UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

HELOÁ TÁSSARA DE ABREU

MONTAGEM DE UM EXPERIMENTO DIDÁTICO PARA AVALIAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA

VITÓRIA
2016

HELOÁ TÁSSARA DE ABREU

MONTAGEM DE UM EXPERIMENTO DIDÁTICO PARA AVALIAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de bacharela em Engenharia Mecânica.

VITÓRIA
2016

HELOÁ TÁSSARA DE ABREU

MONTAGEM DE UM EXPERIMENTO DIDÁTICO PARA AVALIAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Rogério Ramos
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

Prof. João Luiz Marcon Donatelli
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Juan Sérgio Romero Saenz
Universidade Federal do Espírito Santo

AGRADECIMENTOS

Á Deus, digno de toda a honra e glória.

Á minha família, pelo carinho e apoio que sempre me deram. Em especial á minha mãe Heloísa, por seu amor e cuidado incondicionais.

Ao meu estimado orientador e admirável profissional Rogério Ramos, por sempre prover conhecimento e paciência, além de me incentivar e acreditar que eu fosse capaz.

Aos meus queridos amigos Daniela, Gabriel, André e Giovanni pelas contribuições técnicas para este trabalho e por nunca me negaram um favor.

E também aos técnicos Cristiano Machado Espíndola e Roger Dalvi Caiado que me ajudaram na confecção e montagem do experimento.

RESUMO

A convecção é uma forma de transferência de calor presente em diversas aplicações industriais e comerciais, e atualmente muitos estudos têm sido feitos de forma a conseguir uma melhor eficiência na sua aplicação. O conhecimento do coeficiente de transferência de calor h propicia a elaboração de projetos de equipamentos e processos de forma correta e otimizada.

Neste trabalho é implementado um experimento para determinação do coeficiente de transferência de calor h de duas maneiras: por correlações empíricas e por balanço de energia.

Alcançando resultados satisfatórios, pode-se estimar o uso deste trabalho de forma a ampliar oferta de experimentos a disciplina de Laboratório de Engenharia Térmica I.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Foto ilustrativa do corpo de prova 8

Figura 2 - Dimensões do corpo de prova - vista frontal 8

Figura 3 - Vista superior do cilindro de Alumínio 9

Figura 4 - Vista superior do fundo de Nylon 9

Figura 5 - Foto ilustrativa da interface LABVIEW utilizada para aquisição de dados de temperatura 12

Figura 6 - Sistema supervisório da bancada de ventilação 14

Figura 7– Ilustração da extensão da bancada..... 15

Figura 8 – Ilustração da extensão da bancada - vista lateral 16

Figura 9 - Caixa - vista lateral..... 16

Figura 10 - Caixa - vista superior 17

Figura 11 - Apoio da caixa - vista frontal 17

Figura 12 - Apoio da caixa- vista superior 18

Figura 13 - Foto da extensão da bancada..... 18

Figura 14 - Foto ilustrativa do experimento - vista frontal..... 20

Figura 15 - Foto ilustrativa do experimento mostrando além da bancada, o sistema de aquisição de dados e controle 20

Figura 16 - Número de Nusselt local para fluxo de ar normal a um cilindro circular..... 25

Figura 17 - Variação da linha de geratriz dos termopares..... 26

Figura 18 - Temperaturas medidas no corpo de prova em um dos testes 29

Figura 19 - Comparação com $Red = 5x103$ 30

Figura 20 - Comparação com $Red = 9x103$ 31

Figura 21 - Comparação com $Red = 13x103$ 31

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Constantes da correlação proposta por Hilpert 4

Tabela 2 - Constantes da correlação proposta por Zhukauskas 5

Tabela 3 - Exemplo 1 do experimento realizado com os termopares em diferentes ângulos em relação à estagnação 26

Tabela 4 - Exemplo 2 do experimento realizado com os termopares em diferentes ângulos em relação à estagnação 27

Tabela 5 - Porcentagem de perda de calor por radiação 28

Tabela 6 - Diferença em percentual entre o Nu correlação e Nu ajustado..... 32

Tabela 7 - Dados colhidos nos testes 35

Tabela 8 - Dados colhidos nos testes variando θ..... 36

Tabela 9 - Valores do Número de Nusselt encontrados em diferentes condições operacionais 36

Tabela 10 - Propriedades utilizadas para o cálculo do Número de Nusselt médio por meio de correlações empíricas..... 37

LISTA DE SÍMBOLOS

h = Coeficiente de transferência de calor por convecção, em W/m^2K

k = Condutividade térmica, em W/mK

Nu = Número de Nusselt

Pr = Número de Prandtl

A = Área, em m^2

D = Diâmetro, em m

T = Temperatura

V = Tensão, em V

I = Corrente, em A

$\varepsilon =$ Emissividade

$\rho =$ Massa específica, em Kg/m^3

$\sigma =$ Constante de Stefan-Boltzmann

$\mu =$ Viscosidade dinâmica, em $N.s/m^2$

SUMÁRIO

1. **INTRODUÇÃO** 1

1.1. OBJETIVOS 1

1.1.1. **Objetivo geral** 1

1.1.2. **Objetivo específico** 1

2. **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA** 2

2.1. CONVECÇÃO 2

2.1.1. **O Número de Nusselt - Nu** 3

2.2. RADIAÇÃO 7

3. **APARATO EXPERIMENTAL** 7

3.1. CORPO DE PROVA 7

3.2. EBULIDOR 10

3.3. FONTE DE ALIMENTAÇÃO 10

3.4. TERMOPARES 10

3.5. PLACA DE AQUISIÇÃO DE DADOS 12

3.6. BANCADA DE VENTILAÇÃO 13

3.6.1. **Extensão da bancada** 15

4. **O EXPERIMENTO** 19

4.1. DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE NUSSELT A PARTIR DE CORRELAÇÕES EMPÍRICAS 21

4.2. DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE NUSSELT PELO BALANÇO DE ENERGIA 21

5. **RESULTADOS E DISCUSSÕES** 24

5.1. ESTIMAÇÃO DO NÚMERO DE NUSSELT MÉDIO 24

5.2. PERDA DE ENERGIA POR RADIAÇÃO 27

5.3. COMPARAÇÃO NÚMERO DE NUSSELT DAS CORRELAÇÕES X NÚMERO DE NUSSELT AJUSTADO 28

6. **CONCLUSÕES** 33

7. **REFERÊNCIAS** 34

ANEXOS 35

1. INTRODUÇÃO

Os vários mecanismos de transferência de calor são utilizados em diversas aplicações industriais e comerciais, motivando estudos sobre tais formas de transferência de calor para melhorar a eficiência na sua aplicação.

No caso da convecção, deseja-se conhecer o coeficiente de transferência de calor h, conforme definido pela lei de resfriamento de Newton (Equação 1), que vai depender das condições da camada limite, que por sua vez são influenciadas pela geometria da superfície, pela natureza do movimento do fluido e pelas propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido.

O coeficiente h é relacionado ao Número de Nusselt, um parâmetro admensional que fornece uma medida da transferência de calor por convecção na superfície. Neste trabalho o Número de Nusselt será calculado por correlações empíricas e por resultados experimentais.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo geral

Este projeto destina-se a desenvolvimento, teste, e implementação de um experimento didático laboratorial para auxiliar e compor a disciplina de Laboratório de Engenharia Térmica I.

1.1.2. Objetivo específico

A proposta deste trabalho é avaliar a transferência de calor por convecção forçada em um cilindro vertical aquecido com escoamento cruzado a ele, comparando resultados obtidos experimentalmente com resultados teóricos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura. São estabelecidos três tipos de processos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. Neste trabalho, trataremos do estudo principalmente da convecção e um pouco de radiação.

2.1. CONVECÇÃO

É usualmente denominada como a transferência de energia entre uma superfície sólida mantida em certa temperatura e um gás ou líquido adjacente em movimento mantido em outra temperatura. A taxa de transferência de energia da superfície para o fluido em movimento pode ser quantificada pela lei de resfriamento de Newton (MORAN, 2009):

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \tag{1}$$

Onde:

- h é o coeficiente de transferência de calor por convecção;
- A é a área da superfície do objeto em análise;
- Ts é a temperatura da superfície;
- T_∞ é a temperatura do fluido em movimento.

