

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE TÉRMICA DE UMA CALHA DE RESFRIAMENTO DE MANGUEIRAS VIA  
METODOLOGIA DE TROCADORES DE CALOR

por

William Ribeiro Barreto

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

Porto Alegre, Maio de 2021

Barreto, William Ribeiro  
ANÁLISE TÉRMICA DE UMA CALHA DE RESFRIAMENTO DE  
MANGUEIRAS VIA METODOLOGIA DE TROCADORES DE CALOR /  
William Ribeiro Barreto. -- 2021.  
27 f.  
Orientador: Francis Henrique Ramos França.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de  
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto  
Alegre, BR-RS, 2021.

1. Análise térmica. 2. Trocadores de calor. 3.  
Resfriamento de mangueiras. 4. Influência dos modos de  
transferência de calor. 5. Projeto de eficiência  
energética. I. França, Francis Henrique Ramos, orient.  
II. Título.

William Ribeiro Barreto

ANÁLISE TÉRMICA DE UMA CALHA DE RESFRIAMENTO DE MANGUEIRAS VIA  
METODOLOGIA DE TROCADORES DE CALOR

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Francis Henrique Ramos França

Comissão de Avaliação:

Prof<sup>a</sup>. Dr. Adriane P. Petry

Prof. Dr. Bardo E. J. Bodmann

Prof. Dr. Paulo S. Schneider

Porto Alegre, Maio de 2021

## AGRADECIMENTOS

*Agradeço às seguintes pessoas - com um vetor força de magnitude infinita - por todo apoio e paciência nos momentos de maior dificuldade encontrada durante a minha graduação em Engenharia Mecânica:*

*Aos meus pais, Glademir e Liliana, pois sem vocês absolutamente nada seria possível. Esse trabalho é dedicado a vocês !*

*À minha tia Elaine Barreto Ruskowski, pois você auxiliou desde a minha criação até o primeiro passo para o meu ingresso à Universidade.*

*Aos meus avós pelo carinho, dedicação e simplicidade sempre demonstrados. Cheguei a esse momento de vitória graças a esses valores deixados por vocês.*

*Aos meus amigos do CTG Tiarayú, onde passei uma boa parte do meu tempo e onde muitos acompanharam de perto minha trajetória. Em especial, Anderson Moro - pelo exemplo de pessoa que és e sempre foi para mim -, Anderson Brogni - pelos conselhos e a irmandade de sempre -, Carlos Eduardo Freitas - pelas boas ideias e amizade fraterna de sempre -, e Roberto Duarte Xavier - por me ensinar o verdadeiro significado da palavra gratidão.*

*Aos colegas e amigos de curso, por toda a longa jornada e os obstáculos vencidos juntos. Sucesso aos engenheiros Marcos Endres, Mateus Cendron e Guilherme Feeburg.*

*Aos meus familiares, como um todo, por toda a torcida pelas minhas vitórias e por desejarem o meu bem. Obrigado, de verdade.*

*Ao meu orientador, professor Francis Henrique Ramos França, por todas as oportunidades e contribuições para com o meu aprendizado durante o curso de graduação.*

*À empresa Tramontina Multi S.A onde, orgulhosamente, faço parte da equipe e me empenho diariamente para retribuir toda a recepção e crença no meu potencial. Além do agradecimento também pelas informações contidas neste trabalho.*

*Há dois tipos de pessoas que não interessam a uma empresa:*

*As que não fazem o que se pede  
E as que só fazem o que se pede.*

***Henry Ford***

Barreto, W. R. **Análise térmica de uma calha de resfriamento de mangueiras via metodologia de trocadores de calor**. 2021. 29 páginas. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2021.

## RESUMO

O trabalho tem como finalidade a análise térmica de uma máquina industrial de resfriamento de mangueiras denominada calha de resfriamento. A grande escala da produção de mangueiras e o alto consumo energético envolvido para a sua fabricação foram fatores determinantes para o desenvolvimento do estudo. Propõe-se, através de uma analogia com os trocadores de calor, a caracterização do equipamento pelo coeficiente global de transferência de calor e também a verificação da eficiência térmica do equipamento. Os objetivos foram alcançados com uma metodologia que se baseia em considerações de regime permanente e escoamento contracorrente para a máquina, medições térmicas, análise de incertezas e a resolução das equações governantes do problema, em que se utiliza o software *IHT* para a solução dos sistemas de equações. Obtiveram-se resultados como a relação linear entre a velocidade de passagem da mangueira pelo sistema e o coeficiente global -  $427,80 \text{ W/m}^2\text{K}$  em regime de trabalho de  $45 \text{ m/min}$  -, a influência dos modos de ebulição sobre o processo de resfriamento e a sua predominância, além da avaliação da capacidade frigorífica da máquina e o projeto de sustentabilidade - confere uma economia de aproximadamente 2628 quilowatts, que representam aproximadamente quatorze mil reais por ano - para a fabricação do produto.

**PALAVRAS-CHAVE:** Análise, resfriamento, caracterização, ebulição, sustentabilidade.

Barreto, W. R. **Thermal analisys of a hose cooling system through heat exchangers methodology**. 2021. 29 pages. Mechanical Engineering End of Course Monography - Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2021.

## ABSTRACT

The purpose of this work is the thermal analysis of an industrial hose cooling machine called the cooling chute. The large scale of hose production and the high energy consumption involved in its manufacture were determining factors for the development of the study. It is proposed, through an analogy with the heat exchangers, the characterization of the equipment by the global heat transfer coefficient and also the verification of the thermal efficiency of the equipment. The objectives were achieved with a methodology that is based on considerations of permanent regime and countercurrent flow to the machine, thermal measurements, analysis of uncertainties and the resolution of the governing equations of the problem, in which the IHT software is used for the solution of the systems. equations. Results were obtained such as the linear relationship between the speed of passage of the hose through the system and the overall coefficient -  $427.80 \text{ W / m}^2\text{K}$  at a working rate of  $45 \text{ m / min}$  -, the influence of the boiling modes on the cooling process and its predominance, in addition to the assessment of the machine's refrigeration capacity and the sustainability project - provides savings of approximately 2628 kilowatts, which represent approximately fourteen thousand reais per year - for the manufacture of the product.

**KEYWORDS:** Analisys, cooling, caracterization, boiling, susteinability.

## NOMENCLATURA

<b>Símbolos</b>	<b>Definição</b>	<b>Unidade</b>
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$i$	Entalpia	[kJ/kg]
$U$	Coefficiente Global de Transferência de Calor	[W/m <sup>2</sup> K]
$A$	Área de troca térmica	[m <sup>2</sup> ]
$h$	Coefficiente de Transferência de Calor	[W/m <sup>2</sup> K]
$R_p$	Resistência Condutiva	[m <sup>2</sup> K/W]
$q$	Taxa de Transferência de Calor	[W]
$C_p$	Calor Específico à Pressão Constante	[J/kgK]
$T$	Temperatura	[°C]
$x_i$	Valor do evento de medição	-
$\bar{x}$	Média amostral	-
$n$	Número de amostras	-

### Símbolos gregos

$\rho$	Massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
--------	------------------	----------------------

### Abreviaturas e acrônimos

<i>TIG</i>	Tungstein Inert Gas
<i>IHT</i>	Interactive Heat Transfer
<i>COP</i>	Coefficient of Performance

### Subscritos

$e$	Entrada
$s$	Saída
$q$	Quente
$f$	Frio
$sup$	Superfície
$sat$	Saturação



## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	1
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	1
2.1. A MANGUEIRA	1
2.2. CALHA DE RESFRIAMENTO	2
2.3. TROCADORES DE CALOR	4
2.3.1. A Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura	4
2.4. EBULIÇÃO	5
2.4.1. Modos de Ebulição em Piscina	5
2.4.1.1. Ebulição Nucleada	6
2.4.1.2. Ebulição no Regime de Transição	6
2.4.2. Ebulição com Convecção Forçada	6
2.5. ANÁLISE DE INCERTEZAS	6
<b>3. METODOLOGIA</b>	7
3.1. CALIBRAÇÃO	7
3.2. AVALIAÇÃO DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO	8
3.3. MEDIÇÕES DE TEMPERATURA	8
3.4. VAZÃO MÁSSICA	9
3.4.1. Vazão Mássica de Mangueira	9
3.4.2. Vazão Mássica de Água	9
3.5. AS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	10
3.6. O COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	10
<b>4. RESULTADOS</b>	10
4.1. AS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR QUENTE E FRIA	11
4.2. RELAÇÃO ENTRE A VELOCIDADE E O COEFICIENTE $U$	11
4.3. A INFLUÊNCIA DA EBULIÇÃO	12
4.4. A INFLUÊNCIA DA EBULIÇÃO COM CONVECÇÃO FORÇADA	13
4.5. O PROJETO E A EFICIÊNCIA DA CALHA DE RESFRIAMENTO	13
4.6. POTÊNCIA EM REGIME E O COEFICIENTE DE PERFORMANCE - COP	14
<b>5. CONCLUSÃO</b>	15
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	16
<b>ANEXO</b>	17
<b>APÊNDICE A - TABELAS E EVENTOS DE MEDIÇÃO</b>	18
<b>APÊNDICE B - EQUAÇÕES UTILIZADAS PARA AS VAZÕES MÁSSICAS</b>	19
<b>APÊNDICE C - EXPANSÃO DOS RESULTADOS PARA RELAÇÃO <math>V \times U</math></b>	20
<b>APÊNDICE D - SOLUÇÃO VIA <math>IHT</math></b>	20

