 35,49 [m] \quad (69)$$

Por tratar-se de uma seção retangular de 50x7 milímetros, faz-se necessário calcular o diâmetro hidráulico equivalente, através de uma razão entre a área e o perímetro da mesma, para prosseguir com a determinação do número de Reynolds, conforme equação 70:

$$\emptyset_{equiv} = \frac{4xÁrea}{Perímetro} = \frac{4x350}{114} = 12,28 [mm] \quad (70)$$

De acordo com as propriedades de escoamento previamente definidas para atender aos objetivos estabelecidos para a transferência de calor desejada, utilizam-se os mesmos

parâmetros de vazão, velocidade e temperatura média para que seja determinado o número de Reynolds como demonstrado na equação 71:

$$Re_{Serpentina} = \frac{vx\vartheta_{equiv}}{\vartheta_{\acute{A}GUA(25^{\circ}C)}} = \frac{0,12x0,01228}{8,937x10^{-7}} = 1,649x10^3 \quad (71)$$

Como o escoamento dentro deste modelo de trocador de calor será do tipo laminar, o coeficiente de perda de carga distribuída passa a ser calcula por uma relação direta do número de Reynolds, conforme equação 72 a seguir:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1,649x10^3} = 0,0388 \quad (72)$$

Sendo assim, após determinadas todas as variáveis envolvidas no cálculo das perdas, pode-se calculá-la como ilustrado na equação 73:

$$H_{P-Serpentina} = \frac{8x0,0388x35,49x(42,042x10^{-6})^2}{\pi^2x0,01228^5x9,81} = 0,720 [m] \quad (73)$$

Finalmente, somando todas as parcelas encontradas, pode-se determinar a perda de carga total do caminho crítico da instalação completa que foi projetada, como mostra a equação 74, para que somente assim seja possível escolher uma bomba ou associação de bombas capazes de fornecer energia suficiente para o fluido nas condições calculadas.

$$H_{P-Total} = H_{P-AB} + H_{P-CD} + H_{P-DE} + H_{P-EF} + H_{P-FG} + H_{P-Trocador} + H_{P-Serpentina} + \Delta z$$

$$H_{P-Total} = 0,24 + 0,766 + 5,44 + 1,81 + 8,78 + 2,95 + 0,72 + 2 = 22,706 [m] \quad (74)$$

3.7 SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS

Para estudar com maiores detalhes como é a troca de calor e o comportamento do sistema proposto, para assim ser possível validar as premissas de projeto, foi realizado uma simulação computacional com o uso do software Ansys.

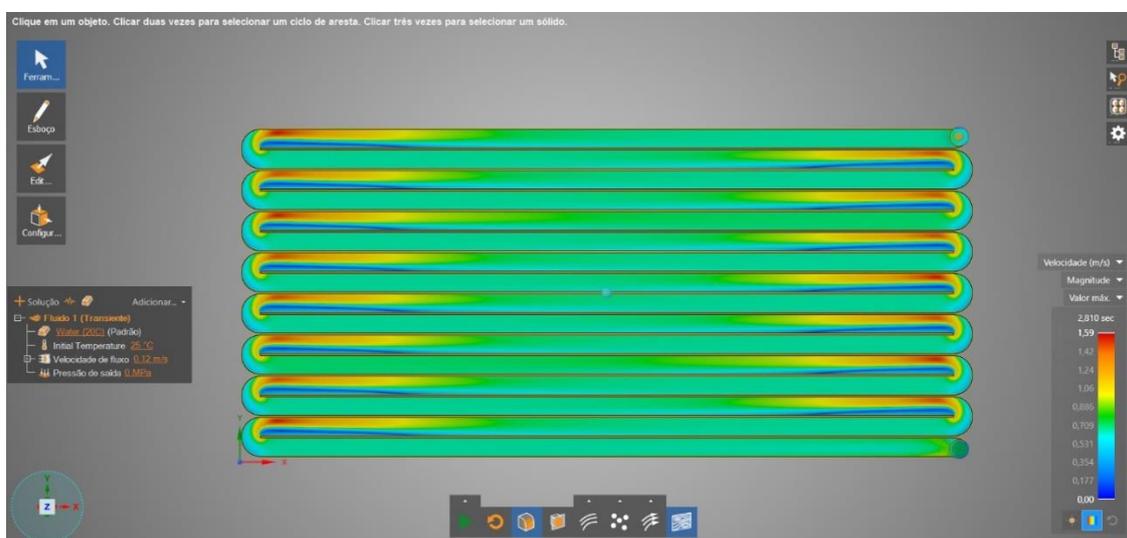
Então a partir disso, será possível, com resultados mais próximos da realidade, analisar qual é a situação da placa solar submetida nas condições climáticas determinadas e qual será o ganho com uma solução de refrigeração por meio da serpentina acoplada a placa.

3.7.1 Trocador de calor na placa fotovoltaica

Para realizar o estudo de troca de calor com a placa fotovoltaica, inicialmente, foi realizado um estudo no software de simulação ANSYS Discovery, um software para pré-projeto com simulações e interações praticamente instantâneas para uma melhor visualização prévia do projeto e assim sendo possível analisar e realizar mudanças previamente com maior rapidez para que os resultados futuros sejam de acordo com o esperado pelo grupo.

Desta maneira, foi possível analisar e validar nosso design do trocador de acordo com seu escoamento interno, com uma velocidade de entrada de 0,12m/s calculada previamente, onde é possível ver a variação de velocidades na tubulação pela escala de cores (em m/s), com poucas áreas de baixa velocidade, o que prejudicaria a troca de calor com a placa, mostrado na Figura 71.

Figura 71 - Escoamento interno no trocador de calor



Fonte: Autor

Como isso, foi possível partir para o software ANSYS Workbench com este design para realizarmos as simulações e adquirir resultados mais fiéis à realidade.

3.7.1.1 Placa solar sem refrigeração

Previamente, foi estudado qual seria a temperatura máxima da placa fotovoltaica sem o uso de um trocador de calor integrado, para poder medir assim o quanto a solução irá impactar e ajudar na geração de energia de uma placa solar neste caso.

Somente a camada de células do painel solar foi levada em consideração para esta simulação, cujo qual possui propriedades térmicas uniformes ao decorrer de sua camada de acordo com Hamrouni, Jraidi e Chérif (2008). Suas propriedades térmicas e físicas usadas na simulação se apresentam na Tabela 21:

Tabela 21 - Propriedades da camada de células da placa solar

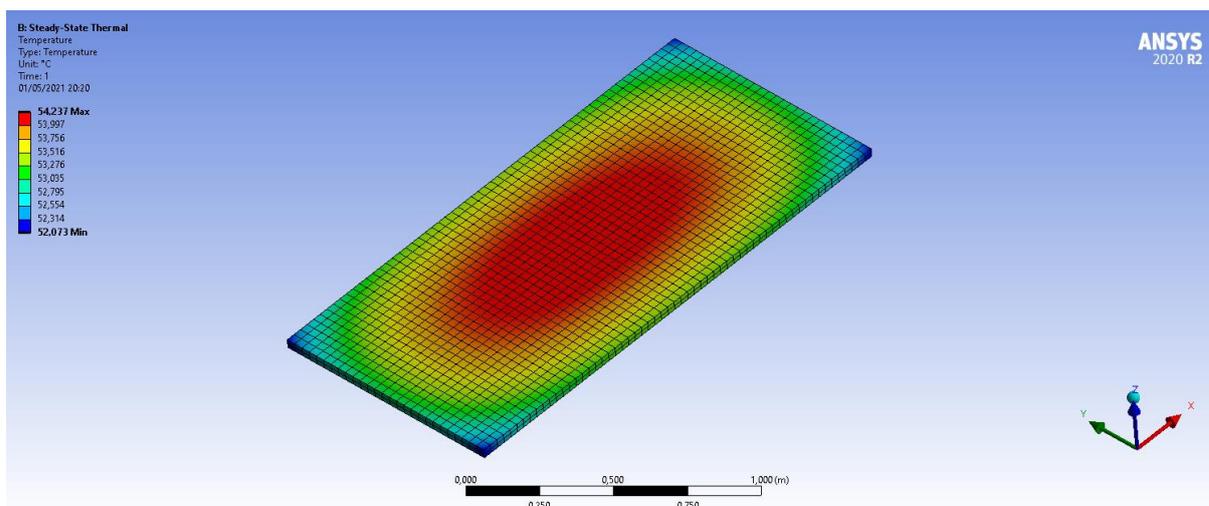
Espessura (<i>mm</i>)	Largura (<i>mm</i>)	Profundidade (<i>mm</i>)	Condutividade Térmica (<i>W.m⁻¹.K⁻¹</i>)	Densidade (<i>kg/m³</i>)	Calor específico (<i>J.kg⁻¹.K⁻¹</i>)
30	1950	900	148	2330	677

Fonte: Autor

Considerando assim as propriedades da placa, a simulação foi realizada com uma malha de 3186 elementos, considerando uma temperatura inicial da placa de 33°C, com convecção externa com o ar ambiente à 30°C e coeficiente de transferência de calor de 29,08 W/m²°C considerados anteriormente. Além disso, foi considerado a radiação solar considerando o pico de irradiação diária na região do Ceará de 950W/m², segundo Couto, Oliveira & Braga (2016), e um calor gerado interno de 750W proveniente dos componentes eletrônicos designados ao devido funcionamento do painel solar.

Desta maneira, a simulação foi realizada utilizando o Ansys Steady State Heat Transfer na placa solar sem refrigeração e com convecção natural, e a seguinte distribuição de temperaturas foi observada, conforme Figura 72.

Figura 72 - Temperatura na placa solar sem refrigeração



Fonte: Autor

Pode-se observar a distribuição de temperatura na placa onde, desta maneira, a sua maior temperatura permanece na parte central da placa e as menores em sua extremidade, isso por conta de sua convecção natural com o ar externo.

Sua maior temperatura foi de 54°C e sua mínima de 52°C nas extremidades, uma temperatura próxima da temperatura considerada nos cálculos prévios do projeto. É possível ver também o quanto a sua temperatura aumentaria sem nenhuma refrigeração, onde ela passaria de 33°C inicialmente, para aproximadamente 54°C, aumentando assim praticamente 21°C de sua temperatura original, perdendo mais eficiência ainda.

3.7.1.2 Placa solar com refrigeração

Agora que as informações da situação final da placa solar sem nenhuma refrigeração foram obtidas, pode-se partir para a simulação adicionando o trocador de calor em formato de serpentina integrado à placa.

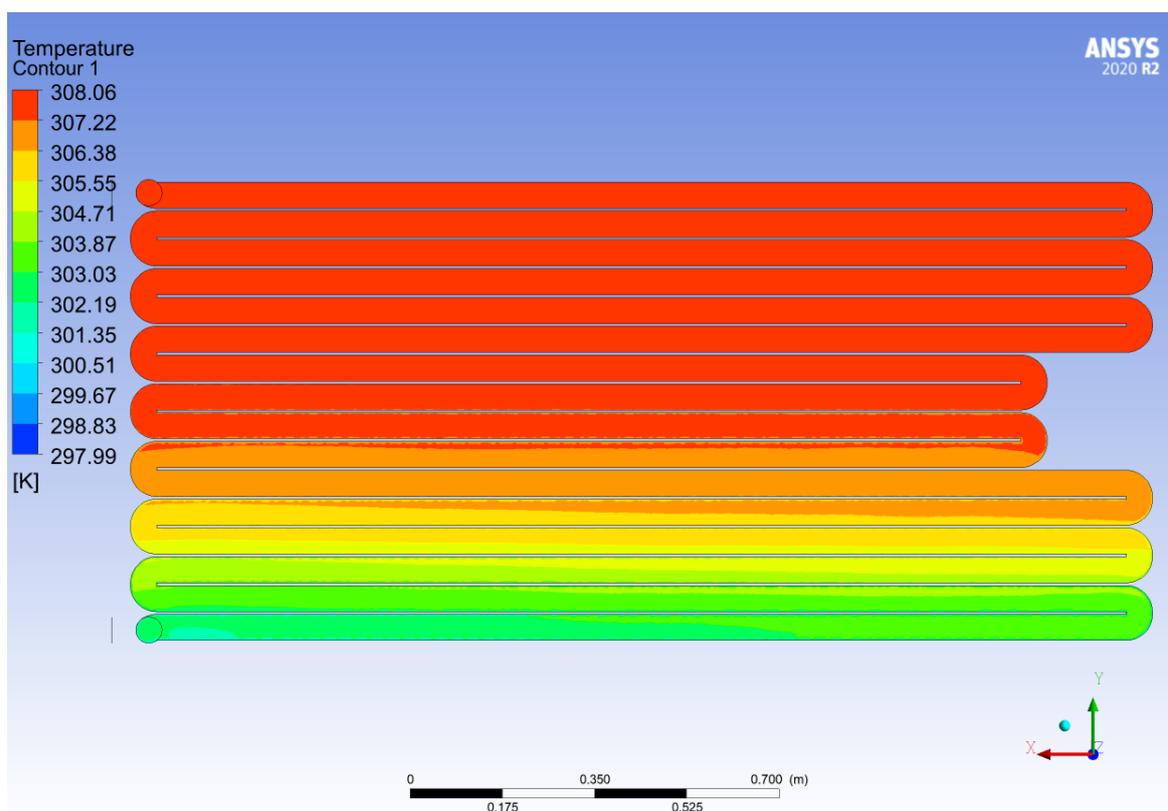
Para a simulação, os dados, parâmetros e referências da placa fotovoltaica foram mantidos os mesmos descritos na seção anterior, adicionando assim o trocador de calor.

