Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Escola Politécnica

ANÁLISE CFD DO USO DE NANOFLUIDOS DE ÁGUA/ALUMINA COMO REFRIGERANTES PARA REATORES NUCLEARES.

Luiz Carlos Aldeia Machado

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

Orientador: Su Jian

Rio de Janeiro
Março de 2021

ANÁLISE CFD DO USO DE NANOFLUIDOS DE ÁGUA/ALUMINA COMO REFRIGERANTES PARA REATORES NUCLEARES.

Luiz Carlos Aldeia Machado

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE ENGENHARIA NUCLEAR DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO NUCLEAR.

Examinado por:

Prof. Su Jian, D.Sc.

Profa. Andressa dos Santos Nicolau, D.Sc.

Prof. Alessandro da Cruz Gonçalves, D.Sc.

Prof. Renato Machado Cotta, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL
MARÇO DE 2021

Aldeia Machado, Luiz Carlos

Análise CFD do uso de Nanofluidos de Água/Alumina como Refrigerantes para Reatores Nucleares./Luiz Carlos Aldeia Machado. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2021.

XVIII, 64 p.: il.; 29, 7cm.

Orientador: Su Jian

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Nuclear, 2021.

Referências Bibliográficas: p. 56 – 59.

1. CFD. 2. Nanofluidos. 3. Termo-hidraulica. 4. Reatores nucleares. I. Jian, Su. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Nuclear. III. Análise CFD do uso de Nanofluidos de Água/Alumina como Refrigerantes para Reatores Nucleares.

Aos meus pais.

"Só sei que nada sei, ou seja:
Só sei que nada sei por inteiro;
Só sei que nada sei que só eu saiba;
Só sei que nada sei que não possa ainda vir a saber;
Só sei que nada sei que eu e outra pessoa não saibamos juntos..."

Mario Sergio Cortella

Agradecimentos

Ao Professor Su Jian por toda dedicação, ajuda, bons conselhos e especialmente por acreditar no meu potencial e sempre me incentivar a dar o meu melhor. Sob sua orientação eu pude perceber o tipo de profissional que desejo ser no futuro.

Agradeço também ao Professor Carlos Zarro, pois em dos momentos mais complicados da minha vida sua ajuda e amizade me fizeram não perder o foco e divergir de meus objetivos. Você e o Professor Su são exemplos para mim e espero um dia ser capaz de retribuir todo o carinho e dedicação que tiveram comigo. Muito obrigado.

Aos Professores e funcionários do DNC/UFRJ pela dedicação na formação dos futuros engenheiros nucleares do Brasil.

Aos meus colegas de laboratório, em especial Carolina Bourdot, Erik Hisahara e Gabriel Caetano por toda ajuda e companheirismo.

Aos meus companheiros de RPG: Adilson Assis, Hugo de Moura, Pedro Fernandes e Vanessa Maciel. Deus não joga dados mas a gente sim.

Aos meus irmãos cariocas Ramon Lima, Carlos Novaes e Lucas Carralas e aos melhores colegas de casa que alguém poderia ter: Davi Chaves, Lucas Hutter, Vicente Machado, Vinny Rigo e Yohan Vianna, por me acolherem quando eu saí da minha querida serra para enfrentar a vida na cidade grande. Agradeço também ao Thadeu Cardoso por ter tentado incansavelmente fazer calculo tensorial entrar na minha cabeça e por ter me ameaçado caso não o citasse nos agradecimentos.

Marianna Dobal muito obrigado pelo carinho que você e sua família tem por mim e por todas as nossas conversas embadalas por Lucy In The Sky With Diamonds e frango frito. Muitas das melhores ideias que tive vieram destes momentos.

Ana Foguel, muito obrigado por me manter na linha, por me botar pra estudar quando eu estava com preguiça e por acreditar em mim. Serei eternamente grato por tudo que você e sua família fizeram por mim nesses últimos cinco anos.

Ao meu irmão, Lucas, por sempre embarcar comigo nas minhas ideias mirabolantes e me ajudar a traçar planos que mais parecem feitos pelo Pink e Cérebro.

A minha vó, Maria das Graças, por todo o amor, pelos cafés em familia nas manhãs de domingo e por todas as vezes que me fez chá quando eu estava doente.

Acima de tudo, agradeço aos meus pais, Joel e Hilda. É graças a todo o esforço de vocês ao longo desses anos que eu pude conquistar tudo o que conquistei até hoje.

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

ANÁLISE CFD DO USO DE NANOFLUIDOS DE ÁGUA/ALUMINA COMO REFRIGERANTES PARA REATORES NUCLEARES.

Luiz Carlos Aldeia Machado

Março/2021

Orientador: Su Jian

Curso: Engenharia Nuclear

A crescente demanda por fontes de energia limpas e confiáveis enfatiza a importância em se otimizar os reatores nucleares. Neste contexto, o aprimoramento da transferência de calor de um refrigerante proporcionada por nanofluidos vem sendo estudada por um número crescente de pesquisadores.

O objetivo deste trabalho é realizar a análise CFD do uso de nanofluidos de água/alumina como refrigerantes para reatores nucleares com arranjo quadrático de suas varetas de combustível, para relações Pitch-Diâmetro (P/D) iguais a $1,1$, $1,2$, e $1,3$, e concentrações de nanopartículas (φ) variando de 0 à 4,5%. O número de Reynolds (Re) variou de 3×10^5 a 6×10^5. O modelo matemático foi composto das Equações de Navier-Stokes Média de Reynolds (RANS) e do modelo de turbulência $k-\epsilon$ padrão, implementados no software comercial de fluidodinâmica computacional ANSYS Fluent v19.2.

Inicialmente, o modelo geométrico e as malhas foram criadas e um estudo de sensibilidade de malha foi realizado. Os resultados foram verificados através de correlações presentes na literatura. O número de Nusselt mostrou-se aumentar com o acréscimo de Re e φ, enquanto o fator de atrito decresce com Re e aumenta com φ.

Uma correlação foi proposta para o número de Nusselt, válida para uma faixa de parâmetros maior do que o das correlações existentes. Concluiu-se que valores altos de Re e φ bem como valores pequenos de P/D proporcionam uma troca de calor mais eficiente, levando em conta o custo-benefício entre os incrementos na transferência de calor e o acréscimo da queda de pressão.

Palavras chave: Reatores Nucleares, Termo-hidráulica, Nanofluidos, CFD.

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

CFD ANALYSIS OF THE WATER/ALUMINA NANOFLUID AS A NUCLEAR REACTOR COOLANT

Luiz Carlos Aldeia Machado

March/2021

Advisor: Su Jian

Course: Nuclear Engineering

The increasing demand for reliable and clean energy sources emphasizes the need to optimize nuclear reactors. In this context, the enhancement of the coolant heat transfer provided by nanofluids has been investigated by an increasing number of researchers.

The objective of this work is to perform the CFD analysis of the water/alumina nanofluid as a nuclear reactor coolant in a square arrayed rod bundle subchannels of a PWR with pitch-to-diameter ratios (P/D) of 1.1, 1.2, and 1.3 and nanoparticle concentrations (φ) ranging from 0 to 4,5%. The Reynolds number (Re) was varied from 3×10^5 to 6×10^5. The mathematical model was composed of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANS) and the standard k-ϵ turbulence model, solved using the commercial Computational Fluid Dynamics (CFD) tool, ANSYS Fluent v19.2.

First, the geometric models and the meshes were created and a mesh sensitivity study was performed. The results were successfully verified through the comparison with correlations from the literature. The Nusselt number was found to increase with Re and φ, while the friction factor decreased with Re and increased with φ.

A correlation was proposed for the Nusselt number, valid for a wider range of parameters, compared to the existing correlations. It was concluded that higher values of Re and φ as well as lower values of P/D provide a more efficient heat transfer considering the trade-off between heat transfer enhancement and pressure drop increment.

Keywords: Nuclear Reactor, Thermal-hydraulics, Nanofluid, CFD.

