



ANÁLISE EXPERIMENTAL DA CONVECÇÃO FORÇADA DE NANOFLUIDO DE
ÁGUA-ÓXIDO DE SILÍCIO EM TUBOS CIRCULARES PARA REGIME DE
TRANSIÇÃO LAMINAR - TURBULENTO

Thiago Correia de Carvalho

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

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

Rio de Janeiro

Março de 2013

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA CONVECÇÃO FORÇADA DE NANOFLUIDO DE
ÁGUA-ÓXIDO DE SILÍCIO EM TUBOS CIRCULARES PARA REGIME DE
TRANSIÇÃO LAMINAR - TURBULENTO

Thiago Correia de Carvalho

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO 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.

Examinado por:

Prof. Renato Machado Cotta, Ph.D.

Prof. Fernando Pereira Duda, D.Sc.

Prof. Helcio Rangel Barreto Orlande, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

MARÇO DE 2013

Carvalho, Thiago Correia de

Análise Experimental da Convecção Forçada de Nanofluido de Água-Óxido de Silício em Tubos Circulares para Regime de Transição Laminar - Turbulento/Thiago Correia de Carvalho - Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

XIV, 73 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Renato Machado Cotta

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/Curso de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 69-73.

1. Intensificação Térmica. 2. Convecção Forçada Interna. 3. Nanofluidos. 4. Regime de Transição Laminar-Turbulento.I. Cotta, Renato Machado. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Título.

*"Você nunca sabe a força que tem,
até que a sua única alternativa é ser forte."*

Johnny Deep

Aos meus pais Domingos(*in memoriam*) e Alba,
meus irmãos Giovanna e Vinicius,
meus avós Domingos e Maria
e Eduardo(*in memorian*) e Alba(*in memorian*).

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a agradeço a Deus, ao meu pai Domingos (*in memorian*) que foi meu maior incentivador, sempre me apoiando em todos os sentidos e interessado na minha carreira acadêmica, foi uma pessoa muito esforçada e batalhadora que me possibilitou estudar nessa faculdade e foi minha motivação para cursar eng.mecânica.

A minha mãe Alba, minha irmã Giovanna e meu irmão Vinicius que sempre me incentivaram, motivaram e me deram força e carinho em todos momentos da minha vida

A minha Vózinha Alba(*in memorian*) que foi minha companhia durante esses anos de faculdade, conversava sempre comigo, me animando e incentivando, de quem recebi muito carinho e sempre me fazia um cafezinho,uma pessoa muito guerreira e que tenho muito orgulho.

Aos meus avós Domingos e Maria que sempre me ajudaram em tudo que precisei , sempre me admirando e motivando, por todo o carinho que me deram. Em especial a minha avó Maria que é uma pessoa muito forte, torce muito por mim e que sempre fez tudo pela família, a qual tenho muito carinho.

Ao orientador, prof.Renato Cotta pela oportunidade e por acreditar em mim sempre me motivando na carreira científica, pela grande ajuda no desenvolvimento deste trabalho e pela amizade.Ao prof. rubro-negro Helcio e prof.Duda por diversas ajudas e pela amizade. Ao prof.Albino pela orientação acadêmica das disciplinas.

Aos meus amigos do LTTC, Ivana Cerqueira pela grande contribuição e ajuda neste trabalho, João Vitor por ter me levado pro LTTC, Rafael,Paulo Veiga e Paulo César por todas as ajudas que me deram na parte experimental,Martim e Diego Estumano por diversas ajudas. Bernard, a secretária Evanise,Kleber, Maycon,Rodrigo Basto,Kelvin,Gustavo,Marcos Vinicius,Wellington e ao técnico Julio Cesar e por toda a amizade, paciência, conversas e brincadeiras ao longo da minha passagem no LTTC.

Aos amigos da eng.mecânica Alessandro,Antônio,Daniel,Eduardo,Gabriel Mudo,Lucas, Rafael Chaves, Rodrigo CamaraTiago Félix por toda a ajuda ao longo das disciplinas ,conselhos,conversas,brincadeiras,discussões teóricas e pela amizade é claro.

Ao Tito que me ajudou tirando todas as dúvidas sobre as burocracias da poli.

A UFRJ,CNPq e a Petrobras pelo apoio financeiro através de bolsas.

Aos meus amigos da escola Guilherme Corrêa, Guilherme Torres e Octavio por todo apoio, incentivo e ajuda em vários momentos ao longo da faculdade.

Agradeço a todos que me ajudaram e torceram por mim nessa caminhada.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Análise Experimental da Convecção Forçada de Nanofluido de Água-Óxido de Silício em Tubos Circulares para Regime de Transição Laminar - Turbulento.

Thiago Correia de Carvalho

Março/2013

Orientador: Renato Machado Cotta

Curso: Engenharia Mecânica

Este trabalho apresenta a análise experimental de convecção forçada no interior de tubos circulares com fluxo de calor uniforme na parede para regime de transição laminar - turbulento com nanofluidos de óxido de silício (sílica), variando parâmetros como número de Reynolds e concentração de nanopartículas. Para esse estudo experimental são determinados os coeficientes de transferência de calor locais e médios, que são criticamente comparados e discutidos com as previsões teóricas e com as correlações empíricas mais comumente usadas na literatura. Algumas modificações foram feitas no circuito termohidráulico existente no LTTC/ COPPE/UFRJ. Inicialmente, experimentos com água destilada validaram o aparato experimental com o modelo teórico, e logo após foram feitas medições para três nanofluidos de sílica com algumas diferenças entre eles como fabricante e concentração mássica nominal de nanopartículas.

Os resultados dos coeficientes de transferência de calor para o regime de transição laminar - turbulento comprovaram que a correlação empírica proposta por GHAJAR E TAM (1994) teve excelente concordância com os resultados experimentais aqui obtidos. Foi também verificada a possibilidade de utilização de correlações construídas para fluidos ordinários para prever o comportamento de nanofluidos, uma vez que as propriedades termofísicas efetivas desses fluidos sejam conhecidas e empregadas.

Palavras-chave: Nanofluido, convecção forçada interna, regime de transição laminar turbulento e intensificação térmica

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

Experimental Analysis of Laminar Turbulent Transition Internal Forced Convection
with silicon oxide-Water Nanofluid in Circular Tube.

Thiago Correia de Carvalho

March/2013

Advisor: Renato Machado Cotta

Course: Mechanical Engineering

This work presents an experimental analysis of forced convection within circular tubes for uniform wall heat flux, in the laminar-turbulent transition regimen, with silica-water nanofluids, varying parameters such as Reynolds number and nanoparticles concentration. In this experimental study the local and average heat transfer coefficients have been determined, which are critically compared and discussed with theoretical predictions and with empirical correlations more commonly employed in the literature. A few modifications have been performed on the existing thermohydraulic circuit at LTTC/ COPPE/UFRJ. Initially, experiments with distilled water have covalidated the experimental procedure and the theoretical model, followed by measurements for three silica nanofluids with some differences among them, such as manufacturer and nominal mass concentration of nanoparticles.

The results for the heat transfer coefficients in the laminar-turbulent transition regimen have shown that the empirical correlation proposed by GHAJAR & TAM (1994) has excellent agreement with the experimental results here obtained. It has also been verified the possibility of employing correlations constructed for ordinary fluids in the prediction of the nanofluids behavior, once the effective thermophysical properties of such fluids are known and have been employed.

Keywords: Nanofluid, internal forced convection, laminar turbulent transition and Heat transfer enhancement.

NOMENCLATURA

Letras Latinas

c_p - calor específico [J/Kg^oC]

D_o - diâmetro interno do tubo [m]

D_m - diâmetro médio do tubo [m]

D_{ext} - diâmetro externo do tubo [m]

Gz - número de Graetz , adimensional

g - aceleração da gravidade [m/s²]

h - coeficiente de transferência de calor local [W/m².^oC]

h_{ex} - coeficiente de transferência de calor com o meio externo [W/m².^oC]

k - condutividade térmica [W/m^oC]

L - comprimento do tubo [m]

Nu - número de Nusselt, adimensional.

Nu_1 - número de Nusselt local, adimensional.

Nu_m - número de Nusselt médio, adimensional

Pr - número de Prandtl, adimensional

q_w - fluxo de calor prescrito [W/m²]

Re - número de Reynolds, adimensional

t - tempo [s]

T - temperatura [^oC]

T_{ent} - temperatura de entrada do canal [^oC]

T_{sexp} - temperatura de saída do canal [^oC]

T_{∞} - temperatura do ambiente [^oC]

u - velocidade do fluido [m/s]

\bar{u} - velocidade média do fluido [m/s]

U - velocidade adimensional

r - coordenada radial adimensional

r_w - raio interno da parede do tubo

Z - coordenada axial adimensional

z - coordenada axial dimensional

Letras Gregas

α - difusidade térmica [m^2/s]

μ - viscosidade dinâmica [Pa.s]

ν - viscosidade cinemática [m^2/s]

ρ - massa específica [Kg/m^3]

γ - condutividade térmica adimensional

θ - temperatura adimensional

φ - concentração volumétrica de nanopartículas

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Motivação	1
1.2	Objetivos	3
1.3	Revisão de Literatura	3
2	ANÁLISE EXPERIMENTAL	9
2.1	Modificações do circuito termohidráulico do LTTC	9
2.2	Descrição do aparato experimental	12
2.2.1	Seção de testes	12
2.2.2	Trocador de Calor	13
2.2.3	Sistema Hidráulico	14
2.2.4	Sistema de Aquecimento	15
2.2.5	Aquisição de dados	16
2.3	Procedimento Experimental	16
2.4	Caracterização dos nanofluidos	17
2.4.1	Determinação das Concentrações Volumétricas	19
2.4.2	Propriedades efetivas dos nanofluidos	21
3	MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO E CORRELAÇÕES PARA NÚMEROS DE NUSSOLT	23
3.1	Formulação do Problema de Convecção: Escoamento Laminar	23
3.2	Regime de transição laminar-turbulento	26
3.3	Correlações para números de Nusselt: Regime Laminar	28
3.4	Correlações para números de Nusselt: Regime de Transição Laminar- Turbulento	29
3.5	Simulação e Tratamento de Dados	31
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	36
4.1.	Covalidação do Experimento e dos Resultados Teóricos: Resultados para água destilada	36

4.2.	Resultados Experimentais de Nanofluido Sílica-Água para o Regime Laminar	37
4.3.	Comparações de Correlações com Resultados Experimentais para Regime Laminar.....	44
4.4.	Resultados Experimentais para o Nanofluido no Início do Regime de Transição.....	49
4.5	Resultados Experimentais de Nanofluido Sílica-Água para o Regime de Transição.....	57
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	67
6	REFERÊNCIAS.....	69

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Fixação da lã de vidro na seção de testes.....	9
Figura 2.2 - Novo isolamento térmico da seção de testes após instalação.	10
Figura 2.3 - Detalhe das diferentes camadas do novo isolamento térmico.	10
Figura 2.4 - Visão parcial do circuito onde podem ser vistos a bomba peristáltica,o reservatório, a balança de precisão e o sistema <i>by-pass</i>	11
Figura 2.5 - Esquema do circuito termohidráulico.	12
Figura 2.6 - Posição dos termopares na seção de testes	13
Figura 2.7 - (a) Trocador de Calor e (b) serpentina em detalhe.	13
Figura 2.8 - Balança de precisão e recipiente usados na medição de vazão.....	14
Figura 2.9 - Tubo de cobre pintado com tinta eletrostática, com a resistência elétrica em espiral, e envolto parcialmente com a fita isolante Kapton.	15
Figura 2.10 - Variac, amperímetro e multímetro digital no sistema de aquecimento. ...	15
Figura 2.11 - Sistema de Aquisição de dados Agilent 34070A.....	16
Figura 2.12 - Fluxograma com as etapas do procedimento experimental	17
Figura 3.1 - Ilustração do problema de convecção forçada proposto	24
Figura 3.2 - Perfil da componente longitudinal da velocidade em regimes laminar e turbulento e variação da velocidade em função do tempo nos dois regimes (adaptado de DURST,2008).....	27
Figura 3.3 - Comparação entre os dados experimentais(azul) e a curva ajustada pelo Mathematica (vermelho).....	32
Figura 3.4 - Evolução das temperaturas da parede externa aquisitadas no Agilent	33
Figura 3.5 - Evolução das temperaturas da parede aquisitadas na janela permanente ...	33
Figura 3.6 - Medições de Temperaturas experimentais na parede (pontos pretos) e teóricas (parede-vermelha, <i>bulk</i> -azul contínua, centro- azul pontilhada) ao longo do tubo no regime laminar.....	34
Figura 3.7 - Números de Nusselt locais (azul) e médios (vermelho).Os pontos são os valores experimentais e as curvas são os valores teóricos.....	35
Figura 4.1.a-d – Resultados experimentais e teóricos para temperaturas na parede e números de Nusselt locais e médios no escoamento de água no regime laminar.	37
Figura 4.2- Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento laminar do nanofluido água-silica (concentração volumétrica 11,09%), $Re = 2072$ e água, $Re = 2093$, para diferentes posições ao longo do tubo.....	39

Figura 4.3 – Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento laminar do (a) nanofluido água-sílica (11,09%), $Re = 1511$ e água, $Re = 1584$, (b) nanofluido água-sílica (11,09%), $Re = 1746$ e água, $Re = 1781$; (c) nanofluido água-sílica (11,09%), $Re = 1344$ e água, $Re = 1331$	42
Figura 4.4.a-d: Comparação de resultados teóricos e experimentais para temperaturas na parede e números de Nusselt local e médio, para escoamento laminar do nanofluido água-sílica (concentração volumétrica de 11,09%).	43
Figura 4.5 – Resultados experimentais do número de Nusselt médio para água destilada no regime laminar, comparados com as correlações de CHURCHILL & OZOE(1973) e SHAH(1975) em três posições da seção.....	45
Figura 4.6 - Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-silica(11,09%) no regime laminar, comparados com as correlações de CHURCHILL & OZOE(1973) e SHAH(1975) em três posições da seção.	47
Figura 4.7 – Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento laminar do nanofluido ($Re = 1815$. pontos verdes) e água ($Re = 1897$. pontos azuis) para diferentes posições ao longo do tubo.....	50
Figura 4.8 - Comparação de resultados teóricos e experimentais para temperaturas na parede e números de Nusselt local e médio, para escoamento laminar do nanofluido água-sílica (12,05%) para $Re = 1815$	51
Figura 4.9– Resultados experimentais para comparação entre os dois nanofluidos de sílica adquiridos pelo LTTC no início do regime de transição.....	52
Figura 4.10– Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-sílica no regime laminar/transição comparados com a correlação de CHURCHILL (1977) em três posições da seção.	54
Figura 4.11– Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-sílica (12,05% de concentração volumétrica) no regime inicial da transição, comparados com a correlação de CHURCHILL apenas na entrada (pontos azuis) e saída (pontos verdes) do tubo.	56
Figura 4.12– Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento em transição do nanofluido ($Re = 2755$, pontos verdes) e água ($Re = 2636$, pontos azuis), para diferentes posições ao longo do tubo.....	58
Figura 4.13– Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento em transição do nanofluido ($Re = 2901$. pontos verdes) e água ($Re = 2817$. pontos azuis), para diferentes posições ao longo do tubo.....	60

Figura 4.14 – Resultados experimentais de repetitividade para o coeficiente de transferência de calor médio no nanofluido água-sílica (5.34% de conc. volumétrica) no regime de transição para número de Reynolds igual a 3296, 3337 e 3316	61
Figura 4. 15 – Resultados experimentais de repetitividade para o coeficiente de transferência de calor médio no nanofluido água-silica (5.34% de conc. volumétrica) no regime de transição para número de Reynolds igual a 3573, 3529 e 3504.	62
Figura 4. 16 – Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-sílica (5.34% de concentração volumétrica) no regime de transição, comparados com a correlação de CHURCHILL (1977) e HAUSEN (1959) em três posições ao longo do tubo.	63
Figura 4. 17– Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-sílica (5.34% de concentração volumétrica) no regime de transição, comparados com a correlação de GHAJAR E TAM(1994) em seis posições ao longo do tubo.....	65

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentadas a motivação, os objetivos do trabalho e a revisão de literatura efetuada para realização do estudo.

1.1 Motivação

As indústrias petrolíferas, automobilísticas, navais, de ar condicionado, de alimentos, entre outras, estão sempre almejando uma maneira de melhorar a eficiência energética, e nesse contexto torna-se cada vez mais importante a intensificação da transmissão de calor em ciclos e processos térmicos. Muito se tem investido em análises e otimização na geometria e materiais dos equipamentos térmicos industriais como, por exemplo, trocadores de calor, condensadores, recuperadores e caldeiras, e percebeu-se que o fluido de trabalho, geralmente no caso de líquidos, água, etileno-glicol e óleos térmicos, desempenha um importante papel técnico e econômico em vários setores produtivos e, melhorando-se as características físicas desse fluido, pode-se obter uma significativa intensificação térmica no processo.

Diante disto, nas últimas décadas, diversos laboratórios de pesquisa de vários países começaram a procurar uma maneira de melhorar a transferência de calor nos fluidos tradicionais, a partir da modificação de suas características físicas. Um dos caminhos seguidos pelos cientistas foi a suspensão de partículas metálicas da ordem de micrômetros que mostraram um aumento na capacidade de transferência de calor mas também observou-se uma baixa estabilidade na suspensão, gerando problemas como sedimentação, erosão de válvulas e conexões, entupimento de canais e um aumento na perda de carga considerável.

Devido ao grande avanço do setor de nanotecnologia nas últimas décadas, tornou-se factível o desenvolvimento de uma nova classe de fluido térmico conhecida como “nanofluido”. O termo “nanofluido” foi utilizado pela primeira vez por (CHOI *et al.*, 1995), que demonstraram a intensificação de troca térmica substancial obtida a partir da presença de nanopartículas de cobre ou alumínio em água e outros líquidos. Nanofluido é a dispersão de partículas sólidas menores que 100 nm (nanopartículas) em

um líquido térmico usual, como água, etileno-glicol e óleo térmico. Os tipos mais comuns de nanopartículas utilizadas são metais puros, como cobre e prata, e óxidos metálicos como alumina e sílica, entre outros. Mesmo sendo uma mistura bifásica, na literatura tem se implantado o modelo de apenas uma fase para avaliar o comportamento dos nanofluidos considerando equilíbrio térmico entre as fases sólida e líquida, e velocidade relativa nula entre as fases.

As principais vantagens dos nanofluidos são a maior eficiência térmica quando comparado com os fluidos base e a menor área de transferência de calor requerida, logo equipamentos menores e uma menor quantidade de fluido para uma determinada taxa de transferência de calor, o que em geral acarreta um custo menor para o processo. Mas este fluido térmico ainda apresenta problemas como aglomeração de partículas (*clusters*), que podem gerar entupimentos ou erosão associada ao efeito abrasivo das nanopartículas. Os estudos sobre nanofluidos ainda são considerados recentes e parciais, e esta tecnologia ainda está em desenvolvimento. Os desafios que persistem estimulam os cientistas a tentar entender melhor essa nova classe de fluido térmico que aparenta ser bem inovadora e promissora.

No Brasil, o grupo pioneiro nas pesquisas desta nova tecnologia foi o Laboratório de Transmissão e Tecnologia de Calor, LTTC, Engenharia Mecânica, POLI& COPPE/UFRJ, que deu início às pesquisas no ano de 2004, com apoio do CENPES/Petrobras. Em colaboração com a Divisão de Materiais do INMETRO, foram sintetizados e caracterizados nanofluidos de óxido de alumínio e óxido de cobre, utilizando água e etileno-glicol como fluidos base. Em particular para o nanofluido Al_2O_3 -água com até 2% em fração volumétrica de nanopartículas, foram feitos experimentos de convecção forçada em regime laminar em circuito termohidráulico desenvolvido para este fim, obtendo-se intensificações de 5% a 25% ao longo do comprimento de desenvolvimento térmico (COTTA *et al*, 2007).

Outro fator que motiva este trabalho e outros correlatos em nosso grupo, é a relativa escassez de trabalhos científicos encontrados na literatura sobre convecção forçada com nanofluidos, tornando o estudo mais interessante e desafiador.

1.2 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é analisar experimentalmente o comportamento térmico de nanofluidos comerciais de óxido de silício dispersos em água em duas concentrações (25% e 15% de concentração mássica de nanopartículas) para convecção forçada em um escoamento incompressível, desenvolvido hidrodinamicamente e em desenvolvimento térmico, nos regimes laminar e de transição laminar-turbulento no interior de tubo circular com fluxo de calor prescrito na parede. Também deseja-se, em particular para o regime de transição, verificar a adequação de correlações para os coeficientes de transferência de calor, desenvolvidas a partir de experimentos com fluidos ordinários, na previsão do comportamento dos nanofluidos.

Para este fim, o circuito termohidráulico existente no LTTC (COTTA *et al*, 2007), foi modificado e revalidado com experimentos para água destilada, e através dos resultados experimentais aqui obtidos foi feita a determinação dos coeficientes de transferência de calor locais e médios dos nanofluidos, com suas respectivas incertezas, em função do número de Reynolds, que serão criticamente comparados com as previsões teóricas e com as correlações empíricas mais comumente usadas na literatura. Para a solução do campo de temperaturas no fluido e conseqüentemente os números de Nusselt, foi empregada uma rotina dedicada na plataforma *Mathematica*, utilizando uma solução baseada na Técnica da Transformada Integral Generalizada (GITT) para problema de convecção interna com propriedades termofísicas variáveis (CERQUEIRA, 2010).

1.3 Revisão de Literatura

Com relação ao desempenho térmico de nanofluidos em convecção forçada interna, os estudos de PARK e CHO (1999) e XUAN e LI (2003) forneceram as primeiras correlações para calcular o número de Nusselt para escoamentos laminares e turbulentos em tubos circulares, utilizando nanofluidos compostos de água e partículas de Cu , TiO_2 , e Al_2O_3 . PARK e CHO (1999) investigaram a transferência de calor por convecção forçada no regime turbulento. Seus resultados indicaram que o número de Nusselt de nanofluidos crescia com o aumento da concentração volumétrica de

partículas suspensas e do número de Reynolds. XUAN e LI (2003) mediram o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada de um nanofluido *Cu-água*. Para um dado número de Reynolds, o coeficiente de transferência de calor do nanofluido, contendo aproximadamente 2.% de concentração volumétrica de nanopartículas de Cu, mostrou-se ser 60% maior que o da água pura. Os estudos de MAÏGA *et al.* (2004), PALM *et al.* (2004) e ROY *et al.* (2004) também confirmam o melhor desempenho térmico apresentado pelos nanofluidos, em particular aqueles de *Al₂O₃-etilenoglicol*, em diferentes configurações de escoamento interno.