O coeficiente de transferência de calor h não é uma propriedade termodinâmica, é um parâmetro que incorpora, na relação da transferência de calor, a natureza do padrão de escoamento próximo à superfície, as propriedades do fluido e a geometria. Quando ventiladores ou bombas provocam o movimento de um fluido, chamamos de convecção forçada, e quando ocorrem movimentos relativamente lentos induzidos apenas por variação de massa específica, chamamos de convecção natural. (MORAN, 2009)

2.1.1. O Número de Nusselt - Nu

Este é um parâmetro adimensional na superfície, e fornece uma medida da transferência de calor por convecção ocorrendo na superfície. Do conhecimento do Número de Nusselt, o coeficiente local de convecção h pode ser encontrado e o fluxo de calor convectivo local pode então ser calculado. (INCROPERA, 1992)

Resultados experimentais mostram que em um escoamento bidimensional, transversal a um sólido de revolução, ocorre variação angular no Número de Nusselt local. Contudo, do ponto de vista dos cálculos de engenharia estamos mais interessados em condições médias globais.

Os valores médios do Número de Nusselt podem ser calculados a partir da integração do Número de Nusselt local, sendo descrito de acordo com a Equação 2.

$$\overline{Nu}_d \equiv \frac{\bar{h}D}{k} \tag{2}$$

Onde:

- $\bar{h}$ é p coeficiente de transferência de calor por convecção médio;
- D é o diâmetro do sólido de revolução;
- k é a condutividade térmica do fluido em movimento.

Para determinar o Número de Nusselt médio, correlações empíricas são propostas para o caso de escoamento cruzado sobre cilindro. A seguir estão dispostas algumas destas correlações, que satisfazem as condições (Número de Reynolds e Número de Prandtl) comparadas no presente estudo.

A. Churchill e Bernstein (INCROPERA, 1992, p.282)

$$\overline{Nu}_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1+\left(\frac{0{,}4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}}\left[1+\left(\frac{Re_d}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad (3)$$

A Equação 3 é indicada para qualquer $Re_d Pr > 0{,}2$.

B. Hilpert (INCROPERA, 1992, p.281)

$$\overline{Nu}_d = C Re^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

A Equação 4 é indicada para $0{,}4 < Re_d < 4x10^5$ e $Pr \geq 0{,}7$.

Tabela 1 - Constantes da correlação proposta por Hilpert

Hilpert		
Re	**C**	**m**
0,4 - 4	0,989	0,330
4 _ 40	0,911	0,385
40 - 4000	0,683	0,466
4000 - 40000	0,193	0,618
40000 - 400000	0,027	0,805

Fonte: INCROPERA, 1992.

C. Zhukauskas (INCROPERA, 1992, p.282)

$$\overline{Nu}_d = CRe^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (5)$$

A Equação 5 é indicada para $1 < Re_d < 10^6$ e $0{,}7 < Pr < 500$.

Tabela 2 - Constantes da correlação proposta por Zhukauskas

Zhukauskas		
Re	**C**	**m**
14611	0,75	0,400
40 - 1000	0,51	0,5
(10^4) - (2*10^5)	0,26	0,6
(2*10^5) - (10^6)	0,076	0,7

Fonte: INCROPERA, 1992.

Se $Pr \leq 10$, **n** = 0,37; se $Pr > 10$, **n** = 0,36.

D. Whitaker (WHITAKER, apud SANITJAI, 2004, p.4797)

$$\overline{Nu}_d = \left(0{,}4Re^{0{,}5} + 0{,}06Re^{\frac{2}{3}}\right) Pr^{0{,}4} \left[\frac{\mu}{\mu_s}\right]^{0{,}25} \quad (6)$$

A Equação 6 é indicada para $1 < Re_d < 10^5$ e $0{,}7 < Pr < 300$.

E. Fand (FAND, apud SANITJAI, 2004, p.4797)

$$\overline{Nu}_d = (0{,}35 + o,34Re^{0{,}5} + 0{,}15Re^{0{,}58})Pr^{0{,}3} \quad (7)$$

A Equação 7 é indicada para $0{,}1 < Re_d < 10^5$ e toda a faixa de Pr.

F. Zukauskas e Ziugzda (ZUKAUSKAS, apud SANITJAI, 2004, p.4797)

$$\overline{Nu}_d = 0{,}26Re^{0{,}6}Pr^{0{,}37}\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0{,}25} \quad (8)$$

A Equação 8 é indicada para $10^3 < Re_d < 2x10^5$ e toda a faixa de Pr.

G. Sanitjai e Goldstein (SANITJAI, 2004, p.4797)

$$\overline{Nu}_d = 0{,}44Re^{0{,}5}Pr^{0{,}35} +$$

$$+0{,}528\left(\left(6{,}5e^{\frac{Re}{5000}}\right)^{-5} + (0{,}031Re^{0{,}8})^{-5}\right)^{-\frac{1}{5}}Pr^{0{,}42} \quad (9)$$

A Equação 9 é indicada para $2x10^3 < Re_d < 10^5$ e $0{,}7 < Pr < 176$.

As propriedades ρ (massa específica), μ (viscosidade dinâmica) e k (condutividade térmica), bem como o Número de Prandtl utilizados para o cálculo no Número de Nusselt médio nas correlações de **A** – **G**, foram obtidas por interpolação da tabela encontrada em INCROPERA, 1992, p. 654-655, e estão dispostos em ANEXOS.

2.2. RADIAÇÃO

A radiação térmica é a energia emitida por toda matéria que se encontra a uma temperatura finita. Esta energia é transportada por ondas eletromagnéticas. A taxa na qual a energia é emitida é quantificada macroscopicamente por uma forma modificada da lei de Stefan-Boltzmann (MORAN, 1992):

$$Q_{rad} = \varepsilon\sigma A\left({T_s}^4 - {T_{viz}}^4\right) \tag{10}$$

Onde:

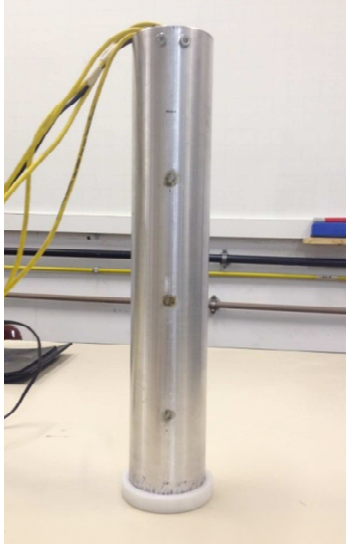
- ε é uma propriedade radiante da superfície denominada emissividade;
- σ é a constante de Stefan-Boltzmann;
- A é a área da superfície do objeto em análise;
- Ts é a temperatura da superfície;
- Tviz é a temperatura da vizinhança ao redor do objeto em análise.

3. APARATO EXPERIMENTAL

3.1. CORPO DE PROVA

A Figura 1 é uma foto do corpo de prova (cilindro de Alumínio com fundo em Nylon) com os termopares já posicionados, posteriormente as dimensões serão apresentadas.

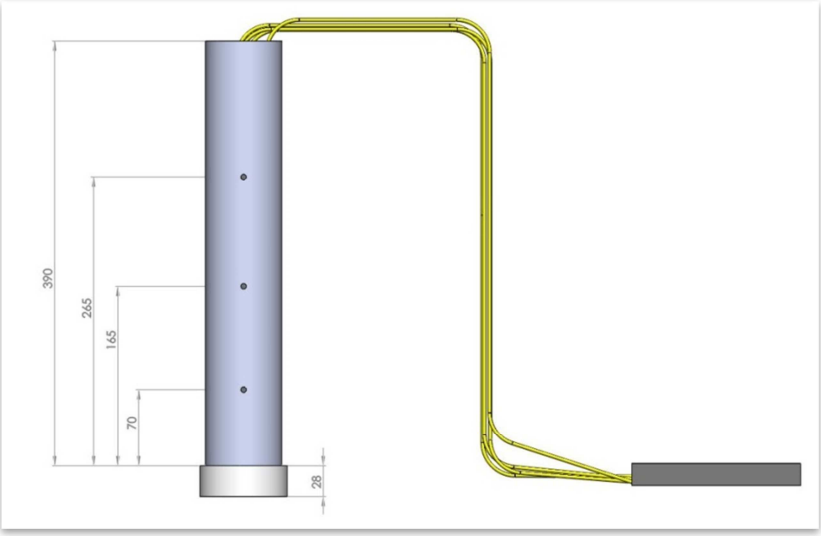
Figura 1 - Foto ilustrativa do corpo de prova



Fonte: Autor.

