



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  

---

Escola Politécnica

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E TESTES DE CIRCUITO TERMOHIDRÁULICO  
PARA ENSAIO DE CONVECÇÃO FORÇADA DE NANOFLUIDOS EM  
REGIME TURBULENTO.**

Rafael Fiorencio Mendonça

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Renato Machado Cotta, Ph.D.  
Coorientador: Prof. Helcio Rangel Barreto  
Orlande, Ph.D.

RIO DE JANEIRO  
ABRIL DE 2013

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E TESTES DE CIRCUITO TERMOHIDRÁULICO  
PARA ENSAIO DE CONVECÇÃO FORÇADA DE NANOFLUIDOS EM  
REGIME TURBULENTO.**

Rafael Fiorencio Mendonça

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

---

Prof. Renato Machado Cotta, Ph.D. (Orientador)

---

Prof. Helcio Rangel Barreto Orlande, Ph.D.  
(Coorientador)

---

Prof. Fernando Pereira Duda, DSc.

---

Eng. Henrique Massard da Fonseca, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

ABRIL DE 2013

Fiorencio Mendonça, Rafael

Projeto, construção e testes de circuito termohidráulico para ensaio de convecção forçada de nanofluidos em regime turbulento./ Rafael Fiorencio Mendonça.–Riode Janeiro: UFRJ/Escola Politécnica,2013.

XIII, 89p.: il.; 29,7cm.

Orientador: Prof. Renato Machado Cotta, Ph.D.

Coorientador: Prof. Helcio Rangel Barreto Orlande, Ph.D.

Projeto de Graduação – UFRJ/ POLI/ Engenharia Mecânica,2013.

Referências Bibliográficas:p.85-89.

1.Circuito Termohidráulico.2.Nanofluido.3.Convecção Forçada.4.Regime Turbulento. 5.Intensificação Térmica.I..Universidade Federal do Rio de Janeiro,UFRJ,Engenharia Mecânica.III.Título

## **DEDICATÓRIA**

À minha família, meus pais Roberto e Sonia e minhas irmãs Roberta e Marina .  
A Ronald Olinto Oliveira Santos Dias ( in memoriam ).

## AGRADECIMENTOS

A Renato Cotta pela amizade, confiança, competência, genialidade, sempre bem humorado.

A Helcio Rangel Barreto Orlande pela, confiança, amizade, competência, dedicação e polidez.

À Carolina Palma Naveira Cotta, pela amizade, dedicação, valorosas dicas.

A Fernando Pereira Duda pelo incentivo, amizade, altruísmo. Pelo empenho e dedicação ao Departamento de Engenharia Mecânica.

A Tito Lívio José Barbosa pela competência e profissionalismo sempre disposto a ajudar os alunos da graduação.

A Armando Gonçalves Neto pelo incentivo.

A João Nazareno Nonato Quaresma pela ajuda e desenvolvimento no início do projeto.

A José Roberto Britto pela ajuda e desenvolvimento e valorosas dicas no meio do projeto.

A Henrique Massard da Fonseca pelas grandes contribuições, sempre muito competente e sua simplicidade e humildade no trato das pessoas.

A Jeziel da Silva Nunes pelas importantes opiniões e grande conhecimento.

Ao Corpo Técnico:

Paulo Veiga da Trindade pela dedicação, ajuda, competência, habilidade na montagem, na parte elétrica e ensinamentos.

A Paulo Cezar Silva pela dedicação, ajuda, competência, grande habilidade com calibração e instalação dos termopares.

A Julio Cesar pela competência obtenção de transporte sempre q foi preciso.

A Evanise, Jaciara Roberta e Luciana pela amizade e incentivo.

A Bianca pela arrumação e limpeza do laboratório.

Aos amigos do LTTC:

Ali, Marcos Vinicius, Diego Estumano, Antonio, Lamien Bernard, Milena França, Ivana Cerqueira, Ivana Fernandes de Sousa, Kleber Marques Lisbôa, Maycon Magalhães, Gino Andrade, Gustavo Nóbrega, Paulo Moreira, Rodrigo Jaime, José Martim, Arthur Azevedo, Wellington Betencurte da Silva, Apoena Calil, Thales, Daduí, Kelvin pela amizade e apoio.

Em especial a Thiago Carvalho pela ajuda, dedicação, seriedade e competência.

Aos Amigos:

Leonardo Santos Dias, Daniel Oliveira Dias, Thiago da Silveira Bihim, Rafael Chaves, Rodrigo Mario Gomes, Marcelo Bouth , Maurício Monteiro Machado, Sandro Alves, Gustavo Bittencourt, Hyrlann Souza, Evelyn Ramiro de Freitas, Rodrigo Basto , Bianca Boren Gabriel Bezerra, Leonidas, Marcos Paizante, Antonio Mont'Alverne , Tayana, Isabella Nascimento pelo incentivo, amizade .

Aos amigos do DAEQ: Betão , Alcir , Netinho, pela amizade e apoio.

A Jorge da Biblioteca do CT pela eficiência no atendimento.

## RESUMO

Este trabalho tem por objetivo o projeto, construção e teste de um circuito termohidráulico de convecção forçada em regime turbulento, para ensaios de nanofluidos. O circuito possui potência máxima de aquecimento de 27 kW e opera com vazões que variam de 0,25 m<sup>3</sup>/h a 2,2 m<sup>3</sup>/h. Tal aparato possibilita analisar a transferência de calor em nanofluidos em escoamentos turbulentos, através da determinação de coeficientes de transferência de calor locais e médios. Variando-se a vazão do escoamento, a potência de aquecimento e a concentração de nanopartículas no fluido, é possível determinar a intensificação térmica promovida pelo nanofluido em diferentes condições. Resultados são apresentados neste trabalho para a validação do circuito com água destilada, bem como para os testes realizados com um nanofluido comercial de SiO<sub>2</sub>.

## ABSTRACT

This work aims to design , built and test a forced convection thermohydraulic circuit for nanofluids tests in turbulent flow regime .The circuit has maximum heating power of 27 kW and operates with flow rates ranging from 0.25 m<sup>3</sup>/h to 2.2 m<sup>3</sup> / h .The apparatus allows to analyze the heat transfer in turbulent flows in nanofluids by determining local and average heat transfer coefficients . Varying the flow rate of the flow, the heating power and concentration of nanoparticles in the fluid, will be able to determine the intensification promoted by thermal nanofluid under different conditions. Results are presented herein for validating the circuit with distilled water, and to the tests conducted with a commercial nanofluid SiO<sub>2</sub>.



# ÍNDICE

DEDICATÓRIA .....	ii
AGRADECIMENTOS .....	iii
RESUMO .....	v
ABSTRACT .....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS .....	viii
ÍNDICE DE TABELAS .....	xi
1. Introdução .....	1
2. O circuito termohidráulico de altas temperaturas.....	16
2.1. Dimensionamento do circuito .....	16
2.2. Descrição do circuito.....	27
2.3. Sistema elétrico de alimentação e controle .....	48
2.4. Sistema de aquisição de dados .....	55
2.5. Fluxograma da utilização do sistema termohidráulico .....	62
3. Testes operacionais do circuito .....	64
4. Resultados e discussão: Validação e aplicação .....	68
5. Conclusões .....	84
Referências bibliográficas .....	85

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 - Visão geral do circuito primário e visão esquemática.....	28
Figura 2.2 - Tanque de abastecimento do circuito primário.....	29
Figura 2.3 - A -Bomba modelo NEMO NETZSCH NM031BY01L06B; B-Desenho esquemático da bomba.....	30
Figura 2.4 - A- local onde foi instalada a placa de orifícios; B- placa de orifícios dentro.....	30
Figura 2.5 - Inversor de frequência WEG CFW08 .....	31
Figura 2.6 - Seção de testes durante a instalação final da cobertura de alumínio corrugado. ....	32
Figura 2.7 - A - termopar tipo K ; B - transdutor de pressão, instalados na entrada e saída da seção de testes.....	32
Figura 2.8 - Localização dos conjuntos termopar-transdutor ao longo do circuito primário. A. Entrada da seção de testes; B. Saída da seção de testes; C. Entrada do trocador de calor; D. Saída do trocador de calor .....	33
Figura 2.9 - A- misturador em detalhe ; B- instalação do misturador; C- mola já instalada.....	33
Figura 2.10 - Resistências elétricas acopladas ao tubo da seção de testes. ....	34
Figura 2.11 - Termopares tipo J instalados na parede externa do tubo da seção de testes. ....	35
Figura 2.12 - A- Suportes a serem colados; B-Cola curando e C –Termopar encaixado no suporte. ....	35
Figura 2.13 - – Aplicação de pasta térmica no contato entre o tubo e as resistências elétricas. .	36
Figura 2.14 - Resistência elétrica totalmente preenchida com pasta térmica. ....	36
Figura 2.15 - Resistências elétricas com pasta térmica envoltas em chapa de alumínio. ....	37
Figura 2.16 - A- Abraçadeira de fixação dos termopares ; B – Abraçadeira instalada no tubo. .	37
Figura 2.17 - A-Preparação da superfície com o rasgo; B- Termopar colado, cola curando. ....	38
Figura 2.18– Seção de testes envolta pela lã de Rocha .....	39
Figura 2.19 - Dreno inferior da seção de testes.....	39
Figura 2.20 - Visor de fluxo do circuito primário .....	40
Figura 2.21 - Trocador de Calor tipo Casco e Tubos .....	40
Figura 2.22 - Medidor de vazão tipo turbina da marca Tecnofluid no centro e as uniões nas extremidades.....	41
Figura 2.23 - Transdutores do medidor de vazão ultrassônico.....	42
Figura 2.24 - Display do medidor de vazão ultrassônico Sierra Instruments.....	42
Figura 2.25- Sistema de válvulas esféricas	43
Figura 2.26- Válvula esférica e dreno inferior .....	43
Figura 2.27 - Torre de resfriamento do circuito secundário A (base) e B (visão parte traseira do conjunto).....	44
Figura 2.28 - Conjunto bomba-torre de resfriamento.....	45
Figura 2.29 - Bomba centrífuga do circuito secundário .....	45
Figura 2.30 - Válvulas do circuito secundário. ....	46
Figura 2.31 - Visão do interior da torre de resfriamento.....	47
Figura 2.32 - Medidor de vazão tipo turbina do circuito secundário .....	47
Figura 2.33 - Sistema de alimentação (elétrico) e controle do aparato. ....	48
Figura 2.34 - Disjuntor do inversor e o inversor de frequência da bomba do circuito primário. ....	49
Figura 2.35 - Quadro elétrico principal.....	50
Figura 2.36 - Quadro de controle do circuito secundário.....	51
Figura 2.37 - Disjuntor principal e os disjuntores dos controles das resistências .....	52
Figura 2.38 - Painel do quadro de controle de resistências. ....	53
Figura 2.39 - Inversor de frequência do circuito secundário.....	54

Figura 2.40 - Fonte estabilizada de 24 VCC, marca MS.....	54
Figura 2.41 - Fonte estabilizada ajustável VCC, marca Instrutherm .....	55
Figura 2.42 - Sistema de aquisição de dados Agilent 34972.....	55
Figura 2.43 - Distância “A” e $X_0$ que representa o início do eixo X das distâncias dos termopares tipo J na seção de testes.....	58
Figura 2.44 - Temperaturas da parede ao longo da seção de testes.....	60
Figura 2.45 - dos fluidos (água de resfriamento e fluido em estudo).....	60
Figura 2.46 - Vazões e pressões registradas pelo sistema de aquisição de dados. ....	61
Figura 2.47 - Potência dissipada nas resistências.....	61
Figura 2.48 - Fluxograma de utilização do circuito termohidráulico.....	63
Figura 3.1 - Evolução das temperaturas da parede externa aquisitadas no Agilent .....	65
Figura 3.2 - Evolução das temperaturas do fluido e parede ( $T_1$ e $T_{20}$ ) aquisitadas.....	66
Figura 3.3 - Evolução das temperaturas da parede aquisitadas na janela permanente. ....	66
Figura 3.4 - das potências dissipadas aquisitadas na janela permanente.....	67
Figura 4.1 - Temperaturas na parede do tubo para Exp. 1 com água e 9 resistências (60Hz - $Re=11602$ ): Experimentais para parede externa (pontos azuis pequenos), experimentais corrigidos para parede interna (pontos azuis grandes), teóricos para regime laminar (tracejado vermelho) e teóricos para regime turbulento (linha azul). .....	70
Figura 4.2 - Comparação entre temperaturas da parede do tubo para experimentos de validação com água: - Valores experimentais corrigidos para parede interna (pontos) versus simulações em regime turbulento (linha azul). ....	71
Figura 4.3 - Comparação entre números de Nusselt locais: - Valores experimentais (pontos) versus simulação em regime turbulento (linha azul), correlação de Nusselt (linha vermelha), correlação de Gnielinski para $Nu_\infty$ (linha verde). ....	72
Figura 4.4 - Temperaturas na parede do tubo para Exp. 1 com água e 12 resistências (60Hz - $Re=12073$ ): Experimentais para parede externa (pontos azuis pequenos), experimentais corrigidos para parede interna (pontos azuis grandes), teóricos para regime laminar (tracejado vermelho) e teóricos para regime turbulento (linha azul). .....	75
Figura 4.5 - Comparação entre temperaturas da parede do tubo para experimentos de validação com água: - Valores experimentais corrigidos para parede interna (pontos) versus simulações em regime turbulento (linha azul). ....	76
Figura 4.6 - Comparação entre números de Nusselt locais: - Valores experimentais (pontos) versus simulação em regime turbulento (linha azul), correlação de Nusselt (linha vermelha), correlação de Gnielinski para $Nu_\infty$ (linha verde). ....	77
Figura 4.7 - Temperaturas na parede do tubo para Exp. 1 com nanofluido e 9 resistências (66Hz - $Re=7098$ ): Experimentais para parede externa (pontos azuis pequenos), experimentais corrigidos para parede interna (pontos azuis grandes), teóricos para regime laminar (tracejado vermelho) e teóricos para regime turbulento (linha azul). .....	79
Figura 4.8 - Comparação entre temperaturas da parede do tubo para experimentos de nanofluido água-sílica: - Valores experimentais corrigidos para parede interna (pontos) versus simulações em regime turbulento (linha azul). ....	80

Figura 4.9- Comparação entre números de Nusselt locais para nanofluido: - Valores experimentais (pontos) versus simulação em regime turbulento (linha azul), correlação de Nusselt (linha vermelha), correlação de Gnielinski para $Nu_{\infty}$ (linha verde).....	81
Figura 4.10 - Comparação entre os números de Nusselt de água destilada (pontos azuis) e nanofluido (pontos vermelhos), $Nu(x_{20})$ , para os experimentos com 9 resistências ativas.....	83

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.1 - Comparação de fluidos com micropartículas e com nanopartículas .....	2
Tabela 2.1 - Propriedades físicas do óleo térmico LUBRAX OT-68-OF .... <b>Erro! Indicador não definido.</b>	
Tabela 2.2 - Cenários de diâmetros de tubulação e de diferenças de temperaturas ( $T_e=150^\circ\text{C}$ ) para análise do circuito convecção forçada. ....	18
Tabela 2.3 - -Propriedades e composição química do aço 304 e 304L (fonte Favorit Aços Especiais).....	18
Tabela 2.4 - Valores calculados de velocidade média, vazão volumétrica e vazão mássica.....	19
Tabela 2.5 Valores de taxa de transferência de calor e de fluxo de calor. ....	20
Tabela 2.6 - - Valores de vazões mássicas de óleo e de água no trocador de calor. ....	21
Tabela 2.7 - Área de troca térmica para os diferentes cenários de um trocador de calor de quatro passes nos tubos e um passe no casco. ....	24
Tabela 2.8 - Carga da bomba e diferença de pressão de bombeamento para os diferentes cenários.....	26
Tabela 2.9 – Canal de medida e variável.....	56
Tabela 4.1 - Parâmetros medidos para experimentos de validação com água destilada (9 resistências ativas) .....	69
Tabela 4.2 - Comparação de números de Nusselt na saída da seção de testes para experimentos de validação com água destilada (9 resistências ativas) .....	73
Tabela 4.3 - Parâmetros medidos para experimentos de validação com água destilada (12 resistências ativas) .....	74
Tabela 4.4 - Parâmetros medidos para experimentos com nanofluido água-sílica 15%wt (9 resistências ativas) .....	78
Tabela 4.5 - Números de Nusselt locais experimentais e teóricos na última posição de termopar ( $x_{20}=3.3\text{m}$ ) para o nanofluido água-sílica com 9 resistências ativas.....	82

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Lista de Símbolos

$T_e$	temperatura de entrada, °C
$D_e$	diâmetro externo, mm
$e$	espessura de parede, mm
$D_i$	diâmetro interno, mm
$L$	comprimento, m
$u_m$	velocidade média de escoamento, m/s
$Q$	vazão volumétrica, m <sup>3</sup> /s
$\dot{m}$	vazão mássica, kg/s
$\rho$	massa específica kg/m <sup>3</sup>
$T_b$	temperatura de mistura “bulk” , °C
$T_e$	temperatura de entrada na seção de testes, °C
$T_s$	temperatura de saída na seção de testes, °C
$q$	fluxo de calor, W/m <sup>2</sup>
$c_p$	calor específico, J/(kg.K)
$U_0$	coeficiente global de transferência de calor, W/(m <sup>2</sup> .K)
$L$	comprimento, m
$Re$	número de Reynolds
$A_o$	área da superfície externa, m <sup>2</sup>
$A_i$	área da superfície interna, m <sup>2</sup>
$k$	condutividade térmica do material W/(m.°C)
$R$	resistência térmica entre a corrente externa e interna
$t$	espessura do tubo, m
$A_m$	média logarítmica da área, m <sup>2</sup>
$h_o$	coeficiente de transferência de calor da corrente externa, W/(m <sup>2</sup> .°C)
$h_i$	coeficiente de transferência de calor da corrente interna, W/(m <sup>2</sup> .°C)

Nu	número de Nusselt
C,m	constantes da equação tabeladas no livro Incropera ( 2007)
$P_r$	número de Prandtl
A	área de troca térmica
$T_1, T_2$	temperaturas de entrada e saída do fluido no casco respectivamente
$t_1, t_2$	temperaturas de entrada e saída do fluido no tubo respectivamente
H	altura manométrica total , m
$P_d, P_s$	pressão manométrica no reservatório de descarga e pressão manométrica no reservatório de descarga, Pa
$Z_d, Z_s$	altura estática de descarga e altura estática de sucção, m
$\gamma$	peso específico, $\text{kg/m}^3$
$h_{fs}$	perda de carga na linha e acessórios de sucção incluindo a perda na entrada da tubulação, Pa
$h_{fd}$	perda de carga na linha e acessórios da descarga incluindo a perda na saída da tubulação, Pa
$h_{l_m}$	perda de carga equivalente, Pa
$h_l$	perda de carga, Pa
$L_e$	comprimento equivalente, m
L	comprimento, m
$\bar{V}$	velocidade média, m/s
f	fator de atrito
D	diâmetro do tubo, m

# 1. Introdução

## 1.1. Motivação e objetivos

A atividade humana envolve diversos processos de troca de calor, como, por exemplo, sistemas de arrefecimento de motores, condicionadores de ar, resfriamento de componentes eletrônicos, conservação de alimentos, etc. No caso das atividades industriais temos que controlar processos, resfriando ou aquecendo fluidos, sendo de fundamental importância que essas trocas térmicas sejam feitas de maneira eficiente, evitando assim o desperdício de energia. Recursos financeiros são efetivamente economizados, com o aumento da eficácia de processos de transferência de calor, podendo-se reduzir dimensões de trocadores de calor, conseguindo-se assim um melhor aproveitamento de espaços e diminuição de peso, algo essencial, por exemplo, na exploração de petróleo offshore .

Uma maneira de melhorar a eficácia é aumentar os coeficientes de transferência de calor por convecção, a partir da alteração das propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho, promovendo assim uma intensificação da troca térmica. Atualmente os fluidos de troca térmica mais utilizados em processos são água, etilenoglicol, e óleos térmicos (Choi, 1998). A condutividade térmica característica desses fluidos a 80°C é dada respectivamente por: 0,668, 0,265 (Ozisik,1984), 0,093W/m.K ,este último para o óleo Lubrax OT 68 OF,(CENPES/Petrobras). Tais valores são baixos se comparados a materiais bons condutores de calor, como, por exemplo, alumínio e cobre, que apresentam condutividades térmicas a 100°C , respectivamente, de 206 e 379 W/m.K (Ozisik,1984), ou de óxidos metálicos como alumina e óxido de cobre, com condutividades térmicas de 40 e 20 W/m.K. (Ding et al 2007)

J. C. Maxwell (1873 apud Choi, 1998) há mais de um século publicou trabalho teórico utilizando suspensões sólido/líquido e esses conceitos foram utilizados nas últimas décadas com partículas metálicas e óxidos metálicos, visando o aumento da condutividade térmica dos fluidos. O problema até recentemente era a rápida sedimentação dessas partículas, milimétricas e micrométricas. Por outro lado, com o avanço constante da tecnologia na direção da miniaturização, passou-se da escala micro para a nano. A nanotecnologia vem sendo um promissor campo de pesquisas na atualidade, cada vez mais utilizada nas áreas de eletrônica , medicina, biologia, física , química, ciência dos materiais, etc .



O termo *nanofluido* tem sido utilizado para descrever uma mistura bifásica (líquido-sólido) em que a fase contínua é o líquido e a fase dispersa é constituída de *nanopartículas*, isto é, partículas de dimensão característica menor que 100 nm (Choi,1998). Tais fluidos vêm sendo desenvolvidos para se obter incrementos de condutividade térmica em relação ao fluido base original em um dado processo ou sistema, visando o aumento da eficiência energética em diferentes aplicações (Kebinski *et al.*, 2005). O conceito de nanofluido foi introduzido por S. Choi (1995), que demonstrou uma substancial intensificação de troca térmica obtida a partir da presença de nanopartículas de cobre ou alumínio em água e outros líquidos. Uma série de vantagens no emprego de nanopartículas foi observada, em lugar de partículas de dimensões milimétricas ou micrométricas. A tabela 1.1 mostra uma comparação entre fluidos resultantes da dissolução de micropartículas e de nanopartículas (Das et al, 2007).

Na tabela 1.1 temos uma comparação entre fluidos com micropartículas e com nanopartículas. Com relação a estabilidade a taxa de sedimentação das micropartículas é maior que as nanopartículas. A relação superfície/volume das nanopartículas comparadas as micropartículas é 1000 vezes maior. A condutividade térmica das micropartículas é menor ,comparada a das nanopartículas.A taxa de obstrução bem como erosão das micropartículas é maior que as da nanopartículas. Certos fenômenos peculiares da nanoescala que não ocorrem no mundo macro recebem o nome de fenômeno nanoescala.

**Tabela 1.1 - Comparação de fluidos com micropartículas e com nanopartículas (Das et al, 2007).**

	<b>Micropartículas</b>	<b>Nanopartículas</b>
Estabilidade	Sedimenta	Estável (permanece em suspensão um tempo maior)
Relação superfície/volume	1	1000 vezes maior que as micropartículas
Condutividade térmica*	Baixa	Alta
Entupimento (obstrução) do microcanal	Sim	Não
Erosão	Sim	Não

	<b>Micropartículas</b>	<b>Nanopartículas</b>
Fenômeno Nanoescala	Não	Sim

\* Na mesma fração de volume

Foram registrados aumentos de condutividade térmica efetiva de até 40%, por exemplo, com a utilização de nanopartículas de cobre em pequenas concentrações volumétricas (até 0,5%) (Wang 2008). Vislumbra-se agora no âmbito da engenharia térmica a possibilidade de criação de diferentes fluidos para equipamentos de troca de calor, a partir de combinações apropriadas de fluidos base e nanopartículas, fornecendo propriedades e características térmicas mais adequadas a cada diferente processo. Pode-se antecipar que as propriedades do fluido resultante estarão intimamente ligadas às propriedades térmicas das partículas, sua concentração, distribuição de tamanhos e formas geométricas.

Apesar de seu grande potencial na intensificação de troca térmica, a tecnologia dos nanofluidos ainda se encontra em desenvolvimento. Mesmo do ponto de vista teórico, a mistura de um líquido e partículas nanométricas dispersas representam um novo, complexo e interessante desafio para as pesquisas no domínio da mecânica dos fluidos e transferência de calor.

A maioria dos processos industriais envolvendo escoamento de fluidos acontece em regime turbulento.

Neste contexto, o objetivo deste trabalho é elaborar e montar um circuito de convecção forçada de altas temperaturas e em regime turbulento, para testes de nanofluidos, especialmente os que tem óleo como fluido base, ainda pouco estudados. Este aparato possibilitará determinar coeficientes de transferência de calor de escoamentos com nanofluido e comparar aos do fluido base, comprovando e quantificando a intensificação térmica obtida. Pretende-se também avaliar a capacidade de previsão de resultados experimentais na convecção forçada de um nanofluido comercial de água-sílica, a partir de correlações clássicas construídas para fluidos ordinários.

A CAPES, em seu Edital 04/CII de 2008, aprovou projeto de formação de uma rede de cinco universidades brasileiras (UFRJ, PUC-Rio, UFU, USP-EESC e UFSC) para o estudo de nanofluidos, contando com a participação de nosso grupo de pesquisa

na caracterização termofísica dos mesmos. Este projeto de graduação está inserido no contexto da rede Nanobiotec da CAPES supracitada, bem como do convênio entre CENPES e COPPETEC de códigos PD01471 – PEM 11332, de título “Comportamento Térmico de Nanofluidos: Aumento da Eficiência Energética de Processos da Petrobras”, encerrado em janeiro de 2013, que teve como principal objetivo caracterizar e analisar o desempenho térmico de diferentes nanofluidos comerciais, selecionados a partir das condições e requisitos operacionais trazidos pelas aplicações no setor de petróleo, gás e energia.

## **1.2. Revisão Bibliográfica**

Apresenta-se neste capítulo uma breve revisão bibliográfica de artigos ligados aos temas de maior interesse deste estudo, a saber, propriedades termofísicas de nanofluidos e estudos de convecção forçada de nanofluidos.