Sumário

Lista de Figuras **xi**

Lista de Tabelas **xiv**

Lista de Símbolos **xv**

Lista de Abreviaturas **xviii**

1 Introdução **1**

1.1 Motivação e Objetivo 2

1.2 Organização do Trabalho 2

2 Revisão Bibliográfica **4**

2.1 Nanofluidos e Suas Propriedades 4

2.2 Uso de Nanofluido como Refrigerante 7

2.3 Aplicação de Nanofluido de Água/Alumina como Refrigerante de Reatores Nucleares 8

2.4 Contribuição do Presente Trabalho 10

3 Metodologia **12**

3.1 O problema Físico 12

3.1.1 Geometria 12

3.1.2 Condições de Contorno 13

3.1.3 Parâmetros e Condições Utilizados 14

3.2 Modelo Matemático 14

3.2.1 Equação de Continuidade 14

3.2.2 Equação de Momento 15

3.2.3 Equação de Energia 15

3.2.4 Parâmetros Adimensionais 15

3.3 Modelo de Turbulência 16

3.3.1 Equações de Navier–Stokes Médias de Reynolds (RANS): . . . 16

3.3.2 Modelo $k - \epsilon$ Padrão 17

3.3.3 Funções de Parede 18
3.4 Propriedade Termofísicas dos Nanofluidos 20
3.4.1 Água Pura - $\varphi = 0{,}0\%$ 21
3.4.2 Nano1 - $\varphi = 1{,}5\%$ 21
3.4.3 Nano2 - $\varphi = 3{,}0\%$ 21
3.4.4 Nano3 - $\varphi = 4{,}5\%$ 22
3.5 Fluidodinâmica Computacional 22
3.5.1 Método de Volumes Finitos por Mínimos Quadrados Centrado da Célula 23
3.5.2 Implementação do Modelo em CFD 24
3.5.3 Verificação 30

4 Resultados e Discussões **34**
4.1 Convergência de Malha 34
4.2 Verificação do Fluxo de Calor Cossenoidal na vareta 36
4.3 Verificação da Distribuição de Temperaturas do Fluido ao Longo do Eixo Z 37
4.4 Verificação da Condutividade Térmica dos Nanofluidos. 39
4.5 Verificação do Número de Nusselt 40
4.6 Verificação do Fator de Atrito de Fanning 42
4.7 Correlação Proposta 44
4.8 Contornos de Temperatura, Velocidade e Pressão 46

5 Conclusões e Trabalhos Futuros **54**
5.1 Conclusões 54
5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros 55

Referências Bibliográficas **56**

A Valores simulados para o número de Nusselt e fator de atrito de Fanning **60**

B UDF - Fluxo de Calor Cossenoidal **62**

C Código para Geração dos Planos e Obtenção das Propriedades Locais **63**

Lista de Figuras

1.1 Nanofluidos de água/alumina para diversas concentrações de nanopartículas diluídas em água [10]. 2

2.1 Taxa de publicações sobre nanofluidos e suas tecnologias [27]. 5
2.2 Razão de condutividade térmica para um nanofluido de água/alumina [3]. 6
2.3 Propriedades termofísicas dos nanofluidos de água/alumina em função da temperatura para diversos valores de φ [20]. 7
2.4 Coeficiente convectivo de transferência de calor em função do número de Reynolds para nanofluidos de água/alumina com diversas frações volumétricas de nanopartículas suspensas no fluido base [13]. 8
2.5 Distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do subcanal para diversas frações volumétricas de nanopartículas de alumina [29]. 9

3.1 Seção reta do subcanal para $P/D = 1,3$. 13
3.2 Representação bi-dimensional de algumas células e seus centroides [2]. 23
3.3 Volume de controle típico (célula) usado no método dos volumes finitos [26]. 25
3.4 Representação tri-dimensional do domínio do fluido utilizado neste trabalho. 26
3.5 Malha resultante do uso do método *Face Sizing* na entrada so subcanal. 27
3.6 Malha resultante do uso do métodos *Face Sizing* e *inflation* na entrada so subcanal. 27
3.7 Malha resultante do uso do métodos *Sweep* ao longo do eixo z. 28
3.8 Malha resultante do uso dos métodos *Face Sizing*, *Inflation* e *Sweep* na geometria do subcanal. 29
3.9 Fluxograma do algoritimo utilizado para determinação da expressão da distribuição axial de tempertaturas do subcanal. 31

4.1 Seção reta de algumas das malhas utilizadas para o teste de convergência de malhas ($P/D = 1.1$): (a) malha 1, (b) malha 3, (c) malha 5 e (d) malha 7. 35

4.2 Temperatura na saída do subcanal em função do número de elementos da malha, (a) para água pura, (b) para o nanofluido com $\varphi = 4,5\%$. Ambos os casos para $P/D = 1,1$ 36
4.3 Fluxo de calor em função da coordenada axial Z. $(P/D = 1,1)$. . . . 37
4.4 Temperatura bulk em função da coordenada axial para a simulação e para o modelo analítico ($P/D = 1,1$ e $Re = 6 \times 10^5$). 37
4.5 Temperatura na saída do subcanal em função da fração volumétrica da nanopartículas $(P/D = 1,2)$. 38
4.6 Distribuição de temperaturas ao longo eixo Z para o fluido refrigerante e a parede do subcanal $(P/D = 1,3)$. 39
4.7 Razão entre a condutividade térmica do nanofluido e do fluido base em função da fração volumétrica de nanopartículas. 40
4.8 Número de Nusselt em função do número de Reynolds $(P/D = 1,1)$. . 41
4.9 Número de Nusselt em função do número de Reynolds $(P/D = 1,2)$. . 41
4.10 Número de Nusselt em função do número de Reynolds $(P/D = 1,3)$. . 42
4.11 Fator de atrito de Fanning em função do número de Reynolds $(P/D = 1,1)$. 43
4.12 Fator de atrito de Fanning em função do número de Reynolds $(P/D = 1,2)$. 43
4.13 Fator de atrito de Fanning em função do número de Reynolds $(P/D = 1,3)$. 44
4.14 Número de Nusselt calculado pela correlação proposta em função do número de Nusselt obtido das simulações. 45
4.15 Número de Nusselt calculado pela correlação proposta em função do fator de atrito calculado pela correlação de Cheng e Todreas. 46
4.16 Contorno de temperatura (esquerda) e velocidade (direita) para água pura e $P/D = 1,1$, sendo: (a) entrada do subcanal, (b) ponto de temperatura máxima da parede e (c) saída do subcanal. 48
4.17 Contorno de temperatura (esquerda) e velocidade (direita) para o nanofluido com $\varphi = 1,5\%$ e $P/D = 1,2$, sendo: (a) entrada do subcanal, (b) ponto de temperatura máxima da parede e (c) saída do subcanal. 49
4.18 Contorno de temperatura (esquerda) e velocidade (direita) o nanofluido com $\varphi = 4,5\%$ e $P/D = 1,3$, sendo: (a) entrada do subcanal, (b) ponto de temperatura máxima da parede e (c) saída do subcanal. 50
4.19 Distribuição de pressão estática ao longo do subcanal para a geometria $P/D = 1,1$ e todos os refrigerantes. 51
4.20 Distribuição de pressão estática ao longo do subcanal para a geometria $P/D = 1,2$ e todos os refrigerantes. 52

4.21 Distribuição de pressão estática ao longo do subcanal para a geometria $P/D = 1,3$ e todos os refrigerantes. 53

Lista de Tabelas

2.1 Medidas de condutividade térmica de um sistema heterogêneo de borracha e micropartículas de alumínio e balsa para diversas concentrações volumétricas, formatos destas partículas, e temperatura de 308 [K] [12]. 6

2.2 Incremento na queda de pressão em função do número de Reynolds na entrada do subcanal e da fração volumétrica de nanopartículas no fluido base [21]. 10

3.1 Parâmetros geométricos e condições de operação do modelo. 14

3.2 Valores das constantes do modelo $k - \epsilon$ [15]. 18

3.3 Coeficientes da eq. 3.32 para as propriedades termofísicas da água pura. 21

3.4 Coeficientes da eq. 3.32 para as propriedades termofísicas do Nano1. . 22

3.5 Coeficientes da eq. 3.32 para as propriedades termofísicas do Nano2. . 22

3.6 Coeficientes da eq. 3.32 para as propriedades termofísicas do Nano3. . 22

4.1 Parâmetros utilizados na geração das malhas 35

4.2 Temperatura na saída do subcanal em função do número de elementos da malha para a geometria onde $P/D = 1,1$ 36

A.1 Número de Nusselt e fator de atrito de Fanning em função do número de Reynolds simulado, P/D e φ. 60

Lista de Símbolos

P/D	Relação Pitch-Diâmetro, p. 2
Re	Número de Reynolds, p. 2
φ	Fração volumétrica de nanopartículas no fluido base, p. 2
D	Diâmetro da vareta combustível, p. 7
P	Pitch, p. 7
g	Aceleração da gravidade, p. 9
ρ	Densidade, p. 9
L	Comprimento do subcanal, p. 9
p	Pressão, p. 9
q'_0	Taxa linear média de geração de calor, p. 9
T_{in}	Temperatura na entrada do subcanal, p. 9
u	Velocidade, p. 9
h	Coeficiente de tranferencia de calor por convecção, p. 10
k	Condutividade térmica, p. 10
Dh	Diâmetro hidraulico, p. 10
e	Energia específica, p. 10
Nu	Número de Nusselt, p. 10
Pr	Número de Prandtl, p. 10
T	Temperatura, p. 10
$\overline{\overline{\mathbb{T}}}$	Tensor dar tensões, p. 10

f	Fator de atrito de Fanning, p. 11
k	Energia cinética turbulenta, p. 12
ϵ	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta, p. 12
μ_t	Viscosidade turbulenta, p. 12
$y*$	Distância adimensional da parede, p. 13
y_P	Distância do centróide da célula adjacente à parede até a parede, p. 13
k_P	Energia cinética turbulenta no centróide da célula adjacente à parede, p. 13
$u*$	Velocidade adimensional, p. 13
u_P	Velocidade média do flúido no centróide da célula adjacente à parede, p. 13
$y_T{}^*$	Espessura adimensional da subcamada térmica, p. 14
Pr	Número de Prandtl molecular, p. 14
Pr_f	Número de Prandtl turbulento, p. 14
T_w	Temperatura da parede, p. 14
T_P	Temperatura no centroide da célula adjacente à parede, p. 14
C_P	Capacidade térmica, p. 15
$C_{p_{fb}}$	Capacidade térmica do fluido base, p. 15
$C_{p_{np}}$	Capacidade térmica da nanopartícula, p. 15
$C_{p_{nf}}$	Capacidade térmica do nanofluido, p. 15
k_{fb}	Condutividade térmica do fluido base, p. 15
k_{nf}	Condutividade térmica do nanofluido, p. 15
ρ_{fb}	Densidade do fluido base, p. 15
ρ_{np}	Densidade da nanopartícula, p. 15
ρ_{nf}	Densidade do nanofluido, p. 15
T_b	Temperatura bulk, p. 15