O líquido de referência utilizado para o trocador de calor na simulação foi a água líquida com propriedades retiradas da própria base de dados de materiais do Ansys, com vazão de entrada de 0,042kg/s a uma temperatura de 25°C.

Desta maneira, a simulação foi realizada com a adição do Ansys Fluent para a região de troca de calor com o fluido, utilizando um critério de convergência de 10^{-4} e uma malha de 793649 elementos devido a forma mais complexa da serpentina.

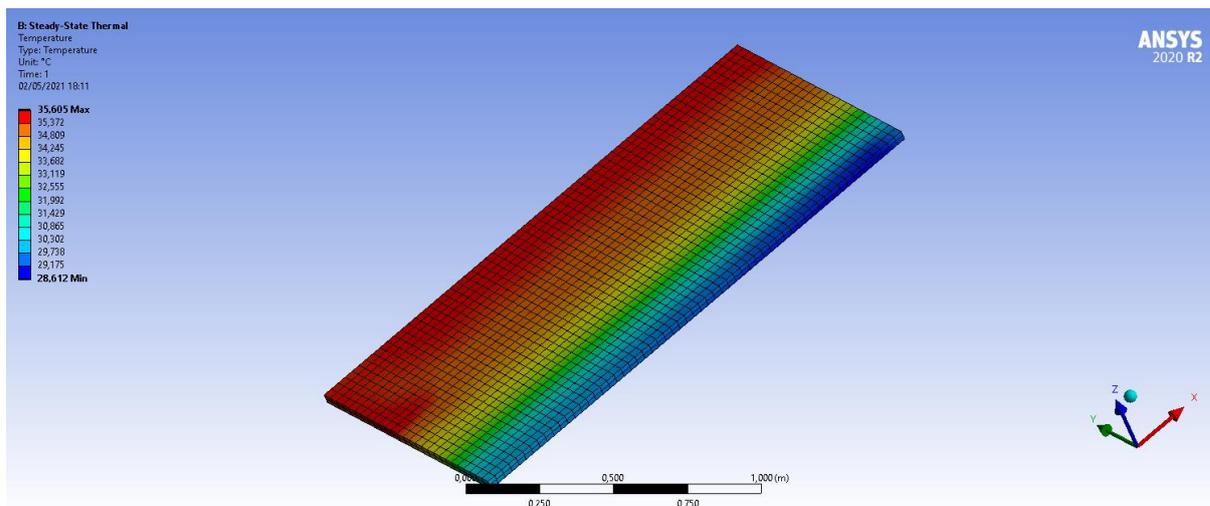
Tem-se na Figura 73 abaixo, a distribuição de temperatura no trocador de calor, assim como pode ser observado na Figura 74 a distribuição de temperatura na placa solar, agora considerando a refrigeração por meio de serpentina acoplada.

Figura 73 - Distribuição de temperatura no trocador de calor



Fonte: Autor

Figura 74 - Distribuição de temperatura na placa solar



Fonte: Autor

É possível visualizar pela Figura 73 a distribuição de temperaturas do fluido refrigerante (água) na serpentina, que passa de 25°C inicialmente para ao longo do trocador retirar o calor da placa solar e ao fim sair com uma temperatura de aproximadamente 35°C.

Pode-se ver em seguida na Figura 74 a distribuição de temperaturas na placa fotovoltaica e o grande impacto do trocador de calor em serpentina acoplado à placa comparado aos resultados da seção anterior. Tendo assim uma distribuição onde a menor temperatura permanece no mesmo local onde o fluido de refrigeração entra com sua menor temperatura, e sua maior temperatura se estabelece ao final da placa onde o fluido já receber grande parte do calor da placa e conseqüentemente fica com uma temperatura mais elevada.

Pode-se analisar que anteriormente a placa com temperatura máxima de 54°C, agora passou a ter temperatura máxima de 35,6°C e uma temperatura mínima de 28,6°C. Obtendo a temperatura média da placa pelo Ansys de 33°C, pode-se ver que com a refrigeração houve uma redução de 21°C em relação a placa sem refrigeração, o que mostra uma boa recuperação de eficiência perdida por conta da elevada temperatura de 54°C comparada a temperatura de referência da placa de maior eficiência (25°C).

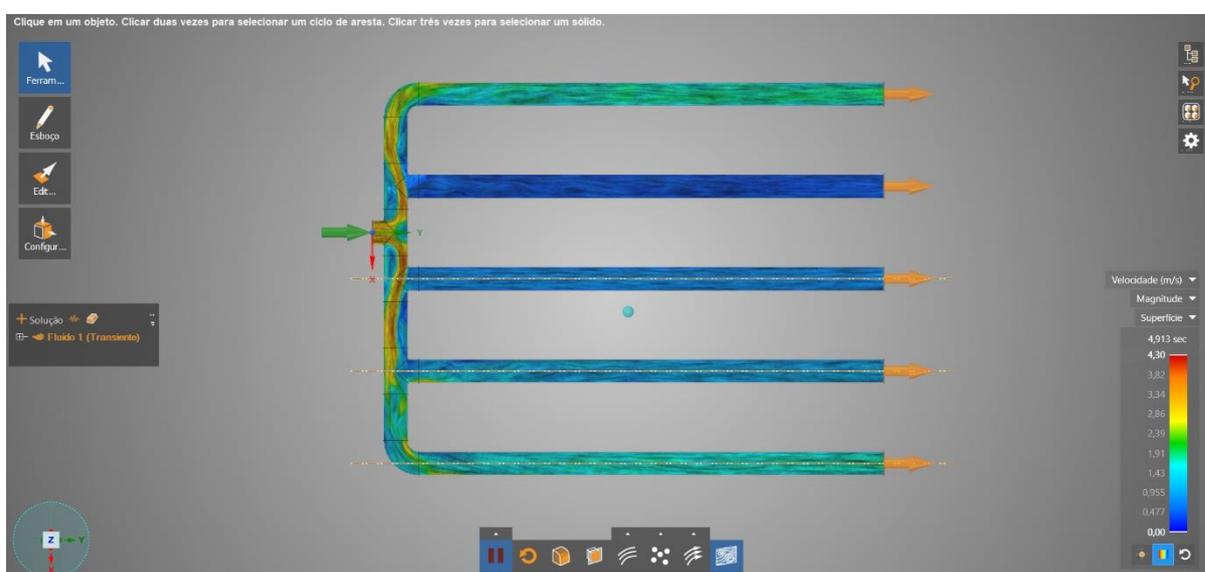
3.7.2 Trocador de calor geotérmico

Assim como no trocador de calor acoplado à placa, para a tubulação do trocador geotérmico, foi realizada uma simulação prévia utilizando o software Ansys Discovery, pois como um software para pré-projeto, uma melhor visualização e mais rápida do projeto pode ser

feita para realizar alterações com maior facilidade e rapidez. A principal delas, foi ao observar que para o trocador de calor geotérmico da Figura 75 com somente uma entrada, o escoamento do fluido nos tubos internos não eram uniformes, com tubos com velocidades muito baixas, o que dificultaria a troca de calor.

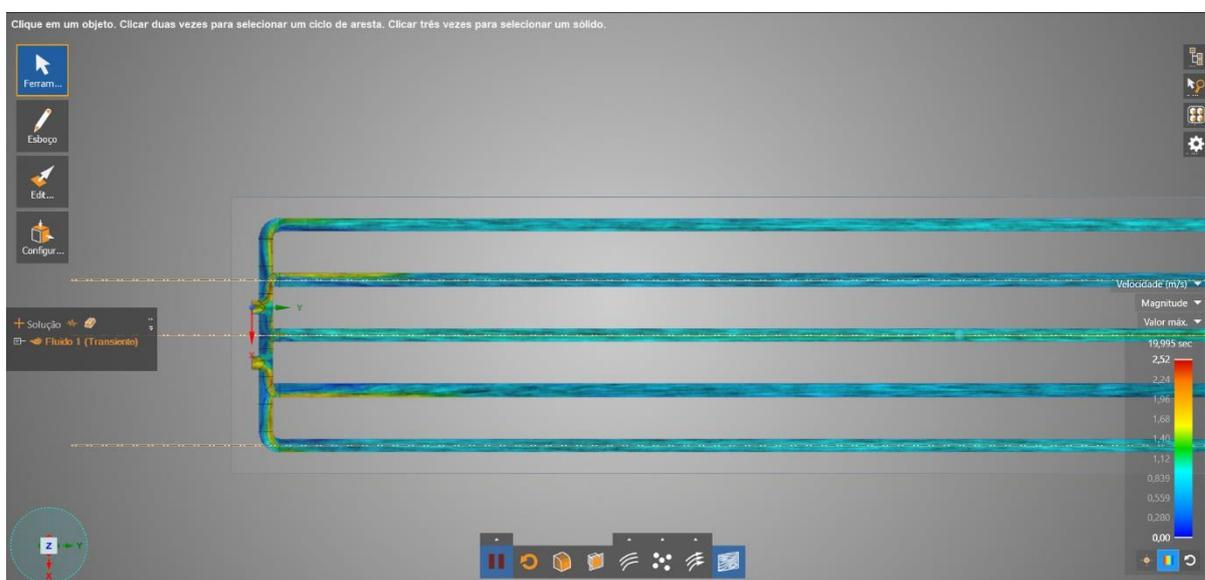
Desta maneira, foi realizada a simulação da Figura 76 com 2 entradas, a fim de se obter uma melhor distribuição de velocidades em todos os tubos internos do trocador de calor geotérmico e assim garantir uma melhor troca de calor com o solo em todas as tubulações.

Figura 75 - Trocador geotérmico com 1 entrada



Fonte: Autor

Figura 76 - Trocador geotérmico com 2 entradas



Fonte: Autor

Com o layout do trocador de calor geotérmico de duas entradas escolhido, foi possível partir para as simulações no Ansys Workbench.

Como o intuito deste projeto é a análise da refrigeração na placa solar e com isso estudar o quanto seria o ganho de eficiência comparado a uma placa solar que não possui refrigeração, o foco no trocador geotérmico será menor comparado ao estudo de refrigeração da placa solar, com isso, foi realizada uma simulação mais simples do comportamento e troca de calor com o solo com o uso do Ansys Fluent, somente para confirmação da viabilidade do projeto aplicado no estudo de caso.

Para as propriedades do solo utilizado nas simulações, reuniram-se os parâmetros publicados em Lhendup et al (2014) e para o material designado no estudo do grupo Apollo Chill, foi retirado a condutividade térmica κ , calor específico C_e e massa específica do solo ρ , mostrados na Tabela 22.

Tabela 22 - Tipos de solos e parâmetros

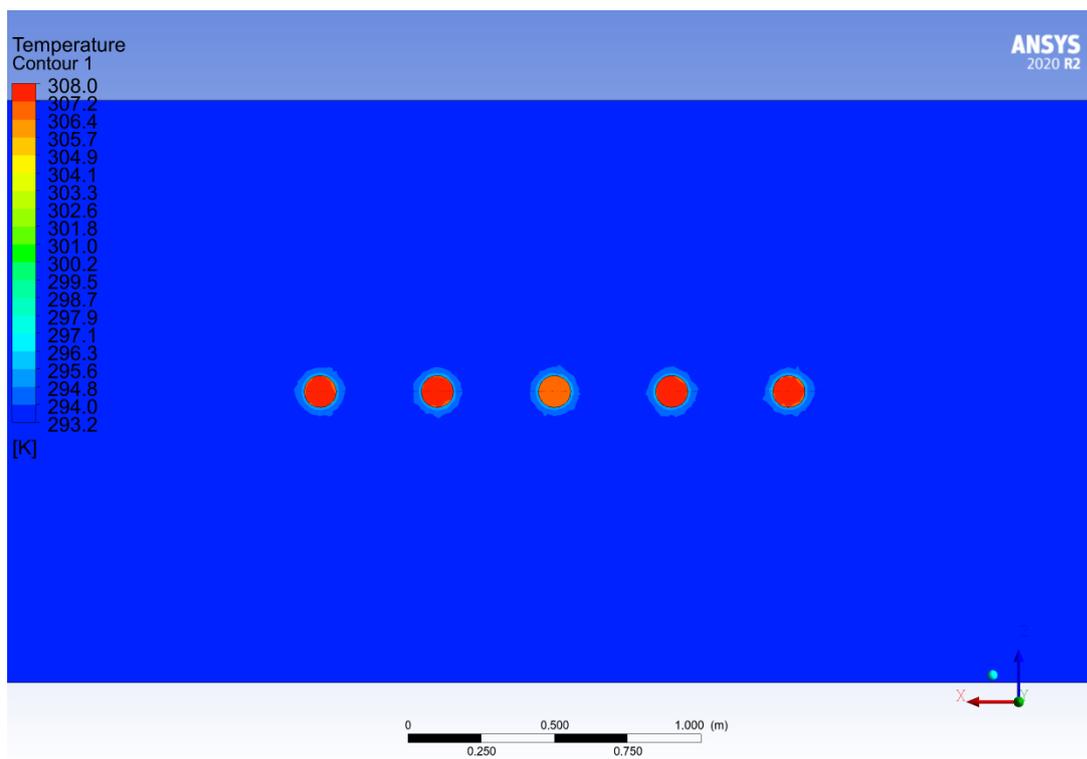
Material	κ ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	C_e ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	ρ (kg/m^3)
Solo real	2,82	1578,9	2400

Fonte: Autor, adaptado de Lhendup et al, 2014

O solo foi considerado a uma temperatura de 21°C, o líquido de referência utilizado para o trocador de calor geotérmico na simulação foi a água líquida com propriedades retiradas da própria base de dados de materiais do Ansys, com vazão nos tubos de entrada de 14,6 kg/s a uma temperatura de 35°C, retirada da simulação realizada na placa solar na seção anterior, diâmetro hidráulico de 0,1m e coeficiente de troca de calor de 358,98 W/m²K.

