

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

RAFAEL RABELLO DOS SANTOS

**Estudo de Viabilidade Técnica e Econômica da Instalação de um
Sistema de Aquecimento de Água Utilizando Energia Solar**

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientadores: Prof. Dr. *Francis Henrique Ramos França*

Porto Alegre
2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

**Estudo de Viabilidade Técnica e Econômica da Instalação de um Sistema de
Aquecimento de Água Utilizando Energia Solar**

RAFAEL RABELLO DOS SANTOS

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS RE-
QUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO(A) MECÂNICO(A)
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. Sérgio V. Möller

Prof. Dra. Thamy Cristina Hayashi

Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey

Porto Alegre
2010

de modo especial, à minha família que sempre me deu apoio e não me deixou esmorecer.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço aos meus pais Saulo Chaves dos Santos e Rosangela F.R.C. dos Santos, e minha irmã Gabriella Rabello dos Santos, que apesar de estarem distantes sempre me incentivaram a alcançar meus objetivos.

ao meu orientador, *Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França* que durante a realização do presente trabalho colaborou de forma bastante incisiva esclarecendo minhas dúvidas.

aos meus amigos Raul Junges, Francisco Kaderli, Felipe Camaratta, Débora, Roberta e todos os outros, que sempre foram grandes companheiros de estudos e ouvintes nas horas de dificuldades.

Este trabalho contou com apoio da seguinte entidade:
- Solary Aquecedores Termodinâmicos.

“Para conhecermos os amigos é necessário
passar pelo sucesso e pela desgraça.
No sucesso, verificamos a quantidade
e, na desgraça, a qualidade.”

Confúcio

dos Santos, R. R. **Estudo de Viabilidade Técnica e Econômica da Instalação de um Sistema de Aquecimento de Água Utilizando Energia Solar**. 2010. 22f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

Este trabalho visa a realizar um estudo de viabilidade técnica e econômica da instalação de um sistema solar termodinâmico – para aquecimento de água- em uma residência na cidade do Rio de Janeiro. Este tipo de estudo é importante na medida em que a utilização de energias alternativas em substituição aos modelos tradicionais, denominadas “energia limpa”, vem crescendo fortemente devido à pressão que os Governos mundiais estão sofrendo para diminuir os impactos ambientais. O sistema proposto opera utilizando o princípio conhecido como bomba de calor, onde um fluido refrigerante – R134a – circula dentro do painel solar, que atua como um evaporador. Utilizando as equações de transferência de calor por radiação e convecção; e equações do balanço de energia, chega-se que o total de calor incidindo no painel solar é de 2223,47W. O calor a ser transferido para aquecer o volume (300l) de água contido no reservatório de 19°C até 40°C é de 4200,55W. Parte-se então para o cálculo da dimensão do trocador de calor necessário para fornecer essa quantidade de energia. O trocador adotado é o de placas planas, no formato cúbico. Sendo assim, o trocador deve possuir 77cm de comprimento. Através da utilização dos métodos TIR e *payback* verifica-se a viabilidade econômica da instalação do equipamento. A TIR encontrada é de 22,42% para um tempo de retorno de 6 anos e 3 meses.

PALAVRAS-CHAVES: Bomba de calor, Painel solar, R134a, Transferência de calor, TIR, *Payback*.

dos Santos, R. R. **Study of Technical and Economic Feasibility of Installing a Water Heating System Using Solar Energy**. 2010. 22f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

This work aims at studying the technical and economic feasibility of installing a solar thermodynamic system - for water heating, at a residence in the city of Rio de Janeiro. This type of study is important considering that the use of alternative energy to, nowadays called "clean energy", has been growing due to the immense pressure that governments worldwide are facing to reduce environmental impacts. The proposed system operates using the principle known as heat pump, where a refrigerant - R134a - circulates within the solar panel, which acts as an evaporator. Using the equations of heat transfer by radiation and convection, and energy balance equations, one arrives at the total heat focusing on the solar panel is 2223.47 W. The energy to be transferred to heat the volume (300l) of water in the tank from 19 ° C to 40 ° C is 3652.25 W. The next step is calculating the size of the heat exchanger required to provide this amount of energy. The exchanger used is the flat plate in cubic format. Thus, the exchanger must have about 77cm of length. Through the use of IRR and payback methods one can analyze economic the feasibility of installing the equipment. The IRR of 22.42% is found for a turnaround time of 6 years and 3 months.

KEYWORDS: Heat pump, solar panel, R134a, Heat Transfer, IRR, Payback.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
2.1. Sistema Solar Termodinâmico de Aquecimento de Água.....	2
2.1.1. O fluido refrigerante R-134a	3
2.1.2 Coletores Solares	3
2.1.3. Transferência de Calor no Sistema	4
2.1.3.1. Condução	4
2.1.3.2. Convecção	4
2.1.3.3. Radiação.....	6
2.1.4. Avaliação Econômica de Investimento	6
2.2. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	7
2.3. MODELAGEM MATEMÁTICA.....	7
2.3.1. O Coletor Solar	8
2.3.2. Calor Transferido para Água	10
2.3.3. Balanço de Energia no Sistema.....	11
2.3.4. O Compressor	12
2.4. RESULTADOS E ANÁLISES.....	12
2.4.1. O Coletor Solar	12
2.4.2. Análise do Trocador de Calor	13
2.4.3. Balanço de Energia do Sistema.....	14
2.4.4. Análise do Compressor	14
2.4.5. Custo Anual de um Sistema Elétrico	14
2.4.6. TIR e Tempo de Retorno	15
3. CONCLUSÕES	15
REFERÊNCIAS	16
ANEXOS.....	18
APÊNDICE	21

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1.: Representação do ciclo termodinâmico que governa o funcionamento do sistema, com seus componentes.....	2
Figura 2.2.: (a) Diagrama T x s para a bomba de calor. (b) Diagrama P x h para a bomba de calor.....	3
Figura 2.3.: Curva da pressão do vapor do R134a. (Fonte: REGSUL, 2010).....	3
Figura 2.4.: Regimes de escoamento na ebulição com convecção forçada em um tubo. (Fonte: INCROPERA, et.al., 2008).....	5
Figura 2.5.: Esquematização das trocas de calor envolvidas no painel solar.....	8
Figura 2.6.: Circuito térmico representando a troca de calor no coletor solar.....	9
Figura 2.7.: Comparação do ciclo padrão e ciclo real. (Fonte: Stoecker, Jones, 1995).....	12

1. INTRODUÇÃO

É impossível pensar em um mundo sem energia. Indústrias, carros, metabolismo etc., direta ou indiretamente, envolve a questão energética. A palavra energia teve seu significado mais difundido na época da Revolução Industrial, período da história caracterizado pela substituição das ferramentas pelas máquinas e da energia humana pela energia motriz, culminando com uma grande demanda por matérias-primas que viabilizassem e sustentassem o funcionamento do parque fabril em implantação. Naquele período, os principais combustíveis eram o carvão e a madeira. A partir de então, a busca incansável pelo conhecimento energético só veio a crescer. No século XIX, houve a compreensão da eletricidade e a descoberta do petróleo, que passaria a constituir a matriz energética de países desenvolvidos e em desenvolvimento.

Considerando as características de abundância, baixo custo, facilidade de extração e possibilidade de utilização diversificada de seus derivados, o petróleo ganhou importância na matriz energética mundial. Porém, com o advento da “Crise Mundial do Petróleo” na década de 1970, a comunidade internacional verificou a necessidade da busca de energias alternativas, a fim de minimizar a dependência daquela fonte energética. Assim sendo, intensificaram-se os estudos para a utilização de novas fontes: nuclear, eólica, solar e outras.

A partir de então, foram retomados os estudos para a utilização do sol como fonte de energia economicamente viável. Surgiram os coletores solares, as células fotovoltaicas, etc.