## 1. INTRODUÇÃO

A alta capacidade de manutenção das mangueiras tipo flexível é um dos pontos chave para a sua consolidação como produto utilizável na construção civil, bem como no uso doméstico. Atualmente, tem-se uma elevada produção mensal de mangueira na empresa Tramontina Multi S.A. - aproximadamente 3,5 milhões de metros.

O processo de fabricação do produto se dá inicialmente pela extrusão dos grânulos de composto polimérico - rígido e flexível tipo PVC - e posteriormente a etapa de resfriamento. Industrialmente, o resfriamento de mangueiras é realizado por uma grande máquina térmica chamada de calha de resfriamento, onde essa operação é realizada de forma bastante custosa para a empresa. Caputo et al. (2008), avalia o custo energético em trocadores de calor, por exemplo, a partir de soluções numéricas robustas como algoritmos genéticos, indicando o quão fundamental é esse fator para o tipo de máquina estudada.

A necessidade de uma operação de resfriamento na produção de mangueiras é devido às temperaturas elevadas para a fusão do composto polimérico. Essa etapa possibilita a continuidade da passagem do produto pelas demais máquinas da linha de produção, inclusive a segunda etapa de extrusão. O resfriamento também é essencial na produção de mangueiras, pois promove o ajuste da estrutura química das camadas de polímero, a correção do dimensionamento e também das especificações técnicas - por exemplo, resistência à pressão - do produto. Sendo assim, para a motivação do presente trabalho, tem-se um estudo para a análise de uma calha de resfriamento de mangueiras a partir da analogia com trocadores de calor em escoamento contracorrente.

As calhas de resfriamento são máquinas fabricadas em aço inoxidável e operam nas linhas de produção com água em baixa temperatura provenientes de um *chiller*. Nesse sistema, há a passagem contínua de mangueira, onde uma parte do seu comprimento fica confinado na máquina durante um certo período de tempo. No trabalho de Castro (2016), foi discutida a diferença de temperaturas entre a superfície e o interior da mangueira onde, nesse caso, entende-se a dificuldade gerada para a realização de testes experimentais. Além disso, no problema estudado, pode-se identificar a presença de uma composição dos modos de transferência de calor, que são predominantes no processo: ebulição nucleada, em regime de transição e a ebulição com convecção forçada, convecção sensível, sem mudança de fase, e condução de calor.

Portanto, o objetivo geral deste trabalho foi analisar o comportamento térmico de uma calha de resfriamento e posteriormente caracterizar, através da metodologia de trocadores de calor, a dependência do coeficiente global de transferência de calor da máquina em relação à velocidade de passagem da mangueira pelo sistema, ou seja, a velocidade da linha de produção. A metodologia escolhida torna-se viável uma vez que é feita a consideração da mangueira em movimento se comportar como uma vazão de fluido quente, enquanto o tanque de água corresponde ao fluido frio do trocador de calor, ou seja, a calha de resfriamento. Além disso, deseja-se verificar as condições da transferência térmica e eficiência energética da máquina para a avaliação de melhorias das condições de operação, pois a energia utilizada no resfriamento do fluido de trabalho possui alto valor agregado na produção de mangueiras.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1. A MANGUEIRA

As mangueiras tipo flexíveis são fabricadas a partir de compostos de PVC - 20% rígido e 80% flexível - na condição cristal. Para a sua fabricação de um modo geral seria vantajoso,

por questões de produção, que houvesse as maiores taxas de resfriamento nos menores tempos possíveis. A vantagem nesse sentido seria o aumento da velocidade das próximas etapas do processo de fabricação - por exemplo, o bobinamento da mangueira, que é dependente da dimensão de comprimento, para que não ocorram erros nas especificações no produto final. No entanto, conforme discute Castro (2016), um processo de resfriamento muito rápido para a mangueira se tornaria inviável economicamente por exigir altos custos energéticos, que manteriam nesse caso o fluido de trabalho sob baixa temperatura.

A mangueira possui propriedades geométricas e termofísicas, enquanto produto acabado como apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 - Propriedades geométricas e termofísicas da mangueira.

Composto polimérico	Comprimento confinado [m]	Diâmetro interno [mm]	Diâmetro externo [mm]	Densidade* [kg/m <sup>3</sup> ]	Calor específico à pressão constante* [J/kgK]
PVC CRISTAL 85/205 - ISE	17,5	12,7	17,7	1275,0	1370,0

\*Valores obtidos à pressão de 1 atm.

## 2.2. CALHA DE RESFRIAMENTO

As calhas de resfriamento de mangueiras são máquinas que possuem dimensões relativamente grandes - por exemplo, comprimento de 3 metros e volume de 1,4 metros cúbicos -, fabricadas na sua totalidade em aço inoxidável com processo de soldagem *TIG* e possuem um revestimento externo de espuma emborrachada. São dispostas duas unidades em cada uma das linhas de produção a jusante das extrusoras, ou seja, uma máquina após o primeiro processo de extrusão e outra após a segunda camada polimérica. Os equipamentos operam com o fluido de trabalho - água resfriada - em abundância dentro do seu volume. A Figura 1 apresenta o equipamento estudado.

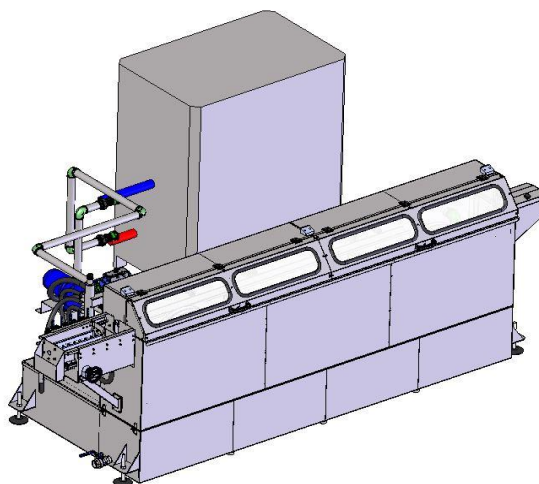


Figura 1 - Calha de resfriamento de mangueiras.

Observa-se na Figura 1 o sistema completo, o tanque inferior, as canalizações na parte traseira, bem como a chamada gaveta telescópica - um primeiro conjunto por onde entra a mangueira e que, por sua vez, recebe o primeiro contato com água resfriada a partir dos esguichos instalados. Na Tabela 2 apresentam-se as informações sobre o equipamento.

Tabela 2 - Propriedades geométricas da calha de resfriamento e termofísicas da água resfriada em regime de trabalho.

Calha de resfriamento			Água				
Dimensões [m]	Diâmetro do tubo de entrada [mm]	Diâmetro do tubo de saída [mm]	Volume total [m <sup>3</sup> ]	Temperatura de entrada [°C]	Temperatura de saída [°C]	Massa específica* [kg/m <sup>3</sup> ]	Calor específico à pressão constante** [J/kgK]
3,0 x 1,2 x 0,4	42,0	55,0	1,4	6,7	10,0	997,0	4198,0

\*Valores obtidos à pressão de 1 atm.

\*\*Valores obtidos à temperatura de referência 280 K e 1 atm.

Devido à complexidade do problema, definiram-se como o volume de controle as fronteiras da porção superior da máquina, como apresentado na Figura 3.

