

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AERONÁUTICA



Artur Silva Cantanhede Filho

**OTIMIZAÇÃO DE CIRCUITOS PRIMÁRIOS EM
SISTEMAS DE AQUECIMENTO SOLAR**

Trabalho de Graduação

2017

Curso de Engenharia Civil-Aeronáutica

Artur Silva Cantanhede Filho

**OTIMIZAÇÃO DE CIRCUITOS PRIMÁRIOS EM
SISTEMAS DE AQUECIMENTO SOLAR**

Orientador

Prof Dr Marcio Antonio da Silva Pimentel (ITA)

ENGENHARIA CIVIL-AERONÁUTICA

SÃO JOSÉ DOS CAMPOS
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AERONÁUTICA

2017

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)

Divisão de Informação e Documentação

Cantanhede, Artur Silva

Otimização de Circuitos Primários em Sistemas de Aquecimento Solar /Artur Silva Cantanhede Filho.

São José dos Campos, 2017.

51f.

Trabalho de Graduação – Divisão de Engenharia Civil– Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2017. Orientado:Prof. Dr Ten Cel. Marcio Antonio da Silva Pimentel..

1.Aquecimento solar; 2.Otimização; 3.Coleta de energia; 4.Transmissão de calor; 5.Engenharia mecânica.. II. Instituto Tecnológico de Aeronáutica. III. Otimização de Circuitos Primários em Sistemas De Aquecimento Solar.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

CANTANHEDE, Artur Silva. **Otimização de Circuitos Primários em Sistemas de Aquecimento Solar** . 2017. 51f. Trabalho de Conclusão de Curso. (Graduação em Engenharia Civil-Aeronáutica) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos

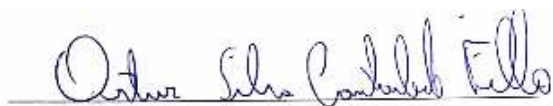
CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR :Artur Silva Cantanhede Filho

TÍTULO DO TRABALHO:Otimização de Circuitos Primários em Sistemas de Aquecimento Solar

TIPO DO TRABALHO/ANO: Graduação / 2017

É concedida ao Instituto Tecnológico de Aeronáutica permissão para reproduzir cópias deste trabalho de graduação e para emprestar ou vender cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte deste trabalho de graduação pode ser reproduzida sem a autorização do autor.



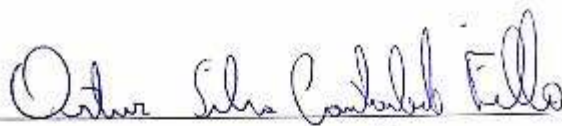
Artur Silva Cantanhede Filho

Rua Professor Santiago Dantas, 184

05690-010, São Paulo – São Paulo

OTIMIZAÇÃO DE CIRCUITOS PRIMÁRIOS EM SISTEMAS DE AQUECIMENTO SOLAR

Essa publicação foi aceita como Relatório Final de Trabalho de Graduação



Artur Silva Cantanhede Filho

Autor



Ten Cel - Marcio Antonio da Silva Pimentel - PhD

Orientador



Prof. Dr. Eliseu Luceña Neto

Coordenador do Curso de Engenharia Civil- Aeronáutica

São José dos Campos, 22 de novembro de 2017

RESUMO

O presente estudo trata-se da criação de um método de otimização numérica do circuito primário de um sistema de aquecimento solar. Entende-se que os atuais métodos de dimensionamento deste circuito possuem fraca fundamentação teórica e sem otimizações. Neste trabalho, é apresentado um método de otimização da eficiência exergética através da variação da vazão mássica e dos parâmetros do coletor solar do sistema de aquecimento, bem como é apresentado um estudo da sensibilidade da eficiência exergética com a variação de alguns parâmetros bem como um estudo de caso comparando o método tradicional com o novo método.

ABSTRACT

The present study is about the creation of a numerical design method for the primary circuit of a solar heating system. It is understood that the current methods of designing this circuit have poor theoretical foundation and no optimizations. In this work, a method of optimization of the exergetic efficiency through the variation of the mass flow rate and the parameters of the solar collector of the heating system is presented, as well as a study of the sensitivity of the exergetic efficiency with the variation of some parameters.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a meu orientador Prof. Dr. Ten Cel Marcio Antonio da Silva Pimentel, pelo auxílio com toda a base teórica necessária para realização do presente trabalho bem como sua infinita disponibilidade em sanar minhas dúvidas.

Agradeço também ao relator, Prof. Dr. Paulo Ivo, cujos conselhos e observações foram sempre de grande valia para a realização desse trabalho.

Agradeço também a meus colegas da turma de Engenharia Civil Aeronáutica do ITA (T-17 e T-16'), por todas as lições e risadas.

À Família IsHard e a Família Sal por todos os momentos bons e maus já compartilhados. Por fim, mas não menos importante, agradeço aos meus pais e família, por me apoiarem sempre ao longo da minha trajetória.

Agradeço a todos vocês

Lista De Figuras

Figura 1. Ponto Ótimo em um parabolóide (BERTSIMAS, D ; TSITSIKLIS, J.N., 1997).....	14
Figura 2. Mínimo Local e Mínimo global de uma função (VAN ZUBEN, 2006).....	15
Figura 3. Função Não Linear aproximada por uma Função Linear por Partes	16
Figura 4. Esquema simplificado do SAS (ABNT NBR 15569, 2008)	19
Figura 5. Coletor Solar (ABNT NBR 15685, 2008)	19
Figura 6. Reservatório Térmico (ABNT NBR 15685, 2008)	20
Figura 7. Circuito Primário- Circulação Por Termossifão- Dimensões Recomendadas (HELIOTEK, 2008)	21
Figura 8. Circuito Primário- Válvula Termossifão (HELIOTEK, 2008).....	21
Figura 9. Circuito primário-Termossifão (HELIOTEK, 2008)	22
Figura 10. Circuito Primário- Válvula Termossifão (HELIOTEK, 2008).....	22
Figura 11. Circuito Primário- Circulação Forçada- Cavalete (HELIOTEK, 2008)	23
Figura 12. Circuito Primário- Circulação Forçada (HELIOTEK, 2008)	23
Figura 13. Circuito Primário- Componentes Básicos (ABNT NBR 15569, 2008)	24
Figura 14. Esquema de Circuito Para a Circulação Forçada (ABNT NBR 15569, 2008).....	25
Figura 15. Eficiência Óptica vs Rendimento Exergético	36
Figura 16. Tout vs Rendimento Exergético	37
Figura 17. It vs Rendimento Exergético	37
Figura 18. Tp vs Rendimento Exergético	38
Figura 19. Esquema do Circuito Simulado (HELIOTEK, 2008).....	40
Figura 20. Irradiância média no mês mais frio de São José dos Campos pela hora do dia.....	41

Figura 21 Irradiância média no mês mais frio de São José dos Campos pela hora do dia.....	48
--	-----------

Lista De Tabelas

Tabela 1. Comparativo de Otimizadores	17
Tabela 2. 1ª linha de resultados	31
Tabela 3. 2ª linha de resultados	31
Tabela 4. 3ª linha de resultados	32
Tabela 5. 4ª linha de resultados	32
Tabela 6. 5ª linha de resultados	33
Tabela 7. 6ª linha de resultados	33
Tabela 8. 7ª linha de resultados	34
Tabela 9. 8ª linha de resultados	34
Tabela 10. 9ª linha de resultados	35
Tabela 11. 10ª linha de resultados	35
Tabela 12. Comprimento dos Trechos do Circuito Primário Simulado	40
Tabela 13. Irradiância média por horário para o mês mais frio de São José dos Campos	43
Tabela 14. Potência térmica disponível em cada horário	44
Tabela 15. Calor útil pelo horário	44
Tabela 16 Temperatura do reservatório e diferença de temperatura entre coletor e reservatório em cada ciclo	46
Tabela 17. Calor útil absorvido pelo reservatório térmico	46
Tabela 18. Comparativo de Temperaturas de Armazenamento	47

SUMÁRIO

1.Introdução	13
1.1 Motivação	13
1.2 Objetivo do Trabalho	13
2 .Base Teórica de Otimização	13
2.1 Programação Linear	14
2.2 Programação Não-Linear	14
2.3 Mínimos Locais e Globais	14
2.4 Separabilidade.....	15
2.5 Linearização por Partes	15
2.6 Escolha do Otimizador	17
2.7 Gurobi Optimizer 7.5.....	18
3 . Sistema de Aquecimento Solar	18
3.1 Coletores Solares	19
3.2 Sistema de Armazenamento	20
3.3 Sistema de Aquecimento Auxiliar	20
3.4 Circulação da Água nos Coletores Solares	20
3.4.1 Circulação por Termossifão	20
3.4.2 Circulação Forçada (Com Bomba de Circulação).....	22
4 . Dimensionamento Tradicional do Circuito Primário de um SAS	23
4.1 Circuito Primário em Circulação Natural	23
4.2 Circuito Primário em Circulação Forçada	24
5 . Análise Energética e Exergética do Aquecimento Solar	25
5.1 Análise Energética	26
5.2 Análise Óptica	27
5.3 Análise Exergética	27
5.4 Técnicas de Linearização Auxiliar	29
5.5 Formulação da Otimização	30
6 . Resultados e Conclusões	31
6.1 Resultados das Otimizações por Exergia	31
6.2 Análise da Sensibilidade do Rendimento Exergético	36
6.3 Estudo de Caso Para Validação do Modelo	38
6.3.1 Dimensionando o Coletor Solar Para a Residência Unifamiliar	38

6.3.2 Circuito Primário do Estudo	40
6.3.3 Irradiância Utilizada nos Ciclos de Operação	41
6.3.4 Modelo de Validação	41
6.4 Conclusões	47
6.5 Proposta para trabalhos futuros	48
Bibliografia	50

1. Introdução

1.1 Motivação

Os métodos atuais para o dimensionamento do circuito primário de um Sistema de Aquecimento Solar são empíricos e de fraca fundamentação teórica, não apresentando nenhum tipo de otimização. Uma análise sob a perspectiva da exergia e energia do sistema, bem como uma análise dos métodos de otimização presentes na literatura motivam o presente trabalho.