O aproveitamento da energia gerada pelo Sol, inesgotável na escala terrestre de tempo, tanto como fonte de calor quanto de luz, é hoje, sem sombra de dúvidas, uma das alternativas energéticas mais promissoras. E quando se fala de energia, deve-se lembrar que o Sol é responsável pela origem de praticamente todas as outras fontes de energia. Em outras palavras, as fontes de energia são, em última instância, derivadas da energia do Sol.

Segundo Palz, 1995, no seu livro *Energia Solar e Fontes Alternativas*, a energia solar recebida pela Terra a cada ano é dez vezes superior à contida em toda a reserva de combustíveis fósseis. Atualmente, o interesse pela energia solar foi potencializado pela questão ambiental.

O Brasil tem sua matriz energética baseada na eletricidade, oriunda de usinas hidrelétricas, as quais também são alvos de ativistas ambientais. Estudos comprovam que cerca de 2% do total do consumo de toda energia elétrica produzida, refere-se à utilização de chuveiros elétricos ou outros dispositivos para aquecimento de água residencial. Soma-se a isso, o fato de que toda a energia utilizada pela população costuma ser consumida em horas específicas do dia, gerando uma sobrecarga no sistema elétrico brasileiro.

Sendo assim, avulta de importância a utilização de sistemas solares para o aquecimento de água como uma excelente alternativa para a substituição dos dispositivos de aquecimento de água domésticos.

Durante o século XIX houve a compreensão do ciclo de compressão a vapor – também chamado de bomba de calor quando se deseja o aquecimento de um ambiente ou fluido- onde são utilizados dois trocadores de calor, um compressor e uma válvula de expansão. A aplicação deste tipo de ciclo termodinâmico em sistemas de aquecimento de água com energia solar é algo inovador no meio industrial ou doméstico, considerando que ele não depende, em sua totalidade, de condições ambientais favoráveis, ou seja, o coletor solar funciona em dias nublados, com muitas nuvens, e etc. Isto se deve ao fato de utilizar um fluido refrigerante que opera em baixas temperaturas, podendo evaporar, até mesmo, através da convecção livre que age em seu exterior. Vale ressaltar que quanto mais alta a temperatura do meio externo, mais eficiente será o coletor solar.

Embasadas no princípio da bomba de calor, algumas empresas estão oferecendo dispositivos termodinâmicos para aquecimento de água utilizando energia solar em conjunto com um

ciclo de compressão a vapor, descrito anteriormente. Neste trabalho, propõe-se o estudo de viabilidade técnica e econômica da instalação de um sistema de aquecimento de água, já existente, utilizando energia solar.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Sistema Solar Termodinâmico de Aquecimento de Água

Os sistemas atuais de aquecimento de água utilizando o Sol como fonte de energia operam adotando o sistema termossifão. Segundo Treis, 1991, este é o sistema mais indicado para ser utilizado no Brasil por ser conveniente ao clima e por sua simplicidade. O fenômeno de termossifão ocorre devido à diferença de massa específica da água que passa no coletor (temperatura maior) e a contida no reservatório (temperatura menor).

Esses tipos de sistemas têm uma grande dependência do clima. Em dias com pouca intensidade de radiação solar tornam-se pouco eficientes.

O equipamento proposto neste trabalho tem como principal diferença, em relação ao supracitado, o fato de não apresentar perda de rendimento nos dias sem Sol, possibilitando a absorção de calor com chuva, tempo nublado e durante o período noturno. Sendo assim, a presença do Sol é utilizada para aumentar a eficiência do sistema. Ao invés de utilizar água circulando nos painéis absorvedores de energia, utilizam um fluido refrigerante, aumentando a eficiência na absorção do calor. O sistema é composto por um coletor solar, um compressor, uma válvula de expansão, um permutador de calor e um reservatório de água.

O princípio de funcionamento do sistema baseia-se no conceito de bomba de calor, Figura 2.1. O painel solar construído em aço inoxidável capta energia de radiação do Sol e o calor extraído do ambiente, fazendo com que o fluido refrigerante evapore. Um diferencial deste sistema é que isto também ocorre através da convecção natural ou forçada, agindo na superfície do coletor.

Após ser evaporado, o vapor, em baixa pressão, passa por um compressor. Segundo Van Wylen et al., 2003, o tipo mais comum deste equipamento para trabalhar com altas pressões é o compressor rotativo. Após passar pelo conjunto de pás móveis, o fluido sai em alta velocidade e escoar através de uma seção difusora, sendo desacelerado e tendo sua pressão aumentada. Sendo assim, o fluido ganha mais energia e segue para um permutador que libera calor na água do reservatório. Pela diferença de densidade existente entre a água fria e quente, elas ficam separadas. Finalizada a troca de calor, reduz-se a pressão do fluido através de uma válvula de expansão e este retorna ao estado líquido, completando, deste modo, o ciclo.

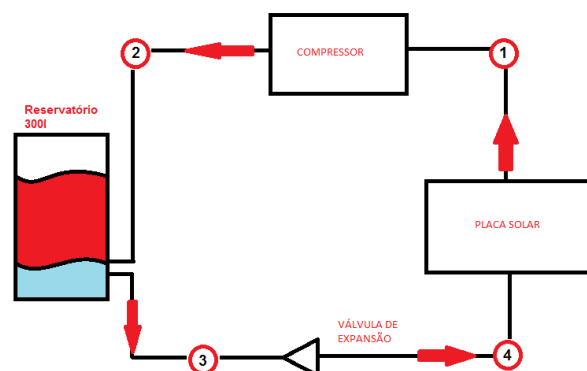


Figura 2.1.: Representação do ciclo termodinâmico que governa o funcionamento do sistema, com seus componentes.

O coletor solar é o equipamento responsável pela aquisição da energia solar e por sua conversão em calor utilizável. Os coletores podem ser classificados em planos e de concentração.

Coletores solares planos são geralmente utilizados em aplicações que requerem um fornecimento baixo de energia para atingir temperaturas não muito elevadas (Lourenço, 2000). Estes coletores são compostos por placa absorvedora e tubulações onde o fluido escoar.

A placa absorvedora tem a função de converter as energias: radiante e de convecção externa em calor, transferindo estas para a tubulação e para o fluido.

Os coletores de concentração são usados, em sua maioria, em aplicações industriais, onde se requer temperaturas mais altas, acima de 100°C. O seu funcionamento baseia-se na concentração da energia no foco de uma superfície côncava.

2.1.3. Transferência de Calor no Sistema

Transferência de calor é energia térmica trocada por corpos em diferentes temperaturas.

2.1.3.1. Condução

A condução pode ser definida como a transferência de energia devido a um gradiente de temperatura no meio. Esta transferência de energia deve ocorrer da região mais quente para a mais fria.

A transferência de calor por condução, nas placas solares presentes no trabalho, não é considerada de grande relevância para a obtenção do calor trocado no equipamento. Isto se deve ao fato de que as placas são delgadas, tendo uma resistência a passagem de calor muito baixa. Isto pode ser verificado observando-se a lei de Fourier, Equação 2.1.

$$q''_{cond} = \frac{k\Delta T}{L} \quad (2.1)$$

onde: q''_{cond} é a taxa de transferência de calor por condução, em W/m²; k é a condutividade térmica, em W/mK; ΔT é a diferença de temperatura entre as extremidades da placa, em K; L é a espessura da placa, em metros.

2.1.3.2. Convecção

O fenômeno da convecção é composto por duas manifestações: a advecção e a difusão. A primeira está relacionada com a energia transferida através do movimento global do fluido. A segunda é entendida como a transferência de energia devido ao movimento das moléculas (Incropera et al., 2008). A união dos dois tipos de movimento, na presença de um gradiente de temperatura, auxilia na transferência de calor.

Este modo de transferência de calor pode ser provocado por agentes externos como, por exemplo, a ação de um ventilador, ou por diferenças de densidades causadas por variações de temperatura do fluido, que induzem forças de empuxo. Sendo assim, o fluido mais quente tem um movimento ascendente, enquanto o fluido arrefecido possui um movimento descendente. Logo, pode-se classificar a transferência de calor por convecção, de acordo com a natureza do escoamento, em: forçada e livre.