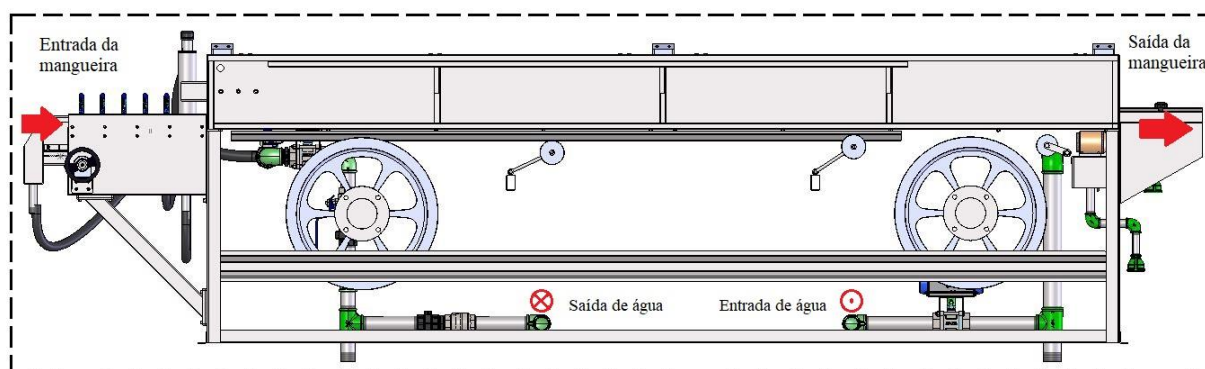


Figura 2 - Vista frontal em corte: calha de resfriamento como volume de controle.

Da Figura 2, portanto, tem-se que o balanço de massa e o balanço de energia foram resolvidos a partir da consideração que as principais trocas térmicas entre a mangueira e a água ocorrem nessa seção superior do equipamento, bem como há desprezo por outras formas de energia senão a energia latente no sistema. Os balanços mássico e energético para o volume de controle são, respectivamente, dados por:

$$\Sigma \dot{m}_e = \Sigma \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\Sigma \dot{m}_e i_e = \Sigma \dot{m}_s i_s \quad (2)$$

As Eq. (1) e (2) são gerais e aplicadas a volumes de controle em regime permanente, no caso, uma das considerações feitas acerca da calha de resfriamento estudada, onde  $\dot{m}_e$  e  $\dot{m}_s$  [kg/s] são as vazões mássicas de entrada e saída, respectivamente. As entalpias de entrada e saída são dadas por  $i_e$  e  $i_s$ , que têm unidades em [kJ/kg].

### 2.3. TROCADORES DE CALOR

Conforme Incropera et al. (2017), os trocadores de calor são equipamentos utilizados para estabelecer as trocas de calor entre dois fluidos sob diferentes temperaturas e que se encontram separados por uma parede sólida. Esses equipamentos podem ser de tipos diferentes, conforme a configuração de escoamento e do tipo de construção aplicados. Além disso, nas análises de trocadores de calor, é utilizado para mensurar a resistência à transferência de calor dos fluidos um coeficiente global de transferência de calor definido por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(Ah_q)} + R_p + \frac{1}{(Ah_f)} \quad (3)$$

O coeficiente  $U$  é determinado pelos coeficientes convectivos de transferência de calor dos fluidos quente e frio -  $h_q$  e  $h_f$  -, bem como pela resistência condutiva  $R_p$  imposta por uma parede que separa os fluidos.

O trabalho de Lisbôa (2017) sugere que os trocadores de calor ainda podem ser separados em dois tipos fundamentais: aqueles onde os fluidos estão em contato direto e aqueles onde a operação ocorre com uma separação física entre o fluido quente e o fluido frio. São equipamentos com vasta utilização industrial, como exemplificado a partir de aquecedores, refrigeradores, refinarias de óleo e tratamento de água.

#### 2.3.1. A Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura

O projeto e a análise de trocadores de calor, devem ser realizados a partir da relação da taxa total de transferência de calor com as grandezas de temperatura do fluido, o coeficiente global  $U$  e a área disponível para a troca térmica. (INCROPERA et al., 2017). Sendo assim, a partir de um balanço de energia global, é possível quantificar a transferência de calor dos fluidos quente e frio para um trocador de calor, respectivamente, por:

$$q_q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (4a)$$

$$q_f = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (4b)$$

A partir do balanço global de energia previamente referenciado e avaliando-se as devidas considerações é possível, a partir da solução de uma equação diferencial por separação de variáveis, uma comparação com as Eq. (4a) e (4b) para identificar que uma temperatura média apropriada para a análise de trocadores de calor é uma média logarítmica dada por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (5)$$

onde os valores de  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  são dados por:

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \quad (6a)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e} \quad (6b)$$

Nesse caso, as Eq. (5), (6a) e (6b) são referentes aos trocadores de calor em escoamento contracorrente. Sugere-se, então, que a transferência de energia para um trocador de calor pode ser quantificada por:

$$q = U A \Delta T_{lm} \quad (7)$$

## 2.4. EBULIÇÃO

A ebulição é um modo de transferência de calor por convecção onde há mudança de fase do fluido de trabalho quando a sua temperatura de saturação é excedida. Esse fenômeno é classificado ainda como convecção - formam-se bolhas, que são impelidas por forças de empuxo até a superfície livre - e possui algumas singularidades como a relevância do calor latente, da tensão superficial na interface líquido-vapor e da diferença de densidades entre as fases, conforme Davies (2017).

Apesar de a ebulição ser um modo convectivo complexo, o resfriamento com ebulição tende a ser mais efetivo em comparação aos processos convectivos sem mudança de fase do fluido, uma vez que a mudança de fase exige uma quantidade relativamente alta de energia, levando à consequência de altos coeficientes de transferência de calor.

Existem diversas condições de ocorrência da ebulição, por exemplo, a ebulição em piscina, onde o líquido encontra-se quiescente e o movimento próximo à superfície é favorecido pela convecção natural, bem como a ebulição com convecção forçada, que tem influência dos meios externos e também da mistura promovida pelas bolhas. (INCROPERA et al., 2017).

### 2.4.1. Modos de Ebulição em Piscina

A análise dos modos de ebulição em piscina pode ser obtida conforme a Figura 3.

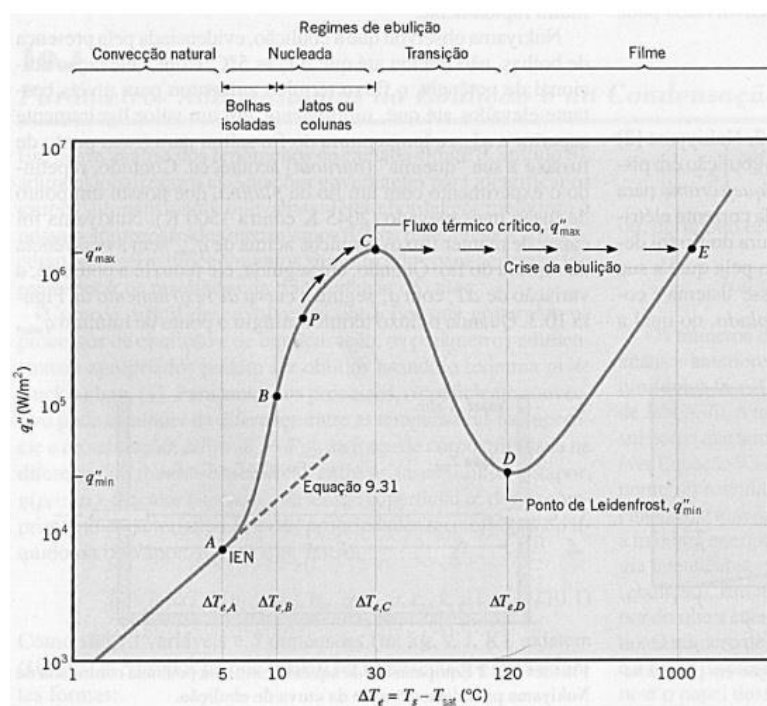


Figura 3 - Curva de Ebulição para água à 1 atm. Fonte: Incropera et al., 2017.

Como pode ser visto na Figura 3 - curva de ebulição -, existem diversos regimes para a ebulição em piscina. Uma maneira de identificar esses regimes é em função do excesso de temperatura, dado por:

$$\Delta T_e = T_{sup} - T_{sat} \quad (8)$$

Onde, nesse caso, o subscrito  $e$  se refere ao excesso de temperatura.