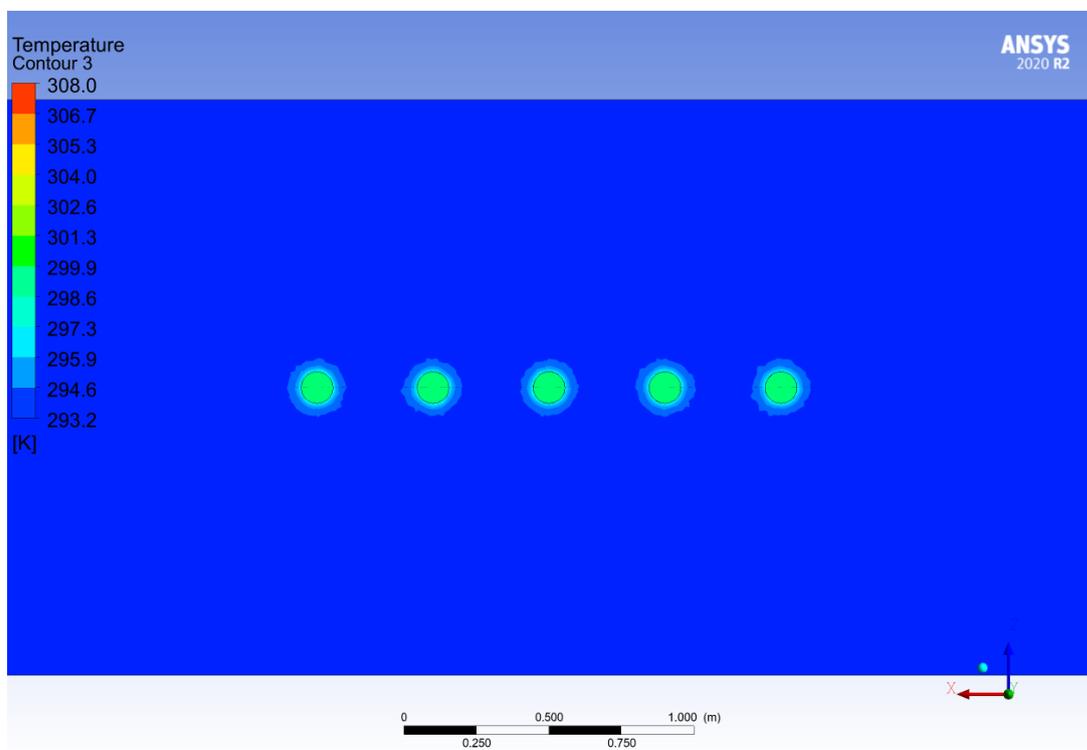
Desta maneira, a simulação foi realizada utilizando um critério de convergência de 10^{-4} e uma malha de 3553448 elementos devido ao tamanho da região e tubulação. Tendo assim os seguintes resultados das Figura 77, Figura 78 e Figura 79.

Figura 77 - Entrada da tubulação do trocador geotérmico



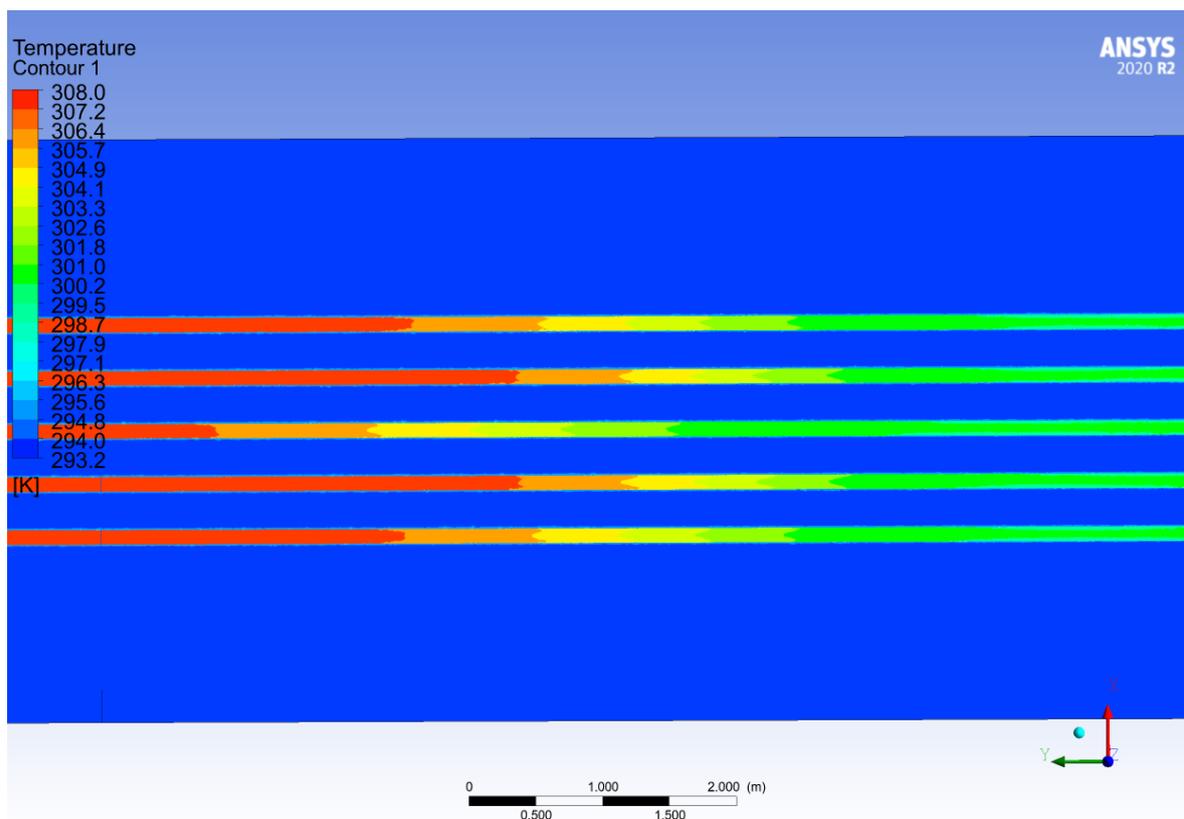
Fonte: Autor

Figura 78 - Saída da tubulação do trocador geotérmico



Fonte: Autor

Figura 79 - Vista superior do trocador geotérmico



Fonte: Autor

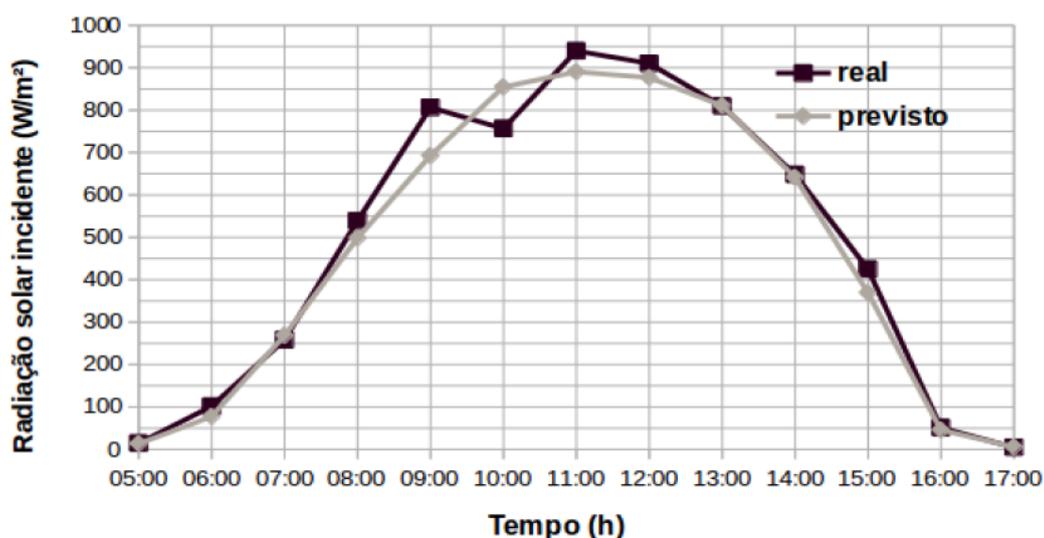
Pelas figuras anteriores, é possível ver o líquido na tubulação de entrada a 35°C como mostra na Figura 77, e a sua temperatura ao final da simulação na Figura 78 assim como sua distribuição de troca térmica ao longo da tubulação pela Figura 79. Nos resultados mostrados da simulação prévia realizada no Ansys Discovery da Figura 76, é possível observar que a velocidade do tubo central é maior que as outras, subsequente dos tubos extremos, que é possível ver na Figura 79 onde o tubo central, por conta de sua maior velocidade, atinge a temperatura final antes dos outros, uma temperatura que corresponde aproximadamente aos 25°C obtidos dos cálculos nas seções anteriores.

4 RESULTADOS OBTIDOS

Para uma melhor análise e viabilidade da solução em diferentes condições de temperatura, radiação solar e vazão da tubulação, foram realizadas diversas simulações alternando assim o tipo de irradiação solar reincidente na placa fotovoltaica conforme dados na região do Ceará, para uma melhor visão da solução em diferentes condições da localização da usina de Tauá.

Com cada irradiação solar, foi simulado diferentes vazões na tubulação de entrada para analisar qual seria o seu impacto na temperatura final da placa solar e conseqüentemente o acréscimo ou decréscimo em sua eficiência, que compromete diretamente com o objetivo do projeto. Levando em conta a relação de radiação solar incidente no estado do Ceará mostrado pelo Gráfico 5 abaixo, tem-se o período do dia e sua radiação solar incidente prevista.

Gráfico 5 - Comparação da radiação solar incidente entre real e previsão para dia 30/10/2004



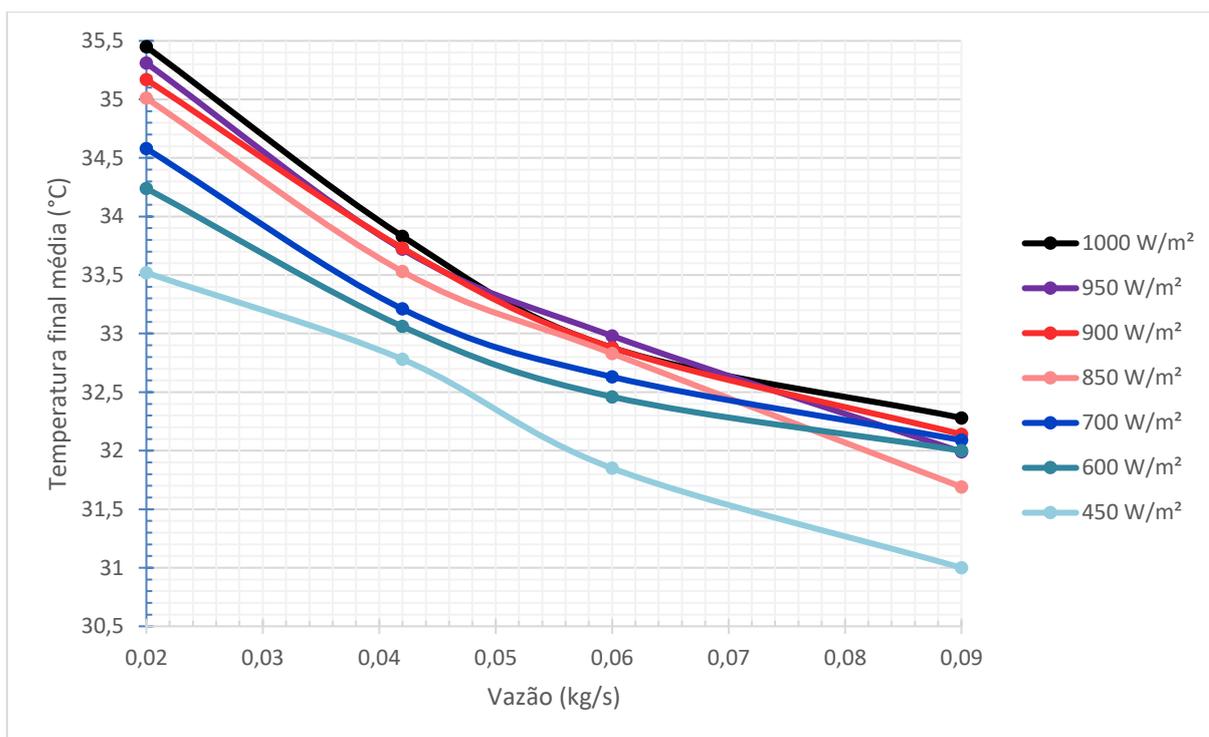
Fonte: Couto e Braga, 2016

Levando isso em consideração, para uma base da radiação solar incidente em cada horário do dia na região do Ceará, foram realizadas simulações para as vazões de 0,02kg/s, 0,042kg/s, 0,06kg/s e 0,09kg/s com as incidências de 450, 600, 700, 850, 950 e 1000 W/m², onde seria basicamente dos horários das 8:00 às 15:00, que é a faixa diária que possui maior radiação incidente.