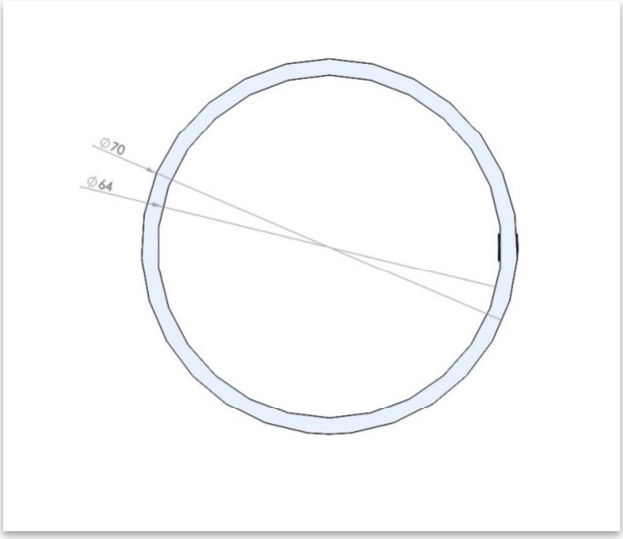
As Figuras 2, 3 e 4 mostram o corpo de prova com suas devidas dimensões além da disposição exata dos termopares Ts1, Ts2 e Ts3 ao longo do objeto em análise

Figura 2 - Dimensões do corpo de prova - vista frontal



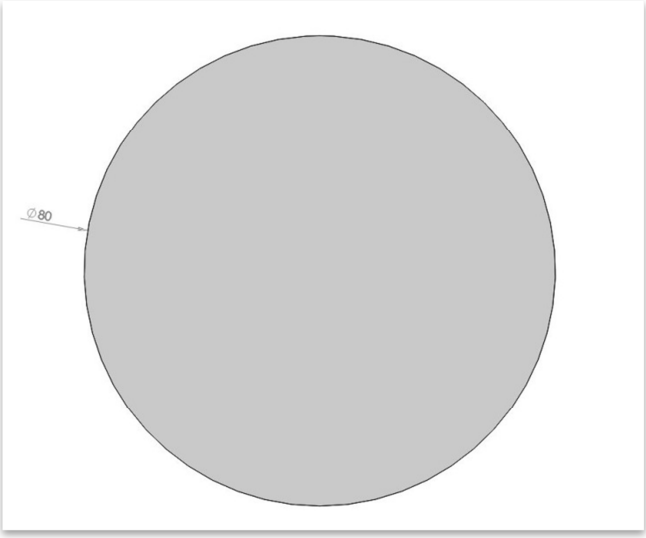
Fonte: Autor.

Figura 3 - Vista superior do cilindro de Alumínio



Fonte: Autor.

Figura 4 - Vista superior do fundo de Nylon



Fonte: Autor.

3.2. EBULIDOR

Ebulidor elétrico utilizado para aquecer a água contida no cilindro.

- Equipamento: Ebulidor tipo mergulhão
- Especificações: 127V

3.3. FONTE DE ALIMENTAÇÃO

Fonte utilizada para regular a potência do ebulidor.

- Marca: Manipa
- Modelo: MPL – 3303M
- Especificações: Alimentação selecionável 115V/230V
  Tensão 0 ~ 32V
  Corrente 0 ~ 3A

3.4. TERMOPARES

O termopar é um tipo de sensor para medição de temperatura, e juntamente com as termoresistências possui o maior uso industrial e laboratorial, por possuírem boa precisão e repetibilidade aceitável, além de cobrir uma extensa faixa de temperatura (-200 a 2300°C). (SAYAR, 1992)

Consiste de dois condutores metálicos de natureza distinta, na forma de metais puros ou ligas homogêneas. Os fios são soldados em um extremo ao qual se dá o nome de junção de medição (ou junta quente); a outra extremidade, junção de referência (ou junta fria) é levada ao instrumento medidor por onde flui a corrente gerada. (SAYAR, 1992)

O Efeito Seebeck diz existir uma força eletromotriz num circuito fechado formado por dois condutores metálicos distintos, quando submetidos a um diferencial de temperatura entre as suas junções. Conhecendo a FEM e a temperatura na junção de referência, temos então a temperatura medida pelo termopar. (SAYAR, 1992)

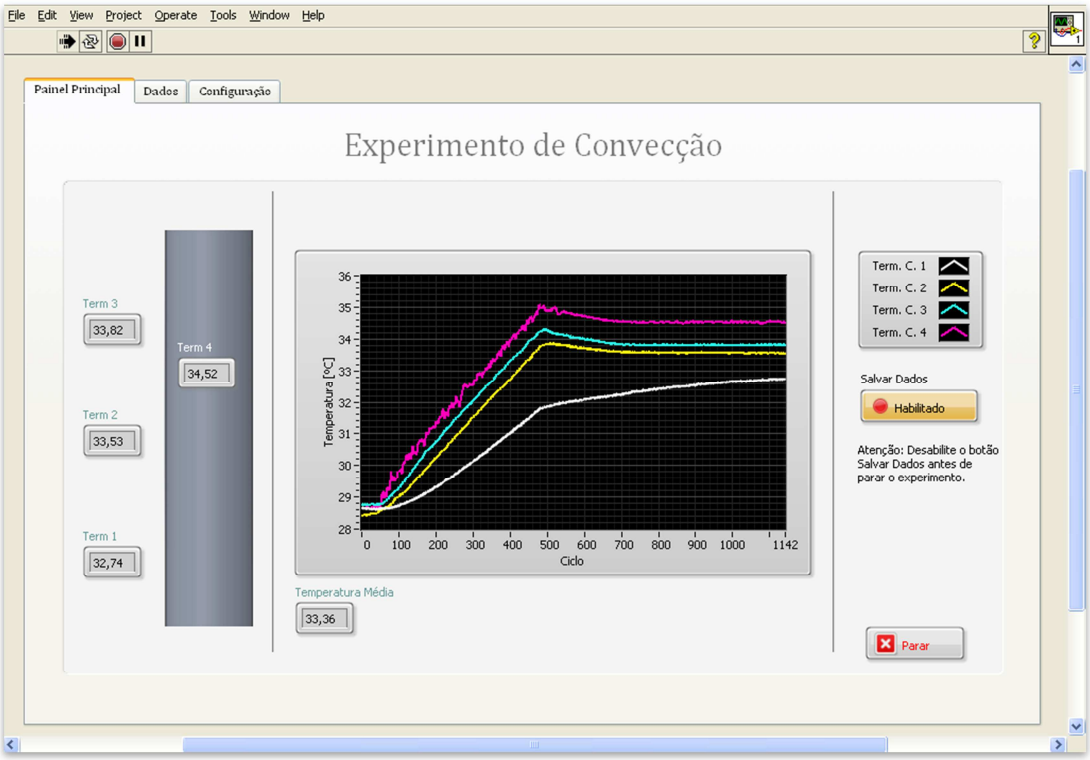
Os tipos de termopares variam com as combinações de pares de ligas metálicas. Os termopares utilizados no experimento em estudo são do tipo K, cuja composição é: Níquel - Cromo (+) / Níquel - Alumínio (-), também conhecido industrialmente como Cromel/Alumel, e possuem uma faixa de utilização de -200 a 1200°C, além de possuir uma boa resistência à oxidação.

Foram soldados 3 termopares no cilindro, cuja disposição está mostrada na Figura 2, de forma a manter a junta quente na superfície exposta ao escoamento. Estes estão dispostos em linha, de forma a medir a temperatura ao longo do comprimento do cilindro.

Há um quarto termopar Ts4 no interior do cilindro, medindo a temperatura da água.

A aquisição das temperaturas medidas é feita por uma placa e transferida para um computador. Foi elaborada uma interface para o experimento no software LABVIEW onde podemos acompanhar as medições feitas, além de salvar os dados colhidos. Em tal interface, há um desenho ilustrativo com a disposição dos termopares, e também o gráfico onde podemos observar o comportamento da curva gerada com as temperaturas medidas a cada segundo instantaneamente, como nos mostra a Figura 5.

Figura 5 - Foto ilustrativa da interface LABVIEW utilizada para aquisição de dados de temperatura



Fonte: Autor.

3.5. PLACA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

As temperaturas medidas pelos termopares são coletadas pela placa de aquisição de dados.

