



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
CAMPUS UFRJ-MACAÉ
Professor Aloísio Teixeira



ANÁLISE DO PERFIL DE TEMPERATURA DO TUBO ABSORVEDOR DE
CONCENTRADORES SOLARES POR MEIO DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Mateus Barros Almeida

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
submetido ao Corpo Docente da Engenharia
Mecânica do Campus Macaé da Universidade
Federal do Rio de Janeiro, como parte dos
requisitos necessários à obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico

Macaé - RJ
Fevereiro de 2018

ANÁLISE DO PERFIL DE TEMPERATURA DO TUBO ABSORVEDOR DE
CONCENTRADORES SOLARES POR MEIO DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Mateus Barros Almeida

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DA
ENGENHARIA MECÂNICA DO CAMPUS MACAÉ DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO
MECÂNICO.

Examinada por:

Prof^a. Elisa Pinto da Rocha, D.Sc.

Orientadora – UFRJ Macaé

Prof. Marcelo Costa Cardoso, D.Sc.

Membro interno – UFRJ Macaé

Prof. Marcelo Silva, D.Sc.

Membro interno – UFRJ Macaé

ALMEIDA, Mateus Barros. Análise de perfil de temperatura do tubo absorvedor de concentradores solares por meio de simulação computacional/ Mateus Barros Almeida - Macaé: UFRJ, 2018.

Orientadora: Elisa Pinto da Rocha Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – UFRJ-Macaé/ Engenharia Mecânica, 2018.

Dedico esse trabalho à minha família que sempre me incentivou e apoiou durante essa jornada da graduação.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer à minha mãe Adriana, ela que desde a minha infância me mostrou a importância do estudo e me fez tomar gosto. Me direcionou com bastante contundência para esse caminho da engenharia e me permitiu dedicação exclusiva para trilhá-lo. Se não fosse ela, com certeza não estaria aqui.

Às minhas irmãs mais velhas, Lorena e Ana Carolina, as quais sempre me deram exemplo, me ajudar nos rumos que tomei na vida e tiveram um papel fundamental na conclusão dessa etapa.

Todo o resto da minha família, o bem mais valioso que eu tenho e que sempre terei. Em especial minha segunda casa em Caxias que sempre me abriga nas férias, minha afilhada Sarah que me ensinou a amar crianças e trocar fraldas também.

Não posso deixar de esquecer minha orientadora Elisa, a qual me auxiliou de todas as formas possíveis para a conclusão desse trabalho, fisicamente, por whatsapp e até com um guardanapo do bar que ainda guardo na minha carteira. Obrigado pela confiança depositada e por ter acreditado que eu ia conseguir fazer.

Agradecer aos meus amigos, tantos os antigos com os quais ainda mantenho contato e os formados durante a faculdade (em especial os ostentadores). Um salve especial para Edinha e Nathy, as quais me acompanharam desde o início da faculdade em todas matérias, dividindo felicidades, perrengues, trabalhos, milkshakes e até quentinhas. Um salve também para o Diego, que resolveu tomar um rumo diferente em sua vida acadêmica, mas que teve uma passagem marcante durante sua estadia.

Ao meu orientador de iniciação científica durante 3 anos na faculdade, Franciole Marinho, o qual me levou a um primeiro contato com a ciência e me influenciou a seguir por esse caminho.

Ao projeto CSP da UFRJ-Macaé do qual faço parte e que foi um dos motivadores desse trabalho e também aos usuários do laboratório LFTc, grupo com o qual houve bastante troca de conhecimento e ajuda para o desenvolvimento das pesquisas.

A todos os professores que tive durante a graduação, os quais contribuíram para a formação do meu conhecimento e que, em alguns casos, se tornaram amigos que levarei para a vida.

E para finalizar, agradecer a Deus por ter tornado isso tudo possível, por me permitir viver essa experiência maravilhosa e colocar pessoas tão boas no meu caminho.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado a Universidade Federal do Rio de Janeiro como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

ANÁLISE DO PERFIL DE TEMPERATURA DO TUBO ABSORVEDOR DE CONCENTRADORES SOLARES POR MEIO DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Mateus Barros Almeida

Fevereiro/2018

Orientadora: Elisa Pinto da Rocha

Curso: Engenharia Mecânica

Esse estudo tem como objetivo a descrição do perfil de temperatura no tubo absorvedor de uma calha parabólica solar, o qual será utilizado como dados de entrada para o projeto CSP na UFRJ-Macaé. Foram desenvolvidas simulações através do software COMSOL Multiphysics® analisando os fenômenos de escoamento e transferência de calor entre o fluido térmico e o tubo. As simulações foram realizadas no regime turbulento, modelo $k-\epsilon$, avaliando-se a eficiência térmica do sistema para quatro fluidos térmicos distintos (Therminol 66, Therminol VP-01, Therminol VP-59 e Syltherm 800) e em função de variações em parâmetros físicos, tais quais a velocidade e temperatura média de entrada. Para finalizar, foram inseridas aletas longitudinais retangulares para análise da intensificação da troca térmica. O Therminol VP-01 se mostrou o mais eficiente para o modelo criado e a aleta de 6 mm de altura e 6 mm de largura promoveu um aumento de eficiência térmica segundo parâmetros da literatura.

Palavras chave: Simulação, Energia solar concentrada, Tubo absorvedor, Intensificação da troca térmica.

Abstract of the Undergraduation Project submitted to the UFRJ as part of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

ANALYSIS OF THE TEMPERATURE PROFILE OF A SOLAR CONCENTRATOR'S
ABSORBER TUBE WITH COMPUTATIONAL SIMULATION

Mateus Barros Almeida

February/2018

Advisor: Elisa Pinto da Rocha

Course: Mechanical Engineering

This study objectifies the description of the temperature profile in the absorber tube of a parabolic trough concentrator which will be used as an input to the CSP project at UFRJ-Macaé. Simulations were developed with COMSOL Multiphysics® analyzing fluid flow and heat transfer phenomena. A turbulent flow was used, with the k- ϵ model, evaluating the thermal efficiency of the system for four heat transfer fluids (Therminol 66, Therminol VP-01, Therminol VP-59, and Syltherm 800) and for the variation of physical parameters as the inlet velocity and inlet mean temperature. A tube with longitudinal rectangular fins were built to analyze the heat transfer enhancement. Therminol VP-01 were the most efficient heat transfer fluid and the 6 mm height and 6 mm 6 mm width fin increased the thermal efficiency according to the literature.

Keywords: Simulation, Concentrated solar power, Absorber tube, Thermal enhancement.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 JUSTIFICATIVA	3
1.2 MOTIVAÇÃO	3
1.3 OBJETIVOS	4
1.3.1 Objetivos gerais	4
1.3.2 Objetivos específicos	4
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO	4
2 REFERENCIAL TEÓRICO	6
2.1 ENERGIA HELIOTÉRMICA	6
2.2 TIPOS DE CSP	7
2.3 PANORAMA MUNDIAL DO CSP E CUSTO NIVELADO DE ENERGIA	10
2.4 PANORAMA ENERGÉTICO BRASILEIRO	11
2.5 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	13
2.5.1 Condução	13
2.5.2 Convecção	13
2.5.3 Radiação.....	15
2.5.4 Intensificação na troca de calor	16
2.6 ELEMENTOS FINITOS	17
3 METODOLOGIA.....	20
3.1 DETERMINAÇÃO DO FLUXO IRRADIANTE NO ABSORVEDOR.....	23
3.2 MODELAGEM NO SOFTWARE	24
3.4 SIMULAÇÕES	28
3.4.1 Análise da vazão	29
3.4.2 Análise dos fluidos térmicos	29
3.4.2 Análise da intensificação na transferência de calor	30
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	32
4.1 ANÁLISE DA VAZÃO	32
4.2 ANÁLISE DOS FLUIDOS TÉRMICOS	36
4.3 ANÁLISE DA INTENSIFICAÇÃO NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	43
5 CONCLUSÃO.....	46
6 REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO	48
ANEXO A – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA DIFERENTES FLUIDOS.....	53

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: esquema de funcionamento da torre solar.	7
Figura 2: esquema de funcionamento do disco Stirling.	8
Figura 3: esquema de funcionamento do linear Fresnel.	8
Figura 4: esquema de funcionamento da calha cilíndrico-parabólica.	9
Figura 5: matriz energética brasileira.	11
Figura 6: exemplo de malha de elementos finitos.	18
Figura 7: exemplificação da parábola.	20
Figura 8: distribuição do índice local de concentração em função da posição.	22
Figura 9: malha de elementos finitos do tubo absorvedor.	25
Figura 10: distribuição das condições de contorno no tubo absorvedor.	26
Figura 11: propriedades termofísicas dos fluidos térmicos.	28
Figura 12: malha de elementos finitos com as aletas longitudinais.	30
Figura 13: relação entre gradiente de temperatura e comprimento do tubo (a) simulação (b) adaptado de Wu et al (2017).	32
Figura 14: relação entre a temperatura média de saída e comprimento do tubo.	33
Figura 15: eficiência térmica do sistema em função da velocidade.	34
Figura 16: comparação entre Nusselt estimado e obtido em função da velocidade.	34
Figura 17: perfil de temperatura para velocidade de (a) 0,244 m/s, (b) 0,488 m/s, (c) 0,731 m/s e (d) 0,975 m/s.	35
Figura 18: eficiência térmica em função da temperatura de entrada para os diferentes fluidos térmicos.	37
Figura 19: Nusselt versus temperatura de entrada para os diferentes fluidos térmicos.	38
Figura 20: avaliação para diferentes fluidos térmicos de (a) Reynolds em função da temperatura e (b) Prandtl em função da temperatura.	38
Figura 21: qualidade da malha do tubo absorvedor.	39
Figura 22: análise do gradiente de pressão em função da temperatura de entrada para os quatro fluidos térmicos.	40
Figura 23: perfil de temperatura à 373,15 K do (a) Therminol 66, (b) Syltherm 800, (c) Therminol VP-01 e (d) Therminol VP-59.	41

Figura 24: perfil de temperatura do Therminol 66 à (a) 373,15, (b) 473,15 K, (c) 573,15 K e (d) 673,15 K.42

Figura 25: perfil de temperatura do Therminol 66 à 373,15 K (a) sem aleta, (b) com $a = 6$ mm e $l = 6$ mm, (c) com $a = 8$ mm (d) com $a = 10$ mm.45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: características dimensionais da calha e do tubo absorvedor.	20
Tabela 2: temperatura média de saída para os quatro fluidos térmicos.....	36
Tabela 3: parâmetros de saída da simulação com o tubo aletado.....	43
Tabela 4: análise de eficiência do tubo aletado.....	43

LISTA DE SÍMBOLOS

a: altura da aleta

α : difusividade térmica

α' : absortividade do material

A_s : área superficial do tubo

β : coeficiente de expansão térmica

CSP: *concentrated solar power*

c_p : capacidade calorífica

ε : emissividade do material

E : fluxo de calor de radiação

D: diâmetro

D_h : diâmetro hidráulico

\mathbf{F} : vetor de força volumétrica

f : fator de atrito

f_0 : fator de atrito para tubo liso

g: gravidade

G : fluxo de calor de irradiação

G_b : irradiação solar

h: coeficiente convectivo

k: condutividade térmica

LCR: índice de concentração local

L: comprimento

l: largura da aleta

μ : viscosidade dinâmica

ν : viscosidade cinemática

Nu: número de Nusselt

Nu_D : número de Nusselt para um tubo

Nu_0 : número de Nusselt para tubo liso

η_{th} : eficiência térmica

n_I : índice de intensificação térmica para mesmo trabalho

n_{II} : índice de intensificação térmica para mesma queda de pressão

p: pressão

Δp : gradiente de pressão

P : perímetro da área molhada

Pr : número de Prandtl

q'' = fluxo de calor entrando na superfície

Q_u : a energia útil aproveitada pelo fluido térmico

Q_s : energia solar disponível

Q : calor gerado

ρ : densidade

Ra_D : número de Rayleigh para um tubo

Re_D : número de Reynolds para um tubo

σ : constante de Stefan-Boltzmann

t : tempo

τ : tensor da tensão viscosa

T : temperatura

T_s : temperatura da superfície do sólido

T_∞ : temperatura fora da camada limite do fluido

T_{viz} : temperatura da vizinhança da superfície

T_{ms} : temperatura média de saída

T_{me} : temperatura média de entrada

T_t : temperatura média na superfície interna do tubo absorvedor

T_f : temperatura média do fluido

u : velocidade média

1 INTRODUÇÃO

As energias renováveis estão ganhando cada vez mais espaço na matriz energética dos países, isso ocorre em função do aumento da demanda de energia, crescente preocupação ambiental, política de incentivos fiscais e maior diversidade na matriz energética, trazendo maior segurança no suprimento energia (LODI,2012).

No Brasil, a matriz energética é composta majoritariamente pelas hidrelétricas e termoelétricas, segundo Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL,2017), as quais correspondem à 60,97% e 26,7%, respectivamente. Enquanto a energia solar compreende apenas à 0,15% (236,25kW).

Dos empreendimentos em construção 1,03MW (9,1%) são de energia solar, enquanto dos não iniciados tem-se 1,7MW. O que mostra um cenário favorável para a expansão de fontes renováveis na matriz energética nacional. No entanto, esses empreendimentos se limitam à tecnologia de painéis fotovoltaicos (ANEEL,2017).

Uma outra alternativa de energia solar é a concentrada, do inglês *concentrated solar power* (CSP), ou energia heliotérmica. Segundo Lodi (2012) essa tecnologia consiste na concentração de raios solares em um foco, utilizando um campo de espelhos, aquecendo um fluido térmico. Esse é utilizado para alimentar um ciclo de potência, gerando a energia elétrica. Existem quatro tecnologias bem difundidas nesse campo, uma delas é a calha parabólica, em que os espelhos são montados em forma de uma parábola e, em seu foco, há o tubo absorvedor por onde escoar o fluido térmico.

A calha parabólica enfrenta desafios quanto ao custo para a geração de energia elétrica, a qual é elevada comparada com outras formas de energia. Segundo Mwesigye (2015), algumas características podem ser melhoradas para diminuição do custo. Entre elas: melhorar a eficiência ótica, minimizar a variação da temperatura no tubo absorvedor, diminuir as perdas de calor e aumentar a eficiência térmica.

Dada a relevância desse tema, muitos estudos são realizados visando o aperfeiçoamento da calha parabólica, em especial no tubo absorvedor, para promover maior eficiência para essa tecnologia, diminuindo o custo de produção da energia e, por consequência, aumentando a sua competitividade.

Um modelo para descrever a transferência de calor no tubo absorvedor é abordada por Padilla (2011), a qual analisa a performance de uma calha parabólica em uma dimensão através

do método de diferenças finitas, o qual soluciona o sistema de equações gerado pela discretização das equações parciais obtidas por balanços de energia. Os resultados se mostram consistentes em relação aos dados experimentais e outros modelos unidimensionais encontrados na literatura.

A análise da intensificação na troca térmica no tubo absorvedor em função da forma da aleta é proposta por Reddy (2008), na qual foram avaliadas geometrias quadradas, triangulares, trapezoidais e circulares. Utilizando o modelo RNG k- ϵ para descrever a turbulência, o escoamento foi simulado através do software FLUENT. A aleta trapezoidal, com razão de 0,25 entre a ponta e a base, apresentou maior ganho de transferência de calor, em torno de 13,8%, para um fluxo mássico de 6,4kg/s e queda de pressão de 1,7kPa.

A utilização de insertos na forma de uma bobina helicoidal é vista por Diwan (2015), o qual propõe a sua utilização para a intensificação da troca térmica no tubo absorvedor. A simulação é realizada através do COMSOL Multiphysics® 4.4, avaliando a variação do número de Nusselt em função da vazão mássica e do passo da bobina. É observado um aumento de 104 à 330% no número de Nusselt, indicando um maior coeficiente convectivo e, por consequência, maior troca térmica. Além disso, foi observado que para pequenas vazões, o passo ótimo era entre 6 e 8mm, já para maiores vazões, 6mm.

Bellos (2017a) avaliou o incremento de aletas retangulares no interior do tubo absorvedor de uma calha parabólica, verificando a influência na eficiência térmica para diversas larguras e espessuras. A análise foi realizada através do software SolidWorks Flow Simulation e foram utilizados quatro critérios relacionados com a maximização da intensificação térmica e minimização do fator de atrito. A geometria ótima encontrada foi a de 10mm de largura e 2mm de espessura, a qual apresentou um ganho de 0,83% na eficiência térmica e 65,8% no número de Nusselt.

Já Amina (2016) investigou a transferência de calor em uma calha parabólica, utilizando aletas longitudinais no tubo absorvedor e diferentes nanofluidos, os quais se tratam de fluidos com adição de nanopartículas, nesse estudo possuem a concentração de 1% do volume. A análise é realizada através do método de volumes finitos utilizando o software FLUENT, o modelo de turbulência é o k- ω SST. Foi encontrado um maior ganho na troca térmica com a adição de nanopartículas metálicas, na faixa de $2,57 \times 10^4 \leq Re \leq 2,57 \times 10^5$ houve um aumento de 1,3 à 1,8 vezes no número de Nusselt.