Com isso, foram coletadas as informações de temperatura máxima e mínima final da placa e sua temperatura média final para ter ciência de qual o delta de temperatura que uma

placa pode sofrer, assim como qual seria a temperatura máxima que a placa atingiria sem o uso de uma refrigeração, para assim conseguir medir quantos graus foram refrigerados em cada situação e conseqüentemente o quanto de eficiência foi ganha na placa comparado a sua eficiência sem refrigeração. Para o Gráfico 6 tem-se sumariado a temperatura final média da placa solar refrigerada para as vazões e radiações incidentes determinadas anteriormente, onde pode-se ver o padrão de que quanto maior a radiação, maior é a temperatura final da placa solar, isso pois a maior radiação eleva a temperatura da placa e como foi travado a temperatura de entrada da água de refrigeração a 25°C dificulta a sua refrigeração. É observado o mesmo padrão para as diferentes vazões, quanto menor a vazão maior é a temperatura final média da placa, pois a velocidade do fluido interfere diretamente na troca de calor. Para maiores vazões tem-se menores temperatura finais, porém mais imprevisível pois com o aumento da vazão pode-se formar maiores vórtices na tubulação da serpentina na placa, o que dificulta a troca de calor entre a serpentina e a placa, porém deve-se atentar também que subir demais a vazão pode não ser a melhor solução pois com maiores vazões tem-se maiores perdas de carga pela tubulação, o que pode fazer que com o gasto da bomba seja maior que a energia ganha ao refrigerar a placa.

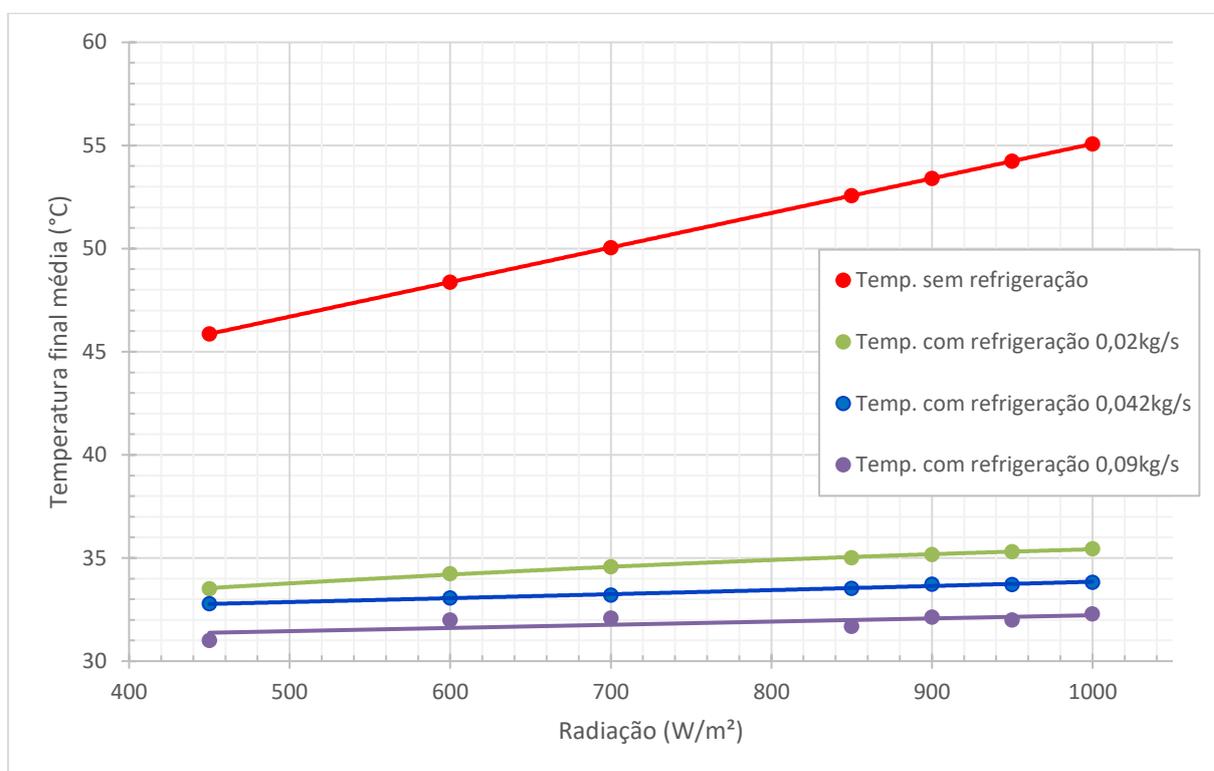
Gráfico 6 - Temperatura final média da placa refrigerada em diferentes vazões e radiações incidentes



Fonte: Autor

Como mostra o Gráfico 7, onde tem-se para cada radiação incidente a temperatura de referência em vermelho em que a placa solar teria sem a refrigeração e abaixo se encontra para as diferentes vazões qual sua temperatura média final com refrigeração. O que percebe-se é que a variação da vazão é relativamente mínima em comparação a variação da radiação incidente da temperatura final sem refrigeração, pois praticamente de 0,02 kg/s para 0,09 kg/s tem-se no máximo uma variação de 3°C já comparado a alta variação de 20 a 30°C que simplesmente a menor vazão já consegue refrigerar, o que indica que em algumas situações utilizar uma alta vazão somente para refrigerar 1°C a mais pode não ser a melhor solução financeiramente e energeticamente falando.

Gráfico 7 - Temperatura média da placa solar com e sem refrigeração

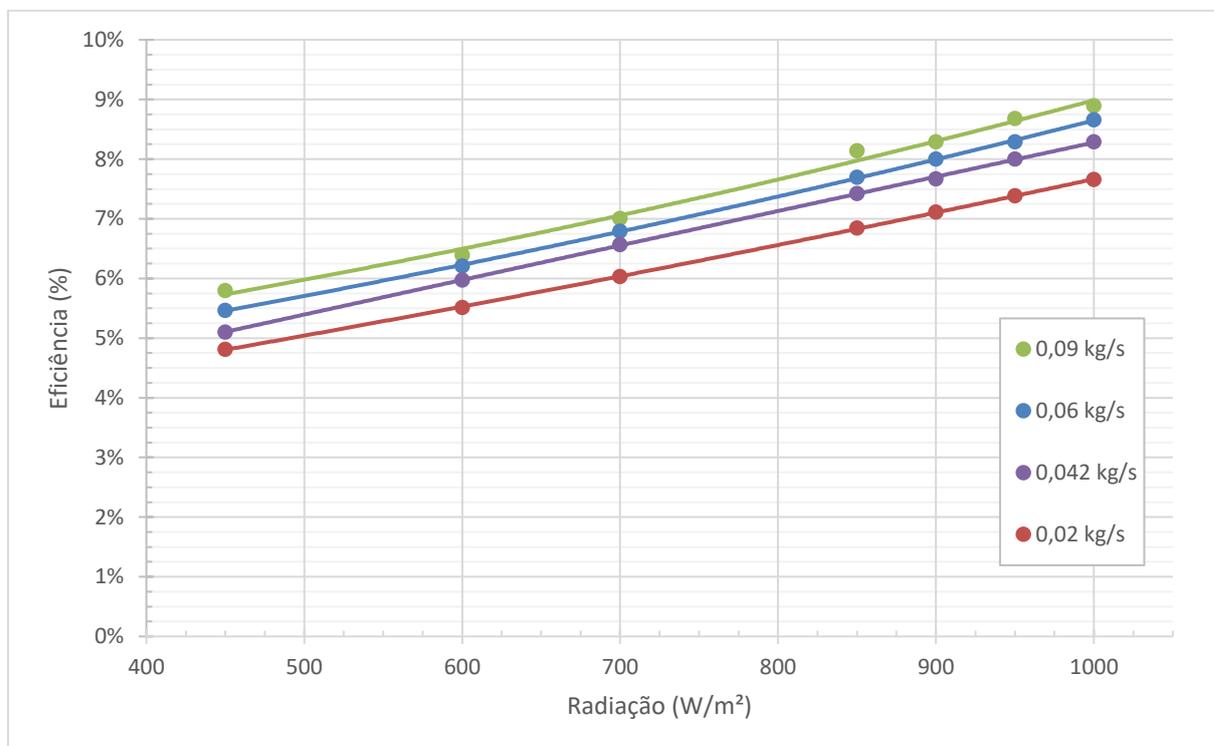


Fonte: Autor

Desta maneira levando em consideração, como já foi explicado em seções anteriores, que a placa solar em questão, de acordo com o fabricante Yingli Solar, possui um coeficiente de temperatura para Pmax de -0,039%/°C, ou seja, ela deixa de produzir 0,39% de eficiência de sua potência máxima a cada grau Celsius acima de 25°C, pode-se ver então pela Gráfico 8 para cada vazão em cada horário do dia e sua respectiva radiação incidente, o quanto seria a porcentagem de eficiência ganha/recuperada em sua potência máxima em cada radiação incidente. Pode-se perceber que quanto menor a radiação solar, a diferença de eficiência ganha

em cada vazão do líquido refrigerante diminui, tendo menos de 1% de ganho ao se alterar a vazão de projeto.

Gráfico 8 - Eficiência ganha por radiação incidente em cada vazão

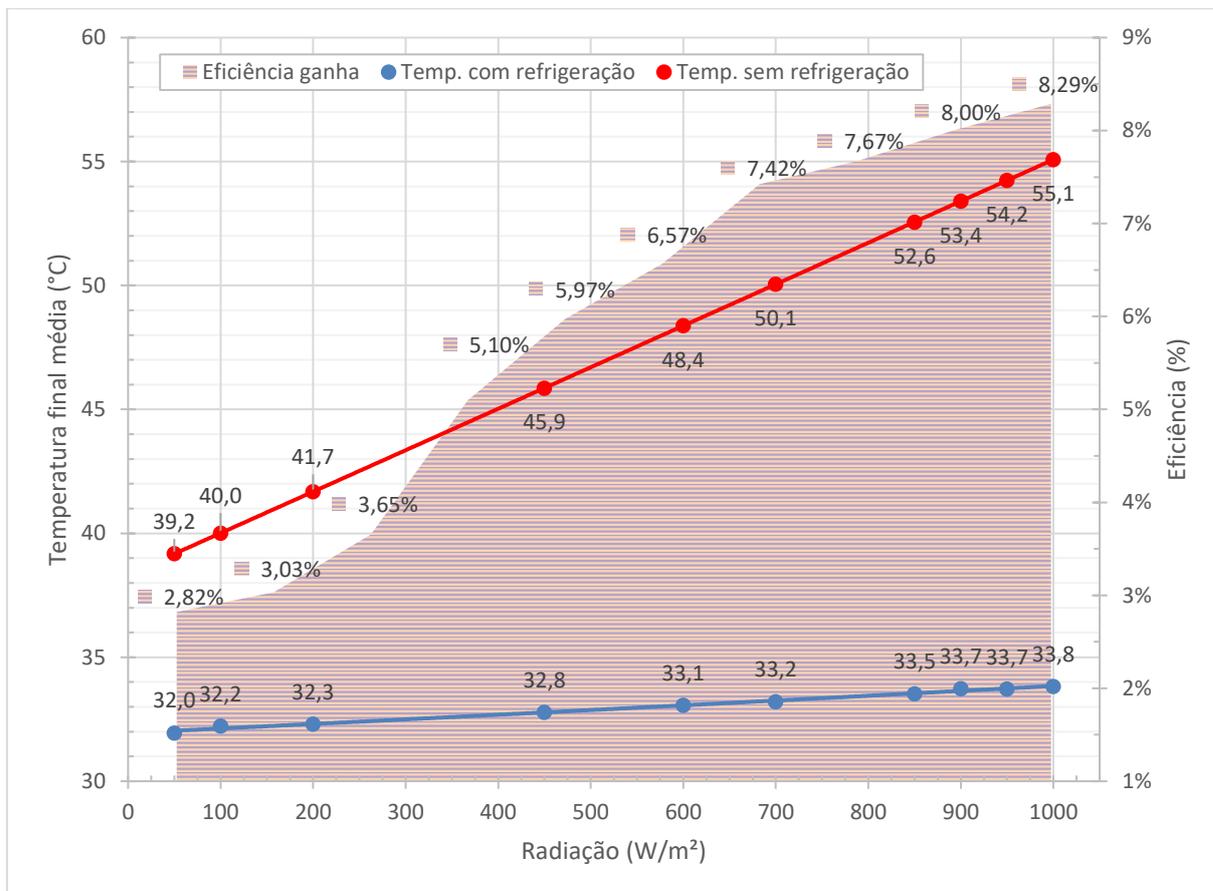


Fonte: Autor

As informações anteriormente mostradas confirmam que a vazão de 0,042 kg/s seria uma boa escolha para o projeto, pois não é uma vazão tão baixa que impacta na temperatura final da placa e sua eficiência ganha, e também não é uma vazão tão alta que pode impactar nos vórtices criados no fluxo dentro da tubulação da serpentina, impactar em uma maior perda de carga ao longo da tubulação, e mesmo por ser uma maior vazão, sua diferença de eficiência ganha em relação a uma vazão de 0,042 kg/s que seria praticamente muito baixa o que possivelmente não valeria a pena considerando seus impactos.

