



XVI CONBRAVA - CONGRESSO BRASILEIRO DE REFRIGERAÇÃO, AR-CONDICIONADO, VENTILAÇÃO, AQUECIMENTO E TRATAMENTO DO AR  
São Paulo Expo - 10 a 13 de setembro de 2019

# UTILIZAÇÃO INTEGRADA DE TORRES DE REFRIGERAÇÃO, CHILLERS E TROCADORES DE CALOR INTERMEDIÁRIOS PARA AUMENTO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM UM SISTEMA DE ARREFECIMENTO

Gustavo Lopes Coimbra, Adrian Julyus Ferreira Borges

## RESUMO

Diversas estratégias inovadoras vêm sendo utilizadas para aumento do coeficiente de performance de sistemas de resfriamento de água. Dentre estas, este artigo objetiva descrever e analisar a integração de torres de refrigeração, chillers e trocadores de calor como uma solução para otimização da eficiência energética de um projeto de arrefecimento de bombas de minério. Diante dos pressupostos teóricos da primeira e segunda lei da termodinâmica, foram utilizadas equações para determinar a potência necessária para decréscimo da temperatura da água até à de bulbo úmido do ar local e posterior selecionamento das torres, em seguida, para remoção da carga térmica restante, foi dimensionado um sistema de água gelada com condensação a ar e trocador de calor intermediário água-água. A análise teórica introduzida neste trabalho permitiu realizar uma comparação do consumo energético da solução apresentada, com o uso somente dos tradicionais sistemas de compressão a vapor, comumente utilizado nesses casos no ramo da refrigeração.

**Palavras-chave:** Eficiência energética. Refrigeração. Termodinâmica.

## ABSTRACT

Several innovative strategies have been used to increase the coefficient of performance of water cooling systems. Among these, this article aims to describe and analyze the integration of cooling towers, chillers and heat exchangers as a solution to optimize the energy efficiency of an ore pump cooling project. Considering the theoretical assumptions of the first and second law of thermodynamics, we used equations to determine the power required to decrease the temperature of the water to that of the local air humid bulb and subsequent selection of the towers, then to remove the remaining thermal load, an ice water system with air condensation and an intermediate water-water heat exchanger was designed. The theoretical analysis introduced in this work allowed a comparison of the energy consumption of the presented solution with the use of traditional steam compression systems, commonly used in these cases in the refrigeration industry.

**Keywords:** Energy efficiency. Cooling. Thermodynamics.

## 1 INTRODUÇÃO

Desde o século passado há um crescimento exponencial da demanda energética devido à expansão industrial, sendo foco atual de estudo dos estados e também da iniciativa privada.

De acordo com o Plano Nacional de Eficiência Energética (2010), ações de

diversas naturezas que resultam na redução do uso de energia necessária para atender uma demanda específica e, portanto, causar um menor impacto na natureza, são definidas como eficiência energética (EER).

A busca pelo aumento do coeficiente de performance, um dos indicadores da EER (do inglês, Energy Efficiency Ratio), ensejou a elaboração de uma solução para um sistema de arrefecimento de um complexo constituído por seis bombas de polpa de minério, que incorpora a utilização integrada de torres de resfriamento, chillers e trocadores de calor intermediários, em substituição ao uso somente dos convencionais sistemas de compressão a vapor.

Diante do exposto acima, este artigo, em síntese, objetiva dimensionar esse sistema híbrido através dos princípios teóricos da primeira e segunda lei da termodinâmica, além de realizar uma análise e comparação dos reais ganhos energéticos e limitações quanto ao custo de investimento financeiro inicial.

## **2 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA**

Segundo a ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica (2008), a expansão acentuada do consumo de energia, apesar de poder refletir o aquecimento econômico e a melhoria da qualidade de vida, também apresenta a possibilidade de esgotamento dos recursos utilizados e impactos negativos ao meio ambiente, sendo, o uso eficiente, o ponto de equilíbrio para não comprometer o desenvolvimento do país.

A energia é um elemento primordial para o funcionamento das indústrias, que devem utilizá-la de maneira sustentável e eficiente. O uso em conjunto de um sistema evaporativo e de compressão a vapor é uma técnica que assimila esses objetivos.