HERIS *et al.* (2006) observaram pelos seus resultados experimentais de convecção forçada que o coeficiente de transferência de calor do nanofluido de *Al₂O₃-água* é maior que o de *CuO-água*, apesar das nanopartículas de *CuO* terem maior condutividade térmica. Eles inferiram que tal fato aconteceu devido ao tamanho das partículas do *CuO* ser maior e da alta viscosidade do nanofluido *CuO-água*.

HWANG *et al.* (2008) estudaram a perda de carga e o coeficiente de transferência de calor por convecção no escoamento de nanofluido de *Al₂O₃-água* em um tubo circular aquecido uniformemente com escoamento completamente desenvolvido e em regime laminar. O coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos aumentou em 8% com uma concentração volumétrica de 0,3% de alumina quando comparado com a água pura, e esta melhoria não pode ser prevista pela correlação de SHAH. KIM *et al.* (2009) concluíram que para um nanofluido de *Al₂O₃-água* com 3% de concentração volumétrica de nanopartículas, o aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção foi de 15% e 20% no escoamento laminar e no turbulento, respectivamente. Já para nanofluidos de carbono amorfo com 3,5% de concentração volumétrica, o aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção foi de 8% no escoamento laminar e no escoamento turbulento não apresentou alteração.

SHARMA *et al.* (2009) realizaram experimentos para avaliar o coeficiente de transferência de calor do escoamento no regime de transição em um tubo liso com nanofluido de *Al₂O₃*. Os resultados mostraram aumento considerável da transferência de calor convectiva com tais nanofluidos quando comparados ao do escoamento de água. Observa-se que a equação de GNIELINSKI(1976), aplicável na faixa de escoamento de transição de fluidos monofásicos, apresentou o menor desvio quando comparado com os valores obtidos com nanofluidos. Os coeficientes de transferência de calor de

nanofluido com 0,1% de concentração volumétrica de nanopartículas são 13,77% maiores para número de Reynolds igual a 3000 e 23,7% maiores quando comparados com a água em número de Reynolds igual a 9000. A maioria dos pesquisadores estima o coeficiente de transferência de calor experimentalmente sob condições de escoamento laminar ou turbulento, entretanto o tratamento numérico do problema neste tipo de escoamento não foi abordado por muitos.

REA *et al.* (2009) pesquisaram a transferência de calor por convecção num escoamento laminar usando dois nanofluidos, Al_2O_3 - água e ZiO - água, num tubo circular vertical. Os resultados mostraram que houve um aumento do coeficiente de transferência de calor de 17% e 27%, respectivamente, para a região de entrada e na região completamente desenvolvida, para o nanofluido de alumina (Al_2O_3 - água) com 6% de concentração volumétrica de nanopartículas. Porém, para o nanofluido de zirconia (ZiO - água) com 1,32 % de concentração volumétrica de nanopartículas, houve apenas um aumento de 2% na entrada e 3% na região completamente desenvolvida.

FOTUKIAN *et al.* (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, com concentração volumétrica de nanopartículas inferior a 0,24%, no interior de um tubo circular. As medições apresentadas por FOTUKIAN *et al.* (2010) mostraram que a adição de partículas nanométricas de CuO na base de água provoca um aumento considerável do coeficiente de transferência de calor. Este estudo apresenta um aumento em média de 25% do coeficiente de transferência de calor mas com um aumento de 20% de perda de carga. A perda de carga aumentou significativamente em relação ao fluido base, mesmo em concentrações muito baixas de CuO.

RAZI *et al.* (2010) investigaram a transferência de calor de nanofluidos de CuO-óleo, no escoamento no interior de tubos horizontais em regime laminar. A principal razão para se escolher óxido de cobre é porque as nanopartículas deste material são usadas como aditivo em óleos industriais, de lubrificação e de transferência de calor, demonstrando uma melhor intensificação térmica, menor desgaste e redução de atrito. Neste estudo, um óleo industrial foi usado (SN-500). Os nanofluidos foram fabricados a partir da dispersão de nanopartículas de tamanho médio de 50 nm e pureza de 99%, em óleo, usando ultrassom. Nanofluidos com quatro concentrações mássicas de nanopartículas distintas (0,2%, 0,5%, 1% e 2%) foram fabricados. O aquecimento com

fluxo de calor uniforme das paredes dos tubos foi feito através de uma resistência elétrica enrolada em espiral. A faixa de número de Reynolds testada foi de 10 a 120. Os resultados mostram um aumento no coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos em relação ao fluido-base, principalmente na região de entrada. O maior aumento se deu para o nanofluido com concentração mássica de nanopartículas igual a 2%.

ZHANG *et al.* (2010) estudaram através de um circuito termohidráulico com fluxo de calor prescrito constante, o comportamento da convecção forçada em regime turbulento de nanofluidos de óxido de cobre em base aquosa, com três diferentes tamanhos de nanopartículas (23 nm, 51 nm, e 76 nm). O principal objetivo desse estudo foi avaliar o efeito do tamanho de partículas na convecção em regime turbulento. Os resultados experimentais demonstram que a suspensão das nanopartículas aumenta significativamente o coeficiente de transferência de calor, e os nanofluidos com nanopartículas de 76 nm têm o melhor comportamento entre os três tamanhos de partículas testados.

DUANGTHONGSUK *et al.* (2010) apresentaram os resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos de TiO disperso em água. As concentrações volumétricas de nanopartículas foram de 0,2%, 0,6%, 1,0%, 1,5% e 2,0%.. Os números de Reynolds variaram entre 3000 e 18000. 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%. Nestas concentrações (0,2%,0,6% e 1,0%), os aumentos do coeficiente de transferência de calor ficaram entre 20% e 32%. A perda de carga e o fator de atrito aumentaram com o aumento da concentração de nanopartículas.

PEYGHAMBARZADEH *et al.* (2011) fizeram uma análise da transferência de calor por convecção forçada utilizando nanofluido a base de água e alumina, que foi experimentalmente comparado com água pura em um radiador automobilístico (trocador de calor com fluxo cruzado). Cinco diferentes concentrações volumétricas de nanopartículas entre 0,1 e 1% foram testadas, com tamanho médio de 20 nm de Al₂O₃ (alumina) dispersas em água, para regime turbulento com números de Reynolds entre 9000 e 23000. Os resultados demonstraram que o aumento da vazão volumétrica pode aumentar a intensificação térmica e foram obtidas aplicações com nanofluido com

baixas concentrações volumétricas e com aumento da intensificação da troca térmica de até 45% em comparação com água pura.

BYRNE *et al.* (2012) realizaram um estudo experimental focado no efeito de dois fatores importantes na transmissão de calor e propriedades do nanofluido de óxido de cobre (CuO) em base aquosa em um micro canal de placas paralelas. Um fator considerado foi a concentração volumétrica de nanopartículas de óxido de cobre dispersas na água, onde as concentrações testadas foram 0.005%, 0.01%, e 0.1%. O outro fator estudado foi o uso de um surfactante, *cetyltrimethylammonium bromide* (CTAB), para potencializar a suspensão das nanopartículas no fluido. Para estudar a influência desses dois fatores, foram feitos 6 tipos diferentes de nanofluido com base aquosa (apenas três tipos de nanofluido utilizaram surfactantes) e também foram feitos experimentos utilizando apenas água. A maior intensificação térmica foi de 17% para o nanofluido com 0.01% de concentração volumétrica e esta não foi acompanhada por um aumento significativo no consumo de potência da bomba. Os resultados desse estudo mostraram que o uso do surfactante é essencial para manter uma suspensão de nanopartículas no fluido, principalmente para altas concentrações. As pesquisas devem continuar para tentar entender melhor as questões de dispersão de partículas e estabilidade a longo prazo.

HAUSEN (1959) propôs a primeira correlação para o regime de transição Laminar Turbulento, que chamou a atenção de vários cientistas pelo mundo, no intervalo de Reynolds entre 2300 e 10^5 . Esta correlação foi desenvolvida utilizando os dados experimentais de SIEDER *et al.*(1936).Após a publicação em 1959, cientistas como HUFSCHMIDT *et al.*(1966) e SCHLUNDER (1970) indicaram um desvio considerável do coeficiente de transferência de calor experimental na correlação de HAUSEN(1959) para a região de transição laminar-turbulento e portanto deve-se verificar o intervalo de Reynolds em que o desvio é menor. Apesar disto, é válido ressaltar o grande empenho de HAUSEN (1959) em propor uma correlação na região de transição, onde até então poucos haviam se arriscado.

GNIELINSKI (1976) propôs inicialmente uma correlação para escoamento completamente desenvolvido na região de transição laminar-turbulento, esta correlação foi baseada na correlação de PETUKHOV e KIRILLOV (1958).Para a região com escoamento em desenvolvimento, GNIELINSKI e (1976) adicionou fatores de correção que consideraram os efeitos na entrada do escoamento e a influência da temperatura nas propriedades no fluido.Esta correlação apresentou um bom resultado para número de

Reynolds entre 2300 e 10^6 , número de Prandtl entre 0,6 e 10^5 e foram utilizados 800 pontos experimentais de diversos pesquisadores.

CHURCHILL (1977) publicou uma outra correlação importante para a região de transição laminar-turbulento baseado no método proposto inicialmente por CHURCHILL E USAGI (1972). Nesta correlação, é calculado o Nusselt no regime de transição baseado em correlações de número de Nusselt laminar, laminar crítico ($Re=2100$) e turbulento. A atenção inicial era para o caso de escoamento completamente desenvolvido em tubo liso e sem considerar as variações das propriedades físicas. Depois foi desenvolvida a correlação para o escoamento em desenvolvimento (tanto hidrodinâmico e térmico) e considerando as variações das propriedades físicas. CHURCHILL(1977) verificou que a acurácia da própria correlação é comparável com a de GNIELINSKI(1976) pois ele teve cerca de 90% dos dados experimentais com desvios menores que 20%. A correlação de CHURCHILL (1977) utilizou uma abordagem distinta de GNIELINSKI (1976) pois ele calcula o número de Nusselt para cada regime de escoamento, abrangendo um intervalo maior do número de Reynolds e não focando apenas no regime de transição Laminar-turbulento.

GHAJAR e TAM (1994) estudaram a transferência de calor por convecção forçada e mista em um tubo horizontal de seção circular para o regime de transição laminar-turbulento com a condição de fluxo constante na parede. Ghajar e Tam(1994) propuseram uma correlação moderna incluindo os efeitos da convecção mista na região de entrada e na região completamente desenvolvida para três tipos de configurações de entrada de canal, quais sejam, em ingles, *Re-entrant*, *Square-edged* e *Bell-mouth*. Foi feita também uma extensa comparação com outras correlações mais tradicionais, como as de HAUSEN, GNIELINSKI E CHURCHILL (OZISIK, 1985), quando a correlação de GHAJAR teve uma excelente concordância com os dados experimentais para uma faixa do número de Reynolds entre 280 e 49000. Para propor essa correlação empírica foram utilizados 1290 pontos experimentais e 72% dos pontos com menos de 10% de desvio.

2 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Neste capítulo serão apresentadas as modificações efetuadas no circuito termohidráulico do LTTC, a descrição geral do aparato experimental, o procedimento experimental e a caracterização dos nanofluidos utilizados.

2.1 Modificações do circuito termohidráulico do LTTC

Em primeira prioridade, para garantir um melhor fechamento do balanço térmico no circuito termohidráulico existente, dediciu-se refazer o isolamento térmico. Foi feita a substituição de um tubo isolante de poliestireno por um tubo de lã de vidro bipartido, permitindo a redução de perda de calor da seção de testes para o ambiente. A Figura 2.1 mostra o novo isolamento durante a montagem no circuito térmico, enquanto a Figura 2.2 ilustra o novo isolamento instalado e a Figura 2.3 apresenta, em detalhe, as três camadas do novo isolamento térmico da seção de testes.

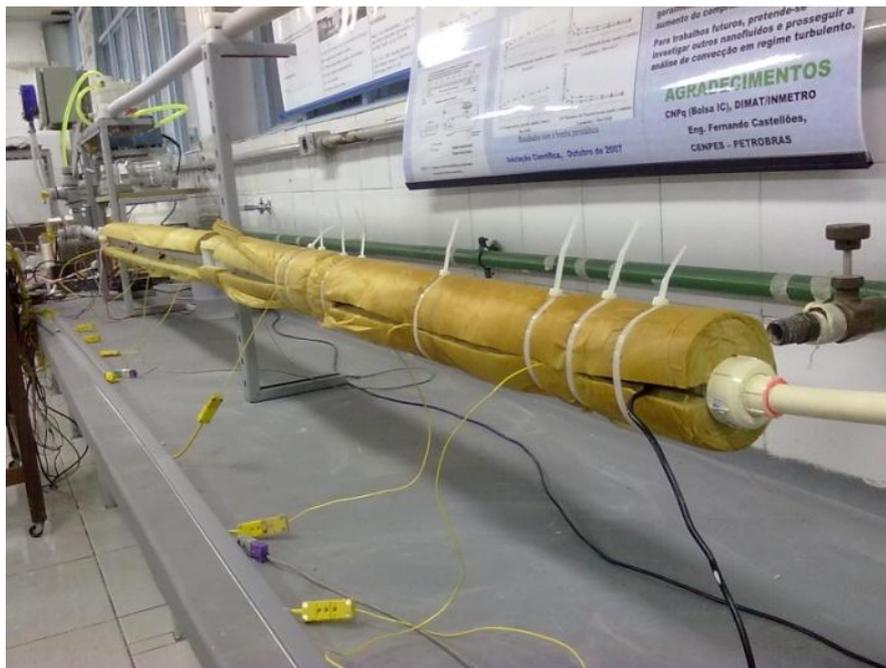


Figura 2.1 - Fixação da lã de vidro na seção de testes.



Figura 2.2 - Novo isolamento térmico da seção de testes após instalação.

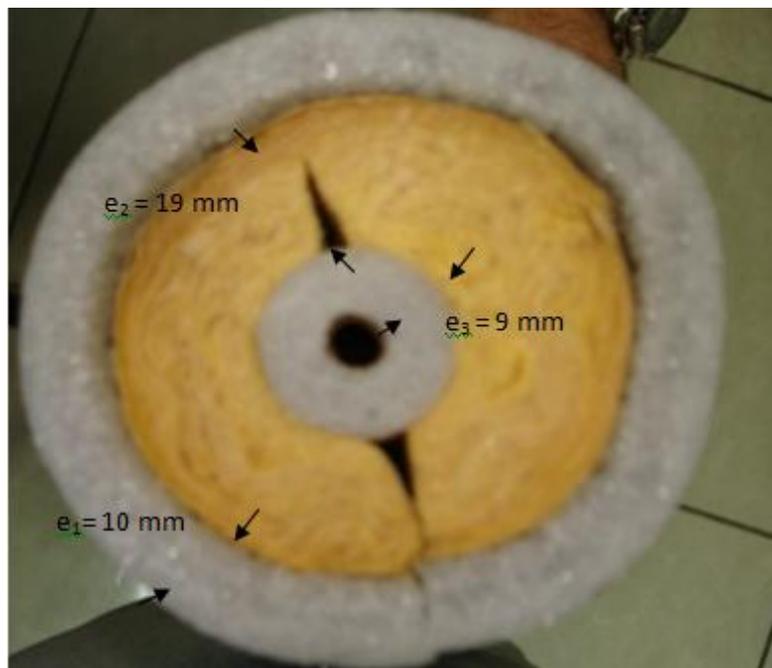


Figura 2.3 - Detalhe das diferentes camadas do novo isolamento térmico.

A seguir são descritas mais algumas modificações realizadas no aparato experimental no escopo do presente estudo:

- Substituição dos termopares, melhorando sua fixação e refazendo suas calibrações;
- Incorporação de um by-pass visando refinar a regulagem de vazão nos experimentos;
- Substituição das tubulações de retorno por C-PVC Aquaterm (para temperaturas até 80 °C), permitindo o uso em experimentos com maiores variações de temperatura;
- Modificações no circuito de aquecimento elétrico por questões de segurança;
- Substituição do isolamento térmico por espuma isolante e uniformização da espessura do isolamento do circuito, permitindo uma melhor modelagem de perda de calor da seção de testes para o ambiente;
- homogeneização da temperatura na saída da seção de teste com misturador para estimativa da temperatura média de mistura;

A seguir descreve-se em forma geral o novo circuito termohidráulico com algumas dessas alterações que resultaram em um experimento mais confiável e reprodutível. A Figura 2.4 apresenta uma visão parcial do circuito termohidráulico, com destaque para a bomba e estação de medição de vazão.



Figura 2.4 - Visão parcial do circuito onde podem ser vistos a bomba peristáltica, o reservatório, a balança de precisão e o sistema *by-pass*.

2.2 Descrição do aparato experimental

O circuito termohidráulico foi alterado com o objetivo de se fazer uma análise experimental mais confiável de convecção forçada em regimes laminar e de transição laminar-turbulento para tubos circulares com fluxo de calor imposto na parede. Assim, os coeficientes de transferência de calor locais e médios podem ser determinados, em função do número de Reynolds, posição axial do tubo e concentrações volumétricas de nanopartículas.

O circuito termohidráulico é composto pela seção de testes, sistema de aquecimento, trocador de calor e sistema hidráulico. O dreno é utilizado quando ocorre a substituição do fluido de trabalho estudado no circuito. Abaixo apresenta-se um esquema do circuito termohidráulico na Figura 2.5.

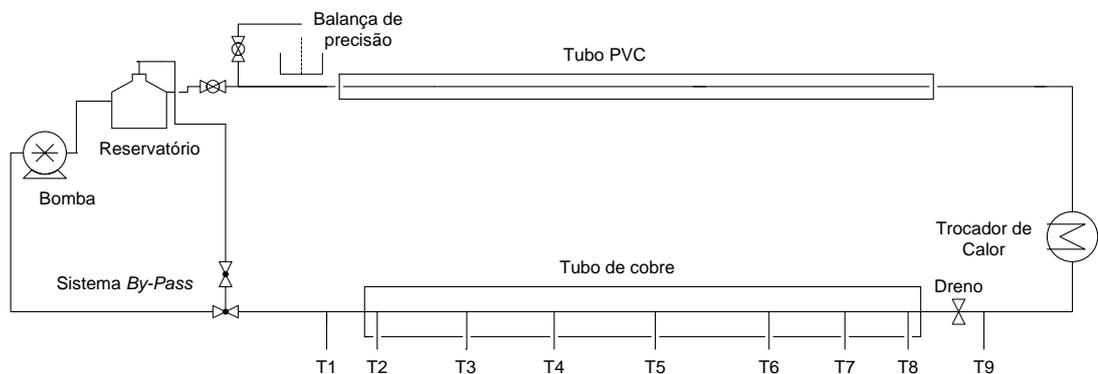


Figura 2. 5 - Esquema do circuito termohidráulico.

2.2.1 Seção de testes

A seção de testes é composta por um tubo de cobre com diâmetro externo de 3/8'' e espessura de 1/16''. O isolamento térmico é composto por dois tubos anti-chama de poliestireno e entre os dois tubos de polietileno foi colocado um tubo de lã de vidro bipartido visando melhorar a eficiência do isolamento térmico.

Ao longo da seção de testes foram instalados sete termopares do tipo K (cromel-alumel) para medição da temperatura da parede do tubo. Para medição da temperatura

média de mistura no fluido foram instalados dois termopares tipo E (cromel-constantan) dentro do tubo, em contato com o fluido, um termopar logo na entrada da seção de teste (T1) e outro após a seção de teste para medir a temperatura de saída do fluido (T9). Um terceiro termopar tipo E é empregado para medir a temperatura ambiente. Todos os termopares foram preparados e calibrados no LTTC. A calibração foi feita através do método de comparação entre o termopar a ser calibrado e o sensor padrão (PT100 calibrado pelo INMETRO). A posição dos termopares fixados é detalhada na Figura 2.6

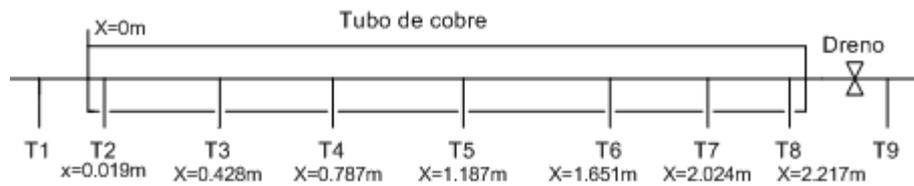


Figura 2.6 - Posição dos termopares na seção de testes

2.2.2 Trocador de Calor

Um trocador de calor do tipo serpentina (*shell & coil*) é composto por um total de 20 espiras com 18cm de diâmetro feitas de tubo de cobre de 3/8", em formato de serpentina, submersas em água corrente à temperatura ambiente. A Figura 2.7(a) mostra o trocador de calor e a Figura 2.7(b) mostra a serpentina em detalhe.



Figura 2.7 - (a)Trocador de Calor e (b) serpentina em detalhe.

2.2.3 Sistema Hidráulico

O sistema hidráulico é composto por uma bomba peristáltica da marca PROVITEC, modelo AWG 5000A, que fornece uma vazão máxima de 2100 g/min. Esta bomba volumétrica foi escolhida porque o fluido não tem contato direto com os componentes mecânicos da bomba, pois como alguns tipos de nanofluido são abrasivos, poderiam assim danificar a bomba. Um reservatório de acumulação, válvulas, mangueiras e tubulação de retorno de C-PVC Aquaterm completam o sistema hidráulico.