Por fim, pode-se ver em resumo no Gráfico 9 uma análise somente na vazão de projeto escolhida anteriormente de 0,042 kg/s, porém agora desde 25 a 1000W/m² para uma melhor noção de seu comportamento nas radiações solares correspondentes a praticamente dos horários das 6:00 às 16:00.

Gráfico 9 - Temperatura e eficiência da placa a 0,042 kg/s



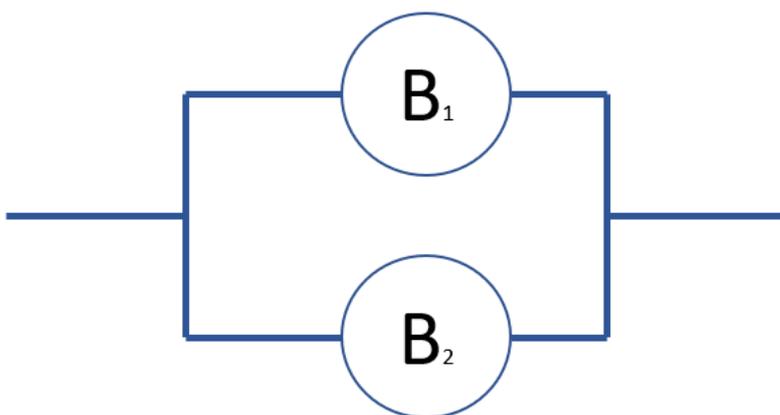
Fonte: Autor

Com isso, pode-se perceber que para altas irradiações a eficiência ganha da placa é alta, o que faz com que seja viável a solução proposta pelo grupo energeticamente falando, assim é observado que a temperatura final da placa fica consideravelmente mais baixa que a sua temperatura se não estivesse submetida a refrigeração. Pode-se perceber que para radiações incidentes menores que 450W/m², a temperatura final média da placa fica abaixo da temperatura ambiente, porém ainda há um ganho considerável de eficiência nessa irradiação, mas abaixo de 200W/m² deve-se considerar se realmente é energeticamente e financeiramente viável manter a instalação funcionando para esse baixo ganho de eficiência, assim como em situações nos horários entre 18:00 e 5:00 não se faz a necessidade de deixar a instalação funcionando.

4.1 BALANÇO ENERGÉTICO

Buscando mostrar a eficiência energética do projeto e baseado nos resultados e cálculos mostrados anteriormente, se mostrou necessário uma vazão igual a $0,117\text{m}^3/\text{s}$, que passando para as unidades usadas para a seleção seria $421,2\text{m}^3/\text{h}$, e uma altura manométrica de $22,706\text{m}$. Entretanto, com essas necessidades seria preciso uma bomba que consumiria uma quantidade de energia que deixaria o projeto inviável energeticamente. Portanto, foi decidido utilizar duas bombas, combinando elas em uma formação que reduziu a vazão pela metade, tendo como novo valor $210,6\text{m}^3/\text{h}$. Assim, considerando um coeficiente de segurança de $1,175$ foi obtido uma vazão de $247,46\text{m}^3/\text{h}$. A formação em paralelo que foi adotada está na Figura 80.

Figura 80 - Formação em paralelo das bombas

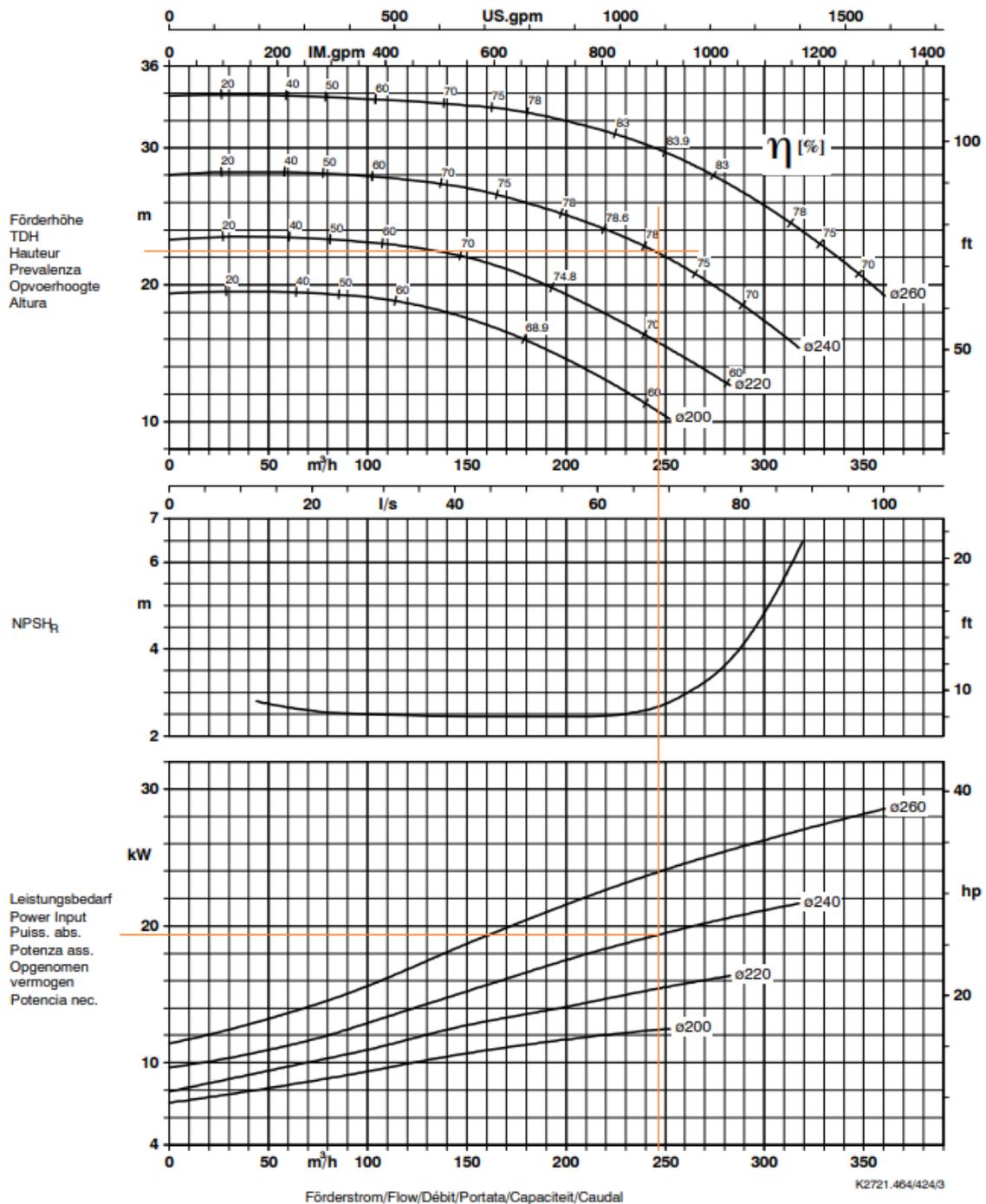


Fonte: Autor

A partir disso, foi feita uma busca detalhada e escolhido uma bomba da KSB que atende todas as necessidades e ainda garante que o projeto seja viável energeticamente. A seguir na Figura 81 é mostrado a bomba que foi escolhida, CPK-D / CPKN 125-250, e suas curvas já com o ponto de funcionamento no qual ela será utilizada.

Figura 81 - Curvas características da bomba KSB

Baureihe-Größe Type-Size Modèle CPK-D / CPKN 125-250 - HPK-L	Tipo Serie Tipo CPK-D / CPKN 125-250	Neendrehzahl Nom. speed Vitesse nom. 1750 1/min	Velocità di rotazione nom. Nominal torental Revoluciones nom.	Laufrad-ø Impeller Dia. Diamètre de roue	ø Girante ø Wasier ø Rodete	 KSB Aktiengesellschaft Postfach 1361 91253 Pegnitz Bahnhofplatz 1 91257 Pegnitz
Projekt Project Projet	Progetto Projekt Proyecto	Angebots-Nr. Project No. No. de l'offre	Offerta-No. Offertenr. Offerta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Positionr. Pos.-Nr.	



Fonte: Autor "adaptado de" KSB, 2021, p. 120

Conforme é possível observar, o ponto de funcionamento traçado atinge uma eficiência de aproximadamente 77% da bomba, com o rotor de 240mm e nesse ponto a bomba utiliza cerca de 19,5kW. Considerando as duas bombas necessárias para a aplicação, o valor total é igual a 39kW.

Anteriormente, foi mostrado através dos cálculos e das simulações que a eficiência de geração com a refrigeração instalada aumenta em até 8,29%. Isso aplicado ao estudo de caso da usina solar de Tauá, que possui uma capacidade de 1MW e já descontando a utilização de energia que a bomba precisaria, ainda se tem um ganho de aproximadamente 44kW, o que possibilita a usina de Tauá abastecer cerca de 65 casas a mais. Provando assim que o projeto é energeticamente viável e irá trazer um ganho para a usina.

Baseando-se nesses valores, cada placa gerará 17,7W a mais. Utilizando as mesmas condições e as mesmas bombas hidráulicas seria necessário no mínimo 2190 placas fotovoltaicas para se obter um balanço energético positivo considerando todos os consumos.

4.2 ESTUDO DA VIABILIDADE ECONÔMICA

Para a análise econômica, foi feito um contato com a KSB e com as empresas especializadas nos outros componentes. Com isso, os custos levantados para a implementação do sistema estão descritos e especificados na Tabela 23 a seguir.

Tabela 23 - Tabela de custos

Material	Quantidade	Valor unitário	Valor total	Descrição
Bomba Hidráulica	2	9500,00	unid 19000,00	
Tubulação de Alimentação	12600	7,61	m 95906,29	Tubulação que abastece as serpentinas nas placas, D=64mm (PVC)
Tubulação Geotérmica	330	4,60	m 1516,79	Tubulação para troca de calor geotérmica, D=100mm (PVC)
Componentes Hidráulicos	12930	5,23	m 67629,67	Válvulas, cotovelos, vedações, conexões e elementos para as tubulações.
Ferramenta do Trocador da Placa	1	75000,00	unid 75000,00	Ferramenta para termoformagem, dispositivo para rebarbação e dispositivo para furação
Trocador da placa	4680	119,34	unid 558511,20	Placa em PVC com vedação em PU (Políuretano)
Parafuso	9362	2,05	unid 19167,76	Parafuso Sextavado M10 X 60 Classe 70 Aço Inoxidável 304/A2 Passivado
Porca	9362	0,49	unid 4615,47	Porca Sextavada M10 Aço Inoxidável 304/A2 Classe 70 Passivado
Arruela	18724	0,27	unid 4995,56	Arruela Lisa M10 Aço Inoxidável 304/A2 Classe 70 Passivado
Montagem	4680	4,64	unid 21715,20	
Outras despesas	1	10000,00	unid 10000,00	Demais custos como transporte e outros.
878057,94 TOTAL				

Fonte: Autor

Utilizando-se desses dados o valor dividido por placa, considerando a instalação de Tauá que possui 4680 placas, é de R\$187,62 por placa.