O ciclo teórico de refrigeração por compressão a vapor é constituído por quatro processos: (01) ocorre no compressor e se trata de um processo adiabático reversível, onde o fluido refrigerante é comprimido à entropia constante, desde o estado de vapor saturado seco, até ao estado de vapor superaquecido; (02) ocorre no condensador e se trata de um processo de rejeição de calor do fluido refrigerante para o meio externo, passando do estado de vapor saturado seco, até o estado de líquido comprimido; (03) ocorre na válvula de expansão e se trata de um processo de expansão irreversível à entalpia constante, saindo do estado de líquido comprimido, até o estado de vapor saturado; (04) ocorre no evaporador e se trata de um processo de transferência de calor a pressão e temperatura constante do meio a ser refrigerado ao fluido refrigerante, saindo do estado de vapor saturado, até o estado de vapor saturado seco (Van Wylen et al. 2010).

Quando pensamos em sistemas de refrigeração por compressão a vapor com elevada eficiência energética, facilmente podemos nos remeter aos sistemas de água gelada, que, desde o século passado, se tornaram uma solução para os processos de arrefecimento, seja para conforto térmico ou



## 4 DIMENSIONAMENTO E FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para proporcionar condições adequadas para operação dos equipamentos, o dimensionamento do sistema de refrigeração se amparou nas condições ambientais, nos dados fornecidos pelo fabricante das bombas de polpa de minério e nos devidos princípios termodinâmicos.

### 4.1 Parâmetros de dimensionamento

Com base nos parâmetros locais consultados no Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) e dados fornecidos pelo fabricante das bombas em questão, a tabela 1, nos remete a valores primordiais para o dimensionamento do sistema de arrefecimento necessário para atender a capacidade calorífica a ser removida do complexo.

Tabela 1 – Parâmetros de dimensionamento

<b>Temperatura de bulbo úmido local</b>	33 °C
<b>Temperatura máxima de entrada de água nas bombas</b>	29 °C
<b>Temperatura máxima de saída de água nas bombas</b>	42 °C
<b>Vazão de água de arrefecimento para conjunto de bombas</b>	72,6 m³/h

Fonte: Elaborado pelos autores

A tabela 2 abaixo, expressa valores das propriedades da água e fatores de conversão de unidades, dados essenciais para realização do dimensionamento do sistema.

Tabela 2 – Propriedades da água e fatores de conversão

<b>Densidade da água</b>	997,0 kg/m³
<b>Entalpia da água a 29°C</b>	29,0 kcal/kg
<b>Entalpia da água a 33°C</b>	33,0 kcal/kg
<b>Entalpia da água a 42°C</b>	42,0 kcal/kg
<b>1 TR</b>	3.024 kcal/h

Fonte: Adaptado de VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.. Fundamentos da termodinâmica. 5. ed. São Paulo: E..Blucher, 2010

### 4.2 Carga térmica do sistema

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica no volume de controle, o calor total a ser extraído pelo processo de arrefecimento, pode ser determinado pela seguinte equação:

$$Q = m.(h_2-h_1) \quad (1)$$

Sendo:

Q = capacidade calorífica a ser removida (kcal/h);

$m$  = vazão em massa do fluido refrigerante (kg/h);

$h_1$  = entalpia do fluido refrigerante no estado 1 na saída da bomba (kcal/kg);

$h_2$  = entalpia do fluido refrigerante no estado 2 na entrada da bomba (kcal/h).

Dado o exposto, a carga térmica total a ser removida do sistema é:

$$Q = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (1)$$

$$Q = 72,6 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 997,0 \text{ kg/m}^3 \cdot (42,0 \text{ kcal/kg} - 29,0 \text{ kcal/kg})$$

$$Q = 940.968,6 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{adotado}} = 311 \text{ TRs}$$

### 4.3 Dimensionamento da torre de resfriamento

Antes de dimensionar a torre de resfriamento, é importante conhecer o seu funcionamento e frisar alguns conceitos, como o de temperatura de bulbo úmido (TBU) e temperatura de bulbo seco (TBS).

