

Rafael Francisco Schlindwein Odisi

**RESFRIAMENTO DE MÓDULOS FOTOVOLTAICOS  
UTILIZANDO ÁGUA EM CONVECÇÃO NATURAL**

Dissertação submetida (a) ao Programa de Pós-graduação em Energia e Sustentabilidade, Departamento de Energia e Sustentabilidade do Centro de Ciências, Tecnologias e Saúde da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Energia e Sustentabilidade.

Orientador: Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr. Eng.

Araranguá  
2018

Odisi, Rafael Francisco Schlindwein  
Resfriamento de módulos fotovoltaicos utilizando  
água em convecção natural / Rafael Francisco  
Schlindwein Odisi ; orientador, Fernando Henrique  
Milanese, 2018.  
99 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de  
Santa Catarina, Campus Araranguá, Programa de Pós  
Graduação em Energia e Sustentabilidade, Araranguá,  
2018.

Inclui referências.

1. Energia e Sustentabilidade. 2. Resfriamento  
passivo. 3. Módulo fotovoltaico. 4. Convecção  
natural. I. Milanese, Fernando Henrique. II.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de  
Pós-Graduação em Energia e Sustentabilidade. III.  
Titulo.

Rafael Francisco Schlindwein Odisi

**RESFRIAMENTO DE MÓDULOS FOTOVOLTAICOS  
UTILIZANDO ÁGUA EM CONVECÇÃO NATURAL**

Esta Dissertação foi julgado adequado para obtenção do Título de “Mestre”, e aprovado em sua forma final pelo Programa de pós-graduação em energia e sustentabilidade.

Local, 28 de Junho de 2018.

---

Prof.<sup>a</sup> Kátia Cilene Madruga, Dr.<sup>a</sup>  
Coordenadora do Curso

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr. Eng.  
Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Giuliano Arns Rampinelli, Dr. Eng.  
Membro do PPGES  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Thiago Dutra, Dr. Eng.  
Membro externo ao PPGES  
Universidade Federal de Santa Catarina



DEDICO ESTE TRABALHO A MINHA FAMILIA  
FRANCISCO ODISI  
MARILENE SCHLINDWIEN ODISI  
JOSUÉ FELIPE SCHLINDWEIN ODISI  
DIÓGENES TOBIAS SCHLINDWEIN ODISI  
EZEQUIEL PITÁGORAS SCHLINDWEIN ODISI  
GABRIEL JOAQUIM SCHLINDWEIN ODISI  
HENRY SAMUEL SCHLINDWEIN ODISI



## **AGRADECIMENTOS**

A Deus por me dar força necessária para poder completar mais um estágio na minha vida.

Ao meu pai Francisco Odisi, minha mãe Marilene Schlindwein Odisi e aos meus irmãos, por estarem presente em cada momento nessa trajetória, dando um apoio incondicional e me incentivando constantemente.

Ao meu orientador Prof. Dr. Fernando Henrique Milanese, pela amizade, confiança e ensinamentos doados a mim, através de seus conselho e experiência profissional.

Aos meus Professores e colegas da pós-graduação.



Se A é o sucesso, então A é igual a X mais Y mais Z. O trabalho é X; Y é o lazer; e Z é manter a boca fechada.

(Albert Einstein)



## RESUMO

A temperatura de operação é um dos principais fatores operacionais que afetam o desempenho de módulos fotovoltaicos. O seu aumento causa uma perda na eficiência de conversão, tendo como consequência a diminuição na potência elétrica máxima de saída. Este estudo apresenta uma análise teórica de um sistema de resfriamento utilizando água em convecção natural para diminuir a temperatura de operação de módulos fotovoltaicos. No sistema proposto, a água escoar por um duto anexado à superfície inferior do módulo. A água circula através de tubulações conectadas à caixa d'água do edifício. A diferença de temperatura na água dentro do duto de resfriamento da célula e no reservatório provoca uma corrente de convecção natural que retira parte do calor absorvido do sol. Foi desenvolvida uma análise teórica para prever o desempenho do sistema proposto, onde foi calculada a temperatura da célula fotovoltaica em função do tempo pelo método das diferenças finitas a partir de balanços de energia nos componentes do sistema. O sistema simulado consiste de 8 módulos fotovoltaicos de  $1,6 \text{ m}^2$  cada e um reservatório de água de 1.000 litros. As simulações foram feitas a partir de dados de radiação solar, temperatura e velocidade do vento para o ano de 2016. Os resultados mostram que, aplicando o sistema proposto, o ganho médio na eficiência de conversão do módulo ao longo do ano está em 5,89%. Isso equivale a um aumento médio na potência elétrica de saída de aproximadamente 13,45W por módulo.

**Palavras-chave:** resfriamento passivo; módulo fotovoltaico; convecção natural.



## ABSTRACT

Operating temperature level is one of the main operating factors that affect the performance of photovoltaic modules. Its increase causes a loss in conversion efficiency, resulting in a decrease in the maximum power output. This study presents a theoretical analysis of a cooling system using water in natural convection to decrease the operating temperature of photovoltaic modules. In the proposed system, the water flows through a duct attached to the lower surface of the module. The water circulates through pipes connected to the building's water reservoir. The temperature difference between the water inside the cell's cooling duct and the reservoir causes a natural convection current that draws out some of the heat absorbed from the sun. The theoretical analysis was developed to predict the performance of the proposed system, where the temperature of the photovoltaic cell was calculated as a function of time by the Finite Differences Method from energy balances in the system main components. The simulated system consists of 8 photovoltaic modules with  $1.6 \text{ m}^2$  each and a water reservoir of 1,000 liters. The simulations were made from solar radiation, temperature and wind speed data for the year 2016. The results show that, applying the proposed system, the average gain in the conversion efficiency of the module during the year is 5,89%. This corresponds to an average increase in electrical output power of approximately 13.45 W per module

**Keywords:** passive cooling; photovoltaic module; natural convection



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representação do movimento de translação, rotação e inclinação do eixo com relação a órbita elíptica do planeta terra.....	32
Figura 2 - Definição dos ângulos zênite, altura solar e azimutal.....	33
Figura 3 - Trajetória dos raios do Sol na atmosfera e definição do coeficiente de "Massa de Ar" (AM).....	34
Figura 4 - Representação das três componentes de radiação e radiação de albedo. ....	35
Figura 5 - Estruturas moleculares dos semicondutores P e N.....	37
Figura 6 - Material semicondutor e três situações diferentes: separados, unidos e expostos a luz solar.....	38
Figura 7 - Corte transversal de uma célula fotovoltaica.....	39
Figura 8 - Representação do sistema de resfriamento proposto.....	42
Figura 9 - Posição do sol relativa a uma superfície inclinada.....	43
Figura 10 - Esquema em corte do módulo fotovoltaico com o sistema de resfriamento em estudo.....	50
Figura 11 - Temperaturas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 20% da velocidade do ar.....	65
Figura 12 - Temperaturas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 30% da velocidade do ar.....	66
Figura 13 - Temperaturas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 50% da velocidade do ar.....	67
Figura 14 - Temperaturas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 100% da velocidade do ar.....	68
Figura 15 - Temperatura das células fotovoltaicas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 20% da velocidade do vento.....	69
Figura 16 - Temperatura das células fotovoltaicas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 30% da velocidade do vento.....	70
Figura 17 - Temperatura das células fotovoltaicas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 50% da velocidade do vento.....	71
Figura 18 - Temperatura das células fotovoltaicas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 100% da velocidade do vento.....	72
Figura 19 - Eficiência de conversão das células em função das horas do dia para o mês de janeiro de 2016 e para 20% da velocidade do ar.....	73
Figura 20 - Eficiência de conversão das células em função das horas do dia para o mês de janeiro de 2016 e para 30% da velocidade do ar.....	73
Figura 21 - Eficiência de conversão das células em função das horas do dia para o mês de janeiro de 2016 e para 50% da velocidade do ar.....	74
Figura 22 - Eficiência de conversão das células em função das horas do dia para o mês de janeiro de 2016 e para 100% da velocidade do ar.....	74
Figura 23 - Temperatura dos elementos do sistema de resfriamento para o mês de junho, considerando 30% da velocidade do vento.....	78

Figura 24 - Eficiência de conversão em função do tempo para o dia médio de junho de 2016 e para 30% velocidade do ar. ....	79
Figura 25 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de fevereiro de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento .....	87
Figura 26 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de março de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento .....	88
Figura 27 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de abril de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento .....	89
Figura 28 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de maio de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento. ....	91
Figura 29 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de junho de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento. ....	92
Figura 30 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de julho de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento. ....	93
Figura 31 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de agosto de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento. ....	94
Figura 32 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de setembro de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento. ....	94
Figura 33 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de outubro de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento. ....	95
Figura 34 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de novembro de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento. ....	97
Figura 35 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de dezembro de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento .....	97

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 Dias médios para cada mês do ano.....	44
Tabela 2 Componentes “F’s” para determinação da radiação difusa .....	48
Tabela 3 Valores de Índice de refletividade.....	49
Tabela 4 Eficiência de conversão para o mês de janeiro, considerando 20% da velocidade do vento. ....	75
Tabela 5 Eficiência de conversão para o mês de janeiro, considerando 30% da velocidade do vento. ....	76
Tabela 6 Eficiência de conversão para o mês de janeiro, considerando 50% da velocidade do vento. ....	76
Tabela 7 Eficiência de conversão para o mês de janeiro, considerando 100% da velocidade do vento. ....	77
Tabela 8. Eficiência de conversão para o mês de junho, considerando 30% da velocidade do vento. ....	80
Tabela 9 Eficiência de conversão para todos os meses do ano e considerando 30% da velocidade do vento. ....	81
Tabela 10 Eficiências de conversão para o mês de fevereiro de 2016 considerando 30% da velocidade do vento. ....	87
Tabela 11 Eficiências de conversão para o mês de março de 2016 considerando 30% da velocidade do vento. ....	89
Tabela 12 Eficiências de conversão para o mês de abril de 2016 considerando 30% da velocidade do vento. ....	89
Tabela 13 Eficiências de conversão para o mês de maio de 2016 considerando 30% da velocidade do vento. ....	91
Tabela 14 Eficiências de conversão para o mês de junho de 2016 considerando 30% da velocidade do vento. ....	92
Tabela 15 Eficiências de conversão para o mês de julho de 2016 considerando 30% da velocidade do vento. ....	92
Tabela 16 Eficiências de conversão para o mês de agosto de 2016 considerando 30% da velocidade do vento. ....	93
Tabela 17 Eficiências de conversão para o mês de setembro de 2016 considerando 30% da velocidade do vento. ....	94
Tabela 18 Eficiências de conversão para o mês de outubro de 2016 considerando 30% da velocidade do vento. ....	95
Tabela 19 Eficiências de conversão para o mês de novembro de 2016 considerando 30% da velocidade do vento. ....	96
Tabela 20 Eficiências de conversão para o mês de dezembro de 2016 considerando 30% da velocidade do vento. ....	97



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABINEE – Associação Brasileira da Indústria Elétrica e Eletrônica  
AM – Massa de ar  
FV – Fotovoltaic  
GEE – Gases de efeito estufa  
HCPV – High Concentration Photovoltaic  
kW.h – Kilo Watts hora  
kWh/m<sup>2</sup> – KiloWatts hora por metro quadrado  
PUC – Pontifica Universidade Católica  
PV/T – Sistema fotovoltaico com coletor solar térmico  
W – Watts  
TSV – Tempo solar verdadeiro  
TO – Tempo oficial  
L<sub>st</sub> – Longitude padrão  
L<sub>loc</sub> – Longitude local  
E<sub>t</sub> – Equação do tempo  
G<sub>radtra</sub> – Radiação solar transmitido  
G<sub>bb</sub> – Radiação direta para o plano inclinado  
G<sub>dm</sub> – Radiação direta média  
R<sub>b</sub> – Fator de correção geométrico  
G<sub>db</sub> – Radiação difusa para o plano inclinado  
G<sub>fm</sub> – Radiação difusa média  
F<sub>1</sub> e F<sub>2</sub> – Coeficientes que considera o brilho circumsolar  
G<sub>dn</sub> – Radiação direta normal  
G<sub>sc</sub> – Radiação extraterrestre  
G<sub>on</sub> – Radiação extraterrestre normal  
E<sub>oo</sub> – Fator de correção da excentricidade da terra  
G<sub>ab</sub> – Radiação de albedo  
R<sub>condeva</sub> – Resistência de condução pela camada EVA  
R<sub>condvidro</sub> – Resistência de condução pela camada de vidro  
R<sub>condtedlar</sub> – Resistência de condução pela camada de tedlar  
R<sub>convamb</sub> – Resistência de convecção do ar ambiente  
R<sub>convinf</sub> – Resistência de convecção do ar na face inferior do módulo  
R<sub>convágua</sub> – Resistência de convecção na água dentro do duto  
h<sub>ambs</sub> – Coeficiente de convecção do ar ambiente  
h<sub>wduto</sub> – Coeficiente de convecção da água no duto de resfriamento  
D<sub>h</sub> – Diâmetro hidráulico  
Nu – Número de Nusselt  
Ra – Número de Rayleigh  
Pr – Número de Prandt

$Nu_f$  – Número de Nusselt forçado

$Nu_n$  – Número de Nusselt natural

$\dot{m}$  - Vazão mássica

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\delta$	Ângulo de declinação solar
$\theta_z$	Ângulo do zênite
$\theta_s$	Ângulo de incidência solar
$\alpha_s$	Ângulo de altura solar
$\gamma$	Ângulo de azimute
$\gamma_s$	Ângulo azimute solar
$\beta$	Ângulo de inclinação em relação a horizontal
$\Gamma$	Ângulo do dia
$\omega$	Ângulo horário
$\varepsilon$	Parâmetro que estabelece a claridade do céu
$\Delta$	Parâmetro que estabelece o brilho do céu
$\nu$	Viscosidade cinemática
$\alpha$	Difusividade térmica



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>25</b>
1.1 OBJETIVOS.....	26
1.1.1 Objetivo Geral.....	26
1.1.2 Objetivos Específicos.....	26
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA.....</b>	<b>27</b>
2.1 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO DE MODULOS SOLARES FOTOVOLTAICOS.....	27
2.1.1 Resfriamento de módulos fotovoltaicos com água em convecção forçada.....	27
2.1.2 Resfriamento de módulos fotovoltaicos com ar.....	29
2.1.3 Resfriamento de módulos fotovoltaicos em sistema híbrido (PV/T).....	30
2.2 PRINCÍPIOS DA RADIAÇÃO SOLAR.....	31
2.2.1 Geometria terra sol.....	31
2.2.2 Radiação solar.....	33
2.3 CÉLULA E MÓDULO FOTOVOLTAICOS.....	36
2.3.1 Efeito fotovoltaico.....	36
2.3.2 Funcionamento da célula fotovoltaica.....	36
2.3.3 Tipos de células fotovoltaicas.....	39
2.3.4 O módulo fotovoltaico.....	40
<b>3 METODOLOGIA.....</b>	<b>41</b>
3.1 CÁLCULO DA RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE SOBRE UM PLANO INCLINADO.....	42
3.1.1 Posição do sol para superfície inclinada.....	42
3.1.2 Cálculo do ganho por radiação solar ( $G_{radtra}$ ).....	46
3.2 EQUAÇÕES DO BALANÇO DE ENERGIA.....	49
<b>4 RESULTADOS.....</b>	<b>63</b>
4.1 ANÁLISE PARA O MÊS DE JANEIRO.....	65
4.2 ANÁLISE PARA O ANO COMPLETO.....	78
<b>5 CONCLUSÕES.....</b>	<b>83</b>
<b>6 REFERÊNCIAS.....</b>	<b>85</b>

## **ANEXO I–Eficiência de conversão para os demais meses do ano.88**

## 1 INTRODUÇÃO

Nos dias atuais, tendo em vista a preocupação ambiental e a escassez energética, se destacam as pesquisas por fontes alternativas de energia, tais como a energia solar fotovoltaica.

Quanto maior for a utilização de módulos fotovoltaicos, maior será a preservação do meio ambiente. A energia elétrica de origem fotovoltaica diminui o consumo de combustíveis fósseis, vistos como poluidores ambientais. A ampliação do uso da energia solar também leva à diminuição da necessidade de alagamentos provocados por usinas hidroelétricas.

A conversão da energia solar em energia elétrica se dá pelo efeito fotovoltaico e, devido a esse fenômeno físico, os fótons incidentes no módulo convertem-se tanto em energia elétrica e quanto calor. Este eleva a temperatura do coletor, o que é prejudicial ao desempenho do módulo. Vários métodos de refrigeração dos módulos vêm sendo propostos com intuito de diminuir a temperatura de operação de células fotovoltaicas.

Os sistemas estudados na literatura para resfriamento de módulos fotovoltaicos podem utilizar água ou ar como fluido de trabalho. Além disso, em ambos os casos, a movimentação do fluido pode ser natural ou forçada, como no caso de bombas e ventiladores. Porém, ao utilizar um sistema com convecção forçada se gasta energia para o acionamento da bomba ou do ventilador. Existem também trabalhos que usam água em convecção natural para refrigerar os módulos. Nestes trabalhos, a água aquecida pelos módulos fotovoltaicos é armazenada em reservatório termicamente isolado para posterior consumo predial. A principal desvantagem destes sistemas é o alto investimento inicial com isolamento térmico de reservatórios e tubulações.

Com relação ao uso do ar ambiente como fluido de trabalho, este não apresenta grande capacidade de remover calor em convecção natural, sendo geralmente necessário o uso de ventilador, que também consome energia.

Neste trabalho, pretende-se avaliar um novo conceito de refrigeração de módulos fotovoltaicos empregando água em convecção natural. A vantagem da água sobre o ar é a maior capacidade de remoção de calor. Este conceito dispensa o uso de bomba, o que por sua vez leva o sistema a não consumir energia. A diferença com relação aos demais sistemas da literatura que usam água em convecção natural é eliminar o calor gerado nos módulos para o ambiente sem o

compromisso de ter que reaproveitá-lo em calor de baixa temperatura no edifício. A vantagem deste conceito é, além de dispensar o uso de bombas, eliminar o isolamento térmico nas tubulações e do reservatório. Com isso, o investimento inicial é bem reduzido. A água a ser utilizada é a já disponível no reservatório do prédio, que irá retirar o calor dos módulos fotovoltaicos.

Esta retirada de calor é, portanto, passiva, ou seja, não necessita energia externa. Por não haver isolamento térmico no sistema, o calor é eliminado para a atmosfera com mínimo aumento de temperatura na água de consumo. Com isso a água continuará servindo ao propósito inicial, ou seja, para consumo no edifício.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

- O objetivo principal deste trabalho é analisar um estudo técnico de um sistema de resfriamento de módulos fotovoltaicos por meio de convecção natural utilizando água e rejeitando inteiramente o calor para o ambiente.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos devem ser atingidos:

- Revisar os sistemas existentes de resfriamento de módulos fotovoltaicos;
- Propor um sistema de resfriamento para módulos fotovoltaicos utilizando água em convecção natural. A água deve ser a já disponível para consumo na edificação;
- Avaliar teoricamente o aumento da eficiência do módulo fotovoltaico resfriado pelo sistema proposto quando comparado com o mesmo módulo sem o sistema;
- Avaliar o aumento de temperatura da água no reservatório com a operação do sistema;

## 2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

Neste capítulo será feita uma revisão dos tipos de sistemas de resfriamento mais aplicados aos módulos fotovoltaicos. Também serão abordados assuntos referentes ao contexto da energia solar no Brasil, com seu potencial de utilização e seus benefícios. Ademais, pretende-se abordar a fonte de energia solar, revisar as características das células solar, e o princípio do efeito fotovoltaico.

### 2.1 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO DE MODULOS SOLARES FOTOVOLTAICOS

#### 2.1.1 Resfriamento de módulos fotovoltaicos com água em convecção forçada

Tarabsheh *et al.*(2013) descrevem um estudo referente à implementação de um sistema para resfriamento de células fotovoltaicas utilizando um tubo com fluxo de água. Neste caso, foram analisados três métodos diferentes para o processo de refrigeração das células fotovoltaicas. O primeiro método consiste em anexar o tubo com fluxo de água em forma de serpentina na parte posterior das células e tendo a entrada do fluido de trabalho na parte superior da serpentina. Já o segundo e terceiro métodos levam em consideração o uso de tubulações no formato de grades, também por debaixo dos módulos, mas com a diferença no *layout*: para o segundo caso, a grade tem orientação de paisagem e o terceiro método utiliza a serpentina na orientação de retrato. Com esse método de resfriamento, chegou-se a um aumento da eficiência elétrica do conjunto de painéis em torno de 16% a 17%.

Tang, X. *et al.* (2010) fizeram um estudo experimental em módulos fotovoltaicos utilizando calhas de água na parte posterior do módulo com o objetivo de verificar a forma de transferência do calor gerado pelo módulo fotovoltaico, a redução na temperatura e a melhora da eficiência de conversão. Aplicando este método de resfriamento, chegou-se numa melhora de 8,4% na potência de saída para temperaturas da água entre 30°C a 35°C.