#### 2.4.1.1. Ebulição Nucleada

De acordo com a Figura 3, o intervalo para ebulição nucleada está na faixa de  $\Delta T_{e,A} \leq \Delta T_e \leq \Delta T_{e,C}$  com  $\Delta T_{e,C}$  aproximadamente 30°C. Nesse regime, ocorrem tanto a formação de bolhas isoladas, quanto a ascensão de colunas de bolhas e a taxa de transferência de calor pode chegar a valores na faixa de 1 MW/m<sup>2</sup>. A maior parte da troca térmica ocorre entre a superfície quente e o fluido em movimento e não exatamente pelas bolhas de vapor. (INCROPERA et al. 2017).

#### 2.4.1.2. Ebulição no Regime de Transição

Nessa região,  $\Delta T_{e,C} \leq \Delta T_e \leq \Delta T_{e,D} \approx 120^\circ\text{C}$ , a ebulição ocorre de maneira instável e as condições oscilam entre os regimes de ebulição em filme - ocorre para excessos de temperaturas ainda superiores - e ebulição nucleada. Além disso, há maior geração de vapor sobre a superfície e, portanto, uma tendência de redução da transferência de calor, visto que a condutividade térmica do vapor é menor que a do fluido em estado líquido. Conforme Davies (2017), nesse caso, a quantidade de bolhas sobre a superfície pode ser tal que atua como um isolante térmico, o que em alguns casos pode levar à queima da superfície.

#### 2.4.2. Ebulição com Convecção Forçada

A ebulição convectiva é caracterizada pelo escoamento do fluido de forma dirigida e sofre os efeitos de empuxo. É um regime com forte dependência da geometria e para o caso de escoamentos externos, os valores das taxas de transferência de calor podem chegar em até 35 MW/m<sup>2</sup>. (INCROPERA et al., 2017).

Infere-se que o movimento dirigido de uma superfície aquecida em condições de ebulição promove maior efetividade na troca térmica, posto que o desprendimento das bolhas de vapor sobre a superfície normalmente ocorre mais facilmente em função do arrasto causado pelo movimento relativo do fluido do que pelo efeito de empuxo.

### 2.5. ANÁLISE DE INCERTEZAS

As grandezas físicas provenientes de medições são aproximações dos valores verdadeiros. A incerteza envolvida nas medições, então, pode ser definida como uma estimativa para o erro associado, caso ele pudesse ser medido (ORLANDO, 2004).

Geralmente em análises experimentais, os dados são tratados a partir de uma distribuição Gaussiana. Porém, para amostras de tamanho pequeno, ou seja, inferiores a 30 medições, por exemplo, o desvio padrão associado não é mais conhecido estatisticamente. Sendo assim, não mais se trata de uma distribuição Gaussiana, e sim, de uma distribuição t-Student. Nesse caso, a incerteza do valor médio das medições é dada por:

$$W_{\bar{x}} = \frac{t s}{\sqrt{n}} \quad (9)$$

onde o valor  $t$  da distribuição t-Student é relativo ao número de graus de liberdade, portanto, tem relação com o tamanho da amostra estudada.

O desvio padrão associado à média dos eventos é dado por:

$$s = \sqrt{\sum \frac{(x_i - \bar{x})^2}{n}} \quad (10)$$

### 3. METODOLOGIA

Para a realização do estudo foi feita a consideração da analogia entre a máquina térmica que resfria a mangueira e os trocadores de calor. A passagem de um corpo sob alta temperatura e que troca calor com um fluido frio forneceu a possibilidade dessa idealização. Além disso, considerou-se o tipo de escoamento contracorrente em regime permanente, temperatura uniforme no comprimento confinado da mangueira e ausência de mudança de fase do fluido frio.

A seguir apresentam-se as etapas realizadas no estudo para a obtenção dos resultados.

#### 3.1. CALIBRAÇÃO

O instrumento de medição escolhido para o desenvolvimento do trabalho foi o pirômetro. Realizou-se a calibração do instrumento a partir da comparação de temperaturas obtidas em um comprimento útil de 400 milímetros de mangueira em relação ao valor programado em uma estufa de secagem, que por sua vez possui um sensor de temperatura instalado. A Figura 4 demonstra um dos eventos de calibração.



Figura 4 - Esquerda: Comprimento de mangueira para calibração. Centro: Temperatura na estufa. Direita: Temperatura no centro do comprimento.

Como é apresentado na Figura 4, tem-se que o valor definido na estufa foi de 40°C e o valor medido num dos eventos foi de 39,1°C. Uma diferença de 0,9°C que é considerada baixa. Assim, seguindo-se o procedimento de medição, foram obtidos valores em três posições distintas - as duas extremidades ( $a = 0$  mm e  $a = 400$  mm, respectivamente) e o



centro do comprimento útil ( $a = 200$  mm) - onde, para fins de representatividade, usaram-se os dados centrais.

A residência da mangueira na estufa foi por um período de 5 horas a fim da obtenção de maior uniformidade na sua temperatura. Dessa forma, a Tabela 3 apresenta todos os eventos de medições realizados.

Tabela 3 - Medições de temperaturas: Calibração.

Temperatura Estufa [°C]	Temperatura Pirômetro [°C]		
	Posição: $a = 0$ mm	Posição: $a = 200$ mm	Posição: $a = 400$ mm
40	39,5	38,4	39,9
	39,3	39,7	39,8
	39,8	39,2	39,5
	39,0	39,0	39,8
	39,6	39,5	39,9
	39,4	39,1	39,5
	38,6	39,5	39,0
	39,1	39,7	39,6
	39,0	39,8	39,4
	39,4	39,9	39,0

### 3.2. AVALIAÇÃO DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO

A partir dos valores de temperatura obtidos na posição de 200 milímetros no comprimento útil da mangueira, apresentados na Tabela 3, foi realizada a análise de incerteza referente às medições para um intervalo de confiança de 95,45% e  $n - 1$  graus de liberdade. Para tal, utilizaram-se as Eq. (9) e (10), além da média simples dos valores representativos. A Tabela 4 apresenta os valores.

Tabela 4 - Valores da análise de incerteza.

Média Aritmética ( $\bar{x}$ )	Desvio padrão ( $s$ )	$n - 1$	$t$ -Student	Incerteza
39,40 °C	0,46 °C	9	2,32	0,35 °C

A Tabela 4 apresenta os valores estatísticos calculados. Então, a partir do valor obtido para a incerteza, usam-se os valores estimados a partir das medições realizadas, conforme sugere Schneider (2007).

### 3.3. MEDIÇÕES DE TEMPERATURA

Para o desenvolvimento do estudo se estabeleceu que a velocidade de referência para a passagem da mangueira pela calha de resfriamento é de 45 m/min, então foram realizadas medições de temperaturas da mangueira na entrada e saída da calha de resfriamento, bem como obtiveram-se as medidas da água refrigerada também na entrada e na saída da máquina. A Figura 5 apresenta as medidas realizadas para a água com a linha de produção na velocidade de trabalho.



Figura 4 - Esquerda: Temperatura da mangueira na entrada. Direita: Temperatura da mangueira na saída da calha de resfriamento.

A Figura 4 apresenta as duas medidas de relevância para a temperatura da mangueira - 168,6 °C na entrada da máquina e 18 °C na saída. Para as medidas de temperatura da água, tem-se a Figura 1 do Apêndice A.

### 3.4. VAZÃO MÁSSICA

#### 3.4.1. Vazão Mássica de Mangueira

Avaliando-se no regime de operação da linha de produção, pode-se determinar a vazão mássica de mangueira, conforme os parâmetros apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Parâmetros da mangueira na velocidade de referência.

Velocidade ( $V$ ) [m/s]	Tempo de residência ( $t$ ) [s]	Volume confinado ( $v$ ) [m <sup>3</sup> ]	Massa confinada ( $m$ ) [kg]	Vazão mássica ( $\dot{m}$ ) [m <sup>3</sup> /s]
0,75	23,33	$2,09 \times 10^{-3}$	2,66	0,11

Os valores apresentados na Tabela 5 foram obtidos pelas Equações (B1), (B2), (B3) e (B4) do Apêndice B.

#### 3.4.2. Vazão Mássica de Água

Para mensurar a vazão de água na calha de resfriamento, como parte deste trabalho, foi instalado um hidrômetro - fornece o volume de água em circulação - na tubulação à montante da máquina. Assim, em um intervalo de tempo de 1 hora, obteve-se a vazão de 6 m<sup>3</sup>/h, conforme pode ser observado nas Figuras 5 e 6.