Adotando-se a placa solar como volume de controle, faz-se os equacionamentos necessários para a obtenção do total de calor trocado neste equipamento.

Pode-se pensar, primeiramente, na situação onde se considera somente a convecção forçada na superfície da placa. Deste modo, pode-se calcular valores do coeficiente de transferência de calor através dos cálculos do número de Nusselt médio e, posteriormente, realizar o cálculo da *lei de resfriamento de Newton*.

Além desta troca, é necessário o cálculo da troca de calor no interior do tubo onde circula o fluido refrigerante. Para isso, deve-se observar que há uma mudança de fase no fluido durante o processo.

Primeiramente, a transferência de calor para o líquido ocorre por convecção forçada monofásica. Adiante no tubo, a temperatura da parede se torna superior à de saturação do fluido e a vaporização é iniciada na região conhecida por ebulição com escoamento sub-resfriado. Essa região é caracterizada pela presença de líquido escoando próximo ao centro do tubo e pela formação de bolhas adjacentes a superfície do tubo, onde a temperatura é superior. A espessura da região das bolhas aumenta ao longo do tubo até que o núcleo do líquido atinja a temperatura de saturação do fluido. Sendo assim, inicia-se a fase de ebulição com escoamento saturado.

Segundo Incropera et al., 2008, o primeiro estágio da região de ebulição com escoamento saturado corresponde ao regime de escoamento com bolhas. Na medida em que a fração mássica \bar{X} aumenta, formam-se bolsões de vapor após bolhas individuais coalescerem. A seguir tem-se o regime de escoamento anular onde o líquido forma um filme na parede interna do tubo. Esse filme se move ao longo da superfície interna do tubo, enquanto o vapor se move com uma velocidade maior no núcleo do tubo. Após esta fase começam a surgir pontos secos na superfície interna do tubo. Por fim, a superfície interna do tubo está completamente seca e todo o líquido remanescente está na forma de gotas que fluem a alta velocidade no interior do núcleo central. Os estágios descritos anteriormente estão representados na Figura 2.4.

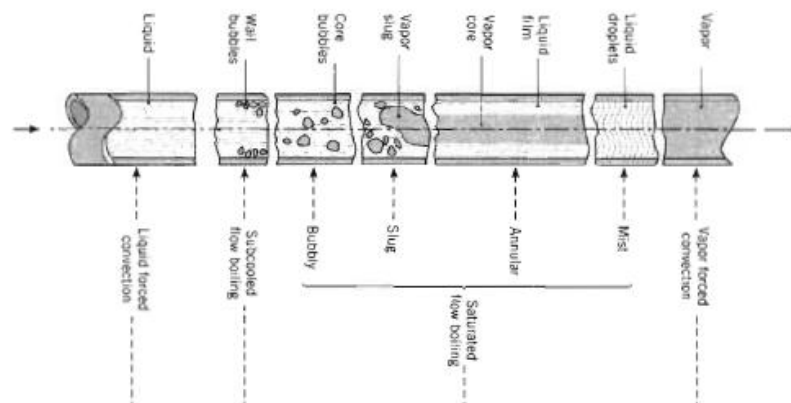


Figura 2.4.: Regimes de escoamento na ebulição com convecção forçada em um tubo. (Fonte: INCROPERA, et.al., 2008)

Tomando-se, agora, como referência, o trocador de calor – condensador- para o aquecimento da água, tem-se neste equipamento uma troca de calor com mudança de fase. Esse processo ocorre do estado gasoso para o líquido, sendo denominado condensação. A condensação ocorre quando a temperatura de um vapor é reduzida a valores inferiores ao de sua temperatura de saturação.

Independente de estar no formato de gotas ou filme, o condensado representa uma resistência à transferência de calor entre o vapor e a superfície. Na condensação em gotas, a maior parte da transferência de calor ocorre através de gotas com diâmetros menores que 100 μm e podem ser alcançadas taxas de transferência de calor superiores, em mais de uma ordem de grandeza, daquelas associadas à condensação em filme (Incropera, et.al., 2008).

Embora seja desejável obter a condensação em gotas, é frequentemente difícil manter essa condição. Devido a esse fato, os cálculos de projeto de condensadores são normalmente baseados na hipótese de que ocorre condensação em filme.

2.1.3.3. Radiação

A troca de calor por radiação nas placas solares é de grande importância na análise do balanço de energia neste volume de controle. Para isso, propriedades como a absorvidade e a emissividade são relevantes, principalmente na escolha do material. Incropera et al., 2008, define emissividade (ϵ) como uma propriedade que fornece uma medida da eficiência na qual uma superfície emite energia em relação ao corpo negro. Já a absorvidade (α) pode ser definida como o quanto de energia é absorvida pela superfície.

A radiação solar é a principal fonte a ser considerada para a análise da troca de calor no coletor. O Sol emite aproximadamente como um corpo negro a 5800K. Estimativas afirmam que do fluxo energético total enviado pelo Sol à Terra, 35% seja refletido de volta ao espaço, 18% seja absorvido pela atmosfera e 47% atinja o solo. Considerando-se somente a parcela que atinge a superfície terrestre, tem-se, anualmente, um valor de $1,5 \times 10^{18}$ kWh de energia solar. Uma constante que se faz necessária a sua definição é a constante solar, S_c , esta pode ser definida como sendo o fluxo de energia solar que incide sobre uma superfície com orientação normal aos raios solares no limite externo da atmosfera terrestre, quando a Terra encontra-se à sua distância média do Sol. O valor S_c é de 1353 W/m^2 . O fluxo de calor por radiação que chega a superfície da Terra é, em média, 600 W/m^2 (Kreith, 2003). Sendo assim, percebe-se que cerca de 753 W/m^2 de energia são perdidos, até atingir a superfície terrestre.

No início da década de 2000, foi lançado o Atlas Solarimétrico do Brasil. Este mapa, ilustrado na Figura A.1, do anexo A, que representa a disponibilidade de radiação solar no país, teve como base para sua construção mapas do Brasil elaborados pelo Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE) e interpolação de dados obtidos por estações solarimétricas do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET), localizadas em diversos pontos do país.

Através do software RADIASOL, desenvolvido por pesquisadores do Laboratório de Energia Solar da UFRGS, verifica-se valores para o fluxo de calor por radiação que chega à superfície terrestre em determinada região do país durante os meses do ano. O software comprova o que é verificado no Atlas Solarimétrico. Como o foco principal do trabalho é a cidade do Rio de Janeiro, tem-se para esta localidade um fluxo de calor médio anual de, aproximadamente, 255 W/m^2 . A interface do software, bem como, os valores por ele obtidos, são mostrados na Figura A.2 do anexo A.

2.1.4. Avaliação Econômica de Investimento

Para a realização do estudo de viabilidade econômica serão utilizados dois conceitos: tempo de retorno e taxa interna de retorno.

O fluxo de caixa é uma forma gráfica de representação dos benefícios e despesas para um determinado período de tempo. O gráfico apresenta uma linha do tempo onde se colocam setas para representar entradas (setas para cima) e saídas (setas para baixo).

Considerando-se que o valor presente líquido (VPL) determina o valor presente dos pagamentos realizados no futuro descontados a uma taxa de juros, menos o custo inicial do investimento, necessita-se realizar o seu cálculo. Isso pode ser feito utilizando-se a seguinte equação (Casarotto, et. al, 2000):

$$VPL = C_0 + \sum_{n=1} \frac{C_n}{(1+i)^n} \quad (2.2)$$

onde: C_0 é o fluxo de caixa na data zero; C_n o fluxo de caixa no período n ; i é a taxa de juros corrente no período n ; e n é o período de tempo considerado para a realização do fluxo de caixa.

A Taxa Interna de Retorno de um projeto pode ser entendida como a remuneração do capital investido. Por definição é a taxa de desconto para qual o VPL do fluxo de caixa é nulo, ou seja, é a taxa de juros da Equação 2.2 para VPL igual a zero.

