

CENTRO UNIVERSITÁRIO FAG
GUSTAVO NIEDERMAYER WAGNER

**DIMENSIONAMENTO DE UM COLETOR DE RADIAÇÃO SOLAR
SEMICILÍNDRICO PARABÓLICO PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA**

CASCADEL

2017

CENTRO UNIVERSITÁRIO FAG
GUSTAVO NIEDERMAYER WAGNER

**DIMENSIONAMENTO DE UM COLETOR DE RADIAÇÃO SOLAR
SEMICILÍNDRICO PARABÓLICO PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Me. Eng. Eliseu Avelino Zanella Júnior

CASCADEL

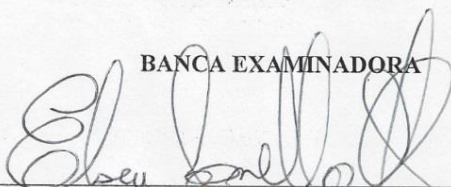
2017

FACULDADE ASSIS GURGACZ - FAG
GUSTAVO NIEDERMAYER WAGNER

DIMENSIONAMENTO DE UM COLETOR DE RADIAÇÃO SOLAR
SEMICILÍNDRICO PARABÓLICO

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, da FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Eliseu Avelino Zanella Júnior

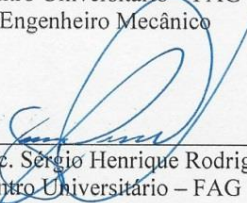
BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof. Msc. Eliseu Avelino Zanella Júnior
Centro Universitário – FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Msc. Roberson Roberto Parizotto
Centro Universitário – FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Msc. Sérgio Henrique Rodrigues Mota
Centro Universitário – FAG
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 26 de junho de 2017.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, que sempre prezaram pela minha educação formação pessoal, sendo meus exemplos de vida e fonte de inspiração.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a meus pais pelo tempo, recursos e compreensão durante a minha graduação, pelas oportunidades de estudo, crescimento pessoal, dedicação e carinho durante toda a minha vida acadêmica.

Aos meus amigos João Pezzini Motta Junior, Valdemir de Quadros Junior e Willyan Cesar Pivotto Rodrigues pelo apoio e companheirismo durante a graduação.

A todos os professores do curso pelas horas de dedicação, paciência e atenção sendo essenciais e indispensáveis para o meu crescimento acadêmico.

Ao professor Me. Eng. Roberson Roberto Parizotto pelo apoio e orientação concedidos durante a graduação.

Ao meu orientador Me. Eng. Eliseu Avelino Zanella Júnior pelo apoio e incentivo no desenvolvimento deste projeto, pela paciência nas orientações, ao senhor, meu reconhecimento e infindável gratidão.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Usina solar de Frank Shuman, 1913.	13
Figura 2: Demonstração de regimes de escoamento.	17
Figura 3: Conceito de coletor parabólico.	25
Figura 4: Concentrador de receptor central parabolóide.	25
Figura 5: Concentrador de receptor central de campo heliostático.	26
Figura 6: Concentrador parabólico de foco linear.	26
Figura 7: Concentrador plano de foco linear.	27
Figura 8: Insolação em kJ/m ² h em Foz do Iguaçu.....	28
Figura 9: Esquematização de um espelho côncavo.	29
Figura 10: Esquema de pintura da superfície externa do tubo.	36
Figura 11: Design da parábola.....	39
Figura 12: Setor do refletor	40
Figura 13: Layout final da parábola do refletor.....	40
Figura 14: Configuração Única	41
Figura 15: Configuração em 4 unidades dispostas em paralelo	41
Figura 16: Protótipo construído.....	43

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Estados termodinâmicos inicial e final.....	32
Tabela 2: Valores de temperatura e entalpia do fluido.....	33
Tabela 3: Propriedades da temperatura de filme do fluido.....	34
Tabela 4: Propriedades do Tubo.....	34
Tabela 5: Propriedades e dimensões do refletor.....	40
Tabela 6: Especificações do projeto final.....	42
Tabela 7: Dimensões e especificações do protótipo.....	42
Tabela 8: Dados coletados durante o teste do protótipo.....	44

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 – Número de Reynolds.....	16
Equação 2 – Calor de um corpo.....	18
Equação 3 – Primeira lei da termodinâmica.....	18
Equação 4 – Potência térmica.....	19
Equação 5 – Transferência de calor por condução.....	19
Equação 6 – Transferência de calor por convecção.....	20
Equação 7 – Transferência de calor por radiação.....	21
Equação 8 – Lei de Stefan-Boltzman.....	21
Equação 9 – Absorção de radiação solar.....	22
Equação 10 – Transferência de calor através de um tubo.....	22
Equação 11 – Número de Nusselt.....	23
Equação 12 – Número de Nusselt para convecção forçada interna.....	23
Equação 13 – Número de Nusselt para escoamento externo a cilindros.....	23
Equação 14 – Temperatura externa do tubo em um ponto qualquer.....	23
Equação 15 – Posição do foco real do espelho.....	29

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
2 OBJETIVOS	15
2.1 OBJETIVO GERAL.....	15
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
3.1 MECÂNICA DOS FLUIDOS	16
3.1.1 Definição de Fluido	16
3.1.2 Viscosidade.....	16
3.1.2 Número de Reynolds	16
3.1.3 Tipos de Escoamento.....	17
3.2 TERMODINÂMICA.....	17
3.2. Calor específico de uma substância:.....	17
3.2.1 Calor acrescido a um corpo	17
3.2.2 Energia Interna	18
3.2.3 Entalpia.....	18
3.2.4 Primeira Lei da Termodinâmica	18
3.2.5. Potência Térmica	19
3.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	19
3.3.1 Transferência de calor por condução.....	19
3.3.2 Transferência de calor por convecção	20
3.3.3 Transferência de calor por radiação.....	20
3.3.4 Transferência de calor em um tubo	22
3.3.5 Transferência de calor por convecção forçada interna	22
3.3.6 Número de Nusselt	23
3.3.7 Temperatura interna do tubo em um ponto qualquer	23
3.4 AQUECEDORES SOLARES	24
3.4.1 Técnicas de conversão de energia	24

3.5 MATERIAIS	27
3.5.1 Alumínio.....	27
3.5.2 Aço AISI 430.....	27
3.6 INCIDÊNCIA SOLAR.....	27
3.7 FÍSICA ÓTICA	28
3.7.1 Reflexão e Refração.....	28
3.7.2 Espelhos.....	28
3.7.3 Espelhos Esféricos.....	28
4 METODOLOGIA.....	30
4.1 MATERIAIS	30
4.1.1 Literatura	30
4.1.2 Microsoft Office Excel	30
4.1.3 SolidWorks.....	30
4.2 MÉTODOS.....	30
4.2.1 Projeto conceitual	30
4.2.2 Realização dos cálculos.....	30
4.2.3 Projeto Detalhado	31
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	32
5.1 DETERMINAÇÃO DOS ESTADOS TERMODINÂMICOS	32
5.2 GANHO DE CALOR NECESSÁRIO PARA A MUDANÇA DE ESTADO.....	32
5.3 ESTIMATIVA DE POTÊNCIA DO EQUIPAMENTO	32
5.4 ENTALPIA DA MASSA DE FLUIDO DESLOCADA E SUA TEMPERATURA.....	32
5.5 DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE FILME	33
5.6 DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA ÁGUA EM TEMPERATURA DE FILME	34
5.7 DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO TUBO.....	34
5.8 CÁLCULO DO NÚMERO DE REYNOLDS	35
5.9 NÚMERO DE NUSSELT	35

5.10	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO.....	35
5.11	DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DO TUBO NA SAÍDA	35
5.12	TRANSFERÊNCIA DE CALOR ATRAVÉS DA PAREDE DO TUBO	35
5.13	ABSORVEDOR	36
5.14	PERDAS DE CALOR PARA O AMBIENTE.....	37
5.14.1	Perdas por convecção	37
5.14.2	Perdas por radiação.....	38
5.15	POTÊNCIA REQUERIDA	38
5.16	ÁREA DO REFLETOR	38
5.17	PARÁBOLA.....	39
5.18	REFLETOR.....	39
5.19	PROJETO FINAL	41
5.20	TESTES COM PROTÓTIPO	42
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	45
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS E MELHORIAS	46
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	47
ANEXO 1.....		49
ANEXO 2.....		50
ANEXO 3.....		51
ANEXO 4.....		52
ANEXO 5.....		53
ANEXO 6.....		54
ANEXO 7.....		55
ANEXO 8.....		56
ANEXO 9.....		57
ANEXO 10.....		58

RESUMO

O presente trabalho compõe o dimensionamento de um aquecedor solar, que possui como objetivo o aquecimento de água de uma piscina em um tempo determinado e criar uma alternativa para o aproveitamento da energia solar disponível. Primeiramente é construído um embasamento bibliográfico nas áreas de física óptica, mecânica dos fluidos, termodinâmica e transferência de calor, explorando conceitos de regime de fluxo de fluidos, transferência de calor por condução, convecção e radiação, bem como as características de espelhos e superfícies empregadas. Os cálculos e conceitos e equações relacionados aos itens citados acima também serão abordados.

Palavras chave: Transferência de Calor, Termodinâmica, Energia Solar.

ABSTRACT

The present work composes the design of a solar heater, whose objective is to heat the water of a swimming pool in a certain time and to create an alternative for the use of available solar energy. First, a bibliographic base is built in the areas of optical physics, fluid mechanics, thermodynamics and heat transfer, exploring concepts of fluid flow regime, conduction heat transfer, convection and radiation, as well as the characteristics of mirrors and surfaces used . The calculations and concepts and equations related to the items mentioned above will also be addressed.

Keywords: Heat Transfer, Thermodynamics, Solar Energy

1 INTRODUÇÃO

Rahgeb (2014) afirma que entre 1912 e 1913, o engenheiro estadunidense e pioneiro em energia solar Frank Shuman, idealizou e construiu na cidade de Maadi, no Egito o primeiro equipamento que pode ser considerado uma usina solar, o equipamento consistia em um conjunto de espelhos que focavam a luz solar recebida para uma tubulação de vapor d'água, fornecendo energia térmica ao fluido de trabalho de um motor responsável por irrigar plantações de algodão, bombeando água proveniente do Rio Nilo. O projeto de Schuman, posteriormente abandonado devido ao início da Primeira Guerra Mundial e ao início da exploração massiva do petróleo na década de 30, será abordado neste documento.

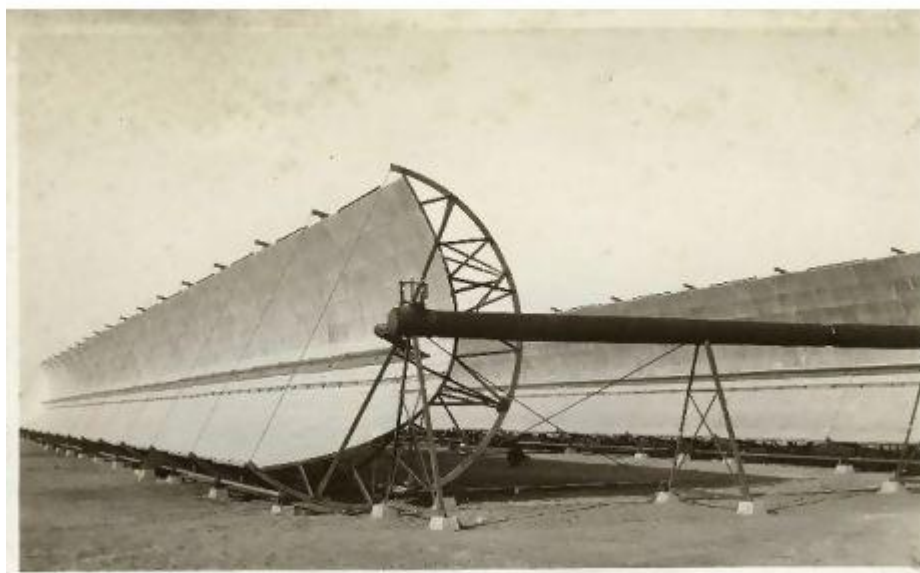


Figura 1: Usina solar de Frank Shuman, 1913.

Fonte: Rahgeb (2014)

De acordo com o Balanço da Matriz Energética Brasileira de ano base 2014, publicado em julho de 2015 a matriz energética brasileira é composta por 60,6% de energia não renovável e 39,4% é representada por meios renováveis de geração de energia, e destes, apenas 0,003% de energia produzida a partir de luz solar, fonte de energia selecionada para este estudo por possuir confiabilidade, homogeneidade e potencial pouco explorado pelo mercado energético brasileiro, o balanço de ano base 2015 atualiza a porcentagem de utilização de energia solar para um total de 0,01% do total de energia produzida a partir de

fontes renováveis demonstrando um crescimento de 333% na utilização desta fonte de energia.