Figura 5 - Hidrômetro no início do intervalo de tempo.



Figura 6 - Hidrômetro ao final do intervalo de tempo de 1 hora.

Nas Figuras 5 e 6, a diferença de consumo de água pela calha de resfriamento no intervalo de tempo estabelecido. Assim, obteve-se a vazão mássica de água dada pela Equação (B5) do Apêndice B.

### 3.5. AS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Conforme referenciado na Seção 2, utilizaram-se as Eq. (4a) e (4b) a fim de quantificar as taxas de transferência de calor envolvidas no processo. Posteriormente, objetiva-se a avaliação entre as quantidades, ou seja, o desvio, inferindo-se ou não a existência de perdas significativas de informações com a simplificações aplicadas - volume de controle em regime permanente. O desvio é dado por:

$$d = \left( 1 - \frac{q_{\text{água}}}{q_{\text{mangueira}}} \right) 100\% \quad (11)$$

### 3.6. O COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A partir da taxa de transferência de calor da mangueira no regime de trabalho da máquina - Eq. (4b) - e com os demais dados do problema, foi obtido analiticamente o coeficiente global  $U$  através da Eq. (7).

## 4. RESULTADOS

O problema estudado demonstrou-se de alto grau de complexidade devido aos fenômenos envolvidos - ebulição nucleada, em regime de transição, ebulição com convecção forçada, além da convecção em escoamento externo e a condução de calor. Alguns resultados parciais indicaram a necessidade da avaliação dos efeitos da mudança de fase do fluido, que outrora haviam sido negligenciados. Assim, tornaram-se inviáveis, no âmbito deste projeto, análises completamente analíticas ou via simulação numérica, por exemplo.

Nesta seção, apresentam-se os resultados obtidos através da metodologia previamente estabelecida, baseada em um tratamento do tipo trocador de calor em regime permanente, escoamento contracorrente e temperatura uniforme na superfície da mangueira.

#### 4.1. AS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR QUENTE E FRIA

Conforme a Tabela 5 e a Seção 3.5, para o regime de trabalho da máquina - velocidade de 45 m/min - obtiveram-se as taxas de transferência de calor apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 - Taxas de transferência de calor da mangueira e da água resfriada.

$q_{mangueira}$ [W]	$q_{água}$ [W]	Desvio [%]
$2,352 \times 10^4$	$2,302 \times 10^4$	2,125

Na Tabela 6, o desvio percentual entre as taxas de transferência de calor quente e fria é de 2,125%. Infere-se, então, que não existem perdas de carga significativas no circuito de canalizações que ligam o *chiller* e a calha de resfriamento, bem como os balanços de massa e energia estão bem-postos.

#### 4.2. RELAÇÃO ENTRE A VELOCIDADE E O COEFICIENTE $U$

No início do estudo foi considerada a conjectura de que a velocidade de passagem da mangueira pela calha de resfriamento não causaria impacto significativo no coeficiente global de transferência de calor da máquina estudada, ou seja, havia sido considerado um  $U$  constante para as diferentes velocidades de operação da máquina.

Conforme foi desenvolvido o estudo e com a aplicação das equações governantes do problema, notou-se uma forte dependência entre os parâmetros de velocidade de produção e o coeficiente  $U$ . Chegou-se a essa conclusão analisando-se os resultados obtidos com a expansão dos cálculos para diferentes velocidades da linha de produção - que podem ser vistos na Tabela 1 do Apêndice C. A Figura 7 apresenta a relação obtida.

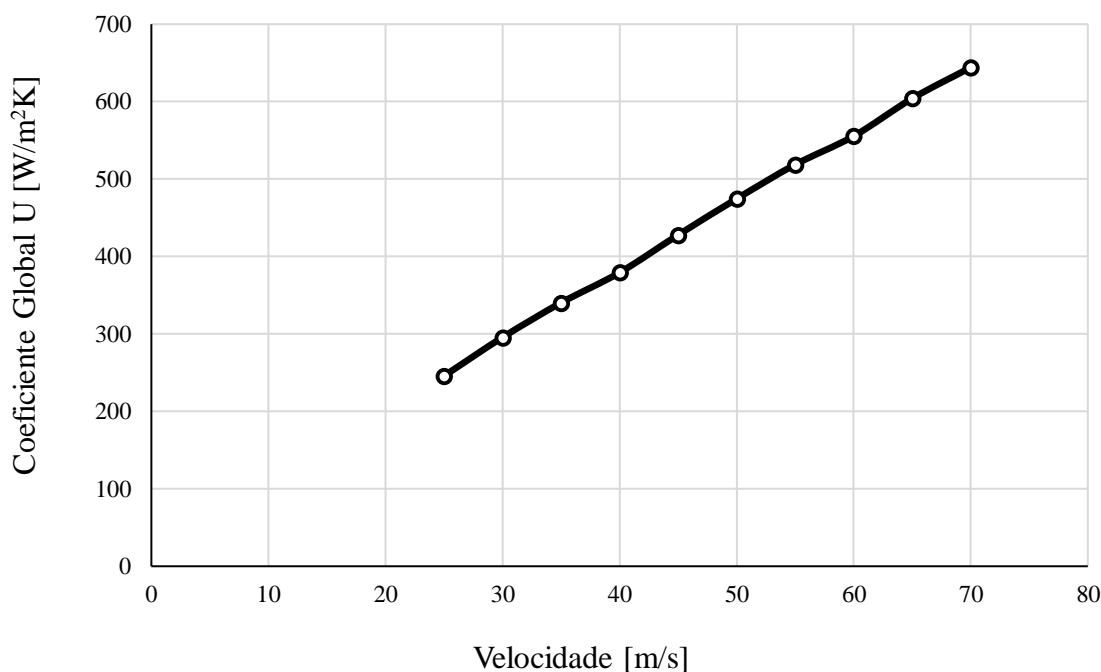


Figura 7 - Gráfico: velocidade [m/min] e o coeficiente global  $U$  [W/m²K].

A curva foi plotada a partir da variação da velocidade de operação da linha de produção em 5 m/min - a partir da referência de 45 m/min - e, juntamente com a Eq. (7), então, obteve-se o resultado da Figura 7. Nota-se que o coeficiente  $U$  tem valor mínimo de 245,78 W/m<sup>2</sup>K para a velocidade de 25 m/min e 644,15 W/m<sup>2</sup>K para a velocidade máxima de operação, no caso, 70 m/min. O ponto central da curva é representado pela velocidade de 45 m/min, onde  $U$  tem o valor de 427,80 W/m<sup>2</sup>K.

A relação de linearidade entre a velocidade e  $U$  infere um superdimensionamento da máquina, pois analisando-se a curva, não existem indicativos de um ponto de máximo entre os parâmetros, e sim, a continuidade do crescimento do coeficiente global em relação a velocidade de passagem da mangueira pela calha de resfriamento.

As dimensões da calha de resfriamento têm relação direta com o tempo de residência do produto em contato com a água resfriada, ou seja, é um ponto a favor da efetividade da troca térmica entre a mangueira e a água. Para o projeto de trocadores de calor a área de troca é fundamental e quantifica a taxa de transferência de calor envolvida no processo.

#### 4.3. A INFLUÊNCIA DA EBULIÇÃO

Na entrada da calha de resfriamento são instalados esguichos, onde a água resfriada entra diretamente em contato com a mangueira sob alta temperatura. Segundo a Tabela 1 do Apêndice C, para a velocidade de 45 m/min a mangueira sai da extrusora a uma temperatura de 168,6 °C e entra em contato com a água em 6,7 °C. Existe, nesse caso, um excesso de temperatura  $\Delta T_e$  de 68,6 °C que provoca a ebulição na superfície da mangueira. A Figura 8 apresenta o vapor gerado no início do processo de resfriamento.