Para fim de análise, o custo da serpentina é dividido da seguinte forma: R\$ 113,75 de matéria prima, R\$14,77 de custo de fabricação e R\$ 7,07 de aplicação da vedação de PU.

Atualmente, de acordo com o site NGSolar, o preço do kWh no Brasil para tarifa comercial está em torno de R\$0,86. Assim, com a usina produzindo 44kW a mais durante 12h por dia é possível ter um acréscimo no faturamento anual de R\$165.739,00. Portanto, isso irá gerar um “payback” em 5,3 anos, o que torna o projeto viável economicamente.

4.3 INFLUÊNCIA DA SOLUÇÃO NA VIDA ÚTIL DE PLACAS FOTOVOLTAICAS

Diversos estudos sobre a vida útil de placas fotovoltaicas foram feitos investigando a relação entre placas solares e condições de campo como umidade, temperatura, recorrência de chuvas, impurezas que invadem o sistema etc. V. Sharma (2013) relaciona ocorrências de degradações em campo, principalmente relacionadas à interligações mecânicas soldadas do equipamento e aos semicondutores do sistema, a fadiga térmica.

Tais ocorrências observadas ocorrem devido à grande diferença presente entre as condições ambientais de homologação do sistema e de campo ao longo da vida útil do equipamento. Na tabela 24 a seguir, que apresenta mecanismos de degradação do sistema em relação a diversos fatores de estresse, é possível observar que a alta temperatura de trabalho tem efeito em quase todos os tipos de falha.

Tabela 24 - Mecanismos de degradação e fatores de estresse correspondentes

Degradation mechanism	Stress factor				
	High temperature	Moisture	Thermal cycling	UV	High voltage
Broken interconnect	✓	✓			✓
Broken cell	✓				✓
Solder bond failures	✓	✓	✓		✓
Junction box failure	✓	✓			
Open circuits leading to Arcing	✓				✓
Corrosion	✓	✓			✓
Delamination of encapsulant	✓	✓	✓	✓	✓
Encapsulant loss of adhesion and elasticity	✓	✓	✓		✓
Encapsulant discoloration	✓			✓	
Hot spots	✓				
Shunts at the scribe lines	✓	✓			
Electrochemical corrosion of TCO	✓	✓			✓
Ground fault		✓			✓
Bypass diode failures	✓		✓		

Fonte: Autor “adaptado de” Sharma e Chandel, 2013, p. 761

Quansah e Adaramola (2018) apontam a alta temperatura e efeitos de fadiga termomecânicos como principais causas de falha e fim de vida precoce em sistemas fotovoltaicos. O estudo dos autores analisou uma série de placas já em trabalho há 16 anos e comparou o

rendimento delas ao especificado pelo fabricante, levantando uma curva de degradação e apontando que as condições ambientais contribuíram para uma degradação acelerada do sistema.

Apesar de os estudos não isolarem o efeito da temperatura nas análises, fica evidente o quão prejudicial é o trabalho em altas temperaturas por um longo período ao longo da vida útil dos painéis, podendo concluir que a solução apresentada para refrigeração poderá contribuir para o aumento da vida útil do equipamento, além da melhora na eficiência do sistema.

5 CONCLUSÃO

A realização do trabalho de conclusão de curso possibilitou a elaboração de um projeto de engenharia aplicada, onde o fulcro temático foi a produção de energia elétrica pela fonte renovável de painéis fotovoltaicos. Temas recorrentes na atualidade, no caso a produção denominada limpa de energia elétrica e também placas solares, o grupo foi capaz de aprofundar o conhecimento acerca destes temas centrais e de outros de apoio, que ampliaram as noções de importância da aplicação de fontes energéticas menos danosas ao planeta, bem como a maximização da capacidade de produção destas, fato este que impede aplicação mais ampla desta categoria, devido a inferioridade de rendimento em detrimento a fontes não renováveis.

Retomando o mote imposto pelo grupo, que consistia na criação de um sistema integrado para arrefecimento das placas solares, assim fazendo com que estas trabalhem em uma temperatura mais próxima a ideal de operação, com isso aumentando o seu rendimento e por consequência a quantidade de energia elétrica gerada, pode-se confirmar que esse objetivo foi alcançado. O grupo logrou êxito e conseguiu com o sistema desenvolvido aumentar o rendimento dos painéis EM 8,29%.

Tendo em vista a elaboração de um sistema prático e de fácil instalação, a serpentina acoplada à parte posterior da placa solar realiza convecção forçada pelo trânsito de água no seu interior, um fluido abundante e simples de ser manuseado, ao invés de fluidos refrigerantes especializados ou outros que demandem maior capacitação técnica dos operadores e maquinário mais sofisticado. Além disso, a serpentina aproveita a própria estrutura de fixação da placa, ou seja, não demandaria investimento nem desenvolvimento nessa área. O material escolhido para a confecção foi o policloreto de vinila, por conta de suas propriedades térmicas, o material possuir menor rugosidade e permitir um escoamento melhor da água em seu interior, é mais leve em relação a soluções metálicas e ter um custo menor, garantindo um preço mais atrativo para o consumidor final.

Um ponto relevante para o sucesso na criação do sistema foi a utilização de um estudo de caso para ter dados reais de temperatura e aquecimento da placa solar, bem como as dificuldades de instalação e o desenvolvimento de um sistema de arrefecimento também para a água mencionada anteriormente após percorrer todo caminho da serpentina. A seleção da usina solar instalada em Tauá no Ceará, uma usina modesta capaz de produzir 1MW de energia elétrica, auxiliou nos quesitos de desenvolvimentos e por possuir um tamanho menor, gerou conhecimento caso instalações com grandeza superior forem necessárias, o que significa usinas com capacidade de produção de energia maiores.

A partir da temperatura média da localidade selecionada, que está em torno de 54°C, a solução implementada, ou seja, a serpentina acoplada ao painel fotovoltaico, a temperatura deste alcançaria uma média de 33°C, assim reduzindo 21°C durante sua operação e ficando mais próximo do ideal para funcionamento de placas solares que consiste em uma temperatura de 25°C. A temperatura ideal de operação corresponde à temperatura em que o fabricante desenvolve e testa as placas solares.

Mantendo o viés de prevalecer com energias sustentáveis, para a refrigeração da água após retirarem o calor do painel fotovoltaico foi selecionada a energia geotérmica. No caso a tubulação é enterrada sob o solo, este com uma temperatura média de 21°C, e resfria a água de 35°C para 25°C, assim possibilitando o pleno funcionamento da serpentina acoplada a placa. Para esse fluxo da água tanto na refrigeração geotérmica, no percurso até as serpentinas e no contato com as placas, são necessárias duas bombas hidráulicas em paralelo.

Todas as despesas para fabricação e instalação do sistema resultam num custo por placa de R\$187,62. Com o sistema instalado, o balanço energético resulta em um bônus de 43,9kW aumentando a receita da usina em mais de R\$ 165 mil e a capacidade de atender mais dezenas de casas. O retorno do investimento está em cerca de cinco anos e meio, porém o período de um projeto de usina como esse é de cerca de 20 anos, tornando o projeto viável. Ademais, a manutenção da temperatura de operação da placa solar próxima do ideal, além de aumentar o rendimento, possibilita que a vida útil do painel e seus componentes sejam prolongados, podendo tornar a instalação ainda mais duradoura.

Por fim pode-se mencionar as seguintes ações para o aprimoramento do projeto desenvolvido. Primeiramente um protótipo poderia ser confeccionado para validar os dados obtidos por meio de cálculos e simulações computacionais. Também, o aprimoramento do formato interno da serpentina poderia ser revisado para obter-se uma temperatura mais próxima do uniforme por toda placa. Finalmente, um sistema de controle eletrônico para monitoramento e controle do sistema pode ser acoplado, tornando-o mais efetivo.

REFERÊNCIAS

ABDO, Saber et al. **Cooling solar panels using saturated activated alumina with saline water**: experimental study. [S.l.], 2020. Disponível em:

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0038092X20308112>. Acesso em: 7 dez. 2020.

ALBUQUERQUE, Igor et al. **Documento Analítico - SEEG 8 (1990-2019)**. [S.l.], 2020.

Disponível em: <http://seeg.eco.br/documentos-analiticos>. Acesso em: 6 dez. 2020.

BARANWAL, Naimish K.; SINGHAL, Mukesh K. **Modelling and simulation of a spiral type hybrid photovoltaic thermal (PV/T) water collector using ansys**. Roorkee, India, 2020.

BAZAR, Deborah. **Clean Energy**. 2010. Disponível em:

<https://www.nasa.gov/centers/ames/greenspace/clean-energy.html>. Acesso em: 4 dez. 2020.

BELLINI, Emiliano. **Cooling down PV panels with water**. 2020. Disponível em:

<https://www.pv-magazine.com/2020/03/31/cooling-down-pv-panels-with-water/>. Acesso em: 5 dez. 2020.

BOMBAS EQUIPE. **Manual de instalação e serviço**. 2014. Disponível em:

https://cdn.equipe-bombas.com.br/wp-content/uploads/2018/08/MB-19-00.pdf?_ga=2.74981522.1846082400.1623612015-681266880.1607284585. Acesso em: 5 dez. 2020.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 8. ed.

São Paulo: Blucher, 2016.

BRASIL, Alex N. **Máquinas Termohidráulicas de Fluxo**. 2010. Disponível em:

https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4015/capitulo3_bombasclassificacaoedescricao.pdf . Acesso em: 5 dez. 2020.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Plano decenal de expansão de energia**. Rio de Janeiro, 2020. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/plano-decenal-de-expansao-de-energia-2029>. Acesso em: 8 nov. 2020.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos**. 2. ed. rev. São Paulo: Pearson – Prentice Hall, 2005.

CARAVELA. **Catalogos caravela thermotank**. Santana de Parnaíba, SP, 2020. Disponível em: <https://www.torre-caravela.com.br/torre-de-resfriamento-de-agua-modelo-st>. Acesso em: 3 dez. 2020.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de Calor e Massa**. 4ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

CONCER, Henrico S. **Fenômenos de Engenharia - Bombas Rotativas**. 2015. Disponível em: <http://fenomenosdaengenharia.blogspot.com/2015/10/bombas-rotativas.html>. Acesso em: 5 dez. 2020.

COUTO, H. J. B.; OLIVEIRA, R. A. E.; BRAGA, P. F. A. **Previsão de Radiação Solar Incidente no Estado do Ceará**. [S.l], 2016.

CRISSI, Evelize. **PFMEA x DFMEA: entenda a diferença entre eles**. 2016. Disponível em: <https://qualyteam.com/pb/blog/pfmea-x-dfmea-entenda-diferenca-entre-eles/>. Acesso em 11 dez. 2020.

DA SILVA, Christyam A. P.; BRESCANSIN, Ricardo A. **Projeto e dimensionamento de sistema de climatização comercial utilizando resfriamento geotérmico**. 2015. 131 f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba.

DE ALMEIDA, Caique Roberto. **Análise do comportamento térmico de estacas geotérmicas em solo arenoso**. 2021. 210 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Geotécnica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.

DE BRITO, Adriana C. et al. **Características térmicas de materiais de mudança de fase adequados para edificações brasileiras**. São Paulo, 2017. Disponível em: http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1678-86212017000100125#:~:text=Os%20materiais%20de%20mudan%C3%A7a%20de,energia%20na%20forma%20de%20calor. Acesso em: 6 dez. 2020.

DE MELLO, Lilian Cardoso. **Influência de variáveis de processo no desempenho de torre de resfriamento**. 2008. 138 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.

DE PAULI, Evandro Armini; ULIANA, Fernando Saulo. **Tubulação e Conexões**. Vitória, 2005. Disponível em: <http://www.abraman.org.br/Arquivos/75/75.pdf>. Acesso em: 5 dez. 2020.

DE SOUZA, Rodrigo Pumar Alves. **Cálculos de perda de carga para seleção de uma bomba de alimentação de água de um gerador de vapor em uma unidade FPSO**. 2015. 66 f. Projeto de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro. Disponível em: <http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10014795.pdf>. Acesso em: 5 dez. 2020.

DOS SANTOS, Sérgio L. **Bombas e instalações hidráulicas**. São Paulo: LCTE, 2007.

DREAMSTIME. **Parte traseira do painel solar**. 2021. Disponível em: <https://pt.dreamstime.com/photos-images/parte-traseira-do-painel-solar.html>. Acesso em 01 jun. 2021.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Matriz energética e elétrica**. [ca. 2018]. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>. Acesso em: 8 nov. 2020.

ENERGÊS. **História da energia solar**. 2020. Disponível em: <https://energes.com.br/energia-solar/historia-da-energia-solar/>. 2020. Acesso em: 4 dez. 2020.

ENEVA. **Tauá**. [ca. 2020]. Disponível em: <https://eneva.com.br/nossos-negocios/geracao-de-energia/taua/>. Acesso em: 13 abr. 2021.