Pretende-se explorar a incidência de luz solar em um local ‘propício para a instalação de um equipamento CSP “*concentrated solar power*” com o objetivo de aquecer água, focalizando a luz solar em um ponto específico para o ganho de calor, determinando a eficiência dos espelhos focalizadores em horário de incidência de luz solar escolhido para funcionamento e dimensionar o equipamento e por fim determinar a sua capacidade de absorção de calor durante seu tempo de funcionamento, utilizando-se de luz solar como fonte alternativa de energia térmica. Palz (1978) considera que a utilização do equipamento idealizado é limitada pela carga solar que pode ser absorvida no local de implantação e pelo tempo de incidência da mesma.

A busca por novas formas de obtenção de energia é devida à crescente demanda por energia elétrica para uso residencial e industrial, imprevisibilidade do aumento das tarifas sobre o consumo de energia elétrica, e a procura de empresas por sistemas que possibilitem economia de energia e confiabilidade no seu fornecimento. Este novo cenário no mercado incrementa a necessidade do estudo de novas fontes de energia renovável bem como a descentralização de sua geração e sua exploração da maneira mais eficiente e econômica possível.

Coleta de dados acerca da incidência de radiação solar no local escolhido para estudo, estimar os parâmetros de funcionamento do equipamento, desenvolver a metodologia de cálculo e realizar o dimensionamento do equipamento e determinar a capacidade de absorção de energia solar de um equipamento do gênero e determinar as dimensões do equipamento com um fim específico ao final da pesquisa.

Esta análise englobará o estudo da incidência de luz solar em um local estabelecido baseando-se em dados do INMET e o dimensionamento dos espelhos direcionadores de luz bem como tubulação, determinando a potência do equipamento, condições do fluido e sua vazão mássica de água quando em regime de funcionamento. Os fenômenos térmicos estudados serão vedados ao equipamento, não se estendendo a equipamentos e ambientes que não o objeto de estudo. Serão descartados os elementos estruturais, equipamentos periféricos como sistema de bombeamento de água, limpeza, orientação automática do equipamento, não serão levados em consideração os fenômenos fluidodinâmicos, esforços mecânicos dentro e fora do sistema.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Dimensionamento de um sistema de aquecimento de água por focalização de luz solar por meio da utilização de espelhos, afim de criar uma alternativa para o consumo de energia elétrica e combustíveis fósseis, reduzindo o custo operacional de equipamentos de mesma finalidade.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar as variáveis necessárias para o estudo;
- Escolher de um local para implantação e realizar a coleta de dados a partir de dados históricos disponíveis;
- Estabelecer os parâmetros de funcionamento do equipamento;
- Delimitar as condições ambientais de funcionamento;
- Dimensionar o equipamento para aquecer um volume de 25 m³ de água em 15°C, partindo da temperatura de 10°C até a temperatura final de 25°C.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 MECÂNICA DOS FLUIDOS

3.1.1 Definição de Fluido

Para Brunetti (2008), um fluido é uma substância que adota as características geométricas do recipiente no qual é inserido, podem ser considerados como fluidos as substâncias líquidas e gasosas, excluindo aquelas que se encontram em estado sólido no meio observado.

3.1.2 Viscosidade

Segundo Potter (2004), a viscosidade é a medida de resistência ao fluxo das moléculas de um líquido ao se deslizarem uma sobre as outras, sendo uma medida inversa a de fluidez.

3.1.2 Número de Reynolds

Segundo Fox (1988), ao final do século XIX, o engenheiro britânico Osborne Reynolds estudou a transição entre os escoamentos de regimes de fluxo laminar e turbulento em um tubo, detectando o parâmetro pelo qual o estado do escoamento pode ser definido pela equação 2.

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad (1)$$

Em que:

Re: Número de Reynolds

ρ : Massa específica

V : Velocidade

D : Diâmetro do tubo

μ : Viscosidade dinâmica do fluido

ν : Viscosidade cinemática do fluido

3.1.3 Tipos de Escoamento

Fialho (2004) ressalta baseando-se no número de Reynolds, pode se verificar o comportamento de fluidos, ao passo que sua velocidade é incrementada, seu fluxo passa a ser cada vez mais desordenado, passando de um fluxo organizado e contínuo chamado laminar, ao ponto que se torna desorganizado, ponto em que é considerado turbulento, a figura 2 exemplifica o comportamento dos fluidos.

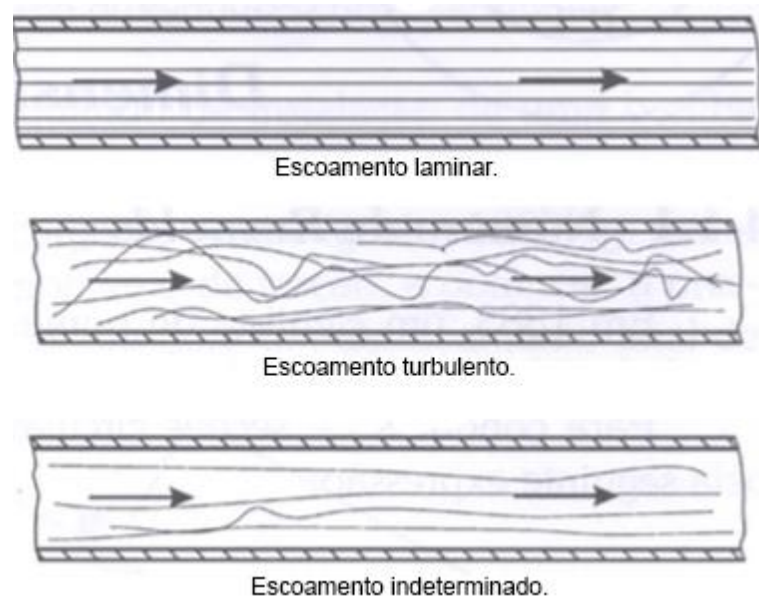


Figura 2: Demonstração de regimes de escoamento.

Fonte: FIALHO (2004)

3.2 TERMODINÂMICA

3.2. Calor específico de uma substância:

Halliday (1996) afirma que o calor específico parametriza a quantidade de calor absorvida por um corpo ou substância para que sua temperatura aumente em uma determinada grandeza.

3.2.1 Calor acrescido a um corpo

Como explica Halliday (1996), podemos encontrar a quantidade de calor necessária a um corpo de determinada massa e calor específico para que sua temperatura seja elevada a uma determinada grandeza. No caso da água, a variação de seu calor específico na faixa de

0°C a 100°C é inferior a 1%, desse modo, em pequenas variações podemos utilizar a equação 3 para determinar o calor acrescido:

$$Q=mc_p\Delta T \quad (2)$$

Em que:

Q: Calor acrescido

m: Massa do corpo

c_p : Calor específico do material

ΔT : Diferença de temperatura

3.2.2 Energia Interna

De acordo com Borgnakke (2009) a energia interna é uma propriedade termodinâmica considerada como a soma das energias de uma substância descartando-se as energias potencial e cinética, vistos que as mesmas devem ser avaliadas individualmente. É uma propriedade extensiva dependente da massa do sistema.

3.2.3 Entalpia

Borgnakke (2009) explanam que a entalpia é também uma propriedade extensiva que é observada quando há variação de fronteira em um regime quase estático, onde não há variação significativa na energia potencial e cinética do sistema, e sim variação da energia interna e realização de trabalho da substância sob a forma de variação de volume.

3.2.4 Primeira Lei da Termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica de acordo com Borgnakke (2009) pode ser representada como o balanço energético entre dois estados de uma substância em que se relacionam a energia da substância e o calor e trabalho aplicados, matematicamente representado pela equação 3:

$$\Delta E=Q+W \quad (3)$$

Onde:

ΔE : Variação da energia do fluido

Q: Calor

W: Trabalho

3.2.5. Potência Térmica

Halliday (1996) diz que a potência térmica pode ser descrita como a quantidade de calor de calor fornecida por um corpo em um intervalo de tempo determinado, ou seja, a rapidez com que o calor é trocado entre dois corpos, dada pela equação 4:

$$P = \frac{Q}{\Delta t} \quad (4)$$

Onde:

P: Potência térmica

Q: Quantidade de calor

Δt : Intervalo de tempo

3.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

3.3.1 Transferência de calor por condução

Incropera (2007) afirma que a transferência de calor por condução se dá por meio de um diferencial de temperatura entre duas extremidades ou superfícies de um corpo, com o fluxo de calor direcionado do ponto com maior temperatura ao ponto de menor energia, exige um meio físico para que possa ser observada, sendo este um meio sólido ou mesmo um meio fluídico encarcerado para que seu conteúdo seja considerado estagnado, a condução é dada pela equação 4:

$$Q = \frac{-kA}{L} \Delta T \quad (5)$$

Onde:

Q: Calor trocado

k: Constante de transferência de calor

A: Área de troca térmica

L: Espessura da parede

ΔT : Diferencial de Temperatura

3.3.2 Transferência de calor por convecção

De acordo com Incropera (2007), a transferência de calor por convecção é definida como a transferência de energia das porções mais quentes para as mais frias de um fluido, e é também observada nas porções de um fluido que entram em contato com uma determinada superfície, assim como a condução, a convecção necessita de um meio físico para que ocorra. Dada pela equação 6:

$$Q = hA\Delta T \quad (6)$$

Onde:

Q: Calor trocado

h: Coeficiente de película

A: Área de troca térmica

ΔT : Diferencial de temperatura

3.3.3 Transferência de calor por radiação

Também de acordo com Incropera (2007) transferência de calor entre corpos pode ser dar na ausência de um meio físico, que é o caso da radiação, e por definição, todos os corpos com temperatura acima do zero absoluto emitem calor na forma de radiação térmica, em que um corpo com menor temperatura recebe radiação térmica de um corpo com maior temperatura, também é importante analisar os conceitos de corpo negro e corpo cinzento:

- Corpo negro: É todo aquele que absorve toda a radiação que nele incide
- Corpo cinzento: É todo aquele que reflete parcialmente a radiação incidente.

A radiação térmica é dada pela equação 7:

$$Q = \sigma A F_{12} (T_1^4 - T_2^4) \quad (7)$$

Onde:

Q: Calor trocado

σ : Constante de Boltzmann ($5,97 \times 10^{-8}$)

A: Área da placa

F_{12} : Absortividade ou emissividade da superfície

T_1 : Temperatura da superfície 1

T_2 : Temperatura da superfície 2

Çengel(2012) traz duas propriedades importantes para o estudo da radiação, são a emissividade e absortividade relacionadas abaixo:

- Emissividade: A emissividade é uma propriedade radioativa que é representada pela quantidade de calor que um corpo emite a uma determinada temperatura quando comparado a um corpo negro.
- Absortividade: A absortividade é a propriedade que implica ao corpo a quantidade de radiação que é absorvida pela superfície
- Lei de Stefan-Boltzmann

A lei de Stefan-Boltzmann diz que a radiação emitida por um corpo é definida pelo produto sua temperatura, da constante de Stefan-Boltzmann e a emissividade de um corpo, definida pela equação 8:

$$Q = \varepsilon \sigma (T_{\infty}^4 - T_s^4) \quad (8)$$

Em que:

Q: Calor Perdido por emissividade

ε : Emissividade do corpo

T_{∞} : Temperatura do ambiente em Kelvin

T_s : Temperatura da superfície do corpo em Kelvin

Enquanto a quantidade de calor absorvida por um corpo por radiação solar é igual à carga solar incidente multiplicada pela sua absorvidade, matematicamente definida pela equação 9:

$$Q=q\alpha A_s \quad (9)$$

Em que:

Q: Calor absorvido

Q: carga incidente

α : Absortividade do corpo

A_s : Área Superficial

3.3.4 Transferência de calor em um tubo

Considerando um tubo como um cilindro vazado e submetendo-o a um diferencial de temperatura entre as superfícies interna e externa, e considerando uma espessura entre as superfícies, obtemos a seguinte equação 10:

$$Q = \frac{k2\pi L}{(\ln \frac{r_2}{r_1})} (T_1 - T_2) \quad (10)$$

Onde:

Q: Calor Trocado

k: Constante de transferência de calor

L: Comprimento do tubo

r_2 : Raio externo

r_1 : Raio Interno

T_1 : Temperatura Externa

3.3.5 Transferência de calor por convecção forçada interna

Çengel (2012) disserta que a transferência de calor por convecção forçada interna ocorre quando há escoamento de fluidos em ambientes limitados por superfícies havendo um diferencial de temperatura entre as faces da superfície.