A medição da vazão é efetuada utilizando uma balança de precisão da marca MARTE modelo AS 2200 que opera na faixa de 0-2000g com resolução de $\pm 0.0001\text{g}$. O fluido de trabalho é colocado nesse recipiente que está sobre a balança como pode ser visto na Figura 2.8. Foi desenvolvido um software na linguagem C (COTTA et al., 2007) para comunicação entre a balança e o computador (programa “GramaTemp”), para fornecer uma estimativa de vazão em g/min durante a coleta, que usa o relógio interno do microcomputador para determinação do tempo de coleta. A conexão com o computador é feita através da entrada RS-232. São realizadas em geral 6 medições de vazão para cada experimento, possibilitando estabelecer médias e incertezas para essa medida.



Figura 2.8 - Balança de precisão e recipiente usados na medição de vazão

2.2.4 Sistema de Aquecimento

O sistema de aquecimento é feito por um Variac que permite obter uma saída variável da tensão alternada entre 0 e 300VAC. Ao sair do Variac, a corrente alternada é retificada, filtrada e aplicada a uma resistência em fita metálica de 55,70 Ohms, que foi enrolada em espirais com passo não superior a 1 cm de forma a garantir a uniformidade do fluxo de calor sobre a parede. Esta resistência elétrica foi instalada sobre a superfície do tubo de cobre isolado eletricamente com tinta eletrostática (tinta branca) e é coberta com fita Kapton isolante (fita amarela), como pode ser visto na figura 2.9.



Figura 2.9 - Tubo de cobre pintado com tinta eletrostática, com a resistência elétrica em espiral, e envolto parcialmente com a fita isolante Kapton.

O sistema de aquecimento permite aplicar sobre o tubo uma potência em corrente contínua ajustável entre 0 e 1500W. O circuito possui um disjuntor de 20 A para protegê-lo e também serve como chave de acionamento. A leitura das grandezas elétricas é realizada através de um amperímetro e um multímetro digital que medem a corrente e a tensão fornecida como pode ser visto na Figura 2.10.



Figura 2.10 - Variac, amperímetro e multímetro digital no sistema de aquecimento.

2.2.5 Aquisição de dados

Esse sistema é responsável pela aquisição e armazenamento de dados, a partir do processamento automático das informações provenientes de sensores, como os termopares. O sistema de aquisição utilizado é da marca AGILENT modelo 34070A e pode ser visto na Figura 2.11.

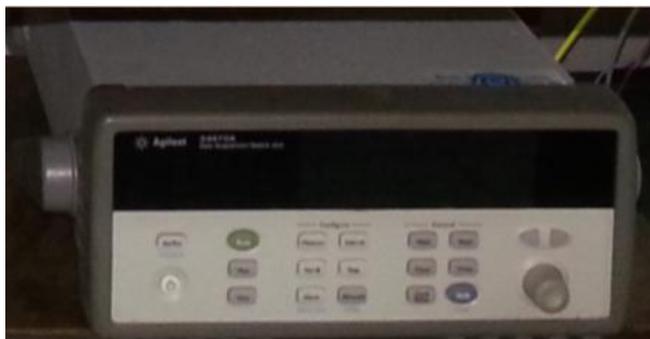


Figura 2.11 - Sistema de Aquisição de dados Agilent 34070A

2.3 Procedimento Experimental

O estabelecimento de um procedimento experimental é essencial para garantir a repetitividade do processo de medição, diminuindo o tempo de cada experimento e reduzindo a possibilidade de erros humanos que possam vir a ocorrer durante a aquisição de dados. A Figura 2.12 mostra um fluxograma com todas as etapas do procedimento experimental implementado no presente estudo, a cada execução do experimento. A vazão escolhida na bomba refere-se à fração da potência da bomba, que se permite regular no painel deste equipamento. Como não há um medidor in-line de vazão, a verificação do valor final de vazão só ocorre após a repetição das medidas na balança e o tratamento dos dados. Dessa forma, não é possível controlar de forma precisa os números de Reynolds entre os diversos experimentos, obtendo-se valores próximos apenas.

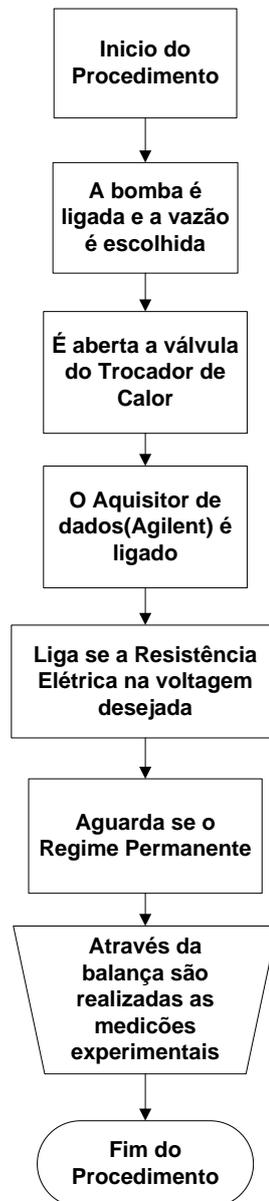


Figura 2.12 - Fluxograma com as etapas do procedimento experimental

2.4 Caracterização dos nanofluidos

Foram usados e avaliados três nanofluidos comerciais de óxido de silício (SiO_2)-água os quais foram comprados de duas empresas americanas, sendo dois adquiridos da empresa Nanostructured & Amorphous Materials, Inc., a qual será referenciada ao longo do texto pela sua abreviatura NanoAmor e o outro nanofluido, comprado da US Research Nanomaterials, Inc.

Primeiramente foram utilizados 2,5 litros do nanofluido comercial de óxido de silício (SiO₂)-água obtido da empresa Nanostructured & Amorphous Materials Inc. no circuito com uma concentração de nanopartículas de óxido de silício de 25% em massa. Este nanofluido foi utilizado apenas para análises no regime laminar.

Na segunda etapa foi utilizado e avaliado o nanofluido comercial de óxido de silício (SiO₂)-água adquirido da empresa americana US Research Nanomaterials, Inc., também com uma concentração de nanopartículas de óxido de silício de 25% em massa. Nesta etapa, o nanofluido foi utilizado para investigar o final do regime laminar e início do regime de transição laminar-turbulento.

Na última etapa, o fluido de trabalho utilizado e avaliado foi o nanofluido comercial de óxido de silício (SiO₂)-água com uma concentração de nanopartículas de óxido de silício de 15% em massa, adquirido da empresa americana Nanostructured & Amorphous Materials, Inc. Já nesta etapa o nanofluido foi utilizado com foco no regime de transição laminar-turbulento. A Tabela 2.1 apresentada as fichas técnicas fornecidas pelos fabricantes dos nanofluidos. Vale ressaltar que nos relatórios técnicos da fabricação do nanofluido não há indicação de uso de dispersante, do tempo e método de dispersão ou da data de sua fabricação.

Tabela 2.1 - Propriedades dos nanofluidos disponibilizadas pelo fornecedor.

Tipo da nanofluido Fabricante	SiO ₂ /Água NanoAmor	SiO ₂ /Água US Research	SiO ₂ /Água NanoAmor
Tamanho da nanopartícula	30 nm	30 nm	30 nm
Massa específica da nanopartícula	2,2 g/cm ³	2,2 g/cm ³	2,2 g/cm ³
pH	6-7	6-7	6-7
Concentração de nanopartículas	25 % em massa	25 % em massa	15% em massa

O pH dos três nanofluidos água-silica usados foram medidos antes de ser colocado no circuito térmico e depois de passar pelo circuito ao final dos ensaios. A Tabela 2.2 abaixo mostra os resultados obtidos na análise do pH. Segundo ambos os fabricantes, o pH do nanofluido novo deveria estar entre 6 e 7 e na análise feita os valores ficaram entre 9,62 e 9,80.

Tabela 2.2 - Análise dos pH para os três nanofluidos antes e após o uso no circuito.

Nanofluido	pH
SiO ₂ /Água NanoAmor novo (25% em massa)	9,60
SiO ₂ /Água NanoAmor usado (25% em massa)	9,40
SiO ₂ /Água US Research novo (25% em massa)	9,82
SiO ₂ /Água US Research usado (25% em massa)	9,71
SiO ₂ /Água NanoAmor novo (15% em massa)	9,55
SiO ₂ /Água NanoAmor usado (15% em massa)	9,60

Foram adquiridos outros dois tipos de nanofluidos:, água-titânia e água-óxido de zinco. O nanofluido de água-titânia, que chegou a ser testado, apresentou um pH muito baixo, precisando ser retirado do circuito por problemas de corrosão e não puderam ser realizadas as medições das suas propriedades termofísicas. Já o de água-óxido de zinco apresentou uma alta instabilidade e a concentração de nanopartículas empregada acarretou uma alta viscosidade, o que ocasionaria uma perda de carga muito significativa no circuito, o que justificou seu abandono para as análises de convecção forçada.

2.4.1 Determinação das Concentrações Volumétricas

Depois de diversos experimentos realizados no circuito termohidráulico, foi feita a medição da concentração volumétrica da nanopartícula após o nanofluido percorrer o circuito através do seguinte procedimento: medição da massa de um recipiente (becker de vidro) seco (m_b) para tara da balança de precisão; medição da massa de nanofluido (m_n) contido no recipiente; secagem da amostra de nanofluido em uma estufa por 24 horas com temperatura da estufa acima de 100°C; e medição da massa de nanopartículas (m_p) restantes no recipiente. Assim, a fração mássica (ϕ_p) de nanopartículas na parcela estável do nanofluido pode ser calculada através da seguinte relação:

$$\phi_p = \frac{m_p}{m_n - m_p} \quad (2.1)$$

e a fração volumétrica (φ_p) pode ser inferida através do uso da massa específica das partículas (ρ_p) e do fluido-base (ρ_f), como mostrado abaixo:

$$\varphi_p = \phi_p \frac{\rho_f}{\rho_p} \quad (2.2)$$

A Tabela 2.3 apresenta o resultado da medição da concentração volumétrica das nanopartículas do nanofluido comercial de óxido de silício (SiO₂)-água com uma concentração das nanopartículas de 15% em massa, adquirido da empresa americana Nanostructured & Amorphous Materials, Inc.

Tabela 2.3- Resultado da estimativa das concentrações volumétricas do nanofluido usado, depois dos ensaios no circuito térmico.

m _n inicial (g)	m _p final (g)	Concentração volumétrica (%)
20,6765	2,3285	5,2683
20,6171	2,3516	5,3424
20,8966	2,4179	5,4418
20,8256	2,3778	5,3214
	Média	5,3435 ± 0,0726

A Tabela 2.4 compara a concentração volumétrica de nanopartículas do nanofluido já usado com o valor nominal da concentração de nanopartículas.

Tabela 2.4 - Estimativas das concentrações volumétricas dos nanofluidos usados nos ensaios do circuito térmico e comparação concentrações volumétricas nominais.

Tipo de nanofluido Fabricante	SiO ₂ /Água NanoAmor	SiO ₂ /Água US Research	SiO ₂ /Água NanoAmor
Concentração mássica de nanopartículas[%]	25,0000	25,0000	15,0000
Conc. volumétrica nominal de nanopartículas[%]	13,1579	13,1579	7,4257
Conc. volumétrica medida de nanopartículas[%]	11,0900	12,0458	5,3435

2.4.2 Propriedades efetivas dos nanofluidos

Para as simulações aqui a serem apresentadas, a partir de dados da literatura, foram efetuadas interpolações para a variação com a temperatura das propriedades termofísicas da água (massa específica e condutividade térmica) e empregou-se as fórmulas de correção para o nanofluido correspondente. Para a viscosidade absoluta pode-se empregar os dados para o nanofluido específico obtidos através de medições feitas no reômetro do UNIMET-LTTC, bem como o calor específico foi determinado no escopo do presente estudo, empregando o DSC da NETSCH também disponível no LTTC (ORLANDE et al., 2012). Para o cálculo das propriedades efetivas do nanofluido foi empregada expressão deduzida da teoria de misturas (equação 2.3) para a massa específica, (KAKAÇ et al., 2009), e para a condutividade térmica a correlação de HAMILTON e CROSSER (1962) teve boa concordância com os resultados medidos no UNIMET-LTTC à temperatura ambiente (equação 2.4):

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{fb} + \phi\rho_p \quad (2.3)$$

$$k_{nf} = k_{fb}(k_p + (n-1)k_{fb} - (n-1)\phi(k_{fb} - k_p)) / (k_p + (n-1)k_{fb} - \phi(k_{fb} - k_p)) \quad (2.4)$$

Os valores da viscosidade absoluta (μ) e do calor específico (c_p) para os três nanofluidos, determinados experimentalmente no UNIMET-LTTC, foram interpolados

no corpo do código de simulação e utilizados nos cálculos. Assim a dependência destas propriedades termofísicas com a temperatura foi considerada, uma vez que nanofluidos possuem um comportamento térmico que está fortemente associado à variação das propriedades termofísicas com a temperatura.

3 MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO E CORRELAÇÕES PARA NÚMEROS DE NUSSELT

A seguir serão apresentadas a formulação do problema de convecção forçada em escoamento laminar, uma breve discussão sobre o regime de transição laminar-turbulento, as correlações empíricas aqui empregadas para os números de Nusselt tanto para o regime laminar quanto para o regime de transição laminar-turbulento e, finalmente, a descrição do código de simulação e de tratamento de dados.

3.1 Formulação do Problema de Convecção: Escoamento Laminar

Apresenta-se a seguir a formulação matemática do problema que visa modelar o experimento de convecção forçada modificado e testado para avaliar a intensificação térmica de nanofluidos em escoamento laminar. O modelo é uma extensão do conhecido segundo problema de Graetz, para condição de contorno de fluxo de calor prescrito, levando particularmente em conta a variação das propriedades termofísicas com a temperatura, aspecto relevante no comportamento das propriedades dos nanofluidos como identificado na revisão de literatura. É considerada a transferência de calor por convecção forçada no interior de um tubo circular de raio r_w , com escoamento laminar completamente desenvolvido de um fluido Newtoniano. A parede do tubo é aquecida por uma resistência elétrica ao longo de um comprimento L com fluxo de calor q_w , e está a princípio isolada termicamente do ambiente externo, mas admite-se também para fins comparativos o efeito de perdas por convecção natural pela parede externa do isolamento para o ar circundante a uma temperatura T_{ext} .

É apresentado um diagrama esquemático na Figura 3.1 para melhor compreensão do problema formulado, com escoamento interno completamente desenvolvido em um tubo circular de parede metálica recoberta por material isolante.

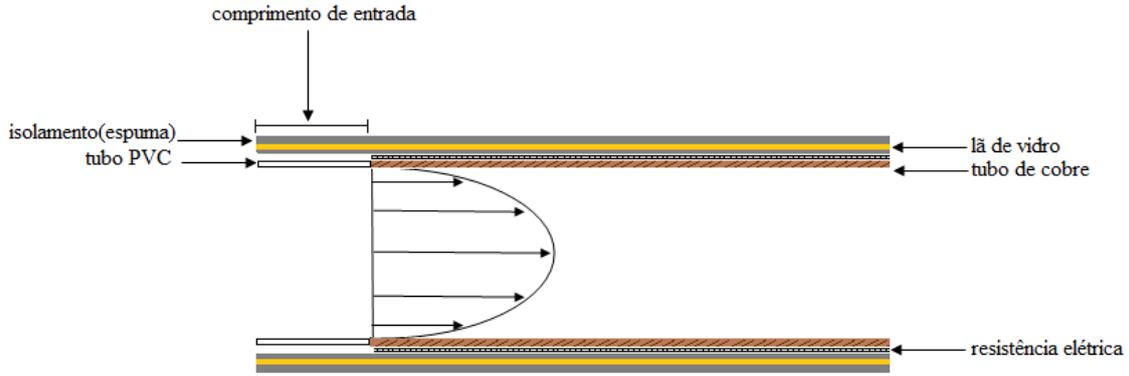


Figura 3.1 - Ilustração do problema de convecção forçada proposto

As seguintes hipóteses foram adotadas para análise do problema: fluido newtoniano, escoamento em regime laminar e incompressível, todas as propriedades termofísicas do fluido são dependentes da temperatura (quais sejam viscosidade, condutividade térmica e capacidade térmica), fluxo de calor prescrito uniforme na parede e, dissipação viscosa e difusão axial desprezíveis. A equação de energia correspondente, com condições de entrada e de contorno, é escrita como (CERQUEIRA, 2010):

$$\rho(T)c_p(T) \left[u(r, z, T) \frac{\partial T(r, z)}{\partial z} + v(r, z, T) \frac{\partial T(r, z)}{\partial r} \right] = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r k(T) \frac{\partial T(r, z)}{\partial r} \right] \quad (3.1)$$

$$0 < r < r_w; \quad 0 < z < L$$

Condições de contorno:

$$\frac{\partial T(r, z)}{\partial r} = 0, \quad r = 0 \quad (3.2)$$

$$-k(T) \frac{\partial T(r, z)}{\partial r} = -q_w, \quad r = r_w, \quad z > 0 \quad (3.3)$$

Condição de entrada do fluido:

$$T(r, 0) = T_0, 0 \leq r \leq r_w \quad (3.4)$$

onde o fluxo de calor é obtido da potência total dissipada na resistência, P , na forma

$$q_w = \frac{P}{\pi D_m L} \quad (3.5)$$

A componente longitudinal da velocidade no presente exemplo é obtida da formulação para escoamento completamente desenvolvido, sendo calculada por integração direta da equação de momentum com viscosidade variável com a temperatura (YANG, 1962):

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu(T) \frac{\partial u(r, z)}{\partial r} \right] = \frac{dp(z)}{dz}, 0 < r < r_w, z > 0 \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial u(r, z)}{\partial r} = 0, r = 0 \quad (3.7)$$

$$u(r, z) = 0, r = r_w, z > 0 \quad (3.8)$$

A componente transversal é considerada desprezível nesta situação de escoamento já em desenvolvimento hidrodinâmico pleno na entrada da seção de aquecimento. Os seguintes grupos adimensionais foram definidos.

$$R = \frac{r}{r_w}, Z = \frac{\alpha_0 z}{u_0 r_w^2}, U(R, Z) = \frac{u(r, z)}{u_0} \quad (3.9)$$

$$U_{fd}(R) = \frac{u_{fd}(r)}{u_0} = 2(1 - R^2), \gamma(\theta) = \frac{k(T)}{k_0}, \alpha_0 = \frac{k_0}{\rho_0 c_{p,0}} \quad (3.10)$$

$$C(\theta) = \frac{\rho_0 c_{p,0} u_{fd}(r)}{\rho(T) c_p(T) u(r, T)}, \theta(R, Z) = \frac{T(r, z) - T_0}{q_w r_w / k_0} \quad (3.11)$$

Assim, a formulação do problema adimensional, já desprezando a componente transversal da velocidade, torna-se:

$$RU_{fd}(R) \frac{\partial \theta(R,Z)}{\partial Z} = C(\theta) \frac{\partial}{\partial R} \left[R\gamma(\theta) \frac{\partial \theta(R,Z)}{\partial R} \right], 0 < R < 1, Z > 0 \quad (3.12)$$

$$\theta(R, 0) = 0, 0 \leq R \leq 1 \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial \theta(R, Z)}{\partial R} = 0, R = 0 \quad (3.14)$$

$$\gamma(\theta) \frac{\partial \theta(R, Z)}{\partial R} = 1, R = 1, \quad Z > 0 \quad (3.15)$$

A metodologia da solução desse problema é uma extensão do método clássico de transformação integral, generalizado para tratar problemas não transformáveis, e permitindo flexibilidade suficiente para tratar problemas com coeficientes não lineares nas formulações, fartamente ilustrado em COTTA (1993), COTTA (1998) e COTTA & MIKHAILOV (2006). Várias classes de problemas em transferência de calor e mecânica dos fluidos foram tratados por essa técnica conhecida como GITT (Técnica da Transformada Integral Generalizada), incluindo formulações baseadas nas equações de camada limite e de Navier-Stokes para escoamentos externos, em cavidades e canais. Essa técnica foi utilizada na solução do presente problema não-linear de convecção, como implementado por CERQUEIRA (2010).

3.2 Regime de transição laminar-turbulento

O critério mais comumente citado na literatura diz que quando o número de Reynolds é menor que 2300 no escoamento em tubos é dito laminar e quando o número de Reynolds é maior que 10000 é denominado turbulento, enquanto que no intervalo entre 2300 e 10000 temos uma faixa chamada de transição laminar-turbulento. Em função da complexidade do comportamento hidrodinâmico e térmico nesse regime de transição, em muitos projetos de engenharia se evita a operação nessa faixa, mas em alguns casos a operação ou passagem por esse regime é inevitável.

A região de transição laminar-turbulento está em um intervalo que apresenta instabilidades com caráter intermitente. A região laminar sofre influência de pequenas perturbações que podem ser geradas devido à configuração de entrada da tubulação.

Para número de Reynolds baixos, isto é, quando predominam os efeitos viscosos, estes conseguem amortecer as perturbações no escoamento. Mas quando tem-se altos Reynolds, o amortecimento pela viscosidade molecular não é suficiente e a perturbação é amplificada e, finalmente, a transição para o regime turbulento é iniciada. A questão decisiva é saber se a perturbação foi cessada ou amplificada. (PRANDTL,1942; OERTEL,2010).

O regime de transição é diretamente afetado pelas condições experimentais como rugosidade da parede do tubo, intensidades de flutuação ao longo do escoamento e configuração de entrada do tubo.

Através de uma investigação experimental pode-se verificar se o escoamento é laminar ou turbulento, a partir de sensores de velocidade introduzidos no escoamento aparentemente estacionário. O sinal lido pelo sensor em um escoamento laminar representará uma velocidade praticamente constante ao longo do tempo. Já no escoamento turbulento ocorre uma variação da velocidade local em função do tempo mostrando uma flutuação da velocidade em torno de um valor médio. Ambas as situações foram ilustradas em função do tempo na Figura 3.2 (DURST, 2008).