1.2 Objetivo do Trabalho

O objetivo do trabalho é propor um método de dimensionamento numérico que otimize o rendimento exergético de um Sistema de Aquecimento Solar e comparar um método . Tendo em vista que as equações que regem as trocas de calor e energia do sistema apresentam não linearidades em suas formulações, o trabalho também tem o objetivo de tornar o problema o mais próximo de um problema de programação linear quanto possível, através de técnicas disponíveis na literatura.

2. Base Teórica de Otimização

Entende-se por otimização, o processo pelo qual se encontra o melhor valor de uma grandeza sob certas condições, a área que estuda os processos de otimização denomina-se pesquisa operacional. Os métodos tradicionais de otimização, em geral, aplicam-se com grande eficiência para problemas lineares, mas não a problemas não-lineares, o que faz com que seja necessário a busca por um método de resolução pra estes tipos de problema, para tal serão introduzidos os seguintes conceitos básicos de otimização. A Figura 1 (BERTSIMAS, D ; TSITSIKLIS, J.N., 1997) ilustra o conceito e mostra o ponto ótimo em um parabolóide.

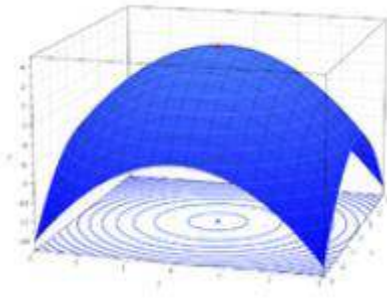


Figura 1. Ponto Ótimo em um parabolóide (BERTSIMAS, D ; TSITSIKLIS, J.N., 1997)

2.1 Programação Linear

Programação Linear é o processo de resolução de problemas nos quais as restrições e a função objetivo são todas lineares. Muitos problemas práticos em pesquisa operacional e em engenharia, podem ser expressos como problemas de programação. Vários Algoritmos para outros tipos de problemas de otimização funcionam resolvendo problemas de programação linear como sub-problemas (LUENBERGER, D.G., 1984) . Neste trabalho os problemas que em envolverem Programação Não-Linear serão transformados também serão transformados em sub-problemas de Programação-Linear.

2.2 Programação Não-Linear

Programação Linear é o processo de resolução de problemas definidos por um sistema de equações e desigualdades, coletivamente denominadas restrições, através de um conjunto de desconhecidas variáveis reais, juntamente com uma função objetivo a ser maximizada ou minimizada, onde algumas das restrições ou a função objetivo são não lineares (LUENBERGER, D.G., 1984).

2.3 Mínimos Locais e Globais

O ponto x^* é um mínimo local da função f , se existe um escalar $\epsilon > 0$, tal que:

$$F(x^*) < F(x + \Delta x) \quad (1)$$

Válido para todo Δx , tal que $0 < \Delta x < \epsilon$ (LUENBERGER, D.G., 1984).

O ponto x^* é um mínimo global da função f se:

$$F(x^*) < F(x + \Delta x) \quad (2)$$

Válido para todo $\Delta x \neq 0$, a Figura 2 (VAN ZUBEN, 2006) ilustra a diferença entre esses dois conceitos.

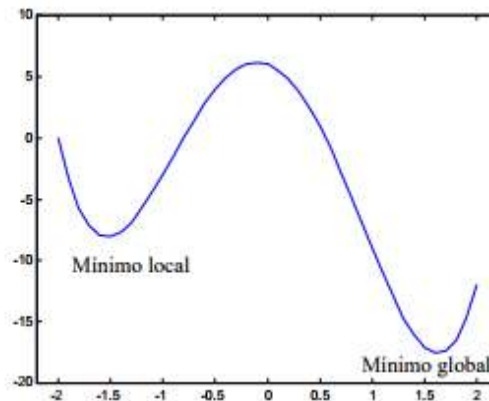


Figura 2. Mínimo Local e Mínimo global de uma função (VAN ZUBEN, 2006)

2.4 Separabilidade

Uma função f é separável, se e somente se, pode ser escrita da seguinte forma:

$$f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = \sum_{i=1}^n f_i(x_i) \quad (3)$$

Onde f_1, f_2, \dots, f_n também são funções reais. Esse conceito é necessário para introduzir o conceito de Linearização por Partes, que será apresentado no próximo capítulo.

2.5 Linearização por Partes

Linearização por Partes é o método que consiste em aproximar uma dada função/restrrição não linear por uma função linear por partes, e é bastante comum em métodos numéricos. Uma dada função é linear por partes se seu domínio pode ser dividido em intervalos nos quais a função é linear, conforme é mostrado na Figura 3.

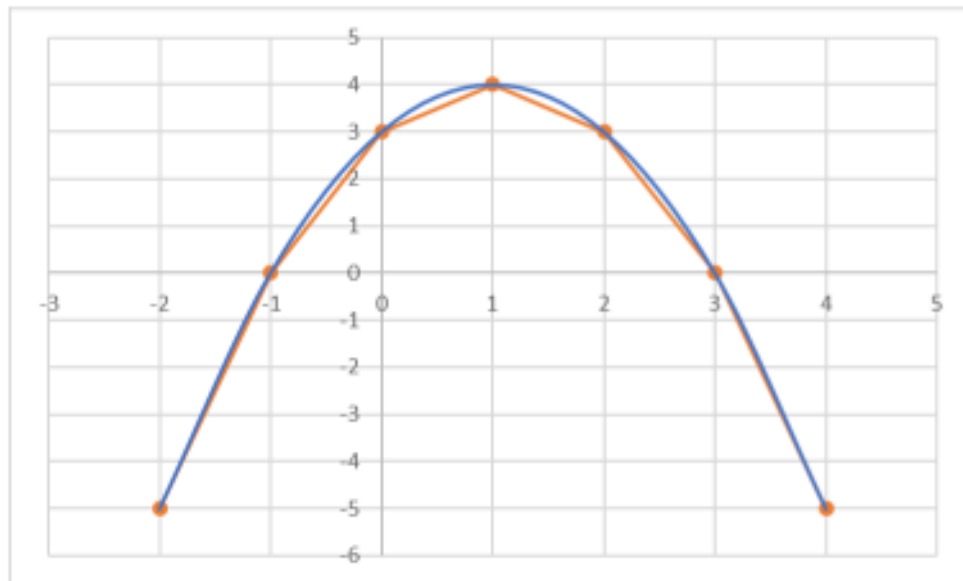


Figura 3. Função Não Linear aproximada por uma Função Linear por Partes
(Fonte: Autor)

Considere uma função g separável. Considerando que g será aproximada por uma função Linear por Partes, com intervalo definido entre os pontos $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, sendo a função f , linear entre x_i e x_{i+1} . Pode-se então modelar a função f através da programação linear. Para isso, considere as variáveis contínuas, λ_i , tais que:

$$0 \leq \lambda_i \leq 1 \quad (4)$$

Têm-se então:

$$\sum_{i=1}^n \lambda_i = 1 \quad (5)$$

$$f(x) = \sum_{i=1}^n f(x_i) \lambda_i \quad (6)$$

$$x = \sum_{i=1}^n x_i \lambda_i \quad (7)$$

É interessante também introduzir as variáveis binárias s_i , tais que:

$$\lambda_i \leq s_i \quad (8)$$

Esse será o método de linearização aplicado durante todo esse trabalho, e sobre ele valem ressaltar as seguintes observações:

- Quando a discretização aumenta (o n aumenta), o resultado tende a melhorar;
- Será utilizado o maior n possível que respeita a restrição de 2000 variáveis do otimizador a ser utilizado.

2.6 Escolha do Otimizador

Em uma segunda etapa, buscou-se definir qual seria o melhor otimizador a ser utilizado, bem como as técnicas de otimização a serem empregadas. Nesta etapa, foram comparados os solvers disponíveis no mercado, bem como os métodos por eles utilizados.

Foram comparados três otimizadores para se definir qual seria utilizado, Risk (PALISADE, 2017), Gurobi (GUROBI OPTIMIZATION, 2013) e o Solver tradicional do Microsoft Excel (MS EXCEL, 2014).

A Tabela 1 mostra notas de 0 a 10, bem como os critérios estabelecidos para a escolha do otimizador.

Tabela 1. Comparativo de Otimizadores

	Critério 1	Critério 2	Critério 3	Critério 4	Nota
Risk	5	5	10	1	75
Gurobi	3	10	10	5	108
Excel	10	2	5	1	46

Onde:

- Critério 1- Maneabilidade (atribuído peso 1)
- Critério 2- Número de Variáveis Aceitas (atribuído peso 3)
- Critério 3- Capacidade de resolução de Problemas Lineares (atribuído peso 5)

- Critério 4- Capacidade de resolução de Problemas Não-Lineares (atribuído peso 5)

Conforme os critérios e pesos adotados, o otimizador a ser utilizado é o Gurobi.

2.7 Gurobi Optimizer 7.5

O Gurobi (GUROBI OPTIMIZATION, 2013) é um otimizador cuja solução inclui:

- Programação Linear;
- Programação Quadrática;
- Programação Linear Inteira.

O software possui interface com várias linguagens de programação, e também é facilmente integrável com planilhas automáticas. Dadas as não-linearidades apresentadas nas equações relativas ao tema do presente trabalho, considera-se bastante satisfatório o desempenho deste otimizador tanto na velocidade de otimização quanto na qualidade das soluções numéricas obtidas.

3. Sistema de Aquecimento Solar

Um sistema de aquecimento solar é constituído basicamente por três elementos principais (ABNT NBR 15685, 2008) :

- Coletor(es) solar(es);
- Reservatório Térmico;
- Sistema de aquecimento auxiliar.

O presente trabalho busca dimensionar apenas o circuito hidráulico primário do sistema de aquecimento solar (SAS) com apenas um coletor. Levando isso em consideração, o reservatório térmico será considerado dimensionado, segundo (ABNT NBR 15685, 2008) Será introduzida uma breve explicação sobre cada um desses componentes.