3.3.6 Número de Nusselt

Çengel(2012) afirma que o número de Nusselt é uma forma adimensional do coeficiente de transferência de calor h criando uma relação entre os coeficientes de transferência de calor por convecção e condução como demonstra a equação 11:

$$\frac{\dot{q}_{\text{conv}}}{\dot{q}_{\text{cond}}} = \frac{h\Delta T}{\frac{k\Delta T}{L}} = \frac{hL}{k} = \frac{hD}{k} = \text{Nu} \quad (11)$$

Çengel(2012) também expõe que quando se trata de transferência de calor por convecção forçada interna o número de Nusselt pode ser expresso pela equação 12:

$$\text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^n \quad (12)$$

Em que:

$n=0,3$ para resfriamento do fluido

$n=0,4$ para aquecimento do fluido

O número de Nusselt para situações em que o ar escoar de maneira forçada ao redor de um cilindro pode ser definido pela equação 13:

$$\text{Nu} = 0,193 \text{Re}^{0,618} \text{Pr}^{1/3} \quad (13)$$

3.3.7 Temperatura interna do tubo em um ponto qualquer

Çengel diz que a temperatura da superfície interna de um tubo pode ser determinada como define a equação 14:

$$T_s = T_M + \frac{\dot{q}_s}{h} \quad (14)$$

Onde:

T_s : Temperatura superficial do tubo em um ponto qualquer

T_M : Temperatura média do fluido em um ponto qualquer

$\dot{q}_s$: Fluxo de calor

h : Coeficiente de transferência de calor por convecção

3.4 AQUECEDORES SOLARES

3.4.1 Técnicas de conversão de energia

Palz (1978) afirma que existem os seguintes processos de geração de energia solar indireta demonstrados pelo quadro 1:

Os coletores solares parabólicos são equipamentos compostos por uma superfície refletiva, denominada refletor que segue a geometria de um espelho esférico e um elemento absorvedor responsável por coletar a radiação refletida pelo refletor posicionado no foco do espelho ponto de incidência máxima de radiação. A figura 3 ilustra o conceito de coletor parabólico buscado por este trabalho.

A forma de geração escolhida é concentração elevada, pois possui grande capacidade de absorção de radiação solar e utiliza coletores parabólicos para seu funcionamento.

Quadro 1- Processos de geração de energia solar

GERAÇÃO INDIRETA	
Energia convertida de radiação para calor	Conversão de Calor em eletricidade
Coletor de Chapa Plana	Conversão mecânica
	Motor de combustão interna.
	Ciclo Rankine
Concentração Mediana	Ciclo Brayton
	Motor Stirling
	Conversão estática
	Efeito termoelétrico em semicondutores
Concentração Elevada	Emissão térmica de elétrons em superfícies metálicas
	Conversores magneto-hidrodinâmicos

Fonte: Editada pelo autor, retirada de Palz (1978).

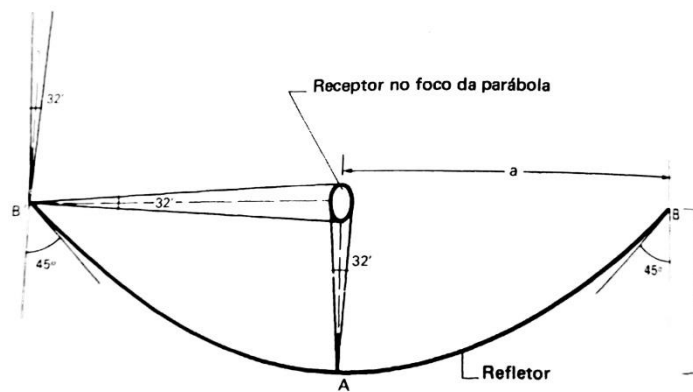


Figura 3: Conceito de coletor parabólico.

Fonte: Palz (1978)

Os aquecedores solares se apresentam em determinadas configurações, Anjos (2008) apresenta quatro principais configurações de equipamentos apresentados nas figuras 5 a 7, apresentando sempre a presença de duas unidades, o conjunto refletor concentrador de luz e a unidade absorvedora de radiação, diferenciando se principalmente em relação ao conjunto concentrador.

O concentrador exibido na figura 4 é composto por um refletor paraboloide único e uma unidade absorvedora de foco central.



Figura 4: Concentrador de receptor central paraboloide.

Fonte: Rigotti (2008)

O conjunto exibido na figura 5 é composto por um campo heliostático, ou seja, diversos refletores fixos orientados para o topo de uma torre onde se encontra um receptor, este modelo permite uma maior área de reflexão, portanto maior potência do equipamento por unidade absorvedora.

O sistema exemplificado na figura 6 apresenta um refletor único com formato de um semicilindro parabólico, esta configuração conta com um receptor de radiação linear usualmente sob a forma de um tubo metálico, já o sistema ilustrado na figura 7 demonstra o sistema de concentrador de foco linear semelhante ao anterior quanto à unidade absorvedora, porém com diversos espelhos facetados orientados para o absorvedor dispostos em um plano.



Figura 5: Concentrador de receptor central de campo heliostático.

Fonte: Rigotti (2008)



Figura 6: Concentrador parabólico de foco linear.

Fonte: Rigotti (2008)



Figura 7: Concentrador plano de foco linear.

Fonte: Rigotti (2008)

3.5 MATERIAIS

3.5.1 Alumínio

Çengel expõe que o alumínio é um material leve, e de alto coeficiente de transferência de calor por condução sendo este de $237 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ justificando sua utilização como tubulação para o absorvedor.

3.5.2 Aço AISI 430

De acordo com Anjos (2008) as chapas comerciais de aço AISI 430 quando polidas, possuem reflexibilidade estimada de 80-90% sendo esta uma alternativa para utilização como material de construção para a unidade refletora.

3.6 INCIDÊNCIA SOLAR

O local escolhido para obtenção dos dados de incidência solar foi a cidade de Foz do Iguaçu, situada no oeste do estado do Paraná, devido à disponibilidade de dados solares de radiação e tempo de incidência solar. Os anexos 7 a 10, retirados do Atlas Solarimétrico do Brasil expõe que Foz do Iguaçu recebe no verão, uma média mensal diária de insolação de 7 horas e para fins de cálculo este valor será reduzido para 6 horas uma vez que este índice é variável. A taxa média de insolação direta por hora foi obtida do INMET, optou-se por recolher os dados de insolação do primeiro dia primeiro de cada mês no período de um ano nos horários entre 12:00 e 17:00 h e calculou-se a média entre eles obtendo-se o gráfico da figura 8, sendo esta de $1828 \text{ kJ/m}^2\text{h}$ ou, em W, 507 W/m^2 .

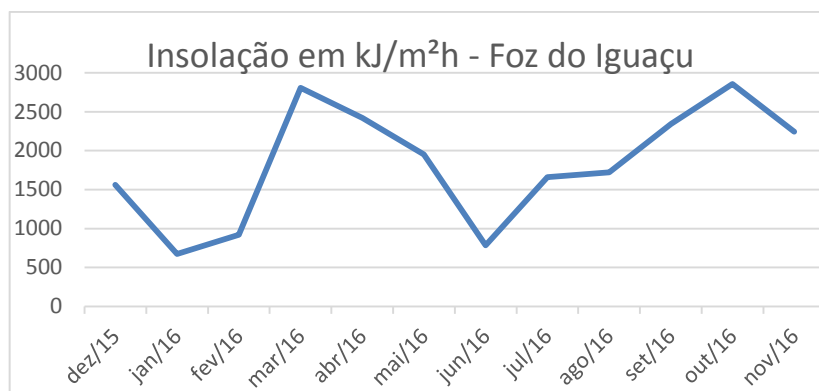


Figura 8: Insolação em kJ/m²h em Foz do Iguaçu

Fonte: Autor com dados retirados da página do INMET.

3.7 FÍSICA ÓTICA

3.7.1 Reflexão e Refração

Pela definição de Halliday (2009) o fenômeno da reflexão ocorre juntamente com a refração uma vez que um raio luminoso passa por uma interface entre dois meios, gerando um raio luminoso refletido cujo ângulo de reflexão é igual ao de incidência e um raio luminoso refratado, possuindo um ângulo de refração dependente dos índices de refração de dois meios.

3.7.2 Espelhos

A definição de espelho de acordo com Halliday (2009) é uma superfície capaz de refletir um raio luminoso em uma direção definida ao invés de realizar a absorção do mesmo ou mesmo difundi-lo no ambiente de maneira desordenada.

3.7.3 Espelhos Esféricos

Halliday (2009) expõe que os espelhos esféricos são assim chamados por possuírem a geometria de uma pequena seção transversal de uma esfera, gerados por um raio que circunda um eixo de curvatura, a seção da esfera pode possuir refletividade na sua superfície interior ou exterior sendo chamados respectivamente de côncavos ou convexos, o primeiro cujo esquema é demonstrado na figura 8.

Os espelhos côncavos possuem a propriedade refletir raios luminosos paralelos ao eixo principal em direção ao foco real do espelho situado em $r/2$, a equação 15 determina a posição do foco exemplificada pela figura 9:

$$f = \frac{r}{2} \quad (15)$$

Em que:

f: Posição do foco real do espelho

r: raio de geração da parábola

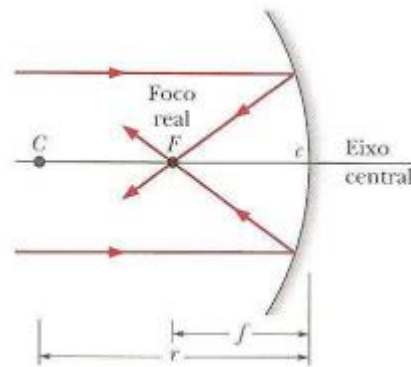


Figura 9: Esquematização de um espelho côncavo.

Fonte: Halliday (2009)

4 METODOLOGIA

4.1 MATERIAIS

Os estudos e análises serão realizados com base em conceitos literários, os cálculos serão realizados com auxílio de softwares.

4.1.1 Literatura

As pesquisas serão baseadas em literaturas que abordem os conceitos de energia solar, física, mecânica dos fluidos, transferência de calor e termodinâmica.

4.1.2 Microsoft Office Excel

O Microsoft Office Excel é um software que permite a criação de planilhas eletrônicas e dispõe de diversas funções pré-programadas que podem ser utilizadas nas células afim de realizar diversos cálculos, sendo estes matemáticos, estatísticos trigonométricos entre outros.

4.1.3 SolidWorks

Após o dimensionamento do coletor, o layout do mesmo será elaborado através do software SolidWorks, o qual auxilia na criação de desenhos em 3D, as peças, facilitando assim a visualização do conceito do aquecedor.

4.2 MÉTODOS

4.2.1 Projeto conceitual

O primeiro passo será a determinação das exigências de funcionamento do equipamento. Como o estudo é voltado para um aquecedor de água, a obtenção de dados físicos do fluido será feita por meio de literaturas, encontrando assim os requisitos de funcionamento do equipamento para o objetivo.

4.2.2 Realização dos cálculos

A realização dos cálculos se dará baseando-se na literatura com o auxílio do software Microsoft Office Excel, serão determinados a vazão mássica e volumétrica de fluido de trabalho no interior do absorvedor, os números adimensionais de Reynolds e Nusselt, bem como as transferências de calor por condução interna em um tubo e através do mesmo, as

perdas de calor para o ambiente por convecção e radiação térmica, a temperatura superficial externa do tubo, o tipo de revestimento externo bem como suas respectivas absortividade e emissividade, em seguida será determinada a superfície do refletor, o layout da parábola e o posicionamento da unidade absorvedora.

4.2.3 Projeto Detalhado

Uma vez realizados os cálculos e um layout preliminar estiver concluído um projeto detalhado com as dimensões da parábola, e especificações para o tubo será elaborado para a visualização final do layout da máquina.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 DETERMINAÇÃO DOS ESTADOS TERMODINÂMICOS

As propriedades dos estados termodinâmicos, inicial e final foram encontradas com base na tabela do anexo 1, os dados foram coletados baseando-se na temperatura e os dados são correspondentes aos de água líquida saturada, dados estes relacionados na tabela 1.

Tabela 1: Estados termodinâmicos inicial e final.

Estado Inicial	Estado Final
T1 = 10°C	T2 = 25°C
U = 41,99 kJ/kg	U = 104,86 kJ/kg
v = 0,001 m³/kg	v = 0,001003 m³/kg
p = 1000 kg/m³	p = 997,008 kg/m³

Fonte: Dados recolhidos do Anexo 1

5.2 GANHO DE CALOR NECESSÁRIO PARA A MUDANÇA DE ESTADO

Para que se atinja o estado termodinâmico final, faz-se necessário que sua energia interna seja incrementada, dessa forma, pela primeira lei da termodinâmica é possível calcular o ganho de calor desejado.

$$Q = 25000 \text{ kg} \left(104,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 41,99 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$Q = 1571750 \text{ kJ}$$

5.3 ESTIMATIVA DE POTÊNCIA DO EQUIPAMENTO

Com o tempo de ciclo estimado em 6 horas correspondente a 21600 segundos, a potência térmica desta forma é calculada:

$$P = \frac{1571750 \text{ kJ}}{21600 \text{ s}}$$

$$P = 72,76 \text{ kW}$$

5.4 ENTALPIA DA MASSA DE FLUIDO DESLOCADA E SUA TEMPERATURA

Com o ciclo de aquecimento fixado em 6 h, e considerando que se aquecerá apenas metade da massa de água a uma temperatura de modo que a vazão volumétrica seja de 2.08

m³/h de água através do aquecedor, desse modo, pela primeira lei da termodinâmica é possível calcular a entalpia da massa deslocada para que o aquecimento da massa total seja realizado.

$$12500 \text{ kg} \cdot 41,99 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 12500 \text{ kg} \cdot h = 25000 \cdot 104,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h = 167,73 \text{ kJ/kg}$$

Uma vez encontrado o valor, por meio de interpolações da tabela do anexo 1, é possível encontrar a temperatura correspondente a esta entalpia demonstrada na tabela 2:

Tabela 2: Valores de temperatura e entalpia do fluido

Entalpia	Temperatura
167,53	40
167,73	40,03
188,41	45

Fonte: Anexo 1

Com a temperatura encontrada de 40,03°C pode-se dar início ao processo de cálculo de transferência de calor.