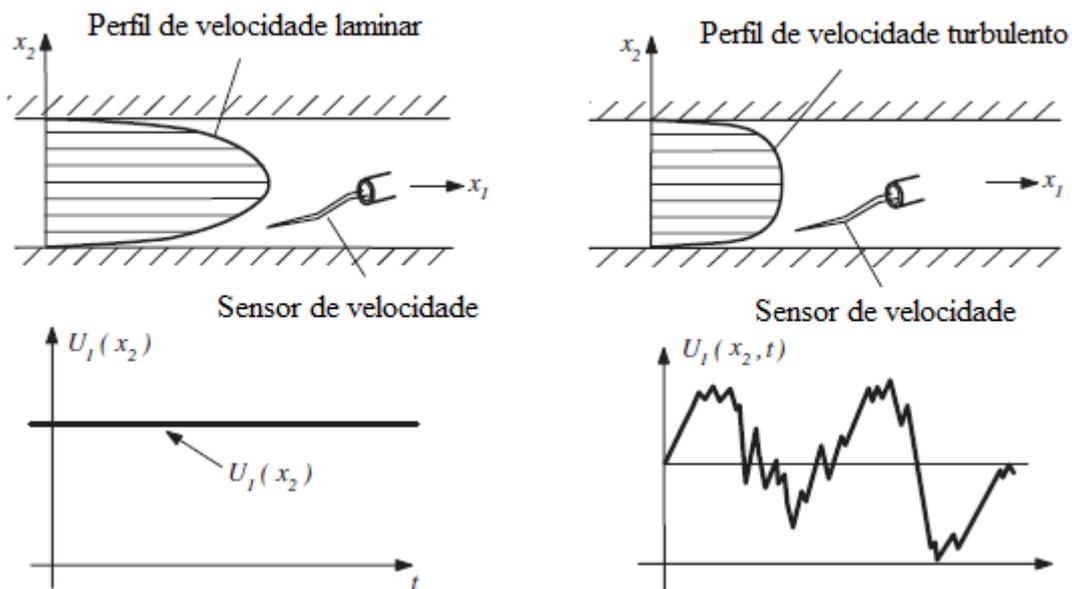


Figura 3.2 - Perfil da componente longitudinal da velocidade em regimes laminar e turbulento e variação da velocidade em função do tempo nos dois regimes (adaptado de DURST,2008)

O regime de transição laminar-turbulento é caracterizado por um fator intermitente. Estatisticamente, esse fator é definido como a razão entre a soma de todos os intervalos de tempo com escoamento turbulento dividido pelo tempo de observação, definido pela fórmula: $I_F = (\sum \Delta t_{turb})/T$. Se I_F é igual a 0, o escoamento é laminar, se I_F for igual a 1, o escoamento é turbulento e finalmente, se $0 < I_F < 1$, o escoamento é de transição laminar-turbulento onde ocorrem mudanças relativamente abruptas do escoamento laminar ao turbulento. A investigação dessas mudanças abruptas é uma importante linha de pesquisa atual em mecânica dos fluidos. (DURST, 2008).

3.3 Correlações para números de Nusselt: Regime Laminar

Diferentes correlações, empíricas e teóricas, podem ser encontradas na literatura para prever o número de Nusselt no interior de tubos em regime laminar, em função do número adimensional de Graetz, Gz , dado por:

$$Gz = \frac{Re Pr}{x/D} \quad (3.16)$$

onde Re e Pr são, respectivamente os números de Reynolds e Prandtl.

Entretanto, alguns artigos disponíveis na literatura alegam a necessidade de se desenvolver correlações de números de Nusselt específicas para nanofluidos, uma vez que os significativos aumentos recentemente identificados nesses coeficientes não parecem ser explicáveis meramente pela alteração das propriedades termofísicas efetivas em comparação com o fluido base.

Aqui foram empregadas duas correlações de convecção forçada laminar que tem boa aceitação na literatura, quais sejam a correlação de dados experimentais de CHURCHILL e OZOE (1973) dada pelas equações 3.17 e 3.18, que permite também uma correção para a variação da viscosidade com a temperatura, e a correlação teórica de SHAH (1975) dada pelas equações 3.19 e 3.20, baseada em resultados numéricos para a região de entrada térmica em tubos. A seguir detalhamos essas duas expressões que serão empregadas nas comparações dos números de Nusselt local e médio obtidos também pela solução do modelo teórico e pelo uso dos dados experimentais:

CHURCHILL & OZOE (1973).

$$\frac{Nu_l + 1}{5.364} = \left[1 + \left(\frac{220}{\pi} \chi \right)^{-10/9} \right]^{3/10} \quad (3.17)$$

onde,

$$\chi = \frac{1}{Gz} \quad (3.18)$$

SHAH (1975)

$$Nu_m = \begin{cases} \frac{1.953}{(\chi)^{1/3}}, & \chi \leq 0.03 \\ 4.354 + \frac{0.0722}{\chi}, & \chi > 0.03 \end{cases} \quad (3.19)$$

onde,

$$\chi = (x/D_h) / (Re.Pr) \quad (3.20)$$

3.4 Correlações para números de Nusselt: Regime de Transição Laminar-Turbulento

A primeira correlação considerada foi a correlação empírica de HAUSEN (1959) para o regime de transição laminar-turbulento com Reynolds entre 2300 e 10000:

$$Nu = 0.037(Re^{0.75} - 180)Pr^{0.42} \left[1 + \left(\frac{D}{x} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.21)$$

Foi empregada também uma correlação de CHURCHILL (1977) para a região de transição laminar-turbulento. A expressão geral para a correlação é:

$$Nu^{10} = Nu_l^{10} + \left[\frac{e^{(2200-Re/365)}}{Nu_{lc}^2} + \frac{1}{Nu_t^2} \right]^{-5} \quad (3.22)$$

onde Nu_l é a correlação para a região laminar, Nu_{lc} para a região que está evoluindo para o Reynolds crítico igual a 2100 e Nu_t é a correlação para o regime turbulento. Para a consideração do escoamento completamente desenvolvido hidrodinamicamente e em desenvolvimento térmico, temos que:

$$Nu_l = 4.364 \left[1 + \left(\frac{Re Pr (D/x)}{7.3} \right)^2 \right]^{1/6} \quad (3.23)$$

$$Nu_{lc} = 4.364 \left[1 + \left(\frac{287 Pr D}{x} \right)^2 \right]^{1/6} \quad (3.24)$$

$$Nu_t = 6.3 + \frac{0.079 (f/2)^{1/2} Re Pr}{(1 + Pr^{4/5})^{5/6}} \quad (3.25)$$

$$\text{onde } f^{-1/2} = 2.21 \ln(Re/7) \quad (3.26)$$

A terceira correlação empregada foi a correlação empírica de GHAJAR E TAM (1994) em que é proposta uma correlação para a região de transição incluindo os efeitos da convecção mista na região de entrada e na região completamente desenvolvida para três tipos de configurações de entrada de canal. As correlações para as regiões laminar e turbulenta, são reproduzidas abaixo:

$$Nu_l = 1.24 \left[\left(\frac{RePrD}{x} \right) + 0.025(GrPr)^{0.75} \right]^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.27)$$

$$Nu_t = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.385} \left(\frac{x}{D} \right)^{-0.0054} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.28)$$

Estas então são combinadas para fornecer uma expressão para a região de transição, dada por:

$$Nu_{trans} = Nu_l + \left\{ \exp \left[\frac{a - Re}{b} \right] + Nu_t^c \right\} \quad (3.29)$$

Nas comparações aqui realizadas foi utilizada a configuração *Square-edged*, mais próxima de nossa configuração experimental, onde a é igual a 2617, b igual a 207 e c igual a -0.950.

3.5 Simulação e Tratamento de Dados

Para efetuar o tratamento de dados utiliza se as medições de vazão feitas na balança através do programa “GramTempo” já descrito anteriormente, enquanto as aquisições de todos os termopares são feitas através do Agilent 34070A. Para fazer o tratamento de dados, avaliação das correlações e simulação através do modelo teórico foi construído um notebook na plataforma Mathematica 7.0.

A primeira parte do notebook trata das propriedades termofísicas do nanofluido como calor específico, condutividade térmica, viscosidade dinâmica e massa específica, que já foram comentadas na seção 2.4.

A segunda parte do notebook trata os dados de vazão e temperatura. Para medição da vazão, efetuou-se 6 repetições para obtenção de médias, desvios-padrão e incertezas (intervalo de confiança de 95%). Desprezou-se 10% do início e final das medições e foi empregada a rotina “Regress” do Mathematica para análise estatística desses dados e obtenção da estimativa de vazão como pode ser observado na Figura 3.3 abaixo, em que é feita uma comparação entre a curva dada pelos dados experimentais

(pontos azuis) e a curva ajustada pela função "Regress" do *Mathematica* (linha vermelha).

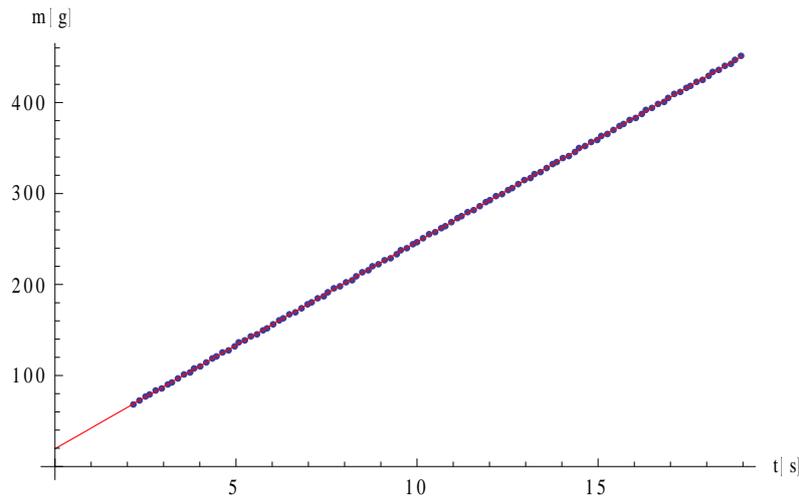


Figura 3.3 - Comparação entre os dados experimentais(azul) e a curva ajustada pelo Mathematica (vermelho)

Na Figura 3.4 mostra-se um gráfico típico da evolução temporal das medidas de temperatura (10 termopares), a partir dos dados aquisitados. Para o tratamento das temperaturas é selecionado um período de 500 segundos no regime permanente para obtenção de médias e incertezas para cada termopar como pode ser visto na Figura 3.5. As medições em geral levam de 40 a 60 minutos para atingir o regime permanente. A Figura 3.5 apresenta as medições dos termopares durante o regime permanente e neste exemplo foi selecionado o intervalo entre 1800 e 2300 segundos desde o início da medição.

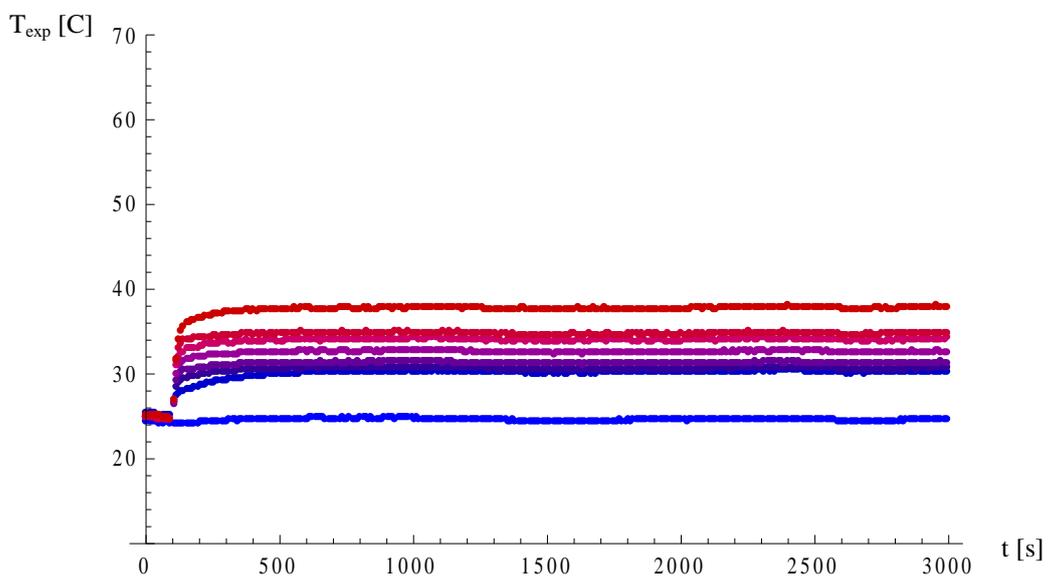


Figura 3.4 - Evolução das temperaturas da parede externa aquisitadas no Agilent

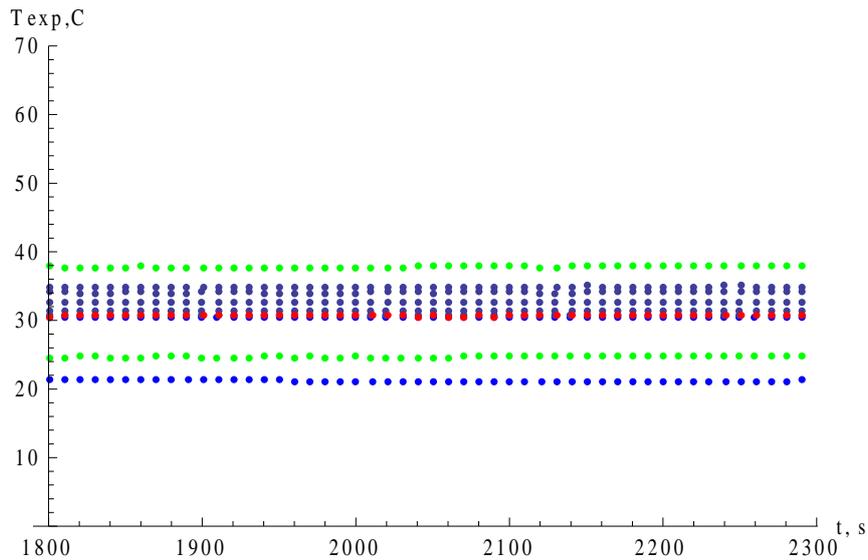


Figura 3.5 - Evolução das temperaturas da parede aquisitadas na janela permanente

A terceira parte do notebook calcula as correlações do escoamento laminar (CHURCHILL & OZOE(1973),S HAH(1975)) e as correlações do escoamento em transição laminar turbulento(CHURCHILL(1977), HAUSEN(1959) e GHAJAR(1994)).

A seguir calcula-se as estimativas das perdas de calor para o ambiente externo, depois emprega-se a rotina NDSolve do *Mathematica* para resolver numericamente a equação de energia que governa o campo de temperaturas no fluido, para a situação de desenvolvimento térmico. Então são plotadas as curvas das temperaturas teóricas no centro do canal, média de mistura e na parede do canal, que são comparadas com as temperaturas medidas na parede medidas pelos termopares, como ilustrado na Figura 3.6 abaixo.

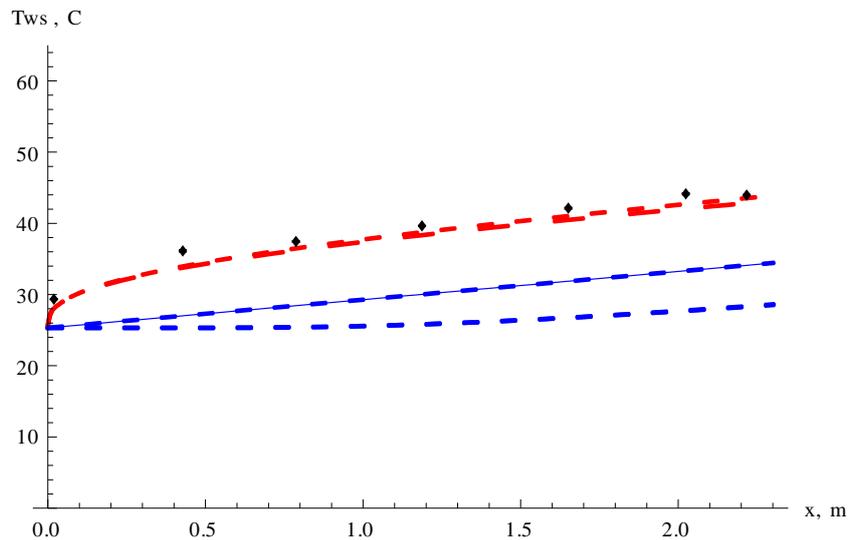


Figura 3.6 - Medições de Temperaturas experimentais na parede (pontos pretos) e teóricas (parede-vermelha, *bulk*-azul contínua, centro- azul pontilhada) ao longo do tubo no regime laminar.

Finalmente, os Nusselts locais e médios são calculados e depois comparados com as correlações empíricas. Depois calcula-se os Nusselts locais e médios considerando a equação de energia com conjugação e perdas. Obtém-se o número de Nusselt experimental local a partir dos resultados experimentais, mas antes compara-se as estimativas da temperatura média de mistura na saída do tubo sem e com o efeito de dissipação viscosa, para confirmar seu efeito desprezível. Para o cálculo do Nusselt médio experimental é feita a integração numérica do Nusselt local experimental. Os resultados dos números de Nusselt locais e médios em função do comprimento do tubo podem ser visto na Figura 3.7.

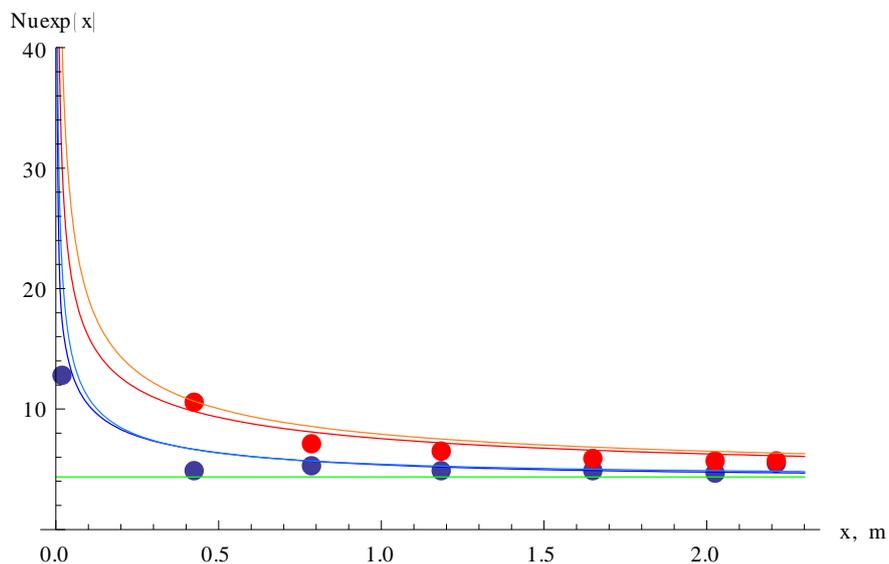


Figura 3.7 - Números de Nusselt locais (azul) e médios (vermelho). Os pontos são os valores experimentais e as curvas são os valores teóricos.

Na última parte do notebook são calculadas as propagações de incertezas, a partir da incerteza das diversas grandezas físicas como a temperatura, do coeficiente de transferência de calor local ($\delta_{h(x)}$), dada pela equação 3.31, e só então é calculada a incerteza do número de Nusselt ($\delta_{Nu(x)}$), dada pela equação 3.33

$$h(x) = \frac{q_w}{T_w(x) - T_b(x)} \quad (3.30)$$

$$(\delta_{h(x)})^2 = \left(\frac{\partial h(x)}{\partial T_w(x)}\right)^2 \cdot (\delta_{T_w})^2 + \left(\frac{\partial h(x)}{\partial T_b(x)}\right)^2 \cdot (\delta_{T_b})^2 + \left(\frac{\partial h(x)}{\partial q_w}\right)^2 \cdot (\delta_{q_w})^2 \quad (3.31)$$

$$Nu(x) = \frac{h(x) \cdot D}{k} \quad (3.32)$$

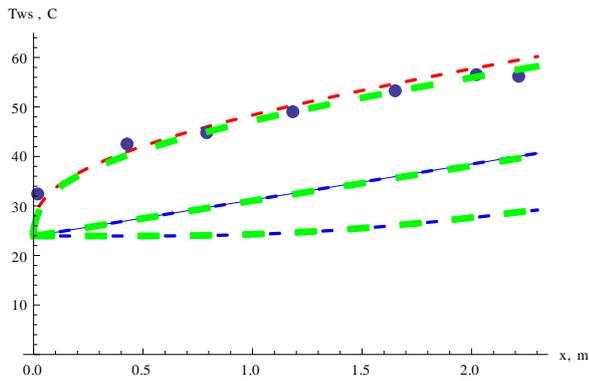
$$(\delta_{Nu(x)})^2 = \left(\frac{\partial Nu(x)}{\partial h(x)}\right)^2 \cdot (\delta_{h(x)})^2 + \left(\frac{\partial Nu(x)}{\partial D}\right)^2 \cdot (\delta_D)^2 + \left(\frac{\partial Nu(x)}{\partial k}\right)^2 \cdot (\delta_k)^2 \quad (3.33)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

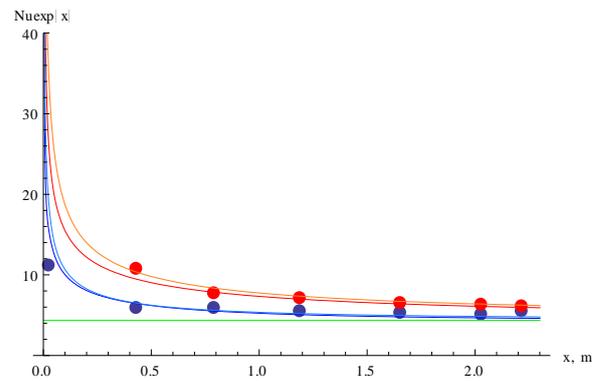
Este capítulo tem como objetivo apresentar os resultados de convecção forçada para os três nanofluidos de sílica utilizados, onde serão apresentados resultados experimentais para o regime laminar e para o regime de transição laminar-turbulento e serão feitas discussões em relação às comparações com correlações empíricas estudadas neste trabalho.