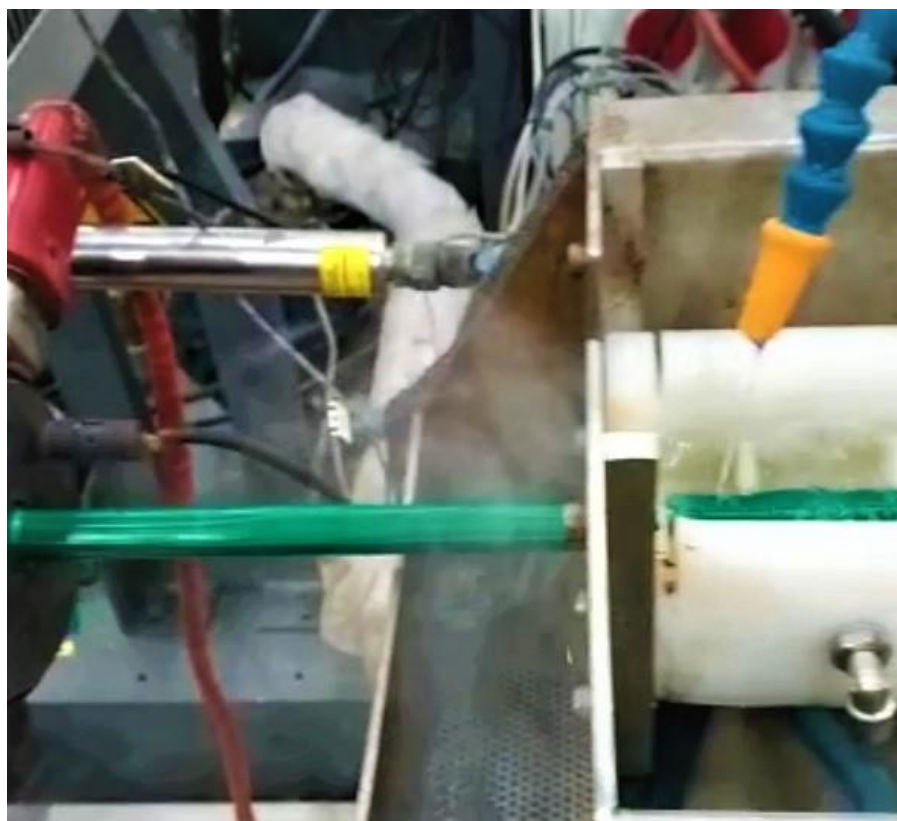


Figura 8 - Contato entre a mangueira e a água resfriada.

Como pode ser visto na Figura 8, uma grande quantidade de vapor é gerada pelo contato da água resfriada com a mangueira em alta temperatura e conforme as ordens de grandeza das taxas de transferência de calor apresentadas previamente na Tabela 6, pode-se afirmar que a troca térmica predominante no processo é a ebulição.

A grande efetividade do processo mesmo com o sistema atingindo a região do regime de transição na curva de ebulição, onde os coeficientes de transferência de calor tenderiam a uma diminuição, pela diferença entre as condutividades térmicas do vapor e do fluido no estado líquido, pode ser explicada pelo movimento relativo da mangueira, que provoca o desprendimento instantâneo das bolhas de vapor formadas na superfície do produto e isso promove então a oscilação dos modos de ebulição. Portanto, infere-se que, conforme há a passagem de mangueira, o sistema opere entre os regimes de ebulição nucleada e de transição, elevando fortemente as taxas de transferência de calor e não as reduzindo como num caso puro de ebulição em regime de transição.

Além disso, existem as influências dos efeitos paramétricos, como a vibração gerada pela movimentação da mangueira, que também maximizam as trocas térmicas do processo.

#### 4.4. A INFLUÊNCIA DA EBULIÇÃO COM CONVECÇÃO FORÇADA

Segundo Incropera et al. (2017), em escoamentos externos, o movimento dirigido em sistemas de ebulição e a ocorrência de subresfriamento - que também pode ser considerado no problema estudado - elevam os valores de fluxo térmico a um valor limite, que podem ser na ordem de até  $35 \text{ MW/m}^2$ .

Infere-se a existência de uma relação linear entre o fluxo térmico e o subresfriamento onde, globalmente, tem-se que a mudança de velocidade da linha de produção implica na variação das temperaturas de subresfriamento. Assim, são modificadas as taxas de transferência de calor e o coeficiente global  $U$  e é mantida uma relação entre esses parâmetros.

Assim, tem-se a caracterização da efetividade da calha para o processo de resfriamento da mangueira. O resultado demonstrado na Figura 7 fornece a possibilidade da interpretação física, além da indicação de superdimensionamento da máquina.

#### 4.5. O PROJETO E A EFICIÊNCIA DA CALHA DE RESFRIAMENTO

Conforme os resultados obtidos, nota-se que a calha de resfriamento é uma máquina de alta eficiência. Porém, para a sua operação são consumidas grandes quantidades de energia, uma vez que no ambiente fabril existem seis linhas de produção com duas máquinas em cada uma das linhas. Assim, com a finalidade de reduzir o consumo energético e, portanto, elevar a sustentabilidade da operação, se fez a avaliação do processo de fabricação e constatou-se a possibilidade de a temperatura de saída da mangueira ser superior a utilizada no atual regime de trabalho. Nesse caso, a temperatura de saída da mangueira para a velocidade de  $45 \text{ m/min}$  é de  $18 \text{ }^\circ\text{C}$  e, então, se estabeleceu uma nova temperatura de saída de  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ , estando ainda em conformidade com os padrões de produção da mangueira.

Assim, utilizando-se a Eq. (4a), definiu-se a quantidade de calor trocada para a nova temperatura de saída da mangueira - e também para cada uma das velocidades de produção -, onde, se utilizou essa quantidade num sistema de equações formado pelas Eq. (5) e (7). Manteve-se os coeficientes  $U$  de cada velocidade, pois considera-se baixa a sua variação em relação à nova temperatura de saída, bem como se fez a solução do sistema com o software *IHT* (Figura 1 do Apêndice D). O resultado comparativo é apresentado na Figura 9.

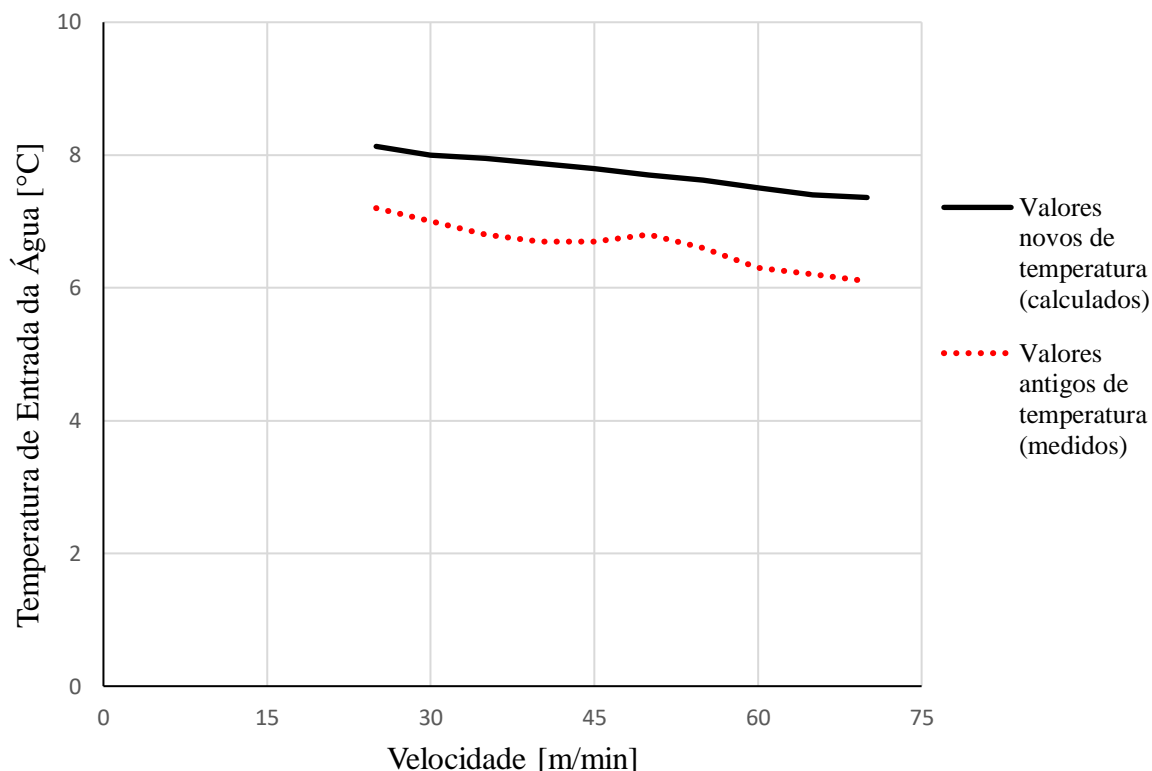


Figura 9 - Gráfico: velocidade [m/min] x temperatura de entrada da água [°C].