Kordzadeh *et al.* (2010) estudaram a utilização de um sistema de bombeamento de filme fino de água sobre a superfície do módulo fotovoltaico. Segundo os autores, o método apresenta dois fatores essenciais que influenciam na eficiência do sistema. O primeiro consiste no aumento da propriedade óptica na superfície do módulo, diminuindo as perdas por reflexão, e o segundo é a redução da temperatura do

módulo. Os resultados mostram que, sem o sistema de resfriamento, tem-se um decréscimo na eficiência, enquanto que ao utilizar o bombeamento do filme fino de água, constatou-se um aumento na potência gerada pelos módulos fotovoltaicos.

Maharram *et al.* (2013) propuseram um sistema de resfriamento com uma mínima quantidade de água e energia consumida no bombeamento. Usando a bomba, eles obtiveram um resfriamento satisfatório do módulo. No entanto, como a bomba elétrica consome uma parte da energia, a eficiência global do sistema permaneceu praticamente a mesma.

Giorgio *et al.* (2015) desenvolveram um modelo numérico simples para analisar o comportamento térmico de um sistema PV/T utilizando serpentina com fluxo forçado de água na parte posterior do módulo. Um sistema PV/T é aquele que atua como um módulo fotovoltaico combinado com coletor solar térmico. A função do coletor solar térmico é aquecer a água para o consumo predial. Na prática, o módulo fotovoltaico é resfriado pela circulação de água no coletor solar térmico. Depois de elaborado o sistema numérico e aplicadas as condições para o teste, os pesquisadores observaram um comportamento promissor na melhoria da eficiência dos módulos fotovoltaicos pelo decréscimo na temperatura.

Abdlzadeh *et al.* (2009) investigaram o efeito de gotas de água sobre a superfície superior do módulo fotovoltaico para diminuir a temperatura e a reflexão, e concluíram que a performance do sistema de refrigeração proposto melhorou em função do aumento da eficiência.

Yadav *et al.* (2016) investigaram a implementação de uma tecnologia de resfriamento utilizando jato de água em três condições distintas: somente na parte da frente do módulo, somente na parte posterior e ambas as faces. Eles concluíram que a aplicação da técnica de resfriamento em ambos os lados levou a uma melhora na eficiência.

Fujii *et al.* (2014) estudaram uma possível melhoria na conversão da energia solar em energia elétrica utilizando equipamentos de refrigeração para o sistema. O sistema é composto por dois módulos fotovoltaicos, um amperímetro e um voltímetro digital. Cada módulo tem um termômetro anexado na face inferior junto com um visor de temperatura. O sistema contém ainda um tanque de 20 litros de água, bomba e um tanque para o dreno. Eles verificaram as características técnicas a serem estudadas: tensão, corrente, temperatura do módulo e temperatura da água em um sistema de convecção forçada. A partir desse experimento, os pesquisadores verificaram o aumento da potência do módulo com o resfriamento apenas no verão, pois no inverno a

relação potência/eficiência permaneceu a mesma devido a menor taxa de radiação solar e a potência absorvida na bomba.

Dorobanto e Popescu (2013) analisaram um sistema para solucionar os problemas causados por sujeira, calor e reflexão, com aumento da eficiência de conversão. Eles usaram um dispositivo cuja função é criar um filme de água na superfície do módulo. A forma construtiva deste dispositivo consiste em utilizar um tubo cilíndrico de diâmetro 20 mm contendo 25 furos em toda sua extensão. Cada furo tem diâmetro de 1,5 mm e o comprimento do tubo é igual ao do módulo fotovoltaico, de 765 mm. Os resultados mostraram menores perdas por reflexão, menor índice de sujeira e menor temperatura de operação, obtendo assim um acréscimo na eficiência.

### **2.1.2 Resfriamento de módulos fotovoltaicos com ar**

Gotmare *et al.* (2015) estudaram uma possível melhoria no desempenho do módulo fotovoltaico utilizando ar em convecção natural. Dois módulos fotovoltaicos de 37 Wp (Watts pico) e com área de 0,351m<sup>2</sup> cada foram testados experimentalmente. O método de resfriamento utiliza aletas fabricadas em chapa de alumínio, com espessura de 0,8mm, anexadas uniformemente na parte de trás dos módulos, com pasta térmica. Os pesquisadores demonstraram que, aplicando esse método de resfriamento, a temperatura esteve a aproximadamente 59,5°C, contra 62°C sem resfriamento. Segundo os autores, a diminuição na temperatura levou a um aumento na potência de saída do módulo fotovoltaico.

Já Popovici *et al.* (2016) empregaram uma abordagem numérica para mensurar a redução de temperatura dos módulos fotovoltaicos considerando uma única camada com propriedades térmicas, (dissipadores de calor) anexadas na parte posterior dos módulos, formando aletas para uma melhor transferência de calor. As simulações foram feitas durante os dias claros de verão com a posição dos módulos na vertical, integrados a uma fachada. Segundo os autores, a solução consiste em anexar um dissipador de calor aletado com dimensões de 0,5 x 0,5m na parte de trás do módulo. No entanto, eles apresentaram diferentes configurações para distribuição das aletas, com vários comprimentos e várias orientações. Os pesquisadores destacaram uma diminuição considerável da temperatura dos módulos ao se utilizar aletas com uma inclinação de 45° e um comprimento de 0,03m.

Yang, T. e Athienitis A. (2015) empregaram uma abordagem experimental utilizando um sistema (BIPV/T), ou seja, aquele que tem

sua estrutura integrada a uma edificação, podendo assim transferir uma parte do calor por dutos de ar para aquecer e fazer a climatização dos ambientes da edificação. Estes tipos de sistemas são mais aplicados em locais com temperaturas baixas, como neste caso, que foi desenvolvido no Canadá.

Tonui, J. K. e Tripanagnostopoulos, Y. (2007) fizeram uma análise experimental de um sistema híbrido, no qual foi usado ar para extração de calor. Os autores propuseram três configurações essenciais ao estudo, denominadas de REF, TMS e FIN, onde cada uma destas configurações apresenta um modelo estrutural. No modelo REF é utilizado apenas um espaçamento entre o módulo e a parede da construção, formando um duto por onde passa a corrente de ar. Já o modelo TMS é semelhante ao REF, porém no meio do duto por onde passa a corrente de ar, é anexada uma folha fina de metal paralelamente com o módulo e a parede dividindo o canal de ar em duas vias. Por último, a configuração FIN apresenta aletas em toda extensão do duto de ar formado entre o módulo fotovoltaico e a parede da construção.

Já Nizetc *et al.* (2016) estudaram a aplicação de um método numérico para calcular a distribuição da temperatura em volta dos módulos fotovoltaicos e propuseram uma solução quanto ao resfriamento do módulo por transferência convectiva de calor usando ar. O modelo proposto foi resolvido numericamente por um software comercial (ANSYS FLUENT). Por meio das simulações numéricas, os autores mostraram que a temperatura média aumenta ao longo do dia, prejudicando o desempenho do módulo, e constataram um aumento na eficiência ao aplicar o método de resfriamento proposto.

### **2.1.3 Resfriamento de módulos fotovoltaicos em sistema híbrido (PV/T)**

Conforme já mencionado, sistemas PV/T (*Photovoltaic/Thermal*) são aqueles que atuam como um módulo fotovoltaico combinado com um coletor solar térmico para produzir eletricidade e água quente para o consumo predial.

Hosseini, R. *et al.* (2011) estudaram um método de resfriamento de módulo fotovoltaico utilizando um filme de água passando na parte superior do módulo. A função principal desse processo foi remover o calor e diminuir as perdas por reflexão. Além disso, teve como componente adicional uma caixa térmica anexada na parte inferior do sistema com intuito de armazenar a água quente produzida pelo sistema. Foi anexado um tubo contendo água com várias fendas em toda sua extensão, cujo objetivo é formar uma fina lâmina de

água na superfície do módulo. Os principais resultados foram: decréscimo na temperatura da célula, diminuição de perdas por reflexão, aumento da eficiência de conversão e produção de água quente, a qual foi armazenada no reservatório térmico.

Dogan, S. *et al* (2013) fizeram um estudo experimental de um sistema PV/T e compararam com um sistema sem resfriamento. Os resultados experimentais mostraram uma variação de 30°C a 45°C para a temperatura do módulo com o sistema PV/T, enquanto que para o sistema sem resfriamento, os valores estiveram entre 50°C a 66°C.

## 2.2 PRINCÍPIOS DA RADIAÇÃO SOLAR

Segundo Lopes (2012), nem toda energia solar que chega à Terra está disponível. Primeiramente a Terra reflete de volta para o cosmo cerca de 30% da energia, que fica definitivamente perdida para o uso na terra. Dos 70% restantes, 23% são armazenados na atmosfera, sobrando assim 47% como energia solar que incide diretamente sobre o solo na forma de luz e calor.

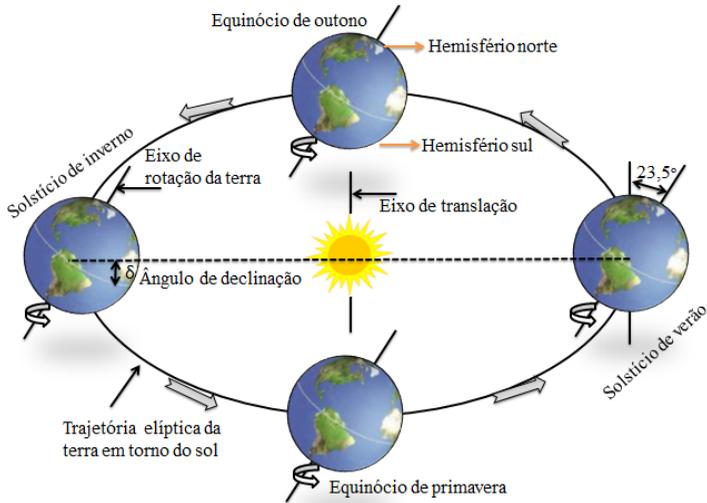
Villalva e Gazoli (2012) apresentam que apenas cerca de 1% do solo brasileiro pode ser utilizado para fins de coleta de energia solar. Como o Brasil tem aproximadamente 8,5 milhões de km<sup>2</sup> de superfície, isso corresponde a 85 mil km<sup>2</sup>, e a energia solar incidente sobre esse 1% do solo brasileiro teria um potencial de 14,5 bilhões kW.

Levando-se em consideração ainda que os módulos fotovoltaicos têm eficiência bastante limitada, só parte da energia solar pode ser convertida em energia elétrica. Considerando que 10% de eficiência de conversão já foram alcançados, a energia de que pode-se dispor pela coleta de energia solar no território brasileiro é de cerca de 1.450 milhões de kW, que equivale a 145 centrais elétricas iguais a Itaipu. (CRESESB, 2014).

### 2.2.1 Geometria terra sol

Em seu movimento de translação em volta do sol, a terra descreve uma trajetória elíptica, com volta completa tem duração de 365 dias mais seis horas. Com isso a posição do Sol relativa a um observador parado na superfície da Terra muda ao longo do ano. A Fig. 1 apresenta um esquema do movimento de translação da Terra em volta do Sol.

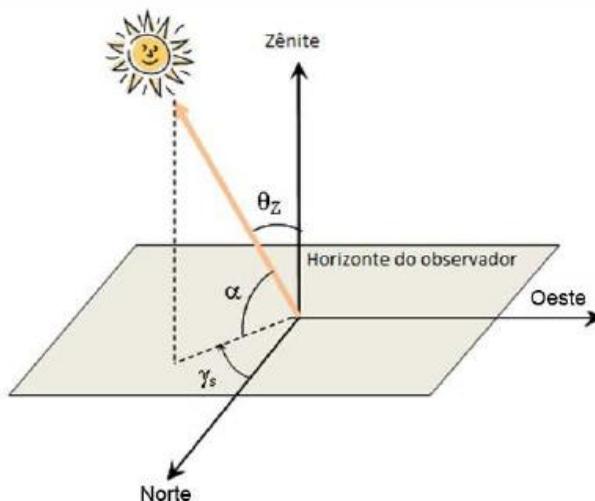
Figura 1 - Representação do movimento de translação, rotação e inclinação do eixo com relação a órbita elíptica do planeta terra.



Fonte: Autor

A Fig. 2 apresenta os ângulos que definem a posição do Sol relativo a um observador parado na superfície da Terra. O ângulo zenital ( $\theta_z$ ) é medido entre a trajetória do Sol e a linha vertical imaginária perpendicular ao solo. Como pode-se observar, este ângulo é zero quando o sol se encontra exatamente acima do observador. O ângulo de altura solar ( $\alpha$ ) é formado entre o plano horizontal e o raio solar. O ângulo azimutal ( $\gamma_s$ ) é a orientação dos raios solares projetados no plano horizontal com relação ao norte geográfico.

Figura 2 – Definição dos ângulos zênite, altura solar e azimutal.



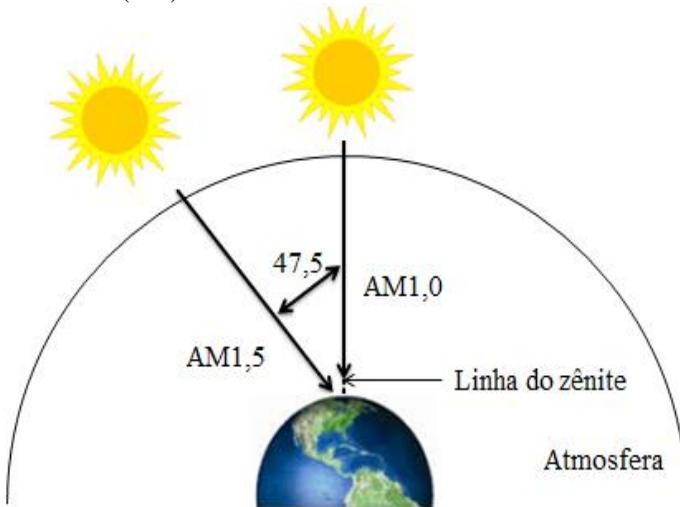
Fonte: Cresesb (2014)

### 2.2.2 Radiação solar

De acordo com Lopez (2012), o termo usado para designar radiação solar que incide sobre uma superfície em determinado instante e local é irradiância ou irradiação. A irradiação é descrita como a taxa de transferência de energia por unidade de área ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) e pode ser representada pelo valor médio diário para cada mês. Em um dia claro, a irradiação total que atinge a Terra alcança em torno de  $1.000 \text{ W}/\text{m}^2$  sobre uma superfície perpendicular aos raios solares.

Antes de atingir o solo, as características da radiação solar importantes, tais como intensidade e distribuições espectral e angular (o termo distribuição angular refere-se ao ângulo em que os raios solares atinge a superfície terrestre), são afetadas por interações com a atmosfera devido aos efeitos de absorção e de espalhamento. Essas modificações são dependentes da espessura da camada atmosférica, também identificada por um coeficiente denominado massa de ar (AM). Portanto, a massa de ar depende do ângulo Zenital do Sol, da distância Terra-Sol e das condições atmosféricas e meteorológicas, conforme ilustrado na Fig. 3. A massa de ar AM 1,5 é usada como padrão mundial em catálogos de fabricantes de módulos fotovoltaicos. Isso significa que os coletores são testados nessa situação.

Figura 3 - Trajetória dos raios do Sol na atmosfera e definição do coeficiente de "Massa de Ar" (AM).

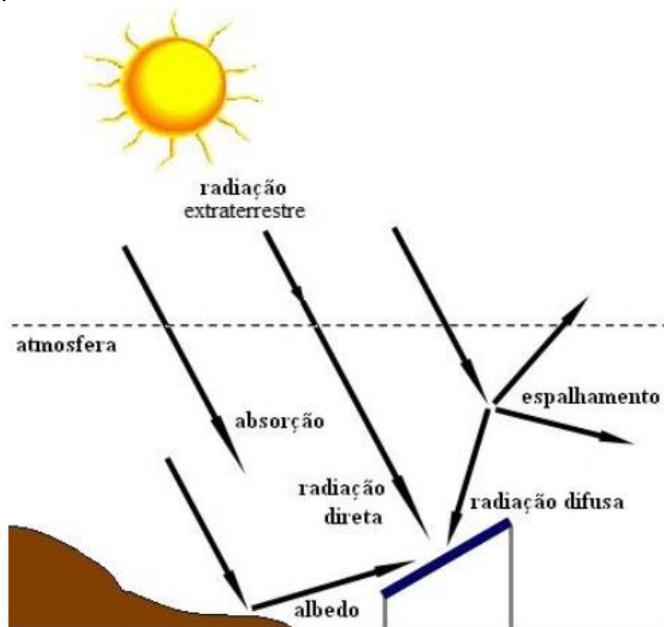


Fonte: Autor.

Quando tem-se AM 1,0, a radiação solar atinge perpendicularmente a superfície terrestre. Já quando tem-se AM 1,5, por exemplo, o ângulo zenital ( $\theta_z$ ) é igual a  $47,5^\circ$ .

Antes de atingir o solo, a radiação solar sofre interferências do ar atmosférico, de nuvens e da poluição. Com isso, a radiação incidente pode ser dividida em três tipos: direta, difusa e albedo. Na Fig. 4 há uma representação dos três tipos de radiação.

Figura 4 - Representação das três componentes de radiação e radiação de albedo.



Fonte: Cresesb (2014)

A radiação direta correspondente aos raios solares que chegam diretamente em linha reta e atingem a superfície terrestre. A radiação difusa é proveniente do espalhamento na atmosfera, e chega de todas as direções. Este espalhamento é resultado da reflexão das nuvens, poeira e vapor. Já a radiação global é a soma da radiação direta com a radiação difusa. Existe também uma outra parcela de radiação que é refletida ao atingir o solo, denominada de radiação de albedo. Essa parcela é relevante em regiões de latitudes próximas aos polos, onde os índices de refletividade da superfície são próximos de 1.

## 2.3 CÉLULA E MÓDULO FOTOVOLTAICOS

Nesta seção serão apresentados o efeito fotovoltaico, o princípio de funcionamento da célula fotovoltaica, os tipos de células mais utilizadas comercialmente e as características dos módulos fotovoltaicos.

### 2.3.1 Efeito fotovoltaico

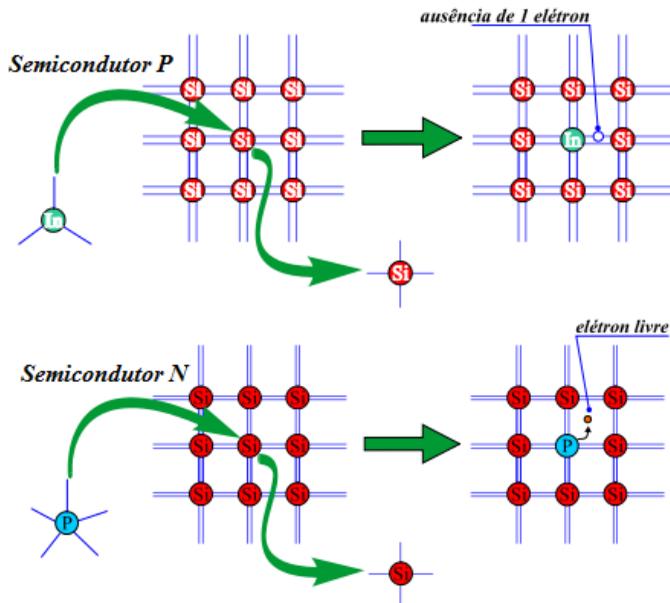
Segundo Nascimento (2004), a conversão da energia solar em energia elétrica é realizada por meio do efeito fotovoltaico, observado por Edmond Becquerel em 1839. Becquerel observou uma diferença de potencial nas extremidades de uma estrutura semicondutora, quando incidia uma luz sobre esta. Baseados nas pesquisas de Becquerel e impulsionados pelas novas descobertas da microeletrônica, em 1956, os cientistas construíram as primeiras células fotovoltaicas industriais.

O efeito fotovoltaico dá-se em materiais de natureza semicondutora, caracterizados pela presença de cargas de energia em que é permitida a presença de elétrons. Um material semicondutor não é nem condutor elétrico nem isolante e as propriedades dos materiais semicondutores podem ser modificadas adicionando em sua microestrutura materiais dopantes. O semicondutor mais usado é o silício.

### 2.3.2 Funcionamento da célula fotovoltaica

A célula fotovoltaica é composta por duas camadas de materiais semicondutores, uma camada conhecida como P e outra como N. Segundo Vilalva e Gazoli (2012), o material N possui um excedente de elétrons e o material P apresenta falta de elétrons. Devido à diferença de concentração de elétrons nas duas camadas, ocorre um campo elétrico dentro de uma zona de depleção, também chamada de barreira de potencial, no interior da célula. A Fig. 5 apresenta as estruturas moleculares do material P e N.