4.1. Covalidação do Experimento e dos Resultados Teóricos: Resultados para água destilada

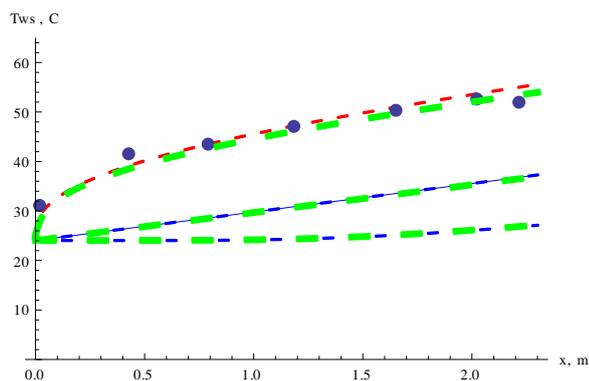
A primeira etapa na análise experimental da convecção forçada foi a investigação do comportamento do circuito termo-hidráulico e do procedimento experimental em escoamento laminar, utilizando a água destilada como fluido de trabalho. A covalidação dos resultados experimentais e teóricos foi focada na região da entrada térmica, a partir do estabelecimento do escoamento completamente desenvolvido. Com o novo isolamento foi possível reduzir sensivelmente as perdas de calor do experimento. As Figuras 4.1.a-d mostram as covalidações realizadas para medições com números de Reynolds $Re=1608$ e 1857 . As temperaturas medidas na parede do tubo pelos termopares foram comparadas diretamente com a solução por GITT (*Generalized Integral Transform Technique*) dos modelos linear (linha vermelha tracejada) e não-linear (linha verde tracejada), bem como os números de Nusselt locais e médios que foram determinados a partir das temperaturas aquiritadas são comparados com as previsões teóricas para Nusselt local (linha azul) e Nusselt médio (linha vermelha), CERQUEIRA(2010). As previsões teóricas com dependência da temperatura para os números de Nusselt locais (linha azul claro) e Nusselt médio (linha vermelho claro) também foram plotadas nos gráficos, CERQUEIRA(2010). Pode-se concluir que os resultados experimentais obtidos para água destilada apresentam boa concordância com as previsões teóricas.



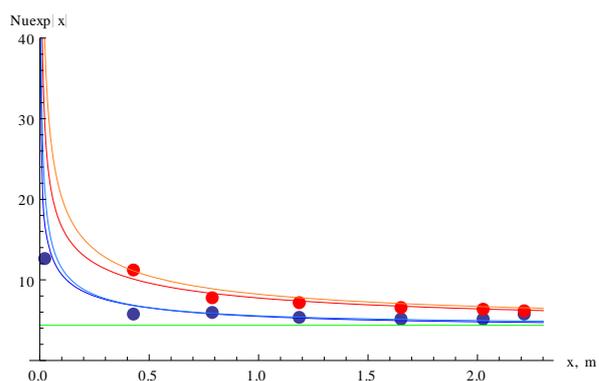
(a) Temperaturas (parede, média e centro), $Re = 1608,5$.



(b) Números de Nusselt locais (azul) e médios (vermelho), $Re = 1608,5$.



(c) Temperaturas (parede, média e centro), $Re = 1857$.



(d) Números de Nusselt locais (azul) e médios (vermelho), $Re = 1857$.

Figura 4.1.a-d – Resultados experimentais e teóricos para temperaturas na parede e números de Nusselt locais e médios no escoamento de água no regime laminar.

4.2. Resultados Experimentais de Nanofluido Sílica-Água para o Regime Laminar

Na Tabela 4.1, tem-se uma síntese dos resultados obtidos nas medições realizadas com o nanofluido água-sílica (distribuído pela empresa Nanostructured & Amorphous Materials – 11,09% de concentração volumétrica de nanopartículas). Observa-se que os valores das incertezas percentuais dos números de Nusselt médio no comprimento total do tubo não variam monotonicamente. Na maioria dos experimentos a incerteza do número de Nusselt local não excede 7%.

Tabela 4.1– Medições para regime laminar utilizando nanofluido de água-sílica (11,09% em concentração volumétrica): coeficientes de transferência de calor e números de Nusselt médios na saída do tubo.

Re	Pe	Pr	h_m (W/m ² °C)	Nu _m	Incerteza Nu ₁ (%)	Incerteza h ₁ (%)
1215,97	12180,5	10,01	600,18	5,54	6,05	3,03
1344,00	13475,2	10,03	617,67	5,71	5,96	2,83
1453,52	14857,3	10,22	618,95	5,73	5,92	2,74
1511,68	14725,1	9,84	669,32	6,18	5,90	2,69
1652,58	16456,0	9,99	684,31	6,32	7,64	5,55
1741,34	17284,1	9,93	699,02	6,45	5,99	2,91
1746,74	17387,9	9,95	713,62	6,59	5,76	2,38
1863,22	18479,1	9,89	727,66	6,71	5,82	2,52
1986,39	19718,1	9,92	741,81	6,85	5,84	2,58
1997,64	19568,9	9,80	757,68	6,99	5,81	2,50
2072,55	21219,2	10,09	717,15	6,62	6,40	3,63
2333,87	23149,1	9,92	817,31	7,56	7,37	5,19

Tomando-se o caso de maior número de Reynolds da Tabela 4.1 acima, ou seja Re=2072, compara-se graficamente na Figura 4.2 com os resultados do coeficiente de transferência de calor médio para a água (Re=2093). Os resultados para o nanofluido estão em verde, enquanto para água em azul, e é observado um significativo efeito de intensificação térmica atingindo mais de 30% como mostrado na tabela 4.2 .

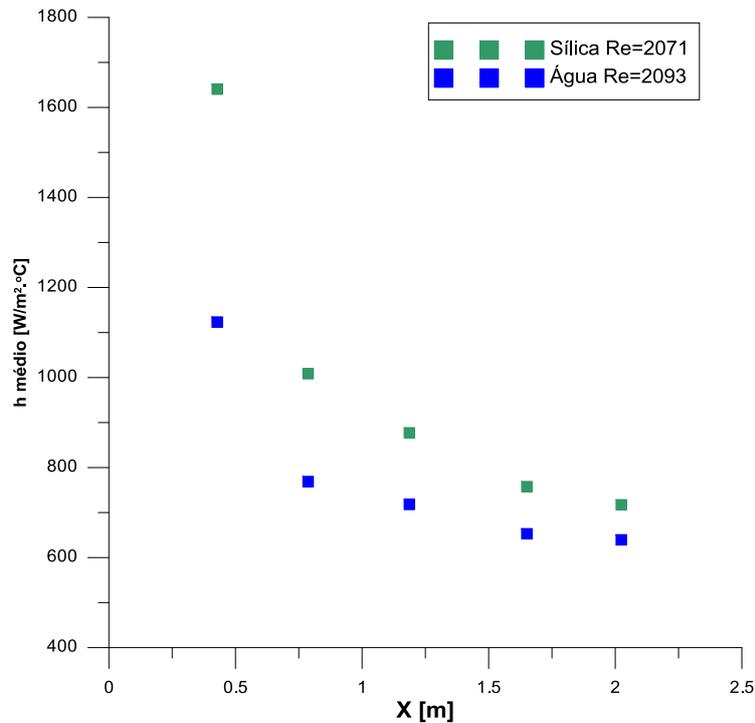


Figura 4.2- Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento laminar do nanofluido água-sílica (concentração volumétrica 11,09%), Re = 2072 e água, Re = 2093, para diferentes posições ao longo do tubo.

Nas Tabelas 4.2-5, os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor médio em cada posição axial com o nanofluido água-sílica de 11,09% de concentração volumétrica são comparados com aqueles para água destilada, em valores de números de Reynolds tão próximos quanto possível pelos dados disponíveis para cada fluido

Tabela 4.2– Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento laminar de nanofluido água-sílica de 11,09% (Re=2072) e água (Re=2093).

x (m)	h_m (W/m ² °C) água-sílica	h_m (W/m ² °C) água	Dif. %
0,428	1640,61	1123,22	31,54
0,787	1008,52	768,82	23,77
1,187	877,09	718,05	18,13
1,651	757,51	652,81	13,82
2,024	717,15	639,32	10,85

Tabela 4.3– Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento laminar de nanofluido água-sílica de 11,09% (Re=1344) e água (Re=1331).

x (m)	h_m (W/m ² °C) água-sílica	h_m (W/m ² °C) água	Dif. %
0,428	1330,11	1064,53	19,67
0,787	850,54	709,20	16,62
1,187	751,93	653,63	13,07
1,651	655,75	585,77	10,67
2,024	617,67	568,63	7,94

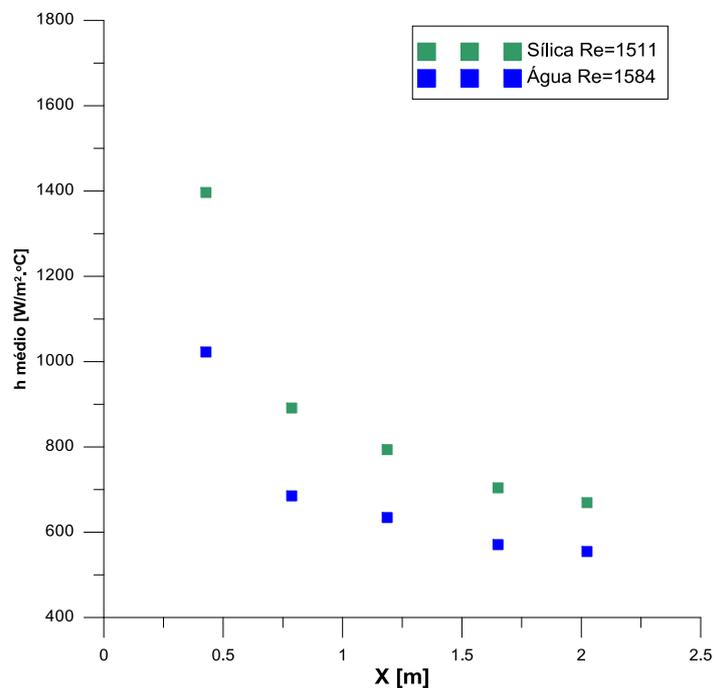
Tabela 4.4– Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento laminar de nanofluido água-sílica de 11,09% (Re=1511) e água (Re=1584).

x (m)	h_m (W/m ² °C) água-sílica	h_m (W/m ² °C) água	Dif. %
0,428	1396,57	1022,52	26,78
0,787	891,25	685,14	23,13
1,187	793,71	634,38	20,07
1,651	704,06	570,91	18,91
2,024	669,32	554,70	17,12

Tabela 4.5– Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento laminar de nanofluido água-sílica de 11,09% (Re=1741) e água (Re=1781).

x (m)	h_m (W/m ² °C) água-sílica	h_m (W/m ² °C) água	Dif. %
0,428	1549,38	1064,53	31,29
0,787	985,44	709,20	28,03
1,187	871,30	653,63	24,98
1,651	766,69	585,77	23,60
2,024	727,66	568,63	21,85

Os resultados na Tabela 4.3, para números de Reynolds próximos a 1300, indicam um aumento de cerca de 20% no coeficiente de transferência de calor médio na primeira posição ($x = 0.428$ m), e de cerca de 8% na saída do tubo ($x = 2.024$ m). Já na Tabela 4.2, para números de Reynolds no entorno de 2000, notou-se um aumento no h_m do nanofluido de cerca de 31% na entrada do tubo e de 10% na saída. Então, comparando-se os resultados mostrados nas Tabelas acima, conclui-se que o aumento no coeficiente de transferência de calor é mais significativo na entrada do tubo, e uma diferença menos relevante na saída do tubo para menores números de Reynolds. Na Figura 4.3.a-c pode-se observar em escala gráfica os resultados mostrados nas Tabelas 4.2-5 acima, comparando-se os coeficientes médios de transferência de calor ao longo da seção de testes para o nanofluido água-silica (concentração volumétrica de 11,09%) (em verde) e a água destilada (em azul).



(a)

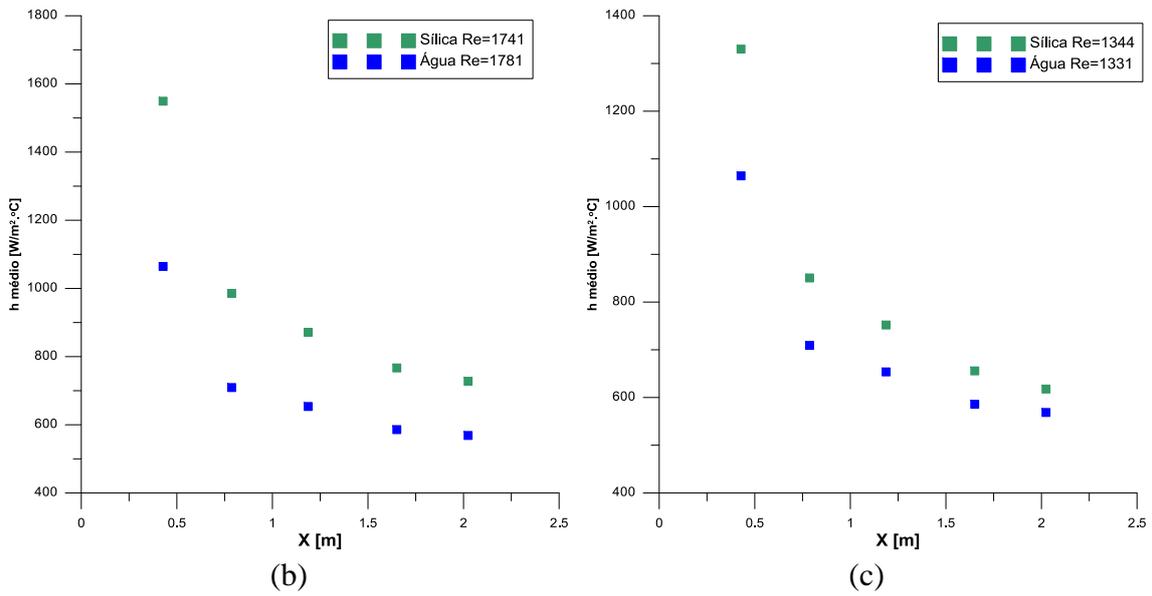
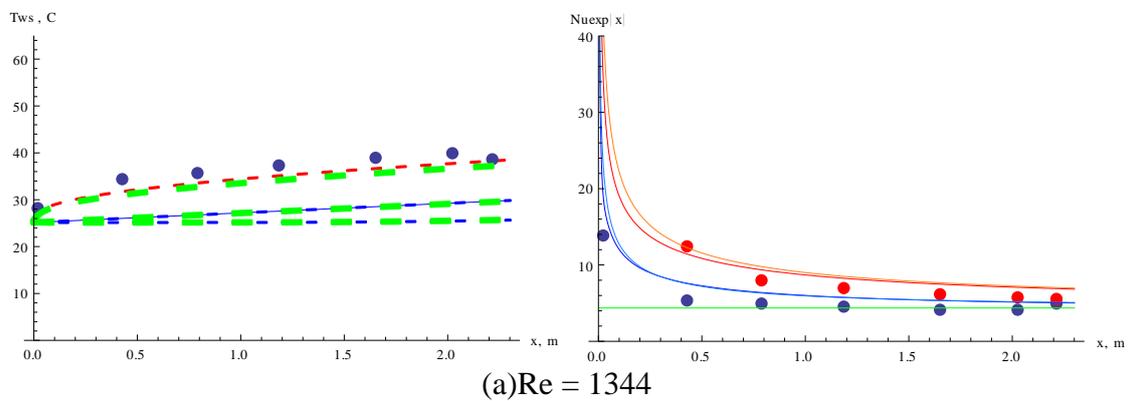


Figura 4.3 – Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento laminar do (a) nanofluido água-sílica (11,09%), $Re = 1511$ e água, $Re = 1584$, (b) nanofluido água-sílica (11,09%), $Re = 1746$ e água, $Re = 1781$; (c) nanofluido água-sílica (11,09%), $Re = 1344$ e água, $Re = 1331$.

As Figuras 4.4.a-d mostram as comparações realizadas entre os resultados teóricos e experimentais para as medições utilizando o nanofluido de sílica (11,09%) e para quatro números de Reynolds distintos.



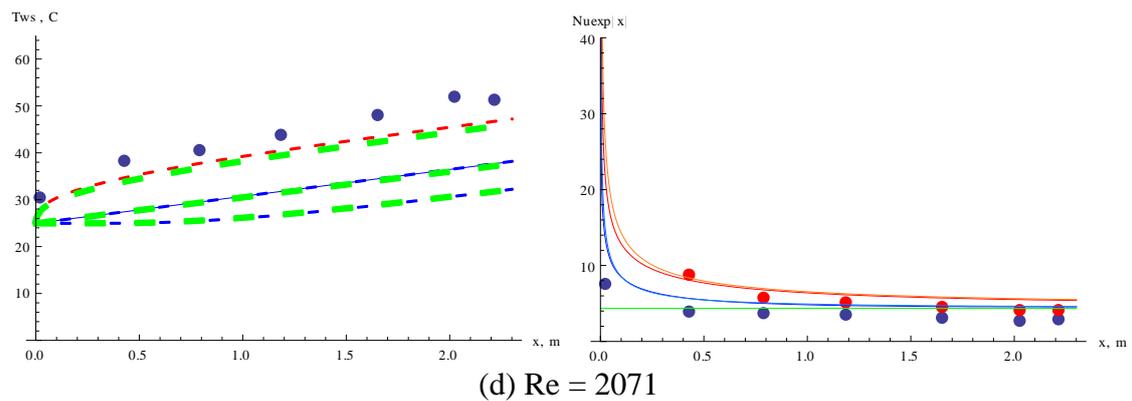
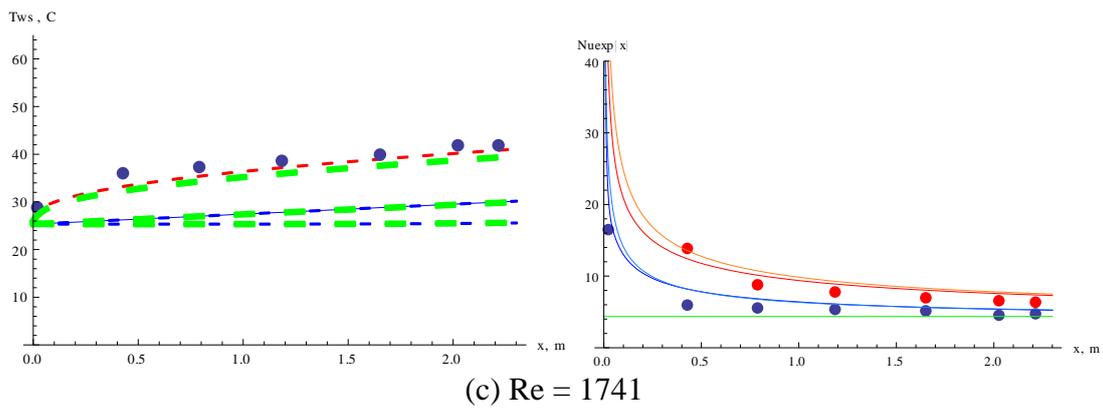
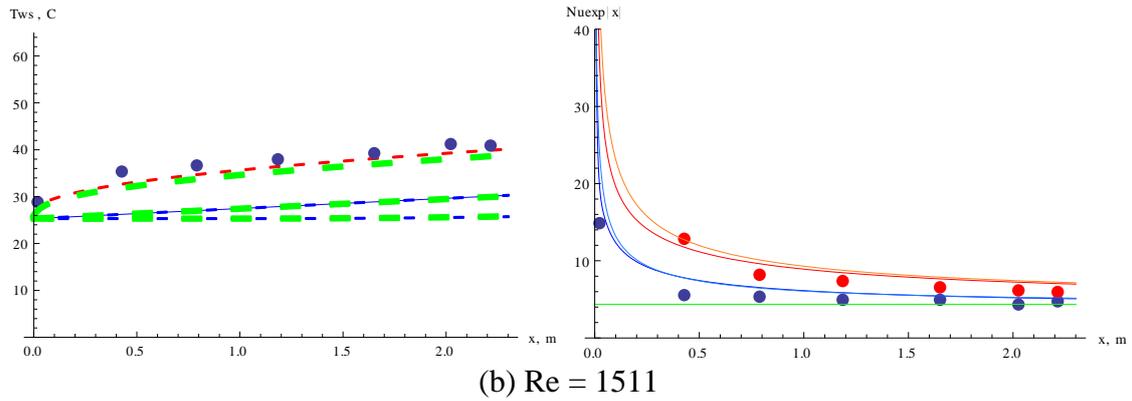


Figura 4.4.a-d: Comparação de resultados teóricos e experimentais para temperaturas na parede e números de Nusselt local e médio, para escoamento laminar do nanofluido água-sílica (concentração volumétrica de 11,09%).

Para o maior valor do número de Reynolds, $Re=2071$, Figura 4.4.d, pode-se observar que a comparação aponta desvios entre resultados teóricos e experimentais mais perceptíveis.

4.3. Comparações de Correlações com Resultados Experimentais para Regime Laminar

Foram selecionadas três posições axiais ($x = 0.428, 1.187$ e 2.024 m), para compararmos os números de Nusselt médio experimentais, para quatro diferentes números de Reynolds, com as previsões de duas correlações clássicas para o problema de fluxo de calor prescrito, denominado UWF ("*uniform wall heat flux*"), as correlações de CHURCHILL & OZOE (1973), baseada em resultados experimentais, e a de SHAH (1975), baseada em ajuste de curva aos resultados teóricos do modelo linear de convecção.

O gráfico da Figura 4.5 mostra uma comparação entre os resultados de correlações e experimentais obtidos para água destilada e o gráfico da figura 4.6 para o nanofluido água-silica (concentração volumétrica 11,09%), respectivamente, para três posições ao longo do tubo, e para as correlações de SHAH(1975) e CHURCHILL & OZOE(1973) utilizadas neste estudo. A Tabela 4.6 compara os resultados experimentais do número de Nusselt médio para água destilada no regime laminar, com as correlações de CHURCHILL & OZOE(1973) e SHAH(1975), em três posições da seção de testes.

Pelos resultados mostrados na Figura 4.5 e na Tabela 4.6, pode-se notar que os resultados experimentais de água possuem melhor concordância com a correlação de SHAH ao longo de todo o duto. Apenas na entrada é que ocorre um desvio significativo entre os valores obtidos para as duas correlações, de CHURCHILL & OZOE(1973) e SHAH(1975).