Na Figura 9, existe uma diferença média de aproximadamente 1,5 °C entre as curvas tracejada - valores experimentais - e contínua - valores analíticos -, que indicam nesse caso a superioridade da nova temperatura de entrada da água para a temperatura estipulada de saída da mangueira (25 °C). Inference-se que a quantidade de energia consumida, então, para atender a nova temperatura de entrada da água é menor que no atual regime de trabalho da máquina, pois o *chiller* estaria operando com menor solicitação de carga e mais próximo do seu regime nominal de operação, conforme pode ser consultado na Figura 1 do Anexo.

#### 4.6. POTÊNCIA EM REGIME E O COEFICIENTE DE PERFORMANCE - COP

Segundo a norma ASHRAE 90.1, tem-se que o *COP* em uma máquina de refrigeração é dado pela razão entre a capacidade frigorífica e a energia consumida pelo equipamento. Assim, realizou-se uma avaliação a fim de quantificar a redução de potência consumida em regime de operação em relação à nova temperatura de saída para a mangueira fabricada. O resultado é apresentado na Tabela 7.



Tabela 7 - Comparativo entre a potência em regime de trabalho atual e o novo regime.

<b><math>COP_{calha\ de\ resfriamento} = 3,68</math></b>					
Velocidade (V) [m/min]	$q_{regime\ atual}$ [kW]	$q_{novo\ regime}$ [kW]	$P_{regime\ atual}$ [kW]	$P_{novo\ regime}$ [kW]	Redução de Potência [%]
45	23,5	22,4	6,39	6,09	4,69

A Tabela 7 apresenta uma redução de 4,69% em potência para a máquina em regime de trabalho com a linha de produção em 45 m/min. Portanto, o consumo energético anual da operação de resfriamento tende a uma significativa diminuição pela escala industrial das seis linhas de produção - aproximadamente 2628 kW, que representam em torno de quatorze mil reais por ano.

## 5. CONCLUSÃO

O problema estudado se mostrou de alta complexidade devido a quantidade de fenômenos de transporte de energia envolvidos. Apesar disso, valeu-se da metodologia de trocadores de calor adotada para a obtenção de uma análise térmica completa, que viabilizasse a caracterização de uma calha de resfriamento de mangueiras através do coeficiente global de transferência de calor. A metodologia utilizada também atendeu ao objetivo específico, nesse caso, reduzir o custo energético da fábrica para a produção de mangueiras.

Experimentalmente obtiveram-se boas medições e com valores de incerteza baixos, apesar de inferir-se que a diferença de temperatura relativa ao interior e a superfície da mangueira poderiam dificultar o estudo.

Na análise global da calha de resfriamento de mangueiras, o coeficiente de transferência de calor apresentou relação de linearidade com a velocidade de passagem do produto pela máquina, o que em princípio foi considerado não ocorrer. Foi realizada então a caracterização do comportamento térmico em regime de operação e expandiram-se os valores obtidos analiticamente a fim da plotagem de um gráfico representativo entre  $U$  e a velocidade da linha de produção. Essa representação, por sua vez, indicou que a máquina estaria superdimensionada para o processo de resfriamento realizado, pois não forneceu indicativos de pontos de máximo ou mínimos na curva, portanto, a máquina responderia bem para quaisquer que fossem as velocidades de operação, o que termodinamicamente seria impossível. Dessa forma, mapearam-se os processos de transferência de calor localmente e concluiu-se que a ebulição e os seus modos de ocorrência são predominantes para as trocas térmicas entre a mangueira e a água resfriada.

Para a obtenção de um regime de trabalho menos custoso para a empresa, foi estabelecida uma nova temperatura de saída para o produto. Foi alcançada uma redução em potência de 4,69% em relação ao regime anterior, que representam 2628 quilowatts a menos de consumo e também uma economia de aproximadamente quatorze mil reais por ano. Para a sustentabilidade, há uma redução significativa de emissão de dióxido de carbono, por exemplo - nesse caso, aproximadamente 77 quilos a menos.

Por fim, avalia-se para projetos futuros a limitação das dimensões da calha de resfriamento, uma vez que para trocadores de calor são fundamentais nas análises da área disponível para transferência de calor. Além do mais, a matéria prima nobre utilizada para a construção da máquina também agrega custo elevado para o setor industrial.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Braskem. **TABELA DE PROPRIEDADES DE REFERÊNCIA DOS COMPOSTOS DE PVC**. Disponível em:

<[https://www.braskem.com.br/Portal/Principal/Arquivos/html/boletm\\_tecnico/Tabela\\_de\\_Propriedades\\_de\\_Referencia\\_dos\\_Compostos\\_de\\_PVC.pdf](https://www.braskem.com.br/Portal/Principal/Arquivos/html/boletm_tecnico/Tabela_de_Propriedades_de_Referencia_dos_Compostos_de_PVC.pdf)>. Acesso em: 20/03/2021.

CAPUTO, A. C.; PELAGAGGE P. M.; SALINI P. **Heat Exchanger Design based on Economic optimization**. Applied Thermal Engineering, Italy, Pág. 1151-1159, 2008.

Disponível em:

<<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431107002839>>

CASTRO, Dráusio de. **Estudo de troca de calor em calhas de resfriamento: uma aplicação na indústria de tubos e mangueiras plásticas**. Dissertação de Mestrado Profissional, Universidade Estadual de Campinas. Instituto de Matemática, Estatística e Computação Científica. Campinas, SP: [s.n.].2016. Disponível em:

<<http://repositorio.unicamp.br/handle/REPOSIP/305936>>

DAVIES, Ramaiana M. **Análise experimental do processo de ebulição em um termosifão de vidro**. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica. Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, PR. 2017.

Disponível em:

<<https://repositorio.utfpr.edu.br/jspui/handle/1/10561>>

FOX, R. W. et al. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. Oitava Edição. LTC. São Paulo, SP, 2017.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Sétima Edição. LTC. São Paulo, SP, 2017.

LISBÔA, Marcelo B. **Otimização de trocadores de calor tipo casco-e-tubo usando algoritmos genéticos**. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica. Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017. Disponível em:

<<https://lume.ufrgs.br/handle/10183/165275>>

ORLANDO, A. F. **Análise de Incerteza de Medição em um Processo Metrológico**. Mestrado em Metrologia, Qualidade e Inovação. Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio. Rio de Janeiro, 2004.

SCHNEIDER, P. **Incertezas de Medição e Ajuste de Dados**. Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2007

SHAPIRO, H. N. et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. Sétima Edição. LTC. São Paulo, SP, 2013.

Wikipedia. **ASHRAE\_90.1**. Disponível em: <[https://en.wikipedia.org/wiki/ASHRAE\\_90.1](https://en.wikipedia.org/wiki/ASHRAE_90.1)>. Acessado em: 20/04/2021.

## ANEXO

Conforme o Manual do Fabricante (Mecacor) para a Máquina referenciada no texto, *Compact Chiller MSW-30*, tem-se a Figura 1, que apresenta o regime nominal de trabalho para a faixa de operação da água resfriada entre 10 °C (entrada) e 14 °C (saída).

• Condensação a água

Modelo <sup>(1)</sup>	Capacidade Nominal <sup>(2)</sup>	Potência em Regime <sup>(3)</sup>	Dimensões em milímetros			Bomba de Processo		Reservatório de Água	Água de Condensação	Diâmetro da Tubulação		Peso
		kW	Larg.	Compr.	Alt.	m <sup>3</sup> /h	mca	litros	m <sup>3</sup> /h	Processo	Condens.	
MSW-5	6.000	2,4	670	920	1.031	1,5	30	30	1,4	1"	3/4"	180
MSW-9	9.500	3,4	670	920	1.031	1,5	30	30	2,3	1"	3/4"	200
MSW-15	16.000	4,8	801	900	1.406	3,2	30	65	4,2	1.1/2"	1.1/2"	300
MSW-22	23.000	6,9	801	900	1.406	6,2	30	80	5,7	1.1/2"	1.1/2"	370
<b>MSW-30</b>	<b>32.000</b>	<b>8,7</b>	<b>828</b>	<b>1.250</b>	<b>1.573</b>	<b>6,2</b>	<b>30</b>	<b>110</b>	<b>8,4</b>	<b>1.1/2"</b>	<b>1.1/2"</b>	<b>500</b>
MSW-45	45.000	13,8	828	1.250	1.573	16,4	30	110	11,4	1.1/2"	1.1/2"	700
MSW-60	66.000	19,0	828	1.250	1.573	16,4	30	110	15,2	2"	2"	800
MSW-75	76.000	21,5	830	1.250	1.573	16,4	30	110	15,2	2"	2"	850

1. Duplo circuito independente de refrigeração é padrão a partir do modelo MSW-30  
 2. Capacidades frigoríficas válidas para água gelada saindo a 10°C, retornando a 14°C e água industrial de 30°C  
 3. Potência ativa com o chiller operando a 100% da capacidade com água gelada a 10°C.