A medição de temperatura realizada com um termômetro comum é a que chamamos de TBS. Já a TBU, se trata de uma temperatura medida com o bulbo do termômetro envolto de uma gaze umidificada com água destilada, que, submetida a uma corrente de ar não saturado, provoca a evaporação de uma pequena porção de água, e, com isso, a temperatura diminui.

As torres de refrigeração de circuito fechado utilizadas, também chamadas de resfriadores de líquido com serpentina, tem esse nome devido à água do processo recebida por ela não entrar em contato direto com o ar atmosférico.

Numa torre de resfriamento, a diminuição de temperatura da água é resultado do processo de evaporação, ocasionado, em sua maioria, pelos ventiladores axiais instalados na parte superior da torre, que provocam uma corrente contínua de ar sobre a serpentina.

Com base nos pressupostos acima, concluímos que para o dimensionamento das torres de refrigeração, podemos utilizar a mesma equação 1, entretanto, variando a entalpia de saída, que, neste caso, será relativa à TBU, temperatura mais baixa que a água pode atingir por umidificação adiabática do ar, de 33 °C, portanto:

$$Q = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (1)$$

$$Q = 72,6 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 997,0 \text{ kg/m}^3 \cdot (42,0 \text{ kcal/kg} - 33,0 \text{ kcal/kg})$$

$$Q = 651.439,8 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{adotado}} = 215 \text{ TRs}$$

#### 4.4 Dimensionamento dos trocadores de calor intermediários e dos chillers

Nesse sistema, os trocadores de calor, do tipo tubo e tubo, têm apenas a função de intermediar a troca térmica entre a água advinda das torres de refrigeração e a água oriunda dos chillers. Para o seu dimensionamento, devemos considerar a taxa de transferência de calor do fluido quente para o fluido frio a partir da seguinte equação:

$$Q = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (2)$$

Onde:

Q = taxa de transferência de calor (kg/h);

m = vazão em massa do fluido (kg/h);

$c_p$  = calor específico do fluido nos tubos (kJ/kg.°C);

$T_2$  = temperatura do fluido na saída do trocador (°C);

$T_1$  = temperatura do fluido na entrada do trocador (°C).

É necessário considerar também a perda de carga nos tubos e o coeficiente de película para o escoamento.

Os chillers por condensação a ar, também chamados de resfriadores de líquido, são equipamentos que podem ser utilizados em variados setores, como no frio industrial e em centrais de ar condicionado de conforto. Devido à otimização de suas peças, incluindo o compressor, uma das principais vantagens de seu uso é a EER. Nota-se, também, vantagens concernentes ao custo de manutenção e sua vida útil prolongada.

Em suma, há uma troca calorífica entre o ar e o líquido de resfriamento. Para o seu dimensionamento, também utilizamos a equação 1, atentando-se para as modificações dos valores das entalpias em cada ponto, de acordo com a temperatura de entrada e saída pretendidas no trocador de calor, sendo elas, neste caso, respectivamente, 33 e 29 °C. Diante disso, temos:

$$Q = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (1)$$

$$Q = 72,6 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 997,0 \text{ kg/m}^3 \cdot (33,0 \text{ kcal/kg} - 29,0 \text{ kcal/kg})$$

$$Q = 289.528,8 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{adotado}} = 96 \text{ TRs}$$

## 5 RESULTADOS

### 5.1 Dimensionamento

O resultado do dimensionamento da capacidade do sistema de arrefecimento para seis bombas de polpa de minério é retrato na tabela 3:

Tabela 3 – Dimensionamento do sistema de arrefecimento

<b>Carga térmica total do sistema</b>	311 TRs
<b>Carga térmica a ser removida pelas torres</b>	215 TRs
<b>Carga térmica a ser removida pelos chillers e trocadores de calor<sup>1</sup></b>	96 TRs

Fonte: Elaborado pelos autores

### 5.2 Concepção convencional do sistema

Foi considerado como solução convencional o uso somente do sistema de compressão a vapor, utilizando chillers de condensação a ar, sendo dois operantes e um reserva, com capacidade nominal de 150 TRs cada e respectivas bombas de água gelada.