Figura 5 - Estruturas moleculares dos semicondutores P e N

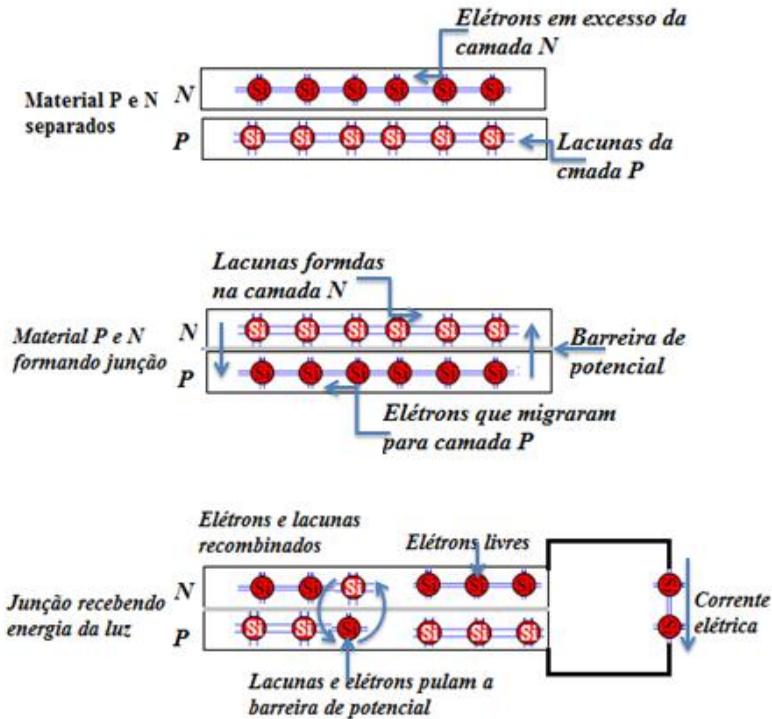


Autor: Vilalva e Gazoli (2012)

Na Fig.5, observa-se que o material (P) apresenta lacunas, o que significa que ele possui menos elétrons do que um material semiconductor puro. Essa camada passa por um processo de dopagem, acrescentando em sua microestrutura o elemento químico Boro (In), que apresenta carga positiva. Já o material (N) possui excesso de elétrons, e faz-se a dopagem do silício com o fósforo. Obtém-se assim um material com elétrons livre ou material com portadores de carga negativa.

Estas camadas são colocadas em contato formando uma junção semicondutora, onde os elétrons da camada N fluem para camada P. A Fig. 6 demonstra o que acontece quando as camadas P e N são unidas.

Figura 6 - Material semiconductor e três situações diferentes: separados, unidos e expostos a luz solar

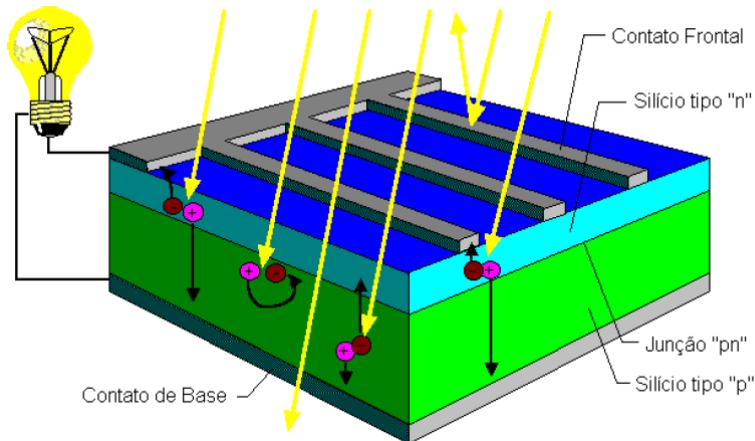


Autor: Vilalva e Gazoli (2012)

A primeira camada apresenta os materiais P e N separados, ou seja, eles estão atrás da barreira de potencial. Isso ocorre quando a célula fotovoltaica não está exposta a uma fonte luminosa. Na segunda camada, os elétrons da camada N estão se juntando com a lacuna presente na camada P, conhecido como junção PN. A última camada representa a junção PN recebendo energia da luz, onde os elétrons e lacuna rompem a barreira de potencial, gerando uma corrente elétrica através de seus terminais.

Para o entendimento mais claro do funcionamento da célula fotovoltaica, a Fig.7 apresenta um modelo em corte de uma célula, exemplificando a incidência dos raios solares na superfície e, a partir daí, a movimentação dos elétrons migrando de uma camada para outra gerando um fluxo contínuo de elétrons.

Figura 7 - Corte transversal de uma célula fotovoltaica



Fonte: Cresesb, (2014).

### 2.3.3 Tipos de células fotovoltaicas

Atualmente, as indústrias dessa tecnologia estão usando vários materiais e estruturas para a produção de células fotovoltaicas. O silício ainda é o material mais empregado, graças ao conhecimento tecnológico desenvolvido sobre esse material e a sua disponibilidade na natureza. As formas de semicondutores mais conhecidos são o silício monocristalino, o amorfo e o policristalino.

A tecnologia para sua fabricação é um processo bem constituído. A fabricação da célula de silício começa com a extração do cristal de dióxido de silício. Este material é desoxidado em grandes fornos, purificado e solidificado. É desta tecnologia que provém a melhor eficiência de conversão, cujos valores estão em torno de 17,5% nas células produzidas em escala comercial.

As células de silício policristalino são produzidas a partir de blocos de silício obtidos por fusão de silício puro em moldes especiais. Uma vez nos moldes, o silício esfria lentamente e se solidifica. Neste processo, os átomos não se organizam num único cristal. Forma-se uma estrutura policristalina com interfaces de separação entre os cristais.

A eficiência de conversão das células de silício policristalino são inferiores do que as células de silício monocristalino e tem seus valores em torno de 15% a 16% em escala comercial. A vantagem da

utilização em maior escala das células de silício policristalino sobre a monocristalina é que tem-se um custo menor na fabricação das células policristalinas em relação as células monocristalinas.

As células de silício amorfo diferem das demais estruturas cristalinas por apresentarem alto grau de desordem na estrutura dos átomos. A utilização de silício amorfo para uso em fotocélulas tem mostrado grandes vantagens tanto nas propriedades elétricas quanto no processo de fabricação. Porém, os módulos fotovoltaicos com células de silício amorfo apresentam uma desvantagem na eficiência de conversão, com valores entre 7% a 9%.

### **2.3.4 O módulo fotovoltaico**

Tipicamente, uma célula fotovoltaica isolada com  $0,024\text{m}^2$  produz 1,5 W de potência, com tensão e corrente de, respectivamente, 0,5 V e 3 A. Para aumentar o potencial de uma célula, deve-se realizar associações entre as células para formar-se um módulo fotovoltaico. O módulo é formado por células conectadas em série através de condutores externos. Geralmente, produz-se módulos formados por 60 e 72 células em série, conforme a aplicação desejada.

Procura-se dar ao módulo rigidez na sua estrutura, isolamento elétrico e resistência aos fatores climáticos. Por isso, as células conectadas em série são encapsuladas num polímero de Etilvinilacetato (EVA), que faz também o papel de isolante elétrico. Uma camada de vidro temperado com baixo teor de ferro é depositada na face superior, voltada para o Sol, e uma lâmina plástica multicamada de Tedlar na face inferior. Em alguns casos, o vidro é substituído por uma lâmina de material plástico transparente. (CRESESB 2014)

### 3 METODOLOGIA

Conforme já mencionado, este trabalho se propõe a analisar a viabilidade técnica de um sistema de resfriamento de módulos fotovoltaicos, com o intuito de diminuir a temperatura e aumentar a eficiência de conversão dos módulos com um mínimo de investimento inicial.

A Fig. 8 apresenta um esboço do sistema proposto. Ele consiste basicamente dos painéis fotovoltaicos adaptados com dutos retangulares de metal colados na parte traseira, por onde a água escoar, e tubulações conectando estes dutos a um reservatório, que pode ser a própria caixa d'água do edifício. Este sistema emprega o próprio sistema hidráulico predial já existente, sem a necessidade de grandes adaptações ou investimentos. Esse sistema de resfriamento tem como princípio básico de funcionamento a convecção natural, ou seja, não apresenta nenhum tipo de mecanismo de bombeamento. Quando o sol aquece o módulo, a água absorve parte do calor e escoar por diferença de densidade, promovendo a circulação no sistema e conseqüentemente resfriando as células fotovoltaicas. A água quente vai para o reservatório por uma tubulação que conecta as partes superiores do reservatório e do módulo. A água fria do reservatório escoar por uma tubulação inferior até a base do módulo.

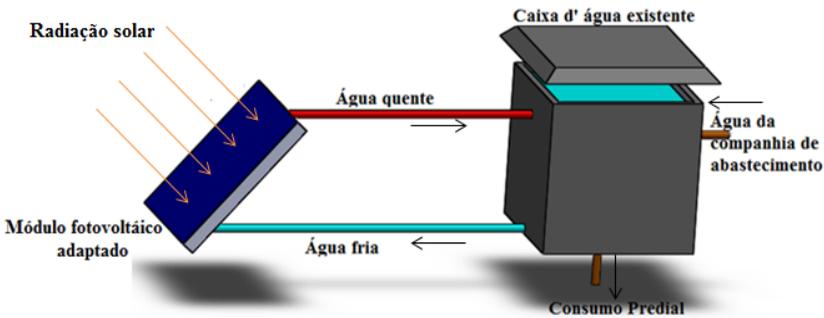
Foi feita uma análise teórica do sistema de resfriamento através de uma simulação da temperatura dos elementos do sistema. A partir de dados reais de irradiação, temperatura e velocidade do ar ao longo do ano, foram calculadas as temperaturas da célula fotovoltaica, da água dentro do duto de resfriamento do módulo, do reservatório, da linha quente e da linha fria.

Por facilidade de disponibilidade de dados, foi escolhida a cidade de Florianópolis. O ano considerado foi o de 2016, que estava disponível na base de dados. As variáveis de interesse, ou seja, dados de radiação, temperatura e velocidade do ar, estão armazenadas a cada 1 minuto. Os valores disponibilizados são médias mensais para cada mês do ano de interesse, ou seja, um único conjunto de dados para um dia típico (médio) de cada mês. Os dados são disponibilizados pelo Laboratório de Engenharia de Processo e Conversão de Tecnologia de Engenharia (LEPTEN) do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC.

Ao final das simulações, obtém-se as temperaturas dos elementos do sistema em função do tempo ao longo do dia. Para facilidade de computação, as simulações são feitas para apenas um dia

de cada mês. Os resultados são então analisados e comparados com um sistema convencional, ou seja, sem sistema de resfriamento que não ser o do ar ambiente em convecção natural. Objetivo final deste estudo é quantificar o aumento da eficiência de conversão da célula em função do emprego do sistema proposto.

Figura 8 - Representação do sistema de resfriamento proposto



Fonte: Autor

Para calcular as temperaturas dos elementos do sistema, é necessário inicialmente quantificar a radiação solar incidente no módulo em função do tempo ao longo do ano. Depois, juntamente com os dados de temperatura e velocidade do ar, pode-se calcular as taxas de transferência de calor e, através de balanços de energia, as temperaturas dos elementos em função do tempo. As seções seguintes descrevem em detalhes o procedimento adotado.

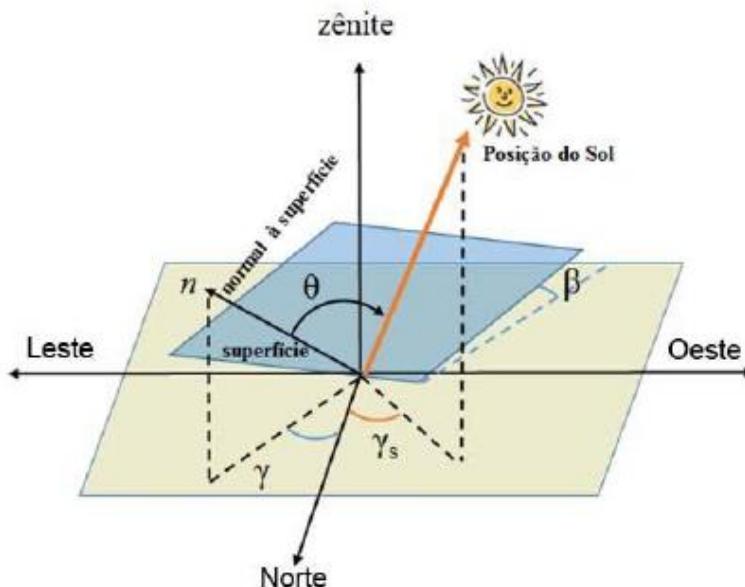
### 3.1 CÁLCULO DA RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE SOBRE UM PLANO INCLINADO

Nesta seção será apresentado o método de cálculo da incidência de radiação solar sobre um plano inclinado.

#### 3.1.1 Posição do sol para superfície inclinada

Para estimar a radiação solar incidente sobre um painel fotovoltaico, é necessário determinar a posição do sol com relação a essa superfície. A Fig. 9 apresenta um esquema de alguns dos ângulos que definem a posição do sol em relação a uma superfície inclinada.

Figura 9 - Posição do sol relativa a uma superfície inclinada



Fonte: Cresesb 2014

Duffie e Beckamn (2012) apresentam equações para o cálculo dos parâmetros de interesse, onde os ângulos são medidos em graus. O ângulo do dia ( $\Gamma$ ) é dado por:

$$\Gamma = 360^\circ \frac{(dn - 1)}{365} \quad (1)$$

onde  $dn$  [dias] é o número do dia do ano, entre 1 e 365. Como já mencionado, os dados de radiação, temperatura e velocidade do ar disponíveis são médias mensais, ou seja, tem-se o conjunto de dados de um único dia típico (média) para cada mês do ano. Isso significa que, ao invés uma simulação diferente para cada dia do ano, foi considerado que

cada mês possui 28 ou 30 ou 31 dias idênticos, ou seja, com mesmos dados de radiação, temperatura, velocidade e  $dn$ . Assim, define-se o número do dia do ano médio de cada mês de acordo com a tabela 1.

Tabela 1 - Dias médios para cada mês do ano

Mês	Número do dia do ano (dn)	Data
Janeiro	17	17
Fevereiro	47	16
Março	75	16
Abril	105	15
Mai	135	15
Junho	162	11
Julho	198	17
Agosto	228	16
Setembro	258	15
Outubro	288	15
Novembro	318	14
Dezembro	344	10

Fonte: Duffie e Beckman 2006

A equação do tempo ( $E_t$ ) é utilizada para corrigir desvios ocorridos por variações na velocidade angular da terra. Ela é dada por:

$$E_t = [0,000075 + 0,001868 \cos(\Gamma) - 0,032077 \text{sen}(\Gamma) - 0,014615 \cos(2\Gamma) - 0,04089 \text{sen}(2\Gamma)].229,18 \quad (2)$$

Segundo Krenzinger *et al.* (2010), o tempo solar verdadeiro (TSV) é o tempo que define a posição do sol em um determinado momento. Ele está baseado na distribuição angular aparente do sol através do céu, onde o meio dia solar é a hora que o sol cruza o meridiano do observador. Ele é dado por:

$$TSV = TO + 4(L_{st} - L_{loc}) + Et \quad (3)$$

onde  $TO$  é a hora oficial,  $L_{st}$  é a longitude padrão e  $L_{loc}$  é a longitude local.

O ângulo de declinação solar ( $\delta$ ) é formado entre o plano equatorial e a linha que une o centro da terra ao do sol como apresentado na fig. 3. Este ângulo muda continuamente, ou seja, nos equinócios de primavera e outono é igual a zero, no solstício de inverno é  $23,45^\circ$  e no solstício de verão é  $-23,45^\circ$ . Ele é dado por:

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left[ \frac{360(dn + 284)}{365} \right] \quad (4)$$

O ângulo horário ( $\omega$ ) representa o movimento relativo do sol em torno da terra, utilizando o tempo solar verdadeiro como referência. Ele é dado por:

$$\omega = 15^\circ (TSV - 12) \quad (5)$$

Esse ângulo é negativo na parte de manhã e positivo no período da tarde. O ângulo do zênite ( $\theta_z$ ) é dado por:

$$\theta_z = \cos^{-1} (\operatorname{sen}(\delta) \operatorname{sen}(\varphi) + \cos(\delta) \cos(\varphi) \cos(\omega)) \quad (6)$$

onde  $\varphi$  é a latitude local. O ângulo de elevação solar ( $\alpha_s$ ) é dado por:

$$\alpha_s = (90 - \theta_z) \quad (7)$$

O ângulo de azimute solar ( $\gamma_s$ ) é dado por:

$$\gamma_s = 180 - \cos^{-1} \left( \frac{\operatorname{sen}(\alpha_s) \operatorname{sen}(\varphi) - \cos(\delta)}{\cos(\varphi) \cos(\alpha_s)} \right) \quad (8)$$

Finalmente, o ângulo de incidência solar ( $\theta_s$ ), ou seja, o ângulo entre os raios solares e normal à superfície do módulo fotovoltaico é dado por:

$$\theta_s = \cos^{-1} (\cos(\beta) \cos(\theta_z) + \operatorname{sen}(\beta) \operatorname{sen}(\theta_z) \cos(\gamma_s - \gamma)) \quad (9)$$

onde  $\beta$  é a inclinação do módulo fotovoltaico em relação a horizontal.

### 3.1.2 Cálculo do ganho por radiação solar ( $G_{radtra}$ )

Na seção anterior foi apresentada a metodologia para o cálculo dos ângulos de zênite e de incidência dos raios solares com relação à superfície do módulo fotovoltaico em função do tempo e para uma dada orientação da superfície. Esses ângulos são essenciais para o cálculo do ganho de radiação solar pela célula, ou seja, a parcela transmitida pelas camadas de vidro e de EVA que recobrem as células fotovoltaicas ( $G_{radtra}$ ).

Nesta seção será apresentado o método de cálculo das três componentes da radiação solar: direta, difusa e albedo. A soma das três é ganho de radiação solar transmitida ( $G_{radtra}$ ). As equações aqui apresentadas também foram retiradas de Duffie e Beckamn (2012).

A radiação direta ( $G_{dm}$ ) corresponde aos raios solares que incidem diretamente ao plano horizontal sem nenhum tipo de obstruções. Através da radiação direta incidida no plano horizontal, pode-se calcular a radiação normal à superfície inclinada ( $G_{bb}$ ) através da seguinte equação:

$$G_{bb} = G_{dm}R_b \quad (10)$$

onde  $G_{dm}[\text{W}/\text{m}^2]$  é o ganho por radiação direta média e  $R_b$  é um fator de conversão geométrico, dado por:

$$R_b = \frac{\cos \theta_s}{\cos \theta_z} \quad (11)$$

A radiação difusa ( $G_{db}$ ) é calculada utilizando um modelo semi-empírico, representado pela seguinte equação (Duffie e Beckman 2006):

$$G_{db} = G_{fm} \left[ 0,5(1 + \cos \beta)(1 - F_1) + F_1 \left( \frac{\cos \theta_s}{\cos \theta_z} \right) + F_2 \text{sen} \beta \right] \quad (12)$$

onde  $G_{fm}$  [W/m<sup>2</sup>] é o ganho por radiação difusa média e  $F_1$  e  $F_2$  são coeficientes que levam em consideração os brilhos circumsolar e horizontal. Estes coeficientes são dados pelas seguintes equações:

$$F_1 = F_{11}(\varepsilon) + F_{12}(\varepsilon)\Delta + F_{13}(\varepsilon)\theta_z \quad (13)$$

$$F_2 = F_{21}(\varepsilon) + F_{22}(\varepsilon)\Delta + F_{23}(\varepsilon)\theta_z \quad (14)$$

Como pode-se observar nas equações acima, os coeficientes  $F_1$  e  $F_2$  são função de três parâmetros: claridade ( $\varepsilon$ ), brilho do céu ( $\Delta$ ) e do ângulo do zênite ( $\theta_z$ ). Eles são obtidos a partir das equações:

$$\varepsilon = \frac{G_{fm} + G_{dn}}{G_{fm}} \quad (15)$$

$$\Delta = \frac{G_{fm} + AM}{G_{on}} \quad (16)$$

onde  $G_{dn}$ [W/m<sup>2</sup>] é a radiação direta normal, expressa por:

$$G_{dn} = G_{dm}E_{oo} \quad (17)$$

onde  $G_{dm}$ [W/m<sup>2</sup>] é a radiação direta média e  $E_{oo}$  é o fator de correção da excentricidade da terra, dado por:

$$E_{oo} = 1 + 0,033 \cos \left[ \frac{360dn}{365} \right] \quad (18)$$

Na equação 16 o termo ( $AM$ ) é referente a massa de ar, expressa por:

$$AM = \frac{1}{\cos \theta_z} \quad (19)$$

Ainda na Eq. 16 o termo  $G_{on}$  [W/m<sup>2</sup>] é referente à radiação extraterrestre normal, dado por:

$$G_{on} = G_{sc} E_{oo} \quad (20)$$

onde  $G_{sc}$  [W/m<sup>2</sup>] é a radiação extraterrestre.

Nas equações 13 e 14, os componentes  $F_{11}$ ,  $F_{12}$ ...  $F_{23}$  são função de  $\varepsilon$ . Para diferentes faixas de  $\varepsilon$ , os valores recomendados por Krenzinger *et al.* (2010) são apresentados na tab.2.