μ	Viscosidade, p. 15
μ_{fb}	Viscosidade do fluido base, p. 15
μ_{nf}	Viscosidade do nanofluido, p. 15
A	Área da seção reta do subcanal, p. 25
q''	Fluxo de calor, p. 25
$\dot{m}$	Vazão mássica, p. 25

Lista de Abreviaturas

CAD	Computer Aided Desing - Desenho Assistido por Computador, p. 20
Nano1	Nanofluido com fração volumétrica de 1.5% de alumina em sua composição, p. 16
Nano2	Nanofluido com fração volumétrica de 3.0% de alumina em sua composição, p. 16
Nano3	Nanofluido com fração volumétrica de 4.5% de alumina em sua composição, p. 17
PWR	Pressurized Water Reactor - Reator de Água Pressurizada , p. 7
RANS	Reynolds-Averaged Navier–Stokes Equations - Equações de Média de Reynolds , p. 11
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations, p. 24
UDF	User Defined Function, p. 8

Capítulo 1

Introdução

A crescente demanda energética mundial traz à tona a necessidade de se otimizar o sistema de geração de energia em operação nos dias atuais. Paralelamente, é imprescindível que sejamos capazes de mitigar as mudanças climáticas provenientes da ação humana no último século. A fim de se atingir estes dois objetivos se faz necessário o desenvolvimento de tecnologias de geração de energia com baixa emissão de carbono.

A energia nuclear é uma forte candidata a cumprir tal tarefa, uma vez que é uma fonte de energia limpa e econômica, especialmente quando comparada à formas de geração de energia baseadas na queima de combustíveis fósseis. Entretanto, a questão de segurança envolvendo este setor é um tema delicado e o acidente de ocorrido na central nuclear Fukushima I no ano de 2011 reacendeu a desconfiança a respeito da geração de energia nuclear.

Com o intuito de otimizar o funcionamento dos reatores em operação e desenvolver tecnologias que serão implementadas em novos reatores, diversos centros de pesquisa começaram a estudar novos tipos de refrigerante, uma vez que melhorando a troca de calor entre os elementos combustíveis e o fluido de refrigeração é possível alcançar melhores patamares de segurança e eficiência da planta, além de permitir o uso de menos fluido refrigerante, tornando possível o projeto de reatores menores.

Dentre os candidatos a fluidos de refrigeração de alto rendimento destacam-se os nanofluidos, em especial os compostos por nanopartículas de alumina (Al_2O_3), também conhecida como óxido de alumínio. A alumina é um componente basilar da bauxita, o principal minério de alumínio, suas principais aplicações envolvem a produção de alumínio, uso como abrasivo e como material refratário [6]. Ao ser diluída em água a alumina forma um líquido de coloração esbranquiçada.

O grande interesse no estudo de nanofluidos de água/alumina se dá pela sua aplicabilidade em reatores do tipo PWR, o reator de potência mais utilizado atualmente, sem prejuízo de suas características de segurança [7].

Figura 1.1: Nanofluidos de água/alumina para diversas concentrações de nanopartículas diluídas em água [10].

1.1 Motivação e Objetivo

Embora os resultados apresentados até o momento sobre o uso de nanofluidos de água/alumina como refrigerante de reatores nucleares tenham se mostrado promissores, a literatura ainda carece de trabalhos voltados para esta temática. Desta forma, torna-se necessário o estudo aprofundado deste tema, de modo a consolidar o uso de nanofluidos como refrigerantes de reatores nucleares.

O objetivo deste trabalho é analisar o comportamento termo-hidráulico de nanofluidos de água/alumina como refrigerante de um reator nuclear do tipo PWR com arranjo quadrático de suas varetas de combustível por meio de parâmetros como o número de Nusselt, relacionado a capacidade do fluido em trocar calor, e o fator de atrito de Fanning, relacionado a queda de pressão ao longo do subcanal.

O comportamento termo-hidráulico dos nanofluidos será analisado através do uso da Fluidodinâmica Computacional (Computational Fluid Dynamics — CFD), os resultados provenientes das simulações serão comparados com correlações existentes na literatura e uma nova correlação será proposta para o número de Nusselt de modo a abranger uma faixa maior de parâmetros como a relação pitch-diâmetro (P/D) e a fração volumétrica de nanopartículas no fluido base (φ) do que a apresentada pelas correlações atuais presentes na literatura.

1.2 Organização do Trabalho

Este trabalho é dividido em cinco capítulos, a seguir apresenta-se uma breve introdução sobre o que será abordado em cada um deles:

No segundo capítulo é realizada uma revisão bibliográfica onde são apresentados diversos trabalhos relacionados ao estudo das propriedades termofísicas dos nanofluidos. Seu uso de como fluidos refrigerantes e suas aplicações como refrigerantes de

reatores nucleares. Estes artigos serviram de base para a construção deste trabalho.

O terceiro capítulo se inicia com a descrição do problema físico, qual geometria, condições de contorno e parâmetros foram utilizados neste trabalho. Em seguida o modelo matemático é apresentado, sucedido pelo modelo de turbulência e a determinação das propriedades termofísicas dos nanofluidos. O capítulo é encerrado com a descrição do modelo computacional implementado para resolver o problema físico proposto.

No quarto capítulo são apresentados os resultados provenientes das simulações realizadas, iniciando pelo teste de convergência de malha e seguindo para uma série de verificações que têm por objetivo analisar se os resultados provenientes das simulações estão de acordo com os resultados obtidos através das correlações presentes na literatura. A seguir, é realizada uma proposta de correlação para o número de Nusselt em função de P/D e φ. O capítulo encerra-se com a apresentação de contornos de velocidade, pressão e temperatura para o subcanal, bem como a análise das informações provenientes destes contornos.

O quinto capítulo contém as conclusões deste trabalho, assim como sugestões para possíveis trabalhos futuros.

Com o intuito de auxiliar aqueles que no futuro desejarem reproduzir este trabalho, ou realizar simulações parecidas com as aqui realizadas, este trabalho conta ainda com três anexos:

O anexo A contém os valores provenientes das simulações e também das correlações presentes na literatura para o número de Nusselt e o fator de atrito de Fanning médios para todos os valores de P/D, φ e número de Reynolds (Re) estudados neste trabalho.

O anexo B apresenta o código utilizado para simular a condição de contorno do tipo fluxo de calor cossenoidal na parede do subcanal, implementado no software ANSYS Fluent v19.2.

No anexo C tem-se o código utilizado para a geração de cada um dos planos perpendiculares ao eixo Z e para obtenção das propriedades locais do fluido refrigerante em cada um destes planos.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Neste capítulo será apresentado um breve resumo de trabalhos publicados que agregam à discussão aqui realizada. Inicialmente serão apresentados os aspectos gerais dos nanofluidos, bem como trabalhos relacionados ao estudo de suas propriedades. Em seguida, o uso de nanofluidos como fluidos refrigerantes será abordado e o uso de nanofluidos como refrigerantes de reatores nucleares serão tratados. Por fim, tem-se um resumo da revisão bibliográfica acrescido dos questionamentos que o presente trabalho pretende responder.

2.1 Nanofluidos e Suas Propriedades

O nome nanofluido foi concebido no Laboratório Nacional Argonne para descrever um fluido onde partículas nanométricas (com escala de tamanho típico de 1 à 100 $[nm]$) estão suspensas. Estas partículas apresentaram a capacidade de aumentar a condutividade térmica e a capacidade de transporte de calor por convecção de um dado fluido refrigerante quando dispersas no mesmo.

Mais de 250 trabalhos relacionados a nanofluidos foram publicados desde 1995 e a medida que grupos de pesquisa focados no estudos destas substâncias foram se consolidando o número anual de publicações sobre o tema cresceu. A fig. 2.1 apresenta o número anual de trabalhos publicados sobre nanofluidos e suas tecnologias entre os anos de 1999 e 2006.

Em geral os nanofluidos são compostos de água, etileno glicol ou óleos leves como fluido base, onde nanopartículas de materiais com condutividade térmica maior do que a do fluido base, como alumina, cobre ou prata, são suspensas. O grande interesse do uso de fluidos refrigerantes como base para os nanofluidos se dá ao fato de que pequenas quantidades de nanopartículas diluídas nestes fluidos são capazes de aumentar de forma significativa a performance térmica dos mesmos [27].