Os resultados experimentais obtidos para o nanofluido água-sílica (concentração volumétrica de 11,09%) mostraram também ter uma melhor concordância com a correlação de SHAH (1975) e são mostrados na Figura 4.6. A Tabela 4.7 apresenta os mesmos resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-silica no regime laminar, comparados com as correlações de CHURCHILL & OZOE (1973) e SHAH(1975) em três posições da seção.

É interessante observar que as correlações clássicas conseguem prever o comportamento térmico do nanofluido água-sílica, embora não com a mesma aderência que no caso do fluido base.

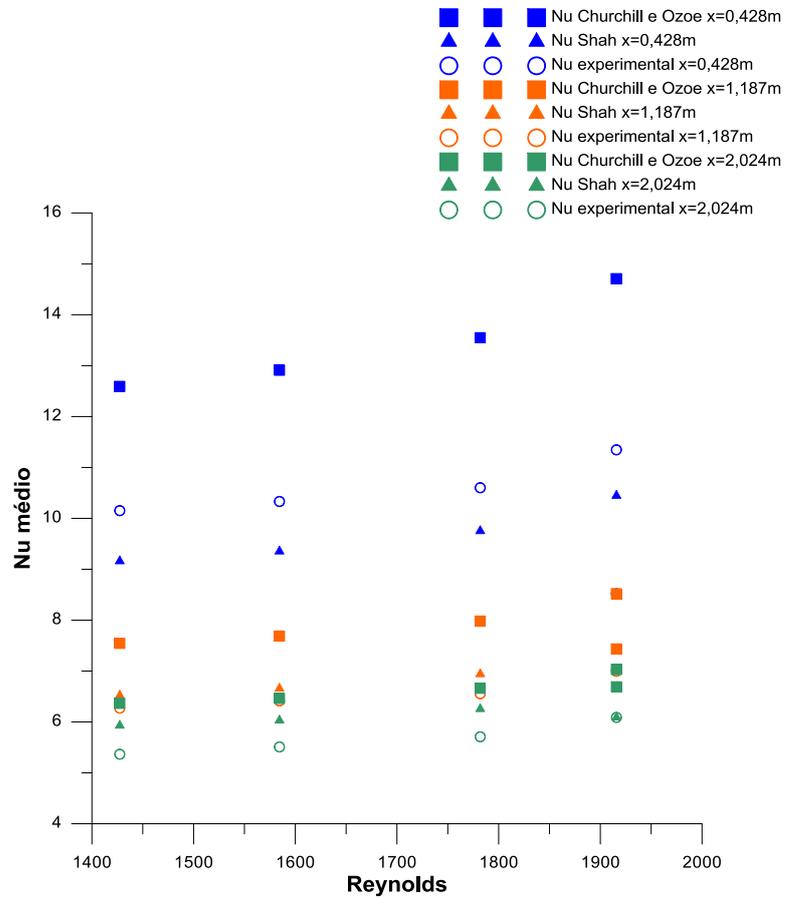


Figura 4.5 – Resultados experimentais do número de Nusselt médio para água destilada no regime laminar, comparados com as correlações de CHURCHILL & OZOE(1973) e SHAH(1975) em três posições da seção.

Tabela 4.6: Resultados experimentais do número de Nusselt médio para água destilada no regime laminar, comparados com as correlações de CHURCHILL & OZOE(1973) e SHAH(1975) em três posições da seção.

x=0,428m			
Reynolds	Nu Churchill e Ozoe	Nu Shah	Nu exp.
1915,83	14,71	10,44	11,35
1781,88	13,55	9,75	10,60
1427,36	12,59	9,16	10,15
1584,43	12,91	9,35	10,33
x=1,187m			
Reynolds	Nu Churchill e Ozoe	Nu Shah	Nu exp.
1915,83	8,52	7,43	7,00
1781,88	7,98	6,94	6,55
1427,36	7,54	6,52	6,27
1584,43	7,69	6,66	6,41
x=2,024m			
Reynolds	Nu Churchill e Ozoe	Nu Shah	Nu exp.
1915,83	7,03	6,69	6,09
1781,88	6,66	6,25	5,71
1427,36	6,37	5,93	5,37
1584,43	6,46	6,03	5,51

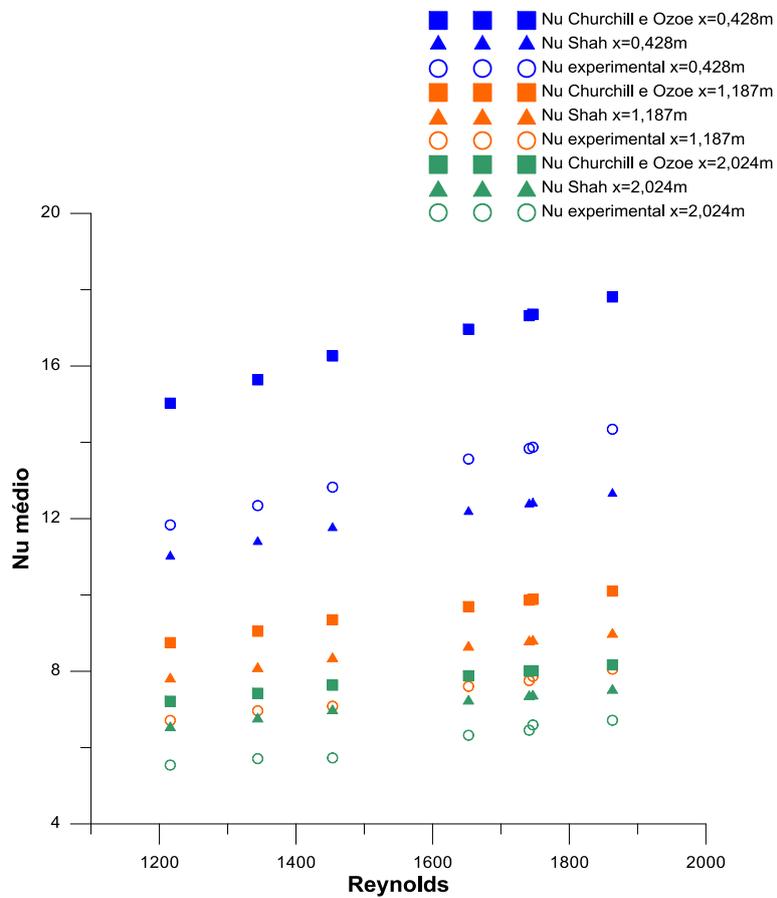


Figura 4.6 - Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-silica(11,09%) no regime laminar, comparados com as correlações de CHURCHILL & OZOE(1973) e SHAH(1975) em três posições da seção.

Tabela 4.7- Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-silica no regime laminar, comparados com as correlações de CHURCHILL & OZOE(1973) e SHAH(1975) em três posições da seção.

x=0,428m			
Reynolds	Nu churchill e Ozoe	Nu Shah	Nu exp.
1453,52	16,26	11,75	12,82
1344,00	15,64	11,39	12,34
1215,97	15,03	11,01	11,84
1652,58	16,97	12,18	13,56
1863,22	17,81	12,65	14,34
1741,34	17,32	12,38	13,84
1746,74	17,36	12,40	13,87
x=1,187m			
Reynolds	Nu churchill e Ozoe	Nu Shah	Nu exp.
1453,52	9,35	8,37	7,09
1344,00	9,05	8,11	6,96
1215,97	8,75	7,83	6,71
1652,58	9,69	8,67	7,60
1863,22	10,10	9,00	8,05
1741,34	9,86	8,81	7,75
1746,74	9,88	8,83	7,87
x=2,024m			
Reynolds	Nu churchill e Ozoe	Nu Shah	Nu exp.
1453,52	7,63	7,00	5,73
1344,00	7,42	6,79	5,71
1215,97	7,21	6,56	5,54
1652,58	7,88	7,25	6,32
1863,22	8,17	7,54	6,72
1741,34	8,00	7,37	6,46
1746,74	8,01	7,39	6,59

4.4. Resultados Experimentais para o Nanofluido no Início do Regime de Transição

Antes de explorar experimentalmente o regime de transição, analisou-se cuidadosamente a região de números de Reynolds que caracterizam o início da transição, quando se observam os primeiros desvios significativos em relação ao comportamento laminar. Uma consolidação dos resultados obtidos nas medições realizadas com o nanofluido água-sílica (distribuído pela empresa US Research Nanomaterials, Inc – 12,05% de concentração volumétrica de nanopartículas) nessa região, é mostrada abaixo na Tabela 4.8, pela ordem crescente do número de Reynolds. Observa-se que os valores das incertezas percentuais dos números de Nusselt locais não variam monotonicamente. Em geral, para os números de Reynolds maiores resultaram maiores incertezas percentuais do coeficiente de transferência de calor e do número de Nusselt locais.

Tabela 4.8– Medições para regime laminar e início da transição utilizando nanofluido água-sílica (12.05% em concentração volumétrica): coeficientes de transferência de calor e números de Nusselt médios na saída do tubo ($x = 2.024$ m).

Re	Pe	Pr	h_m (W/m ² C)	Nu _m	Incerteza Nu _l (%)	Incerteza h _l (%)
1815	17180,6	9,46	720,21	6,60	5,78	2,44
2113	19957,5	9,46	778,10	7,13	6,00	2,91
2308	22086,5	9,57	807,24	7,40	7,49	5,34
2414	23108,6	9,57	956,19	8,76	16,30	15,43
2457	24726,3	10,09	1038,97	9,55	14,33	13,33

Tomando-se um caso da Tabela 4.8 acima, ou seja, Re=1815 compara-se graficamente na Figura 4.7 com os resultados do coeficiente de transferência de calor médio no regime laminar para a água no número de Reynolds mais próximo disponível (Re=1897). Os resultados para o nanofluido estão em verde enquanto para água pura em azul e, como já observado anteriormente, ocorre um significativo efeito de intensificação térmica em todo o comprimento da seção de testes entre 20-40% como

será tabelado mais adiante. Notou-se, portanto, que os coeficientes de transferência de calor médios do nanofluido de água-sílica ficaram significativamente maiores que os obtidos com os experimentos com água em números de Reynolds próximos.

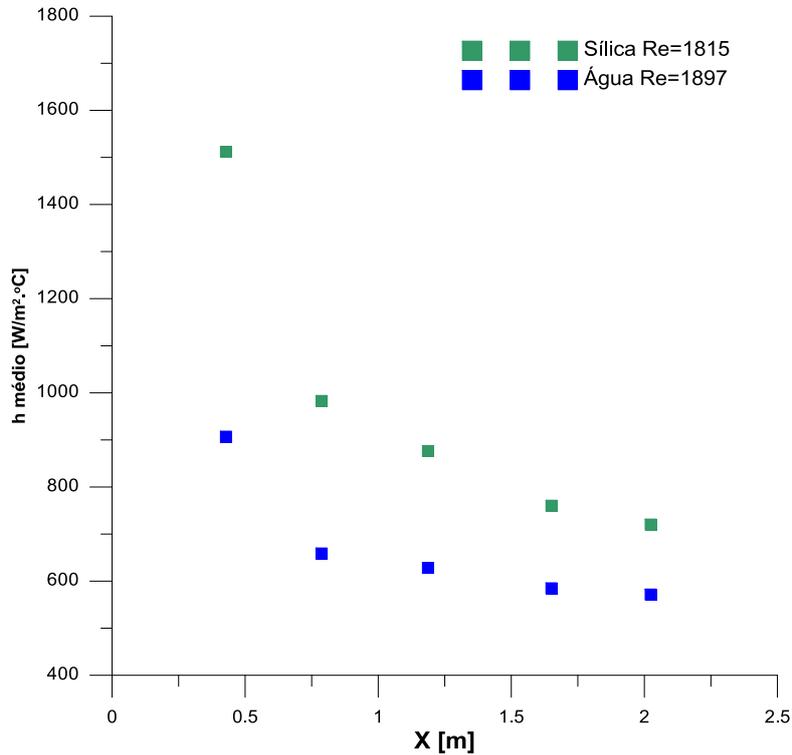


Figura 4.7 – Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento laminar do nanofluido (Re = 1815, pontos verdes) e água (Re = 1897, pontos azuis) para diferentes posições ao longo do tubo.

Os resultados acima são apresentados também na Tabela 4.9, ainda para número de Reynolds em regime laminar, e indicam um aumento de cerca de 40% no coeficiente de transferência de calor médio na primeira posição ($x = 0,428$ m) e de cerca de 20% na saída do tubo ($x = 2,024$ m). Comparando os resultados entre os números de Reynolds estudados para água com esse nanofluido, o aumento no coeficiente de transferência de calor é mais significativo na região de entrada do tubo, mas com uma intensificação também relevante na saída do tubo com uma variação em relação aos números de Reynolds.

Tabela 4.9 – Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento laminar de nanofluido água-sílica de 12,05% (Re=1815) e água (Re=1897).

x (m)	h_m (W/m ² °C) água-sílica	h_m (W/m ² °C) água	Dif. %
0,428	1511,98	906,83	40,02
0,787	982,78	658,77	32,97
1,187	876,35	628,14	28,32
1,651	760,22	584,72	23,09
2,024	720,21	571,50	20,65

A Figura 4.8 mostra as comparações realizadas entre os resultados teóricos e experimentais para a medição utilizando o nanofluido de água-sílica (12,05%) para o mesmo número de Reynolds no regime laminar. As temperaturas medidas na parede do tubo pelos termopares foram comparadas diretamente com a solução teórica da temperatura na parede obtida pela equação de energia em modelo linear com fluxo de calor uniforme (linha vermelha) e pela equação de energia com perdas e conjugação transversal (linha azul tracejada). Também são mostradas as temperaturas médias e no centro do tubo em azul, bem como os números de Nusselt locais e médios. Para o menor valor do número de Reynolds, $Re=1815$, pode-se observar que a comparação aponta desvios entre resultados teóricos e experimentais mais perceptíveis que nos casos anteriores.

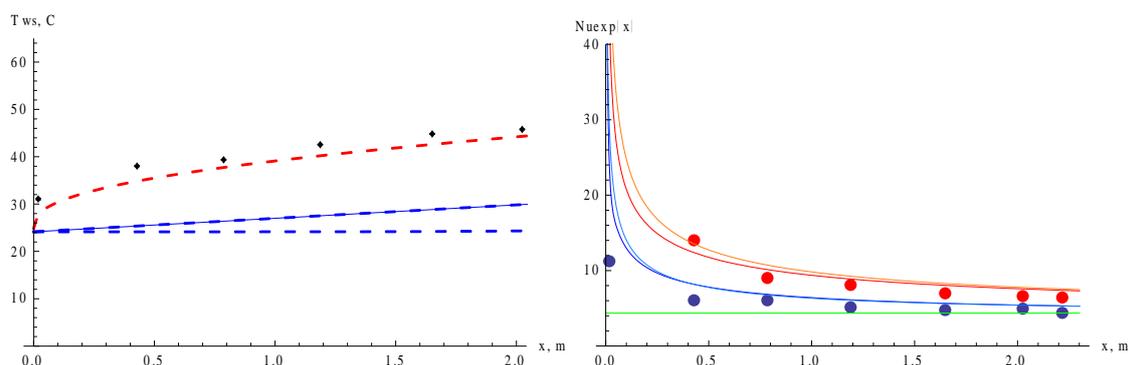


Figura 4.8 - Comparação de resultados teóricos e experimentais para temperaturas na parede e números de Nusselt local e médio, para escoamento laminar do nanofluido água-sílica (12,05%) para $Re = 1815$.

Na Figura 4.9 tem-se uma comparação dos coeficientes de transferência de calor entre o nanofluido de sílica adquirido pela empresa NanoAmor com concentração volumétrica igual a 11,09% e o nanofluido adquirido pela empresa US Research, com

concentração volumétrica 12,05% em um número de Reynolds próximo, no início do regime de transição. Os valores dos coeficientes de transferência de calor médios para 5 posições axiais assim como a diferença percentual entre os dois nanofluidos é apresentado na Tabela 4.10 abaixo.

É interessante observar que no início da seção de testes o desvio é menor que 5 % e essa diferença vai aumentando ao longo da seção de testes. No último ponto ($x=2,024$ m) o desvio é de 25%. Isso pode indicar que para os dois nanofluidos distintos, a transição pode ter se iniciado em diferentes posições axiais, em função da boa concordância no início da seção de testes e o progressivo distanciamento das duas medidas ao longo do tubo.

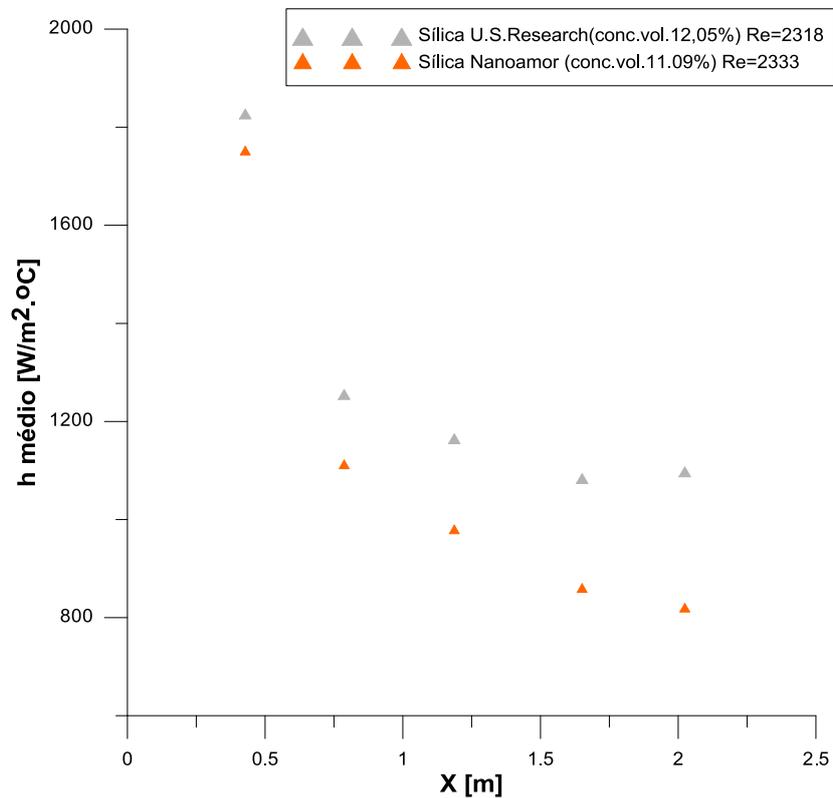


Figura 4.9– Resultados experimentais para comparação entre os dois nanofluidos de sílica adquiridos pelo LTTC no início do regime de transição.

Tabela 4.10– Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento no início do regime de transição de nanofluido água-sílica da NanoAmor (Re=2333) e nanofluido água-sílica da US Research (Re=2318).

x (m)	h_m (W/m ² °C) Us Research	h_m (W/m ² °C) NanoAmor	Dif. (%)
0,428	1826,94	1749,26	4,25
0,787	1254,91	1109,54	11,58
1,187	1164,68	976,88	16,12
1,651	1083,48	857,33	20,87
2,024	1097,15	817,30	25,51

Para o nanofluido de água-sílica da empresa US Research (com concentração volumétrica de 12,05%), utilizou-se a correlação de CHURCHILL(1977) do Nusselt laminar crítico (Nu_{lc}) apresentada na equação 3.24 para calcular os números de Nusselt médios e efetuar a comparação com os resultados experimentais, o que é mostrado na Figura 4.10. Pode-se claramente observar o início do regime de transição nas vizinhanças do final do duto, quando o comportamento tanto da correlação quanto dos resultados experimentais, tem uma variação mais abrupta. A Tabela 4.11 apresenta os números de Nusselt médio experimentais para esse nanofluido água-sílica no final do regime laminar e início do regime de transição, comparados com a correlação de CHURCHILL (1977) em três posições da seção.

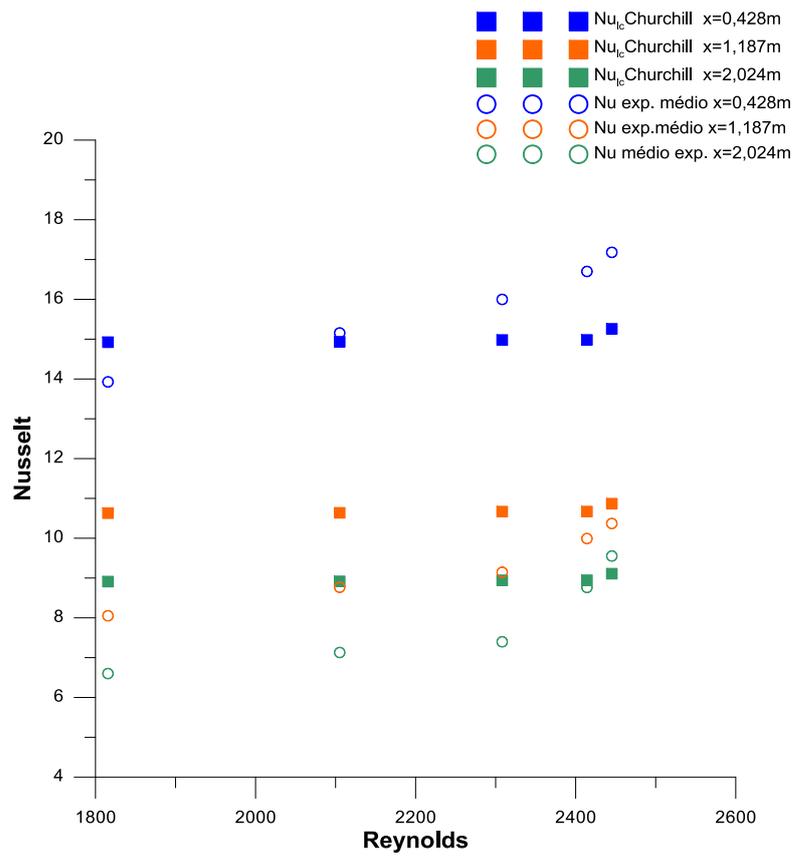


Figura 4.10– Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-sílica no regime laminar/transição comparados com a correlação de CHURCHILL (1977) em três posições da seção.