Tabela 2 - Componentes “F’s” para determinação da radiação difusa

Faixa de $\varepsilon$	F11	F12	F13	F21	F22	F23
1 a 1,056	-0,042	0,55	-0,044	-0,12	0,138	-0,034
1,0561 a 1,253	0,261	0,559	-0,243	-0,019	0,083	-0,081
1,253 a 1,586	0,481	0,46	-0,354	0,077	0,006	-0,116
1,5861 a 2,134	0,825	0,187	-0,532	0,172	-0,05	-0,151
2,1341 a 3,23	1,102	-0,299	-0,586	0,35	-0,398	-0,171
3,231 a 5,98	1,226	-0,451	-0,617	0,444	-0,949	-0,073
5,981 a 10,08	1,367	-0,838	-0,655	0,431	-1,75	0,094
10,08 a $\infty$	0,978	-0,812	-0,393	0,335	-2,160	0,106

Fonte: Krenzinger *et al* (2010)

A radiação de albedo ( $G_{ab}$ ) é a quantidade de radiação refletida pelo solo que incide numa superfície inclinada, conforme já mencionado. Ela pode ser calculada pela seguinte equação:

$$G_{ab} = G_g v \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (21)$$

onde  $G_g$  [W/m<sup>2</sup>] é a radiação global média e  $v$  é o coeficiente de reflexão do solo.

Portanto, somando todos os termos tem-se a radiação solar que atinge a camada vidro do painel fotovoltaico. Subtraindo a parcela

refletida pela cobertura de vidro e EVA, tem-se a radiação transmitida para a células:

$$G_{radtra} = (G_{bb} + G_{db} + G_{ab}) \cdot (1 - \rho) \quad (22)$$

onde  $\rho$  é a refletividade da cobertura do painel, dada pelo fabricante na forma de uma tabela. A tabela 3 mostra os valores empregados neste trabalho. Observe que os valores mudam com as horas do dia.

Tabela 3 - Valores de Índice de refletividade

Horas do dia	Índice de refletividade [ $\rho$ ]
8	0,25
9	0,20
10	0,15
11	0,10
12	0,05
13	0,10
14	0,15
15	0,20
16	0,25
17	0,25
18	0,30

Fonte: UP Solar

Essa é quantidade de energia que efetivamente atinge a superfície das células, sendo que uma pequena parte será convertida em eletricidade e o restante irá se transformar em calor, que irá aumentar a temperatura das células.

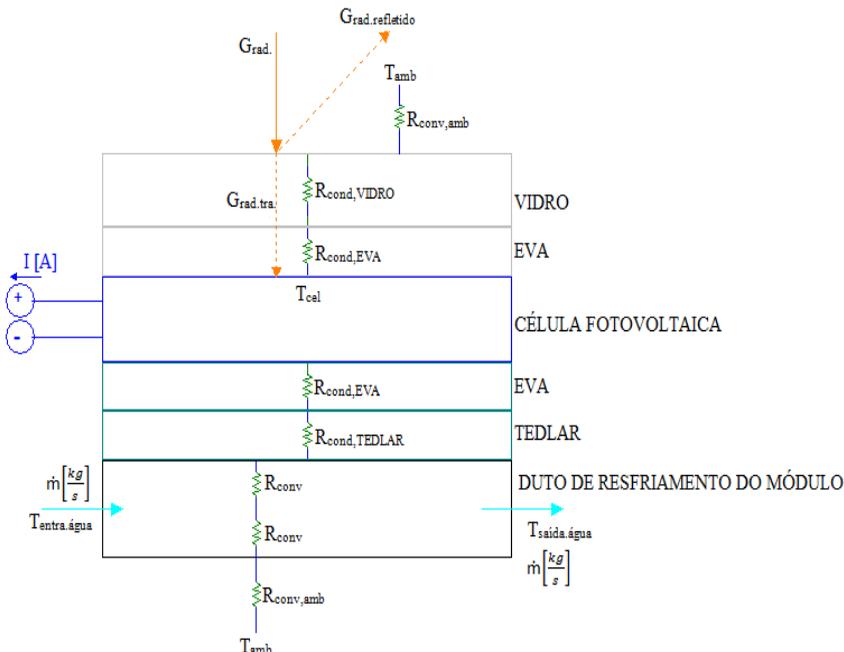
### 3.2 EQUAÇÕES DO BALANÇO DE ENERGIA

Conforme já mencionado, deseja-se calcular as temperaturas dos componentes do sistema, ou seja, da célula fotovoltaica, do duto de resfriamento do módulo, das tubulações e do reservatório em função do tempo. Isso será feito através da solução de um sistema de equações obtidas através de balanços de energia em cada elemento do sistema.

O elemento mais complexo é o módulo fotovoltaico, ao qual está anexado na face inferior um duto retangular por onde escoar a água

de resfriamento. A Fig.10 apresenta um desenho em corte do painel fotovoltaico em estudo.

Figura 10 - Esquema em corte do módulo fotovoltaico com o sistema de resfriamento em estudo



Fonte: Autor

O módulo é composto por várias camadas. A primeira camada (superior) é vidro temperado de alta resistência ao impacto. A segunda é um filme encapsulante de acetato-vinilo etileno, conhecido como EVA. A terceira camada consiste nas células fotovoltaicas propriamente ditas. Observe que a quantidade total de radiação calculada na Eq. (22) foi transmitida pelas camadas de vidro e EVA e incide diretamente sobre a superfície da célula. Na quarta camada tem-se novamente EVA. A quinta camada é composta por *Tedlar*®, conhecido também como *backsheet*, e tem a função em aumentar a resistência do conjunto encapsulado. A sexta camada é o duto de resfriamento do módulo, anexado na face inferior do conjunto.

A seguir são apresentadas as equações de balanço de energia e de modelagem dos processos de transferência de calor no módulo

fotovoltaico. Inicialmente, o procedimento consiste em aplicar a 1ª. Lei da Termodinâmica para cinco volumes de controle: célula fotovoltaica, reservatório, linha fria, linha quente e duto de resfriamento do módulo.

### Volume de controle na célula fotovoltaica

A partir da 1ª. Lei da Termodinâmica para um volume de controle que envolve a célula fotovoltaica tem-se:

$$G_{rad,tra}A - \frac{(T_{cel} - T_{amb})}{R_{cond,EVA} + R_{cond,VIDRO} + R_{conv,amb}} - \frac{(T_{cel} - T_{água})}{R_{cond,EVA} + R_{cond,TEDLAR} + R_{conv,água}} - Pe = mC_{pcel} \frac{dT_{cel}}{dt} \quad (23)$$

O primeiro termo da equação acima ( $G_{rad,tra}[\text{W}/\text{m}^2]$ ) é a parcela de irradiação solar que é transmitida pelo vidro e pelo EVA e que é absorvida pela célula fotovoltaica, conforme já mencionado na (Eq. 22). O segundo termo da equação acima é a taxa de transferência de calor da célula para o ar ambiente por convecção através da face superior do painel, onde  $T_{cel}[\text{°C}]$  é a temperatura da célula e  $T_{amb}[\text{°C}]$  é a temperatura do ambiente. Neste caminho, o calor atravessa as resistências térmicas de condução pelo EVA ( $R_{condeva}[\text{K}/\text{W}]$ ), pelo vidro ( $R_{condvidro}[\text{K}/\text{W}]$ ) e de convecção com o ar ambiente ( $R_{convamb}[\text{K}/\text{W}]$ ). A resistência térmica de condução pela camada de EVA é dada por:

$$R_{cond,EVA} = \frac{L_e}{k_e A} \quad (24)$$

onde  $L_e[\text{m}]$  é a espessura,  $k_e[\text{W}/\text{m.K}]$  é a condutividade térmica e  $A[\text{m}^2]$  é a área nominal da camada de EVA. A resistência de condução pela camada de vidro é dada por:

$$R_{cond,VIDRO} = \frac{L_v}{k_v A} \quad (25)$$

em que  $L_v$ [m] é a espessura e  $k_v$ [W/m.K] é a condutividade térmica do vidro. A resistência de convecção entre a face superior do vidro e o ar ambiente é calculada como:

$$R_{conv,amb} = \frac{l}{h_{amb}A} \quad (26)$$

onde  $h_{amb}$ [W/m<sup>2</sup>.K] é o coeficiente de convecção na face superior do módulo, obtido através de correlações na literatura.

Incropera e Dewitt (2014 p.283) apresentam equações para o cálculo do coeficiente de convecção sob diferentes condições. Para uma placa plana com escoamento forçado e paralelo, como é o caso dos painéis fotovoltaicos em estudo, é usada a seguinte correlação para o número de Nusselt:

$$Nu_f = \left(0,037 Re_c^{4/5} - A_{xc}\right) Pr_c^{1/3} \quad (27)$$

onde  $Re_c$  é número de Reynolds critico e  $Pr_c$  é o numero de Prandt. O número de Reynolds é definido como:

$$Re_c = \frac{u_{amb} L_{telhado}}{\nu} \quad (28)$$

em que,  $u_{amb}$ [m/s] é a velocidade do vento,  $L_{telhado}$ [m] é o comprimento característico do telhado onde os módulos fotovoltaicos estão fixados e  $\nu$ [m<sup>2</sup>/s] e a viscosidade cinemática do ar.

Esta equação é válida para a condição de camada limite mista, que espera-se encontrar no problema em estudo. Para a convecção natural numa placa plana inclinada, usa-se a seguinte correlação:

$$Nu_n = \left[ \frac{\left(0,825 + \left(0,387 Ra^{1/6}\right)\right)}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr_c}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2 \quad (29)$$

onde  $Ra$  é o numero de Rayleigh, definido pela equação:

$$Ra = \frac{g \cos \theta \beta (T_{cel} - T_{amb}) L^3}{\nu \alpha} \quad (30)$$

onde  $g$  [m/s<sup>2</sup>] é a aceleração da gravidade,  $\theta$  é o ângulo theta que representa uma relação trigonométrica utilizada para placa plana inclinada em relação a horizontal,  $\beta$  [1/K] é o coeficiente de expansão volumétrica,  $L$  [m] é o comprimento característico do módulo,  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] é a viscosidade cinemática e  $\alpha$  [m<sup>2</sup>/s] é a difusividade térmica do ar.

Os efeitos combinados de convecção natural e forçada são contabilizados através de (Incropera e Dewitt):

$$Nu = \left[ (Nu_f)^{7/2} + (Nu_n)^{7/2} \right]^{2/7} \quad (31)$$

Finalmente, através definição do número de Nusselt, pode-se calcular o coeficiente de convecção na face superior do painel como sendo:.

$$h_{amb} = \frac{Nu k}{L} \quad (32)$$

onde  $k$  [W/m.K] é a condutividade térmica do ar.

O terceiro termo da Eq. (23) é a taxa de transferência de calor da célula para a água que circula no duto de resfriamento, onde  $T_{água}$  [°C] é a temperatura da água e as resistências térmicas são: de condução pelo EVA  $R_{condeva}$ , [K/W] de condução pelo tedlar  $R_{condtedlar}$ , [K/W] e de convecção na água  $R_{convágua}$ , [K/W]. A resistência térmica das paredes do duto retangular é desprezada porque a condutividade é alta (metal). A resistência térmica de condução pelo TEDLAR é dada por:

$$R_{condtedlar} = \frac{L_t}{k_t A} \quad (33)$$

onde  $L_t$  [m] é a espessura da camada de TEDLAR e  $k_t$  [W/m.K] é a condutividade térmica do material. A resistência de convecção entre o duto retangular e a água é dada por:

$$R_{\text{conv}\acute{a}\text{gua}} = \frac{1}{h_{\text{wduto}} A} \quad (34)$$

onde  $h_{\text{wduto}}[\text{W}/\text{m}^2.\text{K}]$  é o coeficiente de convecção da água que escoo pelo duto de resfriamento do painel, dada por:

$$h_{\text{wduto}} = \frac{Nu_d k_{\acute{a}\text{gua}}}{D_h} \quad (35)$$

onde  $Nu_d$  é o numero de Nusselt apresentado por Incropera e Dewitt (2014 p.350), em tabela com valores para cada geometria,  $k_{\acute{a}\text{gua}}[\text{W}/\text{m}.\text{K}]$  é a condutividade da água e  $D_h[\text{m}]$  é o diâmetro hidráulico do duto de resfriamento dado por.

$$D_h = \frac{4At}{P} \quad (36)$$

onde  $At[\text{m}^2]$  é a área transversal e  $P[\text{m}]$  é o perímetro do duto de resfriamento.

O quarto termo da Eq. (23) apresenta a potência elétrica útil de saída do módulo fotovoltaico, dada por:

$$P_e = G_{\text{radtra}} A \eta \quad (37)$$

onde  $G_{\text{radtra}}[\text{W}/\text{m}^2]$  é a radiação solar transmitida para a célula e  $\eta$  é a eficiência de conversão do módulo fotovoltaico. A variação da eficiência de conversão com a temperatura é determinada pela equação proposta por Notton G. et al. (2005):

$$\eta = \eta_{\text{ref}} [1 - \beta_0 (T_{\text{cel}} - T_{\text{ref}})] \quad (38)$$

em que  $\eta_{\text{ref}}$  é a eficiência de referência do módulo fotovoltaico para temperatura de  $25^\circ\text{C}$  e radiação solar de  $1000\text{W}/\text{m}^2$ ,  $\beta_0[^\circ\text{K}^{-1}]$  é o coeficiente de temperatura do módulo,  $T_{\text{cel}}[^\circ\text{C}]$  é a temperatura da célula e  $T_{\text{ref}}[^\circ\text{C}]$  é a temperatura de referencia. Esses valores são geralmente fornecidos pelo fabricante do módulo fotovoltaico.

O quinto termo da Eq. (23) apresenta a taxa de calor retido na célula fotovoltaica, que aumenta sua temperatura com o tempo, onde

$m$ [kg] é a massa e  $C_{pcel}$ [J/kg.K] é o calor específico da célula e  $t$ [s] é o tempo. As massas das camadas de EVA, TEDLAR e vidro são pequenas perto das massas dos demais componentes do sistema e são desprezadas nesta análise.

A temperatura da água que passa pelo duto de resfriamento do módulo ( $T_{água}$  na Eq. 23) é definida como sendo a média aritmética entre a temperatura de entrada ( $T_{entraágua}$ ) e de saída ( $T_{saídaágua}$ ) no duto de resfriamento, ou seja:

$$T_{água} = \frac{(T_{entraágua} + T_{saídaágua})}{2} \quad (39)$$

### Volume de controle no reservatório:

A partir da 1ª. Lei da Termodinâmica para um volume de controle que envolve o reservatório tem-se:

$$\begin{aligned} -hA_{res}(T_{res} - T_{amb}) + \dot{m}[C_p(T_{águaquente} - T_{águafría})] \\ + \dot{m}_{abast}C_p(T_{abast} - T_{res}) = mC_p \frac{dT_{res}}{dt} \end{aligned} \quad (40)$$

O primeiro termo da equação acima é a taxa de transferência de calor por convecção do reservatório para o ar ambiente, em que  $h$  [W/m².K] é o coeficiente de convecção. Tem-se transferência de calor por convecção nas laterais e na face inferior do reservatório. Na face superior do reservatório, ou seja, na tampa, o coeficiente convectivo com o ar ambiente é relativamente baixo devido à camada de ar existente entre o nível da água e a tampa. Esta parcela é pequena e não será considerada nos cálculos. Segundo Incropera e Dewitt (2014, p.386), as equações para o cálculo do coeficiente convectivo para paredes verticais e horizontais são dadas, respectivamente, por:

$$Nu_r = \left[ \frac{(0,825 + (0,387 Ra_r^{1/6}))}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr_c}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2 \quad (41)$$

e:

$$Nu_h = 0,52 Ra_r^{0,2} \quad (42)$$

onde  $Ra_r$  é o numero de Rayleigh, definido como:

$$Ra_r = \frac{g\beta(T_{res} - T_{amb})L^3}{\nu\alpha} \quad (43)$$

Os coeficientes convectivos para as paredes verticais ( $h_1$ ) e horizontal inferior ( $h_2$ ) são dadas por:

$$h_1 = \frac{Nu_r k}{L_b} \quad (44)$$

onde  $L_b$ [m] é a altura do reservatório.

$$h_2 = \frac{Nu_h k}{L_h} \quad (45)$$

onde  $L_h$ [m] é o comprimento do reservatório.

Finalmente tem-se o produto do coeficiente de convecção multiplicado pela área superficial do reservatório (apresentado na Eq. 40) é dado por:

$$hA_{res} = h_1 B_{res} P_{res} + h_2 C_{res} B_{res} \quad (46)$$

onde  $B_{res}$ [m] é a altura,  $P_{res}$ [m] é o perímetro da base e  $C_{res}$ [m] é o comprimento do reservatório.

Ainda no primeiro termo da Eq. (40), onde  $A_{res}[\text{m}^2]$  é a área externa das paredes laterais e da base do reservatório,  $T_{res}[\text{°C}]$  é a temperatura da água no reservatório e  $T_{amb}[\text{°C}]$  é a temperatura do ambiente.

O segundo termo da Eq. (40), representa a quantidade de energia que flui através do escoamento de água que circula pelo reservatório, onde  $\dot{m}[\text{kg/s}]$  é a vazão mássica de água do sistema de resfriamento dado por:

$$\dot{m} = v_{linha} A_{linha} \quad (47)$$

onde  $A_{linha}[\text{m}^2]$  é a área da linha por onde flui a água de resfriamento e  $v_{linha}[\text{m/s}]$  é a velocidade da água na linha expresso por:

$$v_{linha} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_m \left( \frac{fL_{linha}}{D+4} \right)}} \quad (48)$$

onde  $\rho_m$  é a densidade média da água, estabelecido pela densidade da água no reservatório e pela densidade da água no duto de resfriamento,  $L_{linha}[\text{m}]$  é o comprimento da linha,  $D[\text{m}]$  é o diâmetro e  $\Delta P$  é a diferença de pressão dado por

$$\Delta P = gS(\rho_r - \rho_a) \quad (49)$$

onde  $g[\text{m/s}^2]$  é aceleração da gravidade,  $S[\text{m}]$  é a altura do sistema,  $\rho_r$  é a densidade da água no reservatório e  $\rho_a$  é a densidade da água no duto de resfriamento.

Ainda na Eq. 48 o elemento  $f$  é o fator de atrito dado por:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (50)$$

onde  $Re$  é o numero de Reynolds

Ainda no segundo termo da Eq. 40 o  $C_p[\text{J/kg.K}]$  é o calor específico da água,  $T_{\text{água quente}}[\text{°C}]$  é a temperatura da água quente proveniente da tubulação de água quente e  $T_{\text{água fria}}[\text{°C}]$  é a temperatura da água fria que sai do reservatório pela tubulação inferior.

O terceiro termo da Eq. (40) representa o fluxo de energia térmica em função da renovação de água do reservatório, onde  $\dot{m}_{abast}$ [kg/s] é a vazão mássica de água proveniente da companhia de abastecimento, que equivale ao consumo da residência, e  $T_{abst}$ [°C] é a temperatura da água de abastecimento.

O quarto termo da Eq. (40) apresenta a taxa de calor retido no reservatório em função do tempo, onde  $m$  [kg] é a massa de água contida no reservatório.

A temperatura do reservatório  $T_{res}$ [°C] é definida como sendo a média aritmética entre a temperatura da água quente ( $T_{\acute{a}guaquente}$ [°C]) que chega e da água fria ( $T_{\acute{a}guafria}$ [°C]) que sai, ou seja:

$$T_{res} = \frac{(T_{\acute{a}guaquente} + T_{\acute{a}guafria})}{2} \quad (51)$$

### Volume de controle na linha fria:

A partir da 1ª. Lei da Termodinâmica para um volume de controle na tubulação de água fria tem-se:

$$-hA_{linhafria}(T_{linhafria} - T_{amb}) + \dot{m}C_p(T_{\acute{a}guafria} - T_{entra\acute{a}gua}) = m_{linhafria}C_p \frac{dT_{linhafria}}{dt} \quad (52)$$

O primeiro termo da equação acima apresenta a taxa de transferência de calor por convecção entre a linha fria e o ambiente, onde  $h$ [W/m².K] é o coeficiente de convecção. De acordo com Incropera e Dewitt (2014 p. 390), o número de Nusselt para cilindros horizontais em convecção natural pode ser calculado por:

$$Nu_{linhafria} = \left[ \frac{(0,60 + (0,387 Ra_d^{1/6}))}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_c}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2 \quad (53)$$

onde  $Ra_d$  é o numero de Rayleigh definido pela equação:

$$Ra_d = \frac{g\beta(T_{linhafria} - T_{amb})D^3}{\nu\alpha} \quad (54)$$

em que  $D[m]$  é o diâmetro da tubulação.

O coeficiente de convecção na linha fria é então dado por:

$$h = \frac{Nu_{linhafria}k}{D} \quad (55)$$

Ainda com o primeiro termo da Eq. (52), onde.  $A_{linhafria}[m^2]$  é a área lateral do tubo da linha fria,  $T_{linhafria}[^\circ C]$  é a temperatura da linha fria e  $T_{amb}[^\circ C]$  é a temperatura do ambiente.

O segundo termo da Eq. (52), representa a transferência de entalpia com a vazão mássica da água, onde,  $T_{\acute{a}gua\ fria}[^\circ C]$  é a temperatura da água fria proveniente do reservatório e  $T_{entra\acute{a}gua}[^\circ C]$  é a temperatura de entrada da água no duto de resfriamento do módulo.