Em virtudes dos fatos, nota-se a importância dos estudos relacionados ao CSP, no intuito de contribuir para o desenvolvimento dessa tecnologia que apresenta grande potencial. O presente trabalho traz a proposta de uma análise térmica do tubo absorvedor de uma calha parabólica, abrangendo a discussões sobre mecanismos para intensificação da troca de calor no fluido térmico.

1.1 JUSTIFICATIVA

A geração de energia em grande escala, utilizando a energia solar concentrada, já é uma realidade em muitos países, principalmente nos Estados Unidos e Espanha. Ela apresenta um grande potencial, mas seu custo elevado é uma grande barreira para sua difusão global. Estudos vêm sendo realizados, com o objetivo de viabilizar economicamente a construção de plantas CSP.

A Universidade Federal do de Janeiro localizada na cidade de Macaé, conta com um grupo de pesquisadores, que tem direcionado suas respectivas pesquisas para o estudo de CSP. Alguns estudos já foram realizados visando explorar os aspectos fundamentais para o desenvolvimento de uma planta piloto de geração de energia.

Essas pesquisas são relevantes para ampliar o dimensionamento global do projeto, viabilizar a implantação projeto de CSP, contribuir com as pesquisas no Polo Universitário e atender as necessidades dos investidores que desejam direcionar investimentos para CSP, desta forma o protótipo, será fundamental para decisão acerca de um projeto mais robusto. Diante deste contexto, ainda existe uma necessidade de compreender as características dos fenômenos de transporte no tubo absorvedor, lacuna na qual o projeto pretende se debruçar. Com as respostas desses estudos, pretende-se obter parâmetros de entrada para o dimensionamento do sistema de geração de energia.

1.2 MOTIVAÇÃO

A motivação para a realização desse estudo partiu do ingresso no projeto de dimensionamento e construção de uma planta piloto, em pequena escala, de uma calha parabólica solar.

Esse projeto apresentava diferentes frentes de pesquisa e a escolha pelo tema ocorreu em função da afinidade por métodos numéricos e computacionais, as quais foram desenvolvidas ao longo das respectivas disciplinas ao longo do curso de graduação e durante a realização de

um projeto de iniciação científica, no qual foi utilizado o método das diferenças finitas para a solução de uma equação diferencial.

Além disso, apesar da tecnologia da calha parabólica ser a mais madura e bem implantada entre as tecnologias de CSP, ainda existem muitas pesquisas acerca do tema, visando melhorar a sua eficiência. Esse caráter de tecnologia do futuro e o desafio de tornar esse tipo de energia uma realidade em escala mundial, são fatores que impulsionam a realização de trabalho.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivos gerais

Descrever o comportamento do perfil de temperatura no tubo absorvedor de uma calha parabólica, através de simulação computacional, nas condições locais do campus Macaé da Universidade Federal do Rio de Janeiro.

1.3.2 Objetivos específicos

- Avaliar a eficiência térmica do tubo absorvedor, mediante a implementação de mecanismos para intensificação da troca de calor.
- Definir o fluido térmico ideal para operação na planta, a partir da comparação entre os perfis de temperatura para diferentes fluidos.
- Verificar o comportamento do perfil de temperatura do tubo absorvedor em função da variação de parâmetros físicos, tais quais, os patamares de temperatura de entrada, vazão de fluido térmico, entre outros.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 1 foi realizada uma introdução e contextualização do tema do trabalho, trazendo a justificativa e motivação para a escolha do tema, além dos objetivos a serem alcançados com a pesquisa.

No capítulo 2 será realizada uma revisão bibliográfica sobre o assunto, conceituando os fenômenos de transferência de calor, com foco em mecanismos de intensificação da troca térmica, a energia heliotérmica, em especial a calha parabólica, trazendo um panorama de seu desenvolvimento em caráter mundial. Além disso, será abordado o método de elementos finitos, salientando sua aplicação no software COMSOL Multiphysics®, e os resultados obtidos através de simulações computacionais em calhas parabólicas na literatura.

Em seguida, capítulo 3, será descrita a metodologia aplicada para implementação da simulação computacional, através do software COMSOL Multiphysics®.

Para finalizar, capítulo 4, serão apresentados e analisados os dados obtidos através da simulação, permitindo a descrição do perfil de temperatura no tubo absorvedor, além de conclusões acerca dos mecanismos de intensificação de troca térmica e fluido térmico a ser utilizando na planta.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 ENERGIA HELIOTÉRMICA

Ao longo da história, o sol teve um importante papel nas atividades desenvolvidas pelo homem, tais quais na agricultura, aquecimento de água, operação de máquinas, geração de energia, entre outras. Sendo um dos principais vetores que permitiram o desenvolvimento e progresso de diversas civilizações (KALOUGIROU, 2004).

O sol é a fonte mais abundante de energia existente no mundo, ele é o responsável pela energia solar incide na Terra a uma taxa de 120 petawatts, (1 petawatt = 10^{15} watt). Logo, em apenas um dia, o sol seria capaz de prover energia suficiente para suprir a demanda energética da população pelos próximos 20 anos. (RASHAD, 2015) O que mostra o grande potencial advindo dessa fonte energética, a qual serve como uma alternativa em razão da crescente demanda energética da população mundial.

Ao incidir na terra, o raio solar pode ser dividido em duas componentes: a radiação direta e a difusa. A primeira, se trata do raio que não sofre nenhum desvio pela atmosfera, incidindo normalmente à superfície. Já a outra se tratam dos raios que sofreram dispersão por partículas e moléculas presentes na atmosfera (Site Energia Heliotérmica, 2018). A radiação global é definida como a soma algébrica entre as duas componentes.

A geração de energia elétrica através da incidência solar pode ser dividida em dois tipos principais, a energia solar direta e a indireta. Essa diferenciação está baseada na forma em que ocorre a conversão de energia.

Na primeira, a radiação incidente é diretamente transformada em energia elétrica, essa categoria contempla a energia solar fotovoltaica, na qual a conversão ocorre no equipamento construído de materiais semicondutores, através do efeito fotoelétrico. Esse fenômeno aproveita tanto a radiação direta, quanto a radiação difusa para geração de energia. Já na energia solar indireta, primeiramente, ocorre a conversão de energia solar em energia térmica, através da concentração dos raios solares, a qual é, posteriormente, transformada em energia elétrica. Essa forma de energia também é conhecida por energia heliotérmica. Nesse fenômeno, somente a radiação direta pode ser aproveitada (RASHAD,2015).

Atualmente, existem quatro famílias de tecnologias para concentração solar substancialmente desenvolvidas: torre solar, refletor linear de Fresnel, disco parabólico,

cilindro parabólico. Suas diferenças estão na forma de concentração, linear ou pontual, e quanto ao tipo de receptor, o qual é classificado entre fixo e móvel (LODI,2012) .

2.2 TIPOS DE CSP

A torre solar é uma tecnologia de concentração pontual, a qual possui um receptor fixo, que é instalado no topo de uma estrutura metálica. Ao redor da torre, são distribuídos diversos espelhos planos, também chamados de heliostatos, os quais possuem um sistema de rastreamento do sol em duas direções, permitindo a concentração dos raios solares (ISLAM et al, 2017). A construção desse sistema é esquematizada na Figura 1.

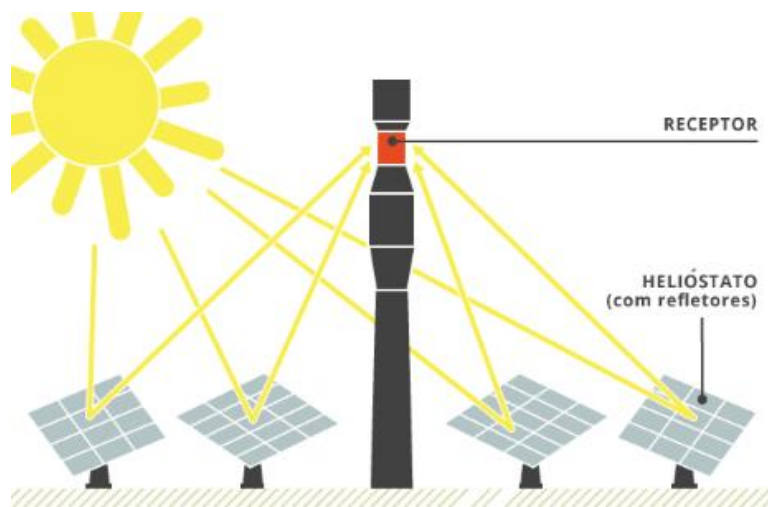


Figura 1: esquema de funcionamento da torre solar.

Fonte: site Energia Heliotérmica (2018).

O fator de concentração, razão entre a área dos heliostatos pela área do receptor, é de 300 a 1500, permitindo que se atinjam temperaturas de até 1300°C. Um fluido térmico é aquecido ao passar pelo receptor, os mais utilizados são: água (vapor d'água) e sais fundidos. Estes são utilizados para alimentar um ciclo de potência, na maioria das vezes um ciclo Rankine, no entanto, estuda-se a possibilidade de implementação de um ciclo Brayton aberto.

Outra tecnologia de concentração solar pontual é o disco parabólico, o qual é formado por uma superfície de espelhos refletores, em formato parabólico, com o receptor em seu foco, como é mostrado na Figura 2.

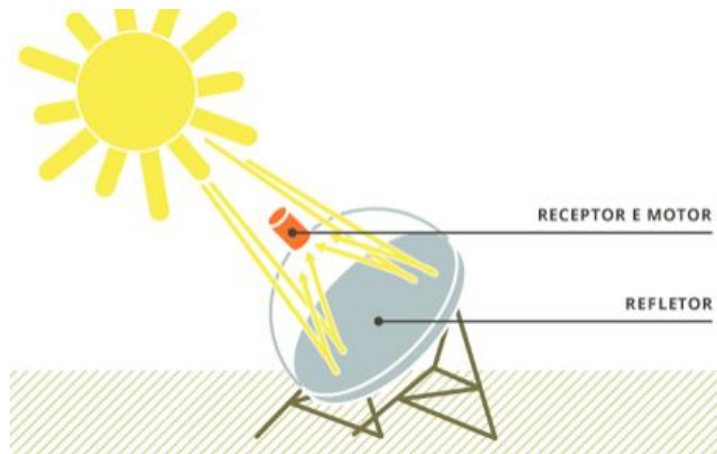


Figura 2: esquema de funcionamento do disco Stirling.

Fonte: site Energia Heliotérmica (2018).

Na região do receptor, atingem-se temperaturas entre 400 à 750°C, em função de sua taxa de concentração de até 3000. Lá, é colocado um motor Stirling, a qual funciona através de um ciclo termodinâmico e realiza a conversão da energia em eletricidade. Uma das principais características desses sistemas é a sua portabilidade, pois a produção da energia elétrica é local, permitindo a geração em locais remotos e também lugares em que não há cobertura da rede de transmissão elétrica (ISLAM et al, 2017).

No outro grupo de concentradores solares, os lineares, pode-se destacar o espelho linear Fresnel. Este é composto por um tubo absorvedor fixo, pelo qual escoam o fluido térmico, em conjunto com diversas tiras de espelho, retos ou ligeiramente curvos, os quais se movimentam de acordo com o sistema de rastreamento do sol, de forma que direcionem os raios solares para o tubo absorvedor. A Figura 3 ilustra o seu funcionamento.

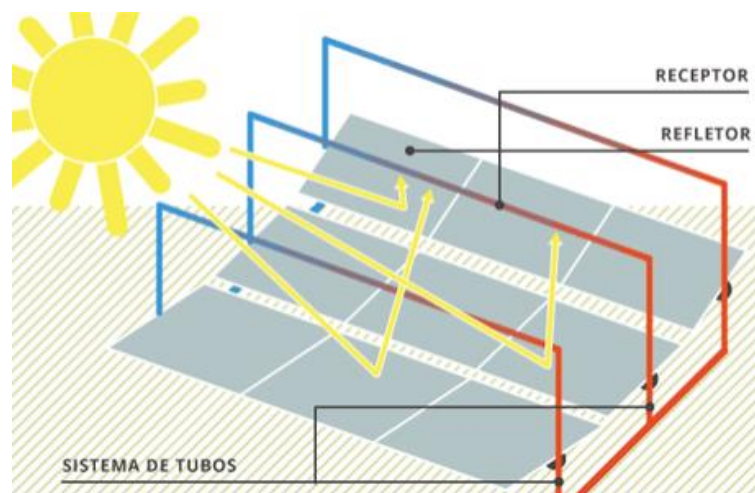


Figura 3: esquema de funcionamento do linear Fresnel.

Fonte: site Energia Heliotérmica (2018).

O uso de espelho planos garante um menor custo de produção, em relação com os espelhos parabólicos da calha, no entanto, a sucessão de diversos espelhos planos causa o efeito de sombreamento, diminuindo a área útil de reflexão dos raios solares e, em consequência, o rendimento energético do sistema.

Algumas variações desses sistemas são propostas para minimizar essas perdas, entre elas a utilização de um espelho semi-parabólico e o Fresnel compacto, o qual utiliza dois tubos absorvedores adjacentes, situados paralelamente.

O último sistema de concentração solar é a calha parabólica, essa tecnologia consiste de uma superfície refletora, a qual é formada por espelhos curvos, e um tubo absorvedor que é posicionado no foco da parábola, de forma que os raios solares incidam na calha e sejam refletidos para o coletor. Esse sistema é classificado como linear e móvel, pois o receptor se move junto com o conjunto da calha durante o rastreo do sol (LODI,2012), conforme esquematizado na Figura 4.

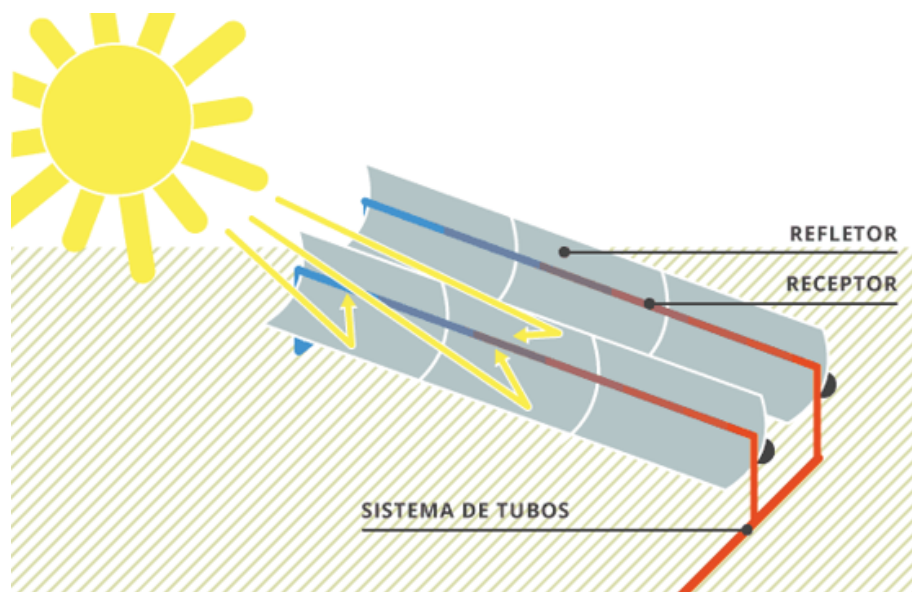


Figura 4: esquema de funcionamento da calha cilíndrico-parabólica.

Fonte: site Energia Heliotérmica (2018).

A calha parabólica é a tecnologia de concentração solar melhor desenvolvida e implementada mundialmente, segundo del Río (2018), aproximadamente 85% dos empreendimentos de CSP, seja ele desenvolvido ou em fase de projeto, utilizam essa forma de tecnologia. Tal número é explicado pela maturidade tecnológica desse tipo de sistema, além de sua capacidade de hibridização, permitindo um ciclo combinado de geração energia.

O coletor é constituído por um tubo absorvedor, feito de um material metálico, para garantir uma maior absorvência dos raios solares. Este é envolto por uma película de vidro e um vácuo é formado entre eles, de forma que se minimizem as perdas térmica por radiação e convecção natural na superfície externa do tubo. (PADILLA, 2011)

Apesar de amplamente utilizado, o sistema de calha parabólica não atinge as mais altas temperaturas, isso ocorre em função da sua taxa de concentração, a qual se encontra entre 70-90, permitindo que alcance entre 50 à 400°C (THE CLIMATE GROUP, 2009)

Em função de sua faixa de temperatura para operação, óleos térmicos são os mais utilizados como fluidos térmicos. No entanto, diversos estudos vêm sendo desenvolvidos para avaliar outros fluidos que poderiam ser utilizados para obter maior eficiência.

Buehlher (2016) compara a performance de três fluidos térmicos para aplicação na calha parabólica, são eles: Slytherm 800, Therminol VP-1 e Downtherm Q. Já Cipollone (2013), avalia o uso de gases, tais quais ar e CO₂, como fluido de trabalho, o qual permitiria a utilização de um ciclo termodinâmico a gás, ao invés do ciclo Rankine convencional das plantas CSP.

Através disso, é possível perceber que, apesar de ser uma tecnologia madura, ainda há uma grande janela aberta de oportunidade para desenvolvimento e melhorias em diversos aspectos de uma planta cilíndrico-parabólica, as quais trariam maior eficiência no processo de geração de energia, tornando o CSP cada vez mais difundido.