Para fins de decisão, a taxa obtida deverá ser confrontada com a taxa que representa o custo de capital da empresa e o projeto só deverá ser aceito quando a sua taxa interna de retorno superar o custo de capital, significando que as aplicações da empresa estarão rendendo mais que o custo dos recursos usados na entidade como um todo.

O método do tempo de retorno – mais conhecido como *payback* - se baseia no cálculo do tempo necessário para que o capital investido seja compensado pelos benefícios gerados com projeto.

Por definição é o tempo decorrido para o VPL do fluxo de caixa do investimento em questão ser nulo, ou seja, é o período de tempo considerado da equação 2.2 para VPL igual a zero.

Sendo assim, para o investimento ser economicamente viável, o tempo de retorno deve ser menor que a vida econômica do projeto.

2.2. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Atualmente, os dispositivos de aquecimento de água ecologicamente correto são considerados economicamente inviáveis, haja vista o seu elevado custo. Em consequência, tem sido utilizados equipamentos, em larga escala, que empregam a energia elétrica e o gás (derivado do petróleo), por seu custo-benefício mais adequado ao padrão econômico do brasileiro.

O propósito deste trabalho é a realização do dimensionamento – número de placas a serem instaladas - de um sistema de aquecimento de água utilizando energia solar que será instalado na cidade do Rio de Janeiro, e um estudo posterior da sua viabilidade econômica.

O sistema proposto tem seu funcionamento baseado em um ciclo de compressão a vapor (bomba de calor), onde o coletor solar, representado por um painel de aço inoxidável, atua como evaporador.

A metodologia empregada para a realização dos cálculos está descrita nos itens subsequentes.

2.3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Para a realização do equacionamento do sistema foram feitas as seguintes considerações:

- O ciclo utilizado é ideal, composto por processos reversíveis, alcançando uma eficiência maior que o ciclo real;
- A compressão ocorre adiabaticamente;
- As variações de energia cinética e potencial são desprezadas;
- A produção de energia interna é nula;
- A variação mássica temporal é nula;
- Não são consideradas as perdas de carga na tubulação; e
- Não há troca de calor por condução, pois a placa é delgada.

Os sistemas apresentados estão acoplados, ou seja, dependem entre si para o equacionamento. Sendo assim, devem ser realizados cálculos iterativos para encontrar, principalmente, as temperaturas em cada ponto do ciclo (ver Figura 2.1). As temperaturas, pressões e entalpias encontradas após a verificação da convergência das temperaturas estão expostas na Tabela A.1 do Apêndice A.

2.3.1. O Coletor Solar

Segundo dados fornecidos pela empresa Solary Aquecedores Termodinâmicos, as placas solares são, em sua maioria, compostas por tubos. A Figura 2.5 mostra, em corte, um esquema da placa e os fluxos de calor que estão agindo sobre esta.

O comprimento de cada tubo é igual ao comprimento da placa, ou seja, cerca de 1,60 metros, para placas instaladas em residências.

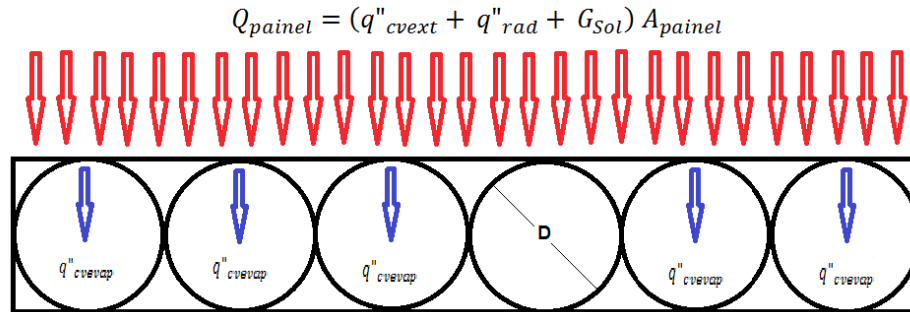


Figura 2.5.: Esquemática das trocas de calor envolvidas no painel solar.

O coletor solar sofre a incidência de três tipos de fluxo de calor: convecção forçada e radiação, na superfície externa; e evaporação com convecção no interior do cilindro.

Para o cálculo do fluxo de calor por convecção externa, deve-se conhecer o valor do coeficiente de troca de calor deste tipo de transferência de energia, h_e . Esse parâmetro é obtido através do cálculo do número de Nusselt (Nu), que depende do número de Reynolds e de algumas propriedades, como o número de Prandtl, que são obtidos através de tabelas. Para o caso em análise, considerou-se a superfície como uma placa plana exposta à convecção externa. Através do cálculo do número de Reynolds verifica-se que o escoamento é turbulento. Sendo assim, pode-se utilizar a correlação proposta na Equação 2.3 para encontrar-se o valor de \overline{Nu}_L .

$$\overline{Nu}_L = 0,037 Pr_{ar}^{1/3} Re_L^{4/5} \quad (2.3)$$

onde: Pr_{ar} é o número de Prandtl para o ar, adimensional; e Re_L é o número de Reynolds ao longo do escoamento, adimensional.

Na parte interna dos cilindros, ocorre transferência de calor por evaporação com convecção – há, portanto, um escoamento bifásico – e, sendo assim, deve-se calcular o coeficiente de troca de calor para um escoamento deste tipo. Isso é feito através da seguinte correlação (Kandlikar, 1990, apud, Incropera, et. al, 2008):

$$\frac{h}{\bar{h}_i} = 1,136 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,45} \bar{X}^{0,72} (1 - \bar{X})^{0,08} f(Fr) + 667,2 \left(\frac{q''_s}{\dot{m} h_{fg}} \right)^{0,7} (1 - \bar{X})^{0,8} G_{s,f} \quad (2.4)$$

onde: \bar{X} é a fração mássica média, adimensional; ρ_l é a densidade do fluido no estado líquido, em kg/m^3 ; ρ_v é a densidade do fluido no estado de vapor, em kg/m^3 ; q''_s é o fluxo de calor considerando o escoamento interno monofásico, em W/m^2 ; \dot{m} representa a vazão mássica do fluido, em kg/s ; h_{fg} é o coeficiente de troca de calor por convecção na troca de fase, em J/kg ; $G_{s,f}$ é uma constante dependente do fluido, adimensional.; \bar{h}_i é o coeficiente de troca de calor por convecção para o escoamento monofásico, em $\text{W/m}^2\text{K}$; Fr é o número de Froude, adi-

mensional ; h é o coeficiente de troca de calor por convecção para o escoamento bifásico, em W/m^2K .

A equação anterior depende do fluxo de calor considerando o escoamento interno monofásico, que, por sua vez, depende do coeficiente de troca de calor por convecção para o mesmo tipo de escoamento. Deste modo, Gnielinski, 1976, propõe a correlação apresentada na Equação 2.5 para a obtenção do número de Nusselt para estes casos.

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.5)$$

em que f é o fator de atrito no tubo, adimensional; Re_D é o número de Reynolds para o escoamento no interior do tubo, adimensional; Pr é o número de Prandtl, adimensional.

Obtido o valor de Nu_D , pode-se chegar ao valor do coeficiente de troca de calor por convecção interna \bar{h}_i , através da Equação 2.6,

$$\bar{h}_i = \bar{N}_{uD} \frac{k}{D} \quad (2.6)$$

na qual: \bar{h}_i é o coeficiente de troca de calor por convecção interna monofásica, em W/m^2K ; \bar{N}_{uD} é o número de Nusselt, adimensional; k é a condutividade térmica, em W/mK ; e D é o diâmetro do cilindro, em metros.

Parte-se, então, para o cálculo da troca de calor na placa e da temperatura da superfície utilizando a analogia com o circuito elétrico. A Figura 2.6 demonstra como foi realizada a modelagem do circuito.