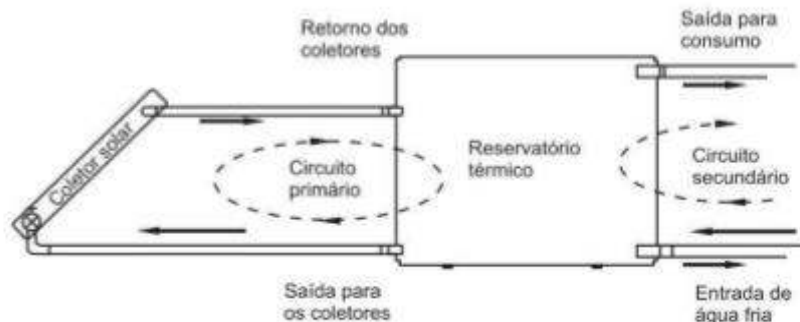


Figura 4. Esquema simplificado do SAS (ABNT NBR 15569, 2008)

3.1. Coletores Solares

Os coletores são responsáveis pelo aquecimento do fluido de trabalho a partir de energia solar captada durante os períodos de insolação (ABNT NBR 15685, 2008). Será dimensionado um coletor para uma residência unifamiliar.



Figura 5. Coletor Solar (ABNT NBR 15685, 2008)

3.2. Sistema de Armazenamento

O armazenamento de energia captada, quando necessário, em função da não simultaneidade entre consumo e disponibilidade de energia solar, é feito através do armazenamento de água em reservatório(s) apropriado(s) e se manifesta pela elevação da temperatura da água armazenada (ABNT NBR 15685, 2008). No estudo de caso, item 6.3 deste relatório, o sistema de armazenamento será dimensionado.



Figura 6. Reservatório Térmico (ABNT NBR 15685, 2008)

3.3. Sistema de Aquecimento Auxiliar

Quando aplicável, deve ser previsto sistema de aquecimento auxiliar para complementar a demanda energética para o perfil de consumo previsto.

No presente trabalho, não será feito o dimensionamento do sistema de aquecimento auxiliar.

3.4. Circulação da Água nos Coletores Solares

3.4.1 Circulação por Termossifão

Nos sistemas em termossifão, a circulação de água entre os coletores solares e o reservatório térmico é provocada pela variação de sua densidade em função da temperatura. A água quando aquecida nos coletores solares (menor densidade), sobe até o reservatório térmico onde a água fria (maior densidade), desce para os coletores solares. As premissas adotadas neste trabalho, que foram consideradas necessárias para o adequado funcionamento do sistema e foram seguidas na simulação efetuada no item 6.3 deste relatório são:

- Deve haver um desnível mínimo de 20 cm entre o topo dos coletores solares e a base do reservatório térmico mostrados na Figura 7 (HELIOTEK, 2008) ;
- A distância entre coletores solares e reservatório térmico não deve ser superior a 5 m (HELIOTEK, 2008);
- Para desníveis inferiores a 20 cm deve-se utilizar a válvula termossifão e respeitar os novos limites mostrados na Figura 8 (HELIOTEK, 2008);

- A tubulação que interliga os coletores solares e o reservatório térmico deve ter inclinação mínima de 2% para que a água circule naturalmente. Esta tubulação deve ser isenta de 'barrigas' ou cavaletes ou qualquer outra característica que dificulte a circulação natural (HELIOTEK, 2008);
- As tubulações devem ter diâmetro igual ou superior ao diâmetro dos tubos dos coletores solares (HELIOTEK, 2008).
- Aplicar isolamento térmico em toda a tubulação (HELIOTEK, 2008).

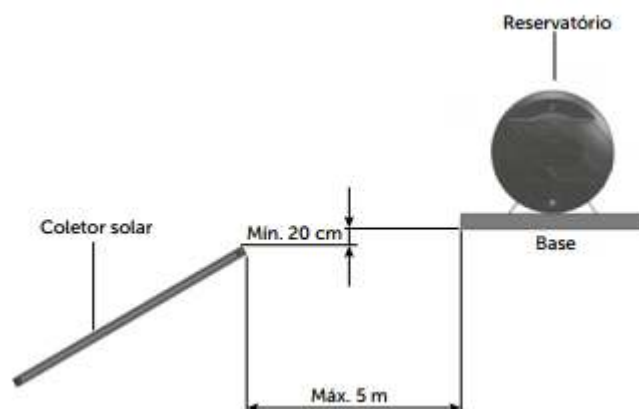


Figura 7. Circuito Primário- Circulação Por Termossifão- Dimensões Recomendadas (HELIOTEK, 2008)

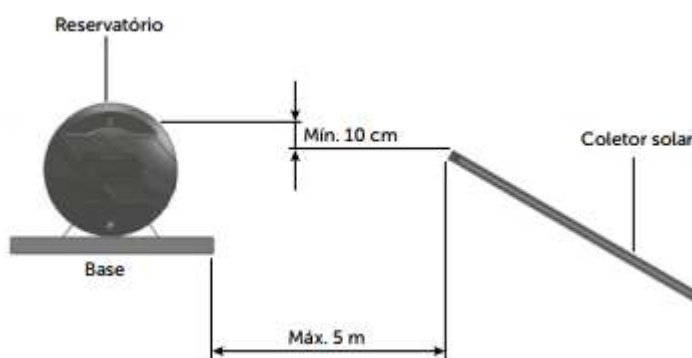


Figura 8. Circuito Primário- Válvula Termossifão (HELIOTEK, 2008)

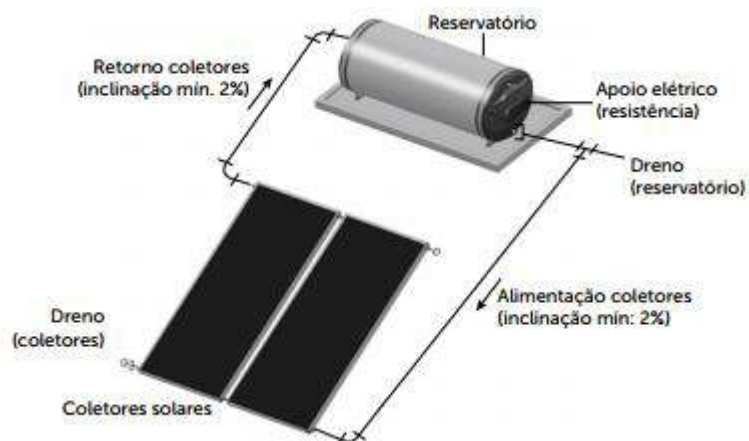


Figura 9. Circuito primário-Termossifão (HELIOTEK, 2008)

3.1. Coletores Solares

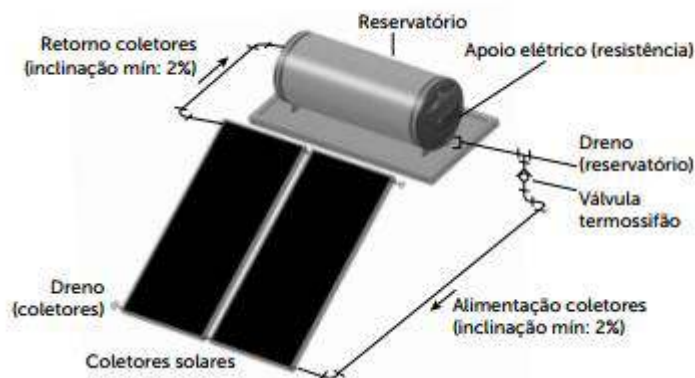


Figura 10. Circuito Primário- Válvula Termossifão (HELIOTEK, 2008)

3.4.2 Circulação Forçada (Com Bomba de Circulação)

Nos sistemas com circulação forçada, a circulação de água entre os coletores solares e o reservatório térmico é provocada por uma bomba de circulação comandada por um controlador eletrônico. O controlador é o responsável por ligar e desligar a bomba nos períodos de Sol. As premissas adotadas neste trabalho, que foram consideradas necessárias para o adequado funcionamento do sistema foram:

- Os materiais da tubulação e do isolamento devem ser adequados para água quente. Caso coletores com pintura seletiva sejam aplicados, as temperaturas podem exigir 100 °C. Deve-se usar materiais adequados, conforme as instruções que acompanham o produto;
- As tubulações devem ter diâmetro igual ou superior ao diâmetro dos tubos dos coletores solares;

- Caso a tubulação forme sifões onde o ar pode ficar preso, instale uma válvula eliminadora de ar adicional no ponto mais alto.

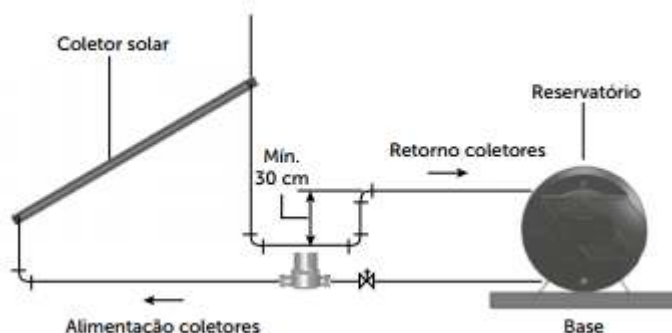


Figura 11. Circuito Primário- Circulação Forçada- Cavalete (HELIOTEK, 2008)

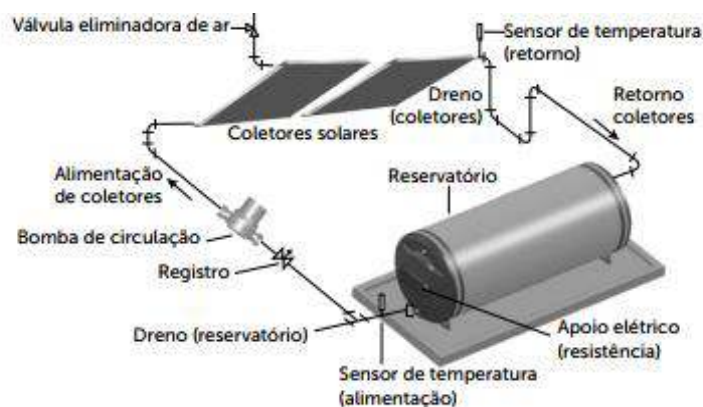


Figura 12. Circuito Primário- Circulação Forçada (HELIOTEK, 2008)

4. Dimensionamento Tradicional do Circuito Primário de um SAS

No presente trabalho serão comparados os atuais métodos utilizados no dimensionamento do circuito primário de um SAS com o novo método numérico desenvolvido, o objetivo deste tópico é mostrar os métodos tradicionais de dimensionamento do circuito primário, mais detalhes são apresentados no item 6.3 deste relatório (estudo de caso) .