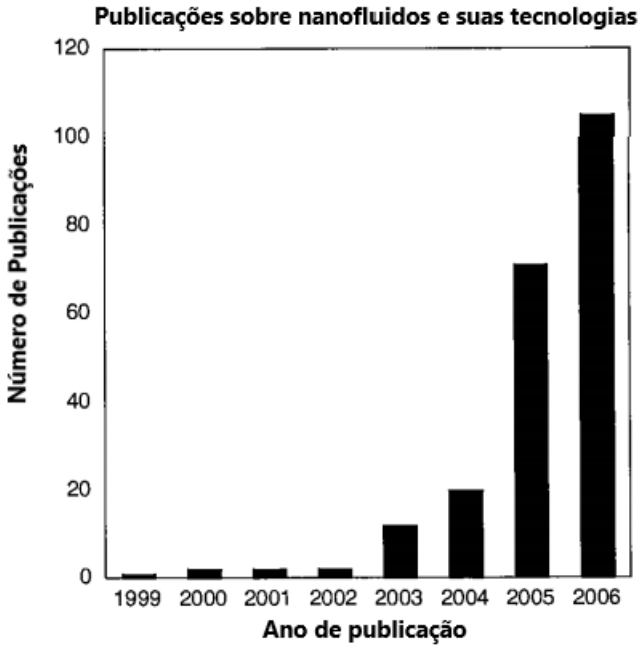


Figura 2.1: Taxa de publicações sobre nanofluidos e suas tecnologias [27].

Embora apenas nas últimas décadas tenhamos sido capazes de produzir materiais de escala nanométrica, o estudo de sistemas heterogêneos compostos de um material base e partículas suspensas em seu interior datam dos anos 60. Devido ao tamanho destas partículas, da ordem dos micrômetros, suas aplicações eram restritas quando comparadas às dos nanofluidos, uma vez que poderiam, por exemplo, causar danos às bombas, ou ainda, provocar a corrosão de dutos. Uma expressão analítica para a condutividade térmica de um sistema heterogêneo foi obtida por HAMILTON e CROSSER [12] , usando como base para sua elaboração diversos resultados experimentais. Concluiu-se que a condutividade térmica do sistema heterogêneo irá depender da condutividade térmica de seus componentes, da concentração de cada um deles na mistura e do formato das partículas suspensas, como representado na tab. 2.1.

Diversos modelos para a condutividade térmica dos nanofluidos foram elaborados. A fig. 2.2 apresenta o comparativo entre alguns destes modelos e dados experimentais para nanofluidos de água/alumina. Um modelo para a viscosidade, densidade e capacidade térmica para nanofluidos foi proposto por [18].

Devido a sua composição, problemas que envolvem nanofluidos podem ser abordados de duas formas: através de um modelo monofásico ou de um modelo bifásico para o nanofluido. Os estudos realizados por [11] concluíram que um modelo bifásico para os nanofluidos é mais acurado para pequenas concentrações de nanopartículas no fluido base, de modo que quando a concentração volumétrica dessas passa a ser superior à 0,05% a diferença entre os modelos bifásico e monofásico passa a

ser pequena. No que tange a escolha de condições de contorno para a modelagem de problemas que envolvem nanofluidos, sabe-se que o uso combinado da condição de contorno de vazão mássica conhecida na entrada do subcanal em conjunto com a suposição de que o calor específico do fluido é constante afeta de forma significativa os resultados das simulação para o fluido refrigerante, podendo inclusive levar a resultados errôneos ou antiéticos [4].

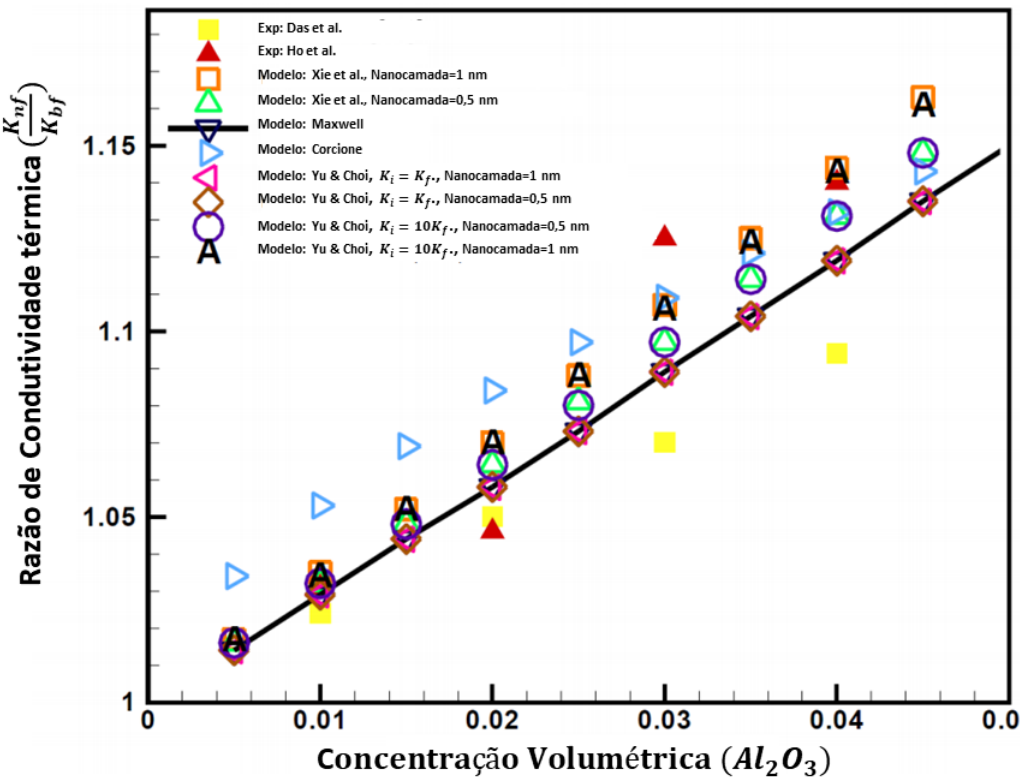


Figura 2.2: Razão de condutividade térmica para um nanofluido de água/alumina [3].

Tabela 2.1: Medidas de condutividade térmica de um sistema heterogêneo de borracha e micropartículas de alumínio e balsa para diversas concentrações volumétricas, formatos destas partículas, e temperatura de 308 [K] [12].

Material	Formato	Dimensão da Partícula [Mm]	Volume de Partículas [%]	K [w/m.K]
Alumínio	Esferas	1,2 diam.	27,0	0,404721066
Alumínio	Esferas	1,2 diam.	27,0	0,406450643
Alumínio	Esferas	1,2 diam.	15,5	0,299216857
Alumínio	Esferas	1,2 diam.	15,5	0,290568971
Alumínio	Esferas	0,012 diam.	27,5	0,411639375
Alumínio	Cilindro	5×1	15,5	3,528337499
Alumínio	Paralelepípedo	$1,6 \times 1,6 \times 0,4$	15,5	0,373588676
Alumínio	Cilindro	$2,7 \times 0,27$	15,5	0,408180221
Balsa	Disco	$0,8 \times 7,2$	25,0	0,150473217
Balsa	Disco	$0,8 \times 7,2$	25,0	0,14874364
Balsa	Disco	$0,8 \times 0,8$	25,0	0,145284485
Balsa	Disco	$0,8 \times 7,2$	14,0	0,166039412

As propriedades dos nanofluidos possuem comportamentos distintos com respeito a variações de temperatura. Enquanto a densidade, fig. 2.3(a), e a capacidade térmica, fig. 2.3(b), não apresentaram uma grande sensibilidade a mudanças de temperatura, a viscosidade, fig. 2.3(c), e a condutividade térmica, fig. 2.3(d), sofrem variações significativas em seus valores ao experimentarem mudanças de temperatura.