Tabela 4.11.- Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-sílica no regime laminar/transição comparados com a correlação de CHURCHILL (1977) em três posições da seção.

x=0,428 m			
Reynolds	Nu _{lc} Churchill	Nu.exp.médio	Dif.[%]
1815,58	14,92	13,93	6,68
2113,01	14,93	15,15	1,48
2308,18	14,98	16,00	6,81
2414,12	14,98	16,7	11,48
2457,10	15,26	17,18	12,59
x=1,187m			
Reynolds	Nu _{lc} Churchill	Nu.exp.médio	Dif.[%]
1815,58	10,63	8,05	24,25
2113,01	10,64	8,77	17,57
2308,18	10,67	9,15	14,27
2414,12	10,67	9,99	6,35
2457,10	10,87	10,37	4,59
x=2,024m			
Reynolds	Nu _{lc} Churchill	Nu.exp.médio	Dif.[%]
1815,58	8,91	6,6	25,93
2113,01	8,92	7,13	20,05
2308,18	8,94	7,40	17,27
2414,12	8,94	8,76	2,02
2457,10	9,11	9,55	4,88

Na Figura 4.11, consideram-se todos os valores do número de Reynolds utilizados anteriormente, analisando-se apenas a entrada e a saída do tubo, em comparação com a correlação de CHURCHILL (1977), e principalmente na entrada tem-se uma boa concordância com os resultados experimentais, onde o regime laminar é bem representado pela correlação. Outra vez observa-se o desvio mais significativo na região da saída do tubo, caracterizando o início da região de transição. A Tabela 4.11 mostra os resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-sílica (12,05% de concentração volumétrica) no regime inicial da transição,

comparados com a correlação de CHURCHILL (1977) apenas na entrada e saída do tubo.

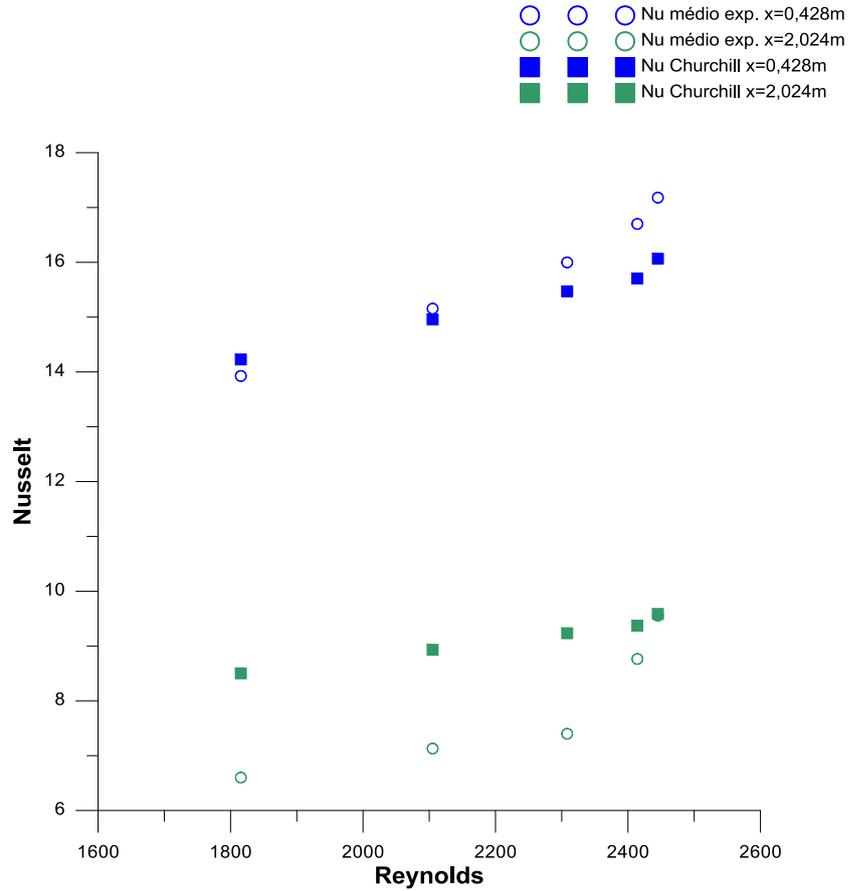


Figura 4.11– Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-sílica (12,05% de concentração volumétrica) no regime inicial da transição, comparados com a correlação de CHURCHILL apenas na entrada (pontos azuis) e saída (pontos verdes) do tubo.

Tabela 4.12. - Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-sílica (12,05% de concentração volumétrica) no regime inicial da transição, comparados com a correlação de CHURCHILL apenas na entrada e saída do tubo.

Reynolds	x=0,428 m			x=2,024m		
	Nu Churchill	Nu.exp. médio	Dif.[%]	Nu Churchill	Nu.exp. médio	Dif.[%]
1815,58	14,23	13,93	2,12	8,50	6,60	22,37
2105,12	14,96	15,15	1,32	8,93	7,13	20,18
2308,18	15,47	16,00	3,41	9,23	7,40	19,87
2414,12	15,70	16,70	6,34	9,37	8,76	6,49
2445,18	16,07	17,18	6,94	9,58	9,55	0,33

4.5 Resultados Experimentais de Nanofluido Sílica-Água para o Regime de Transição

Uma consolidação dos resultados obtidos nas medições realizadas com o nanofluido água-sílica (distribuído pela empresa Nanostructured & Amorphous Materials – 5,34% de concentração volumétrica de nanopartículas) no regime de transição é mostrada abaixo na Tabela 4.13, em ordem crescente do número de Reynolds. Nesta Tabela mostra-se os coeficientes de transferência de calor médios e os respectivos números de Nusselt médios, correspondentes à posição do último termopar, ou seja, para quase todo o comprimento aquecido do tubo. Claramente, ocorre um aumento mais significativo do número de Nusselt com o aumento no número de Reynolds, em relação ao regime laminar. As incertezas no número de Nusselt local estão sempre abaixo de cerca de 7%.

Tabela 4.13.– Medições para regime de transição utilizando nanofluido água-sílica (5,34% em concentração volumétrica): coeficientes de transferência de calor e números de Nusselt médios na saída do tubo.

Re	Pe	Pr	h_m [W/m ² .C]	Nu_m	Incerteza Nu_l (%)	Incerteza h_l (%)
2755,63	19874,9	7,21	1369,31	13,33	7,01	4,65
2901,60	21856,5	7,53	1504,06	14,69	6,76	4,27
3078,36	22531,9	7,32	1566,55	15,33	6,66	4,10
3252,68	23740,2	7,30	1688,84	16,52	6,91	4,51
3295,84	22254,6	6,75	1709,33	16,60	6,90	4,49
3316,19	22397,8	6,75	1695,80	16,47	6,82	4,35
3337,06	22480,9	6,74	1718,42	16,69	6,84	4,39
3364,36	24802,9	7,37	1713,05	16,77	7,09	4,77
3498,77	25972,4	7,42	1775,06	17,32	6,83	4,37
3573,81	24489,5	6,85	1837,47	17,87	6,92	4,51

Analisa-se um caso da Tabela 4.13, ou seja, número de Reynolds igual a 2755 comparando-o graficamente na Figura 4.12 com os resultados do coeficiente de transferência de calor médio para a água no número de Reynolds mais próximo disponível, ou seja, número de Reynolds igual a 2636. Os resultados para o nanofluido

estão em verde, enquanto para água em azul, e é observada uma significativa intensificação térmica em todo o comprimento da seção de testes, de pelo menos 27% e, em alguns pontos, chegando-se a uma intensificação térmica em cerca de 40% em certos pontos. Na Tabela 4.14 podem ser vistos esses mesmos resultados para os coeficientes de transferência de calor médios em cada posição axial para o nanofluido água-silica, comparados com aqueles para água destilada. É válido ressaltar que nesse caso o número de Reynolds da medição no nanofluido é um pouco maior que o da água, em relação às comparações anteriores, o que não nos permite afirmar que a diferença seja toda devido à intensificação térmica do nanofluido.

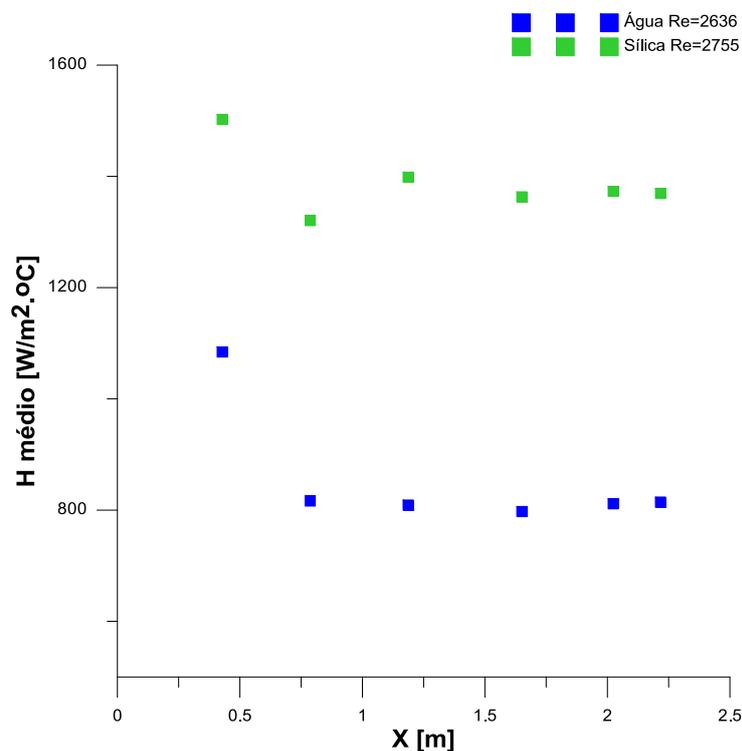


Figura 4.12– Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento em transição do nanofluido ($Re = 2755$, pontos verdes) e água ($Re = 2636$, pontos azuis), para diferentes posições ao longo do tubo.

Tabela 4.14 – Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento em transição do nanofluido água-sílica ($Re=2755$) e água ($Re=2636$).

x (m)	h_m (W/m ² °C)	h_m (W/m ² °C)	Dif. %
	água-sílica	água	
0,428	1502,40	1084,26	27,83
0,787	1320,51	816,40	38,18
1,187	1398,54	809,03	42,15
1,651	1363,09	797,40	41,50
2,024	1372,98	811,40	40,90
2,217	1369,31	814,34	40,53

Analisando-se um outro caso da Tabela 4.13 acima, ou seja, número de Reynolds igual a 2901 para o nanofluido, compara-se graficamente na Figura 4.13 os resultados do coeficiente de transferência de calor médio com as de água no número de Reynolds mais próximo disponível, número de Reynolds igual a 2817. Os resultados para o nanofluido estão em verde, enquanto para água em azul, e novamente é observado um significativo efeito de intensificação térmica em todo o comprimento da seção de testes, de pelo menos cerca de 30%. Na Tabela 4.15 podem ser vistos os coeficientes de transferência de calor médio em cada posição axial para esse caso, com os resultados do nanofluido água-sílica sendo comparados com aqueles para água destilada. É válido lembrar que o número de Reynolds da medição do nanofluido é outra vez ligeiramente maior que o da água. Outro aspecto que deve-se destacar é a maior uniformidade da distribuição longitudinal dos números de Nusselt médios na região de transição, o que indica um desenvolvimento térmico em um comprimento menor de tubulação, em comparação com o regime laminar.

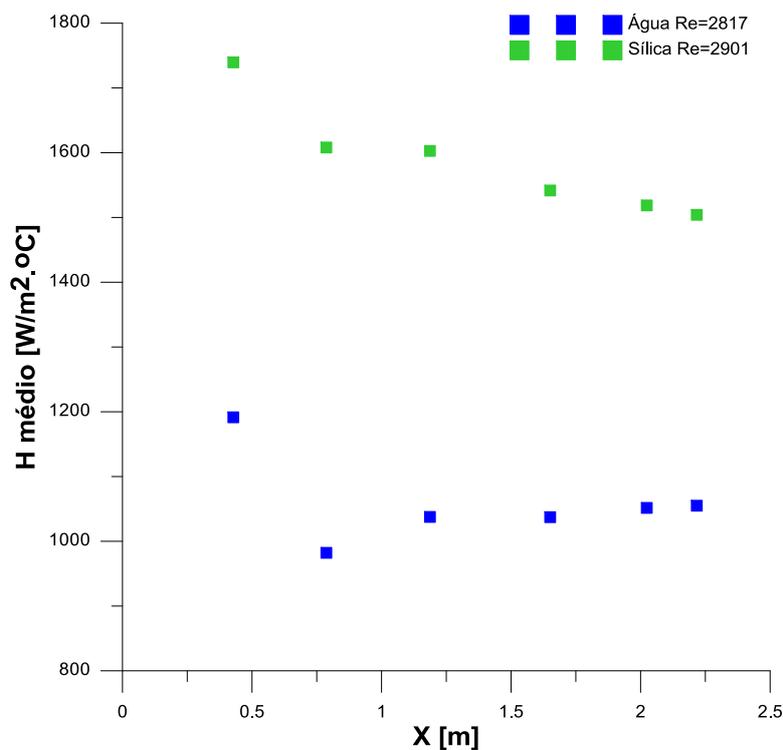


Figura 4.13– Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento em transição do nanofluido (Re = 2901. pontos verdes) e água (Re = 2817. pontos azuis), para diferentes posições ao longo do tubo.

Tabela 4.15– Comparação do coeficiente de transferência de calor médio para escoamento em transição de nanofluido água-sílica (Re=2901) e água (Re=2817).

x (m)	h_m (W/m ² °C) água-sílica	h_m (W/m ² °C) água	Dif. %
0,428	1739,46	1191,44	31,51
0,787	1608,02	982,16	38,92
1,187	1602,72	1037,62	35,26
1,651	1541,66	1037,27	32,72
2,024	1518,61	1051,55	30,76
2,217	1504,06	1054,94	29,86

As Figuras 4.14 e 4.15 mostram os coeficientes de transferência de calor médios ao longo da seção de testes para números de Reynolds tão próximos quanto possível para o nanofluido sílica-água visando confirmar a repetitividade dos experimentos. Os

resultados para Reynolds iguais a 3296, 3337 e 3316, Figura 4.14, estão em boa concordância na escala gráfica, ao longo de toda a seção aquecida, assim como os resultados para Reynolds iguais a 3573, 3529 e 3504 também apresentam boa concordância considerando as incertezas como mostrado na Figura 4.15.

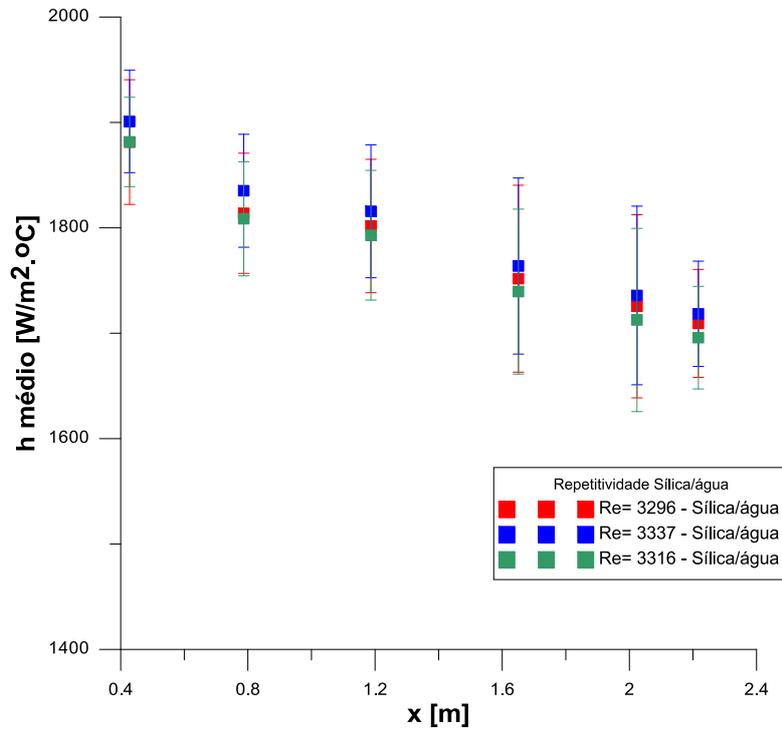


Figura 4.14 – Resultados experimentais de repetitividade para o coeficiente de transferência de calor médio no nanofluido água-sílica (5.34% de conc. volumétrica) no regime de transição para número de Reynolds igual a 3296, 3337 e 3316

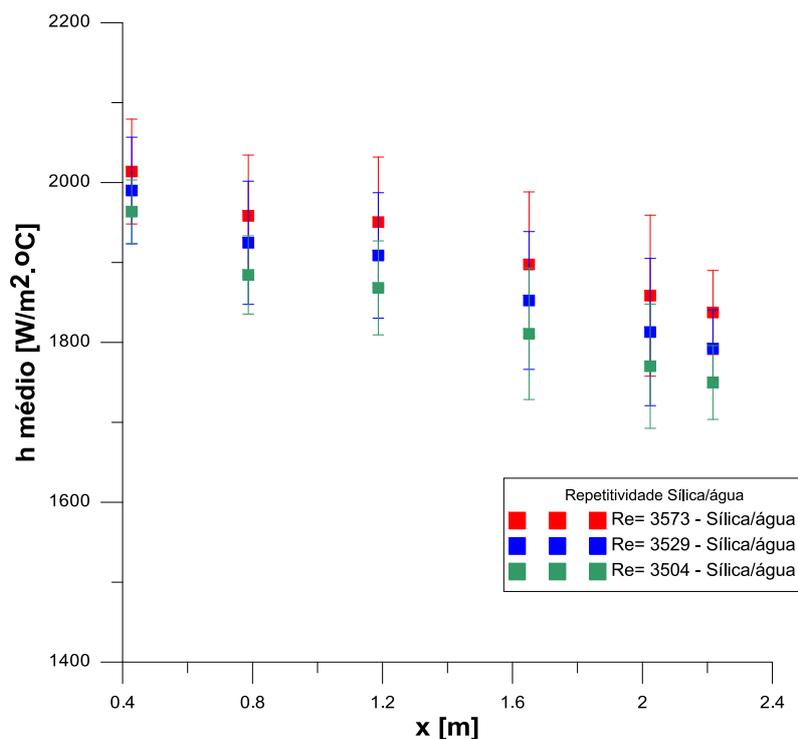


Figura 4. 15 – Resultados experimentais de repetitividade para o coeficiente de transferência de calor médio no nanofluido água-silica (5.34% de conc. volumétrica) no regime de transição para número de Reynolds igual a 3573, 3529 e 3504.

O gráfico apresentado na Figura 4.16 mostra uma comparação entre o número de Nusselt médio experimental, o Nusselt laminar da correlação de CHURCHILL (equação 3.23) e o Nusselt da correlação de HAUSEN (equação 3.21), para três posições ao longo do tubo e para três números de Reynolds distintos. É possível observar que a melhor concordância de resultados ocorre no início do tubo ($x=0.428$ m) e ao longo do tubo, ao ocorrer o desenvolvimento térmico do escoamento, tem-se uma menor aderência entre os resultados. como se observa para x igual a 1.187 m . Os números de Nusselt para a correlação de HAUSEN só foram plotados em uma única posição, porque ocorre uma variação pequena quando plota-se vários números de Reynolds, gerando-se pontos sobrepostos de difícil visualização. Os resultados serão mais detalhados a seguir em duas tabelas.

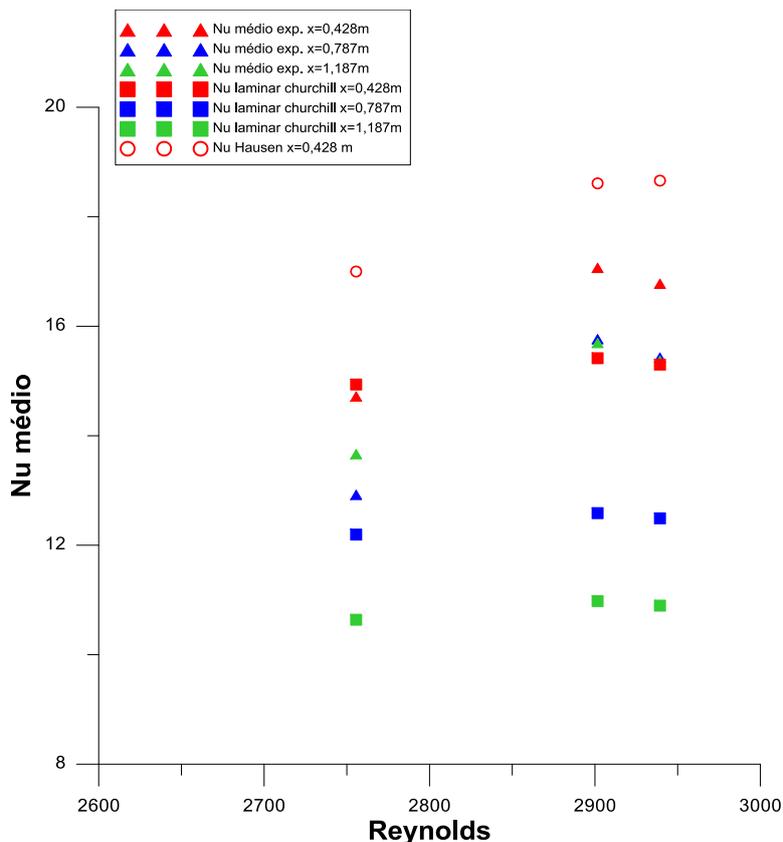


Figura 4. 16 – Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-sílica (5.34% de concentração volumétrica) no regime de transição, comparados com a correlação de CHURCHILL (1977) e HAUSEN (1959) em três posições ao longo do tubo.

A Tabela 4.16 faz uma comparação entre o número de Nusselt experimental e o número de Nusselt laminar calculado através da correlação de CHURCHILL(1977) para três posições ao longo do tubo. Pode-se observar que para número de Reynolds igual a 2755 (menor Reynolds) obteve-se a menor diferença entre os resultados e para x igual a 0.428m teve-se a menor diferença(1.46%). e com o aumento do número de Reynolds ocorreu um aumento da diferença entre os resultados, como esperado. A Tabela 4.17 apresenta uma comparação entre o número de Nusselt experimental e o número de Nusselt da correlação de HAUSEN(1959) para três posições ao longo do tubo. Observa-se que a menor diferença ocorre para a posição mais próxima do início do tubo, e as diferenças entre os números de Nusselt experimentais e da correlação não ultrapassaram 20%. Ambas as correlações(CHURCHILL(1977) e HAUSEN(1959)) mostraram resultados satisfatórios para Reynolds mais baixos, ou seja, escoamentos que estejam no início do regime de transição.