5.5 DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE FILME

Considerando a temperatura de entrada do fluido no equipamento como 10°C e a temperatura de saída como 40,03°C por meio da média entre as temperaturas é possível determinar a temperatura de filme, média entre as temperaturas e é aquela utilizada em cálculos práticos.

$$T_f = \frac{10^\circ\text{C} + 40,03^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 25,019^\circ\text{C}$$

5.6 DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA ÁGUA EM TEMPERATURA DE FILME

Diversas propriedades termodinâmicas são necessárias para que sejam realizados os cálculos de transferência de calor, as propriedades foram coletadas a um valor de 25°C a partir das tabelas dos anexos 1 e 4. Estas relacionadas na tabela 3

Tabela 3: Propriedades da temperatura de filme do fluido

Propriedades da Temperatura de Filme	
Volume Específico	0,001003 m ³ /kg
Massa Específica	997,0089731 kg/m ³
Prandtl	6,14
Viscosidade Dinâmica	0,000891 kg/m*s
Condutividade Térmica	0,607 W/m°C
Calor Específico	4180 J/kg°C

Fonte: Anexos 1 e 4

5.7 DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO TUBO

O elemento selecionado para ser utilizado como unidade absorvedora é um tubo de alumínio de diâmetro interno de 1 polegada (1”), e parede de espessura 1 mm, resultando em um diâmetro externo de 27,4 mm, o comprimento escolhido para o início dos cálculos será de 40m, resultando nas dimensões e propriedades exibidas pela tabela 4:

Tabela 4: Propriedades do Tubo

Propriedades do Tubo	
Diâmetro Interno	0,0254 m
Diâmetro Externo	0,0274 m
Espessura da Parede	0,001 m
Comprimento	40 m
Área Interna	3,1918 m ²
Área Externa	3,4431 m ²
Material	Alumínio
Condutividade Térmica	237 W/m°C

Fonte: Dados do autor e obtidos do anexo 3

5.8 CÁLCULO DO NÚMERO DE REYNOLDS

O número de Reynolds é diretamente proporcional à taxa de transferência de calor, e envolve as condições de fluxo do fluido e propriedades físicas.

Por meio da equação 1 o número de Reynolds será calculado tomando como base a velocidade de 1,142 m/s correspondente à vazão de 0,000578 m³/s. O diâmetro é correspondente ao diâmetro interno do tubo.

$$Re = \frac{997,008 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,142 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0254 \text{ m}}{0,000891 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}$$

$$Re = 32460.41$$

Nota-se que o valor de Reynolds encontrado é superior a 10.000, desse modo, assume-se que o fluxo é de regime turbulento.

5.9 NÚMERO DE NUSSELT

$$Nu = 0,023 \cdot 32720 \cdot 10^{0,8} \cdot 6 \cdot 14^{0,4}$$

$$Nu = 194,467$$

5.10 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

$$h = \frac{194,467 \cdot 0,607}{0,0254}$$

$$h = 4647,311743 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

5.11 DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DO TUBO NA SAÍDA

$$T_s = 40,03 + \frac{22797.44 \text{ W/m}^2}{4647,311 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$T_s = 44,975^\circ\text{C}$$

5.12 TRANSFERÊNCIA DE CALOR ATRAVÉS DA PAREDE DO TUBO

Utilizando a equação da transferência de calor através de um tubo podemos determinar a temperatura externa do tubo necessária para que ocorra a passagem de calor desejada por meio da equação 10.

$$72766,2037W = \frac{237W/m^{\circ}C \cdot 2 \cdot \pi \cdot 40m}{\left(\ln \frac{0,0274m}{0,0254m}\right)} \cdot (T_2 - 44,975^{\circ}C)$$

$$T_2 = 45,067^{\circ}C$$

5.13 ABSORVEDOR

O tubo utilizado como absorvedor sofre perdas de calor para o ambiente por radiação e convecção, desse modo coberturas ou tratamentos superficiais são indicados para otimizar o absorvedor quanto à sua absortividade e emissividade, desse modo, optou-se por uma aplicação de pintura exemplificada na figura 9, sendo esta preta na parte inferior do tubo, onde receberá a reflexão de luz solar vinda da unidade refletora e um polimento na região superior, onde não receberá reflexão direta e visa-se minimizar a perda de calor por radiação.

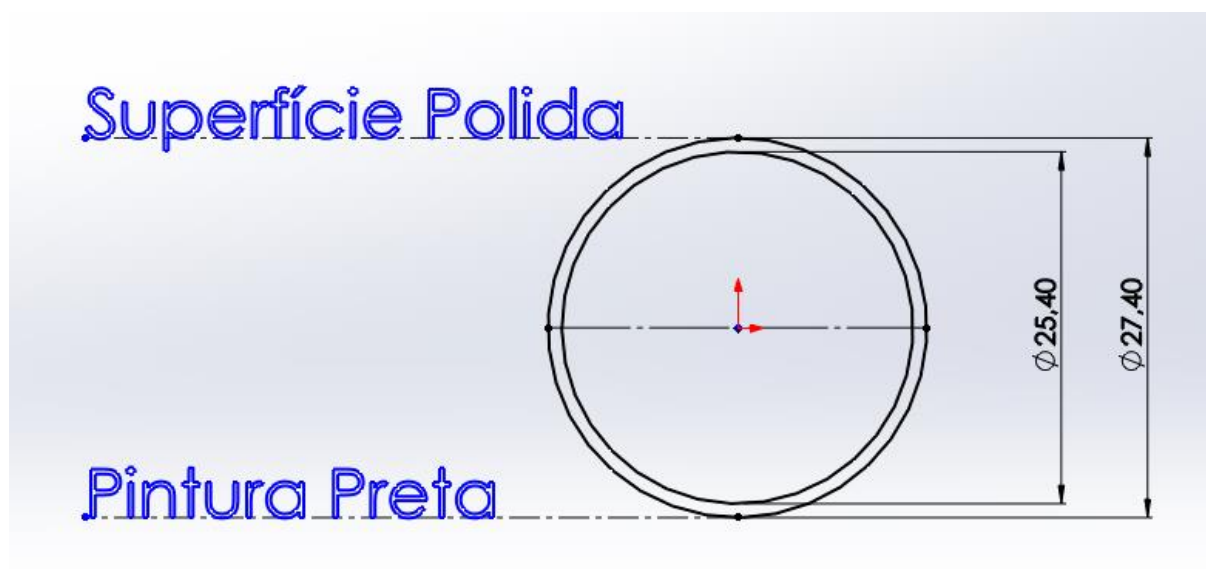


Figura 10: Esquema de pintura da superfície externa do tubo.

Fonte: Autor.

De acordo com o Anexo 6 o alumínio polido possui emissividade e absortividade equivalentes a 0,03 e 0,09 respectivamente enquanto que a tinta preta possui estes coeficientes a 0,98 e 0,98, respectivamente.

5.14 PERDAS DE CALOR PARA O AMBIENTE

5.14.1 Perdas por convecção

A perda de calor da parede externa do tubo para o ambiente ocorre de duas maneiras, por convecção forçada externa e radiação. Para isso, também foram definidas hipoteticamente as condições climáticas do local: sendo elas temperatura a 20°C e vento a uma velocidade de 4m/s.

- Número de Reynolds do Ar calculado pela equação 1:

O número de Reynolds é calculado:

$$Re = \frac{4\text{m/s} \cdot 0,027\text{m}}{0,00001516\text{m}^2/\text{s}}$$

$$Re = 7234,32$$

- Número de Nusselt calculado pela equação 12

O número de Nusselt calculado para convecção forçada externa ao cilindro é:

$$Nu = 0,193 \cdot 7234,32^{0,618} \cdot 0,7309^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 42,197$$

- Coeficiente de transferência de calor por convecção pela equação 10:

$$h = \frac{42,197 \cdot 0,02514}{0,0274\text{m}}$$

$$h = 38,716 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

- O calor total perdido por convecção para o ambiente é, pela equação 6:

$$Q = -38,716\text{W/m}^2 \cdot 3,4431\text{m}^2 \cdot (45,067\text{°C} - 20\text{°C})$$

$$Q = -3341,75\text{W}$$

5.14.2 Perdas por radiação

As perdas de calor por radiação são dadas pela lei de Stefan-Boltzmann, sendo primeiramente as perdas pela parte revestida:

$$Q = 0,98 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (293,15K^4 - 318,12K^4)$$

$$Q = -167,15 \text{ W}$$

Em seguida são calculadas as perdas por radiação da parte polida:

$$Q = 0,03 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (293,15K^4 - 318,12K^4)$$

$$Q = -5,11 \text{ W}$$

Desse modo as perdas por radiação somam ao total

$$Q_{\text{radiação}} = (-167,5W - 5,11W)$$

$$Q_{\text{radiação}} = -172,26 \text{ W}$$

5.15 POTÊNCIA REQUERIDA

A potência total requerida da máquina corresponde ao calor necessário para o funcionamento do equipamento, adicionado as perdas por convecção e radiação para o ambiente, desse modo, obtém-se a potência necessária para o funcionamento ideal do equipamento, outro fator é o calor necessário para manter o aquecimento da placa, desse modo

$$\sum Q = Q_{\text{funcionamento}} + Q_{\text{convecção}} + Q_{\text{radiação}}$$

$$\sum Q = 72766,37W + 3341,75W + 172,26W$$

$$\sum Q = 75935,69 \text{ W}$$

5.16 ÁREA DO REFLETOR

De acordo com os dados do INMET, a incidência solar na cidade de Foz do Iguaçu é de 507 W/m², no período correspondente a 01/12/2015 a 01/11/2016 coletando dados de um dia aleatório por mês para que se estabeleça um parâmetro de incidência solar para o estudo.

A área considerada para os cálculos foi a de seção retangular da maior abertura da parábola, uma vez que o comprimento inicial da máquina foi fixado em 40m pode se calcular a largura deste retângulo para que a partir daí a parábola possa ser desenvolvida.

Como a potência requerida para o equipamento totaliza 75935.69 W e a refletividade do Aço AISI 430 quando polido é de 0,9, obtém-se a área necessária para a obtenção da radiação necessária.

$$\text{Área} = \frac{75935,69\text{W}}{507\text{W/m}^2 \cdot 0,9} = 166,42 \text{ m}^2$$

Calcula-se em seguida a largura da parábola

$$L = \frac{A}{C} = \frac{166,42\text{m}^2}{40\text{m}} = 4,1604 \text{ m}$$

5.17 PARÁBOLA

O perfil da parábola foi desenvolvido com o auxílio do software SolidWorks, optou-se por utilizar um setor de 120° da circunferência para a parábola, pois como exemplifica a figura 10 o foco real do espelho encontra-se horizontalmente alinhado com os vértices da parábola independentemente das dimensões da mesma.

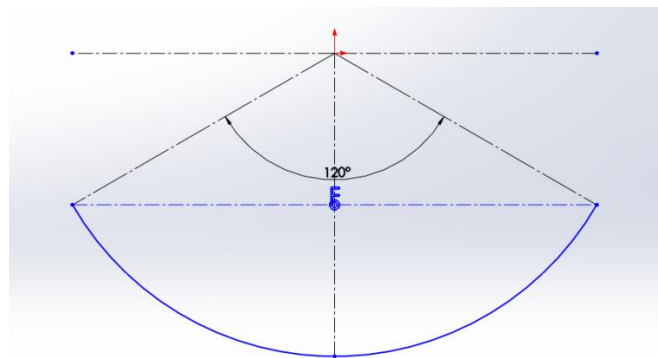


Figura 11: Design da parábola

Fonte: Autor

5.18 REFLETOR

Uma vez determinada a Parábola é possível criar um modelo em 3D com o auxílio do software SolidWorks, inserindo as dimensões de largura de 4.16m. O modelo de um setor de

10m da máquina é exemplificado na figura 12 suas propriedades da tabela 5 e as dimensões do perfil na figura 13.