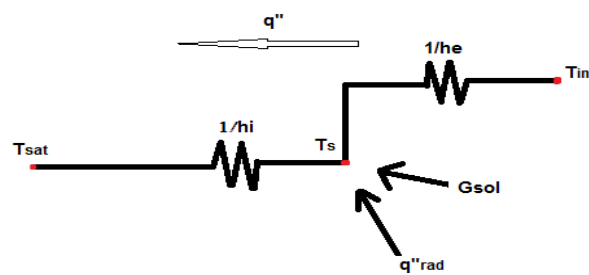


Figura 2.6.: Circuito térmico representando a troca de calor no coletor solar.

Tem-se aqui um processo iterativo, pois no início dos cálculos, foi necessário estipular uma temperatura da superfície para a análise das propriedades do fluido.

O passo seguinte é recalculer os parâmetros dependentes da temperatura superficial do cilindro e, logo após, verificar a convergência.

Obtida a temperatura, os fluxos de calor por evaporação com convecção, convecção externa e por radiação podem ser calculados utilizando-se as Equações 2.7, 2.8 e 2.9, respectivamente:

$$q''_{evap} = h(T_s - T_{sat}) \quad (2.7)$$

$$q''_{cvext} = h_e(T_\infty - T_s) \quad (2.8)$$

$$q''_{rad} = \varepsilon\sigma(T_{c\acute{e}u}^4 - T_s^4) \quad (2.9)$$

em que: q''_{evap} é o fluxo de calor por evaporação com convecção, em W/m^2 ; h e h_e são os coeficientes de troca de calor por convecção interna e externa, respectivamente, em W/m^2K ; T_s é a temperatura da superfície, em K; T_{sat} é a temperatura de saturação do fluido, em K; T_∞ é a temperatura do ambiente externo, em K; $T_{c\acute{e}u}$ é a temperatura do céu, em K; ε é a emissividade térmica, adimensional; σ é a constante de Stefan-Boltzmann, em W/m^2K^4 .

Sendo assim, tem-se, pela Equação 2.10, que o total de calor que incide no painel solar é:

$$Q_{painel} = (q''_{cvext} + q''_{rad} + G_{Sol})A_{painel} \quad (2.10)$$

onde G_{Sol} é o fluxo radiante proveniente do Sol, em W/m^2 ; A_{painel} é a área de troca de calor do painel solar, em m^2 .

2.3.2. Calor Transferido para Água

A quantidade de calor a ser transferida pelo trocador de calor para que a água aqueça de um ΔT é calculada pela seguinte equação:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{H_2O} c_P \Delta T \quad (2.11)$$

tem-se, então: Q_{cond} é a potência a ser fornecida para a água, em W; \dot{m}_{H_2O} é a vazão mássica de água, em kg/s; c_P é o calor específico da água, em J/kgK; ΔT é a diferença entre a temperatura que se deseja e a temperatura em que se encontra a água, em K.

Após este cálculo, existe a necessidade de se saber o tamanho que o trocador de calor deve ter para fornecer esta quantidade de energia. O método utilizado para esta análise foi o da média logarítmica das diferenças de temperatura, apresentado na Equação 2.12,

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,s} - T_{f,s}) - (T_{q,e} - T_{f,e})}{\ln[(T_{q,s} - T_{f,s}) - (T_{q,e} - T_{f,e})]} \quad (2.12)$$

onde $T_{q,e}$ é a temperatura do fluido quente na entrada do trocador, em K; $T_{f,s}$ é a temperatura do fluido frio na saída do trocador, em K; $T_{q,s}$ representa a temperatura do fluido quente na saída do trocador, em K; e $T_{f,e}$ é a temperatura do fluido frio na entrada do trocador.

O modelo de trocador analisado é o do tipo placas, o mesmo ofertado pela empresa fornecedora do produto.

Para o cálculo da temperatura de saída do refrigerante – fluido quente – utiliza-se a Equação 2.13,

$$Q_{cond} = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (2.13)$$

em que \dot{m}_q é a vazão mássica do fluido quente, em kg/s; $c_{p,q}$ é o calor específico do fluido quente, em J/kgK.

Assim, o comprimento do trocador de calor de calor pode ser obtido pela Equação 2.14,

$$Q_{cond} = UA\Delta T_{ml} \quad (2.14)$$

na qual U representa o coeficiente global de transferência de calor, em W/m²K; A é a área de transferência de calor, em m².

O coeficiente global de transferência de calor para trocadores de calor tubulares não ale-tados é dado pela Equação 2.15,

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_f}\right) + \left(\frac{1}{h_q}\right)} \quad (2.15)$$

onde h_f é o coeficiente de troca de calor por convecção do fluido frio, em W/m²K; h_q é o coeficiente de troca de calor por convecção do fluido quente, em W/m²K

Para o escoamento do R-134a no tubo, o número de Reynolds é calculado pela Equação 2.16,

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu} \quad (2.16)$$

no qual \dot{m} representa a vazão mássica do fluido, em kg/s; D é o diâmetro do cilindro; μ é a viscosidade do fluido, em Ns/m².

Como o escoamento é turbulento e existe troca de fase, o coeficiente de transferência de calor, para este caso, pode ser calculado pela Equação 2.17

$$\bar{h}_q = 0,555 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h_{fg}}{\mu_l(T_{sat} - T_s)} \right]^{1/4} \quad (2.17)$$

em que ρ_l é a densidade do fluido no estado líquido, em kg/m³; ρ_v é a densidade do fluido no estado de vapor, em kg/m³; h_{fg} é o calor latente de mudança de fase, em J/kg; g representa a aceleração da gravidade, em m/s²; T_{sat} é a temperatura de saturação do fluido, em K; μ_l é a viscosidade do fluido no estado líquido, em Ns/m²; T_s é a temperatura da superfície, em K.

Para o escoamento da água, o número de Nusselt é obtido através da Figura C.1 do Anexo C.

2.3.3. Balanço de Energia no Sistema

Para verificar a coerência nos resultados obtidos nas etapas anteriores, deve-se fazer um balanço de energia global do sistema. Isto é feito analisando-se a quantidade de calor que entra e que sai do sistema. Pela Primeira Lei da Termodinâmica, sabe-se que essas duas quantidades devem ser iguais e seu somatório deve ser nulo. Sendo assim, tem-se:

$$Q_{painei} + \dot{W}_{comp} = Q_{cond} \quad (2.18)$$

onde: Q_{painei} é a quantidade de calor absorvida pelo painel solar, em W; \dot{W}_{comp} é a potência consumida pelo compressor, em W; Q_{cond} é a quantidade de calor fornecida para a água, em W.

As temperaturas, pressões e entalpias nos pontos indicados na Figura 2.1 encontram-se na Tabela A.1 do Apêndice A.

2.3.4. O Compressor

A potência exigida pelo compressor, tratado como ideal, corresponde ao produto da vazão de fluido refrigerante pelo aumento de entalpia na compressão. Sendo assim, tem-se pela Equação 2.19,

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.19)$$

onde \dot{W} é a potência exigida pelo compressor, em kW; \dot{m} é a vazão mássica do refrigerante; h_2 é a entalpia do fluido na saída do compressor, em J/kg; h_1 é a entalpia do fluido na entrada do compressor, em J/kg.

Uma comparação entre o ciclo ideal e o ciclo real pode ser vista na Figura 2.7. - onde pode ser verificado que os valores de entalpia considerados divergem daqueles que realmente ocorrem.