Figura 1 - Regime nominal de trabalho para a máquina Mecacor *Compact Chiller MSW-30*.  
 Fonte: Manual do Fabricante. São Paulo. Agosto, 2018.

## APÊNDICE A - TABELAS E EVENTOS DE MEDIÇÃO

A Figura 1 apresenta os eventos de medição realizados para a água resfriada.



Figura 1 - Esquerda: Temperatura de entrada da água. Direita: Temperatura de saída da água da calha de resfriamento.

Na Figura 1 é possível verificar os pontos distintos de medição dos eventos realizados, onde para a região de entrada da água, tem-se a temperatura de 6,7°C e para a região de saída 10°C. As medições foram realizadas para a velocidade de referência do regime de operação da linha produtiva - 45 m/min. A partir dos eventos de medições realizados, portanto, temperaturas de entrada e saída da mangueira e temperaturas de entrada e saída da água, realizou-se o tratamento dos dados como exemplificado na Tabela 1.

Tabela 1 - Tratamento dos dados de temperatura de saída da mangueira.

Velocidades da linha [m/min] - Temperatura de saída da mangueira.									
25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
Temperaturas [°C]									
15,9	16,2	16,9	17,9	<b>17,9</b>	17,5	18	18,4	18,3	18,9
16,3	16,3	16,9	17	<b>17</b>	17,2	17,6	18,9	18,5	19,1
16,2	16,5	16,5	17,5	<b>17,5</b>	17,6	17,8	18,3	18,7	19
16,2	16,3	16,8	17,2	<b>17,3</b>	17,8	18	18,7	18,6	18,7
16,3	16,2	16,9	17,3	<b>17,3</b>	17,6	17,9	18	18	18,5
15,8	16,4	16,8	17	<b>17</b>	17,5	18	18,2	18,3	18,6
16,3	16,2	16,7	17,6	<b>17,6</b>	17,8	17,9	18,5	18,9	19,2
16,2	16,2	16,8	17,4	<b>17,4</b>	17,1	18	18	18,7	19
16,2	16,3	16,9	17,3	<b>17,4</b>	17,9	17,5	18,5	18	19,1

E, então, as médias são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 - Média das temperaturas de saída da mangueira.

Médias de Temperatura [°C] - Respectivas velocidades conforme Tab. 1									
16,15	16,29	16,79	17,36	<b>17,38</b>	17,51	17,90	18,38	18,50	18,88

## APÊNDICE B - EQUAÇÕES UTILIZADAS PARA AS VAZÕES MÁSSICAS

Nesta seção são apresentadas as equações utilizadas durante o estudo para a obtenção das vazões mássicas de mangueira e água resfriada.

O tempo de passagem da mangueira pela calha de resfriamento é dado por:

$$t = \frac{\textit{comprimento confinado}}{\textit{velocidade de produção}} \quad (\text{B1})$$

Tem-se então, a partir da Eq. (B1) o tempo de confinamento em segundos [s] para o comprimento de 17,5 metros de mangueira contidos dentro da máquina.

No caso do volume de mangueira contido dentro da máquina, tem-se:

$$v = 17,5\pi(R^2 - r^2) \quad (\text{B2})$$

O volume  $v$  é dado na unidade de metros cúbicos [m<sup>3</sup>].

Assim, pode-se obter a massa de mangueira e posteriormente a vazão mássica, que são dadas, respectivamente, por:

$$m = v \rho_{\textit{mangueira}} \quad (\text{B3})$$

$$\dot{m}_{\textit{mangueira}} = \frac{m}{t} \quad (\text{B4})$$

Onde, a massa  $m$  é dada em [kg] e a vazão mássica de mangueira,  $\dot{m}$ , é dada em [kg/s]. Já para o caso da vazão mássica de água, tem-se, a partir da medida de vazão total:

$$\dot{m}_{\textit{água}} = \frac{\dot{V}}{3600} \rho_{\textit{água}} \quad (\text{B5})$$

Tem-se, portanto, a vazão mássica de água dada na unidade de [kg/s].

## APÊNDICE C - EXPANSÃO DOS RESULTADOS PARA RELAÇÃO $V \times U$

A Tabela 1 apresenta a expansão dos resultados conforme previamente referenciado na Seção 4.1.

Velocidade da linha [m/min]	Vazão mássica, mangueira [kg/s]	Tempo confinamento mangueira [s]	Taxa de calor trocada [kW]	Temp. de saída, mangueira [°C]	Temp. de entrada, mangueira [°C]	Coefficiente global $U$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\Delta T_{lm}$ [°C]
25	0,063	42	13,01	16,78	167,5	245,77	54,40
30	0,076	35	15,75	16,91	168,2	295,59	54,77
35	0,089	30,02	18,40	17,42	168,3	340,24	55,57
40	0,101	26,25	20,81	17,97	168,4	379,22	56,41
<b>45</b>	<b>0,114</b>	<b>23,33</b>	<b>23,52</b>	<b>18,0</b>	<b>168,6</b>	<b>427,80</b>	<b>56,51</b>
50	0,127	21,1	26,26	18,17	169,1	474,50	56,88
55	0,14	19,1	28,99	18,47	169,6	518,66	57,44
60	0,152	17,5	31,65	19,01	171	555,46	58,56
65	0,165	16,15	34,69	19,06	172,5	604,11	59,01
70	0,178	15	37,55	19,52	173,5	644,15	59,91

A partir da Tabela 1, pode-se plotar o gráfico apresentado na Figura 7 da Seção 4. Nota-se a evidência dos valores obtidos para a velocidade de referência da linha produtiva.

## APÊNDICE D - SOLUÇÃO VIA *IHT*

A Figura 1 apresenta o método utilizado no *software IHT* para a solução do sistema de equações descrito na Seção 4.5.

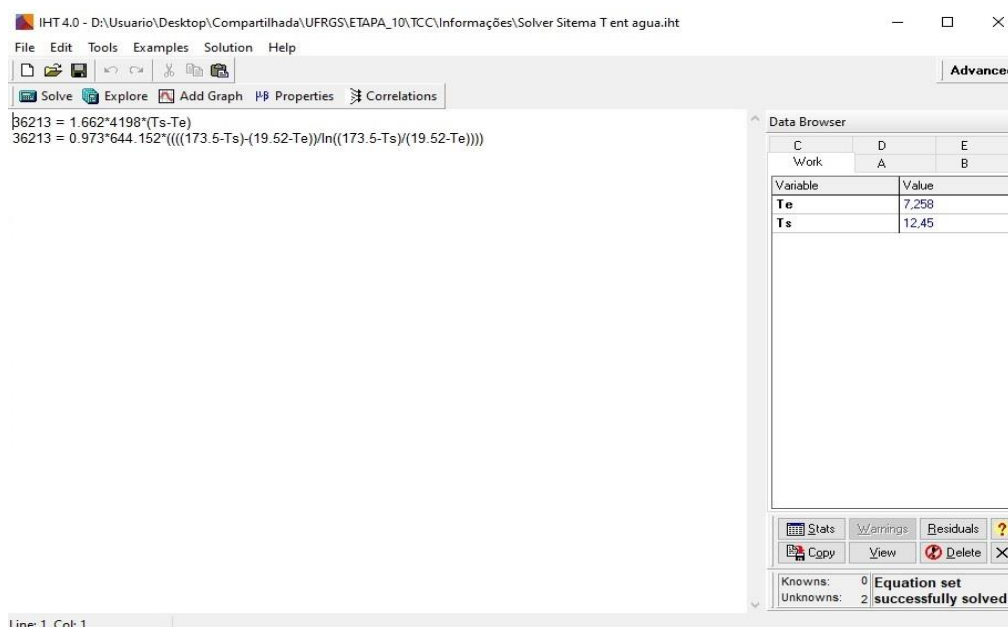


Figura 1 - Solução do sistema de equações para nova temperatura de saída da mangueira.

Na Figura 1, tem-se o exemplo da solução para a taxa de calor de 36,213 kW transferida na velocidade de passagem de mangueira em 70 m/min.