O terceiro termo da Eq. (52) representa a taxa de calor retida na linha de água fria em função do tempo.

A temperatura da linha fria ( $T_{linhafria}$ ) é definida como sendo a media aritmética entre a temperatura da água fria proveniente do reservatório e ( $T_{\acute{a}gua\ fria}$ ) e da água ( $T_{entra\acute{a}gua}$ ) que entra no duto de resfriamento do módulo, ou seja:

$$T_{linhafria} = \frac{(T_{\acute{a}gua\ fria} + T_{entra\acute{a}gua})}{2} \quad (56)$$

### Volume de controle na linha quente:

A partir da 1ª. Lei da Termodinâmica para um volume de controle na tubulação de água quente tem-se:

$$-hA_{\text{linhaquente}}(T_{\text{linhaquente}} - T_{\text{amb}}) + \dot{m}C_p(T_{\text{saídaágua}} - T_{\text{águaquente}}) =$$

$$m_{\text{linhaquente}}C_p \frac{dT_{\text{linhaquente}}}{dt} \quad (57)$$

O primeiro termo da equação acima é a taxa de transferência de calor por convecção entre a linha quente e o ar ambiente, em que  $h$  [W/m<sup>2</sup>.K] é o coeficiente de convecção. O método utilizado para o cálculo do coeficiente convectivo é o mesmo para linha fria apresentado anteriormente (Eqs. 53 a 55).

O segundo termo da Eq. (57) é a transferência de energia através de um fluxo de massa de água,  $T_{\text{saídaágua}}$ [°C] é a temperatura de saída da água do módulo e  $T_{\text{águaquente}}$ [°C] é a temperatura da água quente que escoo do duto de resfriamento do módulo fotovoltaico para o reservatório. O terceiro termo da Eq. (57) representa a taxa de variação de calor retido na linha quente em função do tempo.

A temperatura da linha quente ( $T_{\text{linhaquente}}$ ) é definida como sendo a média aritmética entre a temperatura de saída da água do duto de resfriamento ( $T_{\text{saídaágua}}$ ) e da água quente que deixa a linha quente ( $T_{\text{águaquente}}$ ), ou seja:

$$T_{\text{linhaquente}} = \frac{(T_{\text{saídaágua}} + T_{\text{águaquente}})}{2} \quad (58)$$

### Volume de controle no duto de resfriamento do módulo fotovoltaico:

A partir da 1ª. Lei da Termodinâmica para um volume de controle no duto de resfriamento do módulo fotovoltaico tem-se:

$$\dot{m}C_p(T_{entra\acute{a}gua} - T_{sa\acute{i}da\acute{a}gua}) + \frac{(T_{cel} - T_{\acute{a}gua})}{R_{cond,EVA} + R_{cond,TEDLAR} + R_{conv,\acute{a}gua}} - \frac{(T_{\acute{a}gua} - T_{amb})}{R_{conv,\acute{a}gua} + R_{conv,inf}} = m_{\acute{a}gua}C_p \frac{dT_{\acute{a}gua}}{dt} \quad (59)$$

O primeiro termo da equação acima representa a quantidade de calor transportada pelo fluxo de massa de água para dentro do duto de resfriamento, onde  $T_{entra\acute{a}gua}$  [°C] é a temperatura de entrada e  $T_{sa\acute{i}da\acute{a}gua}$  [°C] é a temperatura de saída da água no duto de resfriamento.

O segundo termo da Eq. (59) é a taxa de transferência de calor da célula fotovoltaica para a água que circula no duto de resfriamento. Observe que este termo é idêntico ao terceiro termo da Eq. (23), só que com sinal invertido.

O terceiro termo da eq. (59) é a taxa de transferência de calor da água dentro do duto de resfriamento para o ar ambiente por convecção através da parede inferior do duto, em que  $T_{\acute{a}gua}$  [°C] é a temperatura da água dentro do duto,  $T_{amb}$  [°C] é a temperatura ambiente e as resistências térmicas são as de convecção na água dentro do duto e  $R_{conv,\acute{a}gua}$  [K/W] e entre a parede inferior do duto e o ar ambiente  $R_{conv,inf}$  [K/W]. A resistência térmica de convecção entre a face inferior do duto e o ar ambiente é dada por:

$$R_{conv,inf} = \frac{1}{h_{inf}A} \quad (60)$$

onde  $h_{inf}$  [W/m<sup>2</sup>.K] é o coeficiente de convecção na face inferior do módulo e A é a área inferior do módulo. O coeficiente de convecção na face inferior é calculado de modo semelhante ao da face superior (Eqs. 27 a 31).

O quarto termo da eq. (59) é a taxa de calor retido no duto de resfriamento em função do tempo, onde  $m_{\acute{a}gua}$  [kg] é a quantidade de massa de água no duto de resfriamento,  $C_p$  [J/kg.K] é o calor específico da água.

### Sistema sem resfriamento

Para o módulo fotovoltaico convencional, ou seja, sem nenhum sistema de resfriamento específico a não ser a convecção

natural com o ar ambiente, o único elemento a ser considerado é a célula fotovoltaica. Em termos de mecanismos de transferência de calor, há convecção com o ar ambiente pela superfície inferior do módulo e obviamente não existem mais trocas de calor com a água de resfriamento.

A equação de balanço de energia na célula fotovoltaica é dada por:

$$G_{rad,abs}A - \frac{(T_{cel} - T_{amb})}{R_{cond,EVA} + R_{cond,VIDRO} + R_{conv,amb}} - \frac{(T_{cel} - T_{amb})}{R_{cond,TEDLAR} + R_{conv,inf}} - Pe = mC_p \frac{dT_{cel}}{dt} \quad (61)$$

O primeiro, o segundo, o quarto e o quinto termo da equação acima são idênticos à Eq. (23). O terceiro termo é dado pela taxa de transferência de calor da célula para o ambiente pela face inferior, onde  $T_{cel}[\text{°C}]$  é a temperatura da célula,  $T_{amb}[\text{°C}]$  é a temperatura do ambiente e as resistências térmicas são a de condução pelo TEDLAR  $R_{cond,TEDLAR}[\text{K/W}]$  e de convecção para o ambiente inferior  $R_{conv,inf}[\text{K/W}]$ . A resistência térmica de convecção para ambiente inferior é a mesma obtida pela Eq. (26). O coeficiente de convecção na superfície inferior é assumido ser igual ao da superfície superior (Eq. 32).

## 4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos nas simulações numéricas. Inicialmente serão analisados os resultados de temperatura em função do tempo dos elementos principais do sistema proposto para o resfriamento do módulo fotovoltaico. Em seguida, o foco será na análise do ganho de eficiência de conversão do módulo com relação a um módulo fotovoltaico idêntico, porém sem nenhum sistema de resfriamento artificial. Também será analisado o aumento da temperatura da água no reservatório, ou seja, da água de consumo predial.

Os resultados a serem apresentados aqui se referem a uma casa de alvenaria, telhado com duas águas, sendo que uma das faces está orientada para o norte, com 8 módulos fotovoltaicos de  $1,63\text{m}^2$  cada e ocupando uma área total de  $13,04\text{m}^2$  sobre o telhado. A casa tem ocupação de quatro pessoas e consumo de água de 150 litros por pessoa por dia de acordo com norma NBR 5626. As dimensões do reservatório são de (altura x largura x comprimento), ou seja,  $1[\text{m}^3]$ , que dá uma capacidade de 1000 litros de água.

Utilizando um software comercial EES®, o sistema de equações apresentado no capítulo anterior foi resolvido pelo método das diferenças finitas. Antes das simulações propriamente ditas, foram feitas algumas análises preliminares sobre a sensibilidade de parâmetros de simulação nos resultados.

A primeira análise preliminar feita foi sobre valor do intervalo finito de tempo ( $dt$ ). Foi feita uma análise de sensibilidade onde foram testados quatro valores: 1, 10, 60 e 100 segundos. Comparando os resultados de temperatura da célula em função do tempo para diferentes valores de  $dt$ , verificou-se que a partir de 60 segundos os resultados não mais variam. Assim, o valor de  $dt = 60$  foi empregado em todas as simulações seguintes.

Outra análise preliminar feita foi sobre os números de interações para cada dia típico analisado. As iterações são necessárias pois, como só seria simulado um único dia típico (médio) para cada mês, era necessário que a temperatura inicial do sistema, ou seja, zero horas, seja igual à do final do dia (24 horas). Se isso não acontecesse, parte da energia absorvida durante o dia ficaria acumulada no sistema, o que ao longo de todos os dias do mês iria acarretar em erros consideráveis. Assim, a primeira interação usa como temperaturas iniciais de todos os elementos a temperatura do ar ambiente à zero hora. Ao final do dia (24 horas), as temperaturas calculadas de cada elemento

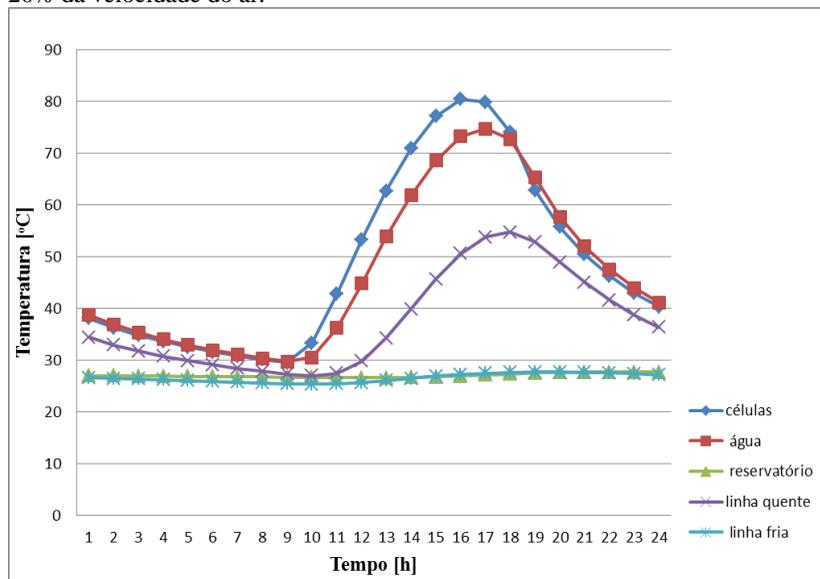
do sistema são realimentadas como temperatura inicial dos elementos para a segunda iteração. Assim foi feito de maneira sucessiva até que as temperaturas de todos os elementos ao final do dia (24 horas) tenha uma diferença máxima de  $0,5^{\circ}\text{C}$  com relação ao início do dia (zero horas). Para o dia médio do mês de janeiro, um dos mais quentes do ano, observou-se que após a quinta interação as temperaturas finais eram praticamente iguais às iniciais. Assim, todas as simulações posteriores para os demais meses do ano foram feitas com cinco iterações para cada mês.

Conforme já mencionado, empregou-se dados de radiação, temperatura do ar ambiente e velocidade do vento obtidos a partir do site <http://notus.lepten.ufsc.br/>. Os dados de velocidade do vento disponíveis são medidos a 6 metros de altura em estações meteorológicas, que ficam normalmente livres de influência significativa de construções vizinhas. No entanto, para a simulação da instalação proposta é difícil prever qual é a verdadeira velocidade sobre os módulos uma vez que esta depende da orientação da casa e da proximidade de construções vizinhas, árvores ou outros obstáculos ao vento. Por isso, nas simulações considerou-se quatro níveis de intensidade do vento: 20, 30, 50 e 100% da velocidade máxima, que é a disponibilizada no banco de dados. O objetivo é analisar o efeito da diminuição de velocidade devido a obstáculos na eficiência do sistema de resfriamento.

#### 4.1 ANÁLISE PARA O MÊS DE JANEIRO

A Fig. 11 apresenta a evolução da temperatura dos elementos básicos do sistema, ou seja, célula fotovoltaica, duto de resfriamento, linhas quente e fria e reservatório, em função das horas do dia médio do mês de janeiro e considerando 20% da velocidade máxima do vento.

Figura 11 - Temperaturas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 20% da velocidade do ar.



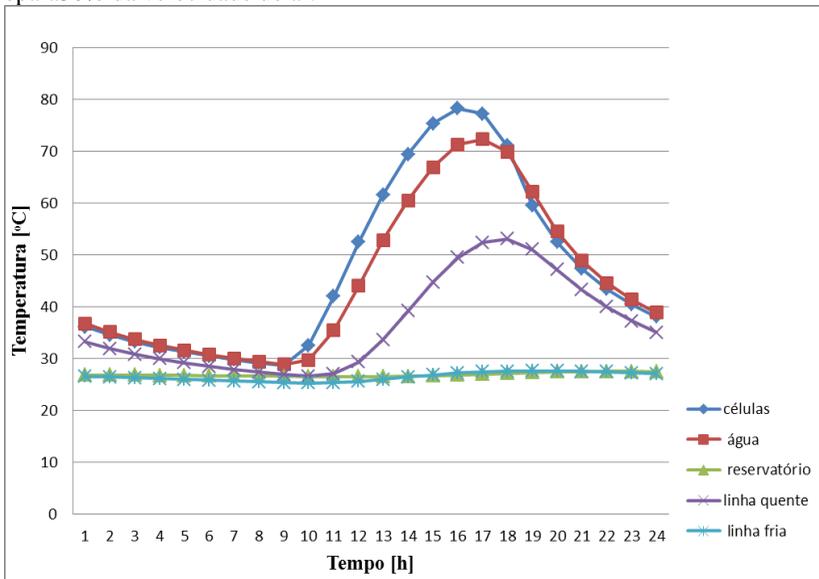
Fonte: Autor

A temperatura das células fotovoltaicas atinge aproximadamente 80°C às 15 horas. Já a temperatura da água no duto de resfriamento tem seu ápice em 74°C por volta das 16 horas.

Nota-se ainda que, à medida que o tempo passa, a temperatura das células tende a diminuir mais rapidamente que a da água dentro do duto de resfriamento, pois, há noite, não a geração de calor pelas células e o calor contido na água demora para ser eliminado. Uma curva semelhante é observada na temperatura da linha quente, que chega em seu ponto máximo às 17 horas e só retorna aos níveis iniciais por volta das 24 horas.

A Fig. 12 apresenta a mesma análise e considerando 30% da velocidade máxima do vento. Comparando o gráfico da Fig. 12 (30% da velocidade máxima) com o da Fig. 11 (20%), observa-se que as curvas são semelhantes, porém todas as temperaturas são menores pelo aumento do coeficiente de convecção. Neste caso, a temperatura das células foi no máximo 77°C, contra 80°C com 20% da velocidade. Já a da água dentro do duto de resfriamento foi de 72°C ( para 30%) e da linha quente diminuiu para 53°C (contra 56° considerando 20% da velocidade), As temperaturas da linha fria e do reservatório tiveram praticamente o mesmo valor, em torno de 29°C, para os dois níveis de velocidade

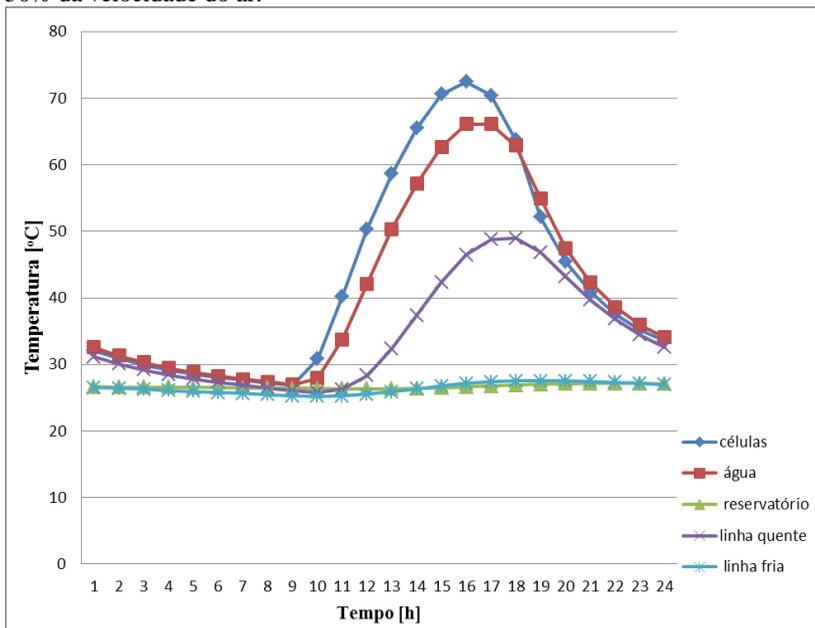
Figura 12 - Temperaturas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 30% da velocidade do ar.



Fonte: Autor

A Fig. 13 apresenta a mesma análise e considerando 50% da velocidade máxima do vento. Novamente, pode-se perceber mais uma diminuição considerável nas temperaturas das células, da água dentro do duto de resfriamento e da linha quente.

Figura 13 - Temperaturas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 50% da velocidade do ar.



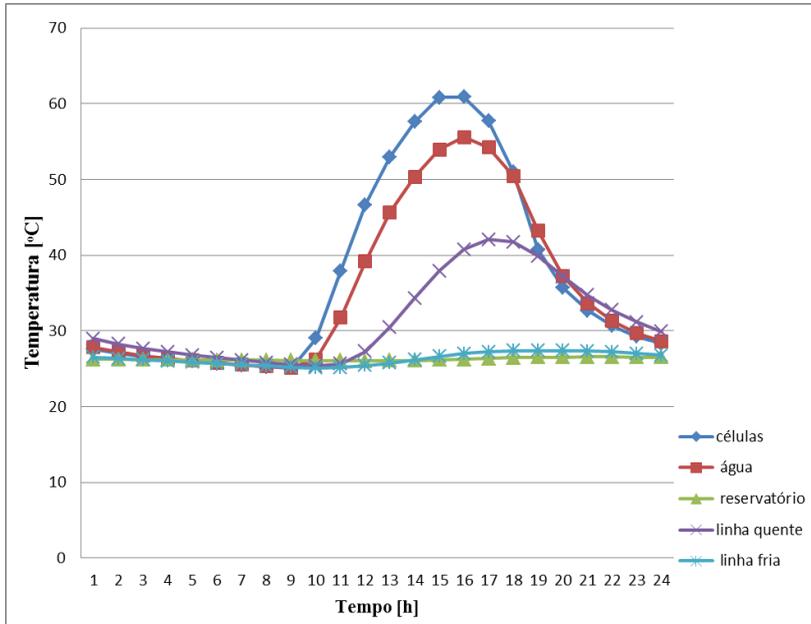
Fonte: Autor

O valor máximo de temperatura atingido pelas células fotovoltaicas foi de aproximadamente 70°C, ou seja, uma redução de 10°C em relação ao caso com 20% da velocidade do vento apresentado na Fig. 11.

Para temperatura da água dentro do duto de resfriamento do módulo, o valor esteve em torno de 65°C, que corresponde a uma redução 8°C quando comparada com a Fig.11. Mais uma vez não houve mudança significativa na temperatura da linha fria e no reservatório.

A Fig. 14 apresenta a mesma análise e considerando 100% da velocidade máxima do vento. A temperatura das células fotovoltaicas é 20°C mais baixa que as da Fig. 11 (20% da velocidade máxima). A temperatura da água também teve uma redução significativa, de 15°C em comparação com o caso em que considera-se 20 % da velocidade do vento.

Figura 14 - Temperaturas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 100% da velocidade do ar.

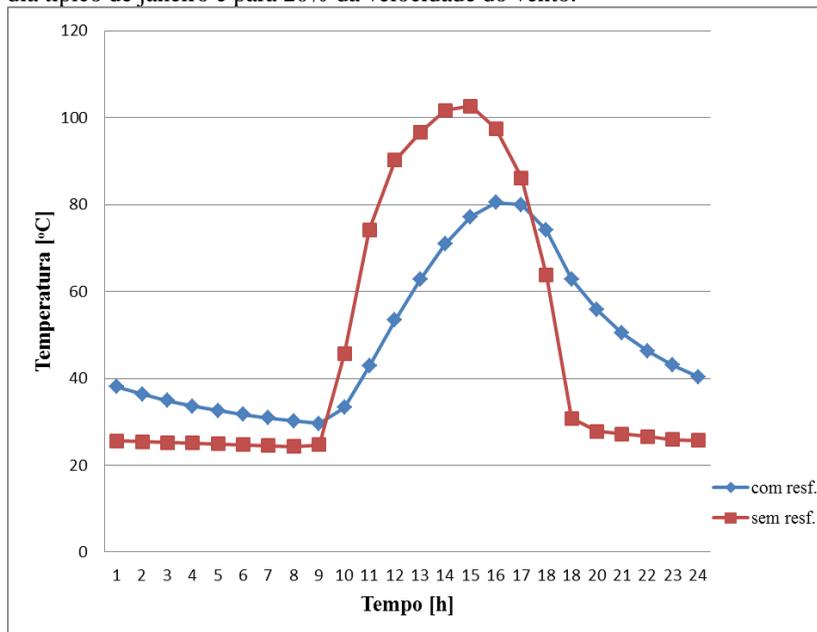


Fonte: Autor

A partir dos gráficos apresentados, conclui-se que a variação na temperatura dos elementos do sistema, em especial, das células, da água dentro do duto e da linha quente, sofrem influência significativa da magnitude da velocidade do vento. Por outro lado não há uma grande diferença na temperatura no reservatório e na linha fria. Isso se dá pelo fato que a massa de água contido no reservatório é bem maior que os demais elementos do sistema. Ou seja, a inércia térmica grande do reservatório faz com que este praticamente não seja afetado pelo calor absorvido durante o dia.