### 5.3 Concepção do sistema híbrido

Para garantir durabilidade e melhor desempenho das seis bombas de polpa de minério, por meio do controle e regulação de temperatura às condições desejadas, o sistema de arrefecimento adotado beneficiou-se do uso de:

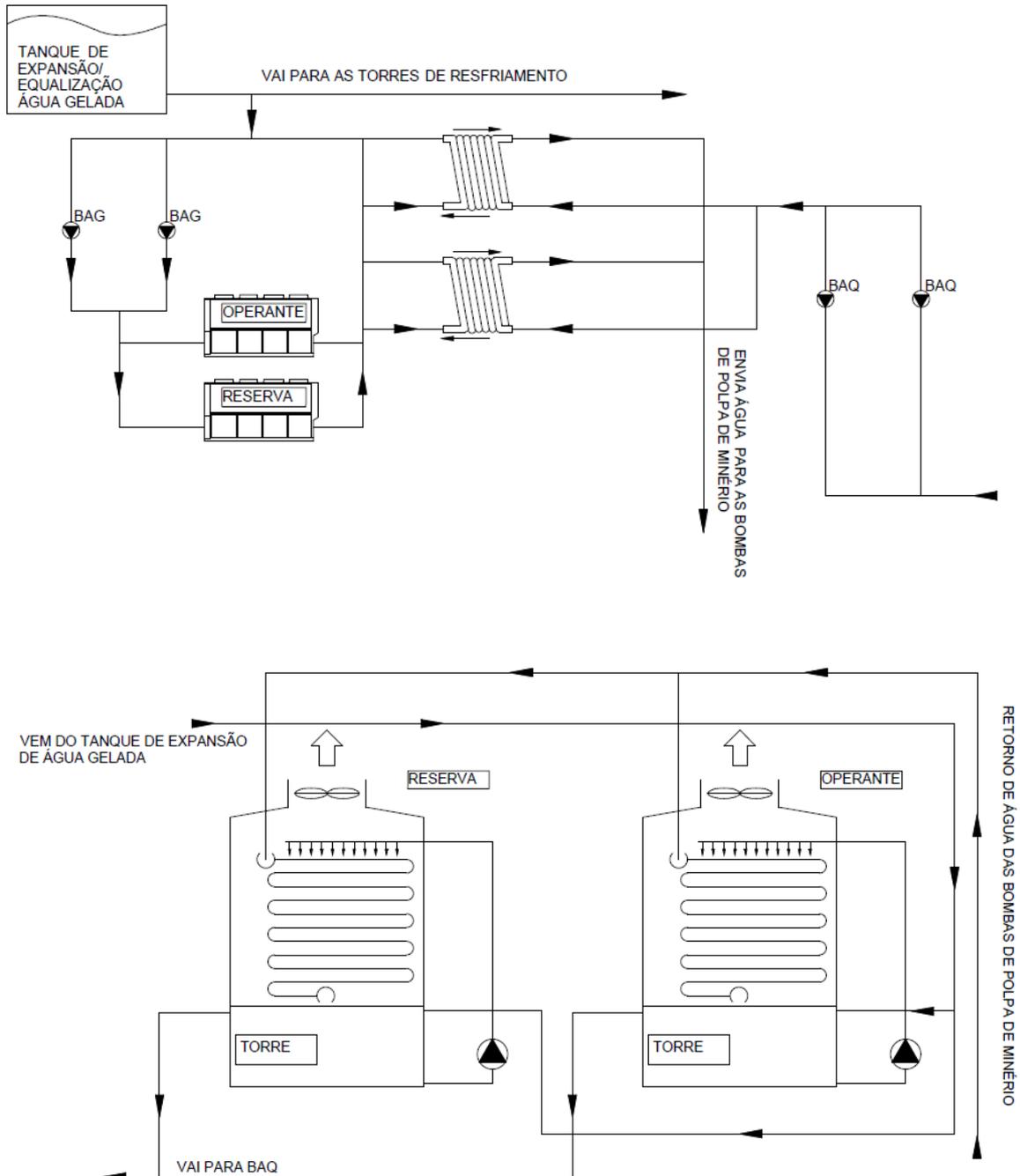
- Dois chillers de condensação a ar com compressor scroll, sendo um operante e outro reserva, com capacidade nominal de 100 TRs, cada;
- Dois trocadores de calor tubo e tubo;
- Duas torres de resfriamento de circuito fechado, também conhecida como resfriadores evaporativos com serpentina, sendo uma operante e outra reserva, com capacidade nominal de 220 TRs, cada;
- Duas bombas de água gelada (BAG);
- Duas bombas de água quente (BAQ);
- Um tanque de equalização/expansão de água gelada.