4.1 Circuito Primário em Circulação Natural

Na Figura 13 (ABNT NBR 15569, 2008), é mostrada novamente a Circulação Natural de um SAS. O dimensionamento do circuito primário pelo método tradicional é feito da seguinte maneira :

- Somam-se os comprimentos equivalentes de todas as tubulações e das conexões adotando-se o menor diâmetro previsto em norma;
- Se a soma for superior a $L_0 = 14$ m, aumenta-se o diâmetro iterativamente até que o comprimento seja inferior a L_0 .

Entende-se que o método proposto tem fraca fundamentação teórica e não envolve qualquer tipo de otimização.

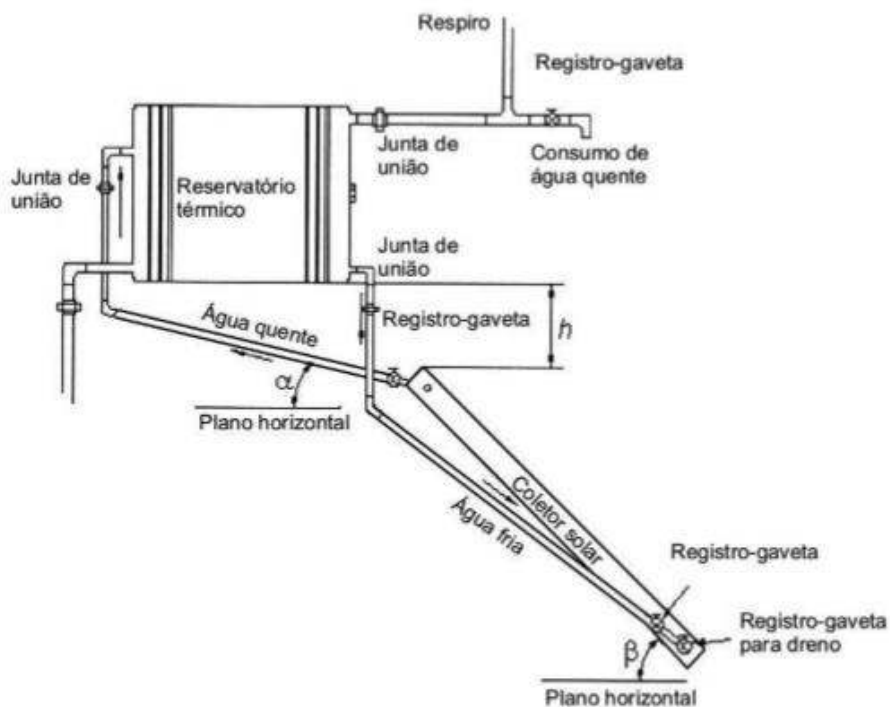


Figura 13. Circuito Primário- Componentes Básicos (ABNT NBR 15569, 2008)

4.2 Circuito Primário em Circulação Forçada

A Figura 14 (ABNT NBR 15569, 2008) mostra o esquema simplificado do circuito para circulação forçada com os componentes básicos para o seu correto funcionamento.

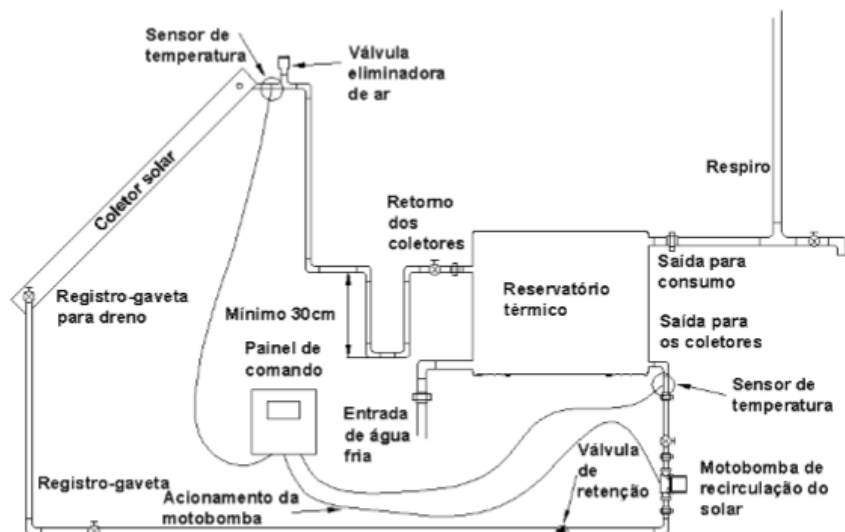


Figura 14. Esquema de Circuito Para a Circulação Forçada (ABNT NBR 15569, 2008)

O critério de acionamento da motobomba é tal que ela é acionada automaticamente quando a temperatura da água dos coletores estiver acima da temperatura da parte inferior do reservatório térmico (ABNT NBR 15569, 2008), critério sem qualquer otimização envolvida.

5. Análise Energética e Exergética do Aquecimento Solar

Faz-se necessária uma análise energética e exergética para encontrar as condições ótimas de funcionamento de um SAS. Vale ressaltar que o que será levado em consideração será a performance ótima do coletor solar, haja vista que este é a parte principal de um SAS. A análise feita no presente trabalho será em termos da energia e exergia do coletor solar para que se possa calcular o da vazão mássica (\dot{m}) que otimiza a exergia do sistema.

Em trabalhos anteriores (LUMINOSU e FARA, 2005) foi discutido o ponto ótimo de operação de um coletor solar por meio de simulações numéricas, utilizando as seguintes premissas:

- O fluxo exergético advindo da radiação solar igual ao fluxo solar;
- O coeficiente de perda térmica, o fator de perda de calor, eficiência e propriedades do fluido de trabalho como constantes;
- Temperatura interna do fluido igual à temperatura ambiente e constante;
- Perdas de exergia causada pela queda de pressão nos condutos desprezadas.

Para fundamentar e otimizar o modelo, serão trabalhadas análises energéticas, ópticas e exergéticas.

5.1 Análise Energética

A equação utilizada para o ganho de calor do fluido de trabalho é dada por:

$$Q_u = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (9)$$

Onde T_{in} , T_{out} , C_p e \dot{m} são a temperatura interna do fluido, temperatura externa do fluido, capacidade calorífica e a vazão mássica, respectivamente. A equação de Hottel–Whillier para o ganho de calor em um SAS (LUMINOSU e FARA,2005), considerando perdas de calor para atmosfera é dada por:

$$Q_u = A_p F_R [S - U_1(T_{in} - T_a)] \quad (10)$$

Onde T_a é a temperatura do meio ambiente e F_R o fator de perda de calor, que é definido pela equação 11.

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{U_1 A_p} \left[1 - \exp\left(-\frac{F' U_1 A_p}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (11)$$

Onde F' e ϕ são a eficiência e efetividade da placa, respectivamente. Do balanço energético, é possível deduzir a seguinte equação para um estado estacionário.

$$Q_u = A_p S - U_1 A_p (T_p - T_a) \quad (12)$$

Onde T_p , S e A_p são os valores médios de temperatura do coletor solar, fluxo de radiação por unidade de área do coletor e área do coletor solar, respectivamente. U_1 é o coeficiente de perda total, que não será considerado constante no presente trabalho. A eficiência térmica é dada por 13:

$$\eta_{en} = \frac{Q_u}{I_T A_p} \quad (13)$$

Onde I_T é a energia solar incidente por unidade de área da placa coletora.

5.2 Análise Óptica

O fluxo de irradiação absorvida por unidade de área foi definido por S , e por ser expresso por 14 (LUMINOSU e FARA, 2005):

$$S = (\tau\alpha)I_T \quad (14)$$

Onde $(\tau\alpha)$ é um produto que equivale à eficiência óptica (η_0).

5.3 Análise Exergética

Exergia é o trabalho máximo que pode ser obtido através do processo mais adequado de um sistema que se encontre em um estado inicial até que atinja o estado final, caracterizado pelo equilíbrio termodinâmico com o ambiente (NAJIAN,2000). O balanço exergético é mostrado em 15:

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_{out} + \dot{E}_S + \dot{E}_1 + \dot{E}_d = 0 \quad (15)$$

Onde \dot{E}_{in} , \dot{E}_S , \dot{E}_{out} , \dot{E}_1 e \dot{E}_d são taxas exergéticas interna, guardada, externa, vazadas e destruídas, respectivamente.

A taxa de exergia interna inclui a taxa exergética interna do fluido e a taxa exergética da radiação solar absorvida

A exergia interna advinda do fluido é dada por 16 (NAJIAN,2000):

$$\dot{E}_{in,f} = \dot{m}C_p \left(T_{in} - T_a - T_a \ln \left(\frac{T_{in}}{T_a} \right) \right) + \frac{\dot{m}\Delta P_{in}}{\rho} \quad (16)$$

A taxa exergética da radiação solar absorvida é a dada pelo teorema de Petela (NAJIAN,2000):

$$\dot{E}_{in,Q} = \eta_0 I_T A_p \left[1 - \left(\frac{4}{3} \right) \left(\frac{T_a}{T_s} \right) + \left(\frac{1}{3} \right) \left(\frac{T_a}{T_s} \right)^4 \right] \quad (17)$$

Pode-se ainda definir a eficiência de Petela (NAJIAN, 2000) segundo:

$$\eta_p = \left[1 - \left(\frac{4}{3} \right) \left(\frac{T_a}{T_s} \right) + \left(\frac{1}{3} \right) \left(\frac{T_a}{T_s} \right)^4 \right] \quad (18)$$

Entretanto, a relação corrigida que será utilizada é, assumindo o sol como uma fonte térmica infinita:

$$\dot{E}_{in,Q} = \eta_0 I_T A_p \left[1 - \left(\frac{T_a}{T_s} \right) \right] \quad (19)$$

Onde T_s é a temperatura aparente do sol e igual a 75% da temperatura de corpo negro do sol (FARAHAT, SARHADDI e AJAM, 2009)

A exergia armazenada pode ser considerada nula no regime permanente. Já a taxa exegética externa inclui apenas a exergia externa do fluido, dada por 20 (FARAHAT, SARHADDI e AJAM, 2009).

$$\dot{E}_{out,f} = -\dot{m} C_p \left(T_{out} - T_a - T_a \ln \left(\frac{T_{out}}{T_a} \right) \right) - \frac{\dot{m} \Delta P_{out}}{\rho} \quad (20)$$

Nas equações 16 e 20, ΔP_{in} e ΔP_{out} são as diferenças de pressão do fluido nos arredores da entrada e saída do coletor solar.