2.3 PANORAMA MUNDIAL DO CSP E CUSTO NIVELADO DE ENERGIA

Segundo REN21 (2017), no final de 2016, 4,8 GW de energia eram produzidas através de CSP. Sendo a Espanha a líder global na produção, com 2,3 GW, seguido pelos Estados Unidos, 1,7 GW. Mostrando o grande investimento direcionado para essas tecnologias, visto que em 2011, a capacidade total de produção do CSP era de aproximadamente 1,1 GW.

A ampla utilização da energia heliotérmica não é uma opção viável em função de seu alto custo nivelado de energia, o qual contabiliza todos os custos (implantação, manutenção, operação, entre outros) esperados durante a vida de uma usina em função da potência gerada (Site heliotérmica). Em suma, esse parâmetro consegue mensurar o preço para a produção de uma unidade de energia.

Segundo World Energy Council (2016), em 2011 o kWh médio produzido por uma usina de CSP era de US\$0,331. Já em 2015, foi reduzido para US\$0,245. No entanto, esse valor

é superior ao custo nivelado de outras fontes renováveis, tal qual a eólica, cujo valor era de US\$0,06 e na hidrelétrica US\$0,046.

Apesar de apresentar um preço mais elevado, há muito interesse no desenvolvimento da energia solar por concentração. Um dos fatores que alavancam o seu uso é a capacidade de armazenamento de energia térmica (SHARMA, 2018), permitindo que o sistema conserve energia durante os picos de produção e mantenha seu volume de geração durante as horas de baixa incidência, conferindo assim, maior despachabilidade ao CSP, característica a qual não é frequente nas energias renováveis, em função da sazonalidade.

Sharma (2018), pondera alternativas para redução no custo nivelado da energia heliotérmica, entre elas: uso de materiais alternativos para a produção dos espelhos, novo design para a estrutura do suporte da calha, espelhos com maior refletividade, maiores temperaturas de operação promovendo maior eficiência térmica e utilização de fluidos térmicos alternativos.

2.4 PANORAMA ENERGÉTICO BRASILEIRO

A energia elétrica no Brasil é gerada, predominantemente, de forma sustentável através das hidrelétricas (ANEEL,2018), conforme observado na Figura 5, a qual explicita as fontes energéticas do país.



Figura 5: matriz energética brasileira.

Fonte: Adaptado de site ANEEL (2018).

É possível perceber um aumento na parcela de contribuição da energia eólica e da energia solar (fotovoltaica) com os futuros empreendimentos no Brasil, isso mostra uma maior preocupação com a inserção de novas fontes renováveis na matriz energética nacional, além de possibilitar a exploração de um potencial energético ainda pouco aproveitado. Apesar disso,

nota-se uma grande parcela das usinas em construção utilizando combustíveis fósseis, a qual tem maior impacto na emissão dos gases estufa.

Apesar de apresentar uma matriz sólida de geração de energia, a dependência pela geração através da água, em alguns casos, pode ser prejudicial. Como ocorreu na crise hídrica em 2015 do sistema Cantareira, na qual houve uma deficiência no fornecimento de água, agravada pelo índice pluviométrico na região de São Paulo na época. Em função disso, reduziu-se a geração a partir das hidrelétricas, substituindo-as por termoelétricas, o que encareceu o custo da produção de energia (CERQUEIRA, 2015).

Episódios como esse mostram a necessidade de uma diversificação nas fontes de geração de energia de um país, pois garantem maior segurança no fornecimento de eletricidade, visto que há um leque maior de opções que podem ser utilizadas em imprevistos causados por sazonalidades.

Segundo Penafiel (2011), o Brasil possui uma área de 97.700,33 km² em que é economicamente viável a implementação de uma planta CSP, pois apresentam uma taxa de irradiação maior que 6 kWh/m²/dia. Desta, 71% se encontra na região Nordeste e os outros 29% se dividem entre Mato Grosso do Sul, Paraná, São Paulo e Minas Gerais.

Atualmente, existem dois empreendimentos de CSP no Brasil, ambos utilizando a tecnologia cilíndrico-parabólica, são eles: o projeto “Coremas”, uma planta comercial em fase de planejamento, a qual tem capacidade de produção de 50MW e o projeto Helioterm, desenvolvido pela Universidade Federal de Pernambuco no município de Petrolina, a planta tem propósito de pesquisa e desenvolvimento, está em construção e tem uma capacidade de produção de 1MW (Site CSP World, 2018).

O potencial de implementação de CSP no país é alto, no entanto, ele enfrenta barreiras relacionadas ao alto custo de implementação dessa tecnologia. Sória (2015) propõe a hibridização de uma planta cilíndrico-parabólica com a biomassa, a qual provém maior estabilidade e volume na produção de energia, além de proporcionar uma redução no custo nivelado de energia. Com desenvolvimento alcançado na heliotermia, através de pesquisas e criação de usinas solares, um cenário propício para a implantação dessa tecnologia no território nacional se torna cada vez mais uma realidade.

2.5 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Segundo DeWitt et al (2003), a transferência de calor é a energia térmica em trânsito, movimento que possui como força motriz um gradiente de temperatura, ou seja, dois pontos distintos com temperaturas diferentes.

Existem três mecanismos básicos para a transferência de calor, os quais estão ligados à forma pela qual essa energia se propagará, a qual pode ser através da condução, convecção e radiação.

2.5.1 Condução

É um fenômeno associado à transferência de calor entre moléculas vizinhas, o fluxo ocorre do corpo mais energético para o menos energético. Ele pode ocorrer nos três estados físicos: sólido, líquido e gasoso.

A condução é regida pela lei de Fourier, a qual relaciona o fluxo de calor à geometria do objeto, material, espessura e gradiente de temperatura ao qual é submetido. Essa relação é descrita pela equação 2.1 (ÇENGEL e GHAJAR, 2009).

$$q'' = -k\nabla T \quad (2.1)$$

Onde:

q'' = fluxo de calor entrando na superfície [W/m²]

k = condutividade térmica [W/m.K]

2.5.2 Convecção

Descreve o modo de transferência de calor causado pela interação entre um fluido e uma superfície sólida. A convecção é a combinação de dois fenômenos: a difusão, a qual se trata da transmissão de energia por condução e a advecção, a qual representa o fluxo de calor causado pelo movimento do fluido

Esse mecanismo é equacionado pela lei do resfriamento de Newton (Equação 2.2), a qual relaciona o fluxo de calor com o gradiente de temperatura a qual o corpo é submetido (ÇENGEL e GHAJAR, 2009).

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

Onde:

h : coeficiente convectivo [W/m².K]

T_s : temperatura da superfície do sólido [K]

T_∞ : temperatura fora da camada limite do fluido [K]

Segundo o DeWitt et al (2003), a convecção é natural ocorre quando o escoamento é causado pelas forças de empuxos, as quais se originam em função da diferença de densidades no fluido em razão de um gradiente de temperatura. Já a convecção forçada ocorre quando o escoamento é induzido por uma máquina de fluxo externa, como uma bomba ou ventilador. Além disso, o fenômeno da convecção também engloba processos de transferência de calor quando ocorre mudança de fase, tais quais a ebulição e condensação.

Apesar de apresentar uma formulação simples, a convecção traz uma série de complexidades em função da definição de seu coeficiente convectivo, já que este depende das propriedades do fluido, da geometria da superfície e também das condições de escoamento ao qual é submetido. Essas particularidades são expressas em função do número de Nusselt (Nu), que representa a razão entre a transferência de calor por convecção e por condução (DEWITT et al, 2003).

Na convecção forçada, esse número é determinado como uma função do número de Reynolds (Re) e de Prandtl (Pr). O primeiro determina a característica do escoamento, para um tubo, $Re < 2300$ representa um escoamento laminar, caso contrário, ele é dito turbulento. O outro é definido pela razão entre as difusividades de momento e térmica. Ambos são definidos à seguir (DEWITT et al, 2003).

$$Re_D = \frac{\rho u D}{\mu} ; Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.3)$$

Onde,

ρ : densidade [kg/m³]

μ : viscosidade dinâmica

u: velocidade média [m/s]

D: diâmetro [m]

k = condutividade térmica [W/m.K]

c_p : capacidade calorífica [J/(m.K)]

Já na convecção natural, Nusselt é determinado por uma função do número de Rayleigh (Ra) e Prandtl. Segundo DeWitt et al (2003), esse adimensional é determinado pela seguinte equação.

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}; \nu = \frac{\mu}{\rho}; \alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (2.4)$$

Onde,

Ra_D : número de Rayleigh para um tubo

g : gravidade (m/s²)

ν : viscosidade cinemática (m²/s)

α : difusividade térmica (m²/s)

β : coeficiente de expansão térmica (K⁻¹)

2.5.3 Radiação

A radiação térmica se trata da emissão de energia por um corpo, o qual possui uma temperatura não-nula, através de ondas eletromagnéticas. Ao contrário das outras formas de transferência de calor, esse fenômeno não necessita de um meio para a sua propagação.

O fluxo de calor emitido através da radiação é descrito pela lei de Stefan-Boltzmann, a qual é descrita a seguir.

$$E = \sigma \varepsilon T_s^4 \quad (2.5)$$

Onde:

ε : emissividade do material, tal que $[0 \leq \varepsilon \leq 1]$

σ : constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^8$ [W/m².K]

Também existe o caso em que o corpo recebe energia através de radiação, esse mecanismo é frequentemente denominado irradiação, o qual é descrito da seguinte forma.

$$G = \sigma \alpha' T_{viz}^4 \quad (2.6)$$

Onde:

α' : absorvidade do material, tal que $[0 \leq \alpha \leq 1]$

T_{viz} : temperatura da vizinhança da superfície. [K]

2.5.4 Intensificação na troca de calor

Como retratado anteriormente, umas das barreiras que a calha parabólica ainda enfrenta é o seu alto custo de implantação, o que acarreta em um alto custo nivelado de energia. Em função disso, muito se tem estudado para aumentar a eficiência térmica do tubo absorvedor, já que ao aumentar a eficiência do sistema, menor será a demanda de radiação para alcançar um mesmo estado final. Assim, requer-se uma menor área de espelho e, em consequência, um menor investimento (BELLOS et al, 2017a).

A eficiência térmica de um sistema CSP, conforme descrito por Bellos (2017b), é definida pela seguinte função.

$$\eta_{th} = \frac{Q_s}{Q_u} = \frac{A_a \cdot G_b}{m c_p (T_{ms} - T_{me})} \quad (2.7)$$

Onde η_{th} é a eficiência térmica do coletor solar, a energia solar disponível (Q_s), a energia útil aproveitada pelo fluido (Q_u), A_a representa a área de abertura dos espelhos, G_b a irradiação solar, c_p é a capacidade calorífica do fluido, T_{me} e T_{ms} representam as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante, respectivamente.

Como pode ser visto pela Equação 2.7, a eficiência térmica do coletor solar sistema dependerá da temperatura de saída do tubo absorvedor. Então, devem ser encontrados meios de se conseguir, para os mesmos parâmetros de projetos, potencializar as trocas de calor no tubo de forma que o fluido térmico deixe o tubo à uma temperatura mais elevada.

Existem diversas maneiras para se intensificar a performance térmica de um escoamento interno, caso no qual o coletor se encaixa. No entanto, todas as técnicas possuem o mesmo objetivo, aumento o coeficiente de troca de calor entre o fluido térmico e o tubo absorvedor. (BELLOS et al, 2017b).

Esse aumento pode ser realizado através do aumento da turbulência no escoamento, aumento da área efetiva de troca térmica entre a superfície do tubo e o fluido, além da indução de escoamento secundário ou rotacional (TOO e BENITO, 2013).

Além do ganho em eficiência térmica, os métodos de intensificação também diminuem as deformações no tubo absorvedor, as quais são causadas em função do gradiente de

temperatura que é criado em seu interior (BELLOS et al, 2017a). Isso ocorre em função de apenas uma parte do tubo estar exposta à radiação solar.

No entanto, a utilização desses mecanismos também causa um aumento na queda de pressão e, conseqüentemente, um aumento no trabalho requerido pela bomba para realizar o escoamento (TOO e BENITO, 2013).

Logo, deve-se tomar cuidado ao realizar as modificações no tubo absorvedor, para que se consiga potencializar as trocas térmicas e, portanto, aumentar o coeficiente convectivo do fluido, mas ao mesmo tempo não elevar demais o aumento de pressão. De forma que o ganho de eficiência através da intensificação seja maior que o acréscimo no trabalho exigido da bomba hidráulica (DEWITT, 2003).

2.6 ELEMENTOS FINITOS

O método dos elementos finitos (MEF) é utilizado para encontrar uma solução aproximada para equações diferenciais parciais, as quais podem ser estacionárias, quando a propriedade física analisada não apresenta variação ao longo do tempo, ou transientes, quando ocorre a variação em função do tempo (SOUZA, 2003).

Segundo Giachinni (2012) ao analisar domínios de funções que apresenta uma forma simples, tais quais retângulos ou discos, é possível obter a solução analítica das equações diferenciais parciais através de séries de Fourier. No entanto, ao se trabalhar com geometrias mais elaboradas, há a necessidade de se recorrer aos métodos numéricos.

O MEF se baseia na discretização do domínio original analisado em diversas formas geométricas mais simples, as quais são conectadas entre si por pontos, chamados de nós. O conjunto formado pelos pontos e elementos subdivididos é chamada de malha de elementos finitos, a qual é representada pela Figura 6 (SOUZA, 2003).

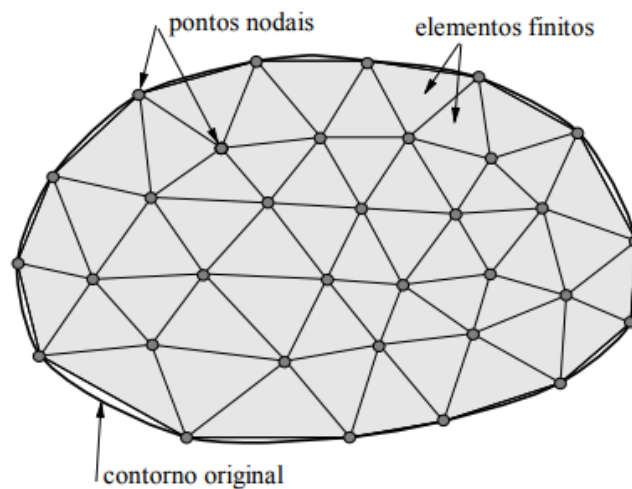


Figura 6: exemplo de malha de elementos finitos.

Fonte: Souza (2003)

A equação parcial original é aplicada em cada nó da malha formada, a qual, em conjunto com as condições de contorno do problema avaliado, permite encontrar a solução aproximada. Em suma, o MEF é uma forma de facilitar a resolução de problemas os quais são de difícil solução analítica.

Esse método numérico é amplamente utilizado em diversas áreas da ciência, Lotti et al (2006) mostra diversas aplicações do MEF na Odontologia, o qual pode ser usado para determinar a distribuição de tensões em um dente, a carga exercida em implantes, ou até para avaliar a resistência de base dos braquetes. Reforçando os benefícios da união de conhecimentos entre a Engenharia e Odontologia para o desenvolvimento de novas tecnologias.

Apesar de proporcionar menor complexidade durante a resolução de uma equação diferencial parcial, o MEF recorre a diversas operações algébricas, as quais demandam um grande intervalo de tempo para a sua solução. Com o advento de algoritmos e softwares para a realização do cálculo numérico, esse método ganhou popularidade e agilidade, permitindo sua vasta aplicação.

Na área dos fenômenos de transportes podemos ressaltar o SolidWorks Flow Simulation, o Ansys FLUENT e o Comsol Multiphysics como fortes expoentes, os quais podem ser vistos em diversas literaturas, em especial relacionadas ao CSP.

Um exemplo foi o estudo de Wu et al (2014), o qual utilizou o FLUENT para analisar as características do tubo absorvedor de uma calha CSP, verificou-se a distribuição de

temperatura no coletor, a variação de temperatura no mesmo em função da velocidade do fluido térmico e a relação entre a temperatura no tubo e o tempo.

3 METODOLOGIA

Inicialmente, foi descrito um modelo para a calha parabólica a qual seria avaliada. A Tabela 1 destaca os aspectos construtivos adotados para o protótipo, tanto para a superfície refletora, quanto o tubo absorvedor, estes serão adotados no decorrer de todas as análises.

Tabela 1: características dimensionais da calha e do tubo absorvedor.

Calha coletora		Tubo absorvedor	
Comprimento	4m	Comprimento	4m
Abertura	3,44m	Diâmetro externo	0,053m
Distância focal	1,121m	Diâmetro interno	0,05m
Altura	0,086m	Material	Aço AISI 1020

Fonte: adaptado de Carmo (2016).

As alterações realizadas no comprimento, material, diâmetro e espessura do absorvedor ocorreram em função de especificidades para implantação do projeto, custo e facilidade de obtenção do material na região.