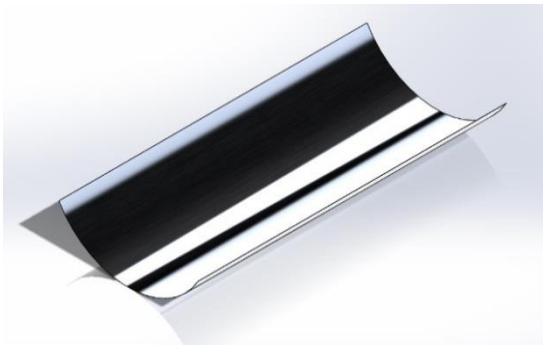


Figura 12: Setor do refletor

Fonte: Autor

Tabela 5: Propriedades e dimensões do refletor

Propriedades do Refletor	
Ângulo de Geração	120°
Largura	4160.4 mm
Distância Focal	1201 mm
Material	Aço AISI 430 Polido
Refletividade	0,9 – 90%

Fonte: Autor

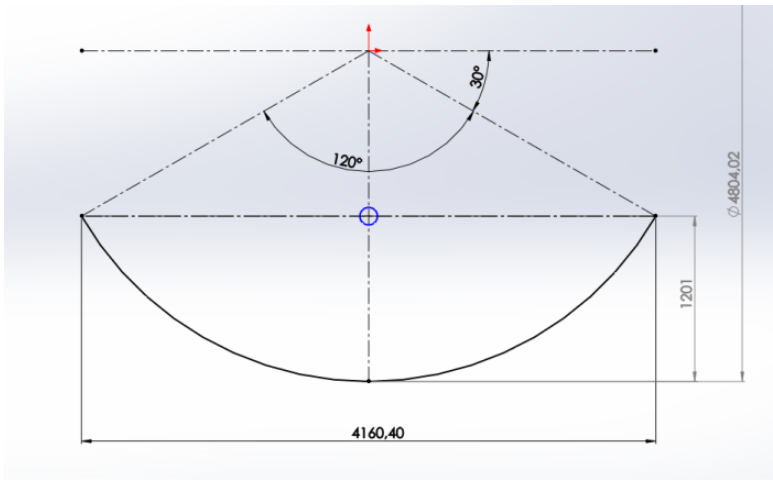


Figura 13: Layout final da parábola do refletor

Fonte: Autor

5.19 PROJETO FINAL

As figuras 14 e 15 exemplificam o layout final do projeto, sob as configurações de uma unidade ou quatro unidades dispostas de maneira que seu comprimento não seja um empecilho para sua instalação.

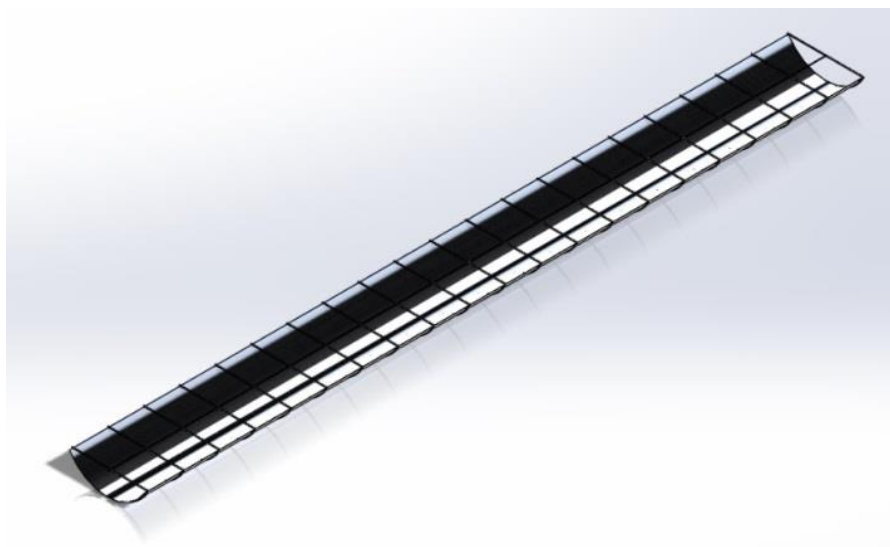


Figura 14: Configuração Única

Fonte: Autor

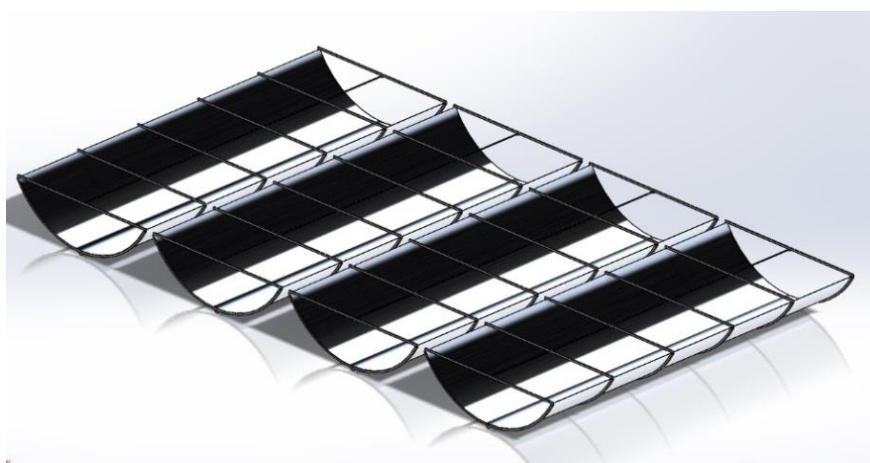


Figura 15: Configuração em 4 unidades dispostas em paralelo

Fonte: Autor

O projeto final resultou nas dimensões de comprimento, largura e área e especificações de potências tanto teórica como absorvida exibidas na tabela 6,

Tabela 6: Especificações do projeto final

Potência total teórica	75935,69 W
Potência absorvida pelo fluido	72766,37 W
Comprimento	40 m
Largura	4,1604 m
Ângulo de geração	120°
Diâmetro da circunferência geradora	4,804m
Área útil de reflexão	166,42m ²
Área total do refletor	201,23m ²
Material do Refletor	Aço AISI 430 Polido
Área total de absorção da unidade absorvedora	1,721 m ²
Revestimento da área de absorção	Pintura Preta Fosca
Tratamento superficial da parte superior do absorvedor	Polimento
Material do Absorvedor	Alumínio

Fonte: Autor

5.20 TESTES COM PROTÓTIPO

De forma a confirmar a teoria aplicada no projeto um protótipo foi construído e testado sob condições de incidência solar direta e de céu nublado na data de Três de Junho de dois mil e dezessete na cidade de Cascavel – Paraná, apesar dos dados de insolação terem sido coletados na cidade de Foz do Iguaçu, não houve disponibilidade de deslocamento. O protótipo apresentado na figura 16 consiste em um coletor de radiação solar, tubulação isolada, bomba d'água e um reservatório para o líquido e possui as especificações da tabela 7:

Tabela 7: Dimensões e especificações do protótipo

Comprimento	1 m
Largura	0,48 m
Ângulo de geração	120°
Diâmetro da circunferência geradora	0,54 m
Área útil de reflexão	0,48m ²
Área total do refletor	0,6m ²
Espessura da chapa do refletor	1,2 mm
Material do Refletor	Aço AISI 430 Polido
Área total de Absorção	0,01884 m ²
Diâmetro externo do tubo absorvedor	12 mm
Diâmetro interno do tubo absorvedor	6 mm
Revestimento da área de absorção	Pintura Preta Fosca
Material do Absorvedor	Aço

Fonte: Autor



Figura 16: Protótipo construído.

Fonte: Autor

O teste foi realizado inserindo o volume de água de 3 litros no sistema e mantendo o equipamento em funcionamento no intervalo das 11h00min e 14h00min, intervalo este escolhido devido à disponibilidade de incidência solar em seu início e o optou-se pelo horário de término devido as condições de céu nublado e início de chuvas, e também pela temperatura limite de trabalho da bomba de 40°C, a coleta de dados foi realizada a cada 15 minutos e o realinhamento manual do equipamento foi efetuado a cada 10 minutos, resultando nos valores da tabela 8:

Tabela 8: Dados coletados durante o teste do protótipo

Horário	Temperatura Ambiente °C	Temperatura da Água °C	Luminosidade (Lux)	Condição Solar
11h00min	19,7	19,7	86500	Incidência Direta
11h15min	22,2	27,6	90600	Incidência Direta
11h30min	24,2	32,1	102600	Incidência Direta
11h45min	22	32,1	30200	Nublado
12h00min	21,6	32,1	45220	Nublado
12h15min	23,8	35,6	107200	Incidência Direta
12h30min	23,8	35,8	51200	Nublado
12h45min	24,2	35,0	46900	Nublado
13h00min	25	36,4	56200	Nublado
13h15min	26	38,1	98700	Incidência Direta
13h30min	25,4	38,9	53100	Nublado
13h45min	26	39,1	54400	Nublado
14h00min	25,8	39,2	53900	Nublado

Fonte: Autor

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O projeto proposto por este trabalho visou a utilização de energia solar disponível para o fim de aquecer a água de uma piscina de volume total de 25m^3 partindo da temperatura inicial de 10°C para a final de 25°C em um tempo pré-determinado de 6 horas.

Por meio dos conceitos de física óptica, mecânica dos fluidos, termodinâmica e transferência de calor foi possível dimensionar um equipamento capaz de realizar o objetivo proposto de utilizar a luz solar disponível para realizar uma tarefa que utilizaria como fonte de energia térmica a energia elétrica ou a queima de combustíveis.

Ao final do desenvolvimento, obteve-se um equipamento com um comprimento total de 40 m, uma área superficial de $166,42\text{ m}^2$ de recepção de luz solar e um total de $201,23\text{ m}^2$ de área de reflexão, capaz de gerar uma potência de 75,935 kW, suficiente para executar o objetivo proposto, suprimindo a carga térmica principal e as perdas de calor do equipamento.

Por meio do teste com protótipo pode-se comprovar a teoria de funcionamento do sistema elevando-se a temperatura de um volume de 3 litros de água em $19,5^\circ\text{C}$ em um período de três horas mesmo com condições instáveis de incidência solar no local, pôde-se também observar a estagnação da temperatura imediatamente após a queda de incidência solar devido à presença de nuvens em alguns instantes do teste, revelando o quão sensível é o equipamento a variações da quantidade de variação recebida,

A união dos conceitos de engenharia com a óptica permitiu elaborar o conceito de um equipamento capaz de aproveitar a energia solar, cuja disponibilidade e falta de aproveitamento são chamarizes para a indústria e sob um ponto de vista ecológico, uma energia limpa livre de emissão de gases do efeito estufa e sem geração de ruídos.

Verifica-se a necessidade de um aprofundamento nos conceitos de incidência solar e orientação dos espelhos para que o desempenho seja otimizado e assim se possa desenvolver de maneira mais eficiente o projeto e aumentar os benefícios do mesmo.

O protótipo utilizado nos testes foi entregue à instituição de ensino com o objetivo de que sejam realizadas novas pesquisas na área de aproveitamento de energia solar e inspirar outros a desenvolver novos conceitos, utilidades e pesquisas da área.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS E MELHORIAS

Aqui seguem algumas sugestões para trabalhos a ser realizados que abordem conceitos não aprofundados neste documento:

- Automatização do sistema de posicionamento;
- Utilização de isolamento para aumentar o desempenho do equipamento;
- Desenvolvimento de um sistema de limpeza automático;
- Encontrar finalidades para o equipamento idealizado.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BORGNAKKE, C, R.E., **Fundamentos de Termodinâmica**, Ed. Edgard Blucher Ltda., 7a ed., 2009.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos**, 1. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2005.

ÇENGEL, Yunus A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**, 4ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

FIALHO, Arivelto B.. **Automação Hidráulica** : projetos, dimensionamento e análise de circuitos, 2a ed. São Paulo 2004. Editora Érica.

FOX, Robert W. et. al. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1988.

HALLIDAY, David. **Fundamentos da física, volume 2**, 4a ed. Rio de Janeiro: LTC 1996

HALLIDAY, David. **Fundamentos da física, volume 4 : óptica e física moderna** 8a ed. Rio de Janeiro: LTC 2009

INCROPERA, Frank P.; et. al. **Fundamentos da Transferência de Calor e Massa**, 6ª.ed., Rio de Janeiro: LTC, 2007.

Instituto Nacional de Meteorologia

http://www.inmet.gov.br/sonabra/pg_dspDadosCodigo_sim.php?QTg0Ng==

Dados consultados em 21/11/2016

PALZ, Wolfgang, **Energia Solar e Fontes Alternativas**, 1ª Edição 1978 Editora Hemus.

POTTER, Merle C. et. al. **Mecânica dos Fluidos**, 1. ed. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.

Resenha Energética Brasileira - Ministério de Minas e Energia Exercício de 2014, Edição de junho de 2015.

Resenha Energética Brasileira - Ministério de Minas e Energia Exercício de 2015, Edição de junho de 2016.

RIGOTI, V. L. A. **Análise experimental dos Processos de Transferência de calor aplicados à concentração solar**. Dissertação. Universidade Federal do Espírito Santo. Vitória. 2008.