A taxa de exergia vazada, causado pela taxa de calor vazada do coletor solar para o ambiente é dada por 21 (FARAHAT, SARHADDI e AJAM, 2009):

$$\dot{E}_1 = -U_1 A_p (T_p - T_a) \left(1 - \frac{T_a}{T_p} \right) \quad (21)$$

A taxa de exergia destruída, inclui três termos; um causado pela diferença de temperatura entre o coletor solar e o sol:

$$\dot{E}_{d,\Delta T_a} = -\eta_0 I_T A_p T_a \left(\frac{1}{T_p} - \frac{1}{T_s} \right) \quad (22)$$

O segundo termo é causado pela queda de pressão nos condutos:

$$\dot{E}_{d,\Delta P} = - \frac{\frac{\dot{m} \Delta P}{\rho} \left(T_a \ln \left(\frac{T_{out}}{T_a} \right) \right)}{T_{out} - T_{in}} \quad (23)$$

O terceiro termo é causado pela diferença de temperatura entre o coletor solar e o fluido de trabalho.

$$\dot{E}_{d,\Delta T_f} = -\dot{m}C_p T_a \left(\ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) - \frac{(T_{out} - T_{in})}{T_p} \right) \quad (24)$$

A eficiência exergética do coletor é o que define o quão está a exergia do fluido acima da exergia da radiação primária advinda da fonte, e pode ser definida conforme a expressão 25 (FARAHAT, SARHADDI e AJAM, 2009).

$$\eta_{ex} = 1 - \left\{ (1 - \eta_0) + \frac{\frac{\dot{m}\Delta P}{\rho I_T A_p} T_a \ln \left(\frac{T_{out}}{T_a} \right)}{T_{out} - T_{in}} + \frac{\eta_0 T_a \left(\frac{1}{T_p} - \frac{1}{T_s} \right)}{1 - \frac{T_a}{T_s}} \right. \\ \left. + \frac{U_1(T_p - T_a) \left(1 - \frac{T_a}{T_p} \right)}{I_T \left(1 - \frac{T_a}{T_s} \right)} \right. \\ \left. + \frac{\frac{\dot{m}C_p T_a}{I_T A_p} \left(\ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) - \frac{(T_{out} - T_{in})}{T_p} \right)}{1 - \frac{T_a}{T_s}} \right\} \quad (25)$$

Onde os termos em colchetes representam as perdas de eficiência exergética.

5.4 Técnicas de Linearização Auxiliar

Como pode-se observar, o problema de otimização apresenta matemática complexa e é bastante não-linear. Utilizando o método da substituição de variáveis, com a introdução das variáveis aux_1 e aux_2 tal que:

$$aux_1 = \frac{1}{A_p} \quad (26)$$

$$aux_2 = aux_1 * \dot{m} \quad (27)$$

Percebe-se que a otimização é linear em relação a aux_2 , que é a razão entre as duas variáveis independentes do problema.

5.5 Formulação da Otimização

A formulação do problema de otimização é feita considerando os parâmetros T_{in} , T_{out} , T_a , T_s , I_T , T_p , $\tau\alpha$, η_0 , S , V_a , I_3 , entre outros parâmetros constantes. A formulação do problema é dada por:

- Função Objetivo: Equação 25;
- Restrições: Equações (9)-(14);
- $0.0001 \leq aux_2 \leq 0.09$; T_{out} , U_1 , Q_u , ΔP , C_p , F_R , F' , $\phi \geq 0$

Com variáveis nas seguintes unidades:

- A : área (m^2);
- C_p : Capacidade calorífica do fluido ($\frac{kJ}{kg K}$);
- D : Diâmetro (m);
- \dot{E} : Taxa Exergética ($\frac{J}{s}$);
- F' : fator de eficiência do coletor (sem unidade);
- F_R : fator de remoção de calor (sem unidade);
- I : Intensidade da irradiação $\frac{W}{m^2}$;
- \dot{m} : Vazão Mássica ($\frac{kg}{s}$);
- P : Pressão do fluido (Pa);
- Q : Calor Transferido (W);
- S : Taxa de radiância absorvida ($\frac{W}{m^2}$);
- T : Temperatura (K);
- U : coeficiente de perda do coletor solar ($\frac{W}{m^2 K}$);
- V : Velocidade ($\frac{m}{s}$)

6. Resultados e Conclusões

6.1 Resultados das Otimizações por Exergia

As Tabelas 2 a 11, mostram os resultados obtidos para vários valores dos parâmetros fixos envolvidos na otimização.

Tabela 2. 1ª linha de resultados

Parâmetro	Valor
η_0	0,840
\dot{m}	0,011
T_{out}	357,000
T_{in}	300,000
T_a	300,000
T_s	4.350
U_1	0,000
Q_u	2.519,000
C_p	4.180,000
A_p	6,000
S	420,000
T_p	340,000
I_t	6,000
ρ	982,271
aux_1	0.167
aux_2	0.002
$\eta_{ex(max)}$	0.076

Tabela 3. 2ª linha de resultados

Parâmetro	Valor
η_0	0,840
\dot{m}	0,010
T_{out}	360,000
T_{in}	300,000
T_a	300,000
T_s	4.350,000
U_1	0,001
Q_u	2.519,763
C_p	4.180,400
A_p	6,000

S	420,000
T_p	339,431
I_t	500,000
ρ	982,271
aux_1	0,167
aux_2	0,002
$\eta_{ex}(max)$	0,076

Tabela 4. 3ª linha de resultados

Parâmetro	Valor
η_0	0,840
\dot{m}	0,009
T_{out}	365,000
T_{in}	300,000
T_a	300,000
T_s	4,350,000
U_1	0,001
Q_u	2.519,763
C_p	4.180,400
A_p	6,000
S	420,000
T_p	339,431
I_t	500,000
ρ	982,271
aux_1	0,167
aux_2	0,002
$\eta_{ex}(max)$	0,086

Tabela 5. 4ª linha de resultados

Parâmetro	Valor
η_0	0,840
\dot{m}	0,009
T_{out}	370,000
T_{in}	300,000
T_a	300,000
T_s	4.350,000

U_1	0,001
Q_u	2.519,763
C_p	4.180,400
A_p	6,000
S	420,000
T_p	339,431
I_t	500,000
ρ	982,271
aux_1	0,167
aux_2	0,001
$\eta_{ex}(max)$	0,091

Tabela 6. 5ª linha de resultados

Parâmetro	Valor
η_0	0,500
\dot{m}	0,006
T_{out}	360,000
T_{in}	300,000
T_a	300,000
T_s	4,350,000
U_1	0,001
Q_u	1.499,763
C_p	4.180,400
A_p	6,000
S	250,000
T_p	339,431
I_t	500,000
ρ	982,271
aux_1	0,167
aux_2	0,001
$\eta_{ex}(max)$	0,047

Tabela 7. 6ª linha de resultados

Parâmetro	Valor
η_0	0,600
\dot{m}	0,007
T_{out}	360,000
T_{in}	300,000

T_a	300,000
T_s	4.350,000
U_1	0,001
Q_u	1.799,763
C_p	4.180,400
A_p	6,000
S	300,000
T_p	339,431
I_t	500,000
ρ	982,271
aux_1	0,167
aux_2	0,001
$\eta_{ex}(max)$	0.057

Tabela 8. 7ª linha de resultados

Parâmetro	Valor
η_0	0,700
\dot{m}	0,008
T_{out}	360,000
T_{in}	300,000
T_a	300,000
T_s	4.350,000
U_1	0,001
Q_u	2.099,763
C_p	4.180,400
A_p	6,000
S	350,000
T_p	339,431
I_t	500,000
ρ	982,271
aux_1	0,167
aux_2	0,001
$\eta_{ex}(max)$	0,066

Tabela 9. 8ª linha de resultados

Parâmetro	Valor
η_0	0,840
\dot{m}	0,006
T_{out}	360,000

T_{in}	300,000
T_a	300,000
T_s	4.350.000
U_1	0,001
Q_u	1.511,763
C_p	4.180,400
A_p	6,000
S	252,000
T_p	339,431
I_t	300,000
ρ	982,271
aux_1	0,167
aux_2	0,001
$\eta_{ex}(max)$	0,080

Tabela 10. 9ª linha de resultados

Parâmetro	Valor
η_0	0,840
\dot{m}	0,008
T_{out}	360,000
T_{in}	300,000
T_a	300,000
T_s	4.350,000
U_1	0,001
Q_u	2.015,763
C_p	4.180,400
A_p	6,000
S	336,000
T_p	339,431
I_t	400,000
ρ	982,271
aux_1	0,167
aux_2	0,001
$\eta_{ex}(max)$	0,080

Tabela 11. 10ª linha de resultados

Parâmetro	Valor
η_0	0,840
\dot{m}	0,012
T_{out}	360,000
T_{in}	300,000
T_a	300,000
T_s	4.350,000
U_1	0,001

Q_H	3.023,763
C_p	4.180,400
A_p	6,000
S	504,000
T_p	339,431
I_t	600,000
ρ	982,271
aux_1	0,167
aux_2	0,002
$\eta_{ex}(max)$	0,080

Os resultados das otimizações serão discutidos na análise de sensibilidade do item 6.2.

6.2 Análise da Sensibilidade do Rendimento Exergético

A análise dos dados sob a perspectiva de alguns parâmetros do problema (considerados fixos na otimização) é descrita a seguir:

- η_0 : Para valores crescentes de η_0 , a vazão mássica no ponto ótimo aumenta e os valores do rendimento exergético (η_{ex}) aumentam de forma aproximadamente linear, como pode-se observar no gráfico da Figura 15.