A Figura 7 representa uma parábola, na qual são indicadas as suas principais medidas

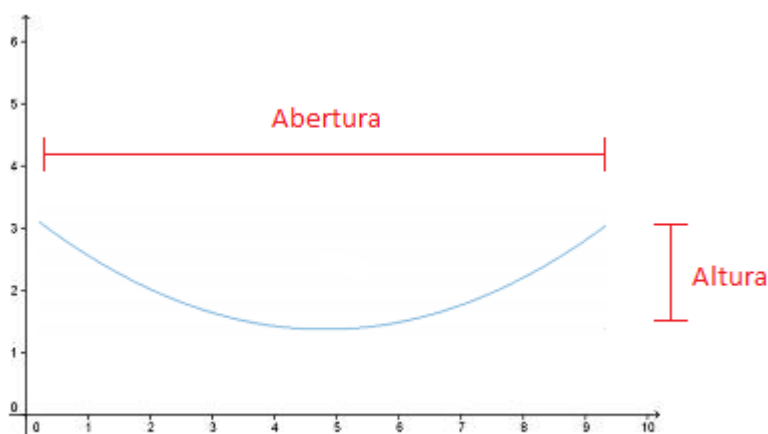


Figura 7: exemplificação da parábola.

Fonte: o autor (2018)

Para a criação e análise do tubo absorvedor de uma calha parabólica foi utilizado o software Comsol Multiphysics, o qual utiliza o método dos elementos finitos para análise de diversos fenômenos físicos, dentre eles os de transporte que serão avaliados: o escoamento de um fluido e a transferência de calor.

Para a análise do primeiro, o programa utiliza como referência a equação da continuidade, da conservação de momento, descrita pelas Equações 3.1 e 3.2, respectivamente, adicionando particularidades em sua formulação original as quais adaptações em seu próprio código (COMSOL, 2012).

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-\rho \mathbf{I} + \boldsymbol{\tau}] + \mathbf{F} \quad (3.2)$$

Onde:

ρ : densidade [kg/m³]

t: tempo [s]

\mathbf{u} : vetor velocidade [m/s]

p: pressão [Pa]

$\boldsymbol{\tau}$: tensor da tensão viscosa [Pa]

\mathbf{F} : vetor de força volumétrica [N/m³]

Já para a análise da transferência de calor, o software utiliza a lei de Fourier, previamente descrita pela equação 2.1, para análise da condução em sólidos. Além disso, utiliza a equação da conservação de energia para análise da transferência de calor que ocorre no fluido, a qual é descrita pela seguinte equação (COMSOL, 2012).

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + \mathbf{Q} \quad (3.3)$$

Onde:

ρ : densidade [kg/m³]

t: tempo [s]

T: temperatura [K]

\mathbf{u} : vetor velocidade [m/s]

c_p : capacidade calorífica [J/(kg.K)]

k: condutividade térmica [W/(m.K)]

Q: calor gerado [W/m³]

Para a simulação de operação do tubo absorvedor, foi necessário definir algumas condições climáticas para o cálculo de seu desempenho. Foram utilizados dados coletados do LAMET, laboratório de metrologia da Universidade Estadual do Norte Fluminense Darcy Ribeiro, os quais contemplavam medições meteorológicas realizadas entre 16 de maio de 2016 e 19 de abril de 2017 na cidade Macaé, Rio de Janeiro.

Dentre as informações coletadas estavam: temperatura média do ar, média da radiação global e média da radiação difusa. Para a análise do tubo absorvedor, foram utilizadas as condições climáticas do momento de maior radiação normal média, a qual era obtida à partir da subtração da radiação difusa da global. Este foi registrado no dia 20 de dezembro de 2016, às 11h e 37 minutos. Apresentando um nível de radiação direta de 1018,8 W/m² e uma temperatura média do ar de 29,44°C.

Como o LAMET se localiza na mesma cidade de instalação da planta piloto e é o local mais próximo que apresenta a medição de variáveis meteorológicas, essas condições climáticas foram extrapoladas para a operação do projeto.

Definido o índice de radiação direta no campo de espelhos, é preciso determinar a radiação incidente no tubo absorvedor. Amina (2016) mostra a distribuição do fluxo térmico dos raios solares, a qual é determinada através do método “Monte Carlo Ray Trace”, um método para a geração dos raios incidente de forma aleatória, relacionando a taxa de concentração local em função da direção radial.

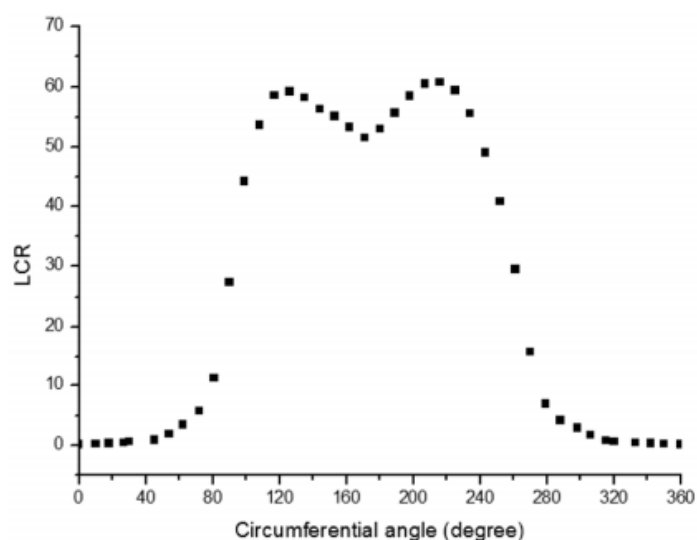


Figura 8: distribuição do índice local de concentração em função da posição.

Fonte: Amina (2016)

Como mostrado na Figura 8, é possível observar que existe concentração dos raios solares entre os ângulos de 80 à 280° e as maiores taxas de concentração estão localizadas entre 120 e 240°, contemplando aproximadamente 1/3 da superfície externa do absorvedor.

Conforme discutido por Bijarniya et al (2016), a taxa de concentração local pode ser definida pela seguinte equação.

$$LCR = \frac{\text{Área total do heliostato (m}^2\text{)}}{\text{Área do receptor (m}^2\text{)}} \quad (3.4)$$

Para determinar a taxa de concentração local para o projeto, foram necessárias algumas considerações. Observando a Figura 8 é possível observar que só existe concentração dos raios solares em, aproximadamente, metade do tubo, o que contemplaria sua região inferior e também que os maiores níveis de concentração se encontram em apenas 1/3 de sua área superficial.

Portanto, é uma aproximação justificável, utilizar a metade inferior da área do tubo como a região em que serão refletidos os raios solares para a determinação do índice de concentração local e usá-lo, em sua totalidade, em apenas 1/3 da superfície externa do tubo absorvedor.

3.1 DETERMINAÇÃO DO FLUXO IRRADIANTE NO ABSORVEDOR

Primeiramente, foi preciso determinar a área da superfície de espelhos, para isso, precisa-se determinar a área superficial da calha parabólica, a qual pode ser vista como o produto entre o segmento formado pelo arco da parábola e o comprimento da estrutura.

O comprimento do arco de um segmento de uma função qualquer, segundo Silva (2010), pode ser determinado pela seguinte equação.

$$C = \int_a^b \sqrt{1 + \left(\frac{d}{dx} f(x)\right)^2} dx \quad (3.5)$$

Onde C representa o segmento em questão, a e b são os limites de integração e f(x) a função que desejamos descobrir o comprimento.

À partir dos dados da calha parabólica descritos na Tabela 1, foi possível determinar uma equação para descrever a parábola base dessa superfície. Uma parábola pode ser descrita da seguinte forma (E-CÁLCULO,2018)

$$y = \frac{1}{4f} x^2 \quad (3.6)$$

Onde f representa o foco da parábola.

Substituindo os valores contidos na tabela 1, temos que a parábola base da superfície de espelhos é descrita por $y = 0,223x^2$.

Em seguida, utilizando a função encontrada, aplicando os limites de integração, podemos reescrever a equação 3.5 da seguinte forma.

$$C = 2 \int_0^{1,72} \sqrt{1 + (0,446x)^2} dx \quad (3.7)$$

Resolvendo a integral definida pela Equação 3.7, aplicando uma substituição trigonométrica, encontra-se um comprimento de arco igual à 3,476 m. Logo, a calha parabólica contemplará uma área de 13,905m².

Apesar de apresentar uma superfície completamente coberta por espelhos, nem toda sua área será efetivamente usada para reflexão, em função do efeito de sombreamento causa por alguns componentes do próprio conjunto do CSP. Numa situação hipotética do sol posicionado exatamente acima da calha parabólica, é intuitivo afirmar que o tubo absorvedor provocará uma sombra na calha parabólica, a qual será uma projeção do próprio tubo. Então, pode-se afirmar que a área efetiva de reflexão seria a área total da calha subtraída da forma geométrica formada pela sombra.

Como a análise deste trabalho se baseia numa medição próxima ao horário de meio-dia, essa suposição do sol posicionado normal à superfície da calha se mostra uma boa aproximação. Sendo assim, podemos considerar o índice de concentração local descrito por.

$$LCR = \frac{\text{Área da calha} - \text{Área da sombra}}{\text{Metade da área superficial do tubo}} = \frac{C.L - D.L}{\pi D.L} \quad (3.8)$$

Assim, encontrou-se um LCR de 41,765. Portanto, na situação descrita, tem-se um fluxo de 42,55kW/m² incidindo em 1/3 da área superficial externa do tubo absorvedor.

3.2 MODELAGEM NO SOFTWARE

Após a definição das condições atmosféricas para execução do projeto e dos aspectos físicos do tubo absorvedor, foi possível transcrever as informações no software Comsol Multiphysics para simulação do comportamento do perfil de temperatura no fluido térmico.

Primeiramente, modelou-se o tubo absorvedor, conforme os dados da tabela 1 e criou-se a malha de elementos finitos, como é mostrado na Figura 9.

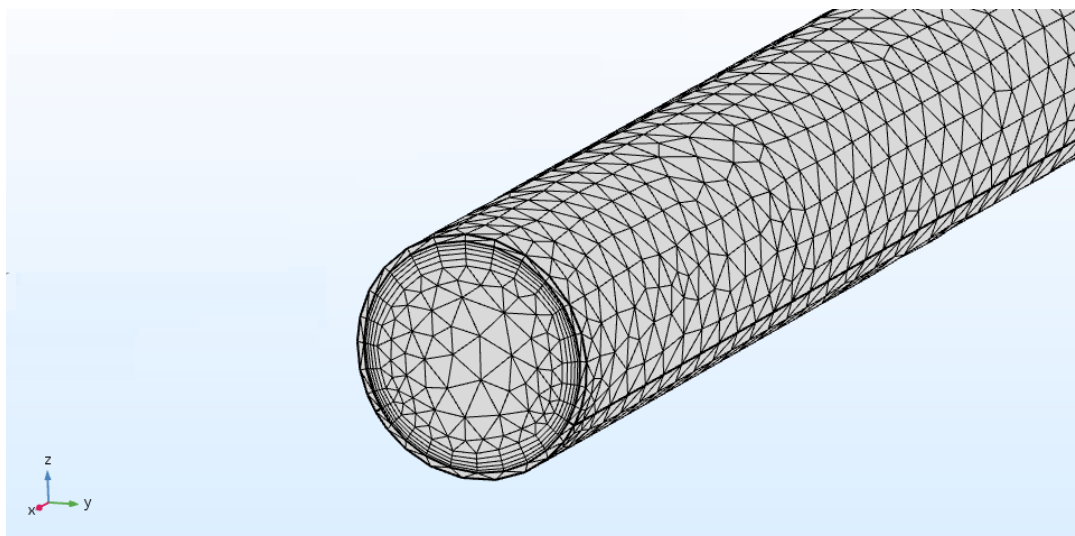


Figura 9: malha de elementos finitos do tubo absorvedor.

Fonte: O autor (2018)

Em função da restrita capacidade de processamento do equipamento utilizado para o desenvolvimento da pesquisa, não foi possível utilizar um alto refino de malha, pois a mesma exigia uma alta capacidade de memória, a qual não era suportada.

Em seguida, foram definidas as condições de contorno associadas aos fenômenos estudados, levando em consideração as seguintes hipóteses:

- escoamento compressível.
- escoamento completamente desenvolvido.
- Regime permanente.
- Temperatura ambiente de 302,6 K.
- Sem alteração de fase.

A escolha pelo escoamento compressível se deu em função da grande variação de temperatura sofrida no fluido térmico a qual leva, por consequência, à uma variação significativa no valor da densidade do mesmo. Impossibilitando a simplificação de um escoamento incompressível.

Uma das condições foi a perda de calor por convecção natural na parede externa do tubo, a qual é pela lei de resfriamento de Newton, descrita pela Equação 2.2. Foi considerado o caso de um tubo horizontal longo, para o qual existe a seguinte correlação de Nusselt.

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.9)$$

Além disso, também há a perda de calor por radiação, a qual foi anteriormente definida pela equação 2.5. Na região de entrada do fluido foi fixada uma temperatura e uma velocidade média. Na região de saída foram consideradas as condições de *Outflow* e *Outlet*, as quais significavam, respectivamente, fluxo de calor nula e pressão nula na saída do tubo.

Também, foi adicionado um fluxo de calor de 42250W/m² foi adicionado a 1/3 da área superficial do tubo absorvedor. Todas as outras superfícies foram tratadas como isoladas termicamente e na superfície interna do tubo foi utilizada a condição de parede, a qual proporciona o não escorregamento, ou seja, a velocidade do fluido na interface com o tubo é igual à zero.

A Figura 10 esquematiza a disposição das condições de contorno do tubo absorvedor.

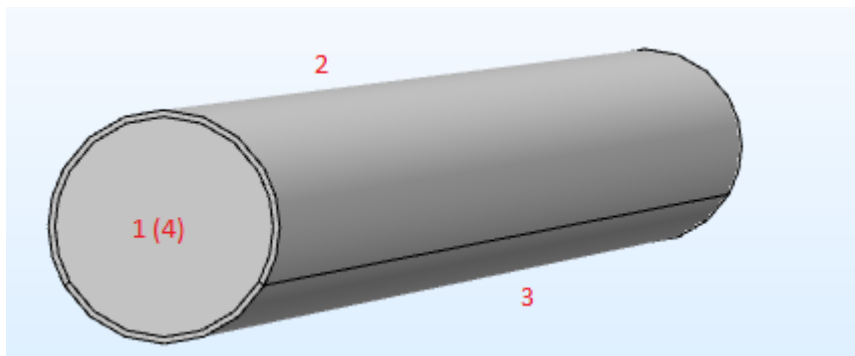


Figura 10: distribuição das condições de contorno no tubo absorvedor.

Fonte: O autor (2018)

Na superfície 1 foram utilizadas as condições de temperatura fixa e velocidade de entrada, na superfície oposta (4), foram colocadas o *Outflow* e *Outlet*. Na região 3 foi adicionado o calor incidente no tubo e as perdas por radiação e convecção natural foram utilizadas nos contornos 2 e 3.

Para a solução das equações diferenciais, foi utilizado o modelo *Multiphysics*, o qual permite trabalhar simultaneamente com dois fenômenos físicos distintos. Nesse caso, foram acoplados os fenômenos da mecânica dos fluidos à transferência de calor. Permitindo avaliar a variação de temperatura no fluido térmico em seu percurso pelo tubo, ou seja, ao longo de seu comprimento.

Para os escoamentos turbulentos, os quais apresentam Reynolds superiores à 2300, foi adotado o modelo de turbulência k-ε. De acordo com o site Comsol Blog (2018), esse modelo de turbulência resolve a equação para duas variáveis, “k” é a energia cinética turbulenta e “ε” a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta. Esse modelo apresenta um bom índice de convergência e requer menos robustez computacional, o que motivou a sua escolha.

Além disso, é notável a sua frequente aparição em bibliografia à simulações de escoamento no tubo absorvedor, como pode ser observado nos trabalhos de Bellos et al (2017a) e Wu (2014).

Conforme avaliado pelo Comsol Blog (2018), o modelo k-ε não apresenta o resultado mais preciso da descrição do escoamento. No entanto, em função de limitações computacionais e do nível de exatidão requerido na pesquisa, esse modelo se mostrou eficaz para a descrição do escoamento no tubo absorvedor.

Para um escoamento turbulento, o Nusselt médio é determinado por (DEWITT et al, 2003):

$$\overline{Nu}_D = 0,023Re_D^{0,8}Pr^{0,4} \quad (3.10)$$

3.3 DADOS

Durante as simulações foram utilizados quatro fluidos térmicos: Therminol 66, Therminol VP-59, Therminol VP-01 e Syltherm 800. Os gráficos na Figura 11 explicitam as propriedades termofísicas desses materiais, as quais são necessárias para a solução das equações de transferência de calor e escoamento.