ANEXO 1

576 Fundamentos da Termodinâmica

Tabela B.1 — Propriedades termodinâmicas da água

Tabela B.1.1

Água saturada: tabela em função da temperatura

Temp. °C	Pressão kPa	Volume específico (m³/kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P	v_f	v_g	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
0,01	0,6113	0,001000	206,132	0,00	2375,33	2375,33	0,00	2501,35	2501,35	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2361,27	2382,24	20,98	2489,57	2510,54	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,377	41,99	2347,16	2389,15	41,99	2477,75	2519,74	0,1510	8,7499	8,9007
15	1,705	0,001001	77,925	62,98	2333,06	2396,04	62,98	2465,93	2528,91	0,2245	8,5569	8,7813
20	2,339	0,001002	57,7937	83,94	2318,99	2402,91	83,94	2454,12	2538,06	0,2966	8,3706	8,6671
25	3,169	0,001003	43,3593	104,86	2304,90	2409,76	104,87	2442,30	2547,17	0,3673	8,1905	8,5579
30	4,246	0,001004	32,8922	125,77	2290,81	2416,58	125,77	2430,48	2556,25	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001006	25,2159	146,65	2276,71	2423,36	146,66	2418,62	2565,28	0,5052	7,8479	8,3530
40	7,394	0,001008	19,5229	167,53	2262,57	2430,11	167,54	2406,72	2574,26	0,5724	7,6945	8,2589
45	9,593	0,001010	15,2581	188,41	2248,40	2436,81	188,42	2394,77	2583,19	0,6386	7,5261	8,1647
50	12,350	0,001012	12,0319	209,30	2234,17	2443,47	209,31	2382,75	2592,06	0,7037	7,3725	8,0762
55	15,759	0,001015	9,58835	230,19	2219,89	2450,08	230,20	2370,66	2600,86	0,7679	7,2234	7,9912
60	19,941	0,001017	7,67071	251,09	2205,54	2456,63	251,11	2358,48	2609,59	0,8311	7,0794	7,9095
65	25,03	0,001020	6,19658	272,00	2191,12	2463,12	272,03	2346,21	2618,24	0,8934	6,9375	7,8309
70	31,19	0,001023	5,04217	292,93	2176,62	2469,55	292,96	2333,85	2626,80	0,9549	6,8004	7,7552
75	38,59	0,001026	4,13123	313,87	2162,03	2475,91	313,91	2321,37	2635,28	1,0154	6,6670	7,6824
80	47,39	0,001029	3,40715	334,84	2147,36	2482,19	334,88	2308,77	2643,66	1,0752	6,5369	7,6121
85	57,83	0,001032	2,82757	355,82	2132,59	2488,40	355,88	2296,05	2651,93	1,1342	6,4102	7,5444
90	70,14	0,001036	2,36058	376,82	2117,70	2494,52	376,90	2283,19	2660,09	1,1924	6,2866	7,4790
95	84,95	0,001040	1,98186	397,86	2102,70	2500,56	397,94	2270,19	2668,13	1,2500	6,1659	7,4159
100	101,3	0,001044	1,67290	418,91	2087,59	2506,50	418,02	2257,03	2676,05	1,3069	6,0490	7,3549
105	120,8	0,001047	1,41936	440,00	2072,34	2512,34	440,13	2243,70	2683,83	1,3629	5,9328	7,2959
110	143,3	0,001052	1,21014	461,12	2056,96	2518,09	461,27	2230,20	2691,47	1,4184	5,8202	7,2396
115	169,1	0,001056	1,03658	482,28	2041,44	2523,72	482,46	2216,50	2699,96	1,4733	5,7100	7,1832
120	198,5	0,001060	0,89186	503,48	2025,76	2529,24	503,69	2202,61	2708,30	1,5275	5,6020	7,1295
125	232,1	0,001065	0,77059	524,72	2009,91	2534,63	524,96	2188,50	2713,46	1,5812	5,4962	7,0774
130	270,1	0,001070	0,66850	546,00	1993,90	2539,90	546,29	2174,16	2720,46	1,6343	5,3925	7,0269
135	313,0	0,001075	0,58217	567,34	1977,69	2545,03	567,67	2159,59	2727,26	1,6869	5,2907	6,9777
140	361,3	0,001080	0,50885	588,72	1961,30	2550,02	588,11	2144,75	2733,87	1,7390	5,1908	6,9299
145	415,4	0,001085	0,44632	610,16	1944,69	2554,86	610,61	2129,65	2740,26	1,7906	5,0926	6,8832
150	475,9	0,001090	0,39278	631,66	1927,87	2559,54	632,18	2114,26	2746,44	1,8417	4,9960	6,8379
155	543,1	0,001096	0,34676	653,23	1910,82	2564,04	653,82	2099,58	2752,39	1,8924	4,9010	6,7934
160	617,8	0,001102	0,30706	674,85	1893,52	2568,37	675,53	2082,55	2758,09	1,9426	4,8075	6,7501
165	700,5	0,001108	0,27269	696,55	1875,97	2572,51	697,32	2066,20	2763,53	1,9924	4,7153	6,7079
170	791,7	0,001114	0,24283	718,31	1858,14	2576,46	719,20	2049,50	2768,70	2,0418	4,6244	6,6663
175	892,0	0,001121	0,21680	740,16	1840,03	2580,19	741,16	2032,42	2773,58	2,0909	4,5347	6,6256
180	1002,2	0,001127	0,19405	762,08	1821,62	2583,70	763,21	2014,96	2778,16	2,1395	4,4461	6,5857

ANEXO 2

860
APÊNDICE 1

TABELA A-15

Propriedades do ar a 1 atm de pressão

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Densidade $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Condutividade térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividade térmica $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidade dinâmica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidade cinemática $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	$4,158 \times 10^{-6}$	$8,636 \times 10^{-6}$	$3,013 \times 10^{-6}$	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	$8,036 \times 10^{-6}$	$1,189 \times 10^{-6}$	$5,837 \times 10^{-6}$	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	$1,252 \times 10^{-5}$	$1,474 \times 10^{-5}$	$9,319 \times 10^{-6}$	0,7440
-40	1,514	1002	0,02057	$1,356 \times 10^{-5}$	$1,527 \times 10^{-5}$	$1,008 \times 10^{-5}$	0,7436
-30	1,451	1004	0,02134	$1,465 \times 10^{-5}$	$1,579 \times 10^{-5}$	$1,087 \times 10^{-5}$	0,7425
-20	1,394	1005	0,02211	$1,578 \times 10^{-5}$	$1,630 \times 10^{-5}$	$1,169 \times 10^{-5}$	0,7408
-10	1,341	1006	0,02288	$1,696 \times 10^{-5}$	$1,680 \times 10^{-5}$	$1,252 \times 10^{-5}$	0,7387
0	1,292	1006	0,02364	$1,818 \times 10^{-5}$	$1,729 \times 10^{-5}$	$1,338 \times 10^{-5}$	0,7362
5	1,269	1006	0,02401	$1,880 \times 10^{-5}$	$1,754 \times 10^{-5}$	$1,382 \times 10^{-5}$	0,7350
10	1,246	1006	0,02439	$1,944 \times 10^{-5}$	$1,778 \times 10^{-5}$	$1,426 \times 10^{-5}$	0,7336
15	1,225	1007	0,02476	$2,009 \times 10^{-5}$	$1,802 \times 10^{-5}$	$1,470 \times 10^{-5}$	0,7323
20	1,204	1007	0,02514	$2,074 \times 10^{-5}$	$1,825 \times 10^{-5}$	$1,516 \times 10^{-5}$	0,7309
25	1,184	1007	0,02551	$2,141 \times 10^{-5}$	$1,849 \times 10^{-5}$	$1,562 \times 10^{-5}$	0,7296
30	1,164	1007	0,02588	$2,208 \times 10^{-5}$	$1,872 \times 10^{-5}$	$1,608 \times 10^{-5}$	0,7282
35	1,145	1007	0,02625	$2,277 \times 10^{-5}$	$1,895 \times 10^{-5}$	$1,655 \times 10^{-5}$	0,7268
40	1,127	1007	0,02662	$2,346 \times 10^{-5}$	$1,918 \times 10^{-5}$	$1,702 \times 10^{-5}$	0,7255
45	1,109	1007	0,02699	$2,416 \times 10^{-5}$	$1,941 \times 10^{-5}$	$1,750 \times 10^{-5}$	0,7241
50	1,092	1007	0,02735	$2,487 \times 10^{-5}$	$1,963 \times 10^{-5}$	$1,798 \times 10^{-5}$	0,7228
60	1,059	1007	0,02808	$2,632 \times 10^{-5}$	$2,008 \times 10^{-5}$	$1,896 \times 10^{-5}$	0,7202
70	1,028	1007	0,02881	$2,780 \times 10^{-5}$	$2,052 \times 10^{-5}$	$1,995 \times 10^{-5}$	0,7177
80	0,9994	1008	0,02953	$2,931 \times 10^{-5}$	$2,096 \times 10^{-5}$	$2,097 \times 10^{-5}$	0,7154
90	0,9718	1008	0,03024	$3,086 \times 10^{-5}$	$2,139 \times 10^{-5}$	$2,201 \times 10^{-5}$	0,7132
100	0,9458	1009	0,03095	$3,243 \times 10^{-5}$	$2,181 \times 10^{-5}$	$2,306 \times 10^{-5}$	0,7111
120	0,8977	1011	0,03235	$3,565 \times 10^{-5}$	$2,264 \times 10^{-5}$	$2,522 \times 10^{-5}$	0,7073
140	0,8542	1013	0,03374	$3,898 \times 10^{-5}$	$2,345 \times 10^{-5}$	$2,745 \times 10^{-5}$	0,7041
160	0,8148	1016	0,03511	$4,241 \times 10^{-5}$	$2,420 \times 10^{-5}$	$2,975 \times 10^{-5}$	0,7014
180	0,7788	1019	0,03646	$4,593 \times 10^{-5}$	$2,504 \times 10^{-5}$	$3,212 \times 10^{-5}$	0,6992
200	0,7459	1023	0,03779	$4,954 \times 10^{-5}$	$2,577 \times 10^{-5}$	$3,455 \times 10^{-5}$	0,6974
250	0,6746	1033	0,04104	$5,890 \times 10^{-5}$	$2,760 \times 10^{-5}$	$4,091 \times 10^{-5}$	0,6946
300	0,6158	1044	0,04418	$6,871 \times 10^{-5}$	$2,934 \times 10^{-5}$	$4,765 \times 10^{-5}$	0,6935
350	0,5664	1056	0,04721	$7,892 \times 10^{-5}$	$3,101 \times 10^{-5}$	$5,475 \times 10^{-5}$	0,6937
400	0,5243	1069	0,05015	$8,951 \times 10^{-5}$	$3,261 \times 10^{-5}$	$6,219 \times 10^{-5}$	0,6948
450	0,4880	1081	0,05298	$1,004 \times 10^{-4}$	$3,415 \times 10^{-5}$	$6,997 \times 10^{-5}$	0,6965
500	0,4565	1093	0,05572	$1,117 \times 10^{-4}$	$3,563 \times 10^{-5}$	$7,806 \times 10^{-5}$	0,6986
600	0,4042	1115	0,06093	$1,352 \times 10^{-4}$	$3,846 \times 10^{-5}$	$9,515 \times 10^{-5}$	0,7037
700	0,3627	1135	0,06581	$1,598 \times 10^{-4}$	$4,111 \times 10^{-5}$	$1,133 \times 10^{-4}$	0,7092
800	0,3289	1153	0,07037	$1,855 \times 10^{-4}$	$4,362 \times 10^{-5}$	$1,326 \times 10^{-4}$	0,7149
900	0,3008	1169	0,07465	$2,122 \times 10^{-4}$	$4,600 \times 10^{-5}$	$1,529 \times 10^{-4}$	0,7206
1000	0,2772	1184	0,07868	$2,398 \times 10^{-4}$	$4,826 \times 10^{-5}$	$1,741 \times 10^{-4}$	0,7260
1500	0,1990	1234	0,09599	$3,908 \times 10^{-4}$	$5,817 \times 10^{-5}$	$2,922 \times 10^{-4}$	0,7478
2000	0,1553	1264	0,11113	$5,664 \times 10^{-4}$	$6,630 \times 10^{-5}$	$4,270 \times 10^{-4}$	0,7539

Nota: Para os gases ideais, as propriedades c_p , k , μ e Pr são independentes da pressão. As propriedades ρ , ν e α em uma pressão P (em atm) diferente de 1 atm são calculadas multiplicando-se os valores de ρ na temperatura dada por P e dividindo ν e α por P .