Devido a temperatura máxima de entrada na bomba ser de 29 °C, ou seja temperatura menor que a TBU do local, a concepção final do processo, conforme Figura 2, baseia-se em um sistema híbrido fechado de resfriamento, no qual a água de arrefecimento, a 42 °C, é succionada em sentido as torres de refrigeração, onde há o decréscimo da temperatura da água variando da temperatura de saída das bombas de polpa de minério à

<sup>1</sup> A carga térmica a ser removida pelos chillers em conjunto com os trocadores de calor é a igual a diferença entre a carga térmica total e a carga térmica removida pelas torres de resfriamento.

temperatura de bulbo úmido local, de 33°C. Após essa etapa, com o auxílio das bombas de água quente, o fluido é direcionado em sentido ao trocador de calor água-água, realizando a troca térmica entre a água na TBU com a água de saída dos chillers a 7 °C. Essa troca, garante o retorno da água às bombas respeitando o limite de temperatura de 29 °C

Figura 2 – Concepção final do sistema



Fonte: Elaborado pelos autores

## 5.4 Consumo energético dos equipamentos

A partir dos cálculos demonstrados, que definiram as capacidades dos equipamentos, foi possível determinar o consumo energético das máquinas exclusivas a cada concepção. Estes valores foram calculados com base em uma pesquisa realizada pelos autores nos catálogos dos principais fabricantes dos equipamentos analisados e dados fornecidos por estes:

Tabela 4 – Consumo energético dos equipamentos exclusivos do sistema convencional

<b>Chiller condensação a ar de 150 TRs</b>	156,5 kW
<b>Bomba de água gelada</b>	18,5 kW

Fonte: Elaborado pelos autores

Tabela 5 – Consumo energético dos equipamentos exclusivos do sistema híbrido

<b>Chiller condensação a ar de 100 TRs</b>	106,5 kW
<b>Bomba de água gelada</b>	9,2 kW
<b>Ventilador da torre de resfriamento</b>	11 Kw
<b>Bomba da torre de resfriamento</b>	7,5 kW

Fonte: Elaborado pelos autores

## 6 COMPARATIVOS

Através dos subitens seguintes, é possível realizar a comparação da solução apresentada no presente artigo com a comum utilização somente dos tradicionais sistemas de água gelada. Valores de consumo energético e investimento financeiro inicial de equipamentos comuns aos dois sistemas analisados, não foram considerados nesta análise comparativa.

### 6.1 Ganhos energéticos e limitação de investimento financeiro

O ganho energético do sistema dimensionado é retratado na tabela a seguir.

Tabela 6 – Comparativo de eficiência energética

<b>Carga térmica total do sistema</b>	311 TRs
<b>Cosumo de um sistema convencional<sup>2</sup></b>	331,5 kW/h
<b>Consumo da solução apresentada<sup>2</sup></b>	134,2 kW/h

Fonte: Elaborado pelos autores

Com base na tabela acima, observa-se que há uma discrepância entre o consumo da solução apresentada, e o sistema comumente utilizado em projetos de refrigeração, registrando um aumento de 59,52% da eficiência

<sup>2</sup> Os valores de consumo energético dos sistemas foram calculados com base quantitativa de equipamentos operantes expressa nos itens 5.2 e 5.3 do atual estudo.

energética.