- Marca: National Instruments
- Modelo: NL 9211
- Especificações: Entrada analógica 4 canais, 24 bits
- Saída digital USB

3.6. BANCADA DE VENTILAÇÃO

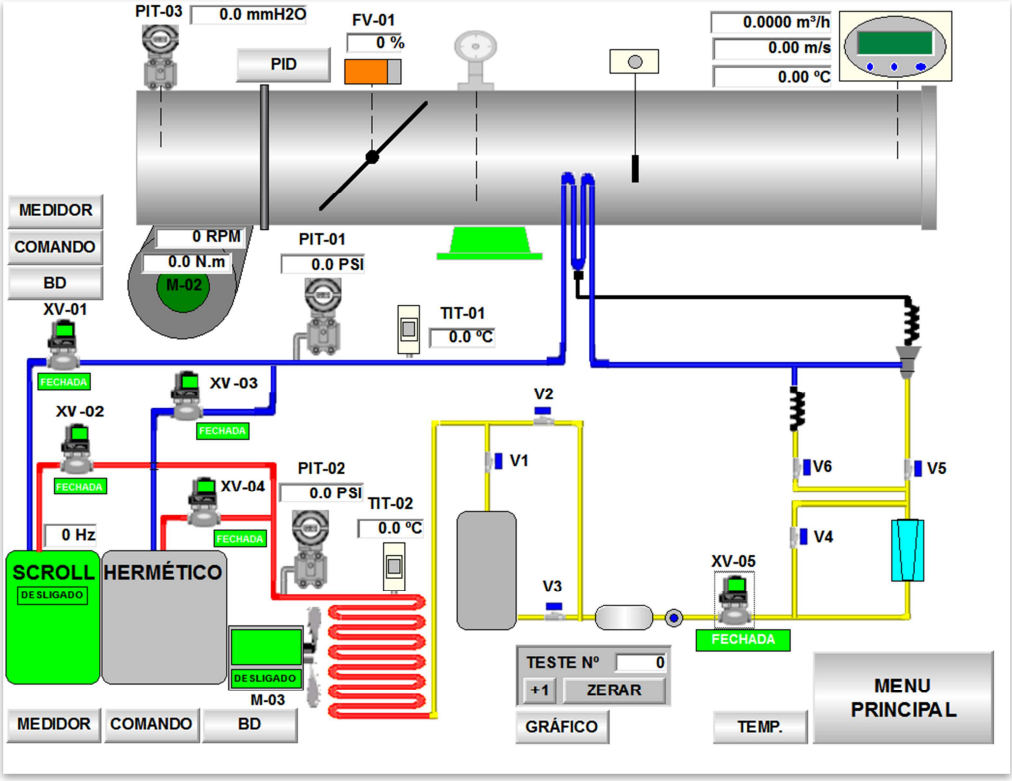
Desenvolvida pelo fabricante DE LORENZO, a Planta Didática tem o objetivo de demonstrar a medição de grandezas elétricas com motores convencionais e de alto rendimento, podendo ser manipulada para simular diversas condições operativas.

A Planta contém sistemas de automação e medição integrados, capazes de controlar automaticamente a execução, a coleta de dados e emissão de relatórios. Para isso, a bancada que abrange os dispositivos como motores, compressor, válvulas e outros, está conectada a um computador que possui instalado o software do sistema supervisório Indusoft Web Studio 7.1 SP1. (DE LORENZO, 2010)

Tal supervisório (Figura 6) contém uma tela principal com o desenho esquemático referente à bancada (fluxograma), com atalhos para abertura de telas de monitoração correspondentes, apresentando em tempo real todas as informações advindas dos sensores de sinais elétricos e mecânicos.

A Planta ainda possui um painel elétrico, cuja comunicação entre eles, assim como o acionamento dos motores (partida direta, partida suave e inversor de frequência) é feito através de rede de comunicação Modbus com módulo de controle (CLP – Controlador Lógico Programável). Parâmetros elétricos como valores de tensão fase-fase, corrente, potência ativa e outros, são mostrados e monitorados (histórico, curva no tempo, etc) no sistema supervisório de tela própria. (DE LORENZO, 2010)

Figura 6 - Sistema supervisório da bancada de ventilação



Fonte: Autor.

A bancada de ventilação e ar condicionado foi utilizada no atual estudo para prover um escoamento nas condições desejadas, velocidade e temperatura, que são mostras por um transmissor na saída do ventilador.

A bancada utiliza o ar ambiente na ventilação, por isso foram feitos repetidos testes em diferentes horários do dia para obterem-se diferentes temperaturas no fluxo de ar sem a utilização do compressor para a refrigeração.

Para obtenção de diferentes velocidades no escoamento, foi alterado a MV (variável manipulada) no PID do supervisório, estando o mesmo no modo manual.

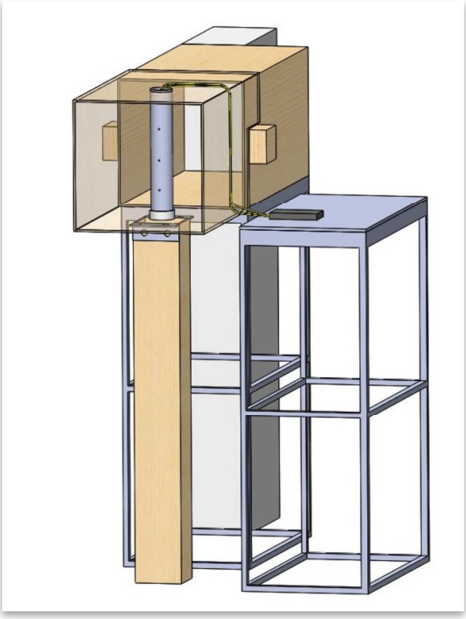
Parâmetros fixos adotados:

- Ventilador radial;
- Motor de alto rendimento;
- Partida do motor com sistema inversor.

3.6.1. Extensão da bancada

Para comportar o corpo de prova, foi feito um projeto e elaborada uma extensão do túnel de vento da bancada utilizada em madeira MDF. As Figuras 7 e 8 são ilustrações da extensão, as Figuras 9 a 12 as dimensões e a Figura 13 uma foto da extensão já montada na bancada de ventilação.

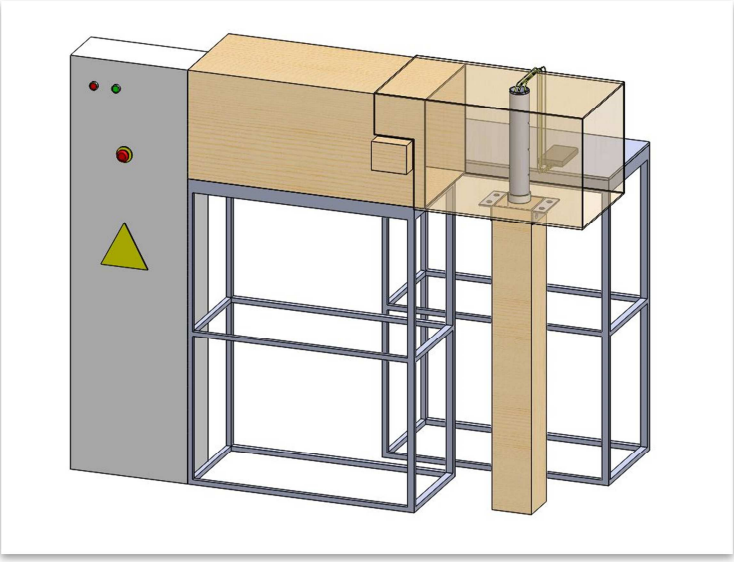
Figura 7– Ilustração da extensão da bancada



.

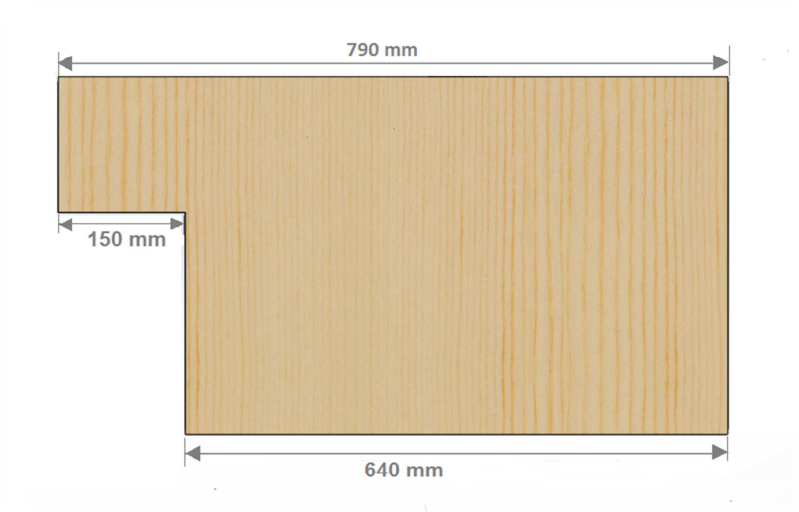
Fonte: Autor.

Figura 8 – Ilustração da extensão da bancada - vista lateral



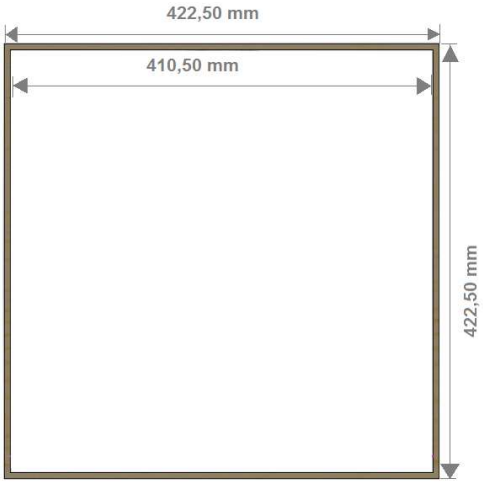
Fonte: Autor.