Fonte: Dados gerados a partir do programa EES desenvolvido por S. A. Klein e F. L. Alvarado. Fontes originais: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198; e Thermophysical Properties of Matter, vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, e P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

ANEXO 3

844
APÊNDICE 1

TABELA A-3

Propriedades dos metais sólidos *

Composição	Ponto de fusão, K	Propriedades a 300 K				Propriedades em diversas temperaturas (K), k(W/m · K)/c _p (J/kg · K)					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1000
Alumínio:											
Puro	933	2702	903	237	97,1	302	237	240	231	218	
						482	798	949	1033	1146	
Liga 2024-T6 (4,5% Cu, 1,5% Mg, 0,6% Mn)	775	2770	875	177	73,0	65	163	186	186		
						473	787	925	1042		
Liga 195, fundido (4,5% Cu)		2790	883	168	68,2			174	185		
Berílio	1550	1850	1825	200	59,2	990	301	161	126	106	90,8
						203	1114	2191	2604	2823	3018
Bismuto	545	9780	122	7,86	6,59	16,5	9,69	7,04			
						112	120	127			
Boro	2573	2500	1107	27,0	9,76	190	55,5	16,8	10,6	9,60	9,85
						128	600	1463	1892	2160	2338
Cádmio	594	8650	231	96,8	48,4	203	99,3	94,7			
						198	222	242			
Cromo	2118	7160	449	93,7	29,1	159	111	90,9	80,7	71,3	65,4
						192	384	484	542	581	616
Cobalto	1769	8862	421	99,2	26,6	167	122	85,4	67,4	58,2	52,1
						236	379	450	503	550	628
Cobre:											
Puro	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352
						252	356	397	417	433	451
Bronze comercial (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14		42	52	59		
							785	160	545		
Bronze de engrenagem (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17		41	65	74		
							—	—	—		
Cartucho de bronze (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33,9	75	95	137	149		
							360	395	425		
Constantã (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6,71	17	19				
						237	362				
Germânio	1211	5360	322	59,9	34,7	232	96,8	43,2	27,3	19,8	17,4
						190	290	337	348	357	375
Ouro	1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
Írídio	2720	22500	130	147	50,3	172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
Ferro:											
Puro	1810	7870	447	80,2	23,1	134	94,0	69,5	54,7	43,3	32,8
						216	384	490	574	680	975
Armco (99,75% puro)		7870	447	72,7	20,7	95,6	80,6	65,7	53,1	42,2	32,3
						215	384	490	574	680	975
Aços carbono:											
Carbono plano (Mn ≤ 1% Si ≤ 0,1%)		7854	434	60,5	17,7			56,7	48,0	39,2	30,0
								487	559	685	1169
AISI 1010		7832	434	63,9	18,8			58,7	48,8	39,2	31,3
							487	559	685	1168	
Carbono-silício (Mn ≤ 1% 0,1% < Si ≤ 0,6%)		7817	445	51,9	14,9			49,8	44,0	37,4	29,3
								501	582	699	971

ANEXO 4

854 APÊNDICE 1													
TABELA A-9													
Propriedades da água saturada													
Temp. T , °C	Pressão de Saturação P_{sat} , kPa	Densidade ρ , kg/m ³		Entalpia de vaporização h_g , kJ/kg	Calor específico c_p , J/kg · K		Condutividade térmica k , W/m · K		Viscosidade dinâmica μ , kg/m · s		Número de Prandtl Pr		Coeficiente de expansão volumétrica β , 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0,01	0,6113	999,8	0,0048	2501	4217	1854	0,561	0,0171	$1,792 \times 10^{-3}$	$0,922 \times 10^{-5}$	13,5	1,00	$-0,068 \times 10^{-3}$
5	0,8721	999,9	0,0068	2490	4205	1857	0,571	0,0173	$1,519 \times 10^{-3}$	$0,934 \times 10^{-5}$	11,2	1,00	$0,015 \times 10^{-3}$
10	1,2276	999,7	0,0094	2478	4194	1862	0,580	0,0176	$1,307 \times 10^{-3}$	$0,946 \times 10^{-5}$	9,45	1,00	$0,733 \times 10^{-3}$
15	1,7051	999,1	0,0128	2466	4185	1863	0,589	0,0179	$1,138 \times 10^{-3}$	$0,959 \times 10^{-5}$	8,09	1,00	$0,138 \times 10^{-3}$
20	2,339	998,0	0,0173	2454	4182	1867	0,598	0,0182	$1,002 \times 10^{-3}$	$0,973 \times 10^{-5}$	7,01	1,00	$0,195 \times 10^{-3}$
25	3,169	997,0	0,0231	2442	4180	1870	0,607	0,0186	$0,891 \times 10^{-3}$	$0,987 \times 10^{-5}$	6,14	1,00	$0,247 \times 10^{-3}$
30	4,246	996,0	0,0304	2431	4178	1875	0,615	0,0189	$0,798 \times 10^{-3}$	$1,001 \times 10^{-5}$	5,42	1,00	$0,294 \times 10^{-3}$
35	5,628	994,0	0,0397	2419	4178	1880	0,623	0,0192	$0,720 \times 10^{-3}$	$1,016 \times 10^{-5}$	4,83	1,00	$0,337 \times 10^{-3}$
40	7,384	992,1	0,0512	2407	4179	1885	0,631	0,0196	$0,653 \times 10^{-3}$	$1,031 \times 10^{-5}$	4,32	1,00	$0,377 \times 10^{-3}$
45	9,593	990,1	0,0655	2395	4180	1892	0,637	0,0200	$0,596 \times 10^{-3}$	$1,046 \times 10^{-5}$	3,91	1,00	$0,415 \times 10^{-3}$
50	12,35	988,1	0,0831	2383	4181	1900	0,644	0,0204	$0,547 \times 10^{-3}$	$1,062 \times 10^{-5}$	3,55	1,00	$0,451 \times 10^{-3}$
55	15,76	985,2	0,1045	2371	4183	1908	0,649	0,0208	$0,504 \times 10^{-3}$	$1,077 \times 10^{-5}$	3,25	1,00	$0,484 \times 10^{-3}$
60	19,94	983,3	0,1304	2359	4185	1916	0,654	0,0212	$0,467 \times 10^{-3}$	$1,093 \times 10^{-5}$	2,99	1,00	$0,517 \times 10^{-3}$
65	25,03	980,4	0,1614	2346	4187	1926	0,659	0,0216	$0,433 \times 10^{-3}$	$1,110 \times 10^{-5}$	2,75	1,00	$0,548 \times 10^{-3}$
70	31,19	977,5	0,1983	2334	4190	1936	0,663	0,0221	$0,404 \times 10^{-3}$	$1,126 \times 10^{-5}$	2,55	1,00	$0,578 \times 10^{-3}$
75	38,58	974,7	0,2421	2321	4193	1948	0,667	0,0225	$0,378 \times 10^{-3}$	$1,142 \times 10^{-5}$	2,38	1,00	$0,607 \times 10^{-3}$
80	47,39	971,8	0,2935	2309	4197	1962	0,670	0,0230	$0,355 \times 10^{-3}$	$1,159 \times 10^{-5}$	2,22	1,00	$0,633 \times 10^{-3}$
85	57,83	968,1	0,3536	2296	4201	1977	0,673	0,0235	$0,333 \times 10^{-3}$	$1,176 \times 10^{-5}$	2,08	1,00	$0,670 \times 10^{-3}$
90	70,14	965,3	0,4235	2283	4206	1993	0,675	0,0240	$0,315 \times 10^{-3}$	$1,193 \times 10^{-5}$	1,96	1,00	$0,702 \times 10^{-3}$
95	84,55	961,5	0,5045	2270	4212	2010	0,677	0,0246	$0,297 \times 10^{-3}$	$1,210 \times 10^{-5}$	1,85	1,00	$0,716 \times 10^{-3}$
100	101,33	957,9	0,5978	2257	4217	2029	0,679	0,0251	$0,282 \times 10^{-3}$	$1,227 \times 10^{-5}$	1,75	1,00	$0,750 \times 10^{-3}$
110	143,27	950,6	0,8263	2230	4229	2071	0,682	0,0262	$0,255 \times 10^{-3}$	$1,261 \times 10^{-5}$	1,58	1,00	$0,798 \times 10^{-3}$
120	198,53	943,4	1,121	2203	4244	2120	0,683	0,0275	$0,232 \times 10^{-3}$	$1,296 \times 10^{-5}$	1,44	1,00	$0,858 \times 10^{-3}$
130	270,1	934,6	1,496	2174	4263	2177	0,684	0,0288	$0,213 \times 10^{-3}$	$1,330 \times 10^{-5}$	1,33	1,01	$0,913 \times 10^{-3}$
140	361,3	921,7	1,965	2145	4286	2244	0,683	0,0301	$0,197 \times 10^{-3}$	$1,365 \times 10^{-5}$	1,24	1,02	$0,970 \times 10^{-3}$
150	475,8	916,6	2,546	2114	4311	2314	0,682	0,0316	$0,183 \times 10^{-3}$	$1,399 \times 10^{-5}$	1,16	1,02	$1,025 \times 10^{-3}$
160	617,8	907,4	3,256	2083	4340	2420	0,680	0,0331	$0,170 \times 10^{-3}$	$1,434 \times 10^{-5}$	1,09	1,05	$1,145 \times 10^{-3}$
170	791,7	897,7	4,119	2050	4370	2490	0,677	0,0347	$0,160 \times 10^{-3}$	$1,468 \times 10^{-5}$	1,03	1,05	$1,178 \times 10^{-3}$
180	1002,1	887,3	5,153	2015	4410	2590	0,673	0,0364	$0,150 \times 10^{-3}$	$1,502 \times 10^{-5}$	0,983	1,07	$1,210 \times 10^{-3}$
190	1254,4	876,4	6,388	1979	4460	2710	0,669	0,0382	$0,142 \times 10^{-3}$	$1,537 \times 10^{-5}$	0,947	1,09	$1,280 \times 10^{-3}$
200	1553,8	864,3	7,852	1941	4500	2840	0,663	0,0401	$0,134 \times 10^{-3}$	$1,571 \times 10^{-5}$	0,910	1,11	$1,350 \times 10^{-3}$
220	2318	840,3	11,60	1859	4610	3110	0,650	0,0442	$0,122 \times 10^{-3}$	$1,641 \times 10^{-5}$	0,865	1,15	$1,520 \times 10^{-3}$
240	3344	813,7	16,73	1767	4760	3520	0,632	0,0487	$0,111 \times 10^{-3}$	$1,712 \times 10^{-5}$	0,836	1,24	$1,720 \times 10^{-3}$
260	4688	783,7	23,69	1663	4970	4070	0,609	0,0540	$0,102 \times 10^{-3}$	$1,788 \times 10^{-5}$	0,832	1,35	$2,000 \times 10^{-3}$
280	6412	750,8	33,15	1544	5280	4835	0,581	0,0605	$0,094 \times 10^{-3}$	$1,870 \times 10^{-5}$	0,854	1,49	$2,380 \times 10^{-3}$
300	8581	713,8	46,15	1405	5750	5980	0,548	0,0695	$0,086 \times 10^{-3}$	$1,965 \times 10^{-5}$	0,902	1,69	$2,950 \times 10^{-3}$
320	11274	667,1	64,57	1239	6540	7900	0,509	0,0836	$0,078 \times 10^{-3}$	$2,084 \times 10^{-5}$	1,00	1,97	
340	14586	610,5	92,62	1028	8240	11,870	0,469	0,110	$0,070 \times 10^{-3}$	$2,255 \times 10^{-5}$	1,23	2,43	
360	18651	528,3	144,0	720	14,690	25,800	0,427	0,178	$0,060 \times 10^{-3}$	$2,571 \times 10^{-5}$	2,06	3,73	
374,14	22090	317,0	317,0	0	—	—	—	—	$0,043 \times 10^{-3}$	$4,313 \times 10^{-5}$			

Nota 1: A viscosidade cinemática ν e a difusividade térmica α podem ser calculadas a partir de suas definições, $\nu = \mu/\rho$ e $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$. As temperaturas de 0,01 °C, 100 °C e 374,14 °C são as dos pontos triplo, de ebulição e crítico da água, respectivamente. As propriedades listadas acima (exceto a densidade de vapor) podem ser usadas em qualquer pressão, com um erro desprezível, exceto em temperaturas perto do valor do ponto crítico.

Nota 2: A unidade kJ/kg · °C para o calor específico é equivalente à kJ/kg · K e a unidade W/m · °C para a condutividade térmica é equivalente a W/m · K.

Fonte: Os dados de viscosidade e condutividade térmica são a partir de J. V. Sengers e J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 15 1986, p. 1291–1322. Outros dados são obtidos a partir de várias fontes ou são calculados.