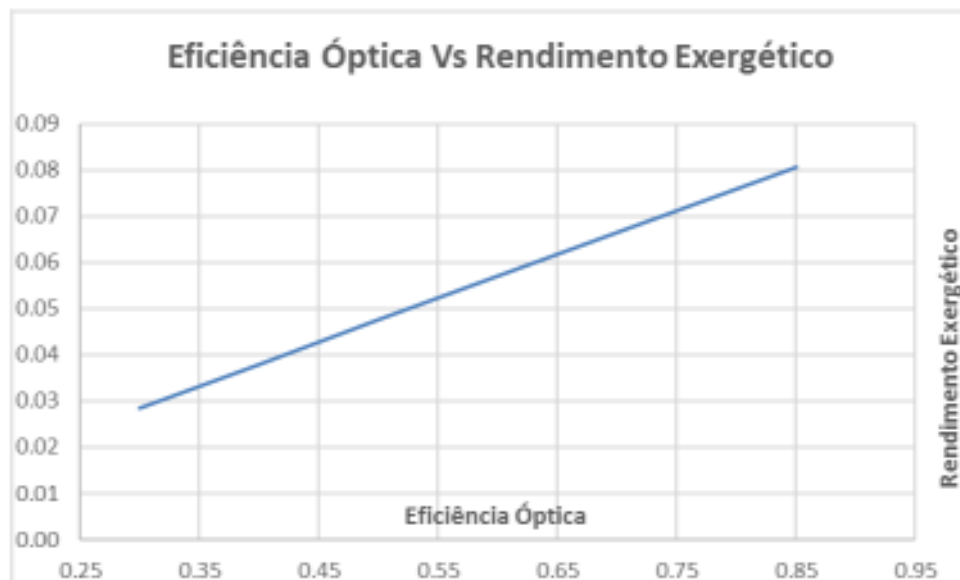


Figura 15. Eficiência Óptica vs Rendimento Exergético (Fonte:Autor)

- T_{out} : Para valores crescentes de T_{out} , o rendimento exergético aumenta conforme mostrado na Figura 16.

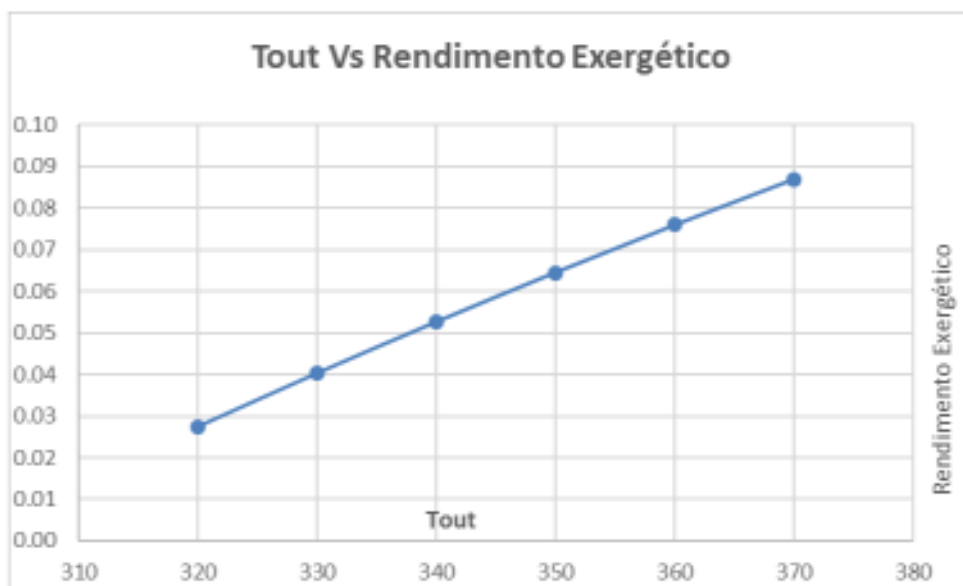


Figura 16. Tout vs Rendimento Exergético (Fonte:Autor)

- I_t : Para valores crescentes de I_t , observa-se comportamento crescente do rendimento exergético, mostrado na Figura 17. Observa-se ainda baixíssima sensibilidade em relação à alterações de I_t :

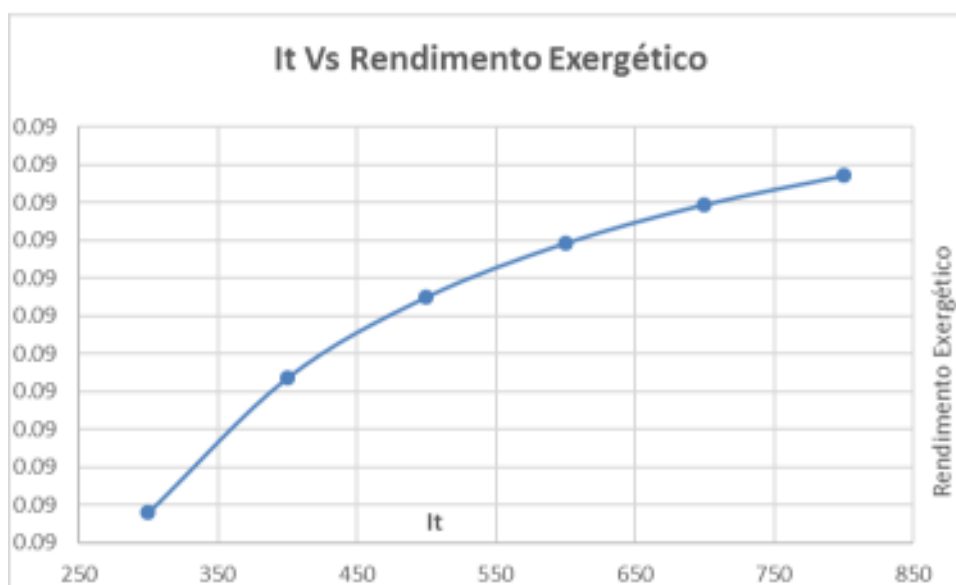


Figura 17. It vs Rendimento Exergético (Fonte:Autor)

- T_p : Para valores crescentes de T_p , observa-se comportamento decrescente do rendimento exergético, como mostra a Figura 18. Observa-se ainda pouquíssima sensibilidade em relação à grandeza T_p ;

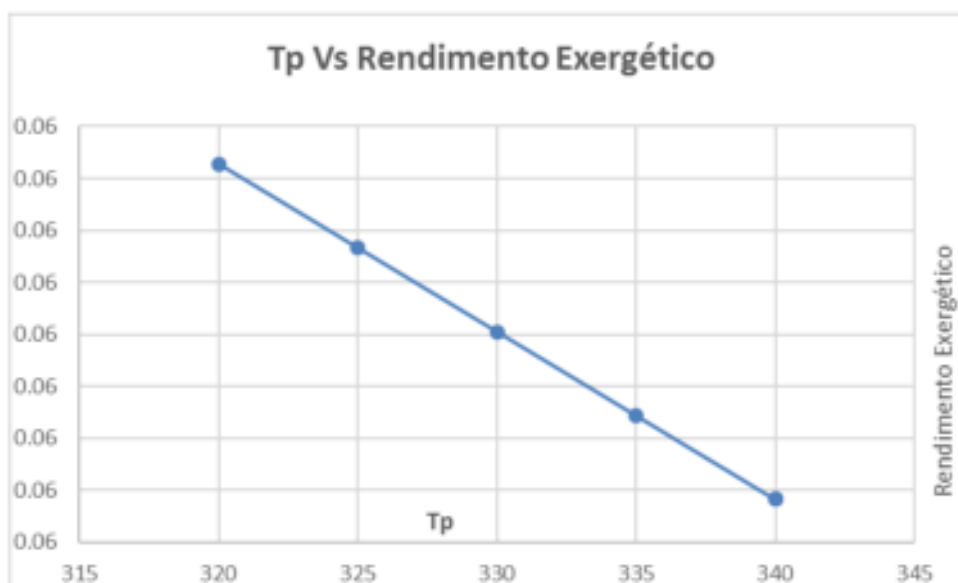


Figura 18. Tp vs Rendimento Exergético (Fonte:Autor)

- *D*: Analogamente a FARATH (2009), a variação dos diâmetros influenciou muito pouco a variação o rendimento exergético do sistema, não sendo fator relevante para encontrar o ponto ótimo de operação do SAS.

6.3 Estudo de Caso Para Validação do Modelo

Para validar o modelo, será feita uma simulação em uma residência unifamiliar, o objetivo é descobrir se a análise exergética realmente irá produzir, para esse caso, uma temperatura maior no reservatório térmico do que o método tradicional de dimensionamento, além disso, também será comparada a vazão que otimiza .

6.3.1 Dimensionando o Coletor Solar Para a Residência Unifamiliar

Para validar o modelo, foram considerados os seguintes pontos de consumo no dimensionamento do coletor solar para uma residência unifamiliar com duas pessoas:

- Duas Duchas de Banho;
- Dois Lavatório;
- Duas Duchas Higiênicas;
- Uma Pia de Cozinha;
- Uma Lava-louças;

- Uma máquina de lavar roupa;

Com os dados da Tabela C.1 (ABNT NBR 15569, 2008), estima-se o volume de consumo através de 28 (ABNT NBR 15569, 2008):

$$V_{consumo} = \sum(Q_{pu} \times T_u \times f) \quad (28)$$

Onde $V_{consumo}$, Q_{pu} , T_u e f são o volume total consumido diariamente, vazão da peça de utilização, tempo médio de uso da peça e frequência de uso, respectivamente. Com isso é definido um $V_{consumo}$ de 405 litros. Definindo-se as seguintes premissas de acordo com ABNT NBR 15569 (2008):

- $T_{consumo} = 40^\circ \text{C}$;
- $T_{ambiente} = 17,2^\circ \text{C}$, a média mensal mais fria em São José dos Campos para o ano de 2017 (EMBRAPA, 2017);
- $T_{armazenamento} = 70^\circ \text{C}$, segundo (ABNT NBR 15569, 2008).