Figura 9 - Caixa - vista lateral



Fonte: Autor.

Figura 10 - Caixa - vista superior

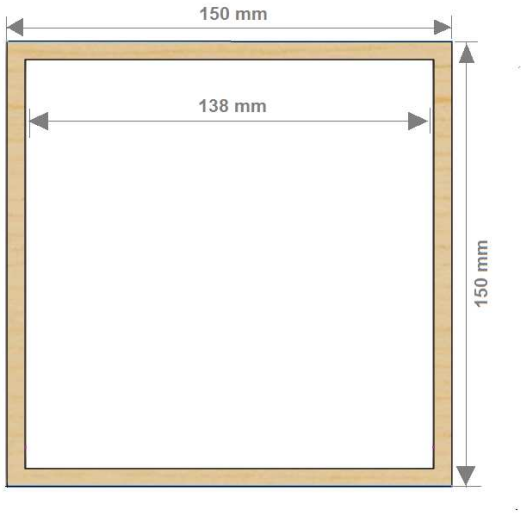


Fonte: Autor.

Figura 11 - Apoio da caixa - vista frontal

Fonte: Autor.

Figura 12 - Apoio da caixa- vista superior



Fonte: Autor.

Figura 13 - Foto da extensão da bancada.

Fonte: Autor.

4. O EXPERIMENTO

O corpo de prova em estudo é um cilindro de Alumínio contendo água em seu interior.

O experimento proposto consiste em aquecer o corpo de prova, prover um escoamento cruzado a ele (Figura 14), e analisar o efeito dessa convecção forçada sobre a superfície do cilindro. Este processo se divide em duas etapas:

- 1ª etapa

É feito o aquecimento do corpo de prova por meio de um ebulidor, que por sua vez está ligado a uma fonte reguladora de potência, de forma a controlar o aquecimento da água.

- 2ª etapa

Após alguns minutos, a potência dissipada pelo ebulidor é reduzida, e a bancada de ventilação é ligada. Essa condição é mantida até o fim do experimento.

Como o objetivo deste projeto é propor um experimento para a disciplina de Laboratório de Engenharia Térmica I, algumas decisões foram tomadas para que o experimento fosse adequado às condições de aula. A exemplo disso, temos a limitação de tempo que o experimento deve durar, em torno de 30 minutos.

Após várias tentativas, foi possível determinar o tempo necessário de aquecimento na 1ª etapa e a potência a ser dissipada nas duas etapas, de forma a conseguir alcançar a condição de regime permanente no cilindro.

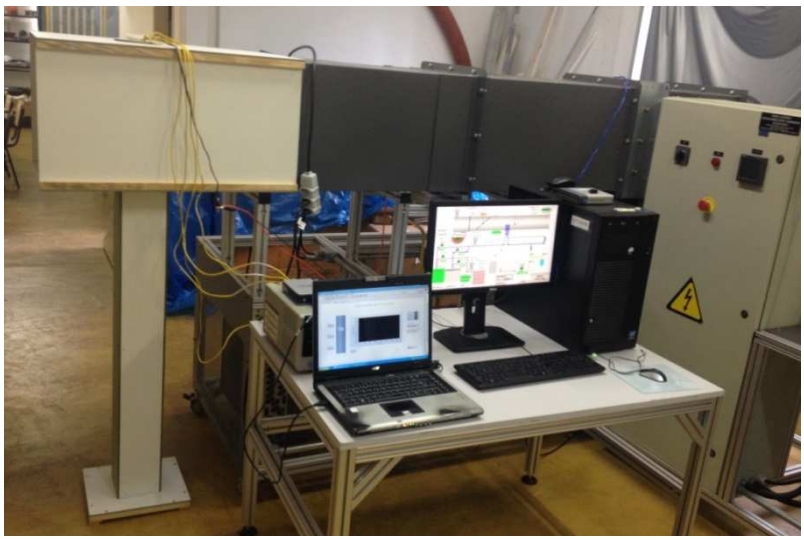
As temperaturas na superfície do cilindro e na água são medida por termopares, e são registradas em um computador por um sistema de aquisição de dados (Figura 15).

O escoamento é provido pela bancada de ventilação, onde é controlada a temperatura e velocidade do escoamento (medidas por um sensor na saída do túnel de vento e mostradas no supervisório da bancada).

Figura 14 - Foto ilustrativa do experimento - vista frontal.

Fonte: Autor.

Figura 15 - Foto ilustrativa do experimento mostrando além da bancada, o sistema de aquisição de dados e controle



Fonte: Autor.

4.1. DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE NUSSELT A PARTIR DE CORRELAÇÕES EMPÍRICAS

No estudo feito foram utilizados três valores de velocidades: 1, 2 e 3m/s, de acordo com a capacidade da bancada de ventilação. Com isso, encontramos uma faixa do Número de Reynolds variando de $5x10^3 < Re < 13x10^3$. Para esses valores do Número de Reynolds, juntamente com os valores do Número de Prandtl que estão associados às temperaturas medidas no escoamento, utilizaremos correlações empíricas mencionadas anteriormente (Equações 3 a 9).

4.2. DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE NUSSELT PELO BALANÇO DE ENERGIA

Primeiramente, são definidas algumas hipóteses para o presente estudo:

- Cilindro de Alumínio como volume de controle;
- Não há perda de massa no aquecimento da água. Para conter o resfriamento evaporativo, foi colocada uma tampa no cilindro, com o objetivo de impedir a transferência de massa com o ambiente;
- As superfícies superior e inferior do cilindro são consideradas adiabáticas. Para que houvesse somente troca de calor pela superfície lateral do cilindro, foi elaborado o fundo e a tampa do cilindro em Nylon;
- Regime permanente;
- Não há energia acumulada;
- Será adotada emissividade $\varepsilon = 1$ para o Alumínio.

A Primeira Lei da Termodinâmica nos diz que a energia se conserva, com isso temos o balanço de energia:

$$E_{entra} + E_{gerada} = E_{sai} + E_{acumulada} \tag{11}$$

Simplificando de acordo com as hipóteses, temos:

$$E_e = E_s \tag{12}$$

Onde, a energia que entra no volume de controle é a potência dissipada pelo ebulidor elétrico. Já como energia saindo, temos o calor trocado por convecção e por radiação.

Assim, a equação (12) fica da seguinte forma:

$$Q_{eb} = Q_{rad} + Q_{conv} \tag{13}$$

Ou

$$Q_{eb} - Q_{rad} = Q_{conv} \tag{14}$$

O ebulidor elétrico é um sistema resistivo, por isso seu calor cedido ao corpo de prova tem a seguinte forma:

$$Q_{eb} = VI \tag{15}$$

Onde:

- V é a tensão;
- I é a corrente.

E como já visto, o calor trocado por convecção e radiação podem ser descritos deacordo com as equações (1) e (10).

Com exceção do coeficiente h, todos os parâmetros restantes são conhecidos.

No programa Excel, uma de suas funções é o Teste de hipóteses, que é um processo de alteração nos valores das células para ver como essas alterações afetarão o resultado das fórmulas na planilha. Dentro do teste de hipóteses temos três tipos ferramentas. Uma delas é o recurso Atingir a meta, que utiliza um resultado e faz uma projeção regressiva através de iterações para determinar os possíveis valores de entrada que produziram este resultado.

Esta ferramenta foi utilizada de forma a encontrar um valor para o coeficiente h que para satisfaça a equação (14), sendo chamado de $h_{ajustado}$.