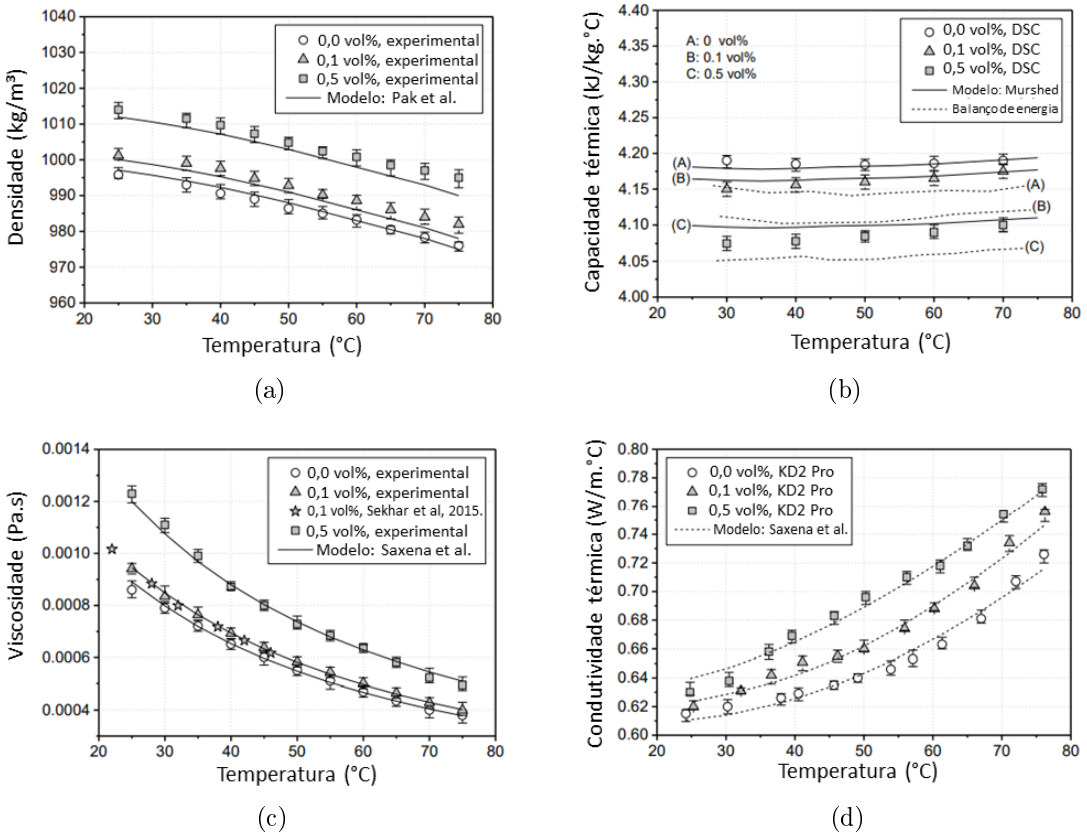


Figura 2.3: Propriedades termofísicas dos nanofluidos de água/alumina em função da temperatura para diversos valores de φ [20].

2.2 Uso de Nanofluido como Refrigerante

As aplicações de nanofluidos como fluido refrigerante são diversas, abrangendo desde aplicações em equipamentos eletrônicos — em especial para utilização como fluido refrigerante de dissipadores de calor em processadores — até aplicações automotivas, onde nanofluidos de óleo de transmissão/óxido de cobre e óleo de transmissão/alumina tiveram sua capacidade de transferência de calor comparadas com o óleo de transmissão puro [24, 25].

Nanofluidos ainda apresentam potencial para serem implementados em projetos militares e espaciais que necessitam de refrigerantes capazes de ofertar uma boa

capacidade de redução de calor com quantidades reduzidas de fluido. Todo esse interesse se dá ao fato de que a adição de nanopartículas de alta condutividade térmica em um fluido base aumenta o seu coeficiente convectivo de transferência de calor de forma significativa, sendo este aumento proporcional à fração volumétrica de nanopartículas presente no fluido base, como exemplificado na fig. 2.4.

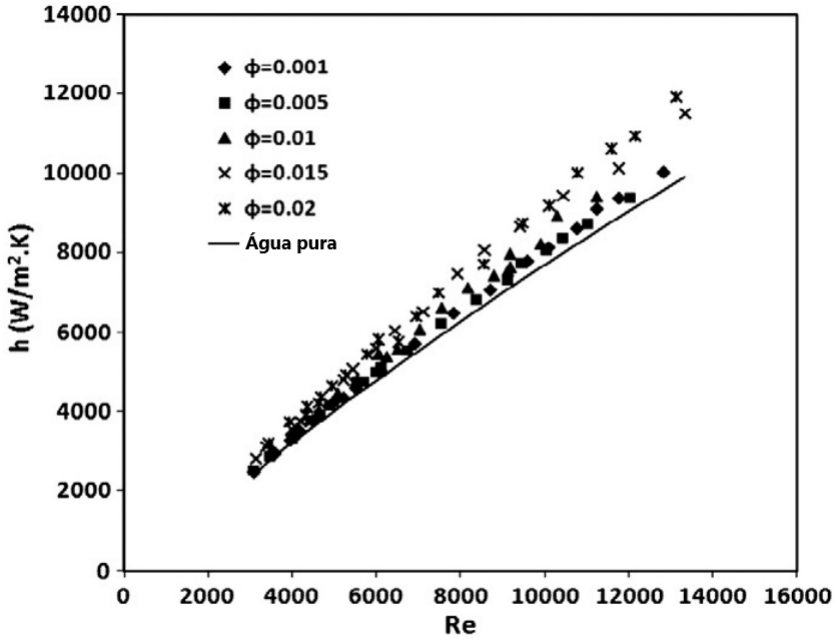


Figura 2.4: Coeficiente convectivo de transferência de calor em função do número de Reynolds para nanofluidos de água/alumina com diversas frações volumétricas de nanopartículas suspensas no fluido base [13].

Além do coeficiente convectivo de transferência de calor, a transferência de calor de ebulição também aumenta com o acréscimo da concentração de nanopartículas no fluido base. A adição de nanopartículas em um fluido base mostrou-se incapaz de produzir efeitos anômalos no sistema, comprovando assim sua viabilidade para uso como fluido refrigerante [20, 22].

2.3 Aplicação de Nanofluido de Água/Alumina como Refrigerante de Reatores Nucleares

O uso de nanofluidos como refrigerante de reatores nucleares vem sendo estudado por diversos grupos de pesquisa, em especia,l o Instituto de Tecnologia do Massachusetts, MIT, desenvolveu um centro de pesquisa interdisciplinar voltado ao assunto que, atualmente, estuda os impactos do uso de tais materiais na segurança, neutrônica e performance econômica dos reatores nucleares. O uso de nanofluidos permitiria que o reator operasse em potência elevadas, garantindo assim uma maior eficiência, que por sua vez acarretaria em ganhos de econômicos e de segurança.

Entretanto, faz-se também necessário estudar os efeitos desse acréscimo de potência caso haja um acidente na planta [7, 8].

Devido a suas propriedades termofísicas aprimoradas — em comparação com a água pura — para uma mesma vazão mássica, a temperatura na saída de um subcanal refrigerado por nanofluidos de água/alumina será maior do que aquela onde o fluido refrigerante é água. Essa diferença é diretamente proporcional à concentração volumétrica de nanopartículas no fluido base, ou seja, quanto mais nanopartículas suspensa na água, maior será a temperatura na saída do subcanal. Este efeito, porém, só começa a ser relevante em concentrações de nanopartículas maiores do que 0.1%. Este incremento na capacidade de troca de calor, entretanto, vem acompanhado de um incremento na queda de pressão ao longo do subcanal [17, 28, 29].

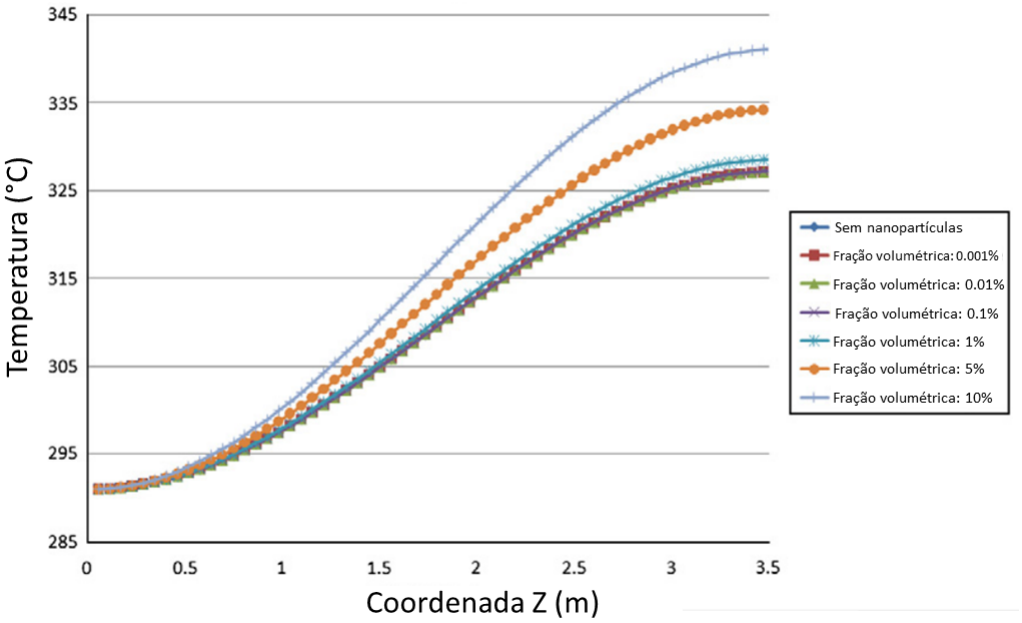


Figura 2.5: Distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do subcanal para diversas frações volumétricas de nanopartículas de alumina [29].

Devido a incapacidade das correlações clássicas para a transferência de calor, como a correlação de Presser, de predizerem de forma correta o número de Nusselt para os nanofluidos, novas correlações devem ser desenvolvidas para estas substâncias. Para um reator de arranjo quadrático, P/D, variando de 1,25 até 1,35 e φ indo de 0.5 a 3.0, a seguinte correlação foi proposta para o número de Nusselt para nanofluidos [21]:

$$Nu = (1 + 0,0247\varphi^{1,39})(Nu_{Presser})_{agua}. \tag{2.1}$$

Tabela 2.2: Incremento na queda de pressão em função do número de Reynolds na entrada do subcanal e da fração volumétrica de nanopartículas no fluido base [21].