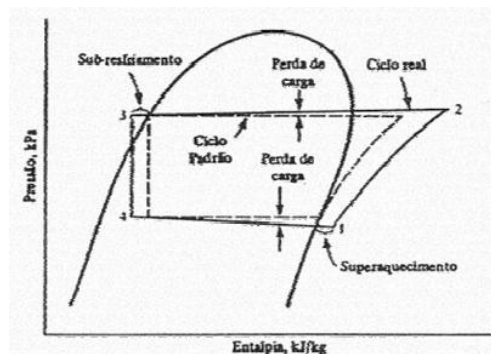


Figura 2.7.: Comparação do ciclo padrão e ciclo real. (Fonte: Stoecker, Jones, 1985)

2.4. RESULTADOS E ANÁLISES

2.4.1. O Coletor Solar

Analisando, primeiramente, o coletor solar como volume de controle, observa-se que neste equipamento estão sendo realizadas trocas de calor por convecção e radiação. Sendo assim, deve-se determinar os valores dos fluxos de calor devido a estes modos de transferência utilizando-se as equações 2.7, 2.8 e 2.9. Porém, essas correlações dependem de alguns parâmetros ainda não definidos. Segundo o Instituto Nacional de Meteorologia, a temperatura média anual da cidade do Rio de Janeiro é de aproximadamente 27°C; a velocidade do vento, obtida através de um mapa dos ventos na Região Sudeste do Brasil (Figura B.1. do Anexo B) é de 6,5m/s (cresesb.cepel, 2010); a temperatura do céu é de aproximadamente 263K; e a in-

cidência de radiação solar é de 255W/m^2 . Deste modo, pode-se determinar o total de calor transferido para o fluido refrigerante. Os valores estão representados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Variáveis e Resultados para o coletor solar

Variáveis	Resultados
Nu_D	111,67
\overline{Nu}_L	948,58
q''_{evap}	1512,87
h_i	474,31
h_e	29,29
h	
\overline{h}_i	1,20
h	572,29
$q''_{convext}$	1283,37
q''_{rad}	5,71
Q_{painel}	1544,08

Para chegar a esses resultados, foi necessário estipular uma temperatura da superfície do coletor e, posteriormente, testar a convergência usando um método iterativo. A temperatura da superfície (T_s) convergiu para um valor próximo de -16°C ou 257K . Esse resultado foi verificado após duas iterações da temperatura.

Obtidos estes valores, é pertinente realizar o balanço de energia no coletor. Este balanço serve para verificar a coerência nos cálculos. A Tabela 2.2 apresenta o resultado dos somatórios de energia entrando e saindo do volume de controle considerado.

Tabela 2.2 – Balanço de energia no coletor solar

Balanço de Energia na Placa Solar			
Tipo de troca de calor	Fluxo de calor que entra (W/m ²)	Fluxo de calor que Sai (W/m ²)	Balanço de Energia (W/m ²)
Fluxo de calor radiante do Sol	255		
Fluxo de calor Radiação	5,71		
Fluxo de calor por convecção extertna	1283,37		
Fluxo de Calor por convecção interna		1512,87	
Somatório	1544,08	1512,87	31,21

Verifica-se que ocorreu um pequeno erro de aproximadamente 2% , pois durante a realização dos cálculos foram feitos arredondamentos de valores e aproximações por interpolações lineares, principalmente para as propriedades dos fluidos. Sendo assim, tem-se presente um erro numérico e o resultado é considerável satisfatório.

2.4.2. Análise do Trocador de Calor

O trocador de calor deve fornecer uma quantidade de energia suficiente para aquecer a água. Esse valor é obtido através da Equação 2.11.

A Tabela 2.3 mostra que o gasto de água para banho, por pessoa, em uma residência é de 40 litros por dia. Analisando uma habitação onde vivem seis indivíduos tem-se um gasto de aproximadamente 240 litros de água por dia. Porém, não existe dentro do portfólio da empresa pesquisada um reservatório deste volume. O menor existente tem 300 litros de capacidade. No entanto, os 60 litros de água quente restantes podem ser utilizados na cozinha, lavatórios etc.

Sendo assim, chega-se a um total de calor de 26296200 Joules. Considerando que o aparelho trabalha por cerca de 2 horas tem-se uma potência de 4200,55 Watts.

Tabela 2.3- Consumo de água quente. (Fonte:VIANNA, 1998)

Tipo de Edificação	Consumo por pessoa (litros/dia)
Alojamento provisório	24
Casa popular ou rural	36
Residência	40
Apartamento	60
Quartel	45
Escola internato	45

A partir das equações expostas na seção 2.2.3 chega-se que o tamanho do trocador de calor (condensador) depende do número de canais (espaçamento entre as placas) que o compõe. Este resultado pode ser verificado observando-se o gráfico da Figura B.1 do Apêndice B.

Adotando-se o número de canais (N) como 20, chega-se a um trocador com 77 centímetros de comprimento.

2.4.3. Balanço de Energia do Sistema

O balanço de energia do sistema é realizado a fim de se obter o valor da potência a ser fornecida ao compressor. Utilizando-se a Equação 2.18 chega-se a um valor de 1928,78W.

2.4.4. Análise do Compressor

Dentre os itens que compõem o kit ofertado pela empresa Solary Aquecedores Termodinâmicos está um compressor de 10000 btu/h (2,4kW). Este equipamento deverá elevar a pressão do fluido refrigerante de 100kPa à 1000kPa, com uma vazão mássica de 0,1 kg/s (0,298m³/h). Analisando as curvas de pressão x vazão e potência x vazão (Figura A.1. do Apêndice A), verifica-se que o compressor adotado atende os parâmetros de projeto.

Segundo contatos com os engenheiros responsáveis pelo desenvolvimento do sistema, estes compressores têm um consumo médio de 0,6kW/h. O tempo necessário para aquecer todo o volume de um reservatório de 300 litros, de 19°C à uma temperatura de 40°C é de cerca de três horas.

Através da Equação 2.19 chega-se que a potência exigida pelo compressor ideal é de 2,14 kW. Sendo assim, o compressor adotado pela empresa pode suprir esta demanda.

Depois de a água chegar à temperatura desejada, o equipamento, que possui um termostato, só gasta energia para manter a temperatura no padrão desejado, até que o reservatório se esvazie por completo.

2.4.5. Custo Anual de um Sistema Elétrico

O sistema analisado foi comparado ao sistema de aquecimento de água para banho que utiliza energia elétrica como única fonte de energia. A comparação com este tipo de sistema é válida, pois os chuveiros elétricos são os equipamentos mais utilizados por todas as classes da população nacional.

Considerando a tarifa cobrada pela empresa fornecedora de energia elétrica do Rio de Janeiro (LIGHT) para o mês de Novembro de 2010, acrescida de impostos, chega-se a um custo de R\$ 0,48971 por kWh de energia elétrica. Através destes valores e estimando um banho de 10 minutos por pessoa obtém-se uma estimativa de gasto anual com o aquecimento de água para banho, utilizando somente energia elétrica, de R\$ 965,22.

A Tabela 2.4 mostra, com mais detalhes, como se chegou a este valor.

Tabela 2.4 – Cálculo do custo anual de um chuveiro elétrico de 5400W.

Custo do kWh (R\$)	Potência do chuveiro (kWh)	Tempo de banho (horas)	Número de pessoas	Custo anual (R\$)
0,48971	5,4	0,166	6	965,22

2.4.6. TIR e Tempo de Retorno

A Tabela 2.5 mostra uma síntese da análise de investimentos, onde (RAI) é o retorno anual do investimento, ou seja, o quanto será poupado, no primeiro ano, em relação ao sistema que utiliza 100% de energia elétrica. O cálculo de (RAI) é feito através da subtração de (C.A.S.E) e (C.A.S.P), custo anual do sistema elétrico e custo anual do sistema proposto, respectivamente, como mostra a tabela.

Outro parâmetro mostrado na tabela 2.5 é (CE), que representa o custo do equipamento. Este valor foi obtido através do levantamento de orçamento junto à empresa Solary Aquecedores Termodinâmicos.

Segundo informações da empresa, o sistema praticamente não necessita de manutenção. Sendo assim, o custo com este tipo de operação não foi considerado nos cálculos. O tempo de vida útil do sistema foi considerado de 15 anos, visto que a tecnologia envolvida na construção destes sistemas é de última geração.

Para os cálculos do tempo de retorno (*payback*) foi utilizada uma TMA (taxa média anual) de 12%.