ESCOLA DA VIDA. **CCB – Curva característica da bomba**. [ca. 2020]. Disponível em: <http://www.escoladavida.eng.br/mecfluquimica/aulasfei/ccb.htm>. Acesso em: 5 dez. 2020.

FARZANEHNIA, Amin; SARDARABADI, Mohammad. **Exergy in Photovoltaic/Thermal Nanofluid-Based Collector Systems**. [S.l.], 2019. Disponível em: <https://www.intechopen.com/books/exergy-and-its-application-toward-green-energy-production-and-sustainable-environment/exergy-in-photovoltaic-thermal-nanofluid-based-collector-systems>. Acesso em: 5 dez. 2020.

GEOHERMAL energy. *In*: ENCYCLOPEDIA Britannica. [Chicago, IL: Encyclopædia Britannica, Inc.], 2018. Disponível em: <https://www.britannica.com/science/geothermal-energy>. Acesso em: 6 de junho de 2021.

HAMROUNI, N.; JRAIDI, M.; CHÉRIF, A. **Solar radiation and ambient temperature effects on the performances of a PV pumping system**. Tunes, Tunísia, 2008.

HILL, G. B.; PRING, E. J.; OSBORN, Peter D. **Cooling towers: principles and practice**. 3. ed. Essex, Inglaterra: Butterworth-Heinemann, 1990.

KNIER, Gil. **How do Photovoltaics Work?**. 2008. Disponível: <https://science.nasa.gov/science-news/science-at-nasa/2002/solarcells>. Acesso em: 6 dez. 2020.

KSB. **Dry-installed pump CPKN**. [ca. 2021]. Disponível em: <https://www.ksb.com/en-at/lc/products/pump/dry-installed-pump/cpkn/C03A>. Acesso em: 31 maio 2021.

LHENDUP, Tshewang; AYE, Lu; FULLER, Robert James. **In-situ measurement of borehole thermal properties in Melbourne**. [S.l.], 2014.

MAATALLAH, Taher et al. **Exergo-economic analysis of a serpentine flow type water based photovoltaic thermal system with phase change material (PVT-PCM/water)**. [S.1], 2019. Disponível em:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X19309387>. Acesso em: 5 dez. 2020.

MARSH, Jacob. **Types of solar panels**. 2020. Disponível em:
<https://www.energysage.com/solar/101/types-solar-panels/#:~:text=There%20are%20three%20major%20types,property%20and%20desired%20system%20characteristics>. Acesso em: 6 dez. 2020.

MUNDO DA ELÉTRICA. **BTU x WATT, potência de Ar Condicionado**. [ca. 2020]. Disponível em: <https://www.mundodaeletrica.com/btu-x-watt-potencia-de-ar-condicionado/>. Acesso em: 4 dez. 2020.

NG SOLAR. **Preço da energia elétrica CPFL 2021**. 2021. Disponível em:
<https://www.ngsolar.com.br/single-post/preco-kwh-cpfl>. Acesso em: 31 maio 2021.

PINHO, João Tavares; GALDINO, Marco Antonio. **Manual de Engenharia para Sistemas Fotovoltaicos**. Rio de Janeiro: CEPEL - CRESESEB, 2014.

PIPEFY. **Matriz de decisão**. 2020. Disponível em: https://www.pipefy.com/pt-br/blog/matriz-decisao/?utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=gg_br_perf_search_genera_l_dynamic&utm_content=114637112560&utm_term=&utm_id=go_cmp-11023932452_adg-114637112560_ad-475740771812_dsa-19959388920_dev-c_ext-_prd-_sig-EAIAIQobChMI0cHdi9jE7QIVTgmRCh18SwHyEAAAYASAAEgLXDvD_BwE&gclid=EAIAIQobChMI0cHdi9jE7QIVTgmRCh18SwHyEAAAYASAAEgLXDvD_BwE. Acesso em: 3 dez. 2020.

PORTAL SOLAR. **História e origem da Energia Solar**. 2016. Disponível em:
<https://www.portalsolar.com.br/blog-solar/energia-solar/historia-origem-da-energia->

solar.html#:~:text=A%20origem%20da%20energia%20solar%20remete%2Dse%20ao%20surgimento%20do,em%20usinas%20e%20parques%20solares. Acesso em: 4 dez. 2020.

PORTAL SOLAR. **Passo a passo da fabricação do painel solar**. [ca. 2016]. Disponível em: <https://www.portalsolar.com.br/passos-a-passos-da-fabricacao-do-painel-solar.html>. Acesso em: 5 dez. 2020.

PROJETTE PARAFUSOS. **Arruela M10**. [ca. 2021]. Disponível em: <https://projetteparafusos.com.br/arruela-m10/>. Acesso em: 10 jun. 2021.

PROJETTE PARAFUSOS. **Parafuso Sextavado M10x40**. [ca. 2021]. Disponível em: <https://projetteparafusos.com.br/parafuso-sextavado-m10-x-40/>. Acesso em: 10 jun. 2021.

PROJETTE PARAFUSOS. **Porca Sextavada M10**. [ca. 2021]. Disponível em: <https://projetteparafusos.com.br/porca-sextavada-m10/>. Acesso em: 10 jun. 2021.

QUANSAH, David A.; ADARAMOLA, Muyiwa S. **Ageing and degradation in solar photovoltaic modules installed in northern Ghana**. [S.l], 2018.

RICHARDSON, Luke. **What is the history of solar energy and when were solar panels invented**. 2018. Disponível em: <https://news.energysage.com/the-history-and-invention-of-solar-panel-technology/>. Acesso em: 4 dez. 2020.

RUIZ, J. et al. **Experimental study on pressure loss and collection efficiency of drift eliminators**. [S.l], 2019. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431118355388>. Acesso em: 5 dez. 2020.

SABAS, Matthew. **History of Solar Power**. 2016. Disponível em: <https://www.instituteforenergyresearch.org/renewable/solar/history-of-solar-power/>, Acesso em: 4 dez. 2020.

SERRANO, Rodrigo O. P. **Metodologia para avaliação de desgaste abrasivo em pás de rotor de bombas centrífugas de estação elevatória**. 2017. 122 p. Tese (Doutorado em

Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte. Disponível em: https://repositorio.ufmg.br/bitstream/1843/BUBD-AVSKS6/1/d160_mecanica_serrano_r_o_p.docx.pdf. Acesso em: 5 dez. 2020.

SHAHSAVAR, Amin et al. **Experimental evaluation of novel photovoltaic/thermal systems using serpentine cooling tubes with different cross-sections of circular, triangular and rectangular**. [S.l.], 2020. Disponível em:

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544220315164>. Acesso em: 5 dez. 2020

SHARMA, Vikrant; CHANDEL, S.S. **Performance and degradation analysis for long term reliability of solar photovoltaic systems: a review**. Himachal Pradesh, Índia, 2013.

SIMIONI, Tássio. **O impacto da temperatura para o aproveitamento do potencial solar fotovoltaico do Brasil**. Rio de Janeiro. 2017. 222 f. Dissertação (Mestrado em Planejamento Energético) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro. Disponível em: http://www.ppe.ufrj.br/images/publica%C3%A7%C3%B5es/mestrado/T%C3%A1ssio_Simioni.pdf. Acesso em: 8 nov. 2020.

SPX COOLING TECHNOLOGIES. **Cooling tower fundamentals**. 2. ed. Kansas, EUA, 2009.

STANFORD III, Herbert W. **HVAC water chillers and cooling towers...** 2. ed. Boca Raton, EUA: CRC Press, 2012.

SVARC, Jason. **Solar Panel Construction**. 2020. Disponível em:

<https://www.cleanenergyreviews.info/blog/solar-panel-components-construction>. Acesso em: 6 dez. 2020.

TARABSHEH, Anas Al. et al. **Investigation of temperature effects in efficiency improvement of non-uniformly cooled photovoltaic cells**. [S.l.], 2013. Disponível em:

<https://www.aidic.it/cet/13/35/231.pdf>. Acesso em: 5 dez. 2020.

TARAZANO, D. Lawrence; CHU, Elizabeth. **A Brief History of Solar Panels**. 2019. Disponível em: <https://www.smithsonianmag.com/sponsored/brief-history-solar-panels-180972006>. Acesso em: 4 dez. 2020.

TELLES, Pedro Carlos da Silva. **Tubulações Industriais – Materiais, Projeto e Montagem**. 8. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1993.

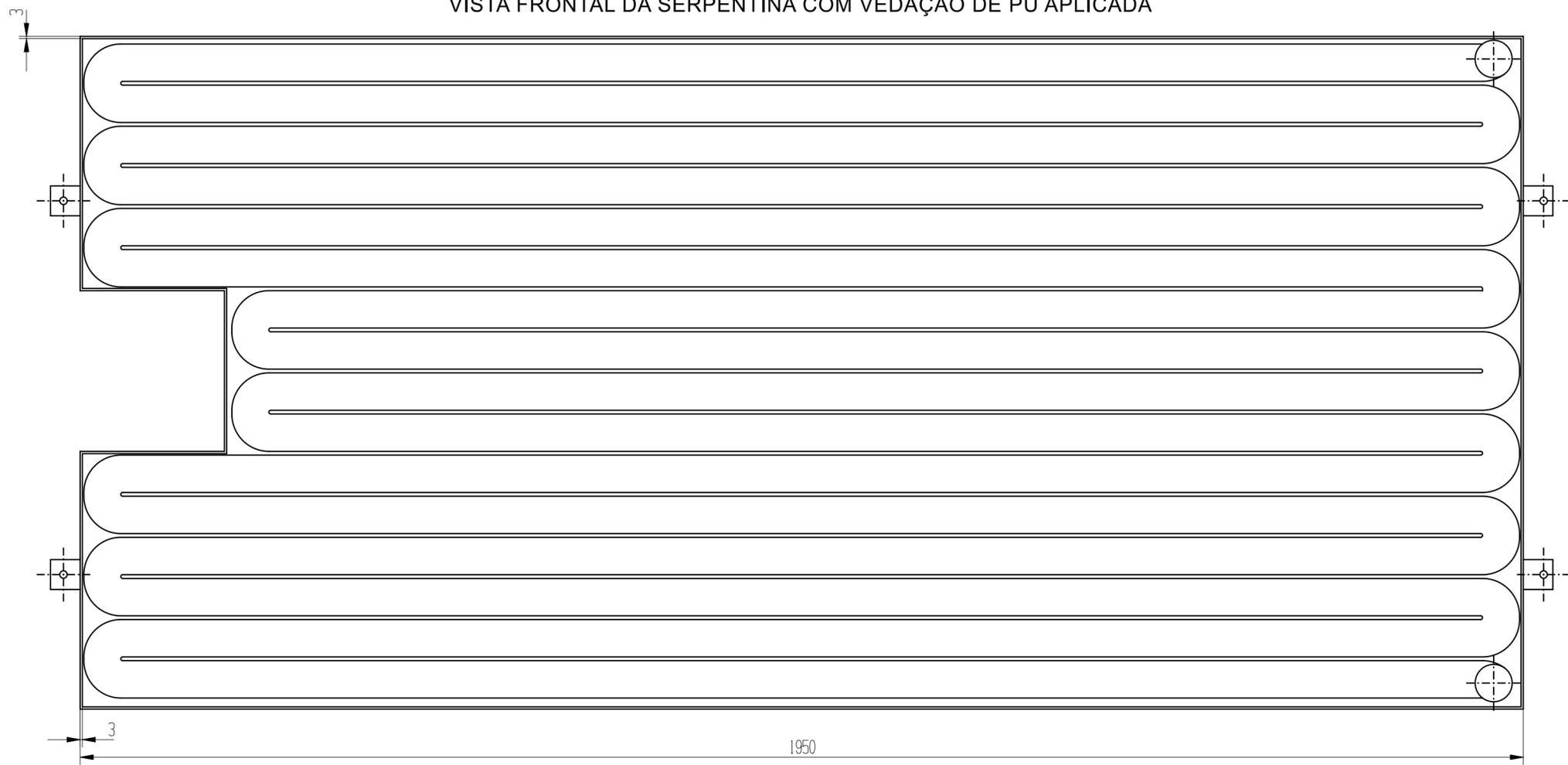
TERMOPARTS. **Torres de resfriamento de água**: noções gerais. [S.l.], [ca. 2013]. Disponível em: <http://torresresfriamento.com.br/tr/19/torre-de-resfriamento-funcionamento/manual-de-funcionamento-de-uma-torre-de-resfriamento/#more-19>. Acesso em: 5 dez. 2020.

TETRALON. **Bombeamento de sólidos sem obstrução**. [ca. 2020]. Disponível em: <https://www.tetralon.com.br/bombeamento-de-solidos-sem-obstrucao/>. Acesso em: 5 dez. 2020.