Uma vez conhecido $h_{ajustado}$, podemos determinar o Número de Nusselt também ajustado $\overline{Nu}_{d_{ajustado}}$ ao experimento, de acordo com a seguinte equação:

$$\overline{Nu}_{d_{ajustado}} = \frac{\overline{h_{ajustado}}D}{k} \tag{16}$$

Onde:

- $\overline{h_{ajustado}}$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção obtido a partir do Número de Nusselt ajustado;
- D é o diâmetro do cilindro;
- k é a condutividade térmica do fluido em escoamento.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1. ESTIMAÇÃO DO NÚMERO DE NUSSELT MÉDIO

Devido aos termopares estarem dispostos em uma única linha geratriz, pressupõe o cálculo do Número de Nusselt local. Porém foram feitos repetidos testes variando o ângulo da geratriz dos termopares em relação ao ponto de estagnação $\theta = 0°$, e não houve uma variação significativa das temperaturas medidas durante o experimento. Isso pode ser justificado, pois:

- O cilindro não alcança uma temperatura muito elevada se comparada à temperatura do escoamento (escoamento com temperaturas entre 26 e 29°C e cilindro aquecido até aproximadamente 35°C);

- O Número de Reynolds também é baixo, pois varia com a velocidade do escoamento e com a temperatura do filme (Equação 18), de acordo com a Equação (17).

$$Re_d = \frac{\rho V D}{\mu} \tag{17}$$

Onde:

- ρ é a massa específica;
- V é a velocidade do escoamento;
- D é o diâmetro do cilindro;
- μ é a viscosidade dinâmica.

$$Tf = \frac{(Tesc + Ts)}{2} \tag{18}$$

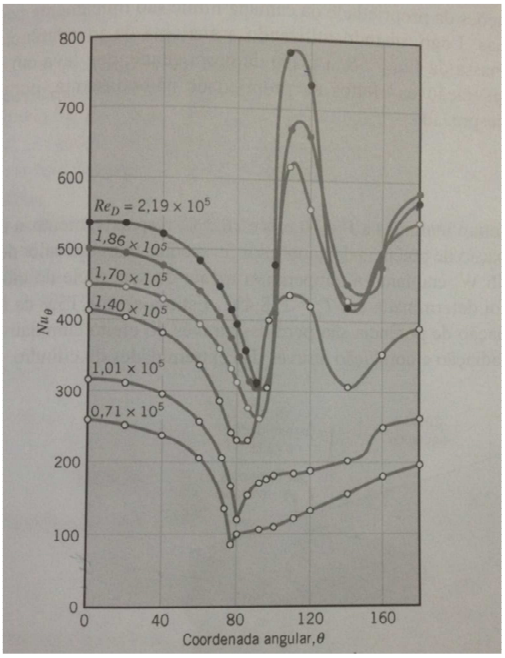
Onde:

- Tesc é a temperatura do escoamento;
- Ts é a temperatura da superfície do cilindro.

As propriedades do ar em escoamento μ e ρ foram calculadas na temperatura do filme (Equação 18) a partir de interpolações na tabela presente em INCROPERA, 1992, p. 654-655 e estão dispostas em ANEXOS.

A Figura 16 mostra a variação do Número de Nusselt local com θ para cilindro em um escoamento cruzado de ar, obtidos de resultados experimentais de acordo com INCROPERA, 1992. As curvas representam a variação do Número de Nusselt para o Número de Reynolds variando de $0{,}71x10^5$ a $2{,}19x10^5$.

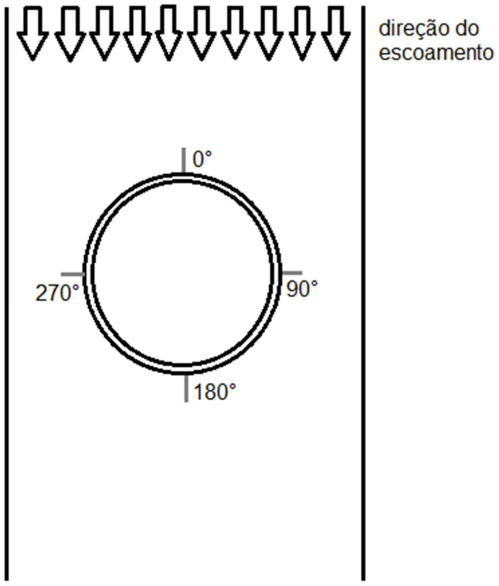
Figura 16 - Número de Nusselt local para fluxo de ar normal a um cilindro circular



Fonte: INCROPERA, 1992.

A Figura 17 ilustra a variação da linha de geratriz dos termopares em relação ao ponto de estagnação.

Figura 17 - Variação da linha de geratriz dos termopares



Fonte: Autor.

Nas Tabelas 3 e 4 temos exemplos do experimento realizado com a velocidade de 2m/s, variando a posição da linha de geratriz dos termopares em 0°, 90°, 180° e 270°.

Tabela 3 - Exemplo 1 do experimento realizado com os termopares em diferentes ângulos em relação à estagnação

	Temperaturas		
Ângulo	**T esc [°C]**	**Ts [°C]**	**Tf [°C]**
0	28,0	32,0	30,0
90	28,2	33,3	30,8
180	28,5	32,7	30,6
270	28,2	32,2	30,2

Fonte: Autor.

Tabela 4 - Exemplo 2 do experimento realizado com os termopares em diferentes ângulos em relação à estagnação

	Temperaturas		
ângulo	**T esc [°C]**	**Ts [°C]**	**Tf [°C]**
0	27,0	33,0	30,0
90	27,0	33,0	30,0
180	27,0	32,0	29,5
270	26,7	32,0	29,4

Fonte: Autor.

Onde:

- Tesc é a temperatura do escoamento;
- Ts é a temperatura da superfície medida pelos termopares;
- Tf é a temperatura do filme (Equação 18).

Estes resultados nos mostram que a partir de uma mesma temperatura de escoamento (com variação de ±0,5°), a temperatura na superfície do cilindro alcançada no aquecimento do mesmo foi bem próxima (com variação de ±1,5°). Assim, se faz justificável determinar um valor médio para o Número de Nusselt a partir de correlações empíricas relacionadas a cilindros com escoamento cruzado.

5.2. PERDA DE ENERGIA POR RADIAÇÃO

No cálculo do Número de Nusselt médio pelo balanço de energia foi considerado dois mecanismos de perda de calor: radiação e convecção. A radiação foi considerada neste cálculo pois apresentou um valor considerável, cuja porcentagem em relação à energia dissipada pelo ebulidor elétrico está mostrada na Tabela 5.

Esta porcentagem determinada para diferentes ΔT (diferença entre a temperatura da superfície e do ambiente).

Tabela 5 - Porcentagem de perda de calor por radiação

ΔT	**Qeb** [W]	**Qrad** [W]	**% Qrad**
3,3	8,64	1,64	18,96
3,7	8,64	1,83	21,22
4,0	8,64	1,97	22,84
4,2	8,64	2,07	23,98
4,8	8,64	2,33	26,97
5,5	8,64	2,69	31,11
5,8	8,64	2,89	33,41

Fonte: Autor.

5.3. COMPARAÇÃO NÚMERO DE NUSSELT DAS CORRELAÇÕES X NÚMERO DE NUSSELT AJUSTADO

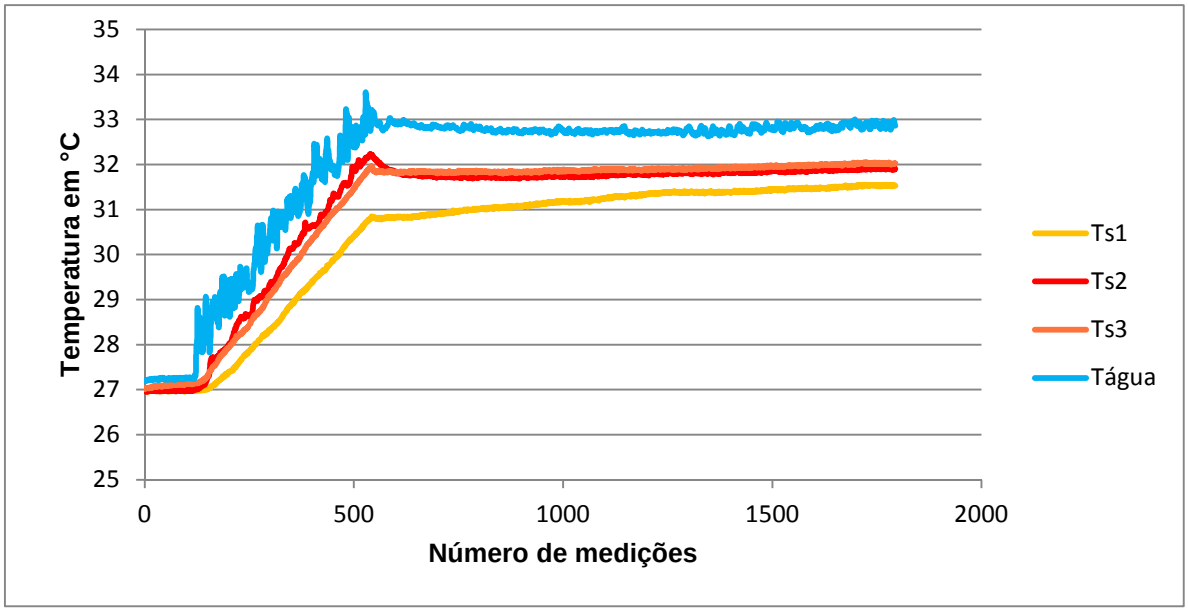
Os testes do experimento foram feitos com a temperatura do escoamento variando entre 26 e 29°C.