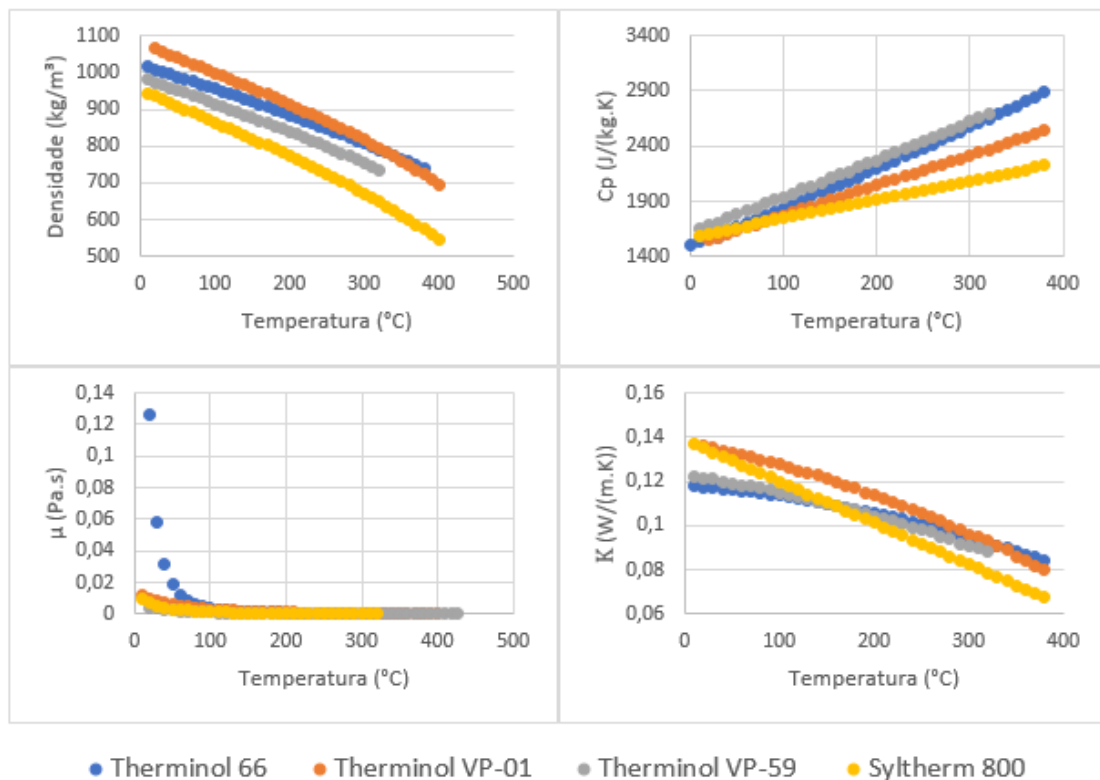


Figura 11: propriedades termofísicas dos fluidos térmicos.

Fonte: adaptado de Therminol 66 (2018), Syltherm 800 (2018), Therminol VP-01 (2018), Therminol VP-59 (2018).

A emissividade do aço AISI 1020 é um parâmetro fornecido pelo próprio software e é definida uma emissividade de 0,828 até 589 K, a partir desse patamar, esse parâmetro segue a seguinte equação.

$$\varepsilon = 1,395 - 0,004T_s + 8,010 \cdot 10^{-6} \cdot T_s^2 - 5,970 \cdot 10^{-9} \cdot T_s^3 + 1,373 \cdot 10^{-12} T_s^4 \quad (3.11)$$

3.4 SIMULAÇÕES

Essa etapa pode ser dividida em três blocos de experimentações, a primeira, buscava avaliar as características do escoamento e da transferência de calor mediante variação da vazão de entrada do fluido térmico.

Em seguida, foram definidas as características dos fenômenos de transporte no tubo absorvedor para diversas faixas de temperatura e utilizando diferentes fluidos térmicos.

Finalizando, foram inseridas 4 aletas longitudinais no tubo, em três configurações distintas, para a análise da intensificação da eficiência térmica no sistema.

3.4.1 Análise da vazão

Para avaliar o comportamento do fluido térmico em diferentes situações, foram utilizadas as seguintes condições:

- Temperatura na entrada de 373,15 K.
- Therminol 66 como fluido térmico.
- Vazões de entrada de 28,7 a 143,5 L/min.

A escolha de patamares para velocidade nessa pesquisa foi embasada no estudo de Bellos (2017a), permitindo maior comparação entre os dados.

Primeiramente, verificou-se o impacto da velocidade do fluido no gradiente de temperatura formado em sua seção transversal, ou seja, a máxima diferença de temperatura observada ao passar um plano cortando a estrutura do tubo.

Em seguida, foram determinadas as temperaturas médias na região de entrada (T_{me}), saída (T_{ms}), em todo o domínio de fluido (T_f) e na superfície interna da parede do tubo (T_t). Todas as propriedades termofísicas, assim como os números de Reynolds e Prandtl foram determinados para a temperatura média do fluido.

Com isso, foi possível definir a eficiência térmica do sistema (eq. 2.7) e o coeficiente convectivo médio de transferência de calor entre o tubo e o fluido térmico, o qual é descrito pela seguinte equação.

$$h = \frac{Q_u}{A_t \cdot (T_t - T_f)} \quad (3.12)$$

Onde, A_t é a área da superfície interna do tubo, a qual fica em contato com o fluido.

Finalizando, foi determinado o número de Nusselt para cada situação.

3.4.2 Análise dos fluidos térmicos

Nessa etapa, foram avaliadas a eficiência térmica no tubo absorvedor para o escoamento dos quatro fluidos térmicos distintos. Utilizou-se as seguintes condições:

- Temperatura na entrada de 373,15, 473,1, 573,15 e 673,15 K..
- Therminol 66, Syltherm 800, Therminol VP-01 e Therminol VP-59 como fluido térmico.

- Velocidade de entrada de 0,244 m/s.

Com isso, foi possível definir a eficiência térmica do sistema (Equação 2.7) e o coeficiente convectivo médio de transferência de calor entre o tubo e o fluido térmico (Equação 3.12).

Para cada patamar de temperatura, foram definidas as temperaturas médias de entrada, saída, do fluido e da superfície interna. Permitindo o cálculo da eficiência térmica, coeficiente convectivo e número de Nusselt em cada situação.

3.4.2 Análise da intensificação na transferência de calor

Para última análise, foram adicionadas aletas longitudinais retangulares no tubo, em três modelos distintos, as quais possuíam 6, 8 e 10 mm de altura, todas com 6 mm de largura. A Figura 12 ilustra a nova forma do tubo.

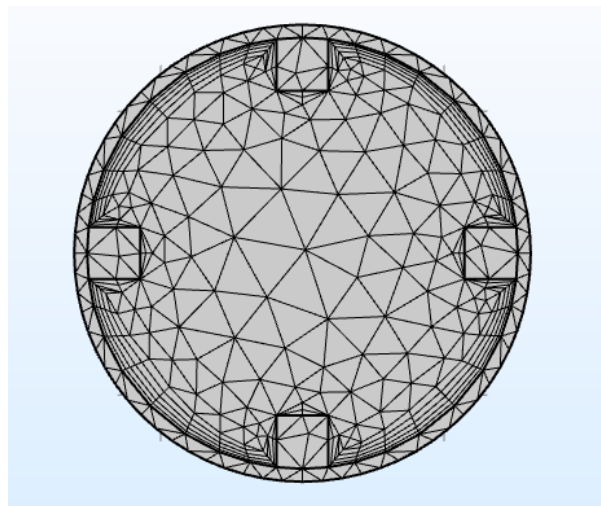


Figura 12: malha de elementos finitos com as aletas longitudinais.

Fonte: o autor (2018)

Durante a simulação, foram utilizadas as seguintes condições:

- Temperatura na entrada de 373,15 K.
- Therminol 66 como fluido térmico.
- Velocidade de 0,244 m/s.

Foi realizado o cálculo da eficiência térmica, coeficiente convectivo e número de Nusselt em cada situação.

Além de avaliar o aumento na eficiência térmica do sistema, Bellos et al (2017a) propõe dois parâmetros (Equação 3.13) para avaliação da variação no fator de atrito e no gradiente de pressão que surgem com a inserção dos mecanismos de intensificação, o primeiro avalia a intensificação térmica para um mesmo trabalho e o segundo para uma mesma variação de pressão.

$$n_I = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} ; n_{II} = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/2}} \quad (3.13)$$

Onde o f representa o fator de atrito e o índice 0 indica a situação de tubo liso (sem aletas).

De acordo com Amina (2016) o fator de atrito para escoamento turbulento é especificado por Darcy da seguinte maneira.

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{L}{D} \rho \frac{v^2}{2}} \quad (3.14)$$

Onde Δp representa o gradiente de pressão ao qual o fluido é submetido.

Através dos índices de eficiência propostos é possível avaliar se a inserção de elementos para intensificação da troca térmica propicia benefício para o sistema, avaliando além dos parâmetros térmicos, as condições de escoamento do fluido.

Quando o índice apresenta um valor maior que 1, o ganho na troca de calor compensa o trabalho a mais requisitado da bomba para a realização do escoamento.

As relações de Reynolds, fator de atrito e Nusselt, as quais utilizam o diâmetro do tubo como um parâmetro de entrada, sofrem uma alteração ao se inserir as aletas longitudinais, pois há uma diferença na área molhada entre esses casos e o tubo liso. Nessas situações utiliza-se o conceito de diâmetro hidráulico, de acordo com El-Sayed et al (2012), o qual define um diâmetro equivalente a um tubo liso e é descrito pela seguinte equação.

$$D_h = \frac{4A_s}{P} \quad (3.15)$$

Onde A_s representa a área superficial do tubo e P o perímetro da área molhada, ou seja, a área em contato com o fluido.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 ANÁLISE DA VAZÃO

Primeiramente, foi avaliado o gradiente de temperatura na seção transversal do fluido, para as diferentes velocidades de entrada, ao longo do comprimento do tubo absorvedor, como é mostrado na Figura 13.

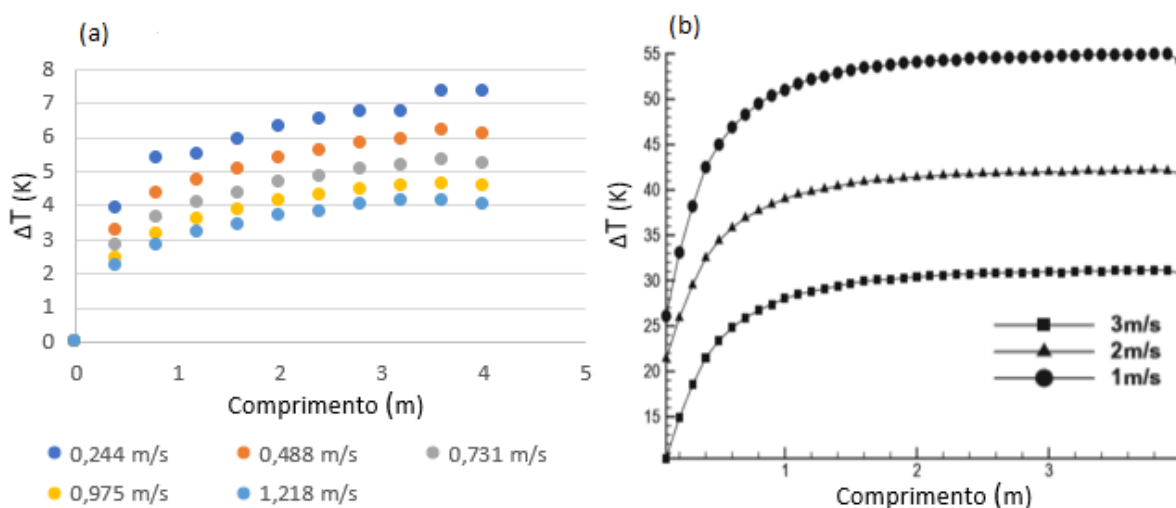


Figura 13: relação entre gradiente de temperatura e comprimento do tubo (a) simulação (b) adaptado de Wu et al (2017).

Fonte: o autor (2018).

É possível perceber que há um maior gradiente de temperatura para os menores níveis de velocidade, tal comportamento também é identificado por Wu et al (2017) em seu trabalho, no qual nota-se maior homogeneidade na temperatura do tubo para maiores vazões.

No entanto, os gradientes exibidos na Figura 13 se mostram inferiores aos encontrados por Wu et al (2017), isso ocorreu em função do método de análise, nesse trabalho houve a avaliação apenas da área da seção transversal em que se encontrava o fluido térmico, desconsiderando a temperatura do tubo absorvedor na mesma região, o qual é levado em conta na literatura. Como o tubo atinge maiores patamares de temperatura na região em que incide a radiação, maiores gradientes são gerados.

A redução da diferença de temperatura com o acréscimo na velocidade pode ser explicada em função das características do escoamento, ao aumentar a velocidade de entrada no fluido, há um incremento no número de Reynolds, isso leva a uma maior turbulência e, por consequência, maior perturbação. Como consequência, há um aumento na troca térmica no próprio fluido.

Em seguida, foi analisada a temperatura média do fluido ao longo de seu comprimento, a qual é descrita pela Figura 14.

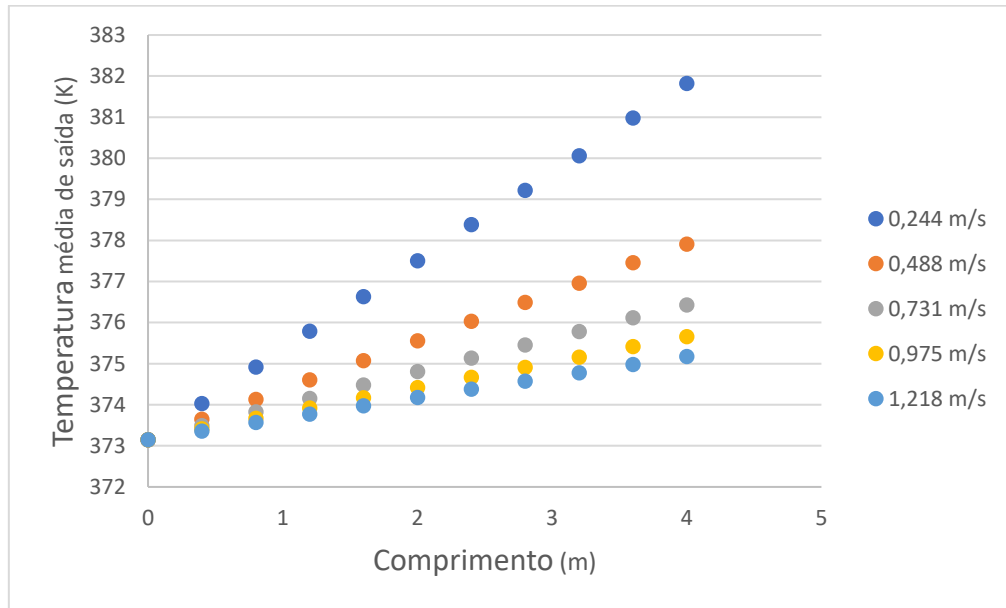


Figura 14: relação entre a temperatura média de saída e comprimento do tubo.

Fonte: o autor (2018).

Percebe-se que a temperatura apresenta um comportamento linear em função do comprimento da tubulação, o que permite realizar extrapolações, descrevendo a temperatura média em todos os pontos do tubo absorvedor e, além disso, prever a temperatura em um ponto além do comprimento total. As Equações 4.1 a 4.5 descrevem a temperatura média em uma determinada posição “x” do tubo para uma velocidade de 0,244, 0,488, 0,731, 0,975 e 1,218 m/s, respectivamente.

$$T(x) = 373,172 + 2,164x \quad 4.1$$

$$T(x) = 373,172 + 1,188x \quad 4.2$$

$$T(x) = 373,168 + 0,819x \quad 4.3$$

$$T(x) = 373,165 + 0,625x \quad 4.4$$

$$T(x) = 373,163 + 0,506x \quad 4.5$$

A eficiência térmica para os diferentes patamares de vazão de entrada é descrita pela Figura 15.

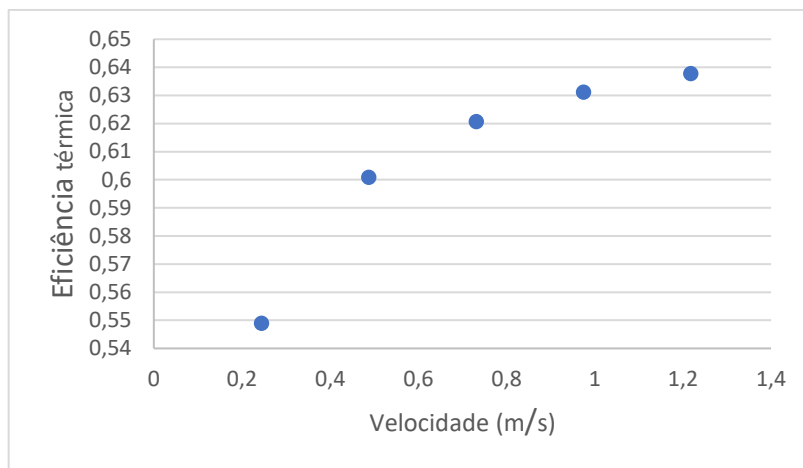


Figura 15: eficiência térmica do sistema em função da velocidade.

Fonte: o autor (2018).

Intuitivamente, pode-se pensar que o caso de velocidade 0,244 m/s apresenta maior eficiência térmica, visto que neste há uma maior temperatura média na saída do tubo absorvedor. No entanto, como visto na Figura 15, o aumento na velocidade do fluido propicia uma maior eficiência térmica. Isso ocorre em função da absorção de maior quantidade de energia pelo fluido, visto que a massa aumenta com o aumento da vazão. Então, apesar de apresentar uma menor temperatura final, a quantidade de energia absorvida nesse processo é maior.

Além disso, observa-se um maior coeficiente convectivo, o que leva a um maior número de Nusselt, como mostrado na Figura 16, a qual compara o Nusselt obtido pela simulação com o calculado através da Equação 3.10.