APÊNDICE A - VISTAS DA SERPENTINA DA SOLUÇÃO PROPOSTA

APÊNDICE B - VISTAS DA SERPENTINA COM A VEDAÇÃO DE PU

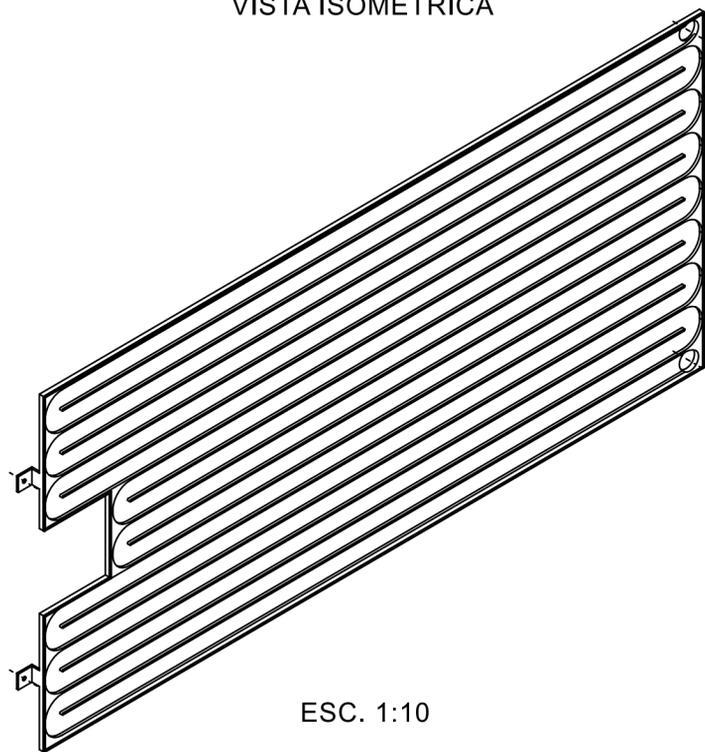
VISTA FRONTAL DA SERPENTINA COM VEDAÇÃO DE PU APLICADA



900

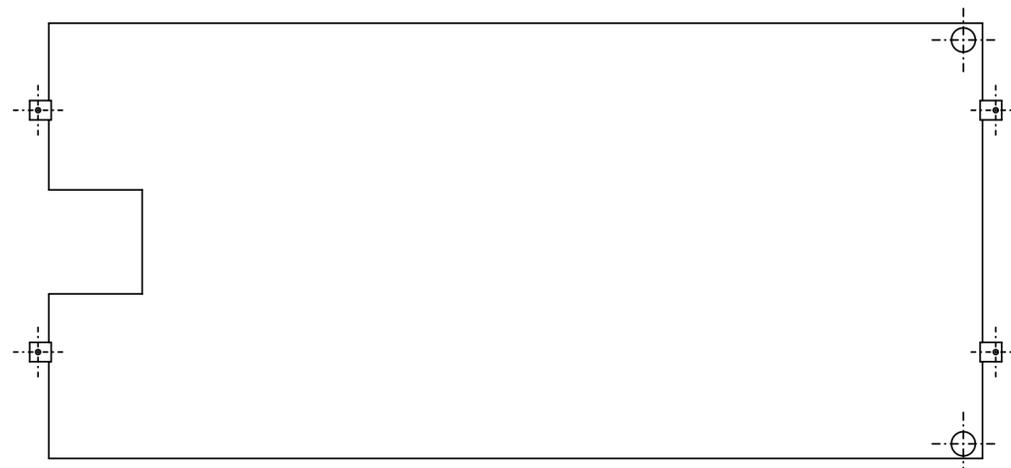
1950

VISTA ISOMÉTRICA

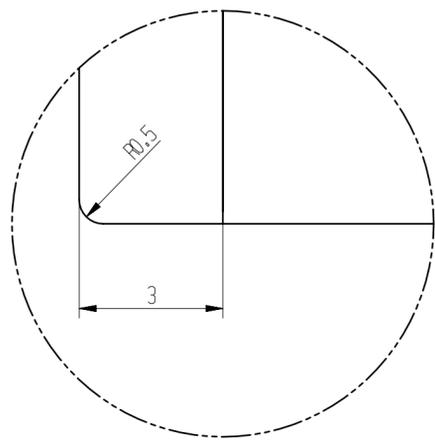


ESC. 1:10

VISTA POSTERIOR

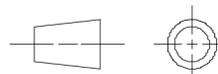


ESC. 1:10



DETALHE B
ESCALA 10:1

PRIMEIRO DIEDRO



		PROJETO		FORMATO
		APOLLO CHILL		
DESENHO FEITO EM	11/06/2021	TÍTULO		REVISÃO
DESENHADO POR	GMB	DESENHO - SERPENTINA		
VERIFICADO POR	GBC	UNIDADE	DESENHO NÚMERO	FOLHA 2 DE 2
APROVADO POR	FLJ	MM	001	
		ESCALA 1:5		

APÊNDICE C - CONJUNTO PAINEL SOLAR-SERPENTINA

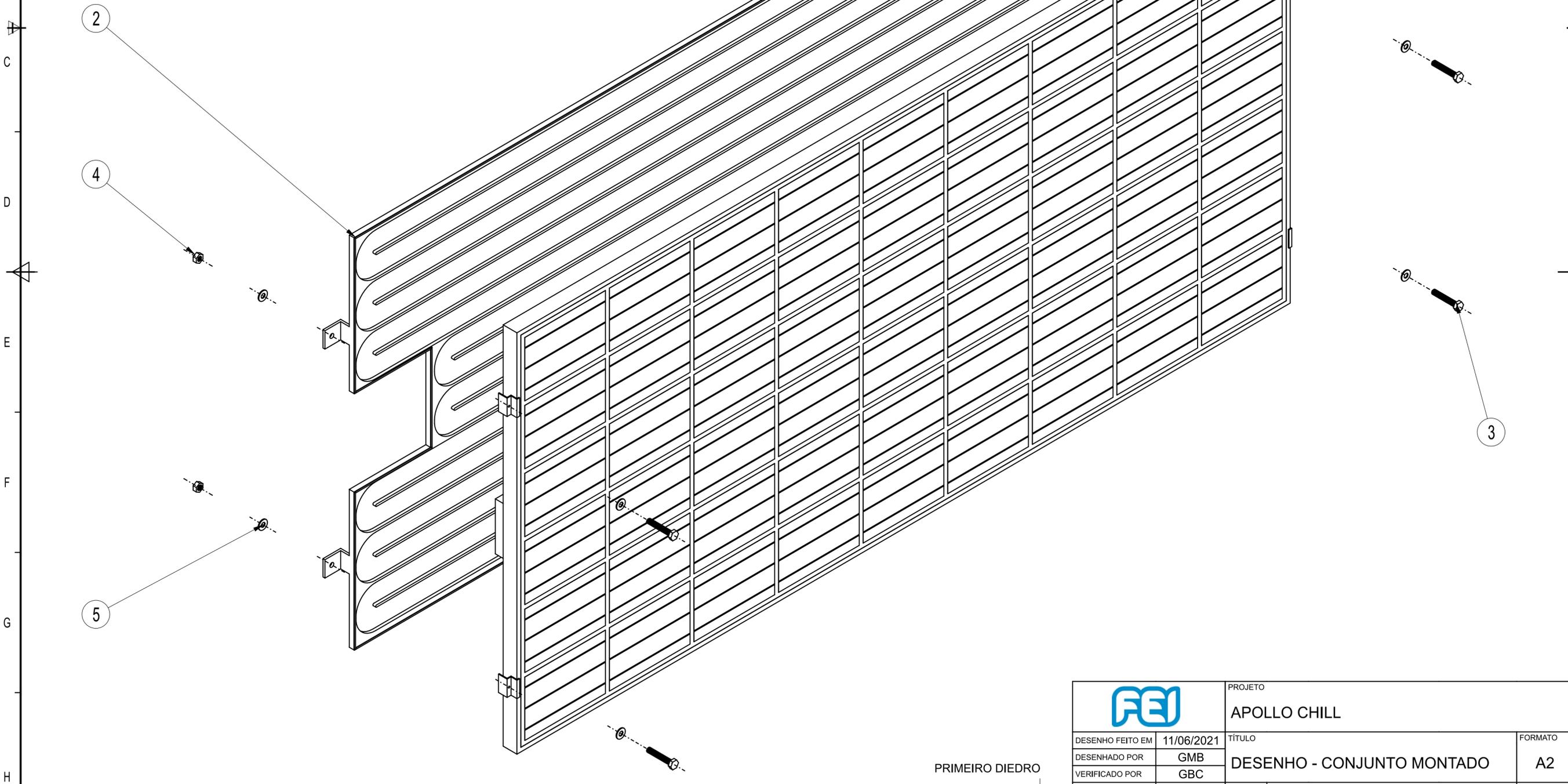
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

LISTA DE MATERIAIS

PEÇA	ÍTEM	MATERIAL	QTE.
1	PAINEL SOLAR FOTOVOLTAICO	N/A	1
2	PLACA COM VEDAÇÃO DE PU	PVC E PU	1
3	PARAF. SEXTAVADO M10 X 60	AÇO INOX 304/2 CLASSE 70	4
4	PORCA SEXTAVADA M10	AÇO INOX 304/2 CLASSE 70	4
5	ARRUELA LISA M10	AÇO INOX 304/2 CLASSE 70	8

NOTA:

- PARA DIMENSÕES E INFORMAÇÕES SUPLEMENTARES, VEJA MODELO 3D



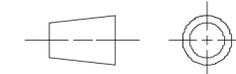
A
B
C
D
E
F
G
H

A
B
C
D
E
F
G
H

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

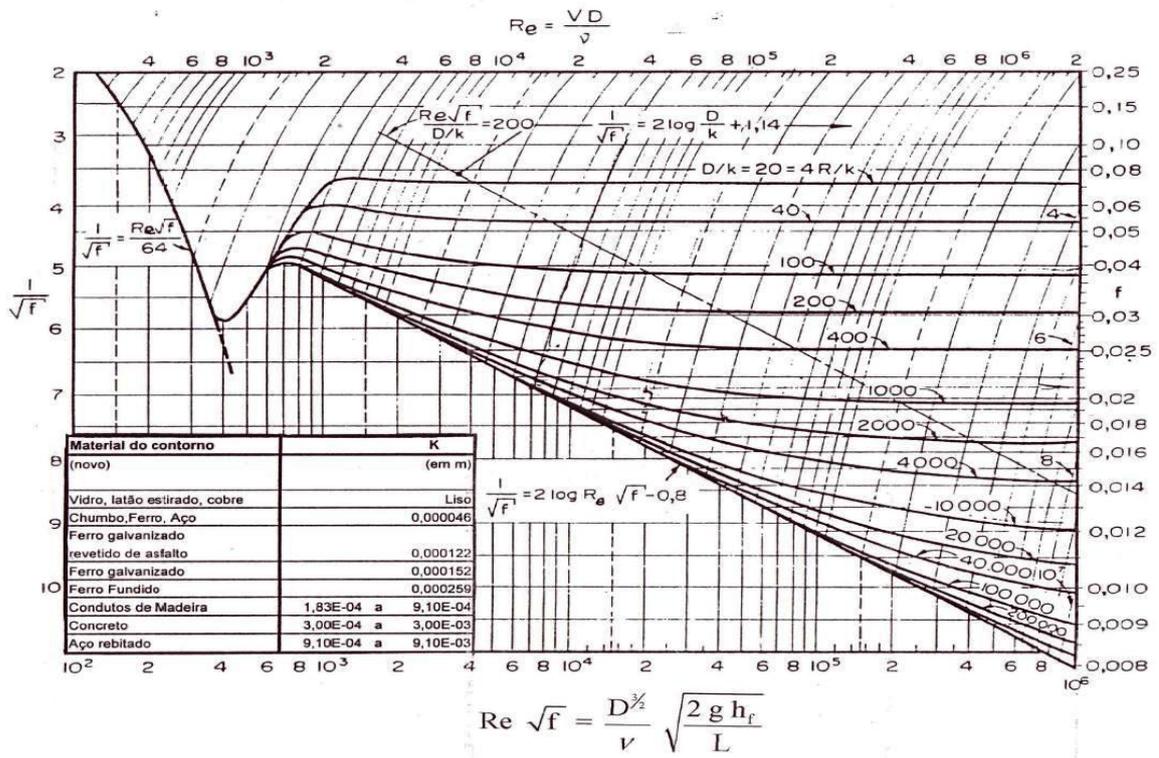
		PROJETO	
		APOLLO CHILL	
DESENHO FEITO EM	11/06/2021	TÍTULO	FORMATO
DESENHADO POR	GMB	DESENHO - CONJUNTO MONTADO	A2
VERIFICADO POR	GBC	UNIDADE	REVISÃO
APROVADO POR	FLJ	MM	A
		DESENHO NÚMERO	
		002	
		ESCALA 1:5	FOLHA 1 DE 1

PRIMEIRO DIEDRO



ANEXO A – DIAGRAMA DE MOODY ROUSE

Diagrama de Moody-Rouse



Fonte: Escola da Vida, 2020

ANEXO B – DIAGRAMA DE SELEÇÃO DE TORRE DE RESFRIAMENTO