Xieet *et al.* (2002) apresentou medições da condutividade térmica de nanofluidos de alumina e diferentes fluidos base. Os efeitos do pH da suspensão, da área superficial específica (SSA) das partículas, da fase cristalina das partículas e da condutividade térmica dos fluidos-base foram investigados. Os nanofluidos foram preparados com um método de dois passos. Depois de dispersas no fluido base, as nanopartículas foram desaglomeradas por ultrassom e homogeneizadas por agitação magnética. As fases cristalinas foram determinadas por difração de raio X. As condutividades térmicas dos nanofluidos produzidos foram medidas com o método do fio quente e as incertezas foram estimadas em 0,5%. Os resultados obtidos indicam que o incremento de condutividade térmica é reduzido com o aumento de pH, para nanofluidos de alfa-alumina em água. De fato, com o pH da ordem de 9,2, a suspensão de alumina torna-se instável. As mudanças em condutividade térmica com o tamanho das partículas são atribuídas a dois fatores. No primeiro, com a diminuição do tamanho das partículas a SSA aumenta. Como a transferência de calor entre a partícula e o fluido ocorre na

interface entre os dois materiais, o aumento de condutividade pode ser atribuído à maior SSA para menores partículas. No segundo, o caminho livre médio de fônons na alumina é estimado como sendo de 35 nm, o que é comparável ao tamanho das partículas usadas. A condutividade térmica efetiva das partículas de alumina pode ser reduzida quando comparada a da alumina em tamanho macroscópico, devido ao espalhamento dos fônons na superfície da partícula. Devido a este segundo fator, a condutividade térmica do nanofluido pode diminuir com a redução do tamanho das partículas. Assim, quando o tamanho das partículas é bem menor do que o livre caminho médio dos fônons, o primeiro fator é dominante e a condutividade térmica aumenta. Por outro lado, o segundo fator será dominante quando o tamanho das partículas for próximo do livre caminho médio dos fônons. Os aumentos de condutividade térmica foram menores para fluidos base com maiores condutividades térmicas. Não foram notados efeitos na condutividade térmica resultantes do tipo de fase cristalina das nanopartículas. De um modo geral, os aumentos de condutividade térmica medidos, foram maiores do que aqueles previstos pelas correlações teóricas.

Sarit *et al.*(2003) investigou o aumento da condutividade térmica influenciado pelo aumento de temperatura nos nanofluidos, em que a água é o fluido base e partículas de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  ou  $\text{CuO}$  foram utilizadas como material em suspensão. A técnica de oscilações de temperatura é utilizada para a medição da condutividade térmica e da difusividade térmica. O efeito da temperatura na condutividade térmica em nanofluidos foi demonstrada através de uma investigação experimental, em que um método puramente térmico, que consiste em oscilações de temperatura na amostra do fluido, foi usada para essa finalidade. A medição confirmou o aumento da condutividade térmica, à temperatura ambiente, como observado por outros. Além disso, foi observado que um aumento considerável na condutividade ocorre com o aumento de temperatura. Observa-se que um aumento de duas vezes da condutividade térmica de nanofluidos pode ocorrer em uma faixa de temperatura de  $21^\circ\text{C}$  a  $51^\circ\text{C}$ . Esta constatação torna ainda mais atraente o uso de nanofluidos como fluido de resfriamento para dispositivos com alta densidade de energia onde o fluido de arrefecimento tem possibilidade de trabalhar a uma temperatura superior à temperatura ambiente. Foi observado que nanofluidos contendo partículas menores de  $\text{CuO}$  apresentam maior incremento da condutividade com o aumento de temperatura. No entanto, o aumento é consideravelmente maior para nanofluidos com  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , e também o efeito da concentração de partículas foi observado ser mais importante para o sistema  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -água.

Yoo *et al.* (2007) preparou quatro tipos de nanofluidos:  $\text{TiO}_2$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , Fe e  $\text{WO}_3$  com procedimento de dois passos. O fluido base para as nanopartículas de  $\text{TiO}_2$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  é a água deionizada e para o Fe e  $\text{WO}_3$  foi utilizado etileno glicol. O nanofluido de  $\text{TiO}_2$  possui uma condutividade térmica maior que o de  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , devido à relação superfície-volume maior, porém a nanopartícula de  $\text{TiO}_2$  é menor que a de  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Já o Fe-etileno glicol teve um aumento de 16,3% da condutividade térmica com a concentração volumétrica de 0,3% de nanopartículas. Foi feita uma comparação da condutividade térmica dos nanofluidos e discutiu-se fatores importantes para a determinação da condutividade térmica. Concluiu-se que a relação superfície-volume das nanopartículas é um dos principais fatores para a determinação da condutividade térmica. O aumento da condutividade térmica dos nanofluidos não pôde ser explicado pelo modelo teórico H-C, sendo necessário novos modelos para o estudo da condutividade dos nanofluidos, incluindo vários fatores, como a estabilidade da suspensão, o tamanho da nanopartícula e a viscosidade do fluido base.

Li e Peterson (2006) realizaram uma investigação experimental para examinar a variação da condutividade térmica com a temperatura e a concentração volumétrica de nanopartículas no regime permanente de duas suspensões de nanopartículas, cobre e óxido de alumínio, de diâmetros de 29 e 36 nm, respectivamente. O fluido base utilizado foi a água destilada. Os resultados indicaram que o tipo da nanopartícula, o diâmetro, a concentração volumétrica e a temperatura da mistura tiveram uma influência na condutividade térmica dos nanofluidos estudados.

Das, Choi e Patel (2006) apresentaram uma revisão das investigações teóricas e experimentais na condutividade térmica e no coeficiente troca de calor por convecção com nanofluidos. Nota-se, de maneira geral, um aumento da condutividade térmica dos nanofluidos com relação ao fluido base. Observa-se que o aumento da condutividade térmica parece ser dependente de vários fatores e cresce com o aumento da fração volumétrica, da relação área/volume, da temperatura, da condutividade térmica das nanopartículas, da condutividade térmica do fluido base e com a redução do tamanho das nanopartículas. Por outro lado, vários modelos e teorias foram desenvolvidos para explicar os aumentos observados, mas ainda apresentam limitações. Eles podem ser classificados em dois grandes grupos, os modelos estáticos e os dinâmicos. Os primeiros em geral fazem uso de uma modificação da equação de Maxwell, baseado no fato que as moléculas do fluido base formam uma camada semelhante a um sólido ao redor das nanopartículas. O problema com estes modelos é que a espessura e a

condutividade térmica dessa camada são escolhidos de maneira a igualar as observações experimentais. A forte dependência da condutividade térmica com a temperatura fez aparecer modelos baseados na mobilidade das nanopartículas. Nessa última classe de modelos, tem-se aqueles que explicam o aumento da condutividade térmica seja diretamente pelo movimento Browniano das nanopartículas ou seja indiretamente induzindo uma nano-convecção dentro do fluido. Nas poucas investigações publicadas em convecção sem mudança de fase, observa-se uma melhoria da transferência de calor em convecção forçada, no entanto em convecção natural, nenhuma conclusão pode ser feita, já que os resultados obtidos por diferentes grupos de pesquisa estão em contradição. De fato, vários grupos de pesquisa, notaram uma deterioração da troca de calor em convecção natural com o aumento da fração mássica das nanopartículas. Além disso, os nanofluidos parecem possuir um comportamento Newtoniano. Nota-se nos experimentos em ebulição convectiva um aumento importante do fluxo de calor crítico, mas com uma deterioração da troca de calor. Parece que as nanopartículas fecham os sítios de nucleação, deteriorando assim a troca de calor. Os autores concluem que mais investigações teóricas e experimentais precisam ser feitas, tanto para a identificação da condutividade térmica quanto para as análises de convecção. Além disso, os autores sugerem o uso de nanopartículas metálicas com baixas concentrações para aproveitar o aumento da condutividade térmica, sem causar um aumento grande de viscosidade.

Das (2006) expõe como os nanofluidos apresentam uma melhora significativa no que diz respeito à condutividade térmica em relação aos fluidos convencionais. Enfatiza como o número de artigos e estudos sobre o assunto vêm crescendo, sugerindo então, os nanofluidos como os fluidos térmicos do futuro.

Galanis *et al.* (2007) estudaram numericamente o problema conjugado de desenvolvimento térmico e hidrodinâmico de um escoamento laminar em convecção mista de água e de nanofluido água- $\gamma$  Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> em um tubo horizontal, submetidos a um fluxo de calor uniforme na parede. Os resultados obtidos no presente trabalho mostraram que a presença de nanopartículas produz mudanças importantes em ambos os campos de velocidade e temperatura. Segundo os autores, essas mudanças se manifestam através de um escoamento secundário mais intenso que se desenvolve rapidamente. Os autores constataram ainda que uma maior concentração de partículas fornece um maior coeficiente de transferência de calor e uma diminuição do coeficiente de atrito nas paredes, com relação aos valores encontrados para o fluido base.

Ding *et al.* (2007) investigaram experimentalmente a transferência de calor por convecção forçada utilizando nanofluidos a base de etileno glicol com partículas de óxido de titânio e a água com nanotubos de óxido de titânio, nanotubos de carbono e nanofluido de nanodiamante. Todos os nanofluidos possuem um aumento da condutividade térmica como previsto nas correlações convencionais. Exceto pelo nanofluido de etileno glicol com nanopartículas de óxido de titânio, todos os outros nanofluidos são não-Newtonianos. Foi observada uma diminuição da transferência de calor por convecção para o nanofluido de etileno glicol com nanopartículas de óxido de titânio a números de Reynolds baixos, e para o nanofluido de água com nanodiamantes. Um motivo para essa diminuição pode ser a migração de nanopartículas na seção transversal.

Heris *et al.* (2007) realizaram um estudo da transferência de calor por convecção forçada em um escoamento laminar utilizando o nanofluido de  $Al_2O_3$  dentro de um tubo circular com a temperatura da parede constante. Obteve-se o número de Nusselt dos escoamentos com nanofluido em diferentes concentrações de nanopartículas e com vários números de Reynolds e Peclet. Pelo estudo, observou-se que o coeficiente de transferência de calor aumentou com o aumento da concentração das nanopartículas presentes no fluido e com o aumento do número de Peclet. Flutuações e interações das nanopartículas, especialmente em altos números de Peclet, podem ter causado mudança na estrutura do escoamento e levado a um aumento da transferência de calor devido à presença das nanopartículas. Concluíram também que o aumento da condutividade térmica não é o único fator para o aumento de transferência de calor por convecção, mas também devido ao movimento caótico das nanopartículas, o movimento Browniano e a migração das nanopartículas, que tem papéis importantes nesse aumento.

Weerapun e Somchai (2007) apresentam uma revisão sobre trabalhos experimentais e numéricos de convecção forçada interna utilizando nanofluidos. A revisão apresenta um total de 23 artigos, dos quais apenas 11 são efetivamente artigos sobre convecção forçada com nanofluidos, ilustrando quão limitada era a literatura no tema em 2007, quando foi concluída a primeira fase do presente projeto.

Behzadmehret *al.* (2007) tratou numericamente a transferência de calor por convecção forçada e turbulenta em um tubo circular com um nanofluido consistindo de água e 1% em vol. de cobre. A transferência de calor por convecção com nanofluidos pode ser modelada utilizando a abordagem de duas fases ou de fase única. Neste trabalho o modelo de mistura de duas fases foi comparado com as previsões

correspondentes ao modelo monofásico. A técnica utilizada para a solução do problema diferencial parcial foi a de volumes finitos. Dois resultados experimentais relatados na literatura foram utilizados para validar o processo numérico com o modelo de mistura, a saber, através das medições experimentais de um fluxo gás-sólido e do campo de velocidade dos nanofluidos. Nota-se que existe uma boa concordância entre os resultados teóricos e experimentais para os coeficientes de transferência de calor e números de Nusselt, confirmando a capacidade do modelo de mistura em prever campos térmicos e hidrodinâmicos de nanofluidos. O escoamento de nanofluidos apresenta valores menores de energia cinética turbulenta significando que as partículas sólidas absorveram a mesma quantidade de energia das flutuações de velocidades. Os resultados experimentais também confirmaram a existência de uma região completamente desenvolvida onde a velocidade no centro diminui quando o número de Reynolds aumenta. Quando comparada com o escoamento de água pura o efeito das nanopartículas não é significativa para a velocidade axial média e o comportamento geral é o mesmo. A distribuição radial das concentrações das partículas é uniforme e constante para todos os números de Reynolds, exceto para o mais elevado. O fator de atrito diminui quando o número de Reynolds aumenta, e é mostrado que as nanopartículas não têm um efeito significativo sobre seu valor. O aumento da concentração das partículas faz com que aumente o número de Nusselt, e conseqüentemente, o coeficiente de transferência de calor por convecção. Os autores concluem no artigo que as comparações do número de Nusselt previsto por estes dois modelos com os resultados experimentais correspondentes, indicam que o modelo de mistura é mais preciso do que o modelo de fase única. É mostrado também que a adição de 1% Cu (nanopartículas) aumenta o número de Nusselt em 15%, enquanto não existe nenhum efeito significativo no fator de atrito. Os resultados da transferência de calor para os nanofluidos comparados com as dos fluidos bases mostram que as partículas podem absorver a energia da flutuação de velocidade e reduzir a energia cinética turbulenta.

Javad (2007) realizou um estudo numérico para investigar os efeitos hidrodinâmicos usando nanofluidos e as características térmicas de convecção forçada através de canais ondulados. Supõe-se que as paredes do canal ondulado estão sob fluxo do calor constante na parede. O nanofluido foi produzido pela mistura de partículas de  $Al_2O_3$  com água ou etileno glicol como fluido base. As equações de conservação são resolvidas numericamente pelo método de volumes finitos em coordenadas curvilíneas



do sistema. Os resultados numéricos foram obtidos para uma série de números de Reynolds,  $Re = 100-250$ , e concentração em volume das nanopartículas de 0-10% e dois tipos de nanofluidos,  $Al_2O_3$ -água e  $Al_2O_3$ -etileno glicol. Verificou-se que nanofluidos resultam em maiores quedas de pressão e coeficientes de transferência de calor em comparação com os escoamentos dos líquidos tradicionais. A dispersão de nanopartículas tem um efeito mais considerável sobre a queda de pressão do que sobre a taxa de transferência de calor. Por ter uma maior número de Prandtl, num dado número de Reynolds, o nanofluido etilenoglicol- $Al_2O_3$  tem o maior número de Nusselt.

Kim *et al.* (2009) concluíram que para o nanofluido  $Al_2O_3$ -água com 3% de concentração volumétrica de nanopartículas, a condutividade térmica aumentou 8% a  $22^\circ C$ , e o aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção foi de 15% para 20% do escoamento laminar para o turbulento, respectivamente. Já para o nanofluido de carbono amorfo com 3,5 % de concentração volumétrica, a condutividade térmica foi similar ao da água pura a  $22^\circ C$ , e o aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção aumentou apenas 8% no escoamento laminar e no escoamento turbulento não apresentou alteração. Foi discutido que movimentos de partículas flutuantes no fluido, que geram distúrbios na camada limite térmica, podem afetar o aumento da transferência de calor por convecção na região de entrada.

Bianco *et al.* (2009) investiga numericamente o desenvolvimento da convecção forçada em um escoamento laminar com o nanofluido de alumina-água em um tubo circular, submetido a um fluxo de calor constante e uniforme na parede. Empregaram um modelo de uma única fase e outro de duas fases com temperatura constante na parede e propriedades dependentes da temperatura. O tamanho das nanopartículas são de 100 nm. Os resultados mostraram uma diferença de 11% no aumento da transferência de calor entre os modelos utilizados, sendo o coeficiente de transferência de calor dos nanofluidos maior que do fluido base puro. A transferência de calor aumenta com a concentração volumétrica das partículas, mas isso resulta no aumento da tensão cisalhante na superfície. O aumento da transferência de calor e a diminuição da tensão cisalhante são observados nos modelos com as propriedades dependentes da temperatura.

Kakaç e Pramuanjaroenkij (2009) fizeram uma extensa revisão dos artigos publicados no estudo da transferência de calor por convecção em nanofluidos. O levantamento da literatura mostra que os nanofluidos melhoraram significativamente a capacidade de transferência de calor de fluidos térmicos convencionais tais como óleo

ou água. Modelos teóricos e mais trabalhos experimentais para estudar a condutividade térmica e difusividade aparentes são necessários para demonstrar o potencial dos nanofluidos para a intensificação da transferência de calor por convecção forçada.

Torii (2010) analisa a transferência de calor por convecção de nanofluidos dentro de um tubo circular sob um fluxo de calor constante e uniforme na parede. Considerações são feitas para a condutividade térmica, viscosidade e perda de carga no escoamento turbulento. Os resultados mostram que o aumento da transferência de calor é devido à suspensão das partículas e se torna mais acentuado com o aumento da concentração volumétrica das nanopartículas. Analisou-se três tipos de nanofluidos e a presença dessas nanopartículas afeta a viscosidade e a perda de carga, que também aumentam com o aumento da concentração volumétrica das partículas. Os nanofluidos empregados foram  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{CuO}$  e diamante dispersos em água.

Farajollahi *et al.* (2010) relata o comportamento da transferência de calor de nanofluidos de  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -água e  $\text{TiO}_2$ -água em um trocador de calor casco e tubos. Os experimentos foram realizados para uma ampla gama de números de Peclet, concentrações em volume de nanopartículas, e para diferentes tipos de partículas. Os resultados experimentais para ambos os nanofluidos indicam que as características de transferência de calor dos nanofluidos melhoram com o número de Peclet significativamente. A adição de nanopartículas a líquidos melhora o desempenho de transferência de calor e resulta em maior coeficiente de transferência de calor do que o fluido base no mesmo número de Peclet. Os nanofluidos têm a concentração em volume ótima diferente, em que as características de transferência de calor mostraram o máximo aumento. A nanopartícula com menor diâmetro médio ( $\text{TiO}_2$  nanopartículas), tem uma concentração em volume ideal menor. Em concentrações diferentes de nanopartículas, a transferência de calor em ambos os nanofluidos não é a mesma. Nanofluidos de  $\text{TiO}_2$ -água e  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -água possuem um comportamento melhor para transferência de calor nas concentrações em volume inferior e superior, respectivamente. Para ambos os nanofluidos os resultados experimentais são muito próximos aos valores estimados pela correlação disponível na baixa concentração em volume das nanopartículas.

Lotfi *et al.* (2010) analisa numericamente o comportamento da transferência de calor por convecção forçada em tubos horizontais usando um nanofluido de  $\text{Al}_2\text{SO}_3$ -água. Os resultados foram validados com uma correlação estabelecida neste estudo. O modelo de duas fases Euleriano foi implementado pela primeira vez para estudar esse escoamento. Um modelo de única fase e de duas fases (de mistura) foram

utilizados para comparação. A comparação dos resultados calculados com valores experimentais mostra que o modelo de mistura é mais preciso. É ilustrado que o modelo de uma única fase e o modelo de duas fases euleriano subestimam o número de Nusselt. Efeitos da concentração das nanopartículas nos parâmetros térmicos também são discutidos.

Duangthongsuke Wongwises (2010) apresentam resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor e para o coeficiente de atrito de nanofluidos de TiO-água, escoando em trocador de calor duplo-tubo em contra-corrente, para escoamento turbulento. Além disso, a condutividade térmica e a viscosidade dos nanofluidos foram medidas e novas correlações foram propostas para o coeficiente de transferência de calor e para o fator de atrito. Os nanofluidos foram fabricados em dois passos, usando nanopartículas de TiO comerciais com diâmetro médio de 21 nm dispersas em água. Após a dispersão das nanopartículas, os nanofluidos foram vibrados com ultrassom por 2 horas. As concentrações em volume de nanopartículas foram de 0,2%, 0,6%, 1,0%, 1,5% e 2,0%, com valores de pH de 7,5, 7,1, 7,0, 6,8 e 6,5, respectivamente. Portanto, as soluções testadas foram praticamente neutras. O aparato experimental consistiu de uma seção de testes de 1,5 m de comprimento, no qual o nanofluido escoava no tubo interno e água escoava no espaço anular. A vazão do nanofluido foi controlada com uma bomba magnética de engrenagens. O tubo interno era de cobre, com 9,53 mm de diâmetro externo e 8,13 mm de diâmetro interno, enquanto o tubo externo era de PVC com 33,9 mm de diâmetro externo e 27,8 mm de diâmetro interno. Transdutores diferenciais de pressão e termopares foram montados na entrada e na saída do nanofluido no trocador de calor. Além disso, a temperatura do tubo interno foi medida em diversas seções, usando-se 3 termopares em cada seção. Um tanque foi usado para manter a temperatura do nanofluido uniforme antes da entrada no trocador de calor, e outro tanque foi usado com a mesma finalidade para a água. A vazão de água foi medida com um rotâmetro e a do nanofluido através do tempo necessário para descarregar um determinado volume. As condutividades térmicas dos nanofluidos produzidos foram medidas com o método do fio-quente, enquanto as viscosidades foram medidas com um reômetro rotacional. Os valores medidos de condutividade térmica foram bem superiores àqueles previstos com os modelos clássicos, assim como para as viscosidades. As condições de teste foram: (i) Números de Reynolds entre 3000 e 18000; (ii) temperatura de entrada do nanofluido de 15°C, 20°C e 25°C; (iii) vazões de água de 3 l/min e 4,5 l/min; (iv) temperatura de entrada da água de 35 °C e 45°C. Os

resultados mostram que o coeficiente de transferência de calor e o número de Nusselt dos nanofluidos são maiores do que aqueles do fluido base, e aumentam com o número de Reynolds e com a concentração de partículas, para concentrações de até 1%. Nesta concentração, os aumentos ficaram entre 20% e 32%. Os aumentos para a concentração de 1,5% foram menores do que aqueles para a concentração de 1,0%. Por outro lado, para a concentração de 2,0% de nanopartículas, o coeficiente de transferência de calor foi 14% menor do que aquele para o fluido-base. Tal comportamento pode ser resultado do aumento da viscosidade do nanofluido com o aumento da concentração de nanopartículas, que acompanha o aumento da condutividade térmica. Além disso, aglomerações de nanopartículas podem ter causado este efeito. A perda de carga e o fator de atrito aumentaram com o aumento da concentração de nanopartículas.

Fotukian e Esfahany (2010) investigaram experimentalmente a transferência de calor por convecção em regime turbulento de nanofluido de água e nanopartículas de CuO de 30 a 50 nm (em até 0,24% em volume) através de um tubo circular. As medições apresentadas pelos autores mostraram que a adição de partículas nanométricas de CuO à base de água provoca um aumento considerável do coeficiente de transferência de calor. Este estudo apresenta um aumento de até 25% do coeficiente de transferência de calor médio e, como consequência, um aumento de 20% na queda de pressão. Os autores afirmam, no entanto, que na faixa de concentrações estudada pelo presente trabalho, não foi observado um aumento significativo na eficiência da troca térmica com variação da concentração de nanopartículas. Todavia, a resistência ao escoamento aumentou significativamente em relação ao fluido base, mesmo em concentrações muito baixas de CuO. Os autores apresentam ainda uma comparação entre os coeficientes de transferência de calor medidos e previsões obtidas a partir de diversas correlações propostas na literatura para os coeficientes de transferência de calor de nanofluidos e apresenta o modelo proposto por Buongiorno como sendo uma boa opção de correlação, uma vez que este apresentou previsões bem próximas aos valores obtidos experimentalmente.

Zhang *et al.* (2010) investiga experimentalmente o comportamento da convecção forçada em regime turbulento de nanofluidos de óxido de cobre em base aquosa, com três diferentes tamanhos de partículas (23 nm, 51 nm, e 76 nm), empregando um circuito termohidráulico com fluxo de calor prescrito constante. O principal objetivo desse estudo é avaliar o efeito do tamanho de partículas na convecção turbulenta. Os resultados experimentais demonstram que a suspensão das nanopartículas aumenta

significativamente o coeficiente de transferência de calor, e os nanofluidos com partículas de 76 nm têm o melhor comportamento entre os três tamanhos de partículas ensaiados, especialmente para os maiores números de Reynolds. Os resultados experimentais são comparados com a correlação de Xuan e Roetzel (2000). Baseando-se na aproximação de meio efetivo e na teoria fractal, foi obtida uma condutividade térmica efetiva da suspensão. Mostra-se então que se essa condutividade efetiva é empregada para determinar os números de Prandtl e Nusselt, a nova correlação consegue prever com precisão o comportamento dos coeficientes de transferência de calor.

Bianco *et al.* (2010) realizam uma análise numérica da convecção forçada turbulenta do nanofluido de  $Al_2O_3$  em água num tubo circular. Para analisar o comportamento térmico e dinâmico do fluido foram considerados dois modelos: o de uma única fase e o de duas fases, com partículas de diâmetro de 38nm. O modelo de uma única fase é implementado com o propósito de comparar seus resultados com o de duas fases. Os autores também realizaram simulações para a avaliação de algumas propriedades do nanofluido, particularmente a viscosidade e a condutividade térmica. A simulação foi implementada no sistema FLUENT, com as equações governantes do problema sendo resolvidas pelo método dos volumes finitos, considerando um escoamento axissimétrico, bidimensional e estacionário sujeito a um fluxo de calor uniforme na parede da tubulação. Foram realizadas várias tentativas para as malhas a fim de obter-se precisão e consistência na solução. Foram realizadas análises para o modelo de fase única e para o modelo de duas fases com concentrações de 1%, 4% e 6% de nanopartículas, para  $Re=10^4$  a  $10^5$  e  $q=5 \times 10^5 W/m^2$ . Os resultados obtidos para a temperatura da parede e para a temperatura bulk no caso do modelo de fase única, foram bastante similares ao de duas fases para uma concentração de 1% de nanopartículas, enquanto que para concentrações mais altas, houve uma divergência significativa de resultados. Os autores constataram que o coeficiente de transferência de calor apresentou melhor resultado para o nanofluido do que para o fluido base, havendo aumento da transferência de calor com o aumento da concentração do volume das partículas e também com o número de Reynolds. Também foram realizadas comparações dos resultados obtidos com as correlações existentes na literatura e apresentaram uma boa concordância.