A expressão utilizada para o cálculo do volume armazenado (ABNT NBR 15569, 2008) é expresso por 29:

$$V_{armazenamento} = \max\left(\frac{V_{consumo}(T_{consumo} - T_{ambiente})}{T_{armaz} - T_{ambiente}}; 0,75 V_{consumo}\right) \quad (29)$$

Logo, o volume de armazenamento é dado por 304 L. Ainda conforme a ABNT NBR 15569 (2008), deve ser calculada a ainda a energia útil dada por 30:

$$E_{\text{útil}} = \frac{V_{armz} \times \rho \times C_p \times (T_{armz} - T_{ambiente})}{3600} \quad (30)$$

A energia útil calculada então vale 18621,9 kWh/dia. Por fim, calcula-se a área coletora útil através de 31 (ABNT NBR 15569,2008):

$$A_{coletora} = \frac{1,15 E_{\text{útil}} \times F C_{\text{instal}} \times 4,901}{PMDEE \times I_G} \quad (31)$$

Onde $PMDEE$ é a produção média diária de energia específica do coletor solar. Adotando-se I_G como a menor média entre os meses para São José dos Campos $11.70 \frac{MJ}{m^2 \cdot dia}$, usando-se o modelo TS500 da marca TS-SOLAR e fabricante Incasol, cujo $PMDEE$ vale $3,22 \frac{kW}{dia \cdot m^2}$ (PROCEL, 2017), obtêm-se área coletora necessária de $2.78 m^2$. Como um coletor possui $4.52 m^2$, o Sistema de Aquecimento Solar irá dispor de apenas um coletor solar.

6.3.2 Circuito Primário do Estudo

Adotando-se tubos de cobre de 500 mm para a tubulação, pode-se propor o seguinte circuito primário para validar o modelo:

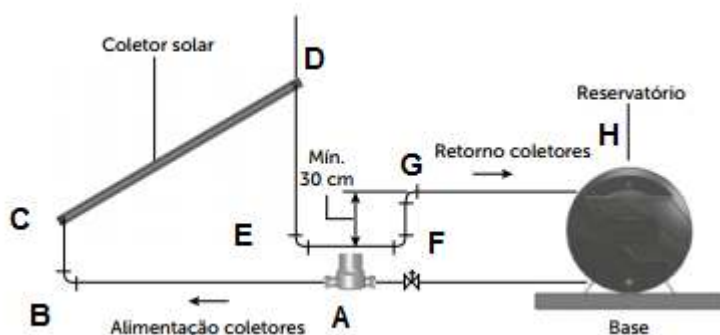


Figura 19. Esquema do Circuito Simulado (HELIOTEK, 2008)

Onde:

- Tubulação que vai da bomba ao coletor solar possui 1,20 m;
- Tubulação do coletor: três tubos em paralelo de 2,12m (distância vertical de 0,72 m);
- Tubulação que vai da saída do coletor até o reservatório: 2,0 m.

A Tabela 12 mostra o comprimento de cada trecho:

Tabela 12. Comprimento dos Trechos do Circuito Primário Simulado

Trecho	Comprimento (m)
A-B	1,00
B-C	0,20
C-D	2,12
D-E	0,70

E-F	0,30
F-G	0,30
G-H	0,70

6.3.3 Irradiância Utilizada nos Ciclos de Operação

Segundo MUCCIACCIA (2017) e o modelo teórico de irradiância utilizado para o mês mais frio em São José dos Campos, pode-se propor o seguinte perfil:

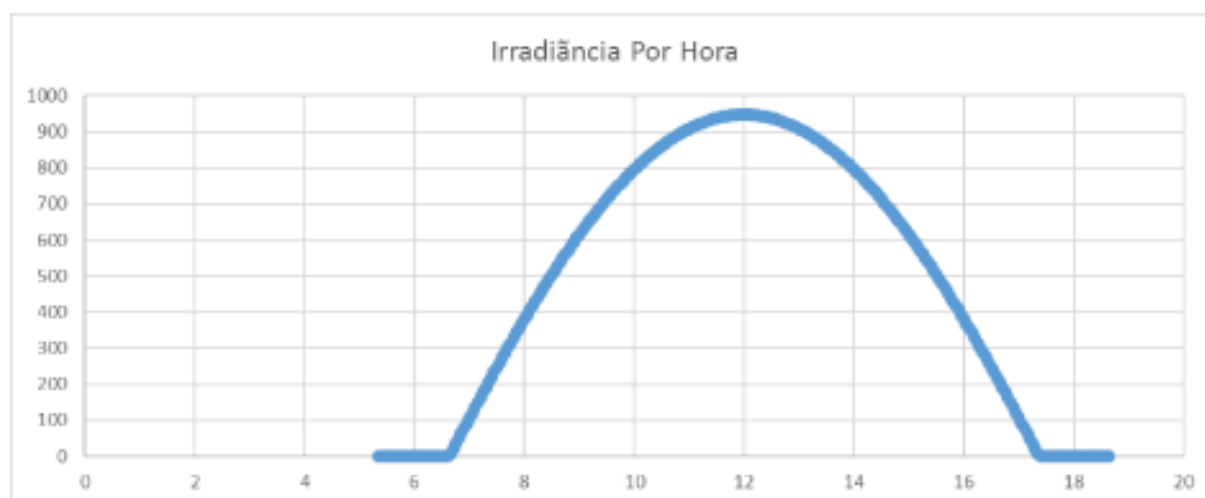


Figura 20. Irradiância média no mês mais frio de São José dos Campos pela hora do dia (Fonte: Autor)

No modelo utilizado, a irradiância comporta-se de forma senoidal e atinge um valor de pico ao longo do dia.

6.3.4 Modelo de Validação

Ciclo Energético: O Ciclo a ser considerado na análise deste trabalho, parte de algumas premissas.

- Ciclo de uma em uma hora, onde neste intervalo de tempo têm-se, irradiância, temperatura do coletor, temperatura de entrada no coletor, temperatura de saída do coletor e temperatura no reservatório constantes;
- Adotar-se-á um valor médio para a temperatura ambiente no mês mais frio de São José dos Campos, média essa dos horários onde a radiação é maior que zero.

Caso 1: O primeiro caso que será proposto para validar o modelo possui algumas premissas.

- A bomba será acionada quando a diferença entre a parte superior do coletor e a parte inferior do reservatório atingir 5°C;
- A vazão mássica imposta à bomba a cada momento será a vazão que otimiza o rendimento exergetico;
- Perdas térmicas do reservatório serão consideradas desprezíveis;
- Serão desprezíveis as perdas térmicas nas tubulações;
- A equação que rege as perdas de carga será a equação universal expressa pelas equações 32 e 33 onde f é o fator de atrito dos tubos (cobre), V é a velocidade de escoamento, g é a gravidade, D é o diametro da tubulação (fixada em 500mm), ϵ é a rugosidade da tubulação e Re é o número de Reynolds ;
- A equação que rege a eficiência térmica do coletor é expressa em 34 onde E é a energia que chega ao sistema e U_1 é o fator de perdas globais. Os valores característicos do coletor são referenciados por PROCEL (2017) .

$$\Delta h = f \frac{LV^2}{2gD} \quad (32)$$

$$f = \frac{0,25}{\log\left(\frac{\epsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}}\right)} \quad (33)$$

$$\eta = \eta_0 - \frac{U_1(T_p - T_a)}{E} \quad (34)$$

Para o coletor adotar, segundo PROCEL (2017), têm-se:

$$\eta = 75 \% \quad (35)$$

Na falta da informação do fabricante, será adotado o valor previsto por FARAHAT, SARHADDI e AJAM (2009) para a eficiência óptica do coletor:

$$\eta_0 = 84 \% \quad (36)$$

De forma semelhante será escolhido o valor previsto por FARAHAT, SARHADDI e AJAM (2009) para o fator de perdas globais:

$$U_1 = 4,68 \frac{W}{m^2 K} \quad (37)$$

Além disso, a Tabela 13 mostra a irradiância média por horário que será utilizada nos ciclos:

Tabela 13. Irradiância média por horário para o mês mais frio de São José dos Campos

Horário (horas)	Irradiância (W/m ²)
7:00	106,32
8:00	380,01
9:00	615,04
10:00	795,39
11:00	908,76
12:00	947,43
13:00	908,76
14:00	795,39
15:00	615,05
16:00	380,02
17:00	106,32

Para determinar o horário em que a bomba ligará, será determinada a irradiância necessária através de 34. Será considerado que quando a bomba não está ligada, a temperatura na saída do coletor solar é igual à temperatura do próprio coletor. Assim, através de 34, pode-se determinar a irradiância necessária para que haja uma diferença de temperatura de 5°C como 260 W/m². Conforme o descrito a bomba será ligada às 8:00 h.

Através do rendimento térmico $\eta = 0,75$ (PROCEL, 2008), e a partir de 38 (FARAHAT, SARHADDI e AJAM, 2009), é possível ainda construir a Tabela 14, que mostra a potência termica disponível para cada horário:

Tabela 14. Potência térmica disponível em cada horário

Horário (horas)	Irradiância (W/m ²)
7:00	79,74
8:00	285,00
9:00	461,28
10:00	596,54
11:00	681,57
12:00	710,57
13:00	681,57
14:00	596,54
15:00	461,28
16:00	285,01
17:00	79,74

$$\eta = \frac{Q_N}{E} \quad (38)$$

Ainda vale lembrar que é possível calcular o calor útil através da relação 39 (NAJIAN, 2000), onde Q_N é a radiação efetivamente absorvida :

$$Q_u = Q_N * A_p \quad (39)$$

É possível então construir a Tabela 15 que mostra o calor útil em cada horário do ciclo:

Tabela 15. Calor útil pelo horário

Horário (horas)	Calor útil (W)
7:00	0,00
8:00	1288,23
9:00	2084,98
10:00	2696,37
11:00	3080,69
12:00	3211,78

13:00	3080,69
14:00	2696,37
15:00	2085,02
16:00	1288,26
17:00	360,42

Ainda é possível calcular o calor total definido pelos ciclos que é dado por 40 (TADEU, MENEZES, et al., 2005):

$$Q_t = \sum Q_u \Delta t \quad (40)$$

Calcula-se então o calor total transferido ao reservatório térmico que é dado por:

$$Q_t = 78,74 \text{ MJ} \quad (41)$$

Por fim, através de 42 (TADEU, MENEZES, et al., 2005), consegue-se calcular a temperatura final do reservatório:

$$Q_t = m C_p \Delta T \quad (42)$$

Obtêm-se $\Delta T = 62^\circ \text{ C}$, ou seja, a temperatura do reservatório chegando a até aproximadamente $T_{armz} \cong 80^\circ \text{ C}$.

Caso 2: No método tradicional de dimensionamento, são adotadas algumas premissas.