Tabela 4.16- Comparação entre o número de Nusselt experimental e o número de Nusselt laminar da correlação de CHURCHILL(1977) para três posições ao longo do tubo.

Re=2755,6			
x [m]	Nu exp.	Nu laminar Churchill	Dif.[%]
0,428	14,72	14,94	1,46
0,787	12,92	12,19	5,62
1,187	13,66	10,64	22,15
Re=2901,6			
x [m]	Nu exp.	Nu laminar Churchill	Dif.[%]
0,428	17,07	15,42	9,67
0,787	15,76	12,59	20,16
1,187	15,69	10,98	30,04
Re=2939,3			
x [m]	Nu exp.	Nu laminar Churchill	Dif.[%]
0,428	16,78	15,30	8,80
0,787	15,43	12,49	19,03
1,187	15,37	10,90	29,09

Tabela 4.17- Comparação entre o número de Nusselt experimental e o número de Nusselt da correlação de HAUSEN(1959) para três posições ao longo do tubo.

Re=2755,6			
x [m]	Nu exp.	Nu Hausen	Dif.[%]
0,428	14,72	17,00	13,42
0,787	12,92	17,00	23,99
1,187	13,66	16,99	19,61
Re=2901,6			
x [m]	Nu exp.	Nu Hausen	Dif.[%]
0,428	17,07	18,61	8,292
0,787	15,76	18,61	15,29
1,187	15,69	18,61	15,66
Re=2939,3			
x [m]	Nu exp.	Nu Hausen	Dif.[%]
0,428	16,78	18,66	10,09
0,787	15,43	18,67	17,37
1,187	15,37	18,66	17,64

A Figura 4.17 apresenta a comparação entre os números de Nusselt experimentais e o número de Nusselt da correlação de GHAJAR E TAM (1994). (equação 3.29) para seis posições axiais ao longo do tubo e para 5 números de Reynolds distintos no regime de transição. A seguir são apresentadas as Tabelas 4.18 e 4.19 com os resultados da comparação dos números de Nusselt em função do número de Reynolds e da posição axial ao longo de tubo com a mesma correlação.

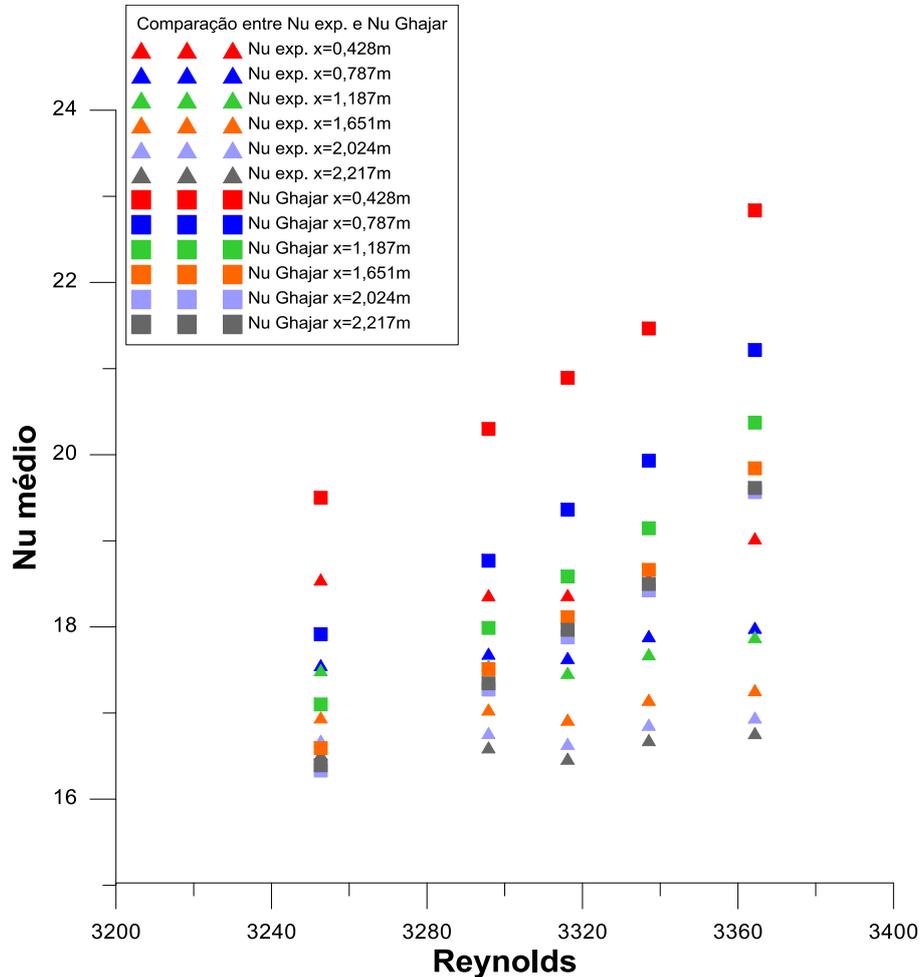


Figura 4. 17– Resultados experimentais do número de Nusselt médio para o nanofluido água-sílica (5.34% de concentração volumétrica) no regime de transição, comparados com a correlação de GHAJAR E TAM(1994) em seis posições ao longo do tubo.

Através das Tabelas 4.18 e 4.19 é interessante notar que a diferença entre os números de Nusselt é maior logo no início do tubo e essa diferença diminui ao longo do comprimento do tubo com o desenvolvimento do escoamento. Para os números de Reynolds $Re=3295$ e 3253 teve se em todos os pontos ao longo do tubo as diferenças entre números de Nusselt menor que 10%, enquanto para as outras três medições a

diferença entre os resultados experimentais e da correlação não ultrapassou 16.7%. Essa melhor concordância em relação às correlações mais antigas de HAUSEN(1959) e CHURCHILL (1977). demonstra a melhor adequação dessa correlação mais moderna de GHAJAR E TAM(1994), especialmente construída para a faixa de transição, baseada em um grande número de pontos experimentais nessa região. Esse resultado também tem importância ao se demonstrar que o comportamento de nanofluidos na região de transição pode ser previsto satisfatoriamente através de uma correlação moderna, baseada em resultados experimentais para fluidos ordinários.

Tabela 4.18 – Comparação entre o número de Nusselt experimental e o número de Nusselt da correlação de GHAJAR E TAM(1994) para seis posições ao longo do tubo e para três números de Reynolds.

x [m]	Re=3295,8			Re=3337,06			Re=3316,19		
	Nu exp.	Nu Ghajar	Dif[%]	Nu exp.	Nu Ghajar	Dif[%]	Nu exp.	Nu Ghajar	Dif[%]
0,428	18,37	20,30	9,51	18,55	21,47	13,56	18,37	20,89	12,07
0,787	17,69	18,77	5,75	17,89	19,93	10,22	17,64	19,36	8,89
1,187	17,55	17,99	2,43	17,68	19,15	7,64	17,47	18,59	6,02
1,651	17,04	17,51	2,68	17,15	18,66	8,09	16,92	18,11	6,57
2,024	16,77	17,27	2,92	16,86	18,42	8,47	16,64	17,88	6,92
2,217	16,60	17,34	4,29	16,68	18,50	9,80	16,47	17,97	8,33

Tabela 4.19 – Comparação entre o número de Nusselt experimental e o número de Nusselt da correlação de GHAJAR E TAM(1994) para seis posições ao longo do tubo para dois números de Reynolds.

x [m]	Re=3364,36			Re=3252,68		
	Nu Exp.	Nu Ghajar	Dif.[%]	Nu Exp.	Nu Ghajar	Dif.[%]
0,428	19,03	22,84	16,68	18,55	19,50	4,87
0,787	17,99	21,22	15,20	17,56	17,92	2,01
1,187	17,88	20,37	12,22	17,50	17,10	2,27
1,651	17,27	19,84	12,98	16,95	16,59	2,10
2,024	16,95	19,57	13,38	16,68	16,33	2,08
2,217	16,77	19,61	14,51	16,52	16,39	0,76

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Foi comprovado o efeito de intensificação de transferência de calor dos nanofluidos comerciais de água-sílica aqui analisados em relação ao fluido base (água), tanto para o regime laminar como para o regime de transição laminar-turbulento em toda a faixa de números de Reynolds estudada. Para o regime laminar, considerando o nanofluido de sílica com 11,09% de concentração volumétrica de nanopartículas da empresa NanoAmor observou-se uma intensificação térmica maior na entrada da tubulação acima de 31% e na saída atingiu-se 21% para o experimento com Reynolds entre 1700 e 1800. Quando é feita a comparação dos resultados experimentais com as correlações de SHAH (1975) e CHURCHILL & OZOE (1973), é observado que ao longo de toda a tubulação para todos os Reynolds estudados a correlação de SHAH(1975) obteve um resultado mais satisfatório que o de CHURCHILL & OZOE(1973), tanto para o nanofluido quanto para água. É interessante observar que a correlação de SHAH (1975) consegue prever, com desvio razoavelmente pequeno, o comportamento do nanofluido no regime laminar. Considerando que a correlação foi proposta com base em resultados teóricos, não foi, portanto baseada em resultados experimentais de fluidos específicos, o que confirma a adequação de modelar nanofluidos a partir de suas propriedades termofísicas efetivas. Vale ressaltar que as correlações obtiveram resultados mais aderentes quando o fluido de trabalho era a água.

O nanofluido de sílica com 12,05% de concentração volumétrica de nanopartículas da empresa US Research foi utilizado no início do regime de transição laminar-turbulento. Ocorreu a intensificação acima de 40 % na região de entrada da seção de teste e de 20 % no final da tubulação. Novamente a intensificação térmica é maior na entrada da tubulação. Os resultados experimentais desse nanofluido de sílica foram comparados com a correlação de CHURCHILL (1977), que a princípio cobre a região de transição. Pode se observar que para o experimento com número de Reynolds em torno de 1800 (regime laminar), a correlação obteve uma maior aderência no início da seção de testes e para o outro experimento com número de Reynolds em torno de 2400, os resultados mais satisfatórios foram no final da seção de testes, comprovando o início da transição laminar-turbulento.

Foi feita uma comparação entre o nanofluido de sílica com 11,09% de concentração volumétrica da empresa NanoAmor e a nanofluido de sílica com 12,05% da empresa US Research com números de Reynolds em torno de 2300. Considerando-se que ambos os nanofluidos são de sílica, comprovou-se que uma maior concentração volumétrica gerou uma maior intensificação térmica neste intervalo de Reynolds estudado. A intensificação do nanofluido da empresa NanoAmor no início da seção de teste foi inferior a 5% mas no final da seção obteve-se um valor acima de 25%. É válido ressaltar que são nanofluidos de empresas diferentes consequentemente pode haver diferenças na composição do nanofluido, como por exemplo, o tipo de dispersante utilizado na fabricação, podendo assim influenciar a troca térmica do fluido estudado.

No regime de transição laminar-turbulento foi também usado o nanofluido de sílica com 5,34% de concentração volumétrica da empresa NanoAmor. Foi observada uma intensificação térmica em relação à água destilada de pelo menos 27 % e em alguns pontos acima de 40% para números de Reynolds em torno de 2700. Também foram feitas medições para confirmar a repetitividade do experimento. Os resultados experimentais foram comparados com as correlações de HAUSEN(1959), CHURCHILL (1977) e GHAJAR E TAM (1994). A correlação de HAUSEN(1959), empregada há mais de 50 anos, e a correlação de CHURCHILL (1977), apresentam desvios bem maiores na previsão do regime de transição, exceto para as regiões bem próximas da entrada da seção de testes e nos menores números de Reynolds. É interessante ressaltar que essas três correlações foram propostas para fluidos ordinários. Por outro lado, a correlação de GHAJAR E TAM (1994), que é a correlação mais moderna de todas consideradas no trabalho para o regime de transição, obteve o melhor resultado na reprodução dos resultados experimentais para os nanofluidos água-sílica. Para cinco números de Reynolds distintos, o maior desvio observado foi de aproximadamente 16% e o menor desvio de 0,76%. Vale lembrar que essa correlação é baseada em um grande número de dados experimentais (cerca de 1300), para fluidos ordinários no regime de transição laminar-turbulento, e leva em conta os efeitos de convecção mista e da forma geométrica da entrada da seção de testes.

O estudo deve agora avançar para análise do comportamento dos nanofluidos em regime turbulento pleno, o que deve requerer modificações mais profundas no aparato experimental e/ou a utilização do novo circuito termohidráulico de altas temperaturas recém-projetado e construído no LTTC (ORLANDE *et al.* 2013).

6 REFERÊNCIAS

- BYRNE, M.D., HART, R.A., DA SILVA, A.K., 2012, “Experimental thermal–hydraulic evaluation of CuO nanofluids in microchannels at various concentrations with and without suspension enhancers”, **Int. Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol.55, pp.2684–2691.
- CERQUEIRA, I.G., 2010, **Análise Teórico-Experimental da Convecção Forçada Laminar de Nanofluidos em Tubos Circulares**, Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro – RJ, Brasil, 2010.
- CERQUEIRA, I.G., MOTA, C.A.A., NUNES, J.S., COTTA, R.M., 2010, ”Experimental-Theoretical Analysis of Laminar Internal Forced Convection with Nanofluids”, Proc. of the **13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, ENCIT**, Uberlândia-MG, Brazil.
- CERQUEIRA, I.G., CARVALHO, T.C., NUNES, J.S., COTTA, R.M., 2011, ”Experiments on Laminar Forced Convection of Nanofluids and Modeling with Heat Losses and Temperature Dependent Thermophysical Properties”, Proc. of the **21st International Congress of Mechanical Engineering, COBEM**, ABCM, Natal-RN, Brazil.
- CHOI, S.U.S., 1995, “Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles”. In Proc. of the **1995 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition**, San Francisco, CA, USA.
- CHOI, S. U. S., 1998, “Nanofluid Technology: Current Status and Future Research”. **Korea-U.S. Technical Conference on Strategic Technologies**, Vienna, VA.
- CHURCHILL, S. W., 1977, “Comprehensive Correlating Equations for Heat Mass and Momentum Transfer in Fully Developed Flow in Smooth Tubes”, **Ind. Eng. Chem. Fundam.**, Vol. 16, pp. 109–116.
- CHURCHILL, S.W., OZOE, H., 1973, "Correlations for Laminar Forced Convection in Flow Over an Isothermal Flat Plate and in Developing and Fully Developed Flow in an Isothermal Tube", **ASME Journal of Heat Transfer**, Vol. 95, pp.416-23.

- CHURCHILL, S. W., USAGI, R., 1972, "A General Expression for the Correlation of Rates of Transfer and Other Phenomena", **AIChE Journal**, vol. 18, pp. 1121–1128.
- DUANGTHONGSUK, W., WONGWISES. S., 2010, "An Experimental Study on The Heat Transfer Performance and Pressure Drop of TiO₂-water Nanofluids Flowing under a Turbulent Flow Regime", **Int. J. Heat Mass Transfer**, Vol. 53, pp. 334-344.
- DURST, F., 2008, "**Fluid Mechanics - An Introduction to the Theory of Fluids Flows**", 1st ed., Saarbrücken, Germany, Springer.
- 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. Comm. in Heat and Mass Transfer**, Vol. 37. pp. 214-219.
- GHAJAR, A.J., TAM, L.M., 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.
- HAMILTON, R.L., CROSSER, O.K., 1962, "Thermal Conductivity of Heterogeneous Two-Component Systems", **Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals**, Vol.1, pp.187-191.
- HAUSEN, H., 1959, "New Equations for Heat Transfer in Free or Forced Flow", **Allg. Warmetchn.**, Vol. 9, no. 4/5, pp. 75–79.
- HERIS, S.Z., ETEMAD, S.Gh., ESFAHANY, M.N., 2006, "Experimental Investigation of Oxide Nanofluids Laminar Flow Convective heat Transfer", **Int. Comm. in Heat and Mass Transfer**, Vol.33, pp.529-535.
- HUFSCHMIDT, W., BURCK, E., and RIEBOLD, W., 1966, "Determination of Local and Average Heat Transfer Coefficients in Tubes at High Heat Fluxes", **Int. J. Heat Mass Transfer**, vol. 9, pp. 539–565.
- HWANG, K.S., JANG, S.P., CHOI, S.U.S., 2009, "Flow and Convective Heat Transfer Characteristics of Water-Based Al₂O₃ Nanofluids in Fully Developed Laminar Flow Regime", **Int. Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 52, pp.193-199.

- KAKAÇ, S., PRAMUANJAROENKIJ, A., 2009, “Review of Convective Heat Transfer Enhancement with Nanofluids”, **Int. Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol.52, pp.3187-3196.
- KIM, D., KWON. Y., CHO, Y., 2009, “Convective Heat Transfer Characteristics of Nanofluids under Laminar and Turbulent Flow Conditions”, **Current Applied Physics**, Vol.9, pp. e119-e123.
- MAÏGA, S.E.B., NGUYEN, C.T., GALANIS, N., ROY, G., 2004, “Heat Transfer Behaviours of Nanofluids in a Uniformly Heated Tube”, **Superlatt, Microstruct.**, Vol. 35 (3–6), pp.543–557.
- OERTEL,H., PRANDTL,2010, L.,”**Prandtl - Essentials of Fluids Mechanics**”,ed.3rd, Karlsruhe,Germany, Springer.
- ORLANDE, H.R.B. et al., 2011, **3º Relatório - Convênio CENPES – COPPETEC, Comportamento Térmico de Nanofluidos: Aumento da Eficiência Energética de Processos da Petrobras**, In: PD 01471 – PEM 11332, 2011.
- ORLANDE, H.R.B. et al., 2012, **4º Relatório - Convênio CENPES – COPPETEC, Comportamento Térmico de Nanofluidos: Aumento da Eficiência Energética de Processos da Petrobras**, In: PD 01471 – PEM 11332, 2012.
- ORLANDE, H.R.B. et al., 2013, **Relatório Final - Convênio CENPES – COPPETEC, Comportamento Térmico de Nanofluidos: Aumento da Eficiência Energética de Processos da Petrobras**, In: PD 01471 – PEM 11332, 2013.
- OSIZIK, M.N., 1985, “**Heat Transfer: A Basic Approach**”, McGraw-Hill, New York.
- PALM, S.J., ROY, G., NGUYEN, C.T., 2004, “Heat Transfer Enhancement in a Radial Flow Cooling System Using Nanofluids”, In: Proc. of the CHT-04 ICHMT. **Int. Symposium on Advances in Computational Heat Transfer**, Paper No. CHT-04-121.18p.
- PARK, B.C., CHO, Y.I., 1999, ”Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids with Submicron Metallic Oxide Particles”, **Exp. Heat Transfer**, Vol.13, pp. 474-480.

- PETUKHOV, B. S., and KIRILLOV, V. V., 1958, "The Problem of Heat Exchange in the Turbulent Flow of Liquids in Tubes", **Teplotenergetika**, vol. 4, no. 4, pp. 63–68.
- PEYGHAMBARZADEH, S.M., HASHEMABADI, S.H., SEIFI, JAMNANI M., HOSEINI, S.M., 2011, "Improving the Cooling Performance of Automobile Radiator With Al₂O₃/Water Nanofluid", **Applied Thermal Engineering**, Vol.31, pp.1833-1838.
- PRANDTL, L., 1942, "Führer durch die Strömungslehre", ed. 1st, Germany, Braunschweig.
- RAZI, P., AKHAVAN-BEHABADI, M. A., 2010, "Heat Transfer Characteristics of CuO-Base Oil Nanofluid Laminar Flow inside Flattened Tubes under Constant Heat Flux", Paper IHTC14-22304, Proc. of the **14th International Heat Transfer Conference**, IHTC14, Washington, D.C., USA.
- REA, U., MCKRELL, T., HU, L.W., BUONGIORNO, J., 2009, "Laminar Convective Heat Transfer and Viscous Pressure Loss Alumina-Water and Zirconia-Water Nanofluids", **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, Vol. 52, pp.2042-2048.
- ROY, G., NGUYEN, C.T., LAJOIE, P.R., 2004, "Numerical Investigation of Laminar Flow and Heat Transfer in a Radial Flow Cooling System with The Use of Nanofluids", **Superlatt. Microstruct.**, Vol. 35, pp. 497–511.
- SCHLUNDER, E. U., 1970, "An Overall Representation of the Basic Laws of Convective Heat Transfer", **Verfahrenstechnik**, vol. 4, no. 1, pp. 11–16.
- SHAH, R. K., 1975, "Thermal Entry Solutions for the Circular Tube and Parallel Plates", Proc. of **the 3rd National Heat and Mass Transfer Conf.**, Vol.1, Indian Institute of Technology, paper no. HMT-11-75, Bombay, India.
- SHARMA, K.V., SUNDAR, L.S., SARMA, P.K., 2009, "Estimation of Heat Transfer Coefficient and Friction Factor in the Transition Flow with Low Volume Concentration of Al₂O₃ Nanofluid Flowing in a Circular Tube and with Twisted Tape Insert", **Int. Comm. in Heat and Mass Transfer**, Vol. 36, pp. 503-507.
- SIEDER, E. N., and TATE, G. E., 1936, "Heat Transfer and Pressure Drop in Liquids in Tubes", **Ind. Eng. Chem.**, Vol. 28, pp. 1429–1435.

- TAM, L.M., GHAJAR, A.J., 2006, “Transitional Heat Transfer in Plain Horizontal Tubes”. **Heat Transfer Engineering**, Vol.27 , pp. 23-28.
- XUAN, Y., Q, LI., 2003, “Investigation on Convective Heat Transfer and Flow Features of Nanofluids”, **ASME Journal of Heat Transfer**, Vol. 125, pp.151–155.
- ZHANG, S., LUO, Z., WANG, T., SHOU, C., 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.
- YANG, K. T., 1962, “Laminar Forced Convection of Liquids in Tubes with Variable Viscosity”, **Journal of Heat Transfer**, Vol.84, pp.353-362.
- WOLFRAM, S., 2005, “**The Mathematica Book**”, Cambridge/Wolfram Media.