Demir *et al.* (2010) investigam numericamente a convecção forçada em escoamentos laminar e turbulento de um nanofluido de água e  $Al_2O_3$  em uma superfície

lisa de um tubo horizontal com temperatura constante de parede. Estudos que estão relacionados com o assunto na literatura também são revisados. A determinação das propriedades do nanofluido é realizada por meio das correlações de Palm *et al.* (2006). Equações elípticas bidimensionais são usadas para o estudo da hidrodinâmica e o comportamento térmico do nanofluido. Um modelo monofásico é utilizado tanto para propriedades constantes ou propriedades dependentes da temperatura. A investigação é realizada para um tamanho de partícula constante. Os campos de velocidade e de temperatura são apresentados na entrada e na região completamente desenvolvida. Apresentado-se os resultados dos efeitos da concentração de nanopartículas, número de Reynolds, tensão de cisalhamento e queda de pressão. Os números de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor dos nanofluidos são obtidos para diferentes concentrações de nanopartículas. Os resultados numéricos mostram um aumento da transferência de calor devido à presença das nanopartículas no fluido. O coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento da concentração volumétrica de partículas e também tem um aumento da tensão de cisalhamento na parede.

## 2. O circuito termohidráulico de altas temperaturas

### 2.1. Dimensionamento do circuito

O presente projeto foi iniciado a partir do dimensionamento do circuito de convecção forçada em regime turbulento, para teste de nanofluidos. Para este propósito, definiu-se como fluido de trabalho o óleo térmico LUBRAX OT-68-OF, um óleo de base parafínica para transferência de calor em sistemas de aquecimento indireto. Este fluido térmico foi escolhido no dimensionamento por ser muito utilizado em processos térmicos, ser característico do tipo de fluido base do qual se pretende desenvolver nanofluidos e por envolver condições mais críticas operacionais de vazões, temperaturas e viscosidades. Este óleo térmico possui aditivação que evita a corrosão e aumenta sua resistência à oxidação reduzindo os efeitos do craqueamento térmico sobre o óleo, não é corrosivo nem tóxico, e é especialmente recomendado para sistemas abertos com temperaturas de operação da ordem de 180°C à 200°C, devido à sua baixa pressão de vapor não tendo necessidade de pressurização do sistema.

#### Propriedades físicas do óleo térmico LUBRAX OT-68-OF

As propriedades físicas do fluido de trabalho (óleo térmico LUBRAX OT-68-OF) tais como a massa específica, a viscosidade, a condutividade térmica e o calor específico, em função da temperatura, são imprescindíveis para a determinação das condições de escoamento, do balanço térmico do sistema e para o dimensionamento de tubulações e equipamentos. A tabela 2.1 mostra os valores dessas propriedades físicas.

**Tabela 2.1 - Propriedades físicas do óleo térmico LUBRAX OT-68-OF**

**(FONTE: CENPES/PETROBRAS)**

Temperatura (°C)	Densidade	Viscosidade (cSt)	Condutividade Térmica (kcal/h.m.°C)	Calor Específico (kcal/kg.°C)	Pressão de Vapor (mmHg)
20	0,8837	212,8	0,086	0,443	-
30	0,8772	114,2	0,084	0,451	-
40	0,8707	66,83	0,083	0,460	-

Temperatura (°C)	Densidade	Viscosidade (cSt)	Condutividade Térmica (kcal/h.m.°C)	Calor Específico (kcal/kg.°C)	Pressão de Vapor (mmHg)
50	0,8642	42,02	0,082	0,469	-
60	0,8577	28,04	0,081	0,477	-
70	0,8509	19,54	0,080	0,491	-
80	0,8456	14,33	0,080	0,503	-
90	0,8403	10,91	0,079	0,515	-
100	0,8351	8,48	0,078	0,526	-
110	0,8299	6,91	0,077	0,537	-
120	0,8247	5,69	0,076	0,548	-
130	0,8195	4,78	0,075	0,559	0,1
140	0,8143	4,08	0,075	0,569	0,1
150	0,8091	3,54	0,074	0,579	0,2
160	0,8039	3,10	0,073	0,588	0,3
170	0,7987	2,74	0,072	0,598	0,4
180	0,7934	2,45	0,071	0,607	0,6
190	0,7881	2,21	0,070	0,616	1,0
200	0,7827	2,01	0,069	0,625	1,4
210	0,7773	1,84	0,068	0,634	2,1
220	0,7718	1,69	0,067	0,642	3,0
230	0,7562	1,56	0,067	0,650	4,2
240	0,7505	1,45	0,066	0,658	5,9
250	0,7548	1,36	0,065	0,666	8,2
260	0,7489	1,27	0,064	0,674	11,1
270	0,7429	1,20	0,063	0,682	15,0
280	0,7368	1,13	0,062	0,689	20,0
290	0,7306	1,07	0,061	0,696	26,5
300	0,7243	1,02	0,060	0,704	34,7
310	0,7178	0,97	0,059	0,711	45,1
320	0,7111	0,93	0,058	0,718	58,1

### **Cálculo das condições operacionais do circuito**

A fim de que se tenha algumas opções para a tomada de decisão sobre a configuração do circuito que será utilizada no projeto, adotou-se os seguintes cenários de diâmetro de tubulação, 1/2" e 3/4", e de diferenças de temperaturas ( $T_s - T_e$ ), temperatura de entrada do óleo na seção de testes,  $T_e$ , escolhida foi 150 °C e temperatura do óleo na saída da seção de testes  $T_s$  de acordo com a tabela 2.1 abaixo.



**Tabela 2.2 - Cenários de diâmetros de tubulação e de diferenças de temperaturas ( $T_e=150^\circ\text{C}$ ) para análise do circuito convecção forçada.**

<b>Cenário</b>	<b>Diâmetro nominal do tubo (pol)</b>	<b>Diferença de temperatura no óleo térmico (<math>T_s - T_e</math>), (<math>^\circ\text{C}</math>)</b>
1	3/4	20
2	3/4	40
3	3/4	60
4	1/2	20
5	1/2	40
6	1/2	60

O circuito não foi concebido para trabalhar a altas pressões. Portanto, optou-se nos vários cenários de cálculo pela utilização de tubulações de diâmetro nominal de 3/4", schedule 40 (diâmetro externo,  $D_e=26,67$  mm, espessura de parede,  $e=2,87$  mm, diâmetro interno,  $D_i=20,93$  mm) e de diâmetro nominal de 1/2", schedule 40 (diâmetro externo,  $D_e=21,35$  mm, espessura de parede,  $e=2,78$  mm, diâmetro interno,  $D_i=15,8$  mm). O material da tubulação, aço inoxidável 304L, foi escolhido por ser um aço austenítico, resistente à corrosão e de baixo carbono, diminuindo assim a precipitação de carbonetos, fenômeno que ocorre a temperaturas perto de  $850^\circ\text{C}$  e provoca sua fragilização. A sua composição química e outros dados são apresentados na tabela 2.3 abaixo.

**Tabela 2.3 - -Propriedades e composição química do aço 304 e 304L (fonte Favorit Aços Especiais)**

<b>ABNT SAE AISI</b>	<b>%C máx</b>	<b>%Mn máx</b>	<b>%P max</b>	<b>%S máx</b>	<b>%Si máx</b>	<b>%Ni</b>	<b>%Cr</b>	<b>%N máx</b>
304	0,08	2,00	0,045	0,030	0,75	8,00- 10,50	18,00- 20,00	0,10
304 L	0,03	2,00	0,045	0,030	0,75	8,00- 12,00	18,00- 20,00	0,10

Na prática considera-se  $10D_i$  para efeitos de desenvolvimento térmico e hidrodinâmico, em regime turbulento, Çengel (2009). Para se garantir um escoamento

turbulento completamente desenvolvido, assume-se que o comprimento da tubulação deva obedecer à relação  $L=80D_i$ , resultando em  $L=1,67$  m e  $L=1,26$  m para as tubulações de  $\frac{3}{4}$  " e de  $\frac{1}{2}$  ", respectivamente. Entretanto, adotar-se-á o valor de  $L=5$  m para se chegar a um menor fluxo de calor nas paredes das tubulações, como será verificado mais adiante.

### **Cálculo da vazão de óleo:**

Visando-se a utilização do circuito de convecção forçada em escoamento no regime turbulento, adotou-se para efeito de dimensionamento um número de Reynolds igual a 10000. Para escoamento no interior de dutos circulares é considerado regime laminar se Reynolds menor 2300 e turbulento se Reynolds maior 4000, Fox *et al.* (2009). A partir da definição do número de Reynolds, pode-se calcular velocidade média do escoamento, bem como a vazão volumétrica e a vazão mássica na forma:

$$u_m = \frac{Re \mu}{\rho D_i};$$

$$Q = \frac{u_m \pi D_i^2}{4}; \quad (1.a-c)$$

$$\dot{m} = \rho Q$$

Para as condições de operação, onde o óleo térmico deve ser aquecido de  $T_e=150^\circ\text{C}$  (temperatura de entrada) à temperatura de saída,  $T_s=T_e+\Delta T$  ( $=170^\circ\text{C}$ ;  $190^\circ\text{C}$  e  $210^\circ\text{C}$ , para os vários cenários de cálculo), as propriedades físicas devem ser avaliadas à temperatura média global  $T_b=(T_e+T_s)/2$ , através dos valores interpolados. Portanto, nestas condições, os seguintes valores dos parâmetros acima são obtidos (Tabela 2.4):

**Tabela 2.4 - Valores calculados de velocidade média, vazão volumétrica e vazão mássica.**

<b>Cenário</b>	<b>Velocidade média (m/s)</b>	<b>Vazão volumétrica (m<sup>3</sup>/s)</b>	<b>Vazão mássica (kg/s)</b>
1	1,481	$5,095 \times 10^{-4}$	0,410
2	1,309	$4,504 \times 10^{-4}$	0,360
3	1,171	$4,027 \times 10^{-4}$	0,320
4	1,962	$3,847 \times 10^{-4}$	0,309

<b>Cenário</b>	<b>Velocidade média (m/s)</b>	<b>Vazão volumétrica (m<sup>3</sup>/s)</b>	<b>Vazão mássica (kg/s)</b>
5	1,734	3,400x10 <sup>-4</sup>	0,272
6	1,551	3,040x10 <sup>-4</sup>	0,241

### **Cálculo da potência de aquecimento requerida**

Paras as temperaturas de entrada e saída indicadas no item anterior, a taxa de transferência de calor (consequentemente a potência elétrica) e o fluxo de calor na seção de testes do circuito foram calculados como:

$$q = \dot{m}c_p(T_s - T_e);$$

$$q'' = \frac{q}{A} = \frac{q}{\pi D_e L}$$

(2.a,b)

Para as condições de vazão calculadas, obteve-se:

**Tabela 2.5 Valores de taxa de transferência de calor e de fluxo de calor.**

<b>Cenário</b>	<b>Taxa de transferência de calor (kW)</b>	<b>Fluxo de calor (W/m<sup>2</sup>) (* 10<sup>-4</sup>)</b>
1	20,170	4,815
2	36,027	8,600
3	48,723	11,630
4	15,227	4,540
5	27,197	8,110
6	36,781	10,967

Tais valores devem ser fornecidos à parede da tubulação para que o óleo térmico atinja a sua respectiva temperatura de saída.

## Cálculo do trocador de calor de resfriamento

Após a passagem na seção de teste, há a necessidade de resfriamento do óleo térmico até às condições de temperatura de entrada do circuito,  $T_{e\text{óleo}}=150^{\circ}\text{C}$ . Considerando-se que o óleo pode ser resfriado num trocador de calor de casco e tubos com escoamento contra-corrente de múltiplos passos, tendo água como fluido de resfriamento consideramos a  $T_{e\text{água}}=25^{\circ}\text{C}$  e com saída de no máximo  $T_{s\text{água}}=33^{\circ}\text{C}$ , tem-se que:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{óleo}} c_{p\text{ óleo}} (T_{e\text{ óleo}} - T_{s\text{ óleo}}) &= \dot{m}_{\text{água}} c_{p\text{ água}} (T_{s\text{ água}} - T_{e\text{ água}}); \\ \dot{m}_{\text{água}} &= \dot{m}_{\text{óleo}} c_{p\text{ óleo}} (T_{e\text{ óleo}} - T_{s\text{ óleo}}) / (c_{p\text{ água}} (T_{s\text{ água}} - T_{e\text{ água}})) \end{aligned} \quad (3.a,b)$$

Com essas condições, obtém-se para os vários cenários, os valores de vazões da água de resfriamento, na tabela abaixo:

**Tabela 2.6 - Valores de vazões mássicas de óleo e de água no trocador de calor.**

Cenário	Vazão mássica de óleo (kg/h)	Vazão mássica de água (kg/h)
1	1475	2172
2	1295	3880
3	1150	5247
4	1113	1640
5	978	2929
6	868	3961

Obtém-se então a área de troca térmica do trocador de calor para as várias situações de vazão dadas na tabela 2.6. Para este propósito, calcula-se primeiramente o coeficiente global de transferência de calor baseado na superfície externa do tubo (Ozisik,1984) o qual é avaliado como:

$$\begin{aligned}
U_o &= \frac{1}{A_o R} = \\
&= \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i}\right) \left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{A_o}{A_m}\right) \left(\frac{t}{k}\right) + \frac{1}{h_o}} = \\
&= \frac{1}{\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{1}{2k}\right) D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_o}}
\end{aligned} \tag{4}$$

O coeficiente convectivo de troca térmica no lado do casco (por onde o óleo deverá escoar),  $h_o$ , é calculado da equação de Zukauskas (Incropera et al., 2007) para escoamento externo sobre um banco de tubos .

$$\begin{aligned}
\overline{Nu}_D &= C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4}; \\
h_o &= K_{\delta_{leo}} Nu_o / D_o
\end{aligned} \tag{5.a,b}$$

A Eq. (5.a) é válida para  $N_L \geq 20$ ;  $0,7 \leq Pr \leq 500$ ;  $1000 \leq Re_{D,max} \leq 2 \times 10^6$ , onde  $N_L$  é o número de tubos no arranjo. A constante  $C$  e o expoente  $m$  são funções da configuração geométrica do arranjo, que para o presente cálculo foram tomadas da Tabela 7.7 do livro do Incropera et al. (2007) como  $C=0,27$  e  $m=0,63$ .

Para um número de tubos  $N_L < 20$  o número de Nusselt é corrigido como

$$Nu_o|_{(N_L < 20)} = C_2 Nu_o|_{(N_L \geq 20)}; h_o = K_{\delta_{leo}} Nu_D / D_o \tag{6}$$

A constante  $C_2$  é função do número de tubos. Da Tabela 7.8 do livro do Incropera et al. (2007) adota-se  $C_2=0,90$ .

O número de Reynolds  $Re_{D,Max}$  é calculado por:

$$Re_{D,máx} = \frac{\rho_{\acute{o}leo} V_{máx} D_o}{\mu_{\acute{o}leo}};$$

$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D_o} V$$
( 7.a,b )

onde,  $S_T$  é a distância entre os centros de dois tubos adjacentes na vertical (Figura 7.11 do Incropera et al., 2007).

O coeficiente convectivo de troca térmica no lado dos tubos (para escoamento de água)  $h_i$  é calculado da Equação de Petukhov (Ozisik, 1984):

$$Nu_i = \frac{Re Pr}{1,07 + 12,07(Pr^{2/3} - 1) \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}} \left(\frac{f}{8}\right);$$

$$f = (1,82 \log Re - 1,64)^{-2};$$
(8.a-c)

$$h_i = k_{\acute{a}gua} Nu_i / D_i$$

A Eq. ( 8.a ) é válida para  $0,5 \leq Pr \leq 2000$ ;  $10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ . A área de troca térmica é calculada por:

$$A = \frac{q}{FU_o \Delta T_{ln}}$$
( 9 )

Nas Eqs. (10) abaixo,  $\Delta T_{ln}$  é a diferença de temperatura média logarítmica para um trocador de calor operando em contracorrente com as mesmas temperaturas de entrada e de saída e  $F$  é um fator de correção, que depende da geometria do trocador de calor e das temperaturas de entrada e de saída dos escoamentos dos fluidos quente e frio. Portanto,

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$\Delta T_1 = t_1 - T_2; \quad (10.a-c)$$

$$\Delta T_2 = t_2 - T_1$$

O fator de correção F é obtido de figuras apropriadas (Figura 11.18.a, Çengel, 2009 ) a partir das relações P e R para um trocador de calor de múltiplos passes:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1};$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (11.a,b)$$

Para um trocador de calor de 2 passes no tubo e 1 passe no casco cujas características geométricas são  $D_o=13,72$  mm;  $D_i=9,94$  mm,  $S_T=50$  mm e  $D_b=19,05$  mm (diâmetro do tubo de entrada no casco do trocador), os seguintes resultados para a área de troca térmica são obtidos:

**Tabela 2.7 - Área de troca térmica para os diferentes cenários de um trocador de calor de quatro passes nos tubos e um passe no casco.**

Cenário	Área de troca térmica (m <sup>2</sup> )
1	0,11
2	0,19
3	0,24
4	0,09
5	0,16
6	0,20

## **Cálculo da carga da bomba**

Alguns critérios na seleção da bomba devem ser levados em consideração, quais sejam: características do processo (vazão, ponto de tomada de sucção, ponto final de descarga) e características do fluido a ser bombeado (temperatura, viscosidade, massa específica, pH, presença de partículas em suspensão, corrosividade).

A carga na bomba é calculada pela equação 12 , Falco (1992).

$$H = \frac{(P_d - P_s)}{\gamma} + (Z_d - Z_s) + (h_{fs} + h_{fd}) \quad (12)$$

O primeiro e o segundo termo da Eq. (12) podem ser desprezados em relação ao último, já que se trata de um sistema fechado e que o desnível é muito pequeno quando comparado às dimensões do aparato. Neste caso, calculam-se somente as perdas de carga por atrito em trechos retos de tubulação e localizadas em acessórios.

## **Perda de Carga no Circuito**

Considerou-se 15 metros de trecho reto de tubulação, perdas localizadas em 3 curvas de 90°, 7 conexões e no trocador de calor. Para as perdas por atrito, tem-se

$$h_1 = f \frac{L \bar{V}^2}{D} \quad (13)$$

Para o aço inoxidável 304L (rugosidade  $\varepsilon = 0,042$  mm), as perdas por atrito foram calculadas para um trecho de tubulação de 5 m, e para o cobre (rugosidade  $\varepsilon = 0,0015$  mm) num trecho de tubulação de 10 m. Para as perdas localizadas, tem-se que:



$$h_{lm} = f \frac{L_e \bar{V}^2}{D} \quad (14)$$

onde,  $L_e$  é o comprimento equivalente de tubo reto. Para o cálculo da perda de carga no trocador de calor utilizou-se o esquema descrito por Kakaç e Liu (2002). Portanto, para os cenários do presente projeto, obteve-se:

**Tabela 2.8 - Carga da bomba e diferença de pressão de bombeamento para os diferentes cenários**

<b>Cenário</b>	<b>H (m)</b>	<b><math>\Delta p</math> (bar)</b>
1	3,08	0,24
2	2,41	0,19
3	1,93	0,15
4	5,17	0,41
5	4,04	0,32
6	3,57	0,28

Analisando esses valores calculados escolhemos a tubulação com diâmetro de 1/2" pela vantagem de utilizar uma menor potência de aquecimento e o circuito operar com um menor volume de fluido comparado a de 3/4". O valor da potência também serviu de referência para pedirmos um aumento de carga elétrica, no laboratório para operar o circuito.

## 2.2. Descrição do circuito

A seguir descrevemos o circuito termohidráulico de altas temperaturas projetado, construído e testado no contexto do presente projeto, visando avaliações de intensificação térmica de nanofluidos em regimes de transição e turbulento, com níveis de temperaturas mais elevados que aqueles possíveis no circuito térmico anteriormente construído e disponível no LTTC, COPPE/UFRJ.

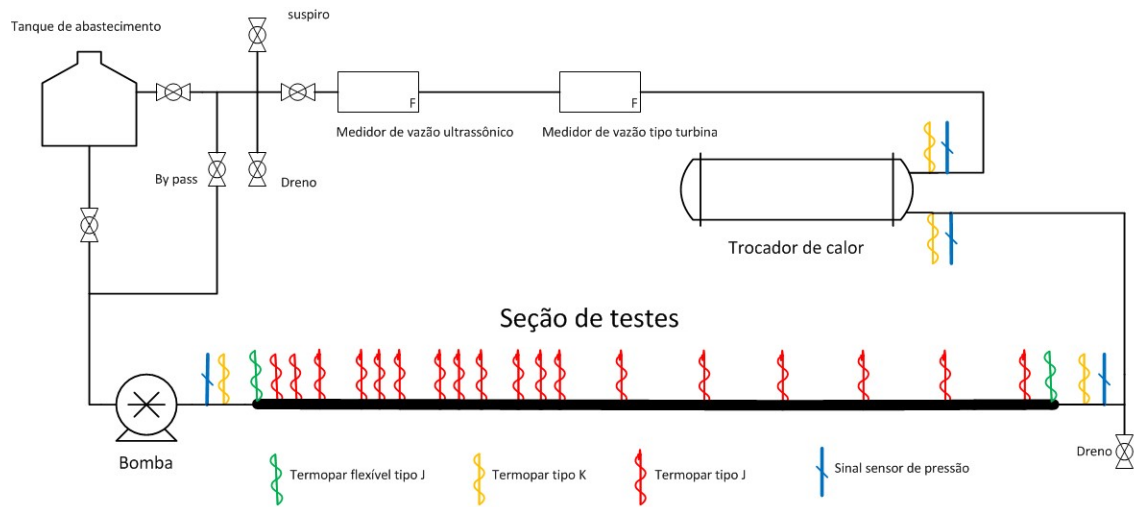
O novo aparato pode ser dividido em duas partes em sua descrição:

- **Circuito Primário** : Trecho no qual circula o fluido a ser estudado.
- **Circuito Secundário** : Trecho no qual circula a água de resfriamento.

Por questões de segurança o circuito primário foi montado em uma sala, inicialmente usada para aulas, que foi modificada para receber o aparato onde foi feita a instalação de um exaustor Vesper EQ 300 M 6 , 1/6 HP, 06 pólos, 1.100 rpm, vazão 1.500 m<sup>3</sup>/h. Foi instalada também uma vigia de 1,38 x 0,61 m com vidro de 8mm temperado, possibilitando assim que o operador ficasse em um local seguro e ao mesmo tempo tivesse contato visual com o aparato.

### 2.2.1. Circuito primário

O circuito primário foi construído em tubo de aço inox 304L 1/2" schedule 40. Possui um trecho de 1m de tubo de aço inox 304 de 1" onde ficam os transdutores do medidor de vazão ultrassônico e o medidor de vazão tipo turbina. A figura 2.1 mostra uma visão geral do circuito primário. A seguir são descritos os componentes do circuito.



**Figura 2.1 - Visão geral do circuito primário e visão esquemática**

**- Tanque de abastecimento:**

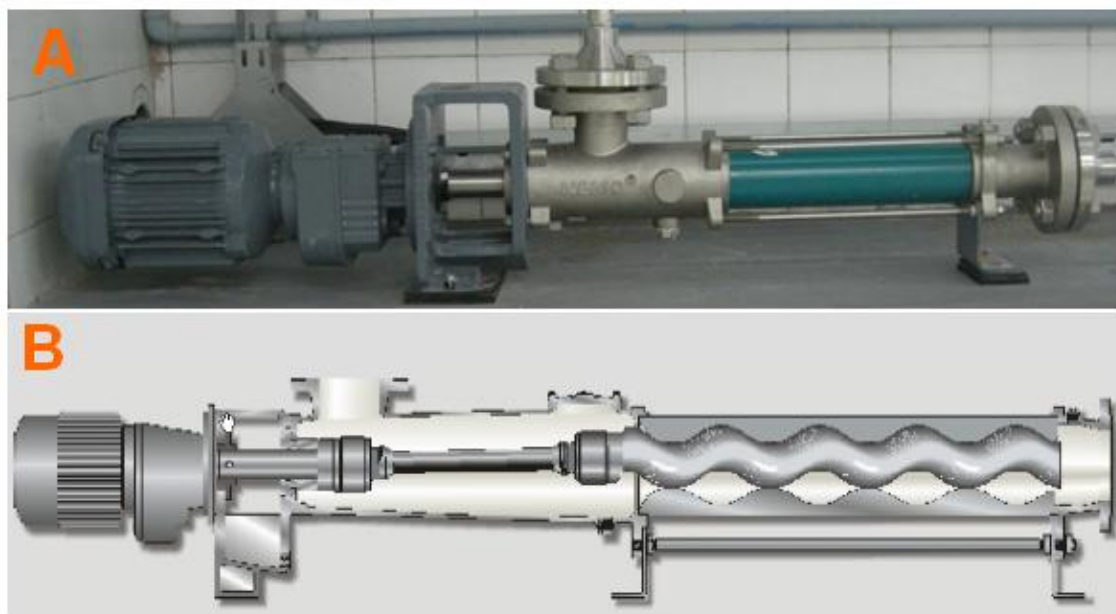
O tanque de abastecimento foi fabricado em aço inox AISI 304L e também pode ser utilizado como unidade pré aquecedora para partida em caso de se utilizar fluido de alta viscosidade. O tanque é mostrado na figura 2.2.



**Figura 2.2 - Tanque de abastecimento do circuito primário.**

**- Bomba NEMO NETZSCH:**

A bomba de deslocamento positivo selecionada para movimentar o nanofluido foi o modelo NEMO NETZSCH NM031BY01L06B, bomba helicoidal de cavidade progressiva, com as seguintes características: motor elétrico de 1,5 KW, 4 pólos, 220/380/440/760V, 60 Hz, trifásico, rotor AISI 304 cromado especial (UM 150°C), estator borracha Viton temperatura 150°C (máx. 160°C), sólidos diâmetro 100 nm, vazão de projeto 2,5 m<sup>3</sup>/h ,aspiração 0 bar, pressão de descarga 1 bar, rotações : 305 rpm, potência absorvida 0,6 kW, potência do motor 1,5 kW. A bomba é mostrada na figura 2.3.