A Fig. 15 apresenta a evolução da temperatura das células fotovoltaicas em função das horas do dia médio do mês de janeiro, e para duas instalações distintas, uma com e outra sem o sistema de resfriamento proposto. Neste gráfico, foi considerada 20% da velocidade máxima do vento. Pode-se observar que a temperatura das células fotovoltaicas chega a aproximadamente 100°C na instalação sem o sistema de resfriamento. Para a instalação do sistema com resfriamento, a temperatura não passou dos 80°C, o que representa uma redução de 20°C na temperatura máxima da célula.

Figura 15 - Temperatura das células fotovoltaicas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 20% da velocidade do vento.



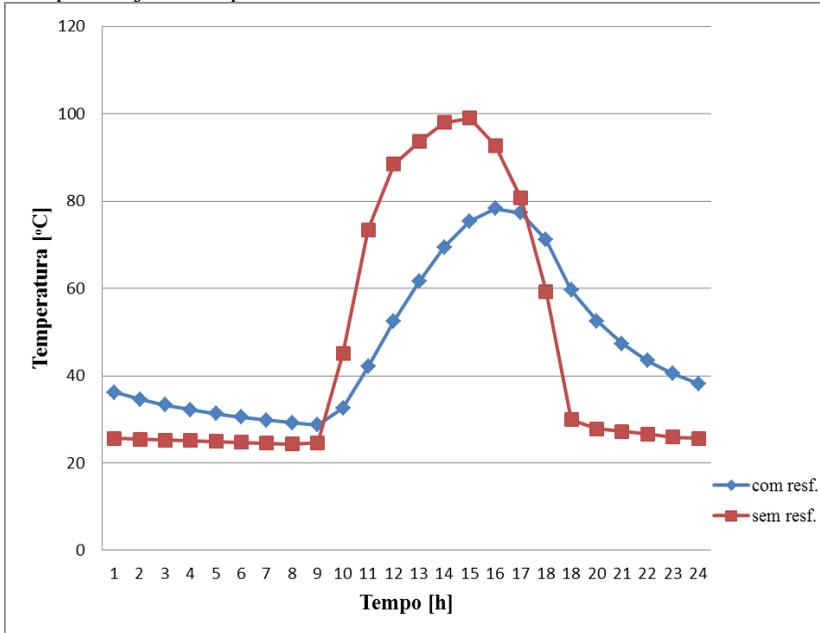
Fonte: Autor

Verifica-se ainda que a curva de temperatura para a instalação sem o sistema de resfriamento cai abruptamente a partir das 16 horas, enquanto a curva da instalação com o sistema de resfriamento tende a cair mais suavemente. Isso acontece porque a presença do duto de resfriamento cheio de água aumenta consideravelmente a inércia térmica do módulo, o que faz com que a queda de temperatura pela eliminação de calor para o ambiente seja mais lenta quando comparada com a instalação sem o sistema de resfriamento. No entanto, como o painel não opera neste horário, não há prejuízo.

As Figs. 16 a 18 apresentam estes mesmos dados para níveis de velocidade do vento de 30, 50 e 100% da velocidade máxima. Observa-se, em geral, que as temperaturas caem com o aumento da velocidade do vento, tanto para a instalação com o sistema de resfriamento, como já foi relatado, quanto para o sistema sem resfriamento. Observa-se também que as curvas em geral se aproximam

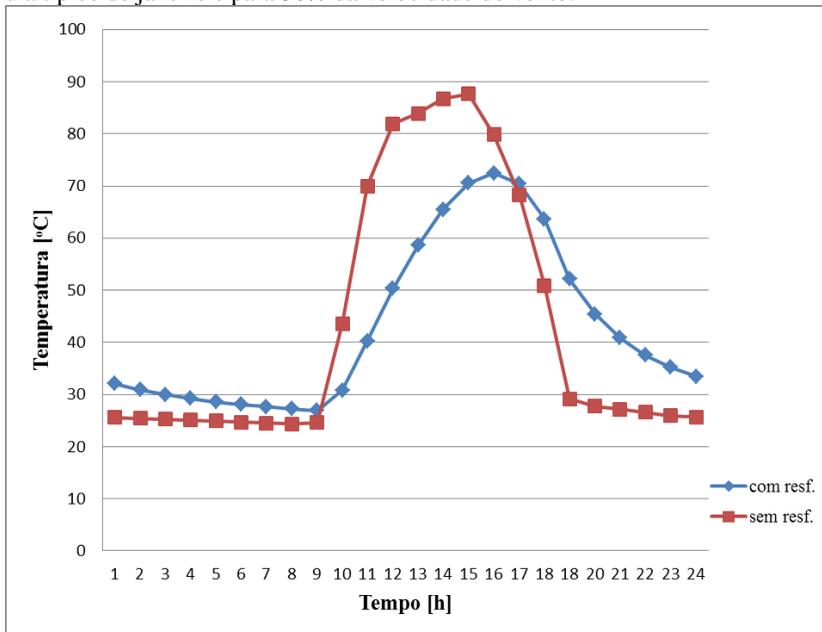
á medida que a velocidade do vento é aumentada. Isso mostra que o sistema de resfriamento é particularmente importante quando a velocidade do vento é baixa, ou seja, em situações onde existem obstáculos ao vento.

Figura 16 - Temperatura das células fotovoltaicas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 30% da velocidade do vento.



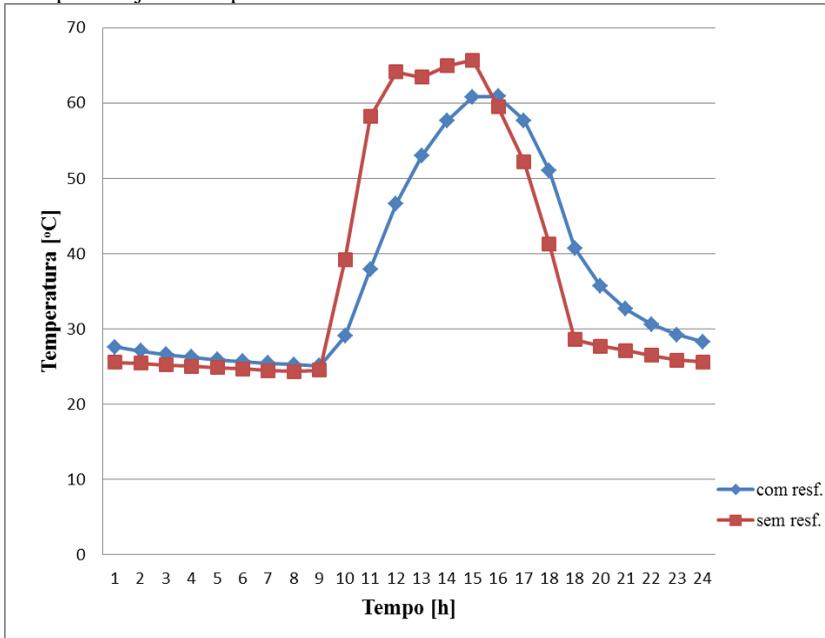
Fonte: Autor

Figura 17 - Temperatura das células fotovoltaicas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 50% da velocidade do vento.



Fonte: Autor

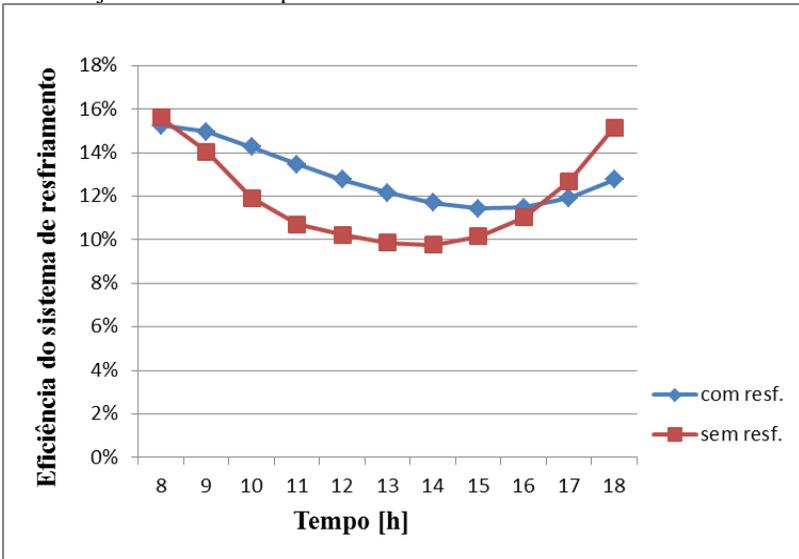
Figura 18 - Temperatura das células fotovoltaicas em função do tempo para o dia típico de janeiro e para 100% da velocidade do vento.



Fonte: Autor

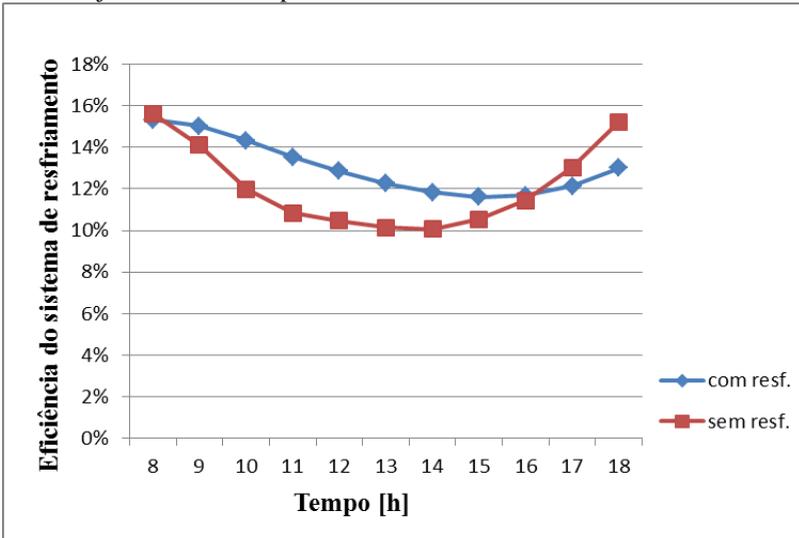
As Figs. 19, a 22 apresentam gráficos da eficiência de conversão das células em função das horas do dia médio do mês de janeiro para instalações com e sem o sistema de resfriamento proposto e considerando 20, 30, 50 e 100% da velocidade máxima do vento. Observa-se que na Fig. 19, que apresenta o caso com 20% da velocidade do vento, há uma diferença maior entre as eficiências das duas instalações. Para 100% da velocidade do vento (Fig. 22), as curvas estão bem próximas, o que mostra que nestas condições o sistema de resfriamento traz poucos benefícios.

Figura 19 - Eficiência de conversão das células em função das horas do dia para o mês de janeiro de 2016 e para 20% da velocidade do ar.



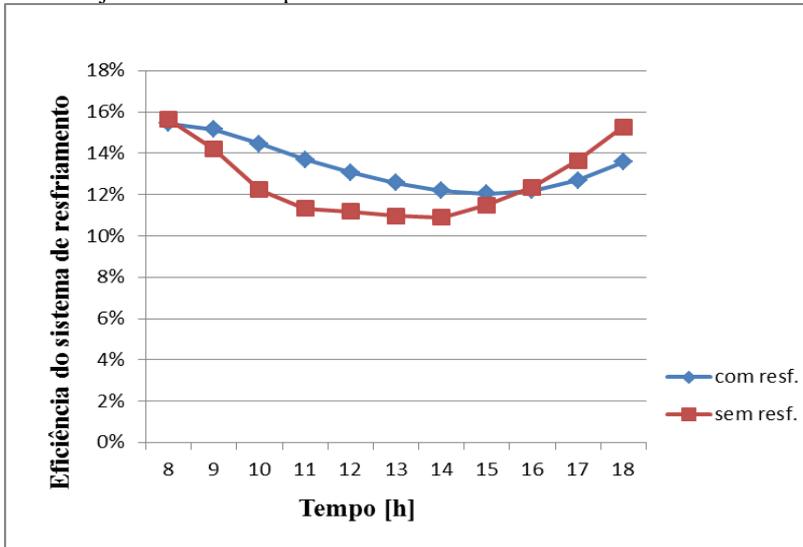
Fonte: Autor

Figura 20 - Eficiência de conversão das células em função das horas do dia para o mês de janeiro de 2016 e para 30% da velocidade do ar.



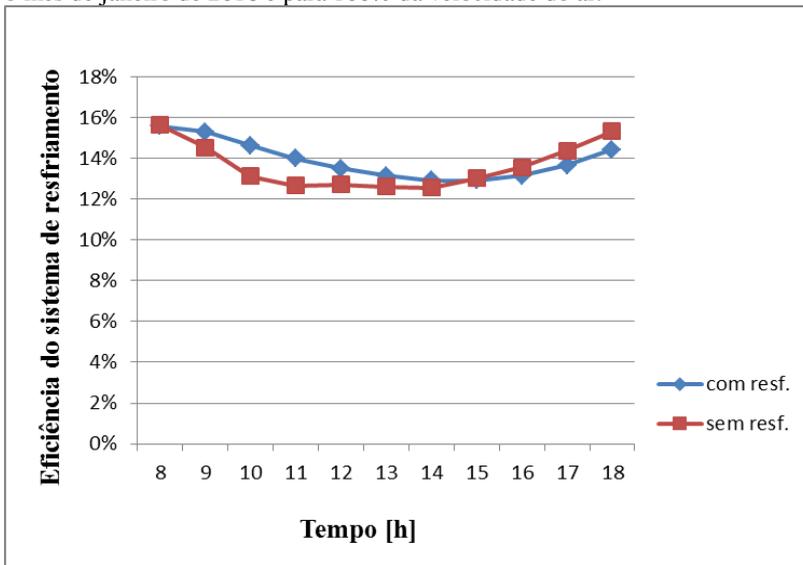
Fonte: Autor

Figura 21 - Eficiência de conversão das células em função das horas do dia para o mês de janeiro de 2016 e para 50% da velocidade do ar.



Fonte: Autor

Figura 22 - Eficiência de conversão das células em função das horas do dia para o mês de janeiro de 2016 e para 100% da velocidade do ar.



Fonte: Autor

A Tabela 4 apresenta valores das eficiências de conversão do módulo em função do tempo para o dia médio do mês de janeiro, bem como o ganho médio de eficiência do sistema com resfriamento em relação ao sistema sem resfriamento, considerando 20% da velocidade máxima do vento sobre os painéis. Essa tabela também apresenta os valores médios de eficiência ao longo do dia das duas instalações. Observa-se que ocorre um ganho de eficiência do sistema com resfriamento em relação ao sistema sem resfriamento. Essa diferença média ao longo do dia é de 0,99 pontos percentuais (p.p.). Como a eficiência média ao longo do dia para a instalação sem o sistema de resfriamento é de 11,93%, o ganho de eficiência média de 0,99 p.p. equivale a um aumento de 8,38% de eficiência média para o mês de janeiro quando é empregado o sistema de resfriamento proposto neste trabalho. A Tabela 5 apresenta a mesma análise para 30% da velocidade máxima do vento. Observa-se que o ganho de eficiência médio é de 0,92 p.p., que equivale a um aumento de 7,58% de eficiência de conversão, bastante próximo ao resultado anterior, com 20% da velocidade.

A tabela 6 apresenta a análise para 50% da velocidade máxima, onde obteve-se um ganho médio de eficiência ao longo do dia de 0,71 p.p. Agora já observa-se que houve uma redução significativa no ganho de eficiência, de 0,21 p.p. em relação ao sistema com 30% da velocidade do vento. Finalmente, a Tabela 7 apresenta a análise para 100% da velocidade máxima. O ganho médio de eficiência é de 0,27 p.p. Este valor é bem menor que os três casos anteriores, como já esperado após as análises anteriores.

Tabela 4 - Eficiência de conversão para o mês de janeiro, considerando 20% da velocidade do vento.

<b>Tempo [h]</b>	<b>Com resfriamento</b>	<b>Sem resfriamento</b>	<b>Ganho de eficiência</b>
8	0,152547	0,156233	-0,00369
9	0,149748	0,140572	0,009177
10	0,142655	0,119135	0,02352
11	0,134745	0,107172	0,027573
12	0,127723	0,102375	0,025348
13	0,121607	0,098565	0,023042
14	0,116925	0,09781	0,019115
15	0,114448	0,101674	0,012775
16	0,11484	0,11018	0,00466

17	0,119208	0,126942	-0,00773
18	0,127638	0,151667	-0,02403
<b>Média</b>	<b>0,12928</b>	<b>0,119302</b>	<b>0,009978</b>

Fonte: Autor

Tabela 5 - Eficiência de conversão para o mês de janeiro, considerando 30% da velocidade do vento.

<b>Tempo [h]</b>	<b>Com resfriamento</b>	<b>Sem resfriamento</b>	<b>Ganho de eficiência</b>
8	0,153168	0,156277	-0,00311
9	0,150342	0,140917	0,009425
10	0,143232	0,11977	0,023462
11	0,135392	0,108503	0,026888
12	0,12858	0,104625	0,023955
13	0,122728	0,101316	0,021412
14	0,118258	0,100591	0,017667
15	0,116093	0,1053	0,010793
16	0,116848	0,114345	0,002503
17	0,121457	0,130335	-0,00888
18	0,130093	0,152322	-0,02223
<b>Média</b>	<b>0,130563</b>	<b>0,1213</b>	<b>0,009263</b>

Fonte: Autor

Tabela 6 - Eficiência de conversão para o mês de janeiro, considerando 50% da velocidade do vento.

<b>Tempo [h]</b>	<b>Com resfriamento</b>	<b>Sem resfriamento</b>	<b>Ganho de eficiência</b>
8	0,15457	0,156327	-0,00176
9	0,151653	0,142113	0,00954
10	0,144575	0,122308	0,022267
11	0,137042	0,11335	0,023692
12	0,13081	0,111863	0,018947
13	0,12571	0,109765	0,015945
14	0,121877	0,109113	0,012763
15	0,120492	0,114943	0,005548
16	0,122015	0,123607	-0,00159
17	0,12702	0,136635	-0,00962

18	0,135707	0,15291	-0,0172
<b>Média</b>	<b>0,13377</b>	<b>0,12663</b>	<b>0,00714</b>

Fonte: Autor

Tabela 7 - Eficiência de conversão para o mês de janeiro, considerando 100% da velocidade do vento.

<b>Tempo [h]</b>	<b>Com resfriamento</b>	<b>Sem resfriamento</b>	<b>Ganho de eficiência</b>
8	0,155887	0,156372	-0,00049
9	0,152972	0,145347	0,007625
10	0,146305	0,13112	0,015185
11	0,13979	0,126698	0,013092
12	0,135047	0,127202	0,007845
13	0,131558	0,126072	0,005487
14	0,129167	0,125538	0,003628
15	0,129108	0,130185	-0,00108
16	0,131492	0,135668	-0,00418
17	0,136518	0,143828	-0,00731
18	0,1442	0,15332	-0,00912
<b>Média</b>	<b>0,139277</b>	<b>0,136486</b>	<b>0,00279</b>

Fonte: Autor

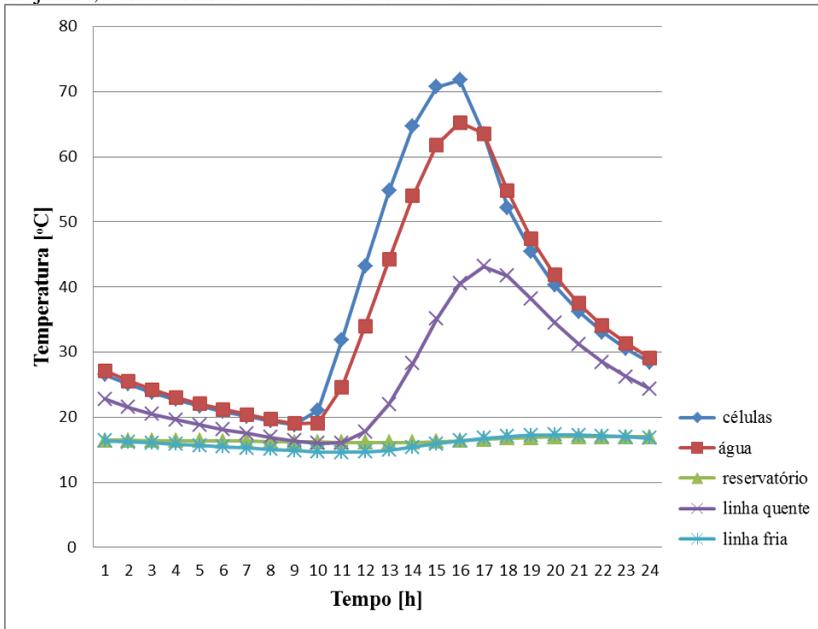
As análises apresentadas até agora indicam que o sistema de resfriamento proposto é efetivo quando a velocidade do ar é inferior a 50% da velocidade máxima. Isso corresponde a instalações com obstáculos que dificultam a circulação do vento, como construções vizinhas, árvores, etc. Para instalações sem obstáculos, ou seja, para velocidades próximas às medidas pela estação meteorológica, o sistema proposto traz relativamente poucas vantagens com relação à instalação tradicional, ou seja, sem dispositivos artificiais de resfriamento. Assim, para a análise dos demais meses do ano, será considerada apenas o nível de 30% da velocidade máxima.