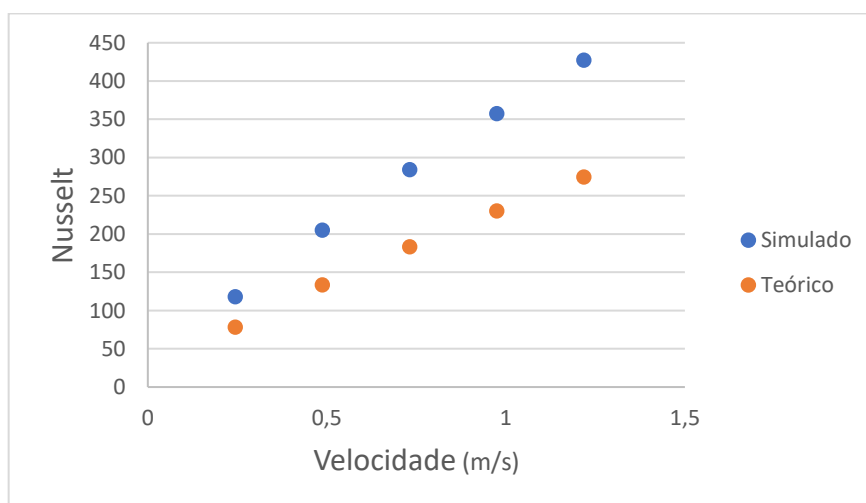


Figura 16: comparação entre Nusselt estimado e obtido em função da velocidade.

Fonte: o autor (2018).

Esse comportamento já era esperado, pois como visto na equação 3.10, o Nusselt para o caso de um escoamento turbulento só depende do número de Prandtl e Reynolds. O primeiro, apresenta pouca variação, já que é somente função das propriedades termofísicas, já o Reynolds, varia em função da velocidade. Portanto, era esperado um maior coeficiente convectivo com o aumento da velocidade.

Apesar de apresentar desempenho coerente com o esperado pela teoria, houve uma discrepância entre os valores estimados e simulados, cerca de 35%. DeWitt (2003) diz que a correlação utilizada é apropriada para fluxo térmico uniforme e pequeno gradiente de temperatura entre a superfície e o fluido, ambas as condições não são atendidas no sistema, o que pode gerar essa discrepância observada.

A Figura 17 mostra o perfil de temperatura na saída do tubo absorvedor para as diferentes velocidades simuladas.

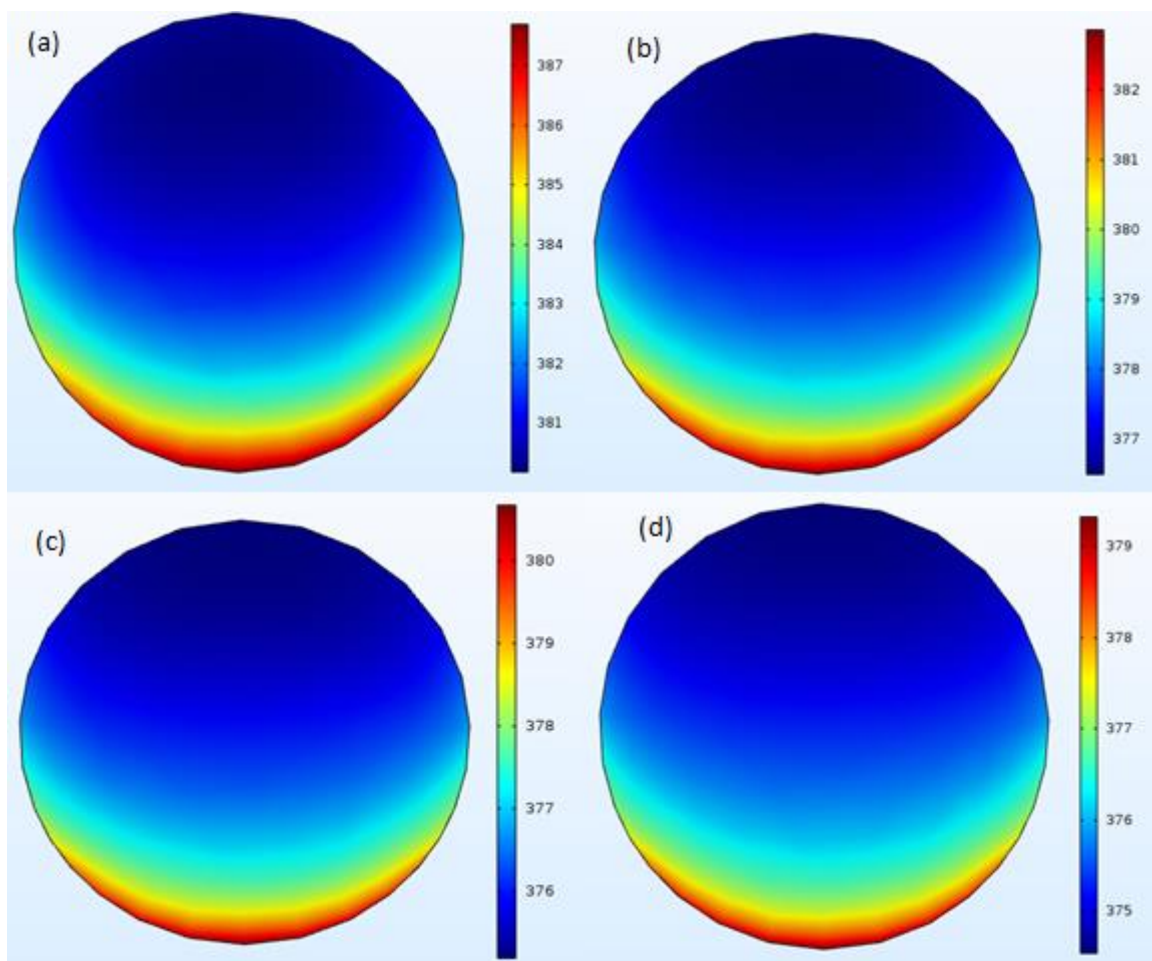


Figura 17: perfil de temperatura para velocidade de (a) 0,244 m/s, (b) 0,488 m/s, (c) 0,731 m/s e (d) 0,975 m/s.

Fonte: o autor (2018).

É possível perceber que o aumento na velocidade não impacta na distribuição da temperatura no fluido térmico, visto que quase não há diferença entre os perfis mostrados. Nota-se uma pequena homogeneização da temperatura, mas nenhuma mudança significativa.

4.2 ANÁLISE DOS FLUIDOS TÉRMICOS

Em relação aos diferentes fluidos térmicos, avaliou-se a temperatura média de saída para cada um, nos diferentes patamares de temperatura, como é mostrado na tabela seguir.

Tabela 2: temperatura média de saída para os quatro fluidos térmicos.

Ti (K)	Temperatura de saída (K)			
	Therminol 66	Syltherm 800	Therminol VP-01	Therminol VP-59
373,15	381,8254	383,31	382,76	382,49
473,15	479,93	481,57	480,56	480,28
573,15	577,15	578,59	577,71	577,45
673,15	673,6	673,73	673,5	673,65

Fonte: o autor (2018).

Observa-se que o Syltherm 800 apresentou o maior incremento médio de temperatura, alcançando a faixa de 383,31 K, seguidos pelo Therminol VP-01 e Therminol VP-59, os quais apresentaram, respectivamente, 382,76 K e 382,49 K. Tal fato também foi constatado por Mon et al (2015), em seu estudo foi realizada a comparação entre os três fluidos térmicos em uma tubulação de 66 mm de diâmetro e uma irradiação solar de 938 W/m².

Esse comportamento ocorre em função da menor capacidade calorífica do Syltherm 800, isso leva a uma menor quantidade de energia para o ganho de temperatura e, assim, alcançar patamares mais elevados.

Em seu trabalho, Mon et al (2015), afirma que a utilização do Syltherm 800 é mais indicada para a operação de uma planta CSP. No entanto, ao analisar a eficiência térmica dos fluidos térmicos, observamos um panorama um pouco diferente. Como pode ser observado na Figura 18.

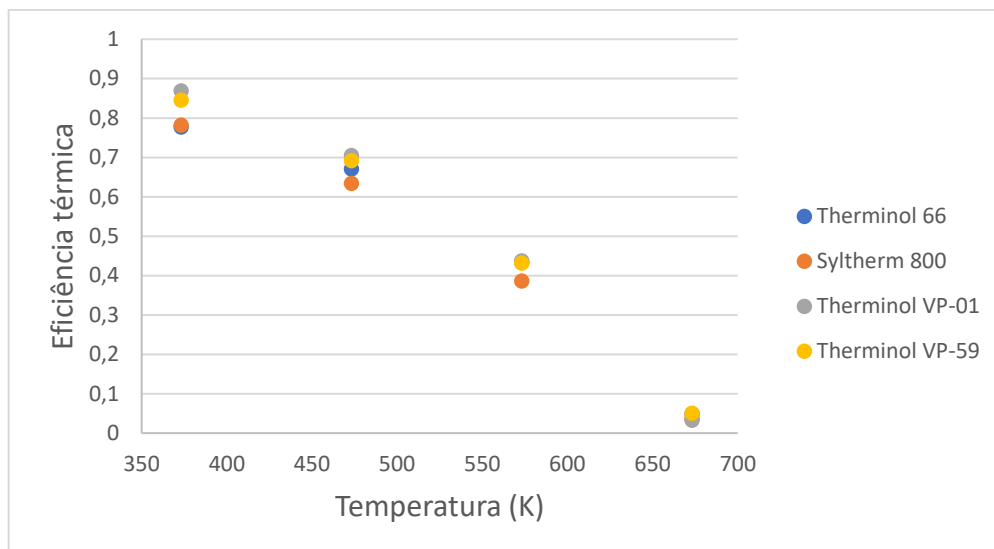


Figura 18: eficiência térmica em função da temperatura de entrada para os diferentes fluidos térmicos.

Fonte: o autor (2018).

Nota-se que, apesar de não apresentar o patamar mais elevado de temperatura, o Therminol VP-01 apresenta um maior índice de eficiência térmica na faixa dos 373 aos 573 K, enquanto o Syltherm 800, o qual apresenta a maior temperatura média nesse intervalo, apresenta o menor. Isso pode ser explicado pela vazão mássica e capacidade calorífica, os quais através da equação (X do calor), possuem grande influência na quantidade de energia absorvida pelo corpo durante a troca térmica, possibilitando uma maior absorção apresentando um menor gradiente de temperatura.

Além disso, há um decréscimo na eficiência térmica em função do aumento de temperatura. Esse comportamento também é observado por Bellos et al (2017a) e pode ser explicado pelo aumento das perdas térmicas, as quais ocorrem em função de um maior gradiente entre a temperatura da superfície e do ambiente.

Neste trabalho, há uma redução mais significativa na eficiência térmica do que encontrado na literatura, isso ocorre em função do modelo que está sendo utilizado para análise. Em sua maioria, os tubos absorvedores do CSP são envolvidos por invólucros de vidro e no espaço formado entre este e o absorvedor é gerado vácuo, inibindo as perdas por radiação e convecção natural. Ambos os fenômenos são considerados nesse estudo e a radiação aumenta em função do gradiente de temperatura na quarta potência. Isso, aliado à alta emissividade aço AISI 1020, provoca esse decréscimo considerável na eficiência do sistema.

Outra análise realizada foi da capacidade de troca térmica, definida pelo número de Nusselt, para os quatro fluidos. Essa relação é mostrada na Figura 19.

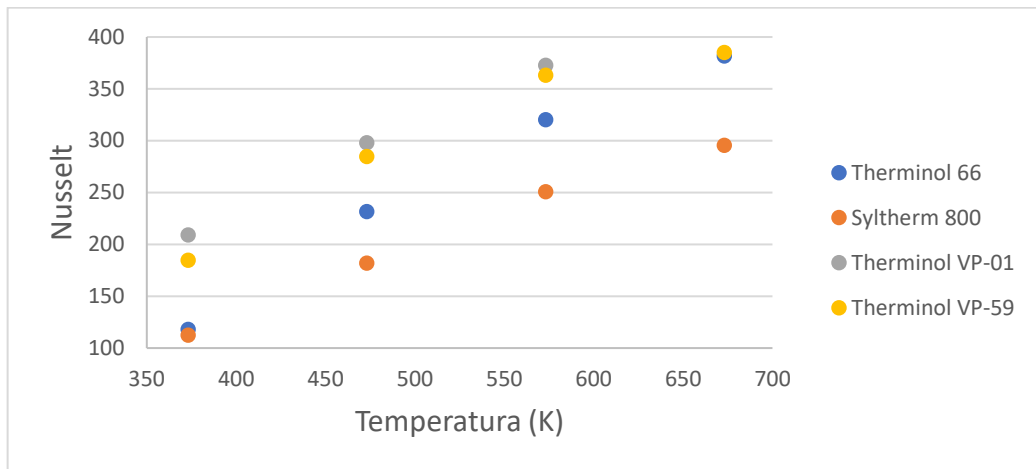


Figura 19: Nusselt versus temperatura de entrada para os diferentes fluidos térmicos.

Fonte: o autor (2018).

O Therminol VP-01 apresenta os maiores valores de Nusselt na faixa de 373 à 573 K, este resultado já era esperado, visto que o mesmo apresenta a maior eficiência térmica nesse intervalo de temperatura, portanto, troca calor de forma mais eficaz. Além disso, o Nu é uma função de Reynolds e Prandtl, ambos variam, neste caso, apenas em função das propriedades termofísicas, visto que não há mudança nas características do escoamento. O primeiro, apresenta um grande incremento com o aumento de temperatura, enquanto o outro decresce em uma proporção muito inferior, conforme mostrado na Figura 20.

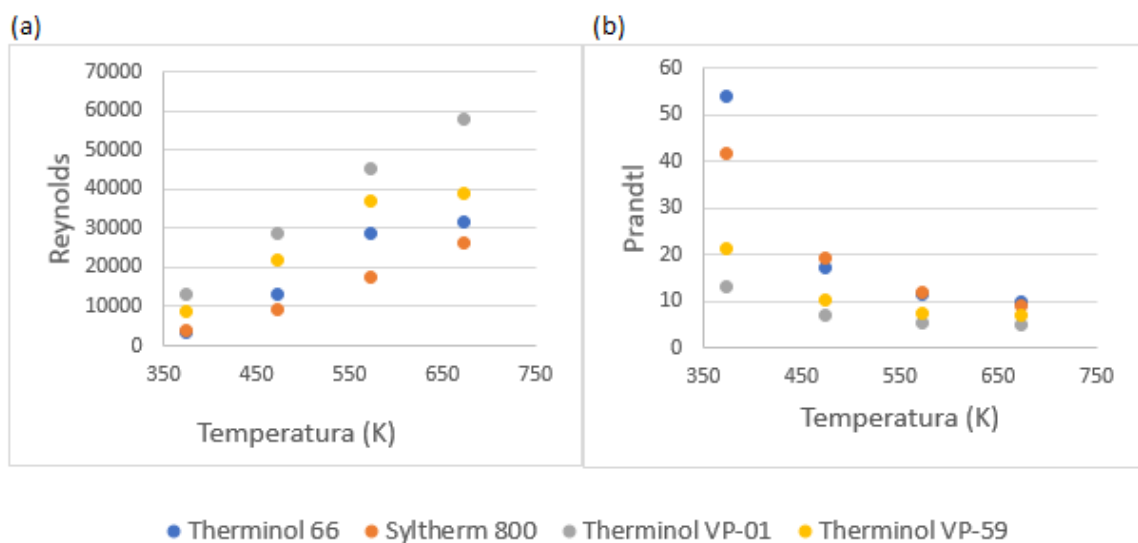


Figura 20: avaliação para diferentes fluidos térmicos de (a) Reynolds em função da temperatura e (b) Prandtl em função da temperatura.

Fonte: o autor (2018).

Este comportamento explica o incremento em Nu com o aumento da temperatura, o qual foi observado na Figura 19.

Não foi possível determinar o Nu para o Therminol VP-01 na faixa de 673K, isso ocorreu por a temperatura na superfície interna do tubo ser inferior à temperatura média do fluido, o que levaria a uma inversão no sentido do fluxo de calor. Ao invés do fluido estar recebendo energia do tubo, ocorreria inverso. Tal fato não corrobora com o aumento na temperatura média, de aproximadamente 0,4 K, observado entre o trecho de entrada e saída do fluido.

Isso pode ter ocorrido em função de dois aspectos. Primeiramente, por limitações na questão do processamento, não foi possível realizar um refino da malha, o que acarretou em uma qualidade mais baixa na região de interface entre o sólido e fluido, como pode ser observado na Figura 21.