**Figura 2.3 – A -Bomba modelo NEMO NETZSCH NM031BY01L06B; B-Desenho esquemático da bomba.**

#### **- Placa de orifícios atenuadora de “swirl”**

O tipo de bomba empregado produz correntes helicoidais no seu escoamento, conhecido pelo termo em inglês “swirl”. Esse fenômeno provoca resultados indesejáveis nas medidas de vazão e temperaturas ao longo da parede. Para atenuar o escoamento em “swirl” foi instalada uma placa de orifícios na união imediatamente após o flange de redução da bomba, que pode ser visto na figura 2.4.



**Figura 2.4 - A- local onde foi instalada a placa de orifícios; B- placa de orifícios dentro**

### **- Inversor de Frequência**

O inversor de frequência WEG CFW08, figura 2.5, permite o controle da frequência de alimentação do motor elétrico da bomba Nemo. A 60Hz o motor elétrico tem 1800 rpm que sofre uma redução por caixa de engrenagens fazendo girar o impelidor da bomba a 305 rpm. Variando essa frequência modificamos a rotação da bomba e assim sua vazão.



**Figura 2.5 - Inversor de frequência WEG CFW08**

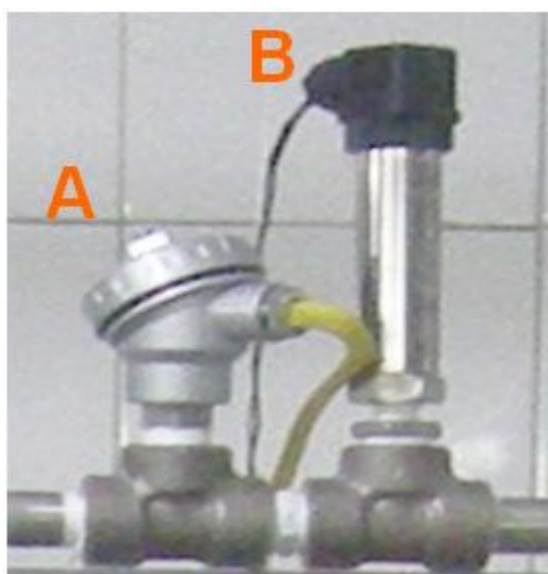
### **- Seção de Testes**

Consiste em um trecho de 5m reto de tubulação, onde ocorre o aquecimento do fluido, e onde estão instalados os termopares que aquisitam as temperaturas de parede. O desenvolvimento hidrodinâmico e térmico em regime turbulento é estimado ocorrer em cerca de 1,26 m (conforme citado no fim da página 18 e início da 19) dessa seção, mas os 5 metros de comprimento foram necessários pelo fato de não ter sido encontrado um fornecedor de resistências elétricas capazes de suprirem a potência total desejada em um trecho inferior a essa medida. A seção de testes durante a instalação da cobertura de alumínio corrugado, para finalizar a etapa de montagem do isolamento térmico, pode ser visualizada na figura 2..6.



**Figura 2.6 - Seção de testes durante a instalação final da cobertura de alumínio corrugado.**

A seção de testes possui a montante e a jusante a mesma instrumentação, ou seja, um termopar do tipo K com classe de exatidão 0,5 % , e um sensor de pressão com leitura de 0-4 bar e saída de sinal 4-20mA, como mostrado na figura 2.7.



**Figura 2.7 - A - termopar tipo K ; B - transdutor de pressão, instalados na entrada e saída da seção de testes.**

Na figura 2.8 temos a configuração geral do circuito e a localização dos conjuntos (termopar-transdutor de pressão) ao longo do circuito primário.



**Figura 2.8 - Localização dos conjuntos termopar-transdutor ao longo do circuito primário. A. Entrada da seção de testes; B. Saída da seção de testes; C. Entrada do trocador de calor; D. Saída do trocador de calor**

Para que haja uma mistura mais homogênea e uma medição mais adequada da temperatura média de mistura na saída da seção de testes, foi instalado um misturador (mola cônica) em uma luva à montante do termopar conforme o esquema mostrado nas figuras 2.9.



**Figura 2.9 - A- misturador em detalhe ; B- instalação do misturador; C- mola já instalada.**

Para aquecer o fluido houve a necessidade de se optar por um sistema não intrusivo em relação ao escoamento, com custo acessível, facilidade de controle, de fácil isolamento térmico, e que pudesse fornecer um fluxo de calor o mais uniforme possível ao longo da parede do tubo, na potência total requerida. A solução encontrada foi a utilização de doze resistências instaladas na superfície externa do tubo deixando a área



de contato a maior possível afim de assegurar uma maior uniformidade do fluxo de calor.

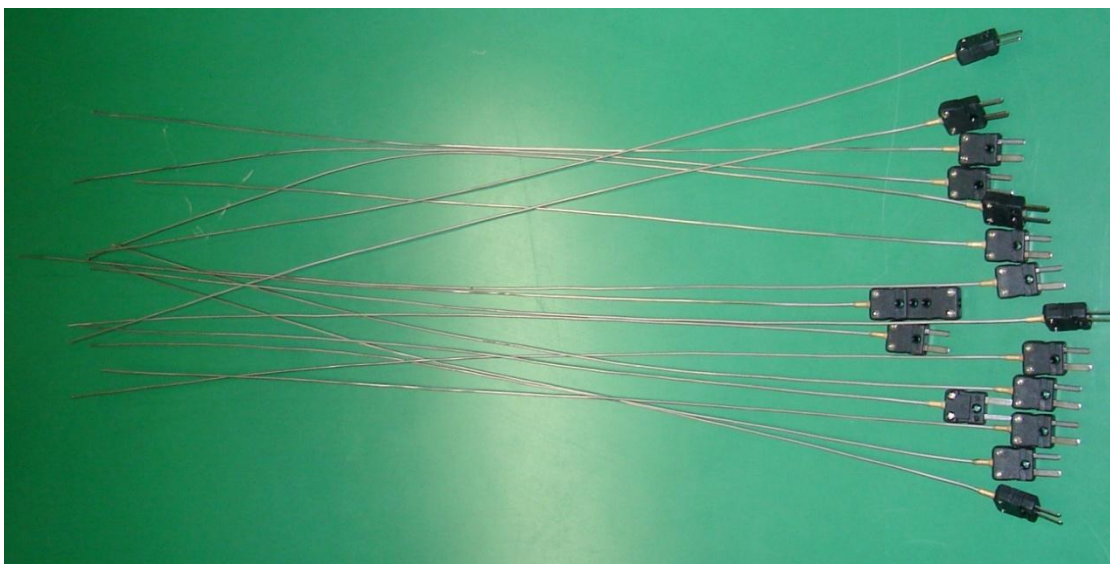
As resistências foram fabricadas com elemento tubular de aço inox 304 com diâmetro 8,5mm, em formato helicoidal com 23 espiras, passo de 17,39mm totalizando um trecho de 400 mm cada, diâmetro interno de 21,5mm, com niple de 5/8" x 10mm em latão com capacidade elétrica de 2250 W em 220 V ou um fluxo de calor máximo de 1,8 W/cm<sup>2</sup> cada.

O aquecedor da seção de testes é composto por 12 resistências elétricas helicoidais. Na figura 2.10 pode-se observar duas resistências elétricas acopladas ao tubo antes de sua instalação definitiva.



**Figura 2.10 - Resistências elétricas acopladas ao tubo da seção de testes.**

Para medir as temperaturas ao longo da parede do tubo foram instalados 18 termopares de isolamento mineral, tipo J, Ferro-Constantan, com classe de exatidão de 0,5%, figura 2.11. A localização de cada um segue a seguinte ordem: nas quatro primeiras resistências há três termopares simetricamente distribuídos em relação à metade do comprimento da resistência, e a partir da quinta tem-se apenas um termopar no ponto central da resistência. Tal arranjo é devido ao interesse de se ter uma maior quantidade de medidas ao longo da região de desenvolvimento térmico.



**Figura 2.11 - Termopares tipo J instalados na parede externa do tubo da seção de testes.**

Os termopares foram inicialmente fixados em suportes os quais foram colados à parede do tubo com adesivo de alta temperatura COMSOL da Loctite. As figuras 2.12 ilustram a fixação dos termopares.

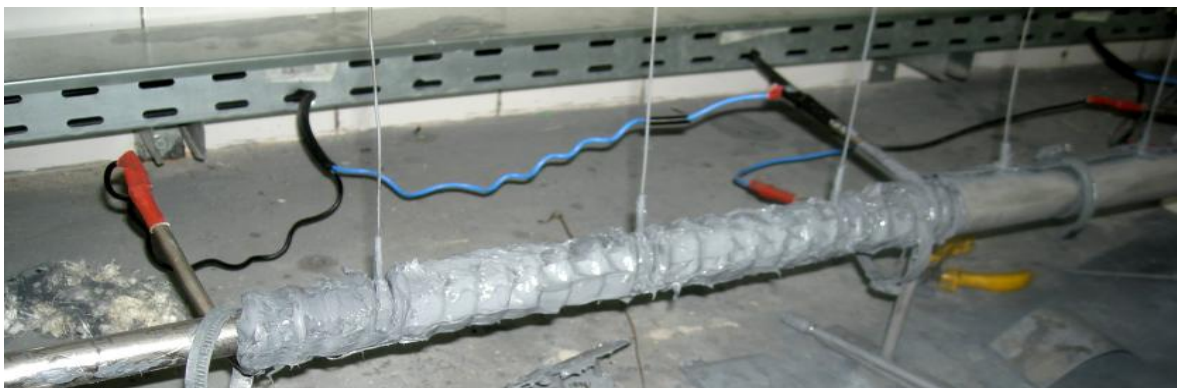


**Figura 2.12 - A- Suportes a serem colados; B-Cola curando e C –Termopar encaixado no suporte.**

Para melhorar a uniformidade do fluxo de calor, foi aplicada uma pasta térmica a base de silicone e grafite ThermalSilver da Implastec, entre todas as espiras das resistências, preenchendo os espaços vazios, como pode ser visto nas figuras 2.13 e 2.14.



**Figura 2.13 - – Aplicação de pasta térmica no contato entre o tubo e as resistências elétricas.**



**Figura 2.14 - Resistência elétrica totalmente preenchida com pasta térmica.**

Após aplicar a pasta térmica, o conjunto foi envolto em chapa de alumínio e fechado com abraçadeiras do tipo rosca-sem-fim, como pode ser observado na figura 2.15 abaixo.



**Figura 2.15 - Resistências elétricas com pasta térmica envoltas em chapa de alumínio.**

Alguns suportes dos termopares se soltaram devido às temperaturas elevadas dos testes iniciais, acima dos valores previstos pelo fabricante do adesivo, e foram então instaladas abraçadeiras do tipo rosca sem fim de 1 ¼" com um furo para passagem do termopar, bem como foi usada cola de silicone de alta temperatura da Loctite para melhorar a fixação, Fig. 2.16.



**Figura 2.16 - A- Abraçadeira de fixação dos termopares ; B – Abraçadeira instalada no tubo.**

Os testes iniciais no circuito, empregando água destilada como fluido de trabalho, evidenciaram a importância da resistência térmica de contato entre a extremidade do termopar na parede externa, e a temperatura desejada na parede interna do tubo da seção de testes, combinando a resistência de uma fina camada de pasta

térmica que permaneceu nessa fixação e a própria espessura da tubulação de aço inox. Medidas preliminares indicaram que as temperaturas na superfície da resistência poderiam chegar à ordem de 150°C enquanto na superfície da tubulação poderiam ser de apenas 40°C para convecção em regime turbulento.

Embora seja possível determinar as resistências térmicas de contato em um experimento de referência, também foram instalados dois termopares flexíveis nas duas extremidades da seção de testes, com adesivo Loctite de altas temperaturas, sem a presença de nenhuma camada de pasta térmica. Essas duas medidas permitem então determinar o número de Nusselt global na seção para verificação dos resultados obtidos para os números de Nusselt locais obtidos a partir das medidas de temperatura corrigidas para a parede interna da tubulação. A Figura 2.17 ilustra o processo de instalação dos termopares flexíveis.



**Figura 2.17 - A-Preparação da superfície com o rasgo; B- Termopar colado, cola curando.**

A seção de testes foi isolada termicamente com lã de rocha marca biolã de 11cm de espessura de parede, como pode ser visto na figura 2.18 , posteriormente envolta por alumínio cartonado .



**Figura 2.18– Seção de testes envolta pela lã de Rocha**

O circuito possui um dreno inferior após a seção de testes, que possibilita recolher o fluido em estudo e lavar o circuito para novos testes, eliminando resíduos em seu interior. O dreno pode ser visualizado através da figura 2.19.

**Válvula de abertura**



**Figura 2.19 - Dreno inferior da seção de testes.**

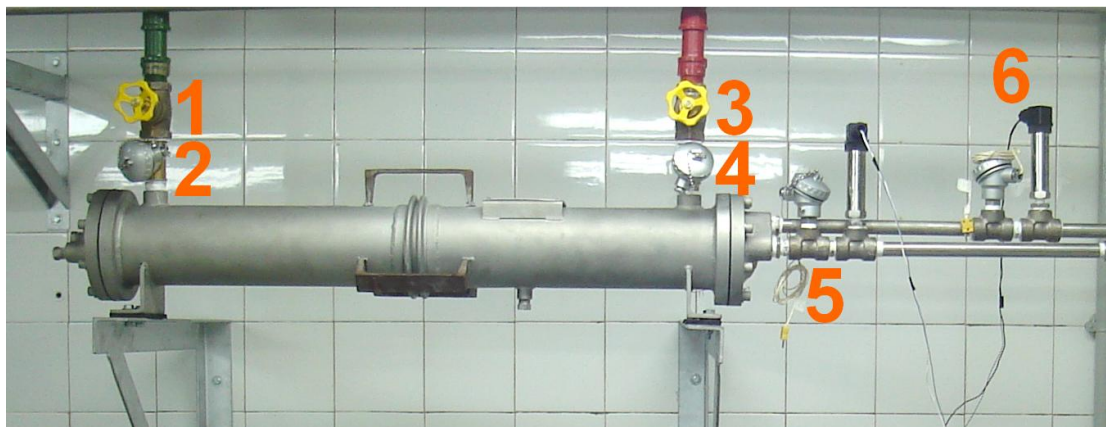
Para visualizar o fluido e monitorar a presença de bolhas e a deposição de nanopartículas, existe um visor de fluxo da marca Serron, em inox, que é mostrado na figura 2.20, instalado no trecho vertical logo após a seção de testes.



**Figura 2.20 - Visor de fluxo do circuito primário**

#### **- Trocador de Calor**

O trocador de calor de resfriamento do circuito primário é do fabricante CHS - COOLERS AND HEATERS SYSTEMS, modelo PY-4-4-1000-E. Tem capacidade térmica de 24.482 kcal/h, área de troca térmica de 1,21 m<sup>2</sup>. O trocador de calor tipo casco (água de resfriamento) e tubos (fluido em estudo – 2 passes) pode ser visto na figura 2.21.



**Figura 2.21 - Trocador de Calor tipo Casco e Tubos**

- 1) Registro tipo globo - entrada da água de resfriamento.
- 2) Termopar tipo K - entrada da água de resfriamento.

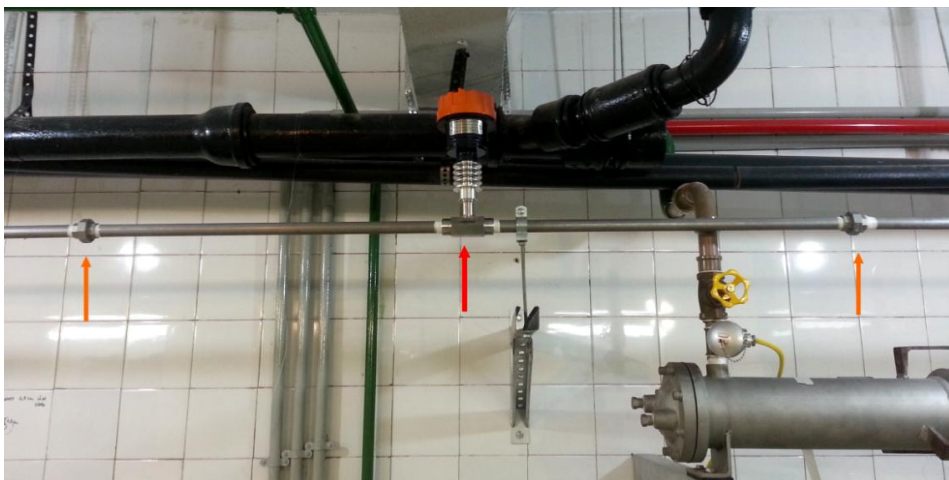
- 3) Registro tipo globo - saída da água de resfriamento.
- 4) Termopar tipo K - saída da água de resfriamento.
- 5) Conjunto termopar tipo K e sensor de pressão - entrada.
- 6) Conjunto termopar tipo K e sensor de pressão - saída.

#### **- Medidor de vazão tipo turbina (para regimes laminar e de transição)**

O medidor de vazão tipo turbina da marca Tecnofluid modelo TVT-012-N-B-E-A-2-0-R/EHT 150, materiais de construção: corpo AISI 304, conexão ao processo AISI 304, mecanismos internos eixos AISI 304 e rotor AISI 410, cabeçote e invólucro alumínio fundido IP 65. Faixa de medição de 0,1 a 1,0 m<sup>3</sup>/h , sinal de 4 a 20 mA, alimentação 24 VDC, é mostrado na Fig.2.22.

Sua montagem foi planejada para que o equipamento pudesse ser retirado do circuito quando for utilizado para vazões acima de 1 m<sup>3</sup>/h, sendo então esse trecho substituído por um tubo reto. Houve o cuidado de distanciar o equipamento a 0,6m da união que se encontra a montante e 0,6m da união à jusante garantindo assim o amortecimento das linhas de corrente perturbadas por essas conexões.

Sua principal atribuição é a medição da vazão no regime de transição e no início do regime turbulento, podendo medir também no regime laminar.



**Figura 2.22 - Medidor de vazão tipo turbina da marca Tecnofluid no centro e as uniões nas extremidades.**



### - Medidor de vazão ultrassônico

O medidor de vazão ultrassônico selecionado foi o da marca Sierra Instruments modelo Innova-Sonic205-2-1-SH-30-NIST com as seguintes características: range de 0 a 12 m/s, diâmetros de tubulação de 1" a 200", temperatura de trabalho de -40 a +170 °C, conexão 2 sensores piezelétricos, saída de sinal de 0/4 ~ 20 mA, alimentação 90 a 250 VAC, 10 a 36 VDC, cabo de interligação de 9 metros, precisão +/- 0,5% da leitura. Para a montagem do medidor ultrassônico, tem-se uma expansão de 1" de diâmetro em um trecho de 1 metro. Os transdutores do medidor de vazão ultrassônico são montados em local específico seguindo as recomendações do fabricante, e utiliza-se gel de silicone no contato dos transdutores com a tubulação, para que haja boa transmissão e recepção do sinal, figura 2.23. Na figura 2.24 pode-se observar o display do medidor de vazão ultrassônico.



**Figura 2.23 - Transdutores do medidor de vazão ultrassônico**



**Figura 2.24 - Display do medidor de vazão ultrassônico Sierra Instruments.**

## - Sistema de válvulas

O sistema de válvulas esféricas para direcionamento do escoamento após o medidor de vazão é mostrado nas figuras 2.25 e 2.26. Para direcionar o escoamento, a válvula perpendicular ao tubo é fechada e a válvula paralela ao tubo é aberta. Têm-se as seguintes válvulas no sistema:

1. Situa-se à jusante do trecho no qual encontram-se os transdutores do medidor de vazão ultrassônico, é mais utilizada em caso de manutenção do sistema.
2. Suspiro.
3. Dreno superior.
4. Atua em conjunto com a 5 e 6 (“bypass”).
7. Situada à jusante da seção de testes, utilizada para manutenção do circuito.
8. Dreno inferior.

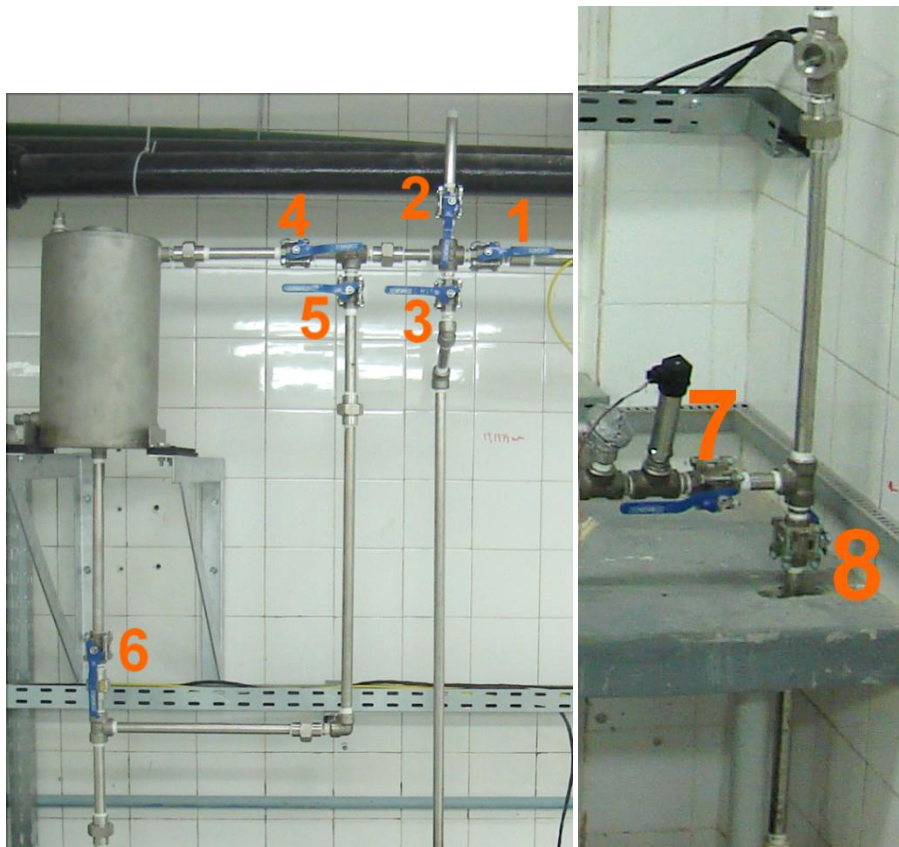


Figura 2.25- Sistema de válvulas esféricas Figura 2.26- Válvula esférica e dreno inferior

### 2.2.2. Circuito secundário

O circuito secundário é composto por uma tubulação de PVC de 1" e tem como função a circulação da água de resfriamento do circuito primário. O conjunto bomba-torre está apoiado em uma base de concreto armado medindo 1,23m x 1,80m. Esta base está apoiada em quatro amortecedores da Vib-Tech, modelo Vibrachoc VAC 06Y3, carga estática máxima 205 kg, mínima 140 kg, frequência natural 3 a 4 Hz. O conjunto bomba-torre pode ser visto nas figuras 2.27. e 2.28.



**Figura 2.27 - Torre de resfriamento do circuito secundário A (base) e B (visão parte traseira do conjunto).**

#### - Torre de Resfriamento

A torre de resfriamento escolhida foi o modelo 4/2-A19-II da ALPINA EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA com as seguintes características: carga térmica 24.000 kcal/h, vazão de água total 4,8 m<sup>3</sup>/h, temperatura de água quente 34,5°C (projeto); 33,7°C (real), temperatura de água fria 29,5°C (projeto), 28,7°C (real), temperatura de bulbo úmido 26,7°C, pressão sonora por ventilador, a 2 m 73 ± 2 dB, modelo do ventilador, VAP-455/10/35, motor elétrico TFVE, IPW-55, 60 Hz, potência

consumida (BHP) 0,70 CV. As figuras 2.28 A e B e 2.29 mostram detalhes e a visão geral da torre de resfriamento.



**Figura 2.28 - Conjunto bomba-torre de resfriamento**

#### **- Bomba centrífuga**

A bomba centrífuga que circula a água de resfriamento possui as seguintes características: modelo DANCOR 4 MS 08 BR, sucção de 1", recalque igual a 3/4", motor elétrico trifásico 220/380V, 60 Hz, 3450RPM, 4,0 CV, rotores em bronze, monobloco e multiestágio, figura 2.9.



**Figura 2.29 - Bomba centrífuga do circuito secundário**

### – Válvulas do circuito secundário

Na figura 2.30 mostra-se o posicionamento das válvulas do circuito secundário, quais sejam:

1. Válvula da entrada de água da bacia da torre para a bomba.
2. Válvula do dreno da bacia da torre.
3. Válvula da alimentação da bacia da torre com água da rede.



**Figura 2.30 - Válvulas do circuito secundário.**

A seguir é mostrado o interior da torre de resfriamento na figura 2.31, onde se destacam os seguintes elementos:

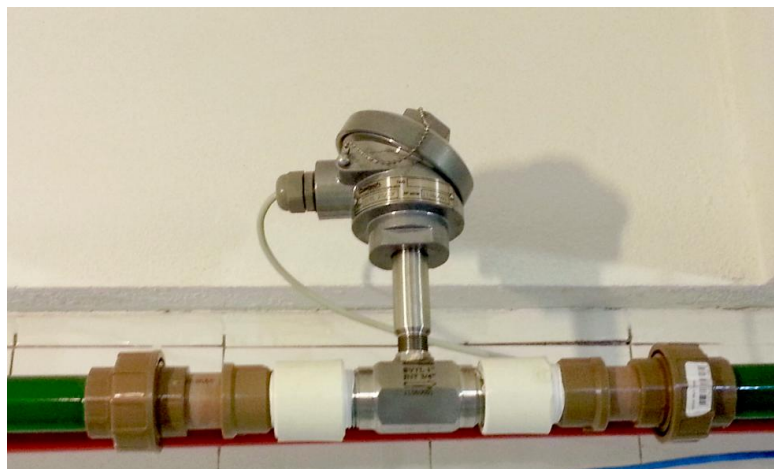
1. Boia automática da bomba.
2. Válvula boia.
3. Dreno .