Tabela 2.5 - Análise de investimentos para o sistema proposto.

Reservatório de 300 litros e 1 coletor solar					
C.E.	RAI	C.A.S.E	C.A.S.P.	TEMPO DE RETORNO	TIR
R\$ 3.015,00	R\$ 710,00	R\$ 965,22	R\$ 255,22	6 anos e 3 meses	22,42%

3. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi possível analisar a viabilidade técnica e econômica de um sistema de aquecimento de água, que utiliza energia solar como principal fonte de energia, fornecido pela empresa Solary Aquecedores Termodinâmicos. A questão econômica foi realizada comparando-se o sistema proposto com os atuais chuveiros elétricos.

O kit fornecido pela empresa contempla um painel solar um compressor de 10000 btu/h, um reservatório de 300 litros e uma válvula de expansão.

Sendo assim, foram calculadas as trocas de calor em cada equipamento e chegou-se que para aquecer a água seriam necessários 26296200 Joules de energia.

A única fonte consumidora de energia elétrica no aquecedor proposto é o compressor. Após os cálculos chegou-se que este equipamento gasta aproximadamente 1,42878kWh para aquecer o volume de água do reservatório. Levando em conta o valor do kWh da empresa fornecedora de energia elétrica para o Rio de Janeiro resulta que o compressor gasta anualmente R\$ 255,22, enquanto o chuveiro elétrico R\$ 965,22.

Após o levantamento destes dados observa-se que o sistema termodinâmico de aquecimento de água desenvolvido pela empresa analisada é viável tanto técnica quanto economicamente, apresentando uma TIR de 22,42% , para uma taxa média anual de 12%, e um tempo de retorno de 6 anos e 3 meses.

Estudos futuros levando em conta as condições adversas de tempo fazem-se necessários para uma análise de viabilidade técnico-econômica mais precisa, visto que, a eficiência do equipamento está diretamente relacionada à temperatura do ambiente externo.

REFERÊNCIAS

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. Site: [http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar\(3\).pdf](http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar(3).pdf). Acessado em setembro de 2010.

CASAROTTO, F.. **Análise de Investimentos**. 9ª ed. São Paulo: Atlas, 2000.

CRESESB.CEPEL. Site: http://www.cresesb.cepel.br/atlas_eolico_brasil/mapas_3d.pdf. Acessado em setembro de 2010.

DIAS, T. S. **Uso de Hidrocarbonetos como Fluido Refrigerante em Sistemas de Climatização Automotiva**. Dissertação (graduação em Engenharia Mecânica) – UnB – 2005. Disponível em: http://www.laar.unb.br/Relatorios_PG/Relatorio_final_Thiago_Dias.pdf. Acessado em novembro de 2010.

INCROPERA, F.. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC Editora S.A, 2008.

INMET – Instituto Nacional de Meteorologia. Site: <http://www.inmet.gov.br/>. Acessado em outubro de 2010.

KREITH, F.. **Princípios de Transferência de Calor**. Tradução All Tasks, São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003.

LAFAY, J-M. S. **Análise energética de sistemas de aquecimento de água com energia solar e gás**. Dissertação (Doutorado em Engenharia) – UFRGS, Porto Alegre, 2005.

LOURENÇO, I. J.. **Estudo de um sistema de aquecimento de água híbrido gás-solar**. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – UFRGS, 2000. Disponível em: <[FTP://ftp.solar.ufrgs.br/teses/lourenco.pdf](ftp://ftp.solar.ufrgs.br/teses/lourenco.pdf)>. Acessado em: outubro de 2010.

LUCHINI, O. M.. **Projeto básico e estudo de viabilidade econômica de um sistema de aquecimento de água para uso doméstico**. Dissertação (graduação em Engenharia Elétrica) - UFES, 2007. Disponível em: http://www2.ele.ufes.br/~projgrad/documentos/PG2007_1/octaviomatosluchini.pdf. Acessado em: outubro de 2010.

PALZ, W.. **Energia Solar e Fontes Alternativas**. 1ª ed. São Paulo: Hemus, 1995.

REGSUL. Site: <http://www.regsul.com.br/>. Acessado em outubro de 2010.

SOLARY. Site: <http://www.solary.com.br/index.html>. Acessado em setembro de 2010.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W.. **Refrigeração e ar condicionado**. SÃO PAULO: Makron-Books, 1985.

TREIS, F. L.. **Simulação de Sistemas de Aquecimento de Água por energia solar com circulação natural**. Dissertação de mestrado, PROMEC/UFRGS, Porto Alegre RS, 1991.

VIANNA, M. R.. **Instalações Hidráulicas Prediais**. 2. ed. Belo Horizonte: Imprimatur Artes Ltda, 1998.

WYLEN, G.. **Fundamentos da termodinâmica**. 6^a ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2003.

ANEXOS

ANEXO A – Fluxo Radiante que Chega à Cidade do Rio de Janeiro

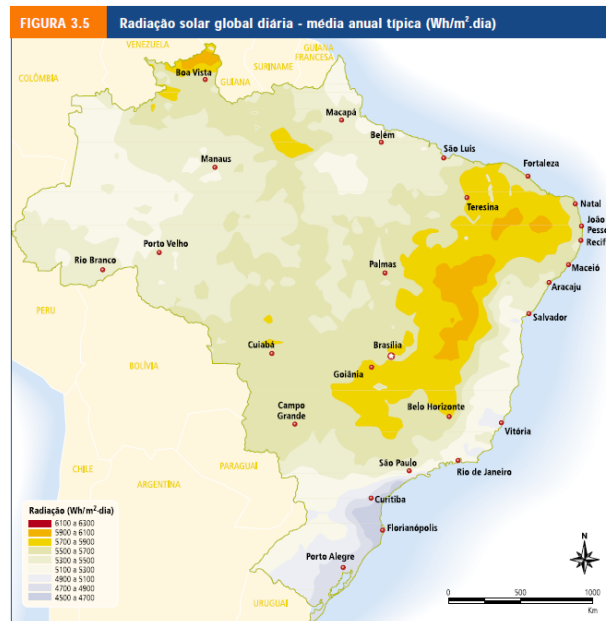


Figura A.1.: Atlas Solarimétrico do Brasil. (Fonte: ANAEEL, 2010).

Entrada Manual de Dados - Alterando

Entre com os dados da localização do sistema:

Latitude: 22.32 Longitude: 42.96 Nome: Rio de Janeiro

Mês	Radiação*	Umidade Relativa	Temp. Máxima	Temp. Média	Temp. Mínima
Janeiro	6,13	70	30,0	24,0	21,0
Fevereiro	6,38	70	30,0	24,0	21,0
Março	5,62	70	27,0	24,0	21,0
Abril	4,71	80	27,0	21,0	18,0
Mai	3,90	80	24,0	21,0	15,0
Junho	3,50	80	24,0	18,0	15,0
Julho	3,48	70	24,0	18,0	15,0
Agosto	4,35	70	24,0	18,0	15,0
Setembro	4,73	70	24,0	21,0	15,0
Outubro	5,48	70	24,0	21,0	18,0
Novembro	5,69	70	27,0	21,0	18,0
Dezembro	5,90	70	27,0	24,0	18,0

Botões: Salvar, Cancelar, Excluir

* Radiação em kWh/m².dia

Figura A.2.: Interface do software RADIASOL e valores obtidos para a radiação na cidade do Rio de Janeiro.