## 4.2 ANÁLISE PARA O ANO COMPLETO

Os comportamentos de temperatura e eficiência de conversão da célula em função do tempo para os demais meses do ano são muito semelhantes aos observados para o mês de janeiro. O formato das curvas é o mesmo, apenas diferindo na amplitude das mesmas à medida que variam os meses do ano.

Como exemplo, a Fig. 23 apresenta a evolução da temperatura dos elementos do sistema em função do tempo para o dia médio do mês de junho considerando 30% da velocidade máxima do vento. Comparando esta figura com o gráfico para o mês de janeiro (Fig.12), observa-se que a evolução na temperatura dos elementos do sistema permaneceu praticamente a mesma. Porém, a temperatura máxima das células fotovoltaicas é 6°C mais baixa para o mês de junho quando comparado com o mês de janeiro. Essa redução é esperada devido à menor insolação e menor temperatura ambiente.

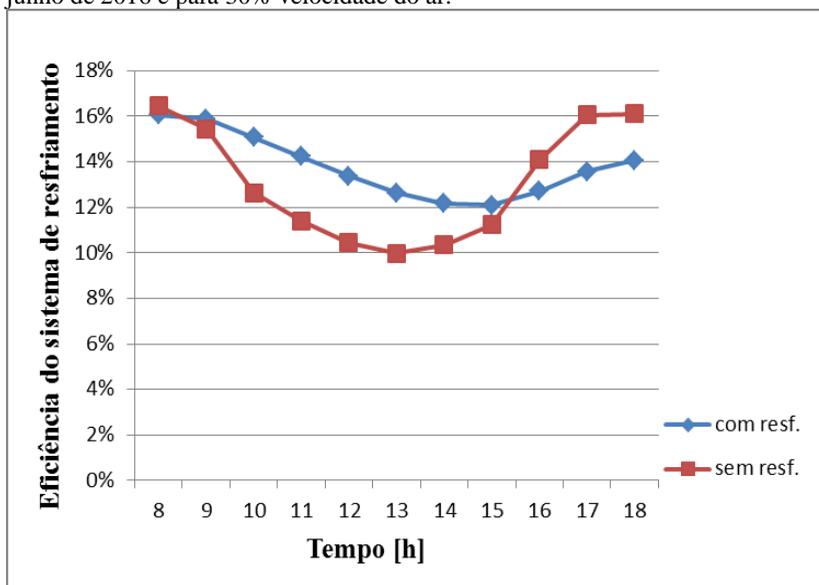
Figura 23 - Temperatura dos elementos do sistema de resfriamento para o mês de junho, considerando 30% da velocidade do vento.



Fonte: Autor

A Fig. 24 apresenta a variação da eficiência de conversão da célula em função do tempo, com e sem o sistema de resfriamento, para o dia médio do mês de junho considerando 30% da velocidade máxima do vento. Comparando-se estes resultados com o mesmo gráfico para o mês de janeiro (Fig. 20), observa-se que não houve grandes diferenças nas curvas de eficiência. O sistema sem resfriamento tem uma recuperação de eficiência um pouco maior no final do dia devido ao maior abaixamento da temperatura do ar ambiente no inverno.

Figura 24 - Eficiência de conversão em função do tempo para o dia médio de junho de 2016 e para 30% velocidade do ar.



Fonte: Autor

Os resultados de eficiência de conversão são apresentados na Tabela 8, ou seja, aproximadamente 0,23 p.p. menor que para o mês de janeiro. Esse ganho menor se dá pelo fato que no inverno o resfriamento por convecção natural é mais intenso que no verão, então a necessidade de um sistema auxiliar de resfriamento se torna menor.

A Tabela 8 apresenta também as médias diárias de eficiência de conversão para as duas instalações. Para a instalação sem o sistema de resfriamento, a eficiência média diária no mês de junho é de 13,11%, o que significa que o ganho de 0,7 p.p. em função da utilização do

sistema de resfriamento, que corresponde a um aumento de 5,34% na eficiência de conversão das células.

Tabela 8 - Eficiência de conversão para o mês de junho, considerando 30% da velocidade do vento.

<b>Tempo [h]</b>	<b>Com resfriamento</b>	<b>Sem resfriamento</b>	<b>Ganho de eficiência</b>
8	0,160628	0,1646	-0,00397
9	0,158948	0,154453	0,004495
10	0,150843	0,126363	0,02448
11	0,142372	0,114123	0,028248
12	0,133735	0,104409	0,029326
13	0,126305	0,099873	0,026432
14	0,121767	0,103375	0,018392
15	0,120985	0,112255	0,00873
16	0,127195	0,140933	-0,01374
17	0,135617	0,160688	-0,02507
18	0,140717	0,161002	-0,02028
<b>Média</b>	<b>0,138101</b>	<b>0,131098</b>	<b>0,007003</b>

Fonte: Autor

Como já mencionado, o comportamento das curvas é sempre semelhante para todos os meses do ano. O Anexo I apresenta as curvas de eficiência de conversão em função do tempo, bem como de tabelas com os valores de eficiência com e sem resfriamento para os demais meses do ano.

A tabela 9 apresenta os valores médios ao longo do dia típico de eficiência de conversão com e sem o sistema de refrigeração proposto para todos os meses do ano e considerando 30% da velocidade máxima do ar. Esta tabela apresenta também o ganho médio de eficiência de cada mês. Com a utilização do sistema de resfriamento proposto aqui, o ganho médio anual de eficiência de conversão é de aproximadamente 0,76 p.p., o que equivale a um aumento da eficiência média anual de conversão de 5,89% com relação ao sistema sem resfriamento. Esse aumento de eficiência corresponde a uma potência média de geração de eletricidade de 0,161kW. Ao longo do ano, isso equivale a aproximadamente 54,10kW.h de energia produzida a mais quando se usa o sistema de resfriamento proposto.

Tabela 9 - Eficiência de conversão para todos os meses do ano e considerando 30% da velocidade do vento.

<b>Tempo [h]</b>	<b>Com resfriamento</b>	<b>Sem resfriamento</b>	<b>Ganho de eficiência</b>
Janeiro	0,130563	0,1213	0,009263
Fevereiro	0,133606	0,125775	0,007832
Março	0,131419	0,121865	0,009554
Abril	0,132358	0,124024	0,008334
Maio	0,145658	0,140491	0,005167
Junho	0,138101	0,131098	0,007003
Julho	0,138845	0,132116	0,00673
Agosto	0,140301	0,13309	0,007211
Setembro	0,13601	0,127944	0,008066
Outubro	0,14134	0,13475	0,00659
Novembro	0,135953	0,127809	0,008143
Dezembro	0,137002	0,129301	0,007701
<b>Média</b>	<b>0,136763</b>	<b>0,12913</b>	<b>0,007633</b>

Fonte: Autor



## 5 CONCLUSÕES

Esse estudo teve por objetivo demonstrar a viabilidade técnica de um processo de resfriamento de módulos fotovoltaicos utilizando água em convecção natural. A água utilizada para resfriar as células é a já disponível na instalação hidráulica da edificação. Um duto de resfriamento é acoplado na face inferior dos módulos. Água proveniente do reservatório da casa circula por convecção natural através de tubulações.

O estudo consistiu basicamente da simulação numérica das temperaturas do sistema a partir da primeira lei da termodinâmica aplicada a cinco volumes de controle: módulo fotovoltaico, reservatório, tubulações de água quente e fria e o duto de resfriamento anexado na face inferior do módulo fotovoltaico. ,

Com o sistema de resfriamento proposto, há uma redução de até 10°C na temperatura da célula fotovoltaica utilizando o sistema que considera 50% da velocidade do vento comparando como sistema que utiliza 20% da velocidade do vento, caso semelhante acontece para a temperatura da água onde houve uma redução de 8°C nesta mesma análise. Já as temperaturas da linha fria e do reservatório praticamente não sofreram alterações. Analisando o sistema com e sem resfriamento teve um pico máximo na temperatura das células fotovoltaica na casa dos 72°C e 88°C respectivamente, para o sistema que considera 50% da velocidade do vento.

O aumento da eficiência de conversão do módulo fotovoltaico aplicando o sistema de resfriamento proposto realmente foi atingido a partir dos cálculos apresentados no decorrer do trabalho. Estes valores de eficiência chegaram em aproximadamente 5,89% de aumento médio anual considerando 30% da velocidade do vento, isso representa um aumento de 0,161kW na potencia fornecida pelo módulo e 54,10kWh em energia anual produzida a mais.

O sistema de resfriamento proposto apresenta vantagens quando as velocidades do vento são baixas. Isso ocorre em situações onde o vento sofre resistência ao passar por obstáculos, como árvores e construções vizinhas. Com isso o processo de resfriamento pelo ar ambiente é menor e o sistema artificial proposto aqui consegue retirar uma parcela significativa do calor gerado nos módulos.

Para possíveis estudos futuros é interessante que seja feito uma abordagem prática para o projeto considerando os elementos e resultados concluídos até o presente momento.

Buscar uma validação com dados experimentais e fazer uma análise para identificar em quais pontos poderiam ser melhorados no modelo.

## 6 REFERÊNCIAS

ABDOLZADEH, M.; AMERI, M. **Improving the effectiveness of a photovoltaic water pumping system by spraying water over the front of photovoltaic cells.** Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, ShahidBahonar University, Jomhori Boulevard, Kerman, Iran. *Renewable Energy*, Pg. 91–96, (2009).

ABINEE. **Aassociação Brasileira da indústria elétrica e eletrônica.** Preparado por: Grupo setorial de sistemas fotovoltaicos da ABINEE, Junho de 2012.

CRESESB, C. **Grupo de trabalho em energia solar.** Rio de Janeiro, Brasil: PRC - Prodeem, 2014.

GIORGIO. Romano; MATTIA de Rosa; CECILIA, Rossi; FEDERICO, Scarpa; TAGLIAFICO, A. Luca. **Dynamic thermal model for hybrid photovoltaic panels.** ÀugERE Team, DIME/TEC - Division of Thermal Energy and Environmental Conditioning, University of Genoa ViaAll'Opera Pia 15/A, 16145, Genoa, Italy. *Energy Procedia* Pg.345 – 353, (2015)

GOTMARE, J. A.; BORKAR, D. S.; HATWAR, P. R. **Experimental investigation of panel with fin cooling under natural convection.** Department of Mechanical Engineering, Dr. BabasahebAmbedkar College of Engineering & Research, Nagpur, India. *International Journal of Advanced Technology in Engineering and Science*, 2015.

GRUBISIC-CABO, F.; MARINIC-KRAGIC, I.; NIZETIC, S.; PAPAPOPOULOS, A. M. **Experimental and numerical investigation of a backside convective cooling mechanism on photovoltaic panels.** University of Split, Faculty of Electrical Engineering, Mechanical Engineering and Naval Architecture, Laboratory for Thermodynamics and Energy Efficiency, R. Boskovicica 32, 21000 Split, Croatia. *Energy*, Pg. 211-225, (2016)

HOSSEINI, R.; KHORASANIZADEH, H.; HOSSEINI, N. **An experimental study of combining a photovoltaic system with a heating system.** Amirkabir University of Technology (Tehran Polytechnic), Tehran, Iran. *World Renewable Energy Congress* 2011.

## INCROPERA

DOROBANȚU, Loredana; POPESCU, MihaiOctavian. **Increasing the efficiency of photovoltaic panels through cooling water film.** U.P.B. Sci. Bull., Series C, Vol. 75, Iss. 4, 2013.

FUJII, Masayuki; YANAGIHARA, Hidenobu; MITSUMOTO, Shinichi; KIKUGAWA, Syokichi; TOKORO, Tetsuro; FUKUMA, Masumi. **Improvement of Conversion Efficiency through Water-cooled Equipment in Photovoltaic System.** Journal of International Council on Electrical Engineering Vol. 3, No. 1, pp.97~101, 2013.

KORDZADEH, Azadeh. **The effects of nominal power of array and system head on the operation of photovoltaic water pumping set with array surface covered by a film of water.** Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, ShahidBahonarUniversity, Kerman, Iran. Renewable Energy, Pg1098–1102, 2010.

MOHARRAM, K.A; ABD-ELHADY, M.S.; KANDII, H.A.; EL-SHERIFM, H. **Enhancing the performance of photovoltaic panels by water cooling.** Department of Mechatronics, Faculty of Engineering and Material Sciences, German University in Cairo (GUC), Egypt.

NIZETIC, S.; COKO, D.; YADAV, A.; GRUBIŠIĆ- CABO, F. **Water spray cooling technique applied on a photovoltaic panel: The performance response.** Department of Thermodynamics and Heat Engines, University of Split, Faculty of Electrical Engineering, Mechanical Engineering and Naval Architecture, Laboratory for Thermodynamics and Energy Efficiency, R. Boskovicica 32, 21000 Split, Croatia. Energy Conversion and Management, Pg.287–296, 2016.

OZGOREN, M.; AKSOY, M. H.; BAKIR, C.; DOGAN, S. **Experimental performance investigation of photovoltaic/thermal (PV/T) system.** SelcukUniversity, Engineering Faculty, Mechanical Engineering Department, Konya, Turkey, Solimpeks solar energy systems company, 2013.

POPOVICI, George, Catalin; HUDISTEANU, Valeriu, Sebastian; MATEESCU, Dorin, Theodor; CHERECHES, Nelu-Cristian. **Efficiency improvement of photovoltaic panels by using air cooled heat**

**sinks.** Faculty of Civil Engineering and Building Services, “Gheorghe Asachi” Technical University of Iasi, Romania. Science Direct, Sustainable Solutions for Energy and Environment, 2016.

SALAMONI, Tourinho I. **O Paradigma do alto custo da energia elétrica no Brasil e a paridade tarifaria.** 2008. 16f. Monografia apresentada ao Eco\_Lógicas (Concurso Catarinense de Monografias sobre Energias Renováveis e Eficiência Energética, promovido pelo Instituto IDEAL), Florianópolis, 2008.

TARABSHEH, Anas Al; VOUTETAKIS, Spyros; PAPADOPOULOS, Panos Seferlis; ETIER, Issa; SARAEREH, Omar. **Investigation of Temperature Effects in Efficiency Improvement of Non-Uniformly Cooled Photovoltaic Cells.** Hashemite University, Electrical Engineering Department, Zarqa, Jordan, Department of Mechanical Engineering, Aristotle University of Thessaloniki, Thessaloniki, Greece. A publication of The Italian Association of Chemical Engineering, 2013.

TIRADENTES, Rodrigues Antonio A. **Uso da energia solar para geração de eletricidade e para aquecimento de água.** 2006. 54f. Monografia (Pós-graduação Lato Sensu em Fontes Alternativas de Energia, especialização em Energia Solar) - Departamento de Pesquisa, da Universidade Federal de Lavras Lavras, Minas Gerais, 2006.

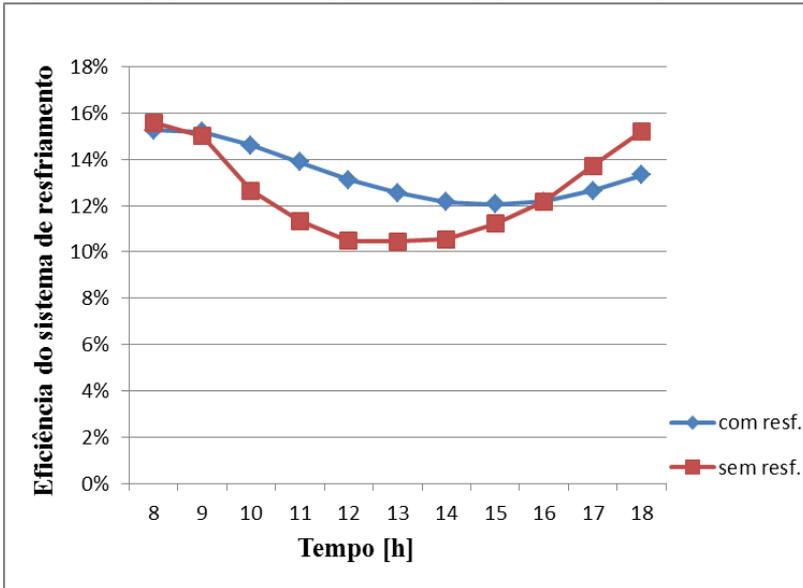
TONUI, J. K.; TRIPANAGNOSTOPOULOS, Y. **Performance improvement of PV/T solar collector with natural air flow operation.** Department of Physics, University of Patra, Greece. Science Direct, Solar Energy, 2008.

YANG, Tingting; ATHIENITIS, Andreas, K. **Experimental investigation of a two inlet air based building integrated photovoltaic/thermal (BIPV/T) system.** Department of building, Civil and Environmental Engineering, Concordia University, Montreal, Canada. Applied Energy, 2015.

XIAO, Tang; ZHENHUA, Quan; YAOHUA, Zhao. **Experimental Investigation of solar panel cooling by a novel micro heat pipe array.** Architectural and Civil Engineering Institute, Beijing University of technology, Beijing, China. Publication of the energy and power engineering, 2010.

## ANEXO I–Eficiência de conversão para os demais meses do ano

Figura 25 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de fevereiro de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento



Fonte: autor

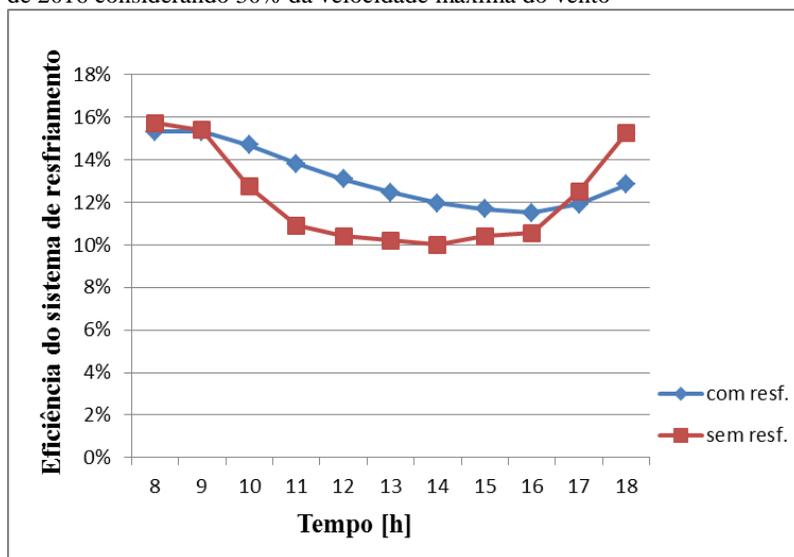
Tabela 10-Eficiências de conversão para o mês de fevereiro de 2016 considerando 30% da velocidade do vento.

Tempo [h]	Com resfriamento	Sem resfriamento	Ganho de eficiência
8	0,152585	0,155792	-0,00321
9	0,151835	0,150005	0,00183
10	0,146	0,126333	0,019667
11	0,138767	0,113382	0,025385
12	0,131213	0,104821	0,026393
13	0,125617	0,104602	0,021015
14	0,121617	0,105432	0,016185
15	0,120517	0,112255	0,008262
16	0,12187	0,121712	0,000158
17	0,126533	0,137108	-0,01058
18	0,133117	0,152082	-0,01897

<b>Média</b>	<b>0,133606</b>	<b>0,125775</b>	<b>0,007832</b>
--------------	-----------------	-----------------	-----------------

Fonte: autor

Figura 26 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de março de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento



Fonte: autor

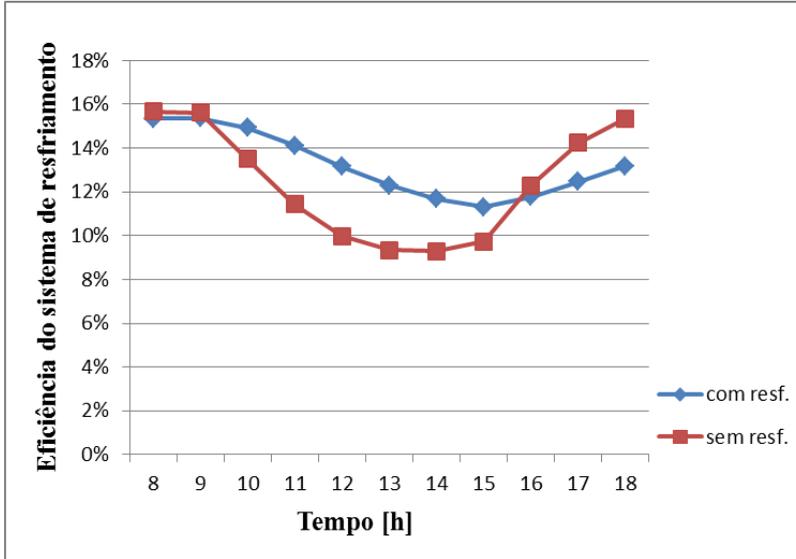
Tabela 11-Eficiências de conversão para o mês de março de 2016 considerando 30% da velocidade do vento.