ANEXO 5

864
APÊNDICE 1

TABLE A-18

Emissividades nas superfícies

(a) Metals

Material	Temperatura, K	Emissividade, ϵ	Material	Temperatura, K	Emissividade, ϵ
Alumínio			Magnésio, polido	300-500	0,07-0,13
Polido	300-900	0,04-0,06	Mercúrio	300-400	0,09-0,12
Folha comercial	400	0,09	Molibdênio		
Fortemente oxidado	400-800	0,20-0,33	Polido	300-2000	0,05-0,21
Anodizado	300	0,8	Oxidado	600-800	0,80-0,82
Bismuto, brilhante	350	0,34	Níquel		
Latão			Polido	500-1200	0,07-0,17
Altamente polido	500-650	0,03-0,04	Oxidado	450-1000	0,37-0,57
Polido	350	0,09	Platina, polida	500-1500	0,06-0,18
Chapa fosca	300-600	0,22	Prata, polida	300-1000	0,02-0,07
Oxidado	450-800	0,6	Aço inoxidável		
Cromo, polido	300-1400	0,08-0,40	Polido	300-1000	0,17-0,30
Cobre			Levemente oxidado	600-1000	0,30-0,40
Altamente polido	300	0,02	Altamente oxidado	600-1000	0,70-0,80
Polido	300-500	0,04-0,05	Aço		
Folha comercial	300	0,15	Chapa polida	300-500	0,08-0,14
Oxidado	600-1000	0,5-0,8	Chapa comercial	500-1200	0,20-0,32
Oxidado negro	300	0,78	Fortemente oxidada	300	0,81
Ouro			Estanho, polido	300	0,05
Altamente polida	300-1000	0,03-0,06	Tungstênio		
Folha brilhante	300	0,07	Polido	300-2500	0,03-0,29
Ferro			Filamento	3500	0,39
Altamente polido	300-500	0,05-0,07	Zinco		
Ferro fundido	300	0,44	Polido	300-800	0,02-0,05
Ferro forjado	300-500	0,28	Oxidado	300	0,25
Enferrujado	300	0,61			
Oxidado	500-900	0,64-0,78			
Chumbo					
Polido	300-500	0,06-0,08			
Não oxidado, áspero	300	0,43			
Oxidado	300	0,63			

ANEXO 6

866
APÊNDICE 1

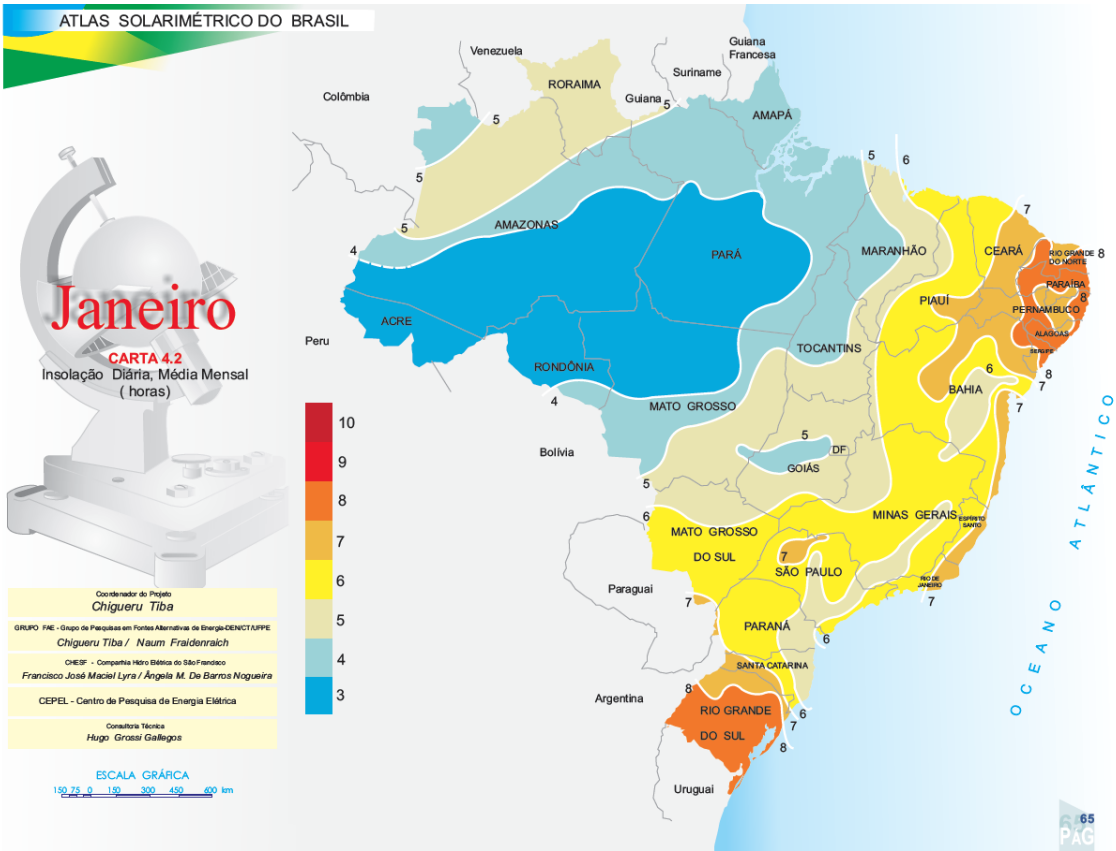
TABELA A-19

Propriedades de radiação solar dos materiais

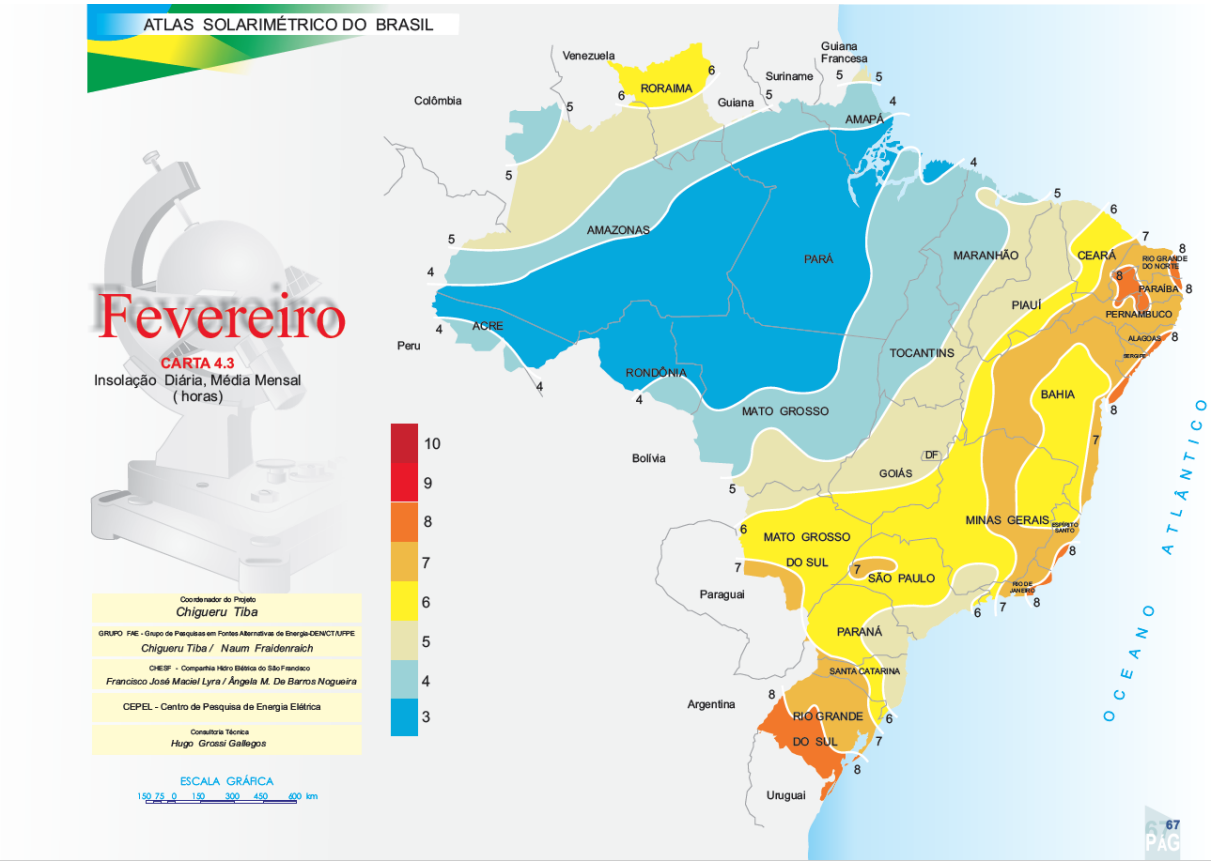
Descrição/composição	Absortividade solar, α_s	Emissividade, ε , em 300 K	Razão, α_s/ε	Transmissividade solar, τ_s
Alumínio				
Polido	0,09	0,03	3,0	
Anodizado	0,14	0,84	0,17	
Revestido de quartzo	0,11	0,37	0,30	
Folha	0,15	0,05	3,0	
Tijolo, vermelho	0,63	0,93	0,68	
Concreto	0,60	0,88	0,68	
Chapa galvanizada				
Limpa, nova	0,65	0,13	5,0	
Oxidada, envelhecida	0,80	0,28	2,9	
Vidro, 3,2 mm de espessura				
Temperado				0,79
Com pouco de óxido de ferro				0,88
Mármore, ligeiramente fosco (não reflexivo)	0,40	0,88	0,45	
Metal, chapas				
Sulfeto preto	0,92	0,10	9,2	
Óxido de cobalto preto	0,93	0,30	3,1	
Óxido de níquel preto	0,92	0,08	11	
Cromo preto	0,87	0,09	9,7	
Mylar, 0,13 mm de espessura				0,87
Tintas				
Preta	0,98	0,98	1,0	
Branco, acrílica	0,26	0,90	0,29	
Branco, óxido de zinco	0,16	0,93	0,17	
Papel, branco	0,27	0,83	0,32	
Plexiglas, 3,2 mm de espessura				0,90
Ladrilho de porcelana azulejos, branco (superfície reflexiva)	0,26	0,85	0,30	
Telhas, vermelho brilhante				
Superfície seca	0,65	0,85	0,76	
Superfície molhada	0,88	0,91	0,96	
Areia, seca				
Escura	0,52	0,82	0,63	
Vermelha fosca	0,73	0,86	0,82	
Neve				
Partículas finas, fresca	0,13	0,82	0,16	
Grânulos de gelo	0,33	0,89	0,37	
Aço				
Acabamento espelhado	0,41	0,05	8,2	
Altamente enferrujado	0,89	0,92	0,96	
Rocha (rosa claro)	0,65	0,87	0,74	
Tedlar, 0,10 mm de espessura				0,92
Teflon, 0,13 mm de espessura				0,92
Madeira	0,59	0,90	0,66	

Fonte: V. C. Sharma e A. Sharma, "Solar Properties of Some Building Elements", *Energy*, 14, 1989, p. 805-810, e outras fontes.

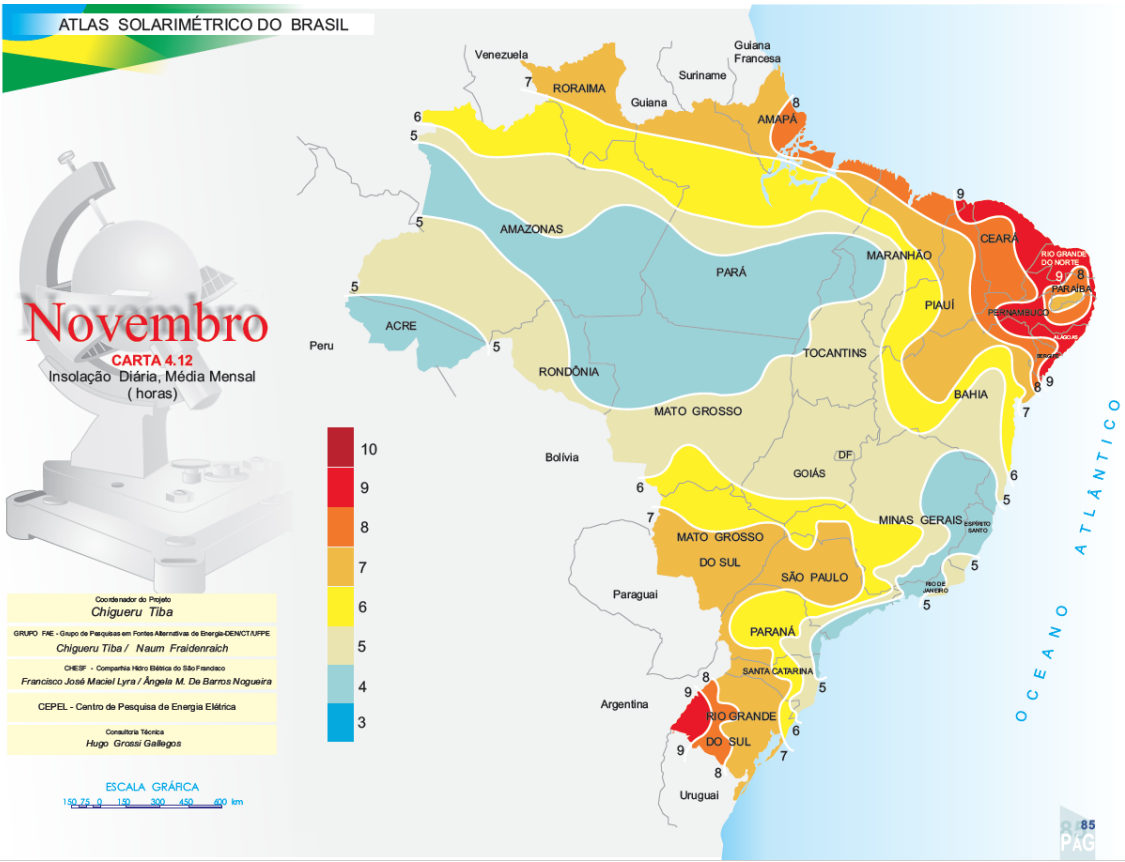
ANEXO 7



ANEXO 8



ANEXO 9



ANEXO 10