**Figura 2.31 - Visão do interior da torre de resfriamento**

#### **- Medidor de vazão tipo turbina**

O medidor de vazão tipo turbina da água de resfriamento é da marca Contech Indústria e Comércio de Equipamentos Eletrônicos Ltda, tipo LIQUIDO SVTL Modelo 102010000019S TD.NM. 025.A 4.019.A4.A.2.E1, que tem como características: Rotor em aço inox 420 com mancal carbetado, eletrônica conversor 4 a 20mA, invólucro Cab. Alum. Ø58 CE 1/2" BSP - P. Exp., classe de temperatura 80°C, range 0,67 a 6,8m<sup>3</sup>/h. Mede a vazão da água que vem da torre de resfriamento em direção ao trocador de calor. O medidor de vazão tipo turbina pode ser visto na figura 2.32.



**Figura 2.32 - Medidor de vazão tipo turbina do circuito secundário**

## 2.3. Sistema elétrico de alimentação e controle

Na figura 2.33 é mostrada uma visão geral do sistema de controle do aparato e o sistema de alimentação (elétrico), onde se destaca os seguintes componentes:

1. Quadro elétrico principal (alimentado direto da subestação, distribui para 2, 3 e controle da bomba do primário).
2. Quadro de controle do secundário.
  - A. Botão liga/desliga - ventilador da torre de resfriamento
  - B. Botão liga/desliga - inversor de frequência (4).
3. Quadro de controle das resistências elétricas.
4. Inversor de frequência - bomba de água de resfriamento.

A seguir, mostra-se na figura 2.34 o disjuntor e o inversor de frequência da bomba do circuito primário, destacando-se:

5. Disjuntor do inversor de frequência da bomba do circuito primário.
6. Inversor de frequência da bomba do circuito primário.



Figura 2.33 - Sistema de alimentação (elétrico) e controle do aparato.



**Figura 2.34 - Disjuntor do inversor e o inversor de frequência da bomba do circuito primário.**

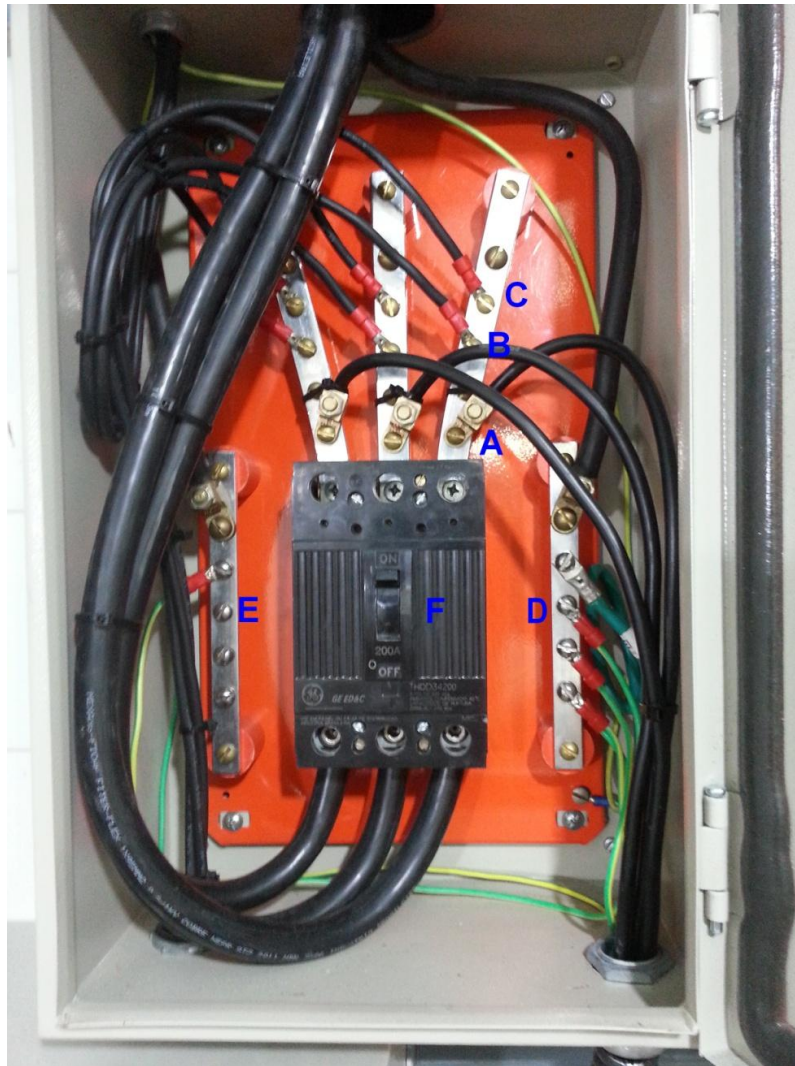
#### **- Quadro elétrico principal**

Na figura 2.35 pode-se observar o esquema do quadro elétrico principal:

- A. Três fases do quadro de controle das resistências elétricas.
- B. Três fases da bomba do circuito primário
- C. Três fases da bomba do circuito secundário
- D. Barramento terra 1 para: as bombas, quadro de controle das resistências elétricas, calha metálica por onde passam os cabos de alimentação das resistências elétricas.
- E. Barramento terra 2 para equipamentos eletrônicos como: computador, fontes de alimentação, instrumentos de medição e aquisição de dados.

Note que há intencionalmente dois aterramentos independentes de forma a evitar problemas com ruídos nos equipamentos mais sensíveis.





**Figura 2.35 - Quadro elétrico principal**

#### **- Quadro de controle do circuito secundário**

A figura 2.36 mostra o esquema do quadro de controle do circuito secundário.

- A. Disjuntor da bomba e ventilador do circuito secundário.
- B. Fusíveis diazed de efeito retardado da bomba.
- C. Fusíveis diazed de efeito retardado do ventilador.
- D. Conjunto: Bloco de contato auxiliar e contator 18 A (relé de controle serve para o intertravamento com quadro de controle das resistências elétricas com a bomba).
- E. Relé de sobrecarga térmica para motor da bomba.

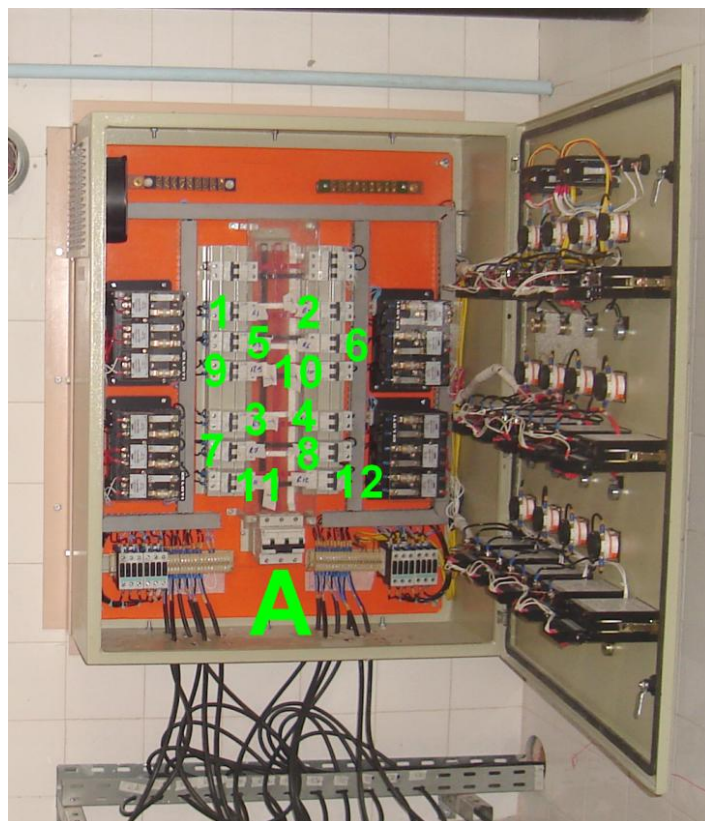
- F. Conjunto: Bloco de contato auxiliar e contator 12 A (relé de controle serve para o intertravamento com quadro de controle das resistências elétricas com o ventilador).
- G. Relé de sobrecarga térmica para motor do ventilador.
- H. Monitor de falta de fase.
- I. Botão de comando do ventilador.
- J. Botão de comando da bomba.
- K. Fusíveis protetores dos elementos: D,E,F,G e H.



**Figura 2.36 - Quadro de controle do circuito secundário**

A figura 2.37 mostra o disjuntor principal e os disjuntores dos controles das resistências, onde destacamos os seguintes componentes:

- A- Disjuntor principal - quadro de controle das resistências.
- 1 a 12. Disjuntores das resistências R1 a R12



**Figura 2.37 - Disjuntor principal e os disjuntores dos controles das resistências**

O painel do quadro de controle das resistências permite controlar cada resistência individualmente através da corrente selecionada nos trimpots. A figura 2.38 mostra o painel do quadro de controle de resistências, com os seguintes destaques:

- A. Botão de parada de emergência.
- B. Chave liga/desliga para cada resistência.
- C. Trimpot para selecionar a corrente (potência) de cada resistência.
  1. Tensão no quadro de controle: indica a tensão das 4 resistências à esquerda.
  2. Indica a corrente que passa no quadro que passa pelo circuito quadro-resistência.

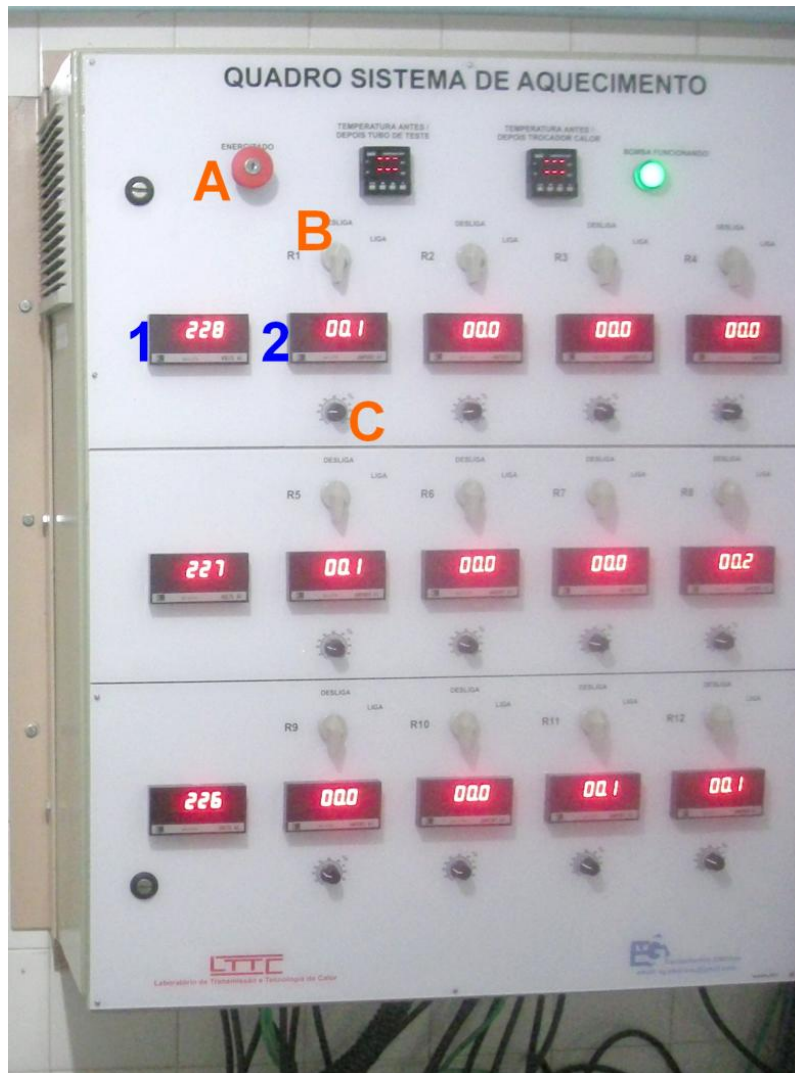


Figura 2.38 - Painel do quadro de controle de resistências.

### - Inversor de frequência do circuito secundário

O inversor da bomba do circuito secundário selecionado foi da marca WEG CFW10 modelo CFW100152T2024PSZ. Este permite controlar a vazão de água de resfriamento do circuito secundário, figura 2.39.



**Figura 2.39 - Inversor de frequência do circuito secundário**

#### **- Fontes**

A fonte de 24 VCC estabilizada de corrente contínua alimenta os sensores de pressão e o medidor de vazão tipo turbina do circuito secundário, figura 2.40.



**Figura 2.40 - Fonte estabilizada de 24 VCC, marca MS.**

A fonte estabilizada ajustável de corrente contínua alimenta o medidor de vazão tipo turbina do circuito primário. A figura 2.41 mostra essa fonte.



**Figura 2.41 - Fonte estabilizada ajustável VCC, marca Instrutherm**

## **2.4. Sistema de aquisição de dados**

O sistema de aquisição de dados configurado e instalado é da marca Agilent, modelo 34972A. A unidade de aquisição (DAQ), comutação e registro de dados LXI 34972A consiste de um mainframe com 3 slots, um DMM de 6,5 dígitos integrado e 8 módulos diferentes de comutação e controle. Este produto tem interfaces LAN e USB, para fácil conexão ao PC ou laptop sem a necessidade de adquirir cartões de E/S ou conversores de interfaces adicionais. A interface gráfica web intuitiva proporciona fácil controle remoto da rede, com configurações de medição, registro e monitoramento de dados por canal. Dotado de 3 slots com pentes de 22 canais, sendo 2 para medir corrente em cada um, figura 2.42.



**Figura 2.42 - Sistema de aquisição de dados Agilent 34972**

Abaixo, a tabela 2.9 relaciona o canal de medida com a variável sendo aquisitada na configuração operacional do circuito termohidráulico.

**Tabela 2.9 – Canal de medida e variável**

<b>Tabela 2.4.1 - Número do canal e sua respectiva medida</b>
101 <Termopar tipo J resistência 12> (C)
102 <Termopar tipo J resistência 11> (C) ou <Termopar flexível tipo J antepenúltima espira da seção de testes> (C)
103 <Termopar tipo J resistência 10> (C)
104 <Termopar tipo J resistência 9> (C)
105 <Termopar tipo J resistência 8> (C)
106 <Termopar tipo J resistência 7> (C)
107 <Termopar tipo J resistência 6> (C)
108 <Termopar tipo J resistência 5> (C)
109 <Termopar tipo J resistência 4 parte 3> (C)
110 <Termopar tipo J resistência 4 parte 2> (C)
111 <Termopar tipo J resistência 4 parte 1> (C)
112 <Termopar tipo J resistência 3 parte 2> (C)
113 <Termopar tipo J resistência 3 parte 3> (C)
114 <Termopar tipo J resistência 3 parte 1> (C)
115 <Termopar tipo J resistência 2 parte 3> (C)
116 <Termopar tipo J resistência 2 parte 2> (C)
117 <Termopar tipo J resistência 2 parte 1> (C)
118 <Termopar tipo J resistência 1 parte 3> (C)
119 <Termopar tipo J resistência 1 parte 2> (C) ou <Termopar flexível tipo J primeira espira da seção de testes>(C)
120 <Termopar tipo J resistência 1 parte 1> (C)
121 <Medidor de vazão tipo turbina circuito secundário >(ADC)
122 <Pressão saída trocador de calor> (ADC)
213 <Termopar tipo K entrada trocador de calor água fria> (C)

214 <Termopar tipo k saída torçador de calorágua quente> (C)
216 <Termopar tipok entrada trocador de calor óleo> (C)
217 <Termopar tipo K saída trocador de caloróleo> (C)
218 <Termopar tipo K entrada seção de testes> (C)
219 <Termopar tipo K saída seção de testes> (C)
221 <Pressão entrada trocador de calor> (ADC) ou <Medidor de vazão tipo turbina circuito primário>(ADC)
222 <Pressão saída seção de testes> (ADC)
306 <DDPR1> (VAC)
307 <DDPR2> (VAC)
308 <DDPR3> (VAC)
309 <DDPR4> (VAC)
310 <DDPR5> (VAC)
311 <DDPR6> (VAC)
312 <DDPR7> (VAC)
313 <DDPR8> (VAC)
314 <DDPR9> (VAC)
315 <DDPR10> (VAC)
316 <DDPR11> (VAC)
317 <DDPR12> (VAC)
321 <Medidor de vazão ultrassônico>(ADC)
322 <Pressão entrada seção de testes> (ADC)
901 <Potênciana R1> (WAT)
902 <Potênciana R2> (WAT)
903 <Potênciana R3> (WAT)
904 <Potênciana R4> (WAT)
905 <Potênciana R5> (WAT)
906 <Potênciana R6> (WAT)
907 <Potênciana R7> (WAT)
908 <Potênciana R8> (WAT)
909 <Potênciana R9> (WAT)
910 <Potênciana R10> (WAT)

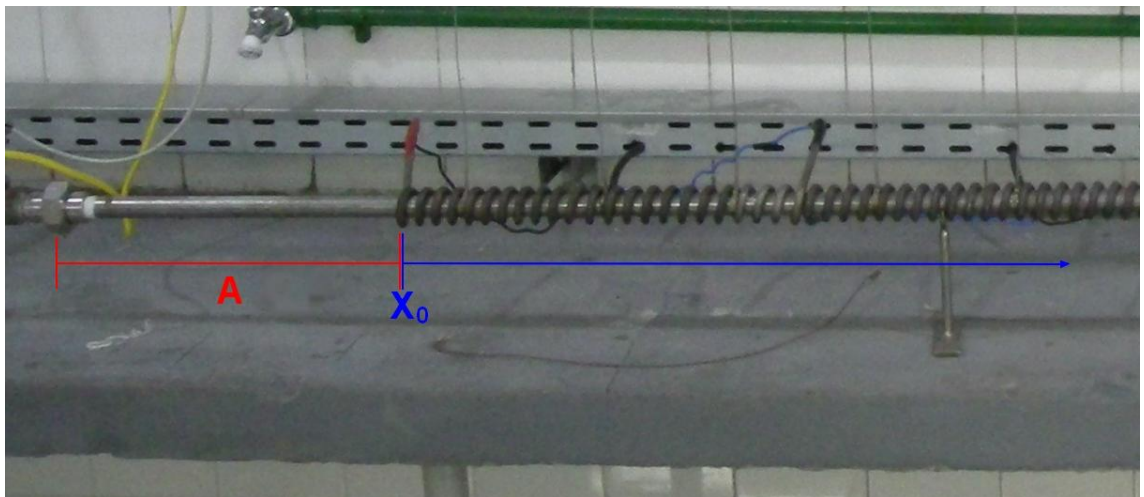


911 <Potênciana R11> (WAT)
----------------------------

912 <Potênciana R12> (WAT)
----------------------------

Do canal 101 ao 120 temos os sinais captados por cada um dos termopares do tipo J, automaticamente convertidos para temperaturas pelo sistema de aquisição de dados. Nos canais 121, 321 (vazões no regime turbulento), e eventualmente o 221 (vazões nos regimes laminar, transição e início do turbulento), temos o sinal que varia de 4 a 20 mA, que converte-se a posteriori para vazão conforme a carta de calibração dos medidores. Nos canais 122, 222, 322 e eventualmente o 221; tem-se um sinal que varia de 4 a 20 mA, que converte-se para valores de pressão a posteriori conforme carta de calibração do fabricante dos sensores de pressão. Dos canais 213 ao 219 tem-se os termopares do tipo K.

Na tabela 2.10 temos a posição longitudinal dos termopares tipo J que estão instalados na seção de testes. E na figura 2.43 o comprimento “A” representa a distância entre a união e o início das espiras das resistências de aquecimento na seção de testes. E  $X_0$ , o início do eixo longitudinal X onde foram feitas as medidas das distâncias dos termopares tipo J na seção de testes.



**Figura 2.43 - Distância “A” e  $X_0$  que representa o início do eixo X das distâncias dos termopares tipo J na seção de testes.**

**Tabela 2.10 - Distância longitudinal dos termopares tipo J na seção de testes.**

<b>Canal do termopar</b>	<b>Distância (cm)</b>	<b>Canal do Termopar</b>	<b>Distancia (cm)</b>
120	7,00	109	136,8
118	20,50	108	150,1
117	32,50	107	175,8
116	46,4	106	214,2
115	59,8	105	252,8
114	73,2	104	292,6
113	85,5	103	331,3
112	98,4	101	419,9
111	111,2	119	17,5
110	124,9	102	447,1

Para determinar a potência dissipada em cada resistência, mede-se a diferença de potencial em cada resistência, canais 306 ao 317, e cria-se canais computacionais 901 ao 912 onde aplica-se a fórmula  $P = \frac{V^2}{R}$  (Watt), onde R é a resistência elétrica previamente medida em cada uma (tabela 2.11).

**Tabela 2.11 - Valores das resistências elétricas do circuito.**

<b>Resistência</b>	<b>Resistência elétrica (<math>\Omega</math>)</b>	<b>Resistência</b>	<b>Resistência elétrica (<math>\Omega</math>)</b>
R1	21,5	R7	17,6
R2	18,8	R8	20,2
R3	18,7	R9	19,0
R4	18,7	R10	19,5
R5	20,3	R11	20,4
R6	19,5	R12	19,1

A seguir temos as imagens do monitoramento do sistema de aquisição de dados, obtidos a partir do software proprietário da Agilent configurado para o experimento. Na

figura 2.44 temos as temperaturas da parede ao longo do tubo de aço inox, durante um experimento onde observamos a evolução do regime transiente, mais à esquerda no gráfico, para o regime permanente, curvas horizontais paralelas mais à direita do gráfico. A seguir, na figura 2.45, temos as temperaturas medidas pelos termopares do tipo K que estão em contato com os fluidos, onde as linhas azul e verde representam, respectivamente, a água que entra no trocador de calor provinda da torre de resfriamento, e a que sai do trocador de calor para a torre de resfriamento. As linhas marrom clara e escura representam a temperatura do fluido em estudo (nesse caso específico, água) na entrada da seção de testes e na saída do trocador de calor (na legenda está escrito óleo). As linhas vermelhas representam a temperatura do fluido na entrada do trocador de calor e na saída da seção de testes.

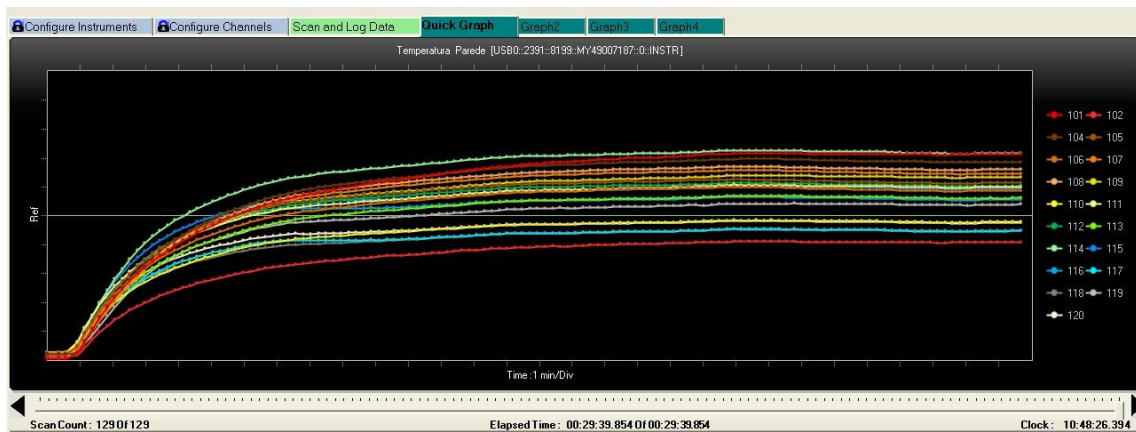


Figura 2.44 - Temperaturas da parede ao longo da seção de testes

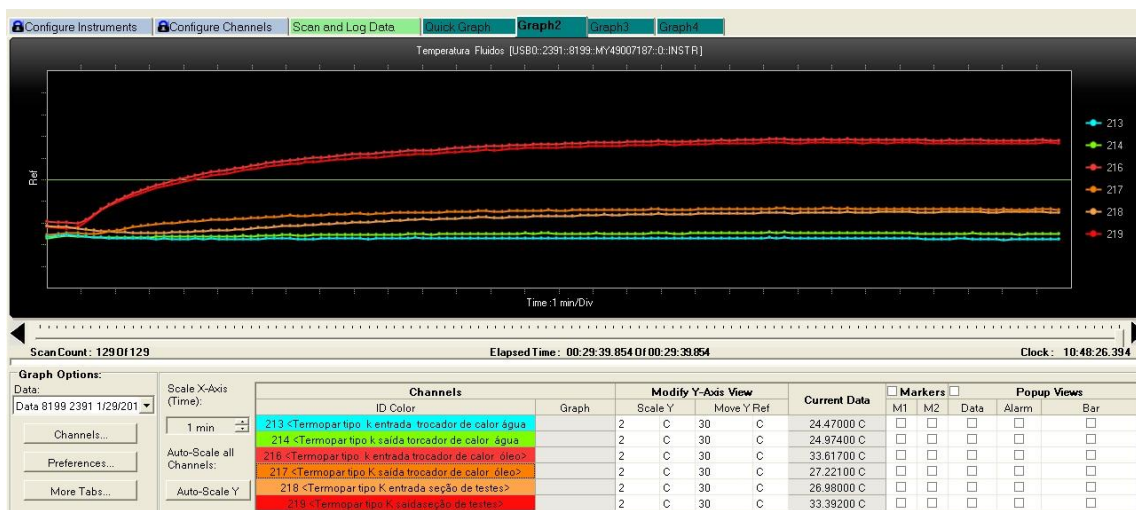


Figura 2.45 - dos fluidos (água de resfriamento e fluido em estudo)

Na figura 2.46 temos em linha azul o valor do sinal do medidor de vazão do circuito secundário, em seguida o valor do sinal do medidor de vazão do circuito primário, depois os valores de pressão na entrada e saída da seção de testes e finalmente em verde o sinal do medidor de vazão ultrassônico (nesse caso está desligado por isso marca o valor negativo da ordem de nA). Todos esses valores são convertidos de acordo com a curva de calibração de cada instrumento fornecida pelo fabricante, ao ser executado o código de tratamento de dados construído na plataforma *Mathematica*.