Re na entrada	Incremento em ΔP		
	$\varphi = 0,5$	$\varphi = 1,5$	$\varphi = 3,0$
$P/D = 1,25$			
6×10^5	6,22	21,53	56,60
$5,098 \times 10^5$	5,82	21,17	56,62
4×10^5	5,79	21,79	56,02
3×10^5	5,24	21,65	55,83
$P/D = 1,35$			
6×10^5 5,82	20,94	56,37	
$5,098 \times 10^5$	5,74	21,29	56,08
4×10^5	5,46	20,90	55,10
3×10^5	5,62	20,88	55,82

2.4 Contribuição do Presente Trabalho

A partir das informações anteriormente listadas fica claro que o estudo de nanofluidos como refrigerantes se mostra uma saída viável para diversos problemas de engenharia que tangem problemas de resfriamento e/ou troca de calor. A adição de nanopartículas a um dado fluido base incrementa suas propriedades termofísicas, tornando-o um refrigerante mais eficiente. Para um mesmo fluido base, o uso de diferentes nanopartículas produz nanofluidos com propriedades distintas, devido a isto é importante levar em consideração o custo-benefício entre o acréscimo na capacidade de conduzir calor do nanofluido e o aumento na queda de pressão no subcanal na hora de definir qual nanopartícula se enquadra melhor para o projeto em questão.

Para aplicações na industria nuclear, os nanofluidos de água/alumina se mostraram capazes de refrigerar o núcleo do reator de forma mais eficiente do que utilizando água pura, permitindo assim que o núcleo opere com uma margem de potência elevada em comparação a sua operação convencional, levanto então a ganhos econômicos e de segurança. Isso somado ao fato de grande parte dos reatores de potência em operação atualmente serem do tipo PWR, tornam o uso de nanofluidos como fluido refrigerante de reatores nucleares algo atrativo, dado que seu uso pode aumentar a eficiência dos PWRs em operação e ainda reduzir o custo final de novos reatores refrigerados a água pressurizada, tornando-os mais acessíveis e contribuindo para o desenvolvimento da matriz energética global.

Desta forma, este projeto tem por intuito estudar o impacto de diferentes nanofluidos de água/alumina na capacidade de refrigeração de um reator PWR de arranjo quadrático de varetas combustíveis, através do uso de simulações de fluidodinâmica computacional. Averiguando se os resultados obtidos a partir destas

simulações encontram-se de acordo com os resultados esperados provenientes das correlações clássicas utilizadas na termo-hidráulica de reatores nucleares, e em caso negativo, propondo novas correlações que sejam aplicáveis às condições de operação utilizadas neste trabalho.

Capítulo 3

Metodologia

Neste capítulo será abordada a construção do problema físico, sua geometria, condições de contorno assumidas e os parâmetros utilizados neste trabalho. A seguir, serão apresentados o modelo matemático para o transporte do refrigerante, composto pelas equações de conservação de massa, *momentum* e energia, bem como os parâmetros adimensionais relevantes para este trabalho. Também serão abordados o modelo de turbulência e a função de parede adotados para a solução do problema proposto.

Em seguida será discutida a determinação dos polinômios interpoladores para as propriedades termofísicas da água e dos nanofluidos que foram utilizados neste trabalho em função da temperatura, discussão essa seguida pela apresentação dos principais conceitos de Fluidodinâmica Computacional. Por fim, serão apresentadas algumas correlações e métodos utilizados para a validação dos resultados provenientes das simulações.

3.1 O problema Físico

Este trabalho trata do escoamento e transferência de calor de nanofluidos de água/alumina no subcanal de um PWR por meio da fluidodinâmica computacional. Dessa forma, deve-se, antes de mais nada, definir a geometria, as condições de contorno e os parâmetros nos quais o modelo irá se basear.

3.1.1 Geometria

O modelo físico consiste em três geometrias diferentes de subcanais, correspondentes à três valores de relação pitch-diâmetro (P/D) ($1,1$, $1,2$ e $1,3$), uma vez que estes são valores comumente utilizados em PWRs. O diâmetro da vareta combustível, D , foi mantido constante, enquanto o pitch, P , variou de uma geometria para outra. De modo a reduzir o custo computacional, apenas 1/8 da geometria do

subcanal foi modelada, considerando a hipótese de que o subcanal possui simetria de reflexão com relação aos eixos de simetria de um quadrado. A fig. 3.1 ilustra esta geometria para $P/D = 1.3$, a região hachurada representa 1/8 do subcanal.

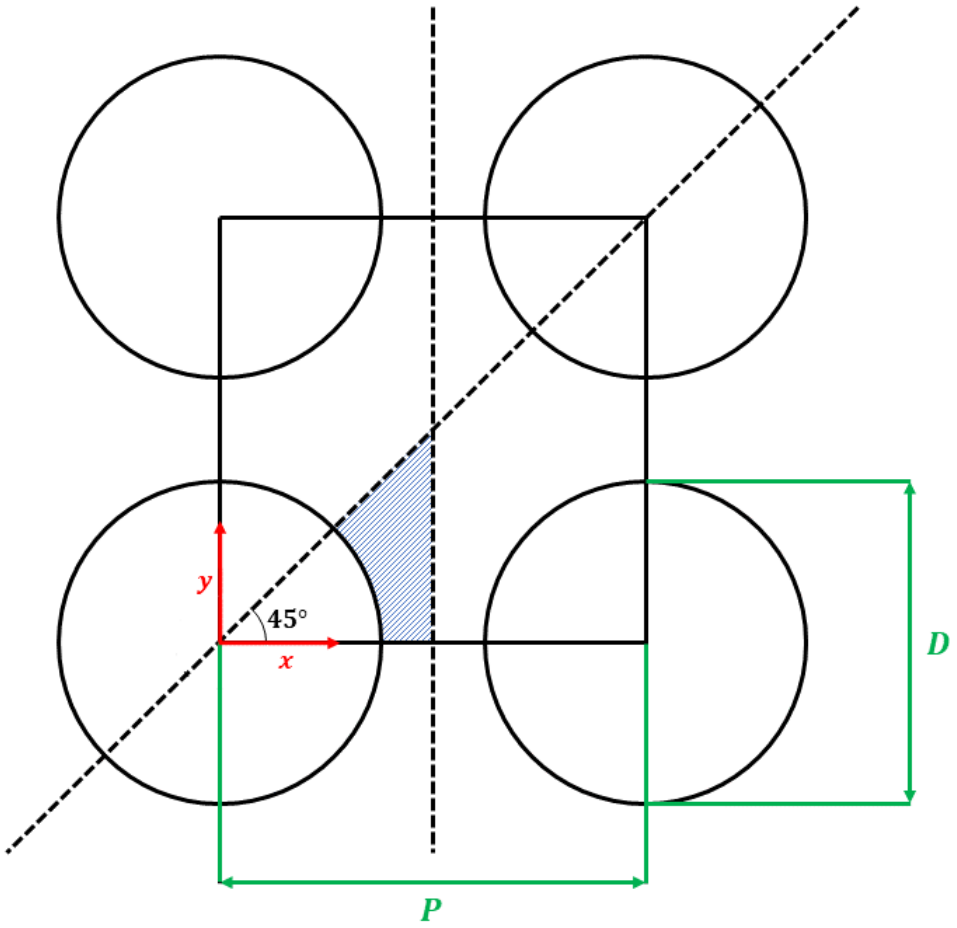


Figura 3.1: Seção reta do subcanal para $P/D = 1,3$.

3.1.2 Condições de Contorno

Para o escoamento de nanofluidos no subcanal, as seguintes condições de contorno foram assumidas:

- Temperatura e vazão mássica definidas na entrada do subcanal;
- Pressão definida na saída do subcanal;
- Velocidade nula nas paredes da vareta combustível;
- Condição de simetria nas laterais do subcanal;
- Fluxo de calor cossenoidal na parede da vareta combustível.

O fluxo de calor cossenoidal é dado por:

$$q''(z) = \frac{q'_0}{\pi D} \cos\left(\frac{\pi z}{L}\right) , \tag{3.1}$$

onde L é o comprimento do subcanal, z a posição axial, q'_0 representa a taxa linear média de geração de calor da vareta combustível.

O fluxo de calor na parede foi implementado por meio de uma *User Defined Function* (UDF). O Apêndice B apresenta o código utilizado para a implementação desta condição de contorno do software ANSYS Fluent v19.2.

3.1.3 Parâmetros e Condições Utilizados

Os parâmetros geométricos e condições de operação assumidas neste trabalho são baseadas nos de um PWR. A tab. 3.1 apresenta estes parâmetros.

Tabela 3.1: Parâmetros geométricos e condições de operação do modelo.

Nome	**Simbolo**	**Valor**
Diâmetro da vareta combustível	D	9,50 mm
Comprimento do subcanal	L	3,66 m
Taxa linear média de geração de calor	q'_0	17,80 kW/m
Pitch	P	10,45 mm, 11,40 mm, 12,35 mm
Pressão	p	15,0 MPa
Temperatura na entrada do subcanal	T_{in}	559,15 K

O número de Reynolds variou de $3,0 \times 10^5$ a $6,0 \times 10^5$, com incrementos de 10^5, de modo a abrangir os valores de Re normalmente apresentados durante a operação de um PWR.