- A bomba é ligada sempre que a diferença entre a temperatura da parte superior do coletor e a parte inferior do reservatório térmico for maior que 5° C (ABNT NBR 15569, 2008);
- A bomba é desligada sempre que a diferença entre a temperatura da parte superior do coletor e a parte inferior do reservatório térmico for menor que 2° C (ABNT NBR 15569, 2008);
- A vazão em que o ciclo opera quando a bomba está ligada, é aquela advinda do cruzamento entre a curva do sistema e a curva da bomba escolhida.

Neste caso, deverá ser analisada após cada ciclo, a temperatura no reservatório térmico. A Tabela 16, mostra a temperatura do reservatório térmico após cada ciclo, e a diferença

de temperatura entre o reservatório térmico e a parte superior do coletor solar, percebe-se que, pelo critério adotado, a bomba é ligada sempre que a diferença de temperatura entre a parte superior do coletor e a parte inferior do reservatório térmico for maior que 5°C (às 8 horas e às 12 horas) e desligada sempre que a temperatura for inferior a 2°C (às 10 horas e as 13 horas) :

Tabela 16. Temperatura do reservatório e diferença de temperatura entre coletor e reservatório em cada ciclo

Horário (horas)	Temperatura (°C)	ΔT (°C)
7:00	17,20	2.50
8:00	20,85	5.28
9:00	26,76	4.90
10:00	34,40	1.50
11:00	34,40	4.16
12:00	34,40	5.07
13:00	34,40	4.16
14:00	42,03	-6.14
15:00	42,03	-10.38
16:00	42,03	-15.90
17:00	42,03	-22.34

Sendo assim, a temperatura final no reservatório vale 42,53 °C pela análise tradicional. O Calor útil gerado em cada ciclo para o aquecimento do reservatório térmico, desconsiderando perdas térmicas é mostrado na Tabela 17.

Tabela 17. Calor útil absorvido pelo reservatório térmico

Horário (horas)	Calor útil (W)
7:00	0,00
8:00	1288,23
9:00	2084,98
10:00	2696,37
11:00	0,00
12:00	0,00
13:00	0,00
14:00	2696,37
15:00	0,00
16:00	0,00
17:00	0,00

6.4 Conclusões

Sobre os resultados obtidos, pode-se afirmar que:

- Em relação à temperatura final de armazenamento (T_{arm}), a Tabela 18 mostra os resultados obtidos para o caso da vazão que otimiza o rendimento exergético e o caso tradicional:

Tabela 18. Comparativo de Temperaturas de Armazenamento

Caso	T_{arm} (° C)
Vazão de Rendimento Exergético Ótimo	80,00
Caso Tradicional	42,53

A Temperatura do reservatório mostrou não depender da vazão mássica que é imposta no modelo do Caso 1, entretanto, esse modelo apresenta ganho significativo em relação ao método tradicional de dimensionamento e pode apresentar grande vantagem quando impostas vazões muito baixas, com ganho energético de aproximadamente três vezes maior;

- Os fatores η e η_0 (características dos coletores) apresentam-se como os fatores mais relevantes para a temperatura final de armazenamento do coletor, logo, constata-se que escolher o coletor com parâmetros energéticos adequados é mais importante do que a faixa de vazão mássica trabalhada;
- Exergia é um conceito novo, logo, pode-se propor mais estudos nesse sentido, tentando-se criar um método de otimização que maximize a temperatura final do reservatório, que é a consequência direta da energia útil absorvida;
- FARATH, SARHADDI e AJAM (2009), mostraram o comportamento do rendimento exergético ótimo variando com o diâmetro da tubulação (Figura 21),

o que demonstra que não vale a pena o modelo de eficiência exergética ser utilizado para termossifão, onde a faixa de vazão mássica é menor que as ótimas apresentadas e um aumento de diâmetro da tubulação não influencia no rendimento exergético de forma significativa.

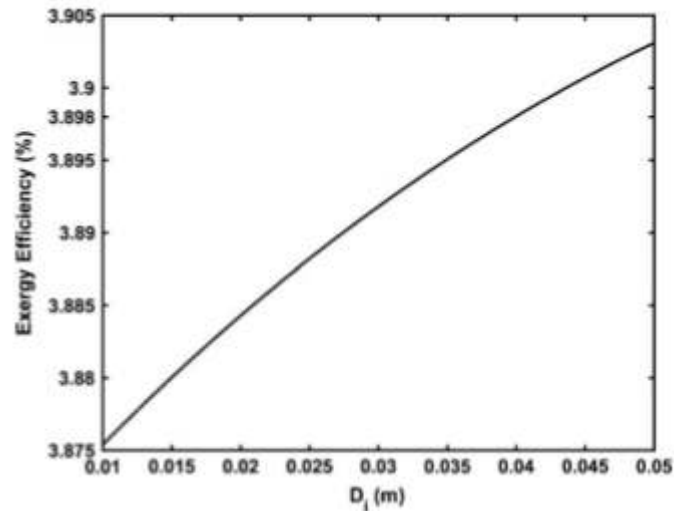


Figura 21. Sensibilidade da eficiência exergética com o diâmetro da tubulação (FARATH, SARHADDI e AJAM, 2009)

6.5 Proposta para trabalhos futuros

A hipótese de que o rendimento energético do coletor solar varia linearmente com a diferença de temperatura entre o coletor solar e o ambiente pode não ser o melhor modelo. A expressão 43 (TADEU, MENEZES, et al., 2005) mostra uma expressão mais adequada ao rendimento energético:

$$\eta = \frac{\int UE(T^*, t) dt}{A_p \int G_T dt} \quad (43)$$

Onde $UE(T^*, t)$ é a energia utilizável (kJ) e G_T representa o fluxo da radiação solar no plano coletor. Pode-se ainda afirmar, para o mesmo intervalo de integração no tempo, a igualdade expressa na equação 44 (TADEU, MENEZES, et al., 2005):

$$\int UE(T^*, t) dt = \int \dot{m} C_p TR dt \quad (44)$$

Onde TR é a temperatura média da água no reservatório térmico.

Propondo-se o modelo do item 6.3 deste relatório combinado com as equações 43 e 44, pode-se calcular de maneira análogo a temperatura final do reservatório (por cálculo numérico, discretizando os intervalos de tempo em intervalos infinitesimais). Para intervalos de tempo infinitesimais, pode-se aproximar a equação 44 para a equação 45:

$$\sum UE(T^*, t) * \Delta t = \sum C_p TR * \Delta t \quad (45)$$

Seria interessante também levar em consideração as perdas térmicas no escoamento para que os resultados fiquem ainda mais condizentes com a realidade.

BIBLIOGRAFIA

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 15569: Sistema de aquecimento solar de água em circuito direto- Projeto e instalação**, 2008

BERTSIMAS, D ; TSITSIKLIS, J.N., **Introduction to Linear Optimization**, 1997
Aeronáutica, São José dos Campos

EMBRAPA., **Banco de Dados Climáticos do Brasil**, 2017

FARAHAT, S; SARHADDI, F; AJAM, H., **Exergetic optimization of flat plate solar collectors**, 2009

GUROBI OPTIMIZATION., **Gurobi Optimizer Reference Manual**, 2013

HELIOTEK., **Manual de instalação e uso- Sistema de Aquecimento Solar**, 2009

LUENBERGER, D.G., **Linear and Nonlinear Programming**, 2nd edition, Addison-Wesley Publishing Company, 1984

LUMINOSU, I; FARA, L., **Determination of the optimal operation mode of a flat solar collector by exergetic analysis and numerical simulation**, 2005

MS EXCEL, **Microsoft Office Excel for Windows application file**, Versão 2014.
[S.l.], Microsoft, 2014.

MUCCIACCIA, Bruno Silva. **Análise de Sistema Solar Térmico e de Sistema Solar Fotovoltaico estático e giratório em edificações**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso. (Graduação em Engenharia Civil-Aeronáutica) – Instituto Tecnológico de

NAJIAN, MR., **Exergy analysis of flat plate solar collector**. MS Thesis, Tehran, Iran: **Department of Mechanical Engineering, College of Engineering, Tehran University**, 2000

PALISADE, Risk: Análise de risco com simulação de Monte Carlo, Versão 7.5, 2017

PROCEL, Informações Técnicas de Coletores Solares, 2017

TADEU, R; BERNARDES, L; MENEZES; A, MONTORO, V; YUKARI, C; OLIVEIRA; R, Levantamento do estado da arte: Energia Solar, 2007

VAN ZUBEN, FERNANDO, Técnicas de Otimização Não-Linear Irrestrita Aplicadas ao Treinamento de Redes Neurais de Múltiplas Camadas, 2006

FOLHA DE REGISTRO DO DOCUMENTO			
1. CLASSIFICAÇÃO/TIPO TC	2. DATA 22 de novembro de 2017	3. REGISTRO N° DCTA/ITA/TC-126/2017	4. N° DE PÁGINAS 51f
5. TÍTULO E SUBTÍTULO: Otimização de circuitos primários em sistemas de aquecimento solar.			
6. AUTOR: Artur Silva Cantanhede Filho			
7. INSTITUIÇÃO(ÕES)/ÓRGÃO(S) INTERNO(S)/DIVISÃO(ÕES): Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA			
8. PALAVRAS-CHAVE SUGERIDAS PELO AUTOR: Dimensionamento, Termossifão, Circuito Primário, Otimização, Linearização.			
9. PALAVRAS-CHAVE RESULTANTES DE INDEXAÇÃO: Aquecimento solar; Otimização; Coleta de energia; Transmissão de calor; Engenharia mecânica.			
10. APRESENTAÇÃO:		X Nacional	Internacional
ITA, São José dos Campos. Curso de Graduação em Engenharia Civil-Aeronáutica. Orientador: Prof. Marcio Antonio da Silva Pimentel. Publicado em 2017.			
11. RESUMO: O presente estudo trata-se da criação de um método de dimensionamento numérico do circuito primário de um sistema de aquecimento solar em termossifão. Entende-se que os atuais métodos de dimensionamento deste circuito possuem fraca fundamentação teórica e sem otimizações. Neste trabalho, é apresentado um método de otimização da eficiência exergética através da variação da vazão mássica e dos parâmetros do coletor solar do sistema de aquecimento, bem como é apresentado um estudo da sensibilidade da eficiência exergética com a variação de alguns parâmetros.			
12. GRAU DE SIGILO: (X) OSTENSIVO () RESERVADO () SECRETO			