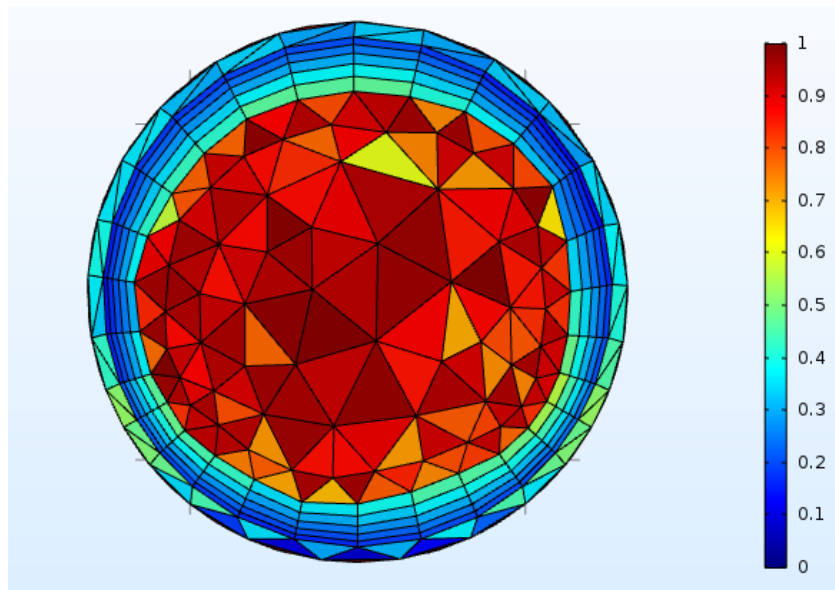


Figura 21: qualidade da malha do tubo absorvedor.

Fonte: o autor (2018).

Por essa razão, há uma maior imprecisão associado à solução gerada da simulação para essa região. O coeficiente convectivo, definido pela Equação 3.12, é determinado a partir do gradiente de temperatura entre a superfície interna do tubo e a temperatura média do fluido, ele é diretamente influenciado por esse resultado. Como houve uma pequena variação na temperatura para a análise em 673 K, essa malha menos robusta pode ter impactado no resultado de forma que o resultado fosse infactível.

Também, o modelo utilizado para determinação do coeficiente convectivo entre a superfície do tubo e o fluido assume uma média de temperatura para ambos, no entanto, há um perfil de temperatura não uniforme gerado em função da irradiação solar, de forma que são formados gradiente de temperatura no próprio fluido na faixa de 23 K (ver anexo A). Essa diferença de temperatura também proporciona grandes alterações nas propriedades termofísicas do fluido, as quais influenciam na troca térmica. Ao generalizar em uma transferência global, essas nuances acabam sendo desconsideradas.

Analisou-se a relação entre o gradiente de pressão para os diferentes fluidos e patamares térmicos, tal qual pode ser visto na Figura 22. Observa-se uma diminuição para todos os fluidos térmicos, do gradiente de pressão com o aumento da temperatura, comportamento o qual também é notado por Bellos et al (2016), em seu estudo é realizada a mesma análise para três fluidos distintos: óleo térmico, água pressurizada e um nanofluido.

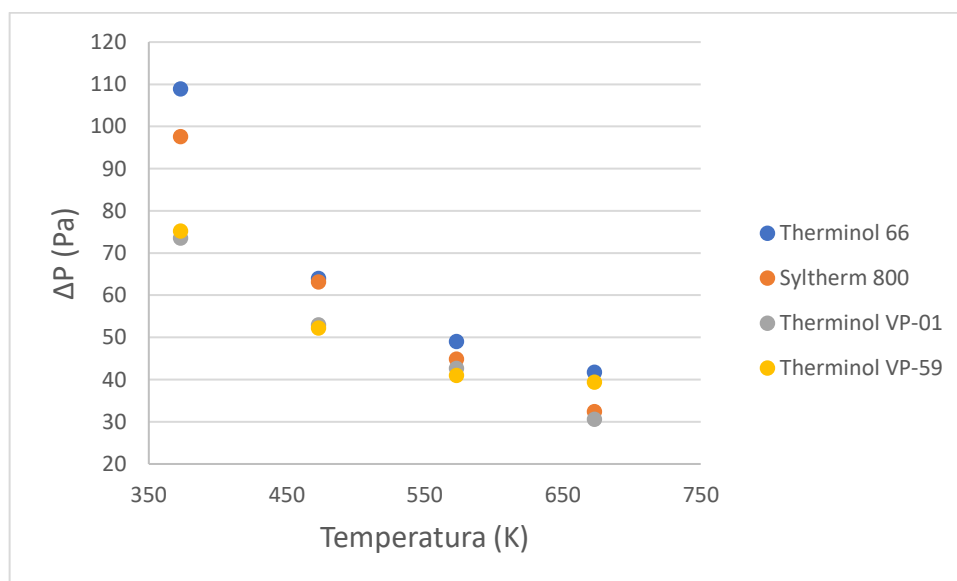


Figura 22: análise do gradiente de pressão em função da temperatura de entrada para os quatro fluidos térmicos.

Fonte: o autor (2018).

Verifica-se que há um decréscimo no gradiente de pressão a medida que se incrementa a temperatura de entrada do fluido térmico. Tal comportamento pode ser explicado pela diminuição na viscosidade dinâmica provocada pelo aumento de temperatura, facilitando o escoamento do fluido.

A Figura 23 demonstra o perfil da temperatura na região de saída para os quatro fluidos térmicos utilizados.

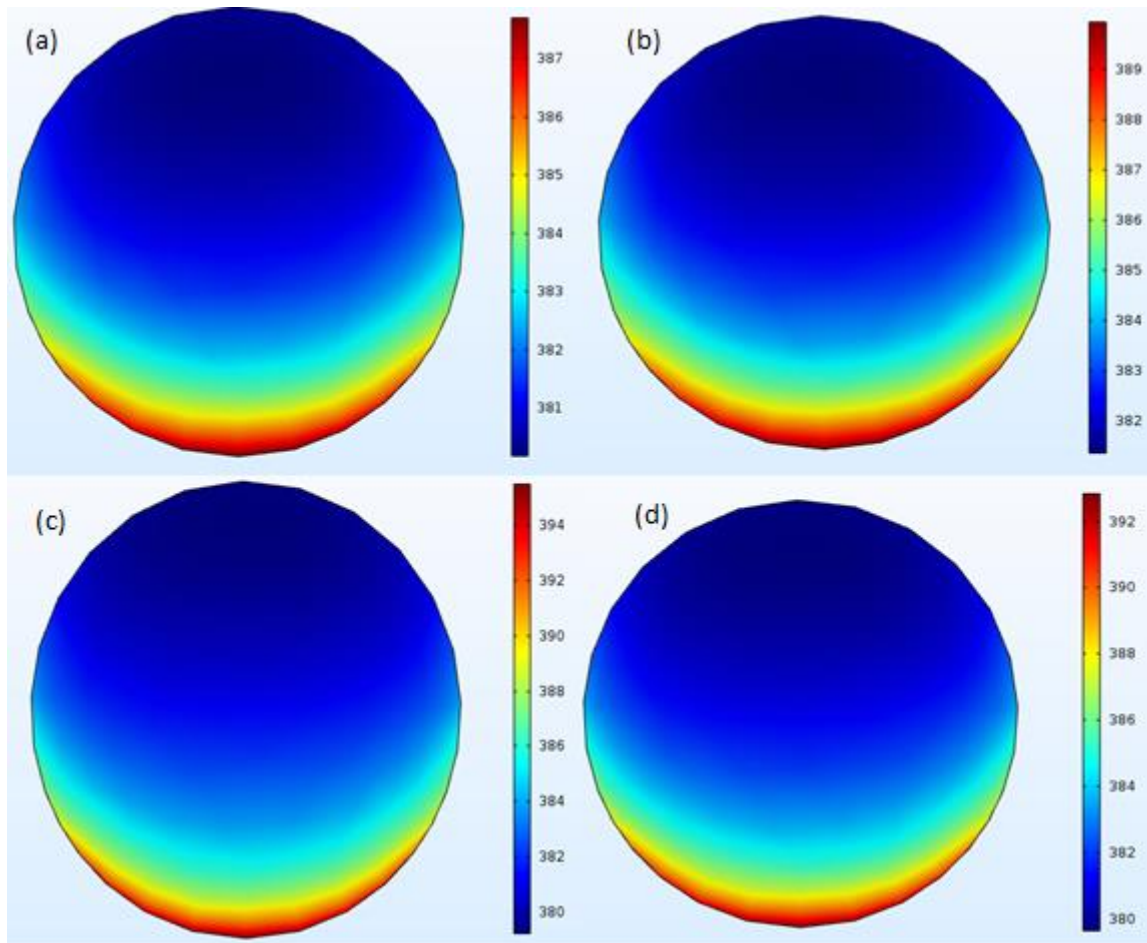


Figura 23: perfil de temperatura à 373,15 K do (a) Therminol 66, (b) Syltherm 800, (c) Therminol VP-01 e (d) Therminol VP-59.

Fonte: o autor (2018).

Nota-se que há bastante similaridade na distribuição de temperatura para os quatro fluidos térmicos analisados em mesmas condições de escoamento, apesar dos diferentes gradientes de temperatura na saída, o qual é maior para o Therminol VP-01 e menor para o Therminol-66.

No entanto, tal similaridade não é vista quando se avalia a distribuição de temperatura para o Therminol 66 em diferentes patamares de temperaturas. Como é visto na Figura 24.

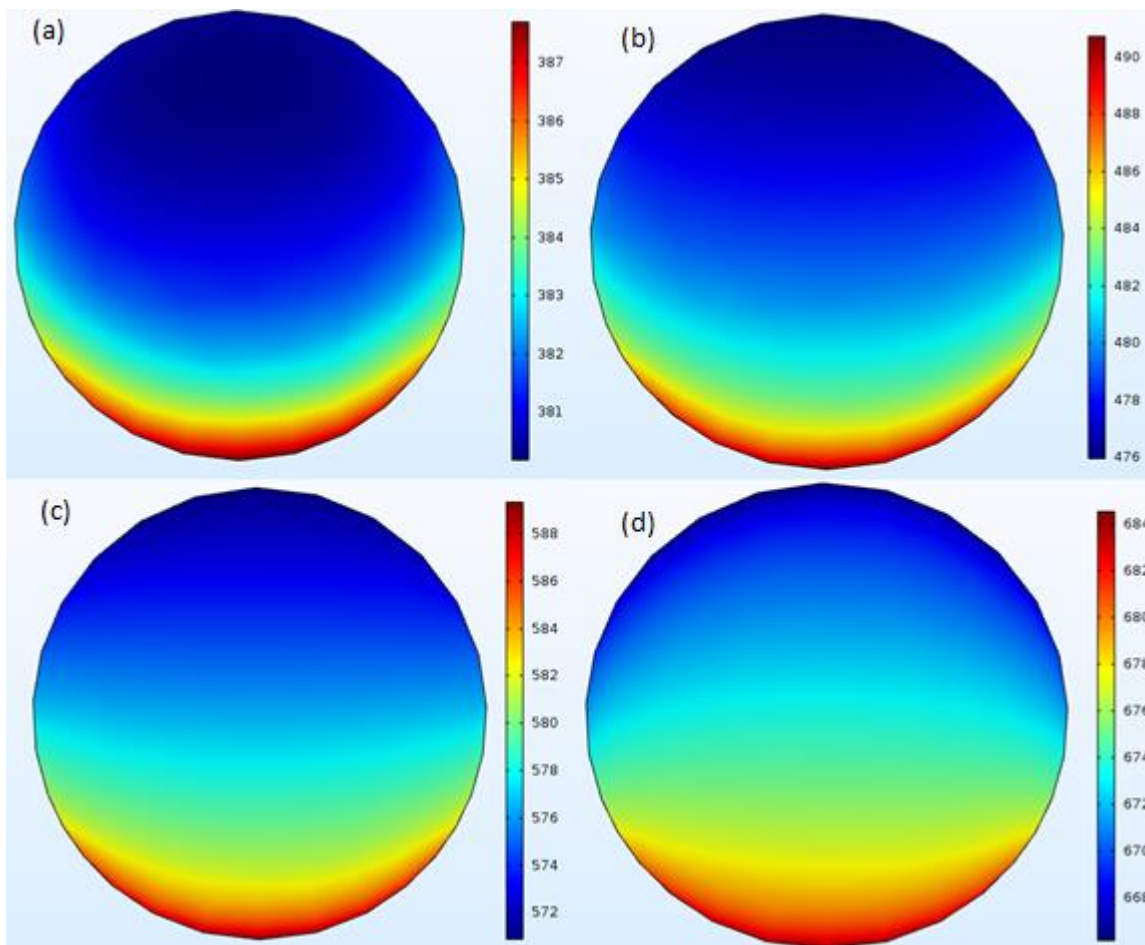


Figura 24: perfil de temperatura do Therminol 66 à (a) 373,15, (b) 473,15 K, (c) 573,15 K e (d) 673,15 K.

Fonte: o autor (2018).

Observa-se que com o aumento de temperatura há uma maior homogeneização na distribuição de temperatura, na qual o patamar médio se localiza próxima à região central do fluido.

Além disso, é possível perceber que para as faixas mais altas de temperatura, o mínimo registrado na saída do fluido é inferior à temperatura na entrada, mostrando que está havendo o ganho de calor na parte inferior do tubo, onde há a incidência da irradiação solar, e na parte superior está havendo perda de calor.

Esse comportamento ocorre em função do aumento da perda térmica, a qual é causada pelo maior gradiente de temperatura registrado entre a superfície externa e o ambiente.

4.3 ANÁLISE DA INTENSIFICAÇÃO NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Após as simulações realizadas com as aletas, compostas de três dimensões distintas, foram analisadas as variáveis térmicas dos fluidos e o seu rendimento, permitindo confeccionar as tabelas 3 e 4, onde “a” representa a altura da aleta e “l” seu comprimento, as quais explicitam tais parâmetros.

Tabela 3: parâmetros de saída da simulação com o tubo aletado.

a (mm)	l (mm)	D_h (m)	T_s (K)	Tf (K)	n_{th}
0	0	0,053	381,82	377,53	0,777
6	6	0,047	383,25	378,30	0,840
8	6	0,042	383,35	378,34	0,824
10	6	0,037	383,99	378,62	0,847

Fonte: o autor (2018).

Tabela 4: análise de eficiência do tubo aletado.

a (mm)	l (mm)	D_h (m)	ΔP (Pa)	h/h ₀	Nu/Nu ₀	f/f ₀	η_I	η_{II}
0	0	0,053	108,88	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
6	6	0,047	225,71	2,440	1,960	1,532	1,224	1,094
8	6	0,042	187,29	2,011	1,113	1,439	0,986	0,928
10	6	0,037	228,07	2,058	1,013	1,579	0,870	0,806

Fonte: o autor (2018).

Verifica-se que a inserção de aletas provocou um aumento no rendimento térmico do tubo absorvedor para as três dimensões utilizadas, apresentando um maior valor com o acréscimo de altura.

Além disso, também é possível perceber que há um aumento tanto na temperatura média do fluido, quanto na temperatura média na saída. Isso mostra que com a adição das aletas e, como consequência, aumento da área para a troca térmica entre o tubo absorvedor e o fluido térmico, há uma intensificação na troca térmica entre ambos, como já era previsto.

Bellos et al (2017a) em seu estudo avaliou o aumento da eficiência térmica com a intensificação analisando a razão entre o Nusselt do tubo aleta e liso, a qual é aumentada à medida em que ocorre um incremento na altura ou na largura da aleta. No entanto, o mesmo comportamento não é observado através da tabela (3), pois o formato de aleta que apresenta a menor razão entre os Nusselt's é aquele que possui a maior eficiência térmica entre todos.

Essa divergência pode ser explicada em função das geometrias consideradas tanto para o cálculo do coeficiente convectivo, quanto de Nusselt. Pois, na pesquisa mencionada não há registro sobre a utilização do diâmetro hidráulico para a definição de Nusselt, o mesmo, como pode ser visto na tabela (3), apresenta uma redução com o aumento nas dimensões da aleta longitudinal e, portanto, uma redução considerável em Nu. Além disso, na definição do coeficiente não é explicitado o uso do perímetro para delimitação da área superficial de contato entre o tubo e o fluido.

Outro parâmetro que sofre alteração com a inserção do diâmetro hidráulico durante sua análise é o fator de atrito, o mesmo é diretamente proporcional a este e ao gradiente de pressão. Portanto, a utilização do diâmetro hidráulico causa divergência na determinação do atrito, impossibilitando sua comparação com a literatura, a qual diz que o incremento nas dimensões da aleta gera seu aumento.

Isso se mostra verdade para o caso das aletas de 8 e 10 mm de altura, no entanto, não ocorre o mesmo fenômeno com a de 6 mm, visto de que a mesma apresenta um valor muito alto de pressão. Essa anormalidade pode ser explicada pela má qualidade da malha, a qual não permitia um refino suficiente para trabalhar a interface entre o tubo e o fluido de forma satisfatória, possibilitando uma resposta mais acurada dos fenômenos envolvidos.

Apesar disso, utilizando os parâmetros de análise de Bellos et al (2017a), a aleta de 6 mm de largura e 6 mm de altura foi a única testa que proveu uma intensificação na troca térmica. Sendo assim, essa configuração seria adequada para implementação no projeto.

A Figura 25 demonstra como se comportou o perfil de temperatura do fluido térmico na saída do tubo.