<b>Tempo [h]</b>	<b>Com resfriamento</b>	<b>Sem resfriamento</b>	<b>Ganho de eficiência</b>
8	0,153197	0,157022	-0,00383
9	0,153037	0,153977	-0,00094
10	0,146942	0,127323	0,019618
11	0,138212	0,109157	0,029055
12	0,130893	0,104148	0,026745
13	0,124685	0,101946	0,022739
14	0,119477	0,099992	0,019485
15	0,11674	0,103998	0,012742
16	0,114962	0,105433	0,009528
17	0,119057	0,12501	-0,00595

18	0,128408	0,152512	-0,0241
<b>Média</b>	<b>0,131419</b>	<b>0,121865</b>	<b>0,009554</b>

Fonte: autor

Figura 27 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de abril de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento



Fonte: autor

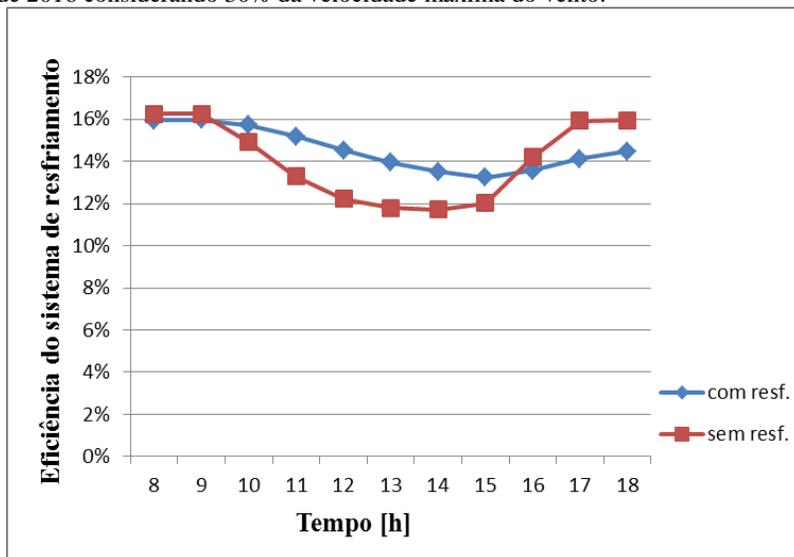
Tabela 12-Eficiências de conversão para o mês de abril de 2016 considerando 30% da velocidade do vento.

Tempo [h]	Com resfriamento	Sem resfriamento	Ganho de eficiência
8	0,153385	0,1567	-0,00331
9	0,153595	0,156127	-0,00253
10	0,149318	0,134913	0,014405
11	0,141168	0,114417	0,026752
12	0,131548	0,099685	0,031863
13	0,123028	0,093458	0,029571
14	0,116687	0,092877	0,02381
15	0,11318	0,097287	0,015893
16	0,117667	0,122847	-0,00518
17	0,124637	0,142395	-0,01776

18	0,131727	0,153562	-0,02184
<b>Média</b>	<b>0,132358</b>	<b>0,124024</b>	<b>0,008334</b>

Fonte: autor

Figura 28 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de maio de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento.



Fonte: autor

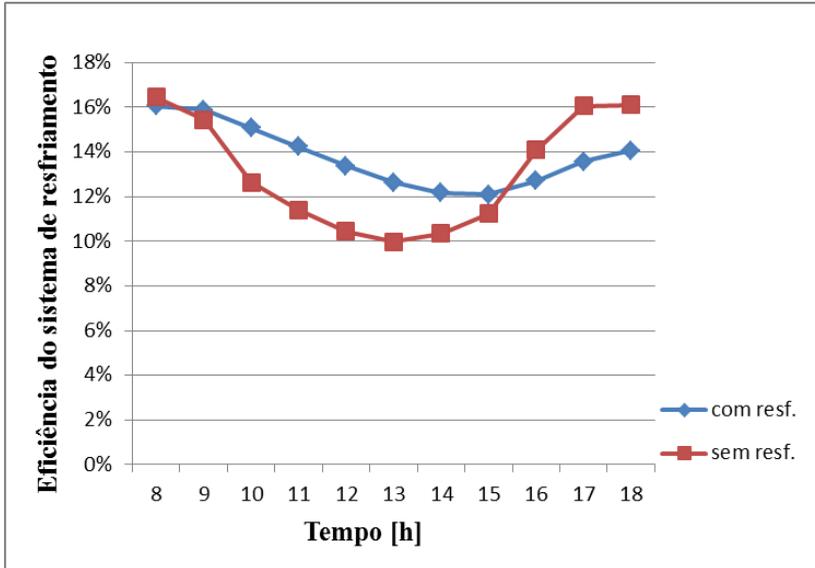
Tabela 13-Eficiências de conversão para o mês de maio de 2016 considerando 30% da velocidade do vento.

Tempo [h]	Com resfriamento	Sem resfriamento	Ganho de eficiência
8	0,159423	0,16258	-0,00316
9	0,159723	0,162643	-0,00292
10	0,157263	0,14914	0,008123
11	0,151817	0,132892	0,018925
12	0,145347	0,122135	0,023212
13	0,139537	0,117822	0,021715
14	0,13505	0,117183	0,017867
15	0,132353	0,120187	0,012167
16	0,135727	0,142007	-0,00628
17	0,141308	0,159202	-0,01789

18	0,144693	0,159613	-0,01492
<b>Média</b>	<b>0,145658</b>	<b>0,140491</b>	<b>0,005167</b>

Fonte: autor

Figura 29 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de junho de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento.



Fonte: desenvolvido pelo autor

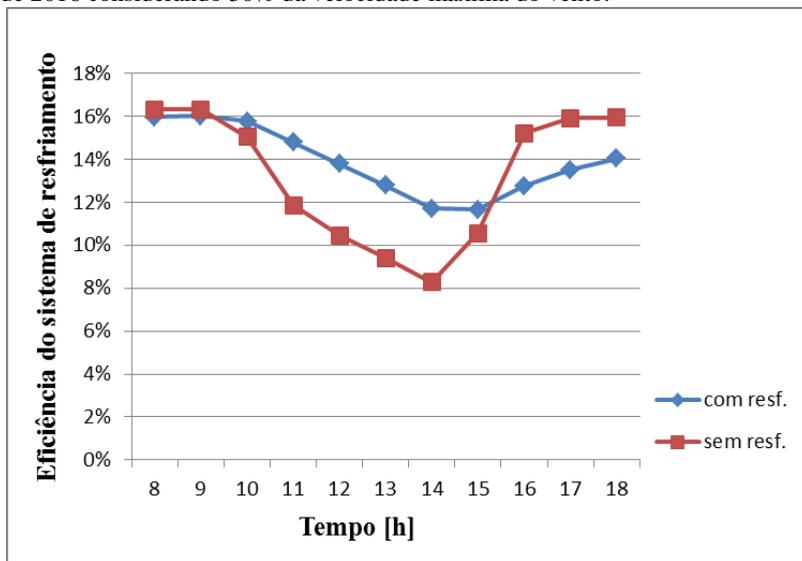
Tabela 14-Eficiências de conversão para o mês de junho de 2016 considerando 30% da velocidade do vento.

Tempo [h]	Com resfriamento	Sem resfriamento	Ganho de eficiência
8	0,160628	0,1646	-0,00397
9	0,158948	0,154453	0,004495
10	0,150843	0,126363	0,02448
11	0,142372	0,114123	0,028248
12	0,133735	0,104409	0,029326
13	0,126305	0,099873	0,026432
14	0,121767	0,103375	0,018392
15	0,120985	0,112255	0,00873
16	0,127195	0,140933	-0,01374

17	0,135617	0,160688	-0,02507
18	0,140717	0,161002	-0,02028
<b>Média</b>	<b>0,138101</b>	<b>0,131098</b>	<b>0,007003</b>

Fonte: autor

Figura 30 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de julho de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento.



Fonte: autor

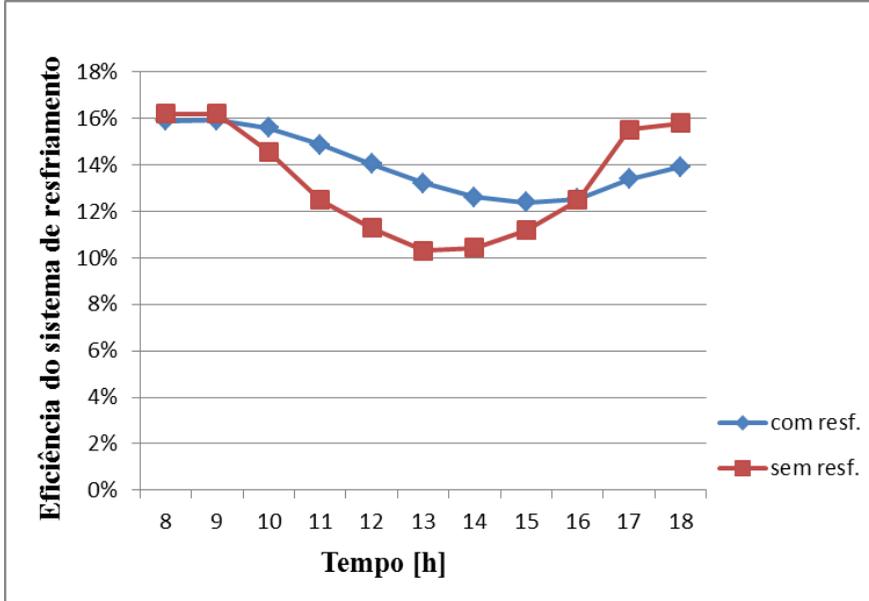
Tabela 15-Eficiências de conversão para o mês de julho de 2016 considerando 30% da velocidade do vento.

Tempo [h]	Com resfriamento	Sem resfriamento	Ganho de eficiência
8	0,159672	0,16319	-0,00352
9	0,160057	0,163245	-0,00319
10	0,157665	0,150488	0,007177
11	0,147945	0,118678	0,029267
12	0,137793	0,10457	0,033223
13	0,127772	0,093993	0,033779
14	0,117098	0,082799	0,034299
15	0,116447	0,105458	0,010989
16	0,127617	0,152248	-0,02463

17	0,134998	0,159182	-0,02418
18	0,140235	0,15942	-0,01918
<b>Média</b>	<b>0,138845</b>	<b>0,132116</b>	<b>0,00673</b>

Fonte: autor

Figura 31 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de agosto de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento.



Fonte: autor

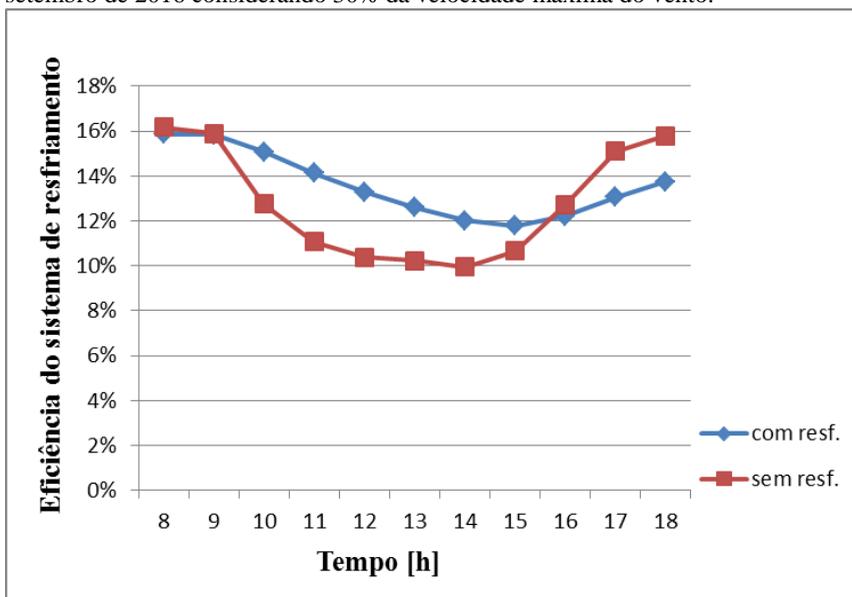
Tabela 16-Eficiências de conversão para o mês de agosto de 2016 considerando 30% da velocidade do vento.

Tempo [h]	Com resfriamento	Sem resfriamento	Ganho de eficiência
8	0,158812	0,1619	-0,00309
9	0,159113	0,161862	-0,00275
10	0,156	0,145615	0,010385
11	0,14868	0,124807	0,023873
12	0,14047	0,112733	0,027737
13	0,131983	0,103078	0,028906
14	0,126178	0,104253	0,021925

15	0,123735	0,111695	0,01204
16	0,125412	0,124912	0,0005
17	0,133832	0,155205	-0,02137
18	0,139092	0,157928	-0,01884
<b>Média</b>	<b>0,140301</b>	<b>0,13309</b>	<b>0,007211</b>

Fonte: autor

Figura 32 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de setembro de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento.



Fonte: autor

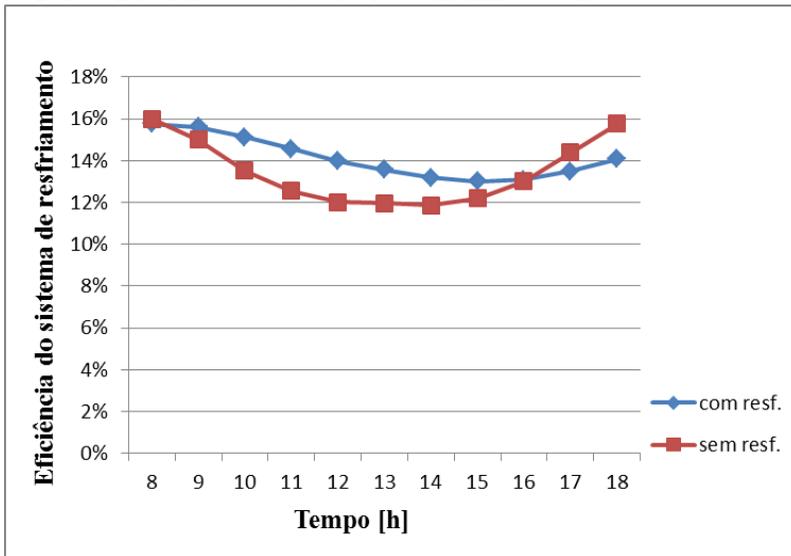
Tabela 17-Eficiências de conversão para o mês de setembro de 2016 considerando 30% da velocidade do vento.

Tempo [h]	Com resfriamento	Sem resfriamento	Ganho de eficiência
8	0,158567	0,1617	-0,00313
9	0,158322	0,1588	-0,00048
10	0,150658	0,127505	0,023153
11	0,141372	0,11083	0,030542
12	0,132905	0,10393	0,028975
13	0,125995	0,102275	0,023721

14	0,120198	0,099498	0,020701
15	0,117895	0,106587	0,011309
16	0,122117	0,127312	-0,00519
17	0,13059	0,150953	-0,02036
18	0,137492	0,157995	-0,0205
<b>Média</b>	<b>0,13601</b>	<b>0,127944</b>	<b>0,008066</b>

Fonte: autor

Figura 33 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de outubro de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento.



Fonte: autor

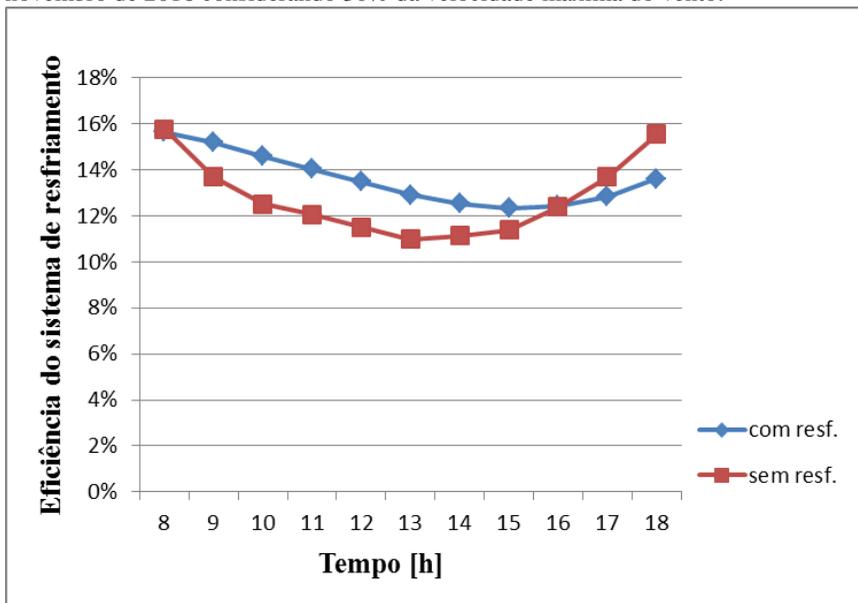
Tabela 18-Eficiências de conversão para o mês de outubro de 2016 considerando 30% da velocidade do vento.

Tempo [h]	Com resfriamento	Sem resfriamento	Ganho de eficiência
8	0,157712	0,159812	-0,0021
9	0,155983	0,149952	0,006032
10	0,15137	0,135203	0,016167
11	0,145523	0,12545	0,020073
12	0,139893	0,12019	0,019703
13	0,135683	0,119668	0,016015

14	0,131962	0,118557	0,013405
15	0,130035	0,12202	0,008015
16	0,130898	0,130045	0,000853
17	0,134818	0,143802	-0,00898
18	0,140857	0,15755	-0,01669
<b>Média</b>	<b>0,14134</b>	<b>0,13475</b>	<b>0,00659</b>

Fonte: autor

Figura 34 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de novembro de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento.



Fonte: autor

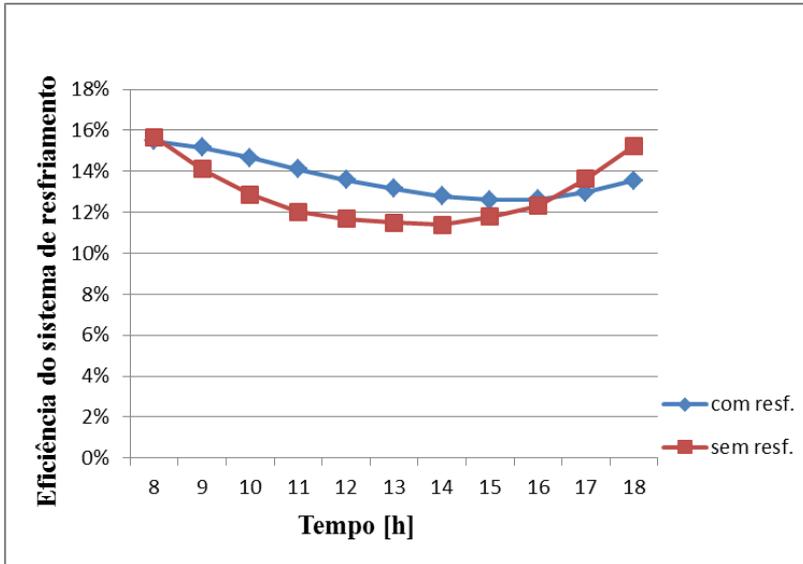
Tabela 19-Eficiências de conversão para o mês de novembro de 2016 considerando 30% da velocidade do vento.

Tempo [h]	Com resfriamento	Sem resfriamento	Ganho de eficiência
8	0,156288	0,157588	-0,0013
9	0,151825	0,136958	0,014867
10	0,145862	0,125003	0,020858
11	0,140355	0,120467	0,019888
12	0,134788	0,115152	0,019637

13	0,129065	0,109703	0,019362
14	0,125308	0,111187	0,014122
15	0,123228	0,11377	0,009458
16	0,124368	0,123908	0,00046
17	0,128402	0,13679	-0,00839
18	0,13599	0,155377	-0,01939
<b>Média</b>	<b>0,135953</b>	<b>0,127809</b>	<b>0,008143</b>

Fonte: autor

Figura 35 - Eficiências de conversão em função do tempo para o mês de dezembro de 2016 considerando 30% da velocidade máxima do vento



Fonte: autor

Tabela 20-Eficiências de conversão para o mês de dezembro de 2016 considerando 30% da velocidade do vento.

Tempo [h]	Com resfriamento	Sem resfriamento	Ganho de eficiência
8	0,154782	0,15663	-0,00185
9	0,151733	0,141138	0,010595
10	0,146723	0,128742	0,017982
11	0,140988	0,1202	0,020788
12	0,135908	0,116903	0,019005

13	0,131458	0,114885	0,016573
14	0,127798	0,113975	0,013823
15	0,126135	0,117822	0,008313
16	0,12626	0,123033	0,003227
17	0,129647	0,136437	-0,00679
18	0,135583	0,152545	-0,01696
<b>Média</b>	<b>0,137002</b>	<b>0,129301</b>	<b>0,007701</b>

Fonte: autor