ANEXO B – Mapa da Velocidade do Vento na Região Sudeste

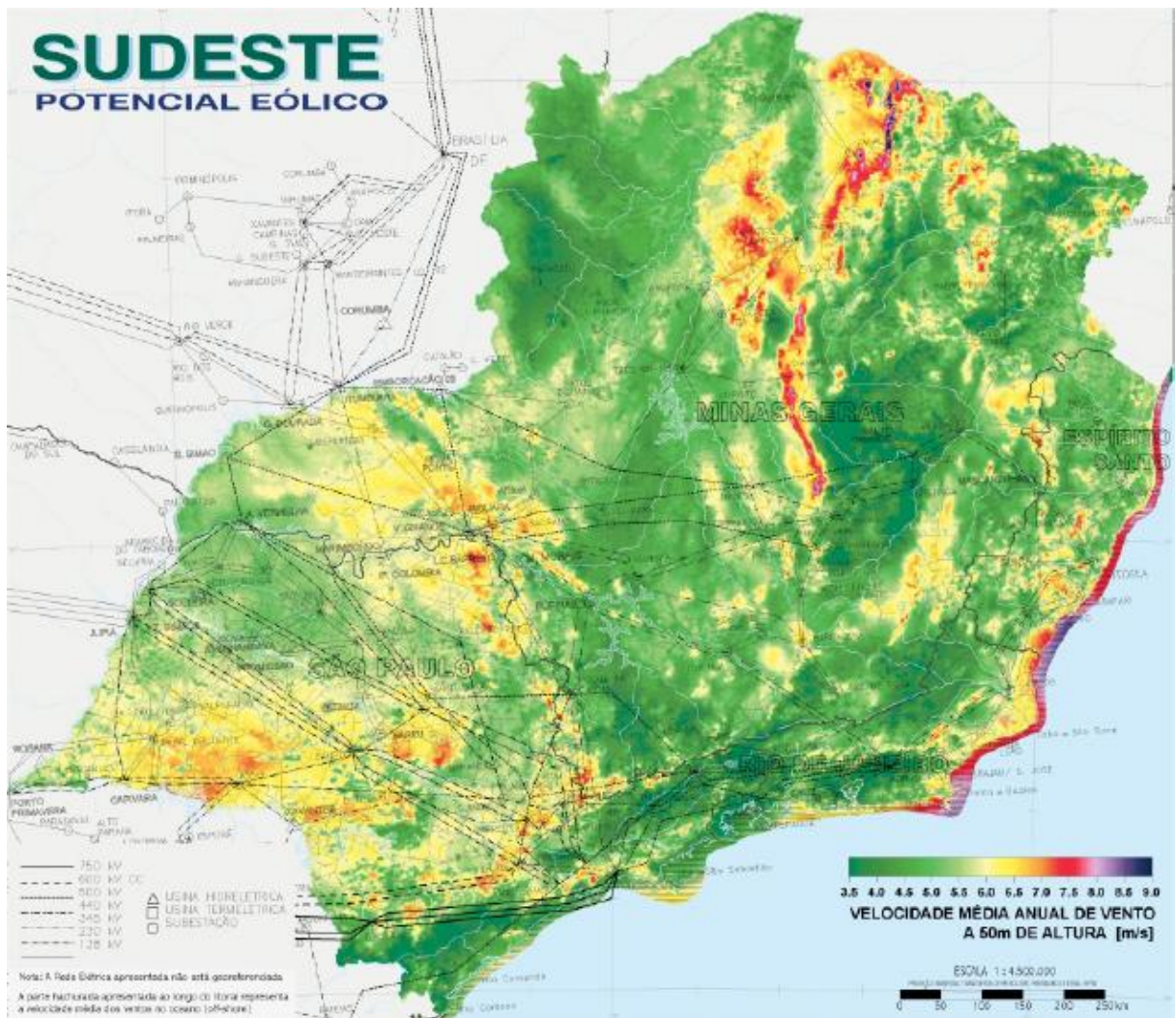








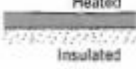



Figura B.1.: Mapa da velocidade do vento na região sudeste.

ANEXO C – Número de Nusselt para tubos de diferentes seções transversais

TABLE 8.1 Nusselt numbers and friction factors for fully developed laminar flow in tubes of differing cross section

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$		$f Re_{D_h}$
		(Uniform q_s'')	(Uniform T_s)	
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	∞	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1993.

Figura C.1.: Número de Nusselt para tubos de diferentes seções transversais.

APÊNDICE

APÊNDICE A – Temperaturas do Sistema

A tabela a seguir mostra as temperaturas nos pontos 1, 2, 3 e 4 da Figura 2.1.

Tabela A.1 – Temperaturas, entalpias e pressões no ciclo de compressão a vapor

Posição	Temperatura (K)	Entalpia (kJ/kg)	Pressão (kPa)
Ponto 1	253	398,7	100
Ponto 2	318	420,1	1000
Ponto 3	298	234,6	665
Ponto 4	243	234,6	100

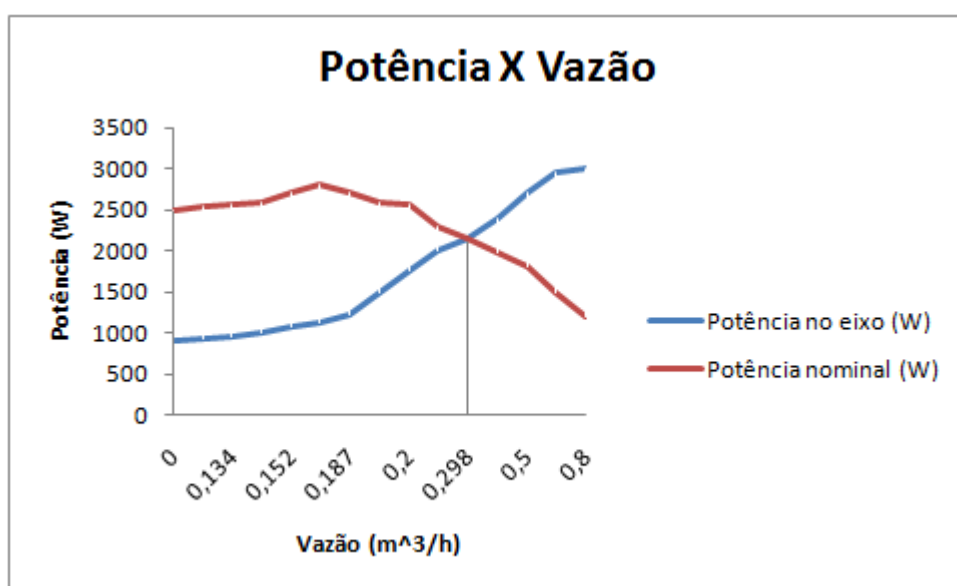


Figura A.1.: Curva Potência x Vazão utilizada para seleção do compressor.

APÊNDICE B – Dependência do comprimento do calor em relação ao número de canais.

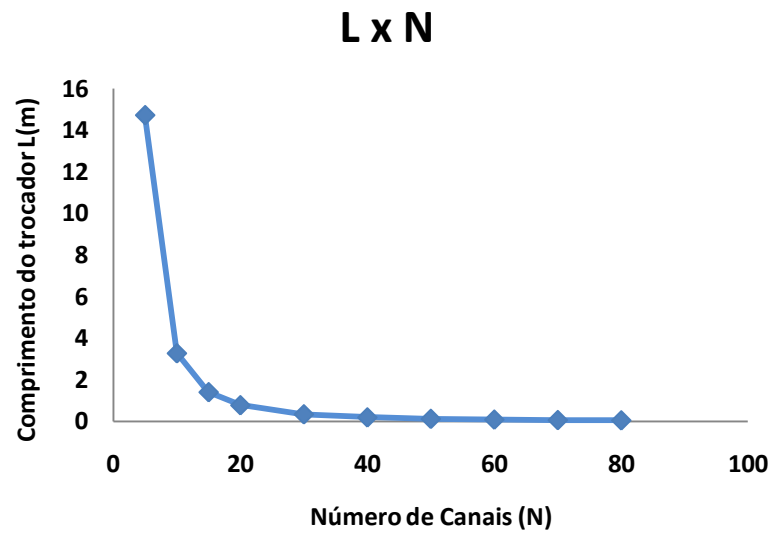


Figura B.1.: Gráfico demonstrando a dependência do comprimento do trocador em relação ao número de canais