Contrário a este resultado de ganho na eficiência energética, existe o desafio financeiro, que é uma variável fundamental na viabilidade de qualquer serviço. Por meio de orçamentos realizados, considerando as concepções acima descritas, o custo de investimento financeiro inicial<sup>3</sup> da concepção final do sistema híbrido é cerca de 30% superior àqueles tradicionais de compressão a vapor.

Consoante, De Francisco (1998), um estudo de análise de investimento compreende: um investimento a ser realizado; enumeração de alternativas viáveis; análise de cada alternativa; comparação das alternativas e; escolha da melhor alternativa. Diante disso, as seguintes variáveis devem ser consideradas: aumento da EER em 59,52%; diminuição na estrutura de instalações para chillers, levando-se em conta que nesse sistema serão apenas dois equipamentos, e de menor capacidade; menor robustez no que tange a infraestrutura elétrica, visto que o sistema se beneficia de uma menor potência.

## **7 CONSIDERAÇÕES FINAIS**

O crescimento econômico aliado ao menor impacto possível na natureza é o objetivo do Brasil, de todos os outros países e também da iniciativa privada. Dessa forma, emprega-se cada vez mais o conceito de eficiência energética em todos os setores da indústria.

Visando aumentar o coeficiente de performance, apresentamos nesse estudo o dimensionamento de uma solução, que, partindo dos pressupostos teóricos termodinâmicos, resultou em um aumento da EER de 59,52%.

Vimos também, que o custo financeiro de investimento inicial na compra dos equipamentos considerados é uma barreira dessa concepção, entretanto, é válido destacar que os valores quanto a instalação não foram considerados, e que é certo uma economia relativa as instalações elétricas, visto que a seleção dos equipamentos da solução apresentada garante uma diminuição da corrente nominal necessária.

Portanto, é notável a viabilidade do sistema apresentado contra o usualmente utilizado, mesmo considerando o investimento inicial. Desta forma, é possível alcançar o uso eficiente de energia, um ponto de equilíbrio considerado pela ANEEL como uma das maneiras mais modernas e utilizadas no mundo para conter a expansão do consumo de energia sem comprometer a qualidade de vida e o desenvolvimento econômico.

---

<sup>3</sup> Os orçamentos realizados não consideraram os custos financeiros relativos a instalação e manutenção do sistema.

## REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1**: Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários. Parte 1: Projetos das instalações. 2008. Disponível em: < [www.abnt.org.br](http://www.abnt.org.br) >. Acesso em 14 de abr. 2019.

BRASIL. Agência Nacional de Energia Elétrica. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil**. 3. ed. 2008. Disponível em: < <http://www2.aneel.gov.br/arquivos/PDF/atlas3ed.pdf> > Acesso em: 06 jun. 2019.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Plano de Eficiência Energética – Premissas e Diretrizes Básicas**. 2010. Disponível em: < <http://www.mme.gov.br/web/guest/publicacoes-e-indicadores/plano-nacional-de-eficiencia-energetica> > Acesso em: 10 abr. 2019.

BROWN, W.K WATT, J.R. **Evaporative Air Conditioning Handbook**. 3d. P. 12-42, USA, 1997.

CAMARGO, J.R e EBBBINUMA, C.D.. **Resfriamento Evaporativo: Poupança de Energia e o Meio Ambiente**. Jornada de Iniciação Científica e de Pós-Graduação, UNESP-FEG, Guaratinguetá-SP, Brasil, 2001.

CHEREMISINOFF, N. P., CHEREMISINOFF, P. N... **Cooling Towers: Selection, design and practice**. Ann Arbor Science Publishers, Ann Arbor, MI, 1981.

De Francisco, W. **Matemática Financeira**. 5. Ed. São Paulo: Atlas, 1998.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA – INMET. **Normais Climatológicas (1981-2010)**. Brasília – DF, 2018.

Schibuola, L.. High-efficiency recovery for airconditioning applications in a mild climate: a case study. **Applied Thermal Engineering**. vol. 17, n. 5, 1997. p. 447- 454.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.. **Fundamentos da termodinâmica**. 5. ed. São Paulo: E..Blucher, 2010.