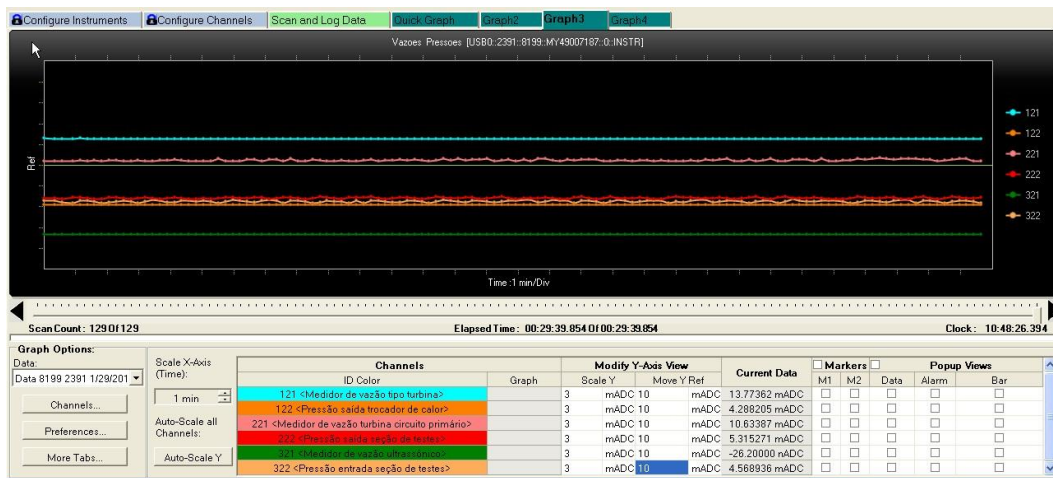


Figura 2.46 - Vazões e pressões registradas pelo sistema de aquisição de dados.

A seguir, na figura 2.47 apresenta-se os valores das potências dissipadas em cada uma das 12 resistências, onde as flutuações observadas são função de oscilações na tensão fornecida pela rede elétrica.

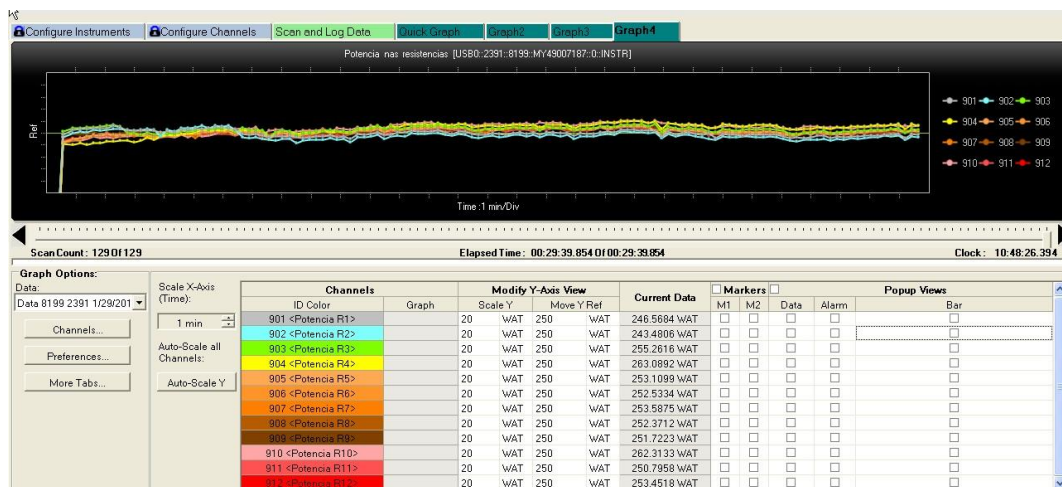
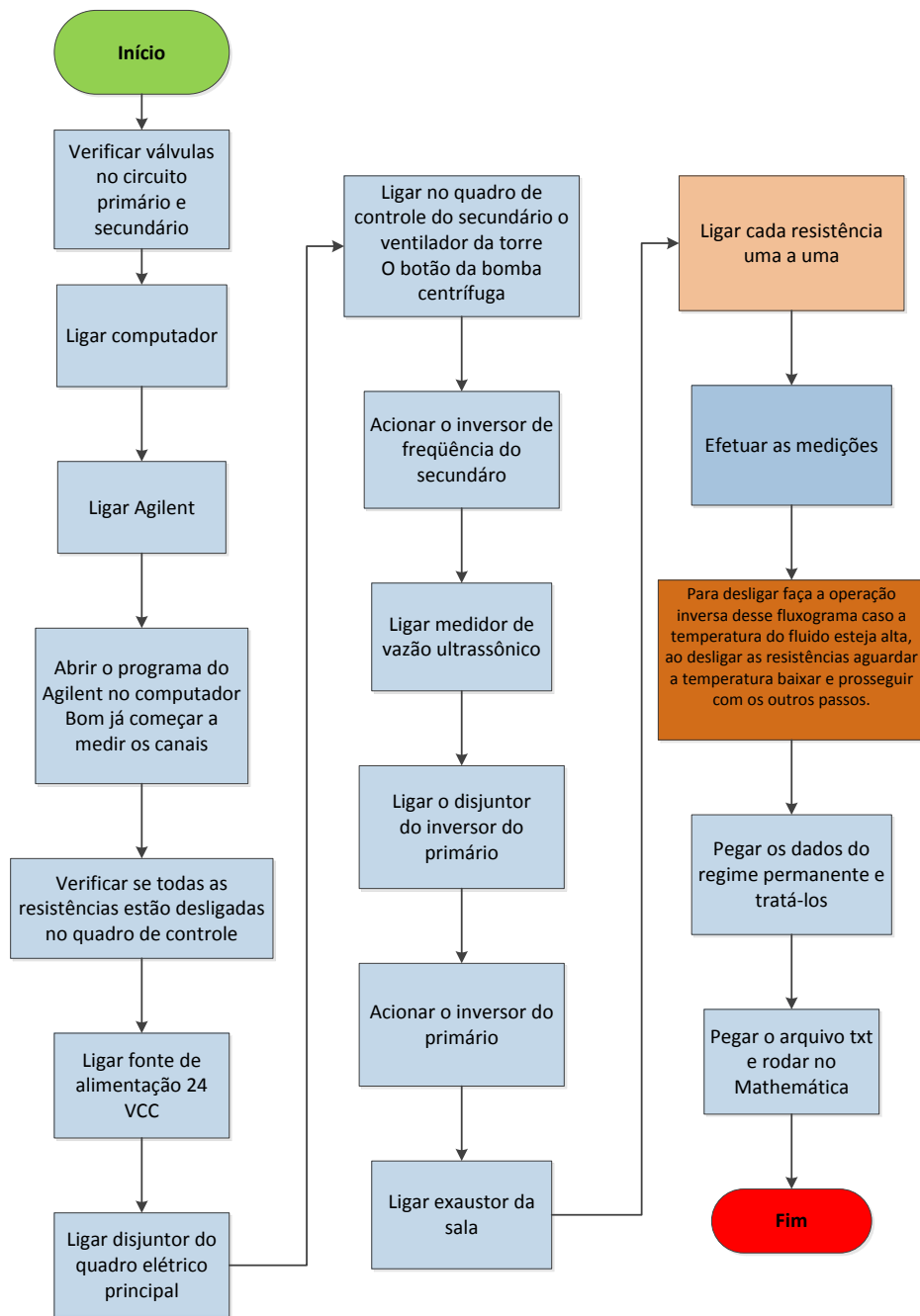


Figura 2.47 - Potência dissipada nas resistências.

Os dados aqisitados pelo Agilent são tratados em uma rotina desenvolvida no software *Mathematica*, a partir de adaptações no código usado em (Cerqueira, 2010). Essa rotina inclui o cálculo das propriedades termofísicas do fluido em estudo, o tratamento dos dados aqisitados, como temperaturas, vazões e pressões, a consolidação dos resultados experimentais de temperaturas e coeficientes de transferência de calor, a simulação do problema de convecção forçada na entrada térmica para regimes laminar e turbulento, e o cálculo a partir de correlações dos coeficientes de transferência de calor para fins comparativos (em regimes laminar, transição e turbulento).

## **2.5. Fluxograma da utilização do sistema termohidráulico**

A seguir apresenta-se a sequência de operações programadas na execução de cada experimento de convecção forçada no circuito termohidráulico, figura 2,48.



**Figura 2.48 - Fluxograma de utilização do circuito termohidráulico**

### 3. Testes operacionais do circuito

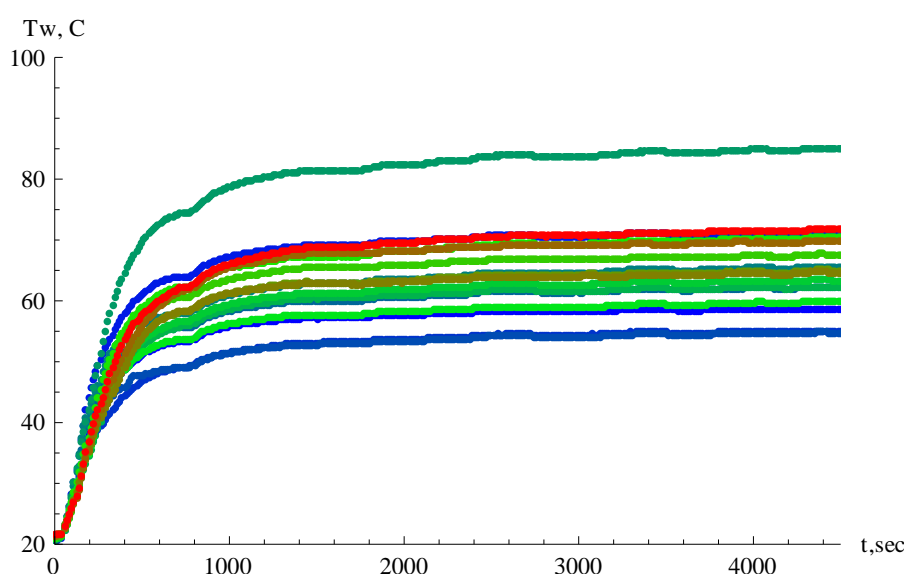
O novo circuito termohidráulico, após a conclusão da montagem e instalação de toda a instrumentação, passou por um conjunto de testes operacionais como parte da preparação do circuito para os experimentos com nanofluidos a seguir realizados.

Inicialmente foram feitos testes de estanqueidade em ambos os circuitos primário e secundário, tendo sido sanados os eventuais vazamentos. Em seguida foram feitos os testes elétricos, com aplicação de potência nas resistências. O quadro de controle das resistências permite ajustar a corrente em cada resistência, de forma a se obter a mesma potência dissipada em cada uma delas. Aqui foi observada uma dificuldade inicial no ajuste fino dessas potências, mas com cuidado especial foi possível fazer o ajuste inicial das mesmas dentro de um desvio padrão considerado aceitável. Por exemplo, em um resultado típico tem-se uma potência média de 321.2 W com desvio padrão de cerca de 2%, como relatado na seção de resultados. Todavia, foi também constatada uma instabilidade do transformador da subestação da rede elétrica em que está conectado o quadro de alimentação elétrica das resistências. Essa instabilidade parece estar associada a determinados horários do dia e, a princípio, relacionada à entrada em operação de outros equipamentos de grande porte conectados à mesma subestação. Como nosso interesse principal está centrado no comportamento em regime permanente do processo convectivo, é possível escolher uma janela de medidas estáveis dentro do período em que o experimento funciona em regime permanente, e do processo de médias de todas as medidas nessa janela, pode-se reduzir as incertezas na consolidação dessas variáveis.

A bomba de deslocamento positivo selecionada e comprada teve seu projeto baseado no nanofluido com óleo térmico BR como fluido base. Entretanto, por aspectos construtivos, a bomba só fornece a vazão máxima de projeto nas altas temperaturas em que foi especificada (150 a 180 °C). Nos testes preliminares, em que foi utilizada água como fluido de trabalho, e a temperaturas moderadas (até 60 °C), os elastômeros que formam os internos da bomba não sofrem dilatação suficiente para garantir vedação na região próxima ao rotor da bomba. Portanto, as vazões obtidas, mesmo na maior frequência de 60 Hz, foram de cerca de 8 kg/min. Não obstante, nesta faixa de vazão mássica, obteve-se para água destilada números de Reynolds na faixa de 12000 a 13000, portanto em regime turbulento. Com relação às medidas de vazão, o medidor

ultrassônico não possibilitou a obtenção de medidas nessa faixa, também por ter sido especificado para o óleo BR com vazões mais elevadas. Assim, foi adquirido o medidor de vazão do tipo turbina, na faixa de vazão que seria obtida para nanofluidos em base aquosa, para que os experimentos pudessem ser efetivamente realizados com medidas mais precisas de vazão. Este medidor está instalado na saída do trocador de calor, portanto operando a temperaturas mais baixas, como anteriormente descrito, figura 2.22.

Na figura 3.1 apresenta-se um exemplo típico da evolução das medidas de temperatura na parede externa do tubo da seção de testes, dos termopares  $T_1$  a  $T_{20}$ . Observa-se ao final do período que as temperaturas evoluem para o regime permanente.

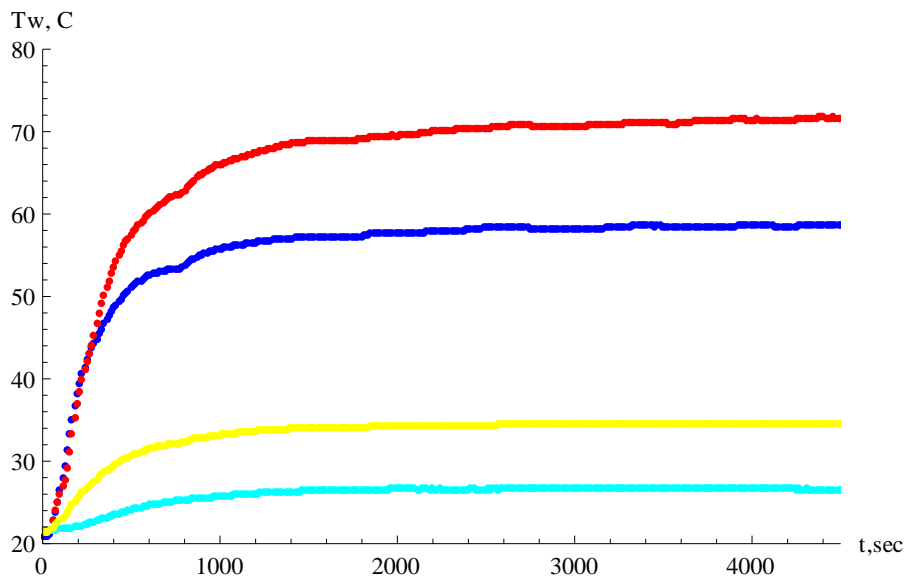


**Figura 3.1 - Evolução das temperaturas da parede externa aquisitadas no Agilent**

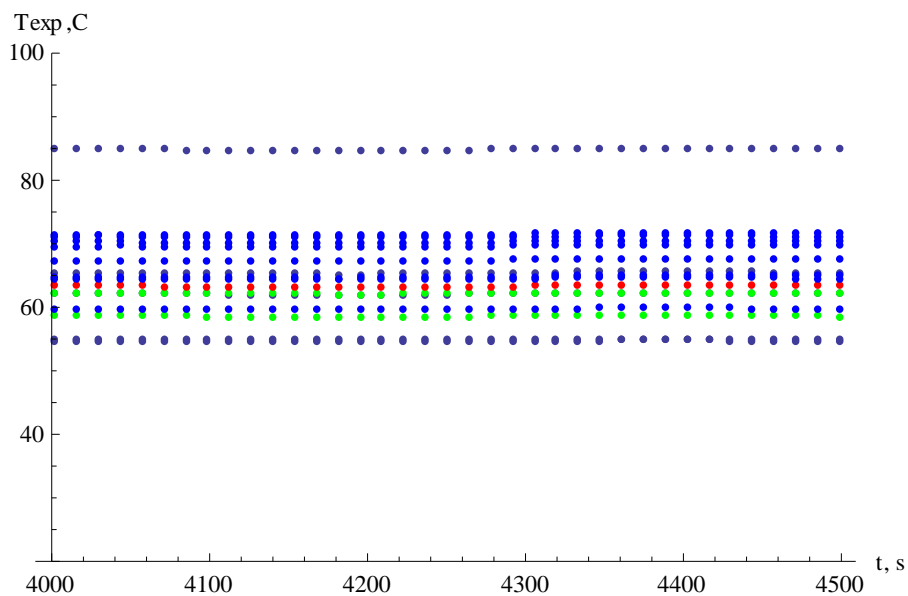
Abaixo é mostrada a figura 3.2 um exemplo dos gráficos das temperaturas de entrada e saída do fluido, em azul claro e amarelo, respectivamente, e repetimos as temperaturas de parede na entrada do canal,  $T_1$ , em azul escuro, e na saída do tubo,  $T_{20}$ , em vermelho. Mais uma vez é possível observar o regime permanente pela evolução das temperaturas no fluido.

Adota-se nesse caso específico, como ilustração do procedimento, uma janela de 4000 a 4500 segundos para o processo de média no regime permanente. As temperaturas de parede nessa janela são então mostradas na figura 3.3, onde se observa o comportamento estável.



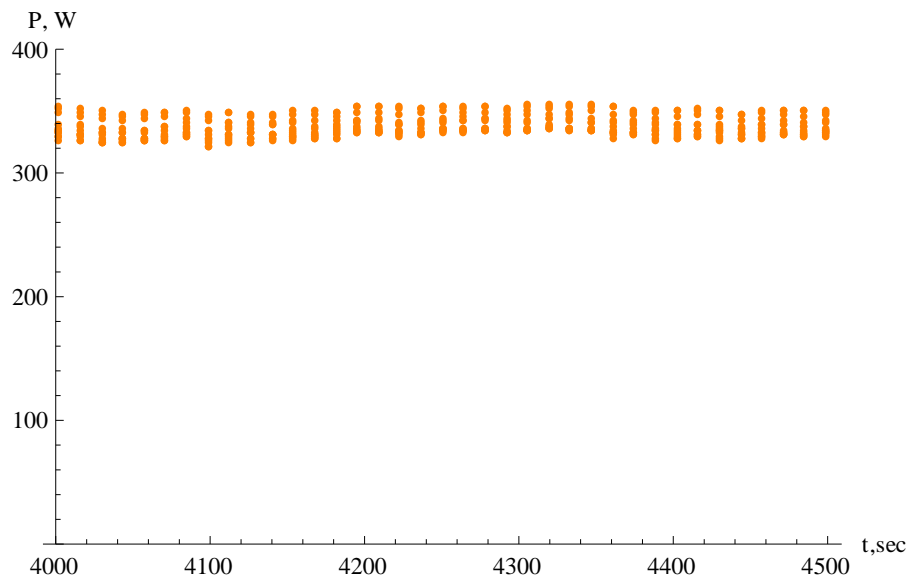


**Figura 3.2 - Evolução das temperaturas do fluido e parede ( $T_1$  e  $T_{20}$ ) aquisitadas**



**Figura 3.3 - Evolução das temperaturas da parede aquisitadas na janela permanente.**

A estabilidade das potências dissipadas nessa janela permanente para o experimento reportado é mostrada na figura 3.4. Esse experimento resultou em uma potencia média de 337.7 W com desvio padrão de 7.8 W, o que foi considerado adequado para a realização do experimento de convecção forçada.



**Figura 3.4 - das potências dissipadas aqisitadas na janela permanente.**

## 4. Resultados e discussões: Validação e aplicação

A seguir apresentamos os principais resultados obtidos nos testes de validação do novo circuito termohidráulico de altas temperaturas empregando água como fluido de trabalho, bem como sua utilização para análise de um nanofluido de água-sílica (15% wt) em escoamento turbulento, como aplicação demonstrativa de sua utilização.

O circuito foi operado tanto com as 12 resistências ligadas simultaneamente, como também com as três primeiras resistências da seção de testes desligadas, e assim oferecendo um maior comprimento para desenvolvimento hidrodinâmico, antes da seção de início do aquecimento. Esse comprimento adicional sem aquecimento foi adotado para verificação e garantia do decaimento do “swirl” oriundo da bomba de deslocamento positivo, bem como pela incerteza no comprimento requerido para o completo desenvolvimento do escoamento em situações na faixa de transição para escoamento turbulento.

### **Validação: - Experimentos com Água Destilada**

A seguir reportamos resultados inicialmente de covalidação entre o experimento, a simulação do modelo de convecção forçada em regime turbulento e as principais correlações empíricas para número de Nusselt em regimes turbulento e de transição, para experimentos com 9 e 12 resistências ativas.

#### **- Experimentos com nove resistências**

A Tabela 4.1 resume os principais parâmetros de quatro experimentos realizados com água destilada, variando-se a frequência no inversor, e assim variando-se a vazão mássica. As leituras aquisitadas pelo sistema Agilent são então tratadas para um intervalo de tempo de no mínimo 2 min dentro da janela em regime permanente (para medidas em intervalos de 5seg), fornecendo valores médios e incertezas, como apresentado abaixo. Buscou-se manter os mesmos níveis de potência em todos os experimentos, mas a flutuação da tensão da rede acarreta uma diferença nas potências elétricas totais. Dentro de cada experimento, as flutuações são aceitáveis, e resultam em desvio padrão bem razoável. A faixa de número de Reynolds cobre valores de 6000 até

cerca de 12000, dentro da faixa que foi planejada no experimento. As potências térmicas foram calculadas pela equação 2.a.

**Tabela 4.1 - Parâmetros medidos para experimentos de validação com água destilada  
(9 resistências ativas)**

Parâmetro	Exp.1 - 60 Hz	Exp.2 - 50 Hz	Exp.3 - 40 Hz	Exp.4 - 30 Hz
Vazão (g/min)	7039.56	5995.95	4794.95	3633.26
Incert. vazão (%)	4.32	2.11	2.64	3.45
<b>Reynolds</b>	<b>11602.0</b>	<b>10047.0</b>	<b>8153.9</b>	<b>6223.3</b>
Pot. elétr. med. (W)	250.21	246.42	270.39	241.64
Desvio padrão (W)	1.58	2.77	4.40	2.56
Pot. eletr. total (W)	2251.88	2217.82	2433.48	2174.8
Pot. térmica (W)	2310.58	2336.67	2544.94	2290.7
Desvio balanço (%)	-2.54	-5.09	-4.38	-5.06
$T_e$ (°C)	26.47	26.87	26.58	26.28
$T_{s,teo}$ (°C)	31.07	32.19	33.87	34.87
$T_{s,exp}$ (°C)	31.19	32.47	34.21	35.33

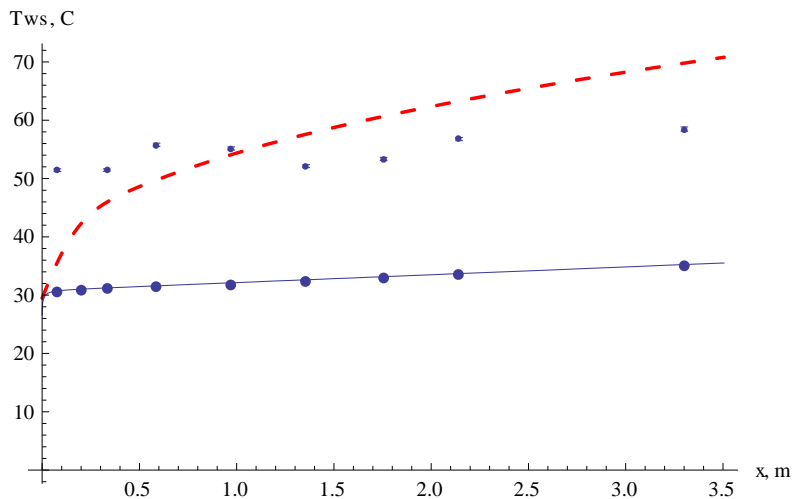
Observa-se também um desvio aceitável entre as potências elétricas e térmicas totais (<5%), verificando-se assim o balanço de energia no experimento, e por conseguinte entre as temperaturas médias de mistura na saída da seção de testes. Como as perdas estimadas através do isolamento são pequenas, as temperaturas médias são determinadas ao longo da seção de testes pelo balanço de energia, e a temperatura média medida na saída é empregada para verificação. Foi então necessária a instalação de um misturador em forma de mola cônica na saída da seção de teste, em função dos grandes gradientes térmicos junto à parede, em particular para regime turbulento, como descrito anteriormente capítulo 2 figura 2.9 a-c.