3.2 Modelo Matemático

O modelo matemático para o transporte do fluído refrigerante — onde se assume um estado estacionário — é composto pelas seguintes equações de conservação:

3.2.1 Equação de Continuidade

$$\nabla \cdot (\rho \vec{\mathbf{u}}) = 0 , \tag{3.2}$$

onde ρ é a densidade e $\vec{\mathbf{u}}$ é a velocidade.

3.2.2 Equação de Momento

$$\nabla \cdot (\rho \vec{\mathbf{u}}\vec{\mathbf{u}}) = -\nabla p + \nabla \cdot \overline{\overline{\mathbb{T}}} + \rho \vec{\mathbf{g}}\,, \tag{3.3}$$

onde g é a aceleração da gravidade e p é a pressão. $\vec{\mathbf{u}}\vec{\mathbf{u}}$ é o produto diádico de todos os componentes da velocidade, dado em coordenadas cartesianas por [23]:

$$\vec{\mathbf{u}}\vec{\mathbf{u}} = \begin{bmatrix} u_x u_x & u_x u_y & u_x u_z \\ u_y u_x & u_y u_y & u_y u_z \\ u_z u_x & u_z u_y & u_z u_z \end{bmatrix}, \tag{3.4}$$

e $\overline{\overline{\mathbb{T}}}$ é o tensor das tensões viscosas, dado em coordenadas cartesianas por [23]:

$$\overline{\overline{\mathbb{T}}} = \begin{bmatrix} \mathbb{T}_{xx} & \mathbb{T}_{xy} & \mathbb{T}_{xz} \\ \mathbb{T}_{yx} & \mathbb{T}_{yy} & \mathbb{T}_{yz} \\ \mathbb{T}_{zx} & \mathbb{T}_{zy} & \mathbb{T}_{zz} \end{bmatrix}. \tag{3.5}$$

3.2.3 Equação de Energia

$$\nabla \cdot (\rho \vec{\mathbf{u}} e) = \nabla \cdot (k \nabla T) - p \nabla \cdot \vec{\mathbf{u}}\,, \tag{3.6}$$

onde k é a condutividade térmica, e é a energia específica e T é a temperatura.

3.2.4 Parâmetros Adimensionais

Além das equações anteriormente listadas, neste trabalho foram utilizados os seguintes parâmetros adimensionais:

Número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{v \rho D_h}{\mu}\,, \tag{3.7}$$

onde v é a velocidade do fluido e D_h é o diâmetro hidráulico do subcanal, que para um arranjo quadratico é dado por:

$$D_h = \frac{4P^2 - \pi D^2}{\pi D}. \tag{3.8}$$

Número de Nusselt (Nu):

$$Nu = \frac{hD_h}{k}\,, \tag{3.9}$$

com o coeficiente convectivo local de transferência de calor, h , dado por:

$$h = \frac{q''}{T_b - T_w}\cdot \tag{3.10}$$

Número de Prandtl (Pr):

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}\cdot \tag{3.11}$$

Fator de atrito de Fanning (f) :

$$f = \frac{D_h}{2\rho v^2}\frac{\Delta p}{\Delta z}\,, \tag{3.12}$$

onde $\Delta p = p_{in} - p_{out}$.

O número de Nusselt e o fator de atrito serão calculados como a média das quantidades locais ao longo de todo subcanal, excluindo as regiões próximas a entrada e saída do mesmo, de modo a assegurarmos a condição de escoamento plenamente desenvolvido. O comprimento destas regiões, L_d, foi tomada como [23]:

$$L_d = 40D_h\cdot \tag{3.13}$$

3.3 Modelo de Turbulência

3.3.1 Equações de Navier–Stokes Médias de Reynolds (RANS):

Ao fazer uso das equações de Navier–Stokes médias de Reynolds, decompõem-se as variáveis da solução instantânea das equações de Navier-Stokes entre uma parte média e uma parte flutuante [1]. Dessa forma, pode-se, por exemplo, escrever as componentes da velocidade como:

$$u_i = \overline{u_i} + u'_i\,, \tag{3.14}$$

onde o subscrito i indica a componente a ser analisada ($i = x, y, z$)

De forma similar, quantidades escalares como a pressão e a energia podem ser escritas como:

$$\Phi = \overline{\Phi} + \Phi' \cdot \tag{3.15}$$

As componentes médias destas quantidades são representadas pela barra sobre a variável, $\overline{\Phi}$, enquanto as componentes flutuantes são representadas pela presença do apóstrofo sobre a variável, Φ'.

Uma vez decompostas as variáveis, essas devem ser inseridas na equações de Navier-Stokes, seguido pela operação das médias destas equações. Em estado estacionário, as equações RANS podem ser escritas, usando a convenção do somatório de Einstein, como [1]:

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \mu\frac{\partial^2\bar{u}_i}{\partial x_j\partial x_j} - \frac{\partial(\rho\overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j}\,, \tag{3.16}$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \cdot \tag{3.17}$$

Esse processo, entretanto, dá origem ao tensor de tensões de Reynolds, uma incógnita que deve ser modelada de modo que as equações RANS possam ser fechadas. Sendo ele dado por:

$$-\rho\overline{u'_i u'_j} = -\rho\begin{bmatrix} \overline{{u'_x}^2} & \overline{u'_x u'_y} & \overline{u'_x u'_z} \\ \overline{u'_y u'_x} & \overline{{u'_y}^2} & \overline{u'_y u'_z} \\ \overline{u'_z u'_x} & \overline{u'_z u'_y} & \overline{{u'_z}^2} \end{bmatrix}\cdot \tag{3.18}$$

As equações 3.16 e 3.17 são chamadas de equações de Navier-Stokes de média de Reynolds.

3.3.2 Modelo $k-\epsilon$ Padrão

O modelo de turbulência adotado neste trabalho foi o $k-\epsilon$ padrão, devido a sua robustez e rápida convergência. Esse modelo envolve duas equações diferenciais para a modelagem da energia cinética turbulenta, k , e para a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta, ϵ . Para baixos números de Reynolds, podemos escrever as equações de transporte para k como, [15]:

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\frac{\partial k}{\partial x_k}\right] + \frac{\mu_t}{\rho}\frac{\epsilon}{k}\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_k} + \frac{\partial\bar{u_k}}{\partial x_i}\right)\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_k} - \epsilon\,, \tag{3.19}$$

de forma simular, para ϵ temos:

$$\frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\frac{\partial \epsilon}{\partial x_k}\right] + \frac{C_1\mu_t}{\rho}\frac{\epsilon}{k}\left(\frac{\partial \bar{u_i}}{\partial x_k} + \frac{\partial \bar{u_k}}{\partial x_i}\right)\frac{\partial \bar{u_i}}{\partial x_k} - C_2\frac{\epsilon^2}{k}. \tag{3.20}$$

Podemos então determinar a viscosidade turbulenta, μ_t , em termos de k e ϵ como:

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon}. \tag{3.21}$$

A partir de diversas comparações com experimentos físicos, as constantes apresentadas nas eqs. 3.20, 3.19 e 3.21 foram calculadas como sendo:

Tabela 3.2: Valores das constantes do modelo $k-\epsilon$ [15].

C_μ	C_1	C_2	σ_k	σ_ϵ
0,09	1,44	1,92	1,00	1,30

3.3.3 Funções de Parede

Também foi adotada a função de parede padrão para a modelagem do problema físico. A função de parede padrão implementada pelo software ANSYS-Fluent é baseada no trabalho de LAUNDER e SPALDING [15], e vem sendo aplicada em diversas áreas na indústria [2].

Momento

A lei de parede nos fornece [2] :

$$u^* = \frac{1}{\kappa} ln(Ey^*)\,, \tag{3.22}$$

onde a velocidade adimensional, u^*, é dada por:

$$u^* \equiv \frac{u_P {C_\mu}^{1/4} {k_P}^{1/2}}{\tau_w/\rho}\,, \tag{3.23}$$

e a distância adimensional da parede, y^*, , escrita em função da energia cinética turbulenta no centroide da célula adjacente à parede, k_P, é dada por:

$$y^* \equiv \frac{\rho {C_\mu}^{1/4} {k_P}^{1/2} y_P}{\mu}\,, \tag{3.24}$$

se esta distância for calculada em função da tensão cisalhante ela passa a ser dada por:

$$y^+ \equiv \frac{\rho y \left(\tau_w/\rho\right)^{1/2}}{\mu}\,, \tag{3.25}$$

onde:

- κ = constante de von Kármán ($= 0,4187$);
- E = constante empírica ($= 9,793$);
- u_P = velocidade média do fluido no centroide da célula adjacente à parede, P;
- k_P = energia cinética turbulenta no centroide da célula adjacente à parede, P;
- y_P = distância do centroide da célula adjacente à parede até a parede, P;
- μ = viscosidade dinâmica do fluido;
- τ_w = tensão cisalhante na parede.