A primeira etapa de aquecimento dura 7 minutos, e a potência dissipada pelo ebulidor elétrico é regulada pela fonte, impondo uma tensão de 30V e corrente de 1,8A.

Na segunda etapa de aquecimento essa potência é reduzida, diminuindo a tensão para 12V e a corrente para 0,72A. Além disso, a bancada de ventilação é acionada, de forma a prover um escoamento de forma cruzada ao cilindro. Os testes do experimento foram feitos com velocidade de 1, 2 e 3m/s.

A Figura 18 mostra um dos testes realizados, onde Ts1, Ts2 e Ts3 são as curvas geradas pelos termopares de superfície e Tágua a curva gerada pelo termopar Ts4 instalado no interior do cilindro.

Figura 18 - Temperaturas medidas no corpo de prova em um dos testes



Fonte: Autor.

A primeira etapa de aquecimento ocorre de 500 segundos aproximadamente, e a segunda etapa entre 500 e 1800, que é o tempo estimado para que o experimento dure durante a aula.

Nesta segunda etapa podemos observar que a temperatura da superfície do cilindro permanece praticamente constante, não sofrendo variações significativas, podendo ser considerado assim a condição de regime permanente.

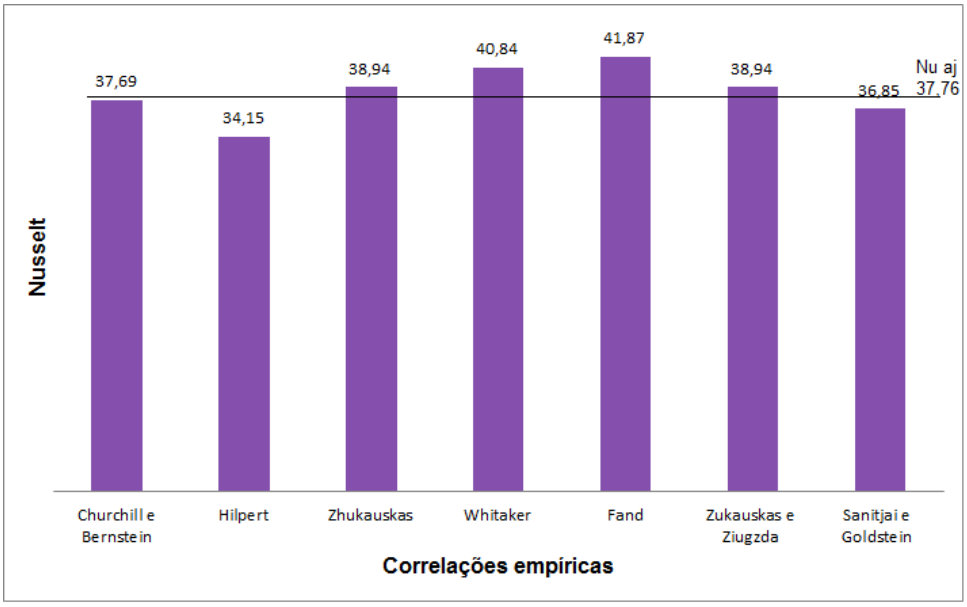
Observa-se que a água sempre se mantém a uma temperatura um pouco mais elevada em relação à superfície do cilindro (cerca de 1°C), o que pode ser justificado devido a resistência térmica de condução existente na parede do cilindro que fica em contato com a água e o escoamento.

Nota-se também que o termopar 1 se mantém a uma temperatura um pouco menor (cerca de 0,5°C) que os demais termopares instalados na superfície do cilindro.

Isso ocorre porque o ebulidor não aquece de forma homogênea em todo seu comprimento, estando a parte mais quente próxima dos termopares Ts2 e Ts3.

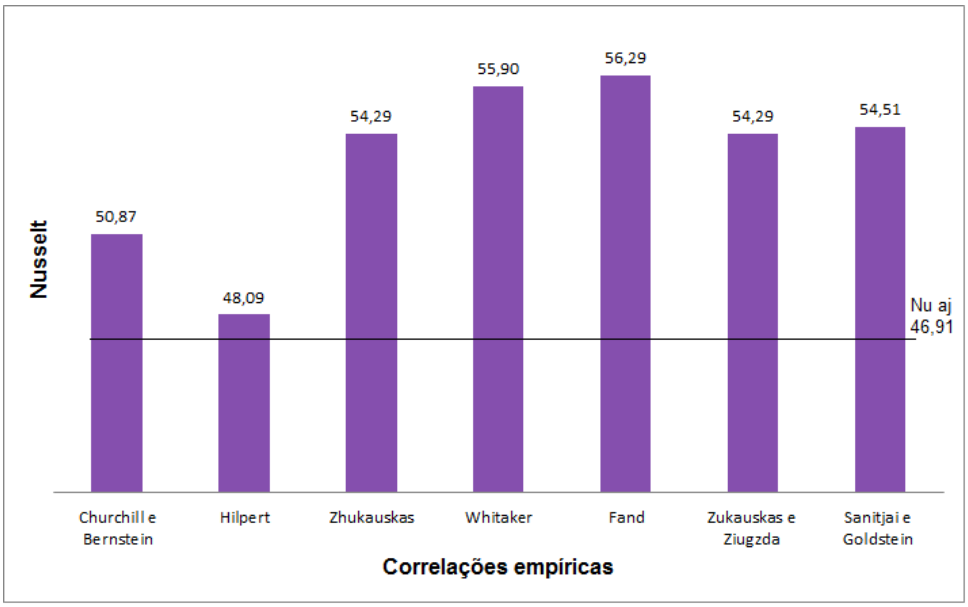
Com as três velocidades e a faixa de temperatura do escoamento adotadas nos testes, foram encontrados valores para o Número de Reynolds próximos a $5x10^3$, $9x10^3$ e $13x10^3$. Nestas três condições foi feita a comparação entre o Número de Nusselt encontrado pelas correlações empíricas (Equações 3 a 9) e pelo balanço de energia (Equação 14). Tais comparações são mostradas pelas Figuras 18 a 20.

Figura 19 - Comparação com $Re_d = 5x10^3$



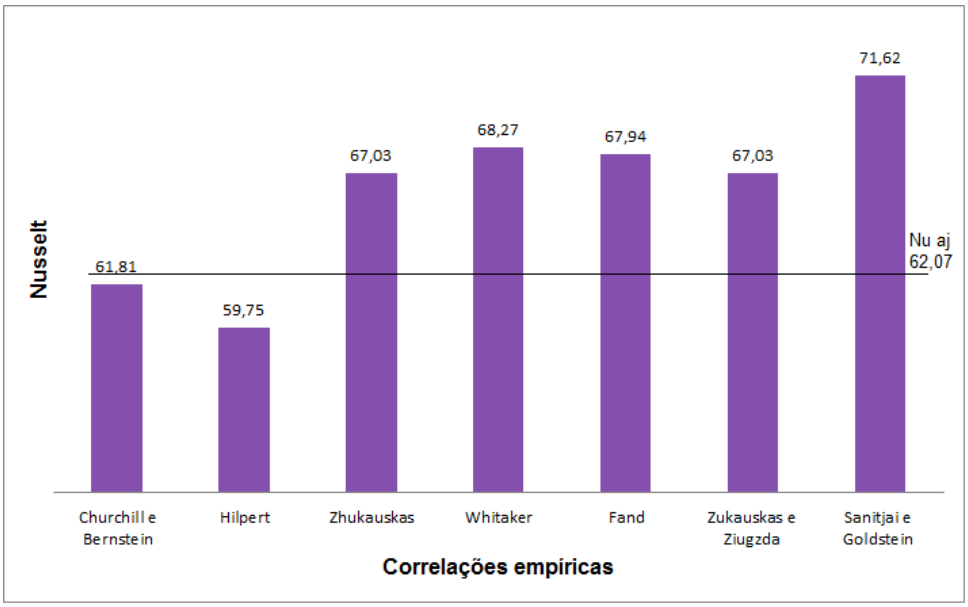
Fonte: Autor.

Figura 20 - Comparação com $Re_d = 9x10^3$



Fonte: Autor.

Figura 21 - Comparação com $Re_d = 13x10^3$



Fonte: Autor.

A partir dos resultados do Número de Nusselt obtidos pelas correlações empíricas e os resultados obtidos pelo balanço de energia, podemos determinar a diferença percentual entre os valores encontrados nos dois casos, como mostra a Tabela 6.

Tabela 6 - Diferença em percentual entre o Nu correlação e Nu ajustado

	Re = 5x10^3	**Re = 9x10^3**	**Re = 13x10^3**
Churchill e Bernstein	-0,19	7,79	-0,42
Hilpert	-10,58	2,46	-3,88
Zhukauskas	3,02	13,60	7,40
Whitaker	7,54	16,09	9,08
Fand	9,80	16,66	8,64
Zukauskas e Ziugzda	3,02	13,60	7,40
Sanitjai e Goldstein	-2,48	13,95	13,34

Fonte: Autor.