A Figura 4.2 abaixo apresenta os resultados das temperaturas na parede externa obtidos do Experimento no.1, com  $Re=11602$ , corrigidos para a parede interna da seção de testes a partir da correlação de (Ghajar&Tam, 1994) para regime turbulento. Esta correlação moderna foi construída com um total de 604 pontos experimentais, para as regiões de entrada térmica e completamente desenvolvida, correlacionando a totalidade dos pontos com menos de 11% de desvio, e 73% dos pontos com menos de 5% de desvio. A correlação é dada por:

$$Nu(z) = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.385} \left(\frac{z}{D}\right)^{-0.0054} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (4.1)$$

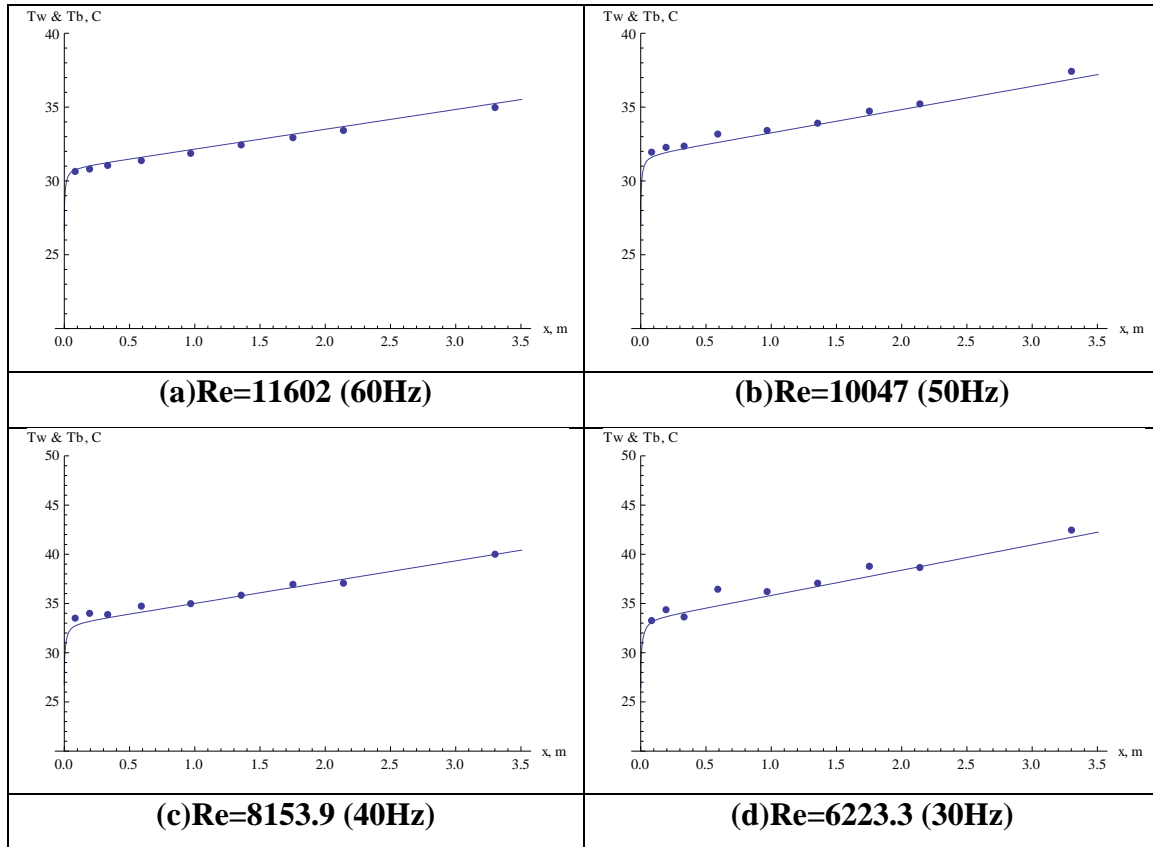
com faixa recomendada de  $3D < z < 192D$ ,  $7000 < Re < 49000$ , e  $4 < Pr < 34$ .

Um vetor de resistências térmicas é então gerado para correção do experimento de maior número de Reynolds (Exp. no.1) e depois empregado sem alterações na correção das temperaturas dos experimentos subsequentes. Na figura 4.1, os pontos azuis pequenos representam as temperaturas externas e os pontos azuis maiores representam as temperaturas corrigidas correspondentes à parede interna da tubulação. Mostram-se também os resultados da simulação da convecção forçada na região de entrada térmica para os regimes laminar (linha tracejada vermelha) e turbulento (linha azul contínua). Observa-se a verificação das temperaturas corrigidas para a parede interna com a solução do modelo para escoamento turbulento e região de entrada térmica, independente da correlação empregada na correção.



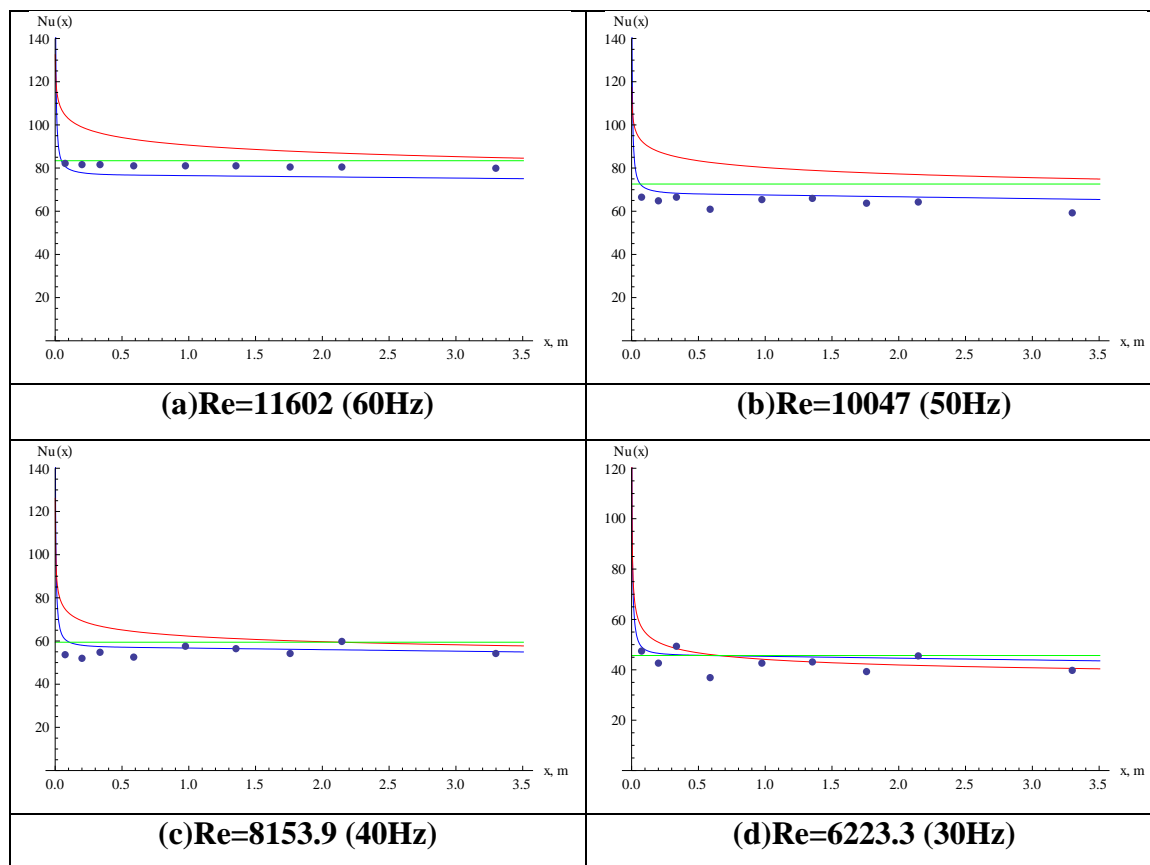
**Figura 4.1 - Temperaturas na parede do tubo para Exp. 1 com água e 9 resistências (60Hz - Re=11602): Experimentais para parede externa (pontos azuis pequenos), experimentais corrigidos para parede interna (pontos azuis grandes), teóricos para regime laminar (tracejado vermelho) e teóricos para regime turbulento (linha azul).**

As Figuras 4.2.a-d abaixo apresentam as comparações entre as temperaturas de parede interna obtidas pelos quatro experimentos e pela simulação da convecção turbulenta. Observa-se a excelente concordância em todo o conjunto de figuras, com desvios ligeiramente maiores para o último caso, Fig.4.2 d, de menor Re, mais próximo da faixa de validade da correlação ( $Re=7000$ ) e do modelo teórico ( $Re=5000$ ).



**Figura 4.2 - Comparação entre temperaturas da parede do tubo para experimentos de validação com água: - Valores experimentais corrigidos para parede interna (pontos) versus simulações em regime turbulento (linha azul).**

As Figuras 4.3a-d por sua vez apresentam os números de Nusselt local ao longo do comprimento da seção de testes, obtidos a partir das temperaturas da parede interna. As estimativas dos experimentos são mostradas em pontos azuis, enquanto a simulação da convecção forçada em regime turbulento é mostrada na curva azul contínua. Mostra-se também os resultados da correlação de Nusselt (Ozisik, 1984), bem como o número de Nusselt assintótico estimado pela correlação de (Gnielinski, 1976). Em todos os casos, a concordância dos resultados experimentais com os números de Nusselt obtidos do modelo teórico é muito boa, com um ligeiro aumento nos desvios, de novo, para o último caso de menor número de Reynolds, dentro da faixa de transição do escoamento.



**Figura 4.3 - Comparação entre números de Nusselt locais: - Valores experimentais (pontos) versus simulação em regime turbulento (linha azul), correlação de Nusselt (linha vermelha), correlação de Gnielinski para  $Nu_{\infty}$  (linha verde).**

A Tabela 4.2 sumariza as comparações dos números de Nusselt para esse conjunto de resultados com água destilada, apresentando, na ordem das linhas na tabela, o Nusselt local teórico na última posição de termopar ( $x_{20}=3.3m$ ), o Nusselt local teórico com correção para a variação da viscosidade com a temperatura, o Nusselt local experimental na mesma posição, o Nusselt médio em todo o comprimento aquecido da tubulação, a partir da medida de temperatura do termopar flexível colado ao final da seção, o número de Nusselt médio em toda a seção obtido pela correlação de Nusselt (Ozisik, 1984), o número de Nusselt assintótico obtido pela correlação de Gnielinski (1976) e o número de Nusselt local obtido pela correlação de Tam e Ghajar (2006) para a região de transição. Observa-se uma excelente concordância entre os resultados experimentais do número de Nusselt local com os da simulação da convecção turbulenta. Esses resultados também estão coerentes com aqueles obtidos pelas correlações mais conhecidas para números de Nusselt médios, maiores que os números de Nusselt locais na mesma posição. A estimativa do Nusselt médio pelo LMTD depende da temperatura de parede interna na entrada da seção, não disponível nesse

caso, e que foi aproximada pela extrapolação das temperaturas experimentais até a distância de 1 mm da entrada. Ainda assim, os valores estão razoáveis, dentro da faixa de comparação aqui conseguida. Apenas os resultados da correlação para o regime de transição tem um maior desvio, como esperado, para os números de Reynolds mais elevados, mas tem melhor concordância na faixa adequada.

**Tabela 4.2 - Comparação de números de Nusselt na saída da seção de testes para experimentos de validação com água destilada (9 resistências ativas)**

<b>Parâmetro</b>	<b>Exp.1 - 60 Hz</b>	<b>Exp.2 - 50 Hz</b>	<b>Exp.3 - 40 Hz</b>	<b>Exp.4 - 30 Hz</b>
<b>Reynolds</b>	<b>11602.0</b>	<b>10047.0</b>	<b>8153.9</b>	<b>6223.3</b>
$Nu_{teo}(x_{20})$ - local	75.20	65.61	55.08	40.54
$Nu_{teo}(x_{20})$ -corr. viscos.	78.01	68.13	57.40	45.45
$Nu_{exp}(x_{20})$ - local	80.12	59.46	54.40	42.43
$Nu_{exp}(L)$ -medio LMTD	69.31	63.70	58.57	50.49
$Nu_{corr}(L)$ - Nusselt	84.57	75.16	57.73	40.39
$Nu_{corr}(\infty)$ - Gnielinski	83.40	72.62	59.43	45.68
$Nu_{corr}(L)$ - Transição	63.61	57.93	51.07	43.00

(\*)  $x_{20}=3.3m$ ;  $L=3.5m$

#### **- Experimentos com 12 resistências**

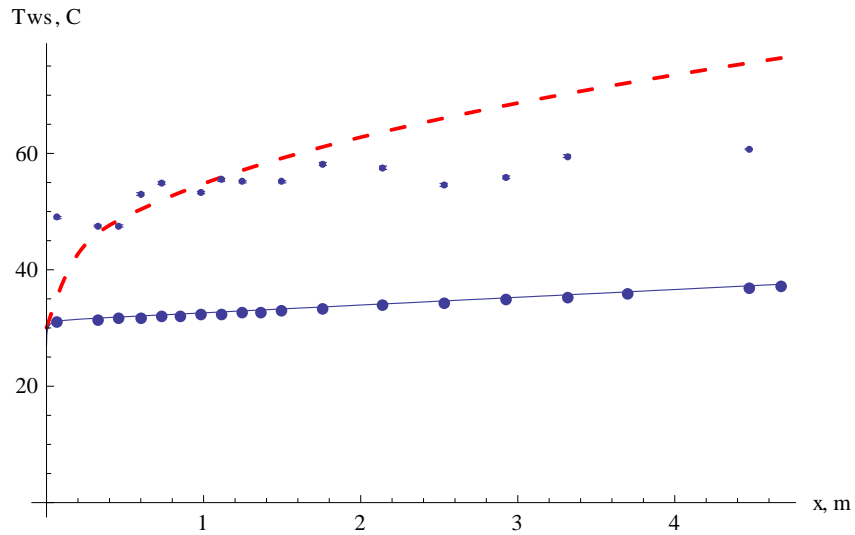
A seguir foram realizados experimentos com água destilada para toda a extensão da seção de testes, ou seja, utilizando todas as 12 resistências elétricas disponíveis. A Tabela 4.3 sintetiza os parâmetros experimentais principais. Observa-se uma incerteza na vazão bastante razoável, sempre inferior a 5%, bem como um desvio no balanço térmico de no máximo cerca de 6%. Os números de Reynolds se encontram dentro da faixa desejada de cerca de 6000 a 12000. Nota-se também que as potências elétricas dissipadas em cada resistência tem um desvio padrão de no máximo 5 W, cerca de 2% da potência gerada em cada uma.



**Tabela 4.3 - Parâmetros medidos para experimentos de validação com água destilada (12 resistências ativas)**

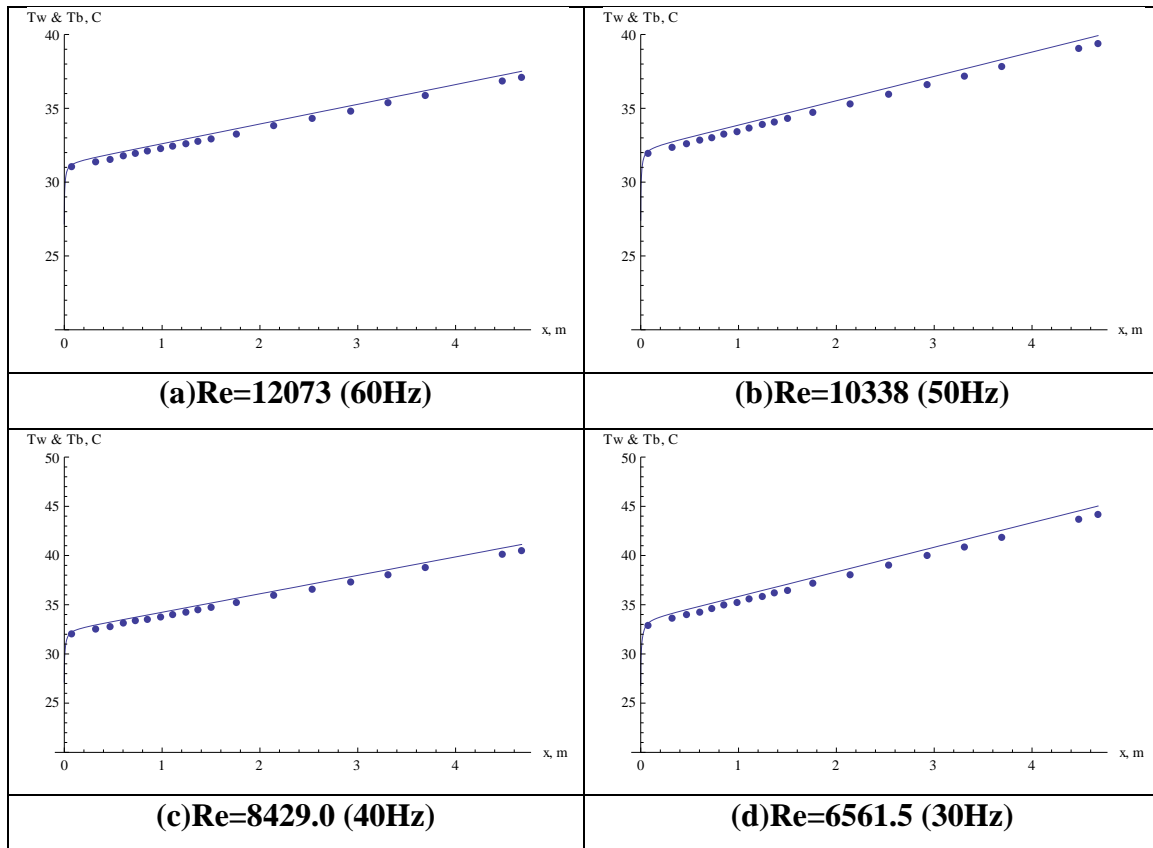
<b>Parâmetro</b>	<b>Exp.1 - 60 Hz</b>	<b>Exp.2 - 50 Hz</b>	<b>Exp.3 - 40 Hz</b>	<b>Exp.4 - 30 Hz</b>
Vazão (g/min)	7063.64	5826.89	4811.12	3663.43
Incert. vazão (%)	4.38	2.70	2.56	2.81
<b>Reynolds</b>	<b>12072.8</b>	<b>10338.3</b>	<b>8429.0</b>	<b>6561.5</b>
Pot. elétr. med. (W)	251.03	257.38	237.32	239.75
Desvio padrão (W)	5.31	5.30	3.69	3.63
Pot. eletr. total (W)	3012.37	3088.56	2847.79	2876.94
Pot. térmica (W)	3142.55	3229.29	3024.03	3075.05
Desvio balanço (%)	-4.14	-4.36	-6.14	-6.44
$T_e$ (°C)	27.01	27.27	26.99	26.65
$T_{s,teo}$ (°C)	33.14	34.75	35.49	37.93
$T_{s,exp}$ (°C)	33.40	35.09	36.04	38.70

A Figura 4.4 ilustra as temperaturas de parede externa medidas (pontos azuis pequenos), corrigidas para a parede interna da tubulação (pontos azuis grandes), bem como os resultados teóricos dos modelos em regime laminar e turbulento. O escoamento laminar é mostrado apenas como balizamento, uma vez que este modelo não se aplica na faixa de números de Reynolds aqui analisada. Outra vez, as temperaturas corrigidas tem excelente concordância com o modelo de convecção turbulenta, independente da correlação empregada na correção. Esta etapa se faz necessária uma vez que há outros nove termopares que estão fixados nas três primeiras resistências que se encontravam desligadas nos experimentos anteriores.



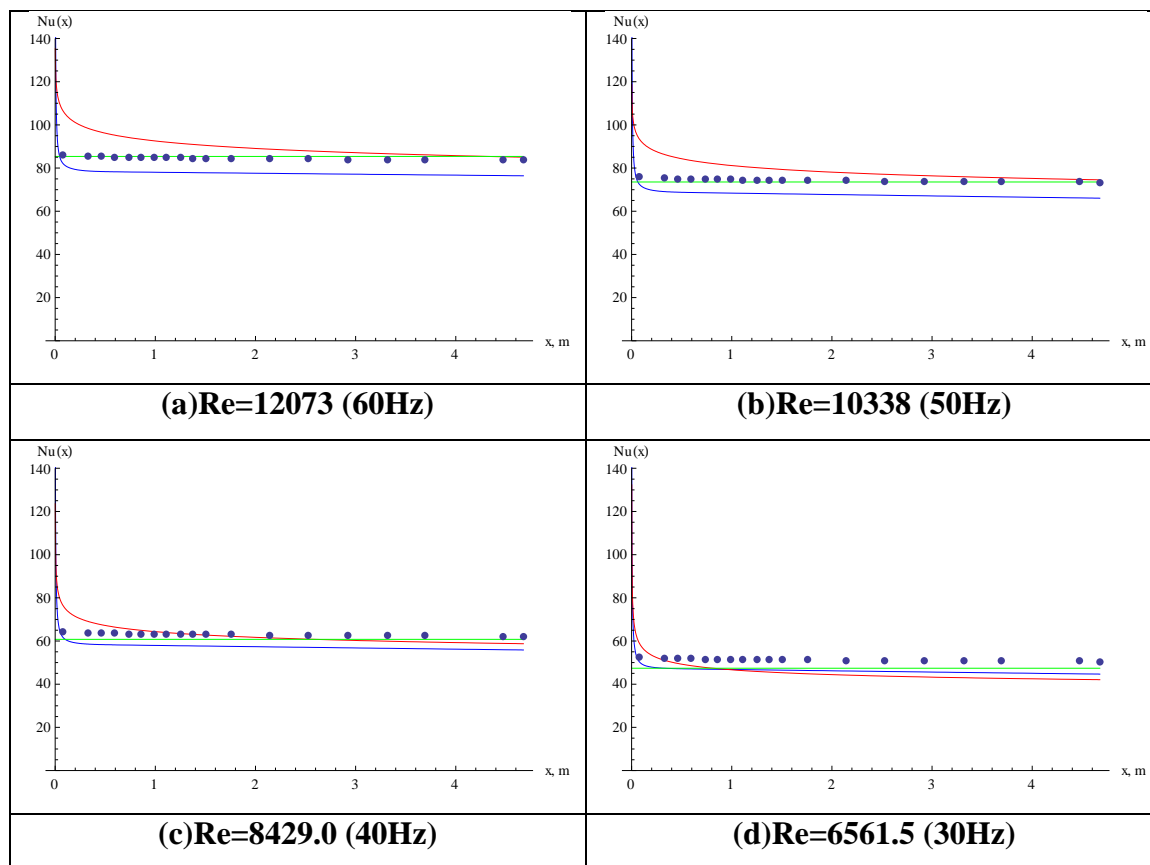
**Figura 4.4 - Temperaturas na parede do tubo para Exp. 1 com água e 12 resistências (60Hz -  $Re=12073$ ): Experimentais para parede externa (pontos azuis pequenos), experimentais corrigidos para parede interna (pontos azuis grandes), teóricos para regime laminar (tracejado vermelho) e teóricos para regime turbulento (linha azul).**

As Figuras 4.5 a-d apresentam os perfis de temperatura da parede interna ao longo da seção de testes, indicando um perfil praticamente linear ao longo de toda extensão, típico da condição de contorno de fluxo prescrito uniforme. As temperaturas experimentais corrigidas encontram-se ligeiramente inferiores às determinadas pelo modelo teórico em toda a faixa de número de Reynolds aqui investigada.



**Figura 4.5 - Comparação entre temperaturas da parede do tubo para experimentos de validação com água: - Valores experimentais corrigidos para parede interna (pontos) versus simulações em regime turbulento (linha azul).**

As Figuras 4.6 a-d apresentam os números de Nusselt local obtidos experimentalmente (pontos azuis), o perfil de Nusselt local obtido pelo modelo teórico (linha azul), o número de Nusselt médio obtido pela correlação de Nusselt (linha vermelha), e o número de Nusselt assintótico obtido pela correlação de Gnielinski (linha vermelha). A concordância de novo é excelente, com um desvio ligeiramente maior no caso de menor número de Reynolds, próximo ao final da faixa de validade das correlações e do próprio modelo.



**Figura 4.6 - Comparação entre números de Nusselt locais: - Valores experimentais (pontos) versus simulação em regime turbulento (linha azul), correlação de Nusselt (linha vermelha), correlação de Gnielinski para  $Nu_{\infty}$  (linha verde).**

### **- Experimentos com Nanofluido Água-Sílica**

Uma vez verificado e covalidado o circuito termohidráulico, sua instrumentação e o tratamento de dados, a partir dos experimentos com água destilada relatados acima, passou-se à obtenção de resultados experimentais para o nanofluido de água-sílica a 15% wt, anteriormente analisado e caracterizado. Medidas de concentração volumétrica realizadas na estufa do LTTC, indicaram uma concentração média de 5.73% de nanopartículas nesse nanofluido, bem diferente do valor nominal fornecido pelo fabricante, de 7.36%. A seguir relatamos os resultados experimentais e teóricos para a situação com 9 resistências.

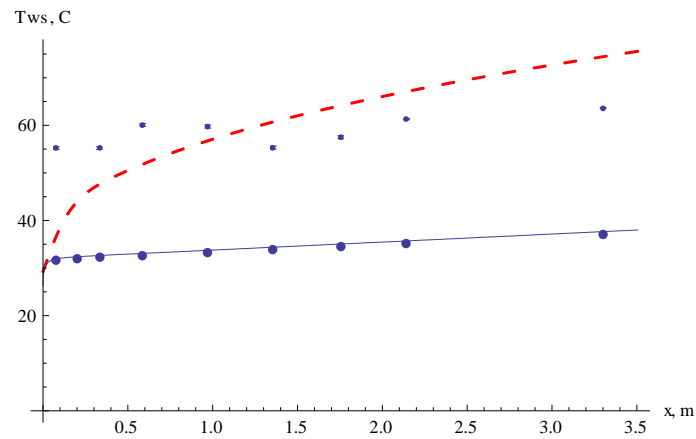
A Tabela 4.4 sintetiza os parâmetros experimentais mais importantes nos quatro experimentos com o nanofluido de água-sílica, com as três primeiras resistências desligadas. Observa-se que nas mesmas frequências do inversor, e aproximadamente mesmas potências de aquecimento, os números de Reynolds são bem inferiores àqueles obtidos para o caso da água destilada. Aqui, os experimentos estão distribuídos numa

faixa mais estreita do número de Reynolds, de cerca de 4000 a 7000, tendo em vista a maior viscosidade do fluido. Nota-se também que as incertezas nas medidas de vazão estão ligeiramente superiores que nos casos anteriores com água como fluido de trabalho. É também perceptível a maior diferença entre as potências elétrica e térmica para as menores vazões, em particular para o experimento no.4 com 40 Hz de frequência no inversor (12.8%). Essa maior diferença entre as potências elétrica e térmica vem do fato que o fluido é mais viscoso e denso, e a eficiência do misturador em forma de mola cônica torna-se mais crítica, e daí o maior desvio entre as temperaturas médias na saída, teórica e experimental.