Energia

A lei de parede para temperatura implementada pelo Fluent tem a seguinte forma composta [2]:

$$T^* \equiv \frac{(T_w - T_P)\rho C_P {C_\mu}^{1/4} {K_P}^{1/2}}{\dot{q}} = \begin{cases} Pry^* + \frac{1}{2}\rho Pr \frac{{C_\mu}^{1/4} {K_P}^{1/2}}{\dot{q}} {u_P}^2, & (y^* < {y_T}^*) \\ Pr_f \left[\frac{1}{k} ln(Ey^*) + P\right] + & \\ \frac{1}{2}\rho \frac{{C_\mu}^{1/4} {K_P}^{1/2}}{\dot{q}} \left[Pr_f {u_P}^2 + (Pr - Pr_f){u_C}^2\right], & (y^* < {y_T}^*) \end{cases}, \tag{3.26}$$

onde P é calculado por [14]:

$$P = 9,24 \left[\left(\frac{Pr}{Pr_f}\right)^{\frac{3}{4}} - 1\right] \left[1 + 0,28 e^{\left(-0,007 \frac{Pr}{Pr_f}\right)}\right], \tag{3.27}$$

onde:

- ρ = densidade do fluido;
- C_P = capacidade térmica do fluido;
- $\dot{q}$ = fluxo de calor na parede;
- T_P = temperatura no centroide da célula adjacente à parede, P;
- T_w = temperatura da parede;
- Pr = número de Prandtl molecular;

- Pr_f = número de Prandtl turbulento (0,85 na parede);
- ${y_T}^*$ = espessura adimensional da subcamada térmica;
- u_C módulo da velocidade média em $y^* = {y_T}^*$.

Vale ressaltar que, embora essas quantidades tenham sido calculadas para y^* e não para y^+, esses parâmetros são aproximadamente iguais dentro da camada limite turbulenta em equilíbrio.

3.4 Propriedade Termofísicas dos Nanofluidos

Nanofluidos são obtidos a partir da suspensão de nanopartículas (com tamanho típico entre 1 e 100 nm) em fluido base, usualmente líquidos utilizados com a finalidade de servir como meio para a transferência de calor. Para muitas aplicações os fluidos base mais utilizados são a água e o etilenoglicol [27].

Neste trabalho o nanofluido será composto de nanopartículas de óxido de alumínio, Al_2O_3, também chamado de alumina, dispersos em água. Quatro concentrações diferentes de nanopartículas foram utilizadas, sendo elas: $0,0$, $1,5$, $3,0$ e $4,5\%$ da fração volumétrica do fluido base. A essa fração volumétrica de nanopartículas no fluido base foi atribuída a simbologia φ.

Os nanofluidos foram considerados como uma mistura monofásica homogênea, suas propriedades foram implementadas como variáveis em função da temperatura, através de polinômios de quinta ordem criados a partir dos dados fornecidos pelo NIST para a água pura e das seguintes equações para os nanofluidos [5, 16, 21].

$$\rho_{nf} = (1-\varphi)\rho_{fb} + \varphi\rho_{np}\,, \tag{3.28}$$

$$C_{p_{nf}} = (1-\varphi)C_{p_{fb}} + \varphi C_{p_{np}}\,, \tag{3.29}$$

$$\mu_{nf} = (1 + 7,3\varphi + 123\varphi^2)\mu_{fb}\,, \tag{3.30}$$

$$k_{nf} = (1 + 2,72\varphi + 4,97\varphi^2)k_{fb}\,, \tag{3.31}$$

onde ρ, C_P , μ e k são, respectivamente, a densidade, capacidade térmica, viscosidade e condutividade térmica para o nanofluido. Os subscritos nf, fb e np representam, respectivamente, nanofluido, fluido base e nanopartícula.

Seja então T_b a temperatura bulk, definida como a média da temperatura na vazão mássica, as propriedades termofísicas dos nanofluidos podem ser escritas como polinômios da seguintes forma:

$$\Psi(T_b) = a + bT_b + c{T_b}^2 + d{T_b}^3 + e{T_b}^4 + f{T_b}^5\,, \tag{3.32}$$

onde Ψ representa uma propriedade termofísica genérica do nanofluido e os coeficientes a, b, c, d, e e f são apresentados a seguir para cada uma das propriedades de interesse e nanofluido estudado:

3.4.1 Água Pura - φ = 0,0%

Para o caso da água pura, ou seja, sem a presença de nanopartículas de alumina, os seguintes coeficientes foram obtidos:

Tabela 3.3: Coeficientes da eq. 3.32 para as propriedades termofísicas da água pura.

Coef. \ Prop.	μ (Pa · s)	k (W/m · K)	ρ (kg/m^3)	C_P (J/kg · K)
a	-5,902E-02	-1,623E+02	-5,576E+05	-1,246E+09
b	4,140E-04	1,117E+00	3,883E+03	1,073E+07
c	-1,085E-06	-2,871E-03	-1,013E+01	-3,696E+04
d	1,263E-09	3,283E-06	1,174E-02	6,365E+01
e	-5,516E-13	-1,412E-09	-5,109E-06	-5,481E-02
f	0,000E+00	0,000E+00	0,000E+00	1,888E-05

3.4.2 Nano1 - φ = 1,5%

O primeiro nanofluido a ser analisado foi o Nano1, que possui uma fração volumétrica de $1,5\%$ de alumina em sua composição, suas propriedades termofísicas estão listadas a seguir:

3.4.3 Nano2 - φ = 3,0%

Para o Nano2, que possui uma fração volumétrica de $3,0\%$ de alumina em sua composição, teremos as seguintes propriedades termofísicas:

Tabela 3.4: Coeficientes da eq. 3.32 para as propriedades termofísicas do Nano1.

Coef. \ Prop.	μ (Pa · s)	k (W/m · K)	ρ (kg/m^3)	C_P (J/kg · K)
a	-6,711E-02	-1,691E+02	-5,492E+05	-1,227E+09
b	4,708E-04	1,164E+00	3,825E+03	1,057E+07
c	-1,234E-06	-2,991E-03	-9,973E+00	-3,640E+04
d	1,437E-09	3,420E-06	1,156E-02	6,269E+01
e	-6,273E-13	-1,471E-09	-5,033E-06	-5,398E-02
f	0,000E+00	0,000E+00	0,000E+00	1,859E-05

Tabela 3.5: Coeficientes da eq. 3.32 para as propriedades termofísicas do Nano2.

Coef. \ Prop.	μ (Pa · s)	k (W/m · K)	ρ (kg/m^3)	C_P (J/kg · K)
a	-7,848E-02	-1,763E+02	-5,408E+05	-1,208E+09
b	5,505E-04	1,213E+00	3,766E+03	1,041E+07
c	-1,443E-06	-3,118E-03	-9,821E+00	-3,585E+04
d	1,680E-09	3,565E-06	1,139E-02	6,174E+01
e	-7,335E-13	-1,533E-09	-4,956E-06	-5,316E-02
f	0,000E+00	0,000E+00	0,000E+00	1,831E-05

3.4.4 Nano3 - $\varphi = 4{,}5\%$

Por fim, temos o Nano3, que possui uma fração volumétrica de $4,5\%$ de alumina em sua composição, as propriedades termofísicas para o Nano3 estão listadas a seguir:

Tabela 3.6: Coeficientes da eq. 3.32 para as propriedades termofísicas do Nano3.

Coef. \ Prop.	μ (Pa · s)	k (W/m · K)	ρ (kg/m^3)	C_P (J/kg · K)
a	-9,311E-02	-1,838E+02	-5,323E+05	-1,190E+09
b	6,531E-04	1,265E+00	3,708E+03	1,025E+07
c	-1,712E-06	-3,251E-03	-9,669E+00	-3,530E+04
d	1,993E-09	3,718E-06	1,121E-02	6,079E+01
e	-8,702E-13	-1,599E-09	-4,879E-06	-5,234E-02
f	0,000E+00	0,000E+00	0,000E+00	1,803E-05

3.5 Fluidodinâmica Computacional

A fluidodinâmica computacional é a análise de sistemas envolvendo o escoamento de fluidos, transferência de calor e outros fenômenos associados através de simulações computacionais. A fluidodinâmica computacional é uma técnica extremamente

poderosa e possui aplicações em diversas áreas, sejam elas industriais ou não. Para o desenvolvimento deste trabalho o software comercial ANSYS-Fluent v.19.2 foi utilizado durante a etapa de modelagem e simulação do problema proposto [26].

3.5.1 Método de Volumes Finitos por Mínimos Quadrados Centrado da Célula

O ANSYS-Fluent utiliza como método padrão de resolução de gradientes o método de mínimos quadrados centrado na célula. Neste método o domínio a ser analisado é discretizado em volumes de controle, também chamados de células, e, no centro de cada uma destas a discretização das equações de transporte dá origem a um conjunto de equações algébricas [2].

Assume-se ainda que a solução varia linearmente e que a variação nos valores de um dado escalar, Φ, ao longo de um vetor $\delta\vec{\mathbf{r}}_\mathbf{i}$ entre o centroide c_0 e c_i pode ser expressa como [2]:

$$(\nabla\Phi)_{c_0} .\Delta r_i = (\Phi_{ci} - \Phi_{c0}) \ , \tag{3.33}$