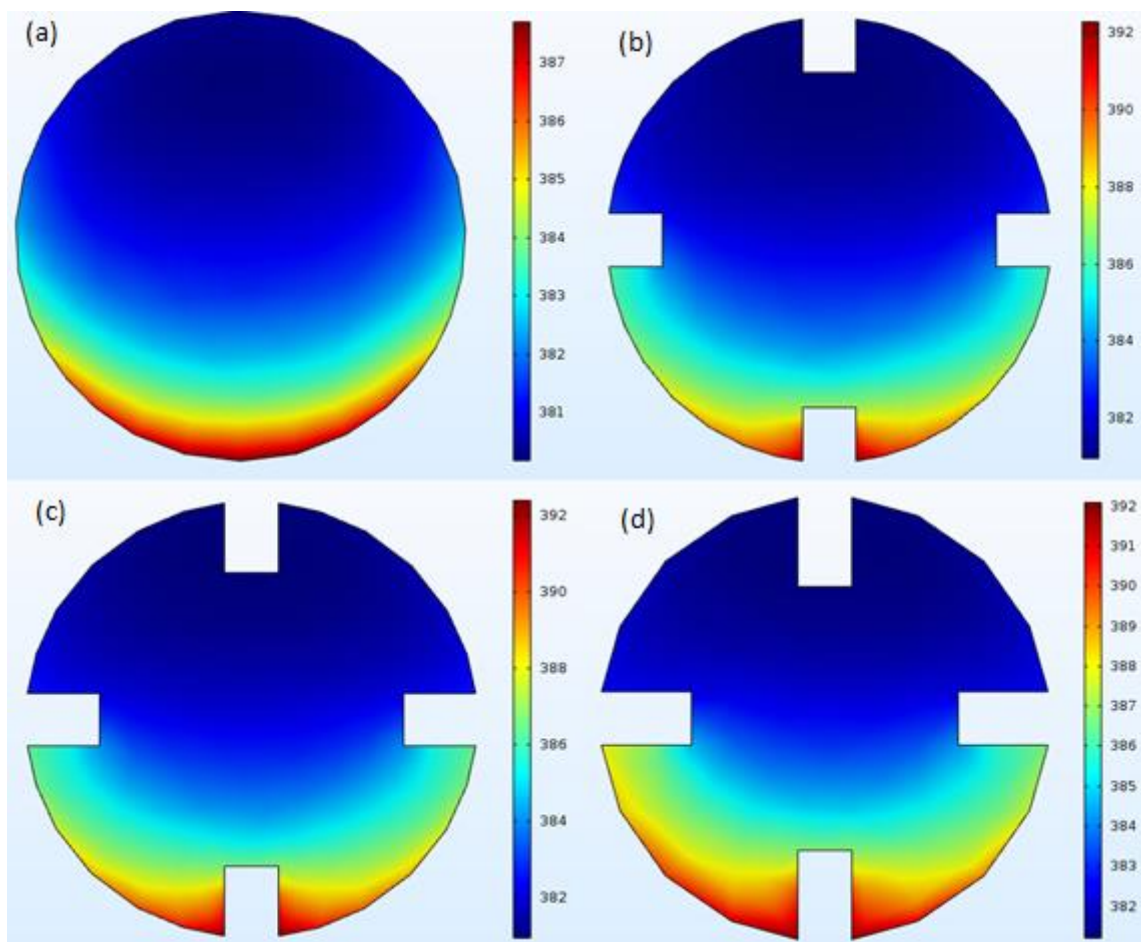


Figura 25: perfil de temperatura do Therminol 66 à 373,15 K (a) sem aleta, (b) com $a = 6$ mm e $l = 6$ mm, (c) com $a = 8$ mm (d) com $a = 10$ mm.

Fonte: o autor (2018).

Verifica-se que a inserção de aletas proporciona um aumento na temperatura média mínima na saída do tubo, a qual é causada pelo contato do fluido com uma maior superfície aquecida. Esse contato também ocasiona uma maior distribuição do calor na região de saída do fluido, o qual é notado por uma menor fração da área mais fria, a qual é representada pelo azul escuro. Sendo assim, além do incremento na eficiência, a adição de aleta ajuda na homogeneização da temperatura.

5 CONCLUSÃO

A simulação desenvolvida, em conjunto com o software Comsol Multiphysics, possibilitou a descrição do perfil de temperatura no tubo absorvedor em um conjunto de condições variadas. Pode-se afirmar que os resultados obtidos representam o funcionamento do sistema CSP, visto que houve grande compatibilidade com a literatura.

Através desse estudo, observa-se que utilizando o parâmetro da eficiência térmica como referência, o fluido térmico Therminol VP-01 se mostra o mais indicado na faixa de temperatura entre 373 e 573 K e com uma velocidade de 0,244 m/s.

O aumento na vazão do fluido térmico demonstrou um aumento na eficiência do sistema, no entanto, não foi levantada em conta o trabalho necessário pelo sistema hidráulico para prover essa velocidade maior. Uma análise mais detalhada sobre esse parâmetro pode ser feita para verificar se o ganho de eficiência compensa a alteração no escoamento.

A utilização de meios para se intensificar a troca de calor se mostrou válida, mas requer bastante cuidado na sua escolha, visto que em alguns casos a sua implementação traz dificuldades ao escoamento que não compensa o ganho na eficiência térmica. Para os três modelos avaliados apenas um apresentou benefício, a inserção da aleta de 6 mm de altura e largura.

Apesar da grande compatibilidade com a literatura, algumas melhorias poderiam ser feitas para melhor representação da realidade. Entre elas um estudo mais detalhado sobre a distribuição do fluxo irradiante solar, o qual é determinado através do índice de concentração local e também a utilização de uma malha mais refinada, principalmente na área de interface entre o tubo absorvedor e o fluido térmico.

Além disso, a criação de uma metodologia para análise em regime transiente é fundamental para uma completa avaliação do funcionamento do tubo absorvedor, visto que a literatura para esse regime é escassa e o tempo de aquecimento é um fator fundamental para escolha do fluido térmico.

Para uma completa descrição do funcionamento do sistema CSP, é necessária uma avaliação das condições climáticas ao longo de todo o ano, para obter a resposta do tubo absorvedor em diferentes condições. Esse estudo é baseado em apenas um dia, no qual houve a maior incidência solar média.

O desenvolvimento dessa simulação permite uma grande flexibilidade na continuação do projeto, visto que os parâmetros de entrada dela podem ser alterados com facilidade, permitindo a análise para diversas condições distintas. Seus resultados ajudam na seleção de outros parâmetros, tais quais o material utilizado no tubo, seleção de revestimento, dimensões, entre outros. Os resultados obtidos com esse estudo serão utilizados como parâmetros de entrada para as outras etapas no dimensionamento do sistema CSP

6 REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO

ALDALI, Y.; MUNEEER, T.; HENDERSON, D. Solar absorber tube analysis: thermal simulation using CFD. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, v. 8, n. 1, p. 14-19, 2011.

AMINA, Benabderrahmane et al. Heat transfer enhancement in a parabolic trough solar receiver using longitudinal fins and nanofluids. **Journal of Thermal Science**, v. 25, n. 5, p. 410-417, 2016.

ANEEL. **Banco de Informações de Geração** . 2017. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em: 27 out. 2017.

ANEEL. **Banco de Informações de Geração** . 2018. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/Combustivel.cfm>>. Acesso em: 05 jan. 2018.

BELLOS, E. et al. Thermal enhancement of solar parabolic trough collectors by using nanofluids and converging-diverging absorber tube. **Renewable Energy**, v. 94, p. 213-222, 2016.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos; DANIL, Ilias. Thermal and exergetic evaluation of parabolic trough collectors with finned absorbers operating with air. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v. 231, n. 7, p. 631-644, 2017a.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos; TSIMPOUKIS, Dimitrios. Multi-criteria evaluation of parabolic trough collector with internally finned absorbers. **Applied Energy**, v. 205, p. 540-561, 2017b.

BIJARNIYA, Jay Prakash; SUDHAKAR, K.; BAREDAR, Prashant. Concentrated solar power technology in India: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 63, p. 593-603, 2016.

BUEHLER, Reuben; YANG, Sam; ORDONEZ, Juan C. Heat transfer fluids for parabolic trough solar collectors-a comparative study. In: **Technologies for Sustainability (SusTech), 2016 IEEE Conference on**. IEEE, 2016. p. 68-75.

CARMO, Naiara Rinco Marques e. Desenvolvimento de Software para discretização de cilindro-parabólico. **Universidade Federal do Rio de Janeiro**, 2016.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Tranferência de Calor e Massa**. Amgh Editora, 2009.

CERQUEIRA, G. A. et al. A Crise Hídrica e suas Consequências. Brasília: Núcleo de Estudos e Pesquisas/CONLEG/Senado, abril/2015 (**Boletim Legislativo nº 27, de 2015**). Disponível em: www.senado.leg.br/estudos. Acesso em janeiro de 2018.

CIPOLLONE, Roberto; CINOCCA, Andrea; GUALTIERI, Angelo. Gases as working fluid in parabolic trough CSP plants. **Procedia Computer Science**, v. 19, p. 702-711, 2013.

COMSOL. **COMSOL Multiphysics User's Guide 4.3**. 2012. Disponível em: <<http://people.ee.ethz.ch/~fieldcom/pps-comsol/documents/User%20Guide/COMSOLMultiphysicsUsersGuide.pdf>>. Acesso em: 06 jan. 2018.

COMSOL BLOG. **Which Turbulence Model Should I Choose for My CFD Application?** . 2017. Disponível em: <<https://br.comsol.com/blogs/which-turbulence-model-should-choose-cfd-application/>>. Acesso em: 11 jan. 2018.

CSP WORLD. **CSP World Map**. Disponível em: <http://cspworld.org/cspworldmap?field_country_map_tid=556&field_purpose_tid=All&field_status_tid=All>. Acesso em: 06 jan. 2018.

DEWITT, David P. et al. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. **Livros Técnicos e Científicos (LTC) Editora SA**, v. 7, 2003.

DIWAN, Ketan; SONI, M. S. Heat Transfer Enhancement in Absorber Tube of Parabolic Trough Concentrators Using Wire-Coils Inserts. 2015.

E-CÁLCULO. **Definição de parábola**. Disponível em: <<http://ecalculo.if.usp.br/funcoes/popups/parabola.htm>>. Acesso em: 13 jan. 2018.

EL-SAYED, Saad A.; EL-SAYED, Sayed A.; SAADOUN, Mohamed M. Experimental study of heat transfer to flowing air inside a circular tube with longitudinal continuous and interrupted fins. **Journal of Electronics Cooling and Thermal Control**, v. 2, n. 01, p. 1, 2012.

ENERGIA HELIOTÉRMICA. **Como funciona?**. Disponível em: <<http://energiaheliotermica.gov.br/pt-br/energia-heliotermica/como-funciona>>. Acesso em: 02 jan. 2018.

GIACCHINI, Breno Loureiro. **Uma breve introdução ao Método dos Elementos Finitos**. 2012. Disponível em: <http://www.mat.ufmg.br/~rodney/notas_de_aula/elementos_finitos.pdf>. Acesso em: 13 jan. 2018.

ISLAM, Rabiul; BHUIYAN, ABM Noushad; ULLAH, Md Wali. An overview of Concentrated Solar Power (CSP) technologies and its opportunities in Bangladesh. In: **Electrical, Computer and Communication Engineering (ECCE), International Conference on**. IEEE, 2017. p. 844-849.

LODI, Cristiane. Perspectivas para a geração de energia elétrica no Brasil utilizando a tecnologia solar térmica concentrada. **Universidade Federal do Rio de Janeiro/Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia**, 2011.

LOTTI, Raquel S. et al. Aplicabilidade científica do método dos elementos finitos. **R Dental Press Ortodon Ortop Facial**, v. 11, n. 2, p. 35-43, 2006.

MWESIGYE, Aggrey. **Thermal performance and heat transfer enhancement of parabolic trough receivers—numerical investigation, thermodynamic and multi-objective optimisation**. 2015. Tese de Doutorado.

PADILLA, Ricardo Vasquez et al. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. **Applied Energy**, v. 88, n. 12, p. 5097-5110, 2011.

PENAFIEL, Rafael Andrés Soria. **Cenários de geração de eletricidade a partir de geradores heliotérmicos no Brasil: a influência do armazenamento de calor e da hibridização**. 2011. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio de Janeiro.

RASHAD, Mohamed et al. A comparative study on photovoltaic and concentrated solar thermal power plants. **Recent Advances in Environmental and Earth Sciences and Economics**, p. 167-173, 2015.

REDDY, K. S.; SATYANARAYANA, G. V. Numerical study of porous finned receiver for solar parabolic trough concentrator. **Engineering applications of computational fluid mechanics**, v. 2, n. 2, p. 172-184, 2008.

REN 21. **Renewables 2017: Global Status Report**. 2017. Disponível em: <http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2017/06/17-8399_GSR_2017_Full_Report_0621_Opt.pdf>. Acesso em: 05 jan. 2018.

SHARMA, Chandan et al. Cost reduction potential of parabolic trough based concentrating solar power plants in India. **Energy for Sustainable Development**, v. 42, p. 121-128, 2018.

SILVA, Adriano de Aquino Paiva da. **A integral e o comprimento de arco**. Revista Eletrônica de Matemática. 2010. Disponível em: <<http://matematicajatai.com/rematFiles/2-2010/integral.pdf>>. Acesso em: 13 jan. 2018.

SORIA, Rafael et al. Hybrid concentrated solar power (CSP)–biomass plants in a semiarid region: A strategy for CSP deployment in Brazil. **Energy Policy**, v. 86, p. 57-72, 2015.

SOUZA, Remo Magalhães de. **O Método dos Elementos Finitos Aplicado ao Problema de Condução de Calor**. 2003. Disponível em: <http://www.ufpa.br/nicae/integrantes/remo_souza/TrabPublicados/Apostilas/ApostilaElementosFinitosNiCAE.pdf>. Acesso em: 17 jan. 2018.

SYLTHERM 800. **Syltherm 800 Heat Transfer Fluid**. Product Technical Data. 1997. Disponível em: <<http://www.loikitsdistribution.com/files/syltherm-800-product-brochure.pdf>>. Acesso em: 07 jan. 2018.

THE CLIMATE GROUP; PRICEWATERHOUSEGROUP. **Delivering on Earth's Solar Potential: Concentrating Solar Power as a solution to the world's energy challenges**. 2009. Disponível em: <<https://www.pwc.com/gx/en/sustainability/assets/earths-solar-potential.pdf>>. Acesso em: 04 jan. 2018.

THERMINOL 66. **Therminol 66®**. 2018. Disponível em: <<http://tw.t.mpei.ac.ru/TTHB/HEDH/HTF-66.PDF>>. Acesso em: 07 jan. 2018.

THERMINOL VP-01. **Therminol VP-01®**. 2018. Disponível em: <<http://tw.t.mpei.ac.ru/tthb/hedh/hf-vp1.pdf>>. Acesso em: 07 jan. 2018.

THERMINOL VP-59. **Therminol VP-59®**. 2018. Disponível em: <<http://tw.t.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/HEDH/.%5C..%5C..%5C..%5CTTHB%5CHEDH%5CHTF-59.PDF>>. Acesso em: 07 jan. 2018.

TOO, Yen Chean Soo; BENITO, Regano. Enhancing heat transfer in air tubular absorbers for concentrated solar thermal applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 1, p. 1076-1083, 2013.

WORLD ENERGY COUNCIL. **World Energy Resources**. 2016. Disponível em: <<https://www.worldenergy.org/wp-content/uploads/2016/10/World-Energy-Resources-Full-report-2016.10.03.pdf>>. Acesso em: 05 jan. 2018.

WU, Zhiyong et al. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver. **Applied energy**, v. 113, p. 902-911, 2014.

ANEXOS

ANEXO A – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA DIFERENTES FLUIDOS

Therminol 66								
T_{me} (K)	T_{ms} (K)	T_t (K)	T_f (K)	ΔT	Re	Pr	Nu	n
373,15	381,8254	421,24	377,53	7,3328	3533,3	53,938	118,0063	0,776813
473,15	479,93	497,23	476,6	14,76	13148	17,155	231,725	0,670093
573,15	577,15	585,86	575,19	18,48	28716	11,365	320,2361	0,432967
673,15	673,6	674,52	673,38	18,36	31662	9,7713	381,6475	0,048672
Syltherm 800								
T_{me} (K)	T_{ms} (K)	T_t (K)	T_f (K)	ΔT	Re	Pr	Nu	n
373,15	383,31	422,17	378,26	8,57	3734,8	41,488	112,44	0,781784
473,15	481,57	503,51	477,43	14,94	9303,4	19,377	181,926	0,633634
573,15	578,59	590,06	575,93	21,74	17693	11,789	250,9711	0,386221
673,15	673,73	674,9	673,45	24,85	26525	8,8883	295,5482	0,036328
Therminol VP-01								
T_{me} (K)	T_{ms} (K)	T_t (K)	T_f (K)	ΔT	Re	Pr	Nu	n
373,15	382,76	402,63	378,05	16,22	13053	13,111	209,1475	0,868871
473,15	480,56	492,62	476,94	21,53	28871	6,992	298,2349	0,704637
573,15	577,71	584,7	575,49	24,73	45478	5,2976	372,8106	0,43749
673,15	673,5	673,02	673,32	23,18	57923	5,0627	-1073,1	0,032479
Therminol VP-59								
T_{me} (K)	T_{ms} (K)	T_t (K)	T_f (K)	ΔT	Re	Pr	Nu	n
373,15	382,49	407,89	377,9	13,2	8983,1	21,157	184,9443	0,84505
473,15	480,28	494,39	476,79	18,8	21932	10,26	284,9791	0,691511
573,15	577,45	585,18	575,35	22,19	37009	7,1828	363,3797	0,431323
673,15	673,65	674,52	673,41	21,02	38906	7,0307	385,0552	0,050035