**Tabela 4.4 - Parâmetros medidos para experimentos com nanofluido água-sílica 15%wt (9 resistências ativas)**

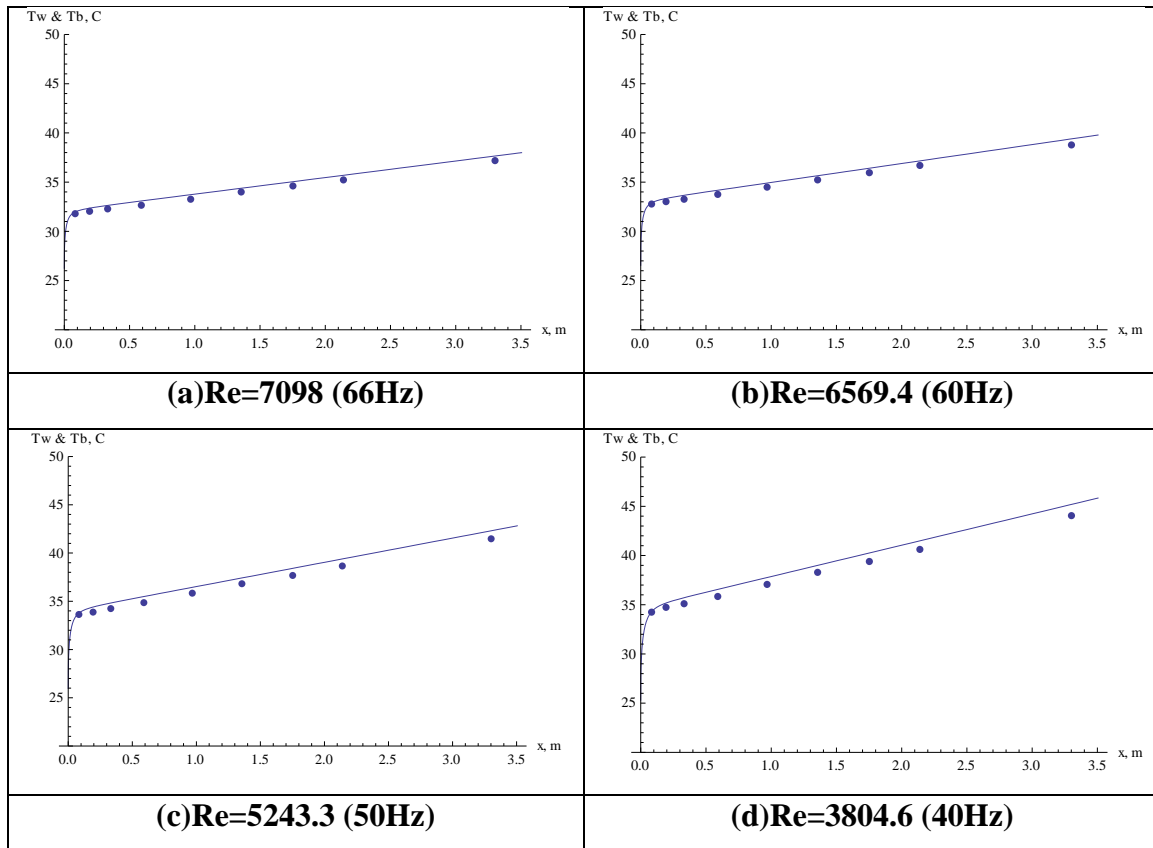
<b>Parâmetro</b>	<b>Exp.1 66 Hz</b>	<b>Exp.2 60 Hz</b>	<b>Exp.3 50 Hz</b>	<b>Exp.4 40 Hz</b>
Vazão (g/min)	7025.09	6386.63	5051.12	3630.04
Incert. vazão (%)	5.33	4.11	7.98	6.18
<b>Reynolds</b>	<b>7098.0</b>	<b>6569.4</b>	<b>5243.3</b>	<b>3804.6</b>
Pot. elétr. med. (W)	278.01	287.98	295.02	264.92
Desvio padrão (W)	3.35	4.69	4.38	4.27
Pot. eletr. total (W)	2502.12	2591.79	2655.21	2384.28
Pot. térmica (W)	2515.07	2525.29	2522.19	2113.58
Desvio balanço (%)	-0.52	2.63	5.27	12.8
$T_e$ (°C)	26.09	26.38	25.80	25.15
$T_{s,teo}$ (°C)	31.76	32.84	34.17	35.61
$T_{s,exp}$ (°C)	31.79	32.68	33.75	34.42

A Figura 4.7 apresenta as temperaturas experimentais na parede externa (pontos azuis pequenos), e seus valores corrigidos para a parede interna (pontos azuis grandes), com as mesmas resistências térmicas obtidas do experimento de maior número de Reynolds para a água destilada. No mesmo gráfico são mostrados os resultados da temperatura interna obtidos pelos modelos de convecção em regime laminar (linha tracejada vermelha) e em regime turbulento (linha contínua azul). Claramente, a concordância com o modelo teórico turbulento é excelente.



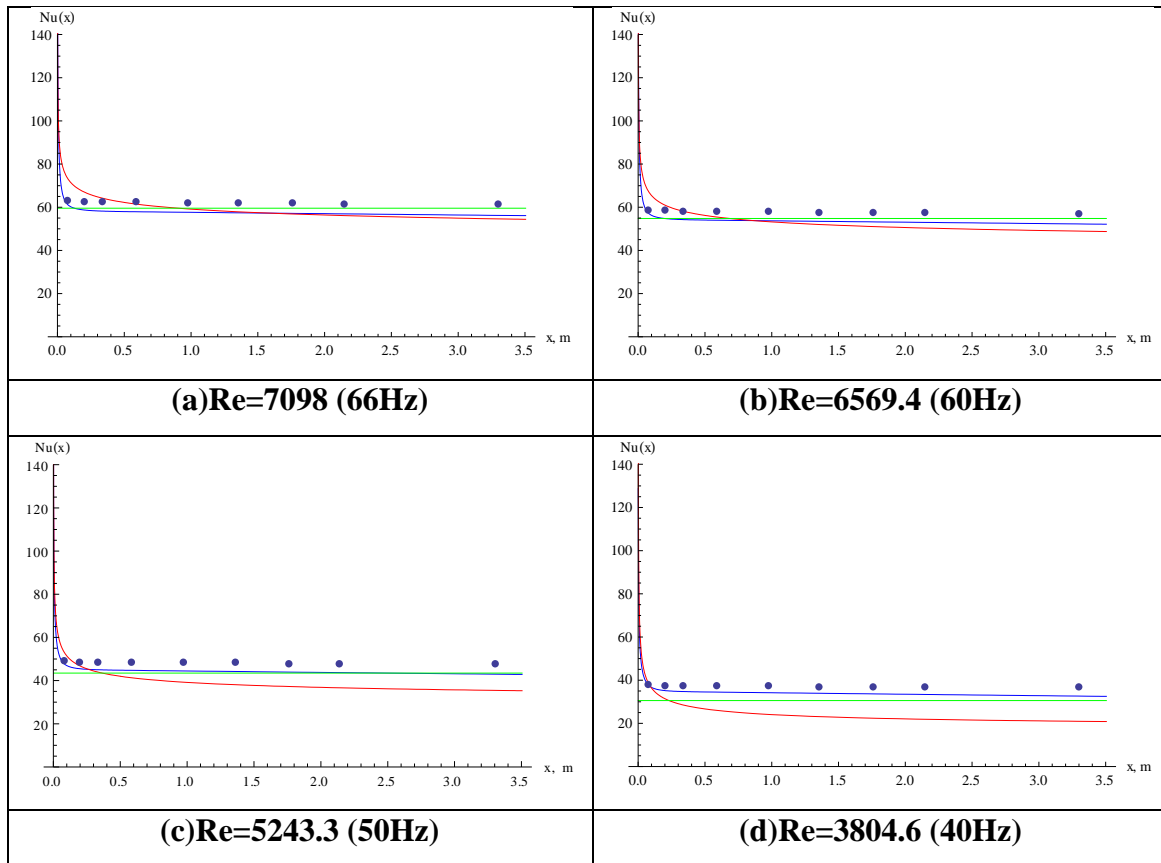
**Figura 4.7 - Temperaturas na parede do tubo para Exp. 1 com nanofluido e 9 resistências (66Hz -  $Re=7098$ ): Experimentais para parede externa (pontos azuis pequenos), experimentais corrigidos para parede interna (pontos azuis grandes), teóricos para regime laminar (tracejado vermelho) e teóricos para regime turbulento (linha azul).**

As Figuras 4.8 a-d apresentam as temperaturas de parede interna para os quatro experimentos, comparando os resultados experimentais corrigidos com as simulações para o modelo de convecção forçada turbulenta. Nota-se que os valores experimentais da temperatura de parede estão sistematicamente inferiores, embora bem próximos, daqueles previstos pela teoria.



**Figura 4.8 - Comparação entre temperaturas da parede do tubo para experimentos de nanofluido água-sílica: - Valores experimentais corrigidos para parede interna (pontos) versus simulações em regime turbulento (linha azul).**

Por outro lado, as Figuras 4.9 a-d apresentam o comportamento dos números de Nusselt ao longo da seção de testes, mostrando os resultados experimentais (pontos azuis), a simulação pelo modelo turbulento (linha azul), a correlação para o número de Nusselt médio (linha vermelha) e o valor assintótico pela correlação de Gnielinski (linha verde). Pode-se claramente observar que os resultados experimentais para o nanofluido na região completamente desenvolvida estão sistematicamente acima, embora por pouca diferença, dos resultados obtidos pelo modelo de convecção ou pelas correlações. Os maiores desvios encontrados com os resultados experimentais nas Figs.4.13 referem-se às curvas da correlação de Nusselt (linha vermelha), a principio recomendada apenas para  $Re > 10000$ .



**Figura 4.9** Comparação entre números de Nusselt locais para nanofluido: - Valores experimentais (pontos) versus simulação em regime turbulento (linha azul), correlação de Nusselt (linha vermelha), correlação de Gnielinski para  $Nu_{\infty}$  (linha verde).

Esse comportamento é então quantificado na Tabela 4.5, que mostra os números de Nusselt locais experimentais e teóricos na posição  $x_{20}=3.3m$ . Nota-se que os desvios percentuais entre os números de Nusselt experimentais e aqueles calculados pelo modelo turbulento, com correção da viscosidade com a temperatura, estão sempre abaixo de 10% em toda a faixa de  $Re$ . O mesmo acontece com a comparação com a correlação de Tam&Ghajar (2006), específica para a região de transição, quando os desvios se encontram no máximo em cerca de 15% na faixa investigada, com uma aparente redução do erro para menores números de Reynolds.

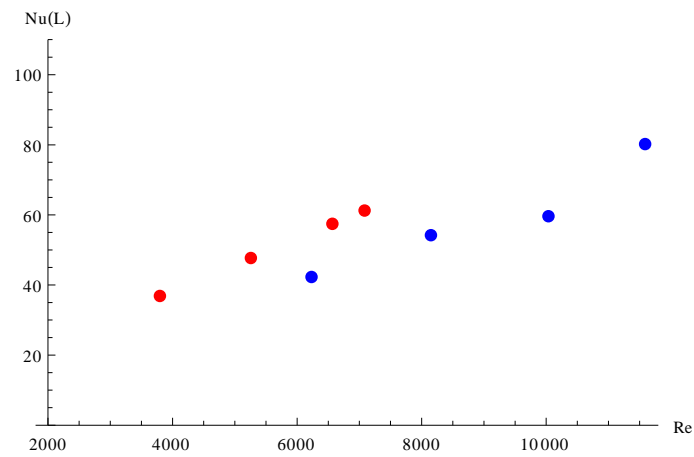


**Tabela 4.5 - Números de Nusselt locais experimentais e teóricos na última posição de termopar ( $x_{20}=3.3m$ ) para o nanofluido água-sílica com 9 resistências ativas.**

<b>Parâmetro</b>	<b>Exp.1 66 Hz</b>	<b>Exp.2 60 Hz</b>	<b>Exp.3 50 Hz</b>	<b>Exp.4 40 Hz</b>
<b>Reynolds</b>	<b>7098.0</b>	<b>6569.4</b>	<b>5243.3</b>	<b>3804.6</b>
Nu <sub>teo</sub> ( $x_{20}$ ) - local	54.61	52.26	42.96	32.63
Nu <sub>teo</sub> ( $x_{20}$ ) -corr. viscos.	56.11	54.23	44.65	33.84
Nu <sub>x</sub> ( $x_{20}$ ) – Tam&Ghajar (2006)	51.82	49.15	42.95	32.98
Nu <sub>m</sub> ( $x_{20}$ ) – Tam&Ghajar (2006)	55.55	52.75	46.29	36.14
Nu <sub>exp</sub> ( $x_{20}$ ) - local	61.43	57.25	47.70	36.68
Deviation % (theoryvsexperiment)	8.66	5.28	6.39	7.74
Deviation % (correl. vsexperiment)	15.64	14.15	9.96	10.09

A Figura 4.10, apesar das diferenças de números de Reynolds entre os experimentos com água e nanofluido, claramente ilustra o efeito de intensificação térmica obtido a partir dos experimentos com o nanofluido de água-sílica. Os pontos vermelhos referem-se aos valores de números de Nusselt na posição  $x_{20}$  dos experimentos com nanofluido enquanto os pontos azuis correspondem aos experimentos com água destilada. Por exemplo, interpolando-se linearmente o número de Nusselt para água no  $Re=7098$ , obtemos o valor de  $Nu=47.85$ , o que representa uma intensificação de cerca de 28.4%, enquanto que interpolando-se no  $Re=6569.4$ , obtêm-se um número de Nusselt da água de  $Nu=44.58$ , ou seja, intensificação de 26.5% em relação ao número de Nusselt da água no mesmo número de Reynolds. Já para os coeficientes de transferência de calor, levando-se em conta um aumento da condutividade térmica do nanofluido de cerca de 6% nesse caso, temos então uma intensificação de cerca de 30% para  $Re=7098$ , portanto uma intensificação da mesma ordem que foi encontrada para regime laminar em projeto anterior usando o mesmo tipo de nanofluido (Carvalho, 2013), entretanto para uma maior concentração de nanopartículas. Um comportamento muito próximo a esse foi obtido por (Ferrouillat et al., 2011) em experimentos recentes nos regimes de transição e turbulento usando o mesmo nanofluido, com concentrações mássicas de 5%, 16% e 34%. Com outro nanofluido de água-sílica mas concentração de 34% wt, os mesmos autores chegaram a atingir uma intensificação de cerca de 50% avaliada pelo número de Nusselt em comparação à água no mesmo número de Reynolds. Apesar disso, concluíram, como aqui também, que as correlações clássicas

forneem as mesmas tendências. Em (Ferrouillatet al., 2011), os resultados experimentais do nanofluido concordaram dentro de um desvio máximo de 20% com a correlação de Gnielinski uma vez adotados os valores adequados das propriedades termofísicas dos nanofluidos.



**Figura 4.10 - Comparação entre os números de Nusselt de água destilada (pontos azuis) e nanofluido (pontos vermelhos),  $Nu(x_{20})$ , para os experimentos com 9 resistências ativas.**

## 5. Conclusões

Foi projetado, construído, testado e utilizado um novo circuito termohidráulico de altas temperaturas para análises de convecção forçada em nanofluidos, com ênfase nos regimes de transição e turbulento. O projeto básico foi concebido tomando-se uma situação mais extrema de uso de um óleo térmico em altas temperaturas, como fluido base para futuros possíveis nanofluidos. Após construção e testes operacionais, o circuito foi covalidado com simulações e correlações em experimentos empregando água destilada nos regimes turbulento e de transição. Finalmente, empregou-se um nanofluido comercial de água-sílica (15%wt) para demonstrar a utilização do circuito termohidráulico na caracterização do comportamento térmico do nanofluido em convecção forçada nos regimes turbulento e de transição. Os resultados obtidos para intensificação dos coeficientes de transferência de calor do nanofluido em relação ao fluido base, fixando-se os números de Reynolds, são similares àqueles anteriormente obtidos em regime laminar, em outro circuito termohidráulico de baixas temperaturas, disponível no LTTC. Os resultados também se encontram em excelente concordância com simulações para regime turbulento e correlações empíricas para os regimes turbulento e de transição, originalmente desenvolvidas para fluidos ordinários.

O presente estudo, portanto, mais uma vez confirmou o efeito de intensificação térmica promovido pela dispersão de nanopartículas de óxidos metálicos em líquidos usuais de transferência de calor, também na convecção forçada turbulenta, complementando assim os estudos feitos em regimes laminar e no início da transição no circuito termohidráulico de baixas temperaturas relatado em trabalhos anteriores (Cerqueira, 2010; Correia, 2013). Esse comportamento foi recentemente relatado na literatura, para diferentes nanofluidos (Kakaç&Pramuanjaroenkij, 2009; Yuet al., 2009; Djajadiwinata et al., 2011), e mais recentemente para o próprio nanofluido água-sílica aqui analisado (Ferrouillat et al., 2011).

Modificações no presente circuito podem ser implementadas em novas etapas do projeto, incluindo a eliminação das resistências de contato nas medidas de temperatura, a estabilização da tensão da rede elétrica, a redução do passo nas espiras das resistências elétricas e/ou substituição da pasta térmica, entre outras, que podem levar à redução de incertezas nas avaliações experimentais possibilitadas pelo novo circuito.

## Referências bibliográficas

- BEHZADMEHR, A., SAFFAR-AVVAL, M., GALANIS, N., 2007, “Prediction of Turbulent Forced Convection of a Nanofluid in a Tube with Uniform Heat Flux Using a Two Phase Approach”; **Int. Journal of Heat and Fluid Flow**, vol. 28, pp. 211-219.
- BIANCO, V., CHIACCHIO, F., MANCA, O., NARDINI, S., 2009, “Numerical Investigation of Nanofluids Forced Convection in Circular Tubes” , **Applied Thermal Engineering** , vol. 29, pp. 3632-3642.
- BIANCO, V., MANCA, O., NARDINI, S., 2010, “Numerical Investigation on Nanofluids Turbulent Convection Heat Transfer inside a Circular Tube”, **Int. Journal of Thermal Sciences**, vol.50, n.3, pp. 341–349.
- CARVALHO, T. ,2013, *Análise Experimental da Convecção Forçada de Nanofluido de Água Óxido de Silício em Tubos Circulares para Regime de Transição Laminar-turbulento*, DEM/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- ÇENGEL, Y.A., GHAJAR, A.,2009, “**Heat and Mass Transfer: A Practical Approach**” McGraw Hill, NY.
- CERQUEIRA, I.G.S.,2010, *Análise Teórico-Experimental da Convecção Forçada Laminar de Nanofluidos em Tubos Circulares*. COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- CHOI, S. U. S., 1998, “Nanofluid technology:Current Status and Future Research.”, *Korea-U.S. Technical Conference on Strategic Technologies*, Vienna, VA (US).
- DAS,S.,K., 2006, “ Nanofluids-The Cooling Medium of the Future” , **Heat Transfer Engineering** ,vol. 27; n. 10, pp.1-2.

- DAS, S.K., CHOI, S. U. S., PATEL, H. E., 2006, “Heat Transfer in Nanofluids: A Review”, **Heat Transfer Engineering**, vol 27. n. 10, pp. 3-19.
- DAS, S.K., Choi S., Yu, W., Pradeep T., 2007, “Nanofluids, Science and Technology”, John Wiley & Sons, New York.
- DEMİR, H., DALKILIÇ, A.S., KÜREKCI, N.A., KELESOGLU, B., WONGWISES, S., 2010, “A Numerical Investigation of Nanofluids Forced Convection Flow in a Horizontal Smooth”, Paper IHTC14-22183, *Proc. of the 14th International Heat Transfer Conference*, IHTC14, , Washington, DC, USA, 8-13 August.
- DING, Y., CHEN, H., Y. HE, A. LAPKIN, M. YEGANEH, L. SILLER, Y.V. BUTENKO, 2007, “Convective Heat Transfer of Nanofluids”, **Advanced Powder Technology**, vol. 18, n. 6, pp. 813-824.
- DING, Y., CHEN, H., WANG, L., YANG, C.Y., HE, Y., YANG1, W., LEE1, W.P. ZHANG1, L., HUO1, R., 2007 “Heat Transfer Intensification Using Nanofluids”, **Kona**, n.25.
- DJAJADIWINATA, E., H.A. AL-ANSARY, K. AL-DAKKAN, A. BAGABAS, A. AL-JAWIRI, AND M.F. ZEDAN, “Turbulent Convective Heat Transfer and Pressure Drop of Dilute CuO (Copper Oxide)-Water Nanofluid inside a Circular tube”, *Proc. of the 3<sup>rd</sup> Micro and Nano Flows Conference*, Thessaloniki, Greece, 22-24<sup>th</sup> August, 2011.
- DUANGTHONGSUK, W., WONGWISES, S., 2010, “An Experimental Study on The Heat Transfer Performance and Pressure Drop of TiO<sub>2</sub>-water Nanofluids Flowing under a Turbulent Flow Regime”, **Int. J. Heat Mass Transfer**, pp. 334-344.
- FALCO, D.R., MATTOS, E.E.D., 1992 “**Bombas Industriais**” McKlausen, RJ.
- FARAJOLLAHI, B., ETEMAD, S.GH., HOJJAT, M., 2010, “Heat Transfer of Nanofluids in a Shell and Tube Heat Exchanger”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 53, pp. 12-17.

- FERROUILLAT, S.A., BONTEMPS. J.P., RIBEIRO. J.A., GRUSS. AND O. SORIANO, 2011, "Hydraulic and Heat Transfer Study of SiO<sub>2</sub>/Water Nanofluids in Horizontal Tubes with Imposed Wall Temperature Boundary Conditions". **Int. J. Heat and Fluid Flow**, vol.32, pp.424-439.
- FOTUKIAN,S.M., ESFAHANY, M. N., 2010, "Experimental Study of Turbulent Convective Heat Transfer and Pressure Drop of Dilute CuO/Water Nanofluid Inside A Circular Tube", **Int. Communication of Heat and Mass Transfer**, vol. 37, n.2, pp. 214-219.
- FOX,W.R., MCDONALD, A.T., PRITCHARD, P.J., 2004 "**Introduction To Fluid Mechanics**" ,John Wiley & Sons .
- GALANIS, N., MANSOUR, R.,B., NGUYEN, C.,T., 2007, "Developing Laminar Mixed Convection of Nanofluids in a Horizontal Tube with Uniform Wall Heat Flux", **Proc. of the Conference on Heat Transfer, Thermal Engineering and Environment**, Athens, Greece, 25-27 August.
- GHAJAR, A.J., L.M. TAM, 1994, "Heat Transfer Measurements and Correlations in the Transition Region for a Circular Tube with Three Different Configurations", **Exp. Thermal & Fluid Science**, vol.8, pp.79-90.
- GNIELINSKI, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", **Int. Chem. Eng.**, vol.16, pp.359-368.
- HERIS, S. Z., ESFAHANY, M. N., ETEMAD, S. G., 2007, "Experimental investigation of convective heat transfer of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water nanofluid in circular tube", **Int. Journal of Heat and Fluid Flow**, vol.28, pp. 203-210.
- INCROPERA, F.P., DEWITT, D. P., 2007. "**Fundamentals of Heat and Mass Transfer**", John Wiley & Sons, New York..

JAVAD, R., 2007, "Convective Heat Transfer in Wavy Channel Utilizing Nanofluids" **Journal of Enhanced Heat Transfer**, vol. 14, pp.333-352.

KAKAÇ, S. , PRAMUANJAROENKIJ, A., 2009, "Review of Convective Heat Transfer Enhancement with Nanofluids" **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, vol. 52, pp. 3187-3196.

KEBLINSKI, P., EASTMAN, J. A., CAHILL, D. G., 2005. "Nanofluids for Thermal Transport", **Materials Today**, June, pp. 36-44.

KIM, D., KWON, Y., CHO, Y. , LI, C. , CHEONG, S., HWANG, Y. , LEE, J. , HONG, D. , MOON, S., 2009, "Convective Heat Transfer Characteristics of Nanofluids under Laminar and Turbulent Flow Conditions" **Current Applied Physics** , vol.9, pp. 119-123.

Li, C. H., PETERSON, G. P., 2006, "Experimental Investigation of Temperature and Volume Fraction Variations on the Effective Thermal Conductivity of Nanoparticle Suspensions (Nanofluids)", **Journal of Applied Physics** , vol. 99, pp.084314.

LOTFI, R., SABOOHI, Y. , RASHIDI , A.M., 2010, "Numerical Study of Forced Convective Heat Transfer of Nanofluids Comparison of Different Approaches " **Int. Communications of Heat and Mass Transfer** ,vol. 37, pp.74-78.

OZISIK, M.N., 1984, "**Heat Transfer: A Basic Approach**", McGraw Hill, NY.

SARIT, K. D., PUTRA, N., THIESEN, P.,2003, " Temperature Dependence of Thermal Conductivity Enhancement for Nanofluids"; **Journal of Heat Transfer**, vol. 125, pp. 567-574.

TAM, L.M., GHAJAR, A.J., 2006, "Transitional Heat Transfer in Plain Horizontal Tubes", **Heat Transfer Engineering**, vol.27 (5), pp. 23-28.

- TORII, S., 2010, “Turbulent Heat Transfer Behavior of Nanofluids in a Circular Tube Heated under Constant Heat Flux”, **Advances in Mechanical Engineering**, id. 917612,7.
- WANG, X.Q., MUNJUNDAR, S.A., 2008, “A Review on Nanofluids - PART II: Experiments and Applications” **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, Vol. 25, No. 04, pp. 631 – 648.
- WEERAPUN, D.,SOMCHAI, W., 2007, “A Critical Review of Convective Heat Transfer of Nanofluids”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol.11, pp. 797–817.
- WOLFRAM, S., 2005, “**The Mathematica Book**”, Cambridge/Wolfram Media.
- XIE, H., WANG, J., XI, T., 2002, “Thermal Conductivity Enhancement of Suspensions Containing Nanosized Alumina Particles”, **Journal of Applied Physics**, pp. 4568-4572.
- YOO, D. H., HONG K,S., YANG, H,S., 2007,“Study of Thermal Conductivity of Nanofluids for the Application of Heat Transfer Fluids” ,**Thermochimica Acta**,vol. 455, pp. 66-69.
- YU, W., FRANCE, D.M., SMITH, D.S., SINGH, D., TIMOFEEVA, E.V., ROUTBORT, J.L., 2009, “Heat Transfer to a Silicon Carbide-Water Nanofluid”, **Int. J. Heat & Mass Transfer**, vol. 52, pp.3606-3612.
- ZHANG, S., LUO, Z., WANG, T., SHOU, C., NI, M., CEN, K., 2010, “Experimental Study on the Convective Heat Transfer of CuO–Water Nanofluid in a Turbulent Flow”, **Journal of Enhanced Heat Transfer**, vol.17, pp. 183–196.