6. CONCLUSÕES

O comportamento das temperaturas medidas pelos termopares foi similar em todos os testes realizados, possibilitando assim uma boa repetibilidade do experimento, como mostra a Tabela 7 em ANEXOS.

Cada correlação empírica tem a sua especificidade em termos de números adimensionais e, portanto, os resultados tendem a serem diferentes umas das outras. Ainda assim, os resultados obtidos foram próximos.

Podemos observar na Tabela 5 que os valores do Número de Nusselt encontrados por correlações empíricas e os encontrados pelo balanço de energia tiveram variação mínima de 0,19% e máxima de 16,66%. Nota-se ainda que a correlação 1 (Churchill e Bernstein) é a que apresenta a menor variação de seus resultados para os três valores do Número de Reynolds avaliados, sendo assim a correlação que mais se adapta ao experimento em estudo, sendo seu erro máximo de 7,79%.

Os resultados encontrados foram satisfatórios, estimando assim a possibilidade de a utilização do experimento, que era o objetivo deste trabalho.

Ainda assim, melhorias futuras podem ser feitas para aprimorar o experimento, como a verificação do tempo necessário para atingir a condição de regime permanente aquecendo o corpo de prova a temperaturas mais elevadas.

7. REFERÊNCIAS

[1] INCROPERA, Frank P./ WITT, David P.de. LTC Editora S.A. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** 3ª ed. Rio de Janeiro, 1992.

[2] MORAN, MICHAEL J.; SHAPIRO, HOWARD N., **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**, 6° Edição, 2009.

[3] DE LORENZO DO BRASIL LTDA. **Descritivo técnico e manual de operação da bancada de ventilação e ar condicionado**, 2010.

[4] SANITJAI, S.; GOLDSTEIN, R.J., **Forced convection heat transfer from a circular cylinder incrossflow to air and liquids**, 2004.

[5] FAND, R.M., **Heat transfer by forced convection from a cylinder to water in crossflow**, Int. J. Heat Mass Transfer 8, 1965, p.995–1010.

[6] ZUKAUSKAS, A.; ZIUGZDA, J., **Heat Transfer of a Cylinder in Crossflow**, Hemishere Pub., Washington; New York, 1985, Chapter 7.

[7] WHITAKER, S., **Forced convection heat transfer calculations for flow in pipes, past flat plate, single cylinder, and forflow in packed beds and tube bundles**, AIChE J. 18, 1972, p.361–371.

[8] SAYAR, ALEXANDRE K., COMUCCI, ALCESTE F., **Uso e Aplicação de Termosensores**; IOPE – INSTRUMENTOS DE PRECISÃO LTDA, 2001.

ANEXOS

Tabela 7 - Dados colhidos nos testes

Tempo [s]	**Ts aquec1** [°C]	**Ts em RP** [°C]	**Tesc** [°C]	**Vel** [m/s]
T inicial = 26°C				
430	33,0	32,5	26,5	1,2
450	32,0	31,0	27,0	2,1
470	33,0	32,0	27,0	2,1
T inicial = 26,5°C				
450	33,5	32,5	26,5	1,2
500	33,5	32,0	26,0	2,1
490	33,0	32,0	26,0	2,1
T inicial = 27°C				
430	33,0	32,0	27,0	2,1
450	34,0	33,0	27,5	2,1
450	33,0	32,3	28,0	3,0
T inicial = 27,5°C				
430	33,0	31,7	28,0	2,1
430	32,0	31,5	27,5	2,1
470	32,0	31,0	27,5	2,1
T inicial = 28°C				
500	32,0	31,0	28,0	2,1
500	32,0	31,2	28,0	2,1
480	33,0	31,8	28,5	2,1
T inicial = 28,5°C				
440	35,0	34,0	28,5	2,1
450	33,0	32,0	28,0	2,1
430	33,0	31,5	28,2	3,0
T inicial = 29°C				
450	33,5	32,5	28,5	2,1
500	34,0	33,0	29,4	2,1
450	33,0	32,5	29,0	3,0
470	33,0	32,5	29,2	3,0

Fonte: Autor.

Tabela 8 - Dados colhidos nos testes variando θ

Tempo [s]	**Ts inicial** [°C]	**Ts aquec1** [°C]	**Ts em RP** [°C]	**Tesc** [°C]	**Vel** [m/s]
			θ = 90		
500,0	27,0	34,0	33,0	27,0	2,1
500,0	28,0	34,0	33,3	28,2	2,1
490,0	29,0	33,0	32,5	29,2	2,1
			θ = 180		
430,0	26,5	33,0	31,6	26,0	2,1
450,0	27,0	33,0	32,0	27,0	2,1
450,0	29,0	34,0	32,7	28,5	2,1
			θ = 270		
470,0	27,0	33,0	32,0	26,7	2,1
480,0	28,0	33,5	32,2	28,2	2,1
470,0	29,0	34,0	33,2	28,8	2,1

Fonte: Autor.

Tabela 9 - Valores do Número de Nusselt encontrados em diferentes condições operacionais

Tesc [°C]	**Ts em RP** [°C]	**Re**	**Nu A**	**Nu B**	**Nu C**	**Nu D**	**Nu E**	**Nu F**	**Nu G**	**Nu aj**
26,5	32,5	5160	37,35	33,57	38,10	40,20	40,98	38,13	36,76	37,01
26,0	31,0	5231	37,69	34,15	38,94	40,84	41,87	38,94	36,85	37,76
29,0	33,2	9045	50,68	47,90	54,08	55,67	56,09	54,08	54,22	49,52
29,0	32,5	9045	50,68	47,90	54,08	55,67	56,09	54,08	54,22	71,65
28,0	33,3	9045	50,68	47,90	54,08	55,67	56,09	54,08	54,22	40,40
28,5	34,0	9070	50,76	47,98	54,17	55,80	56,17	54,17	54,34	53,04
28,0	32,2	9089	50,82	48,04	54,24	55,86	56,24	54,24	54,44	56,20
27,0	33,0	9099	50,86	48,08	54,28	55,86	56,27	54,28	54,49	32,05
27,5	32,2	9104	50,87	48,09	54,29	55,90	56,29	54,29	54,51	46,91
26,5	32,0	9129	50,95	48,18	54,39	55,98	56,37	54,39	54,63	38,66
26,0	32,0	9159	51,04	48,27	54,50	56,08	56,47	54,50	54,78	35,85
28,5	31,5	9169	51,07	48,31	54,53	56,13	56,51	54,53	54,82	44,64
28,0	34,0	12921	61,77	59,71	66,98	68,19	67,90	66,98	71,57	33,45
29,0	32,5	12935	61,81	59,75	67,03	68,27	67,94	67,03	71,62	62,07
29,0	32,3	12956	61,87	59,81	67,09	68,35	68,00	67,09	71,71	81,12
28,0	32,0	12964	61,89	59,83	67,11	68,38	68,02	67,11	71,74	60,15
28,5	32,0	12985	61,95	59,89	67,18	68,42	68,08	67,18	71,82	52,87
27,0	32,3	13006	62,00	59,95	67,25	68,48	68,14	67,25	71,91	43,03

Fonte: Autor.

Tabela 10 - Propriedades utilizadas para o cálculo do Número de Nusselt médio por meio de correlações empíricas

Tfilme [K]	**ρ** [kg/m³]	**μ** [Ns/m²]	**k** [W/mK]	**Pr**
301,0	1,158072	1,850720E-05	0,026374	0,70686
301,3	1,157074	1,852136E-05	0,026396	0,70682
301,5	1,156408	1,853080E-05	0,026411	0,70679
301,7	1,155742	1,854024E-05	0,026426	0,70676
302,0	1,154744	1,855440E-05	0,026448	0,70672
302,3	1,153746	1,856856E-05	0,026470	0,70668
302,5	1,153080	1,857800E-05	0,026485	0,70665
302,7	1,152414	1,858744E-05	0,026500	0,70662
303,0	1,151416	1,860160E-05	0,026522	0,70658
303,3	1,150418	1,861576E-05	0,026544	0,70654
303,5	1,149752	1,862520E-05	0,026559	0,70651
303,7	1,149086	1,863464E-05	0,026574	0,70648
304,0	1,148088	1,864880E-05	0,026596	0,70644
304,3	1,147090	1,866296E-05	0,026618	0,70640
304,5	1,146424	1,867240E-05	0,026633	0,70637
304,7	1,145758	1,868184E-05	0,026648	0,70634
305,0	1,144760	1,869600E-05	0,026374	0,70630

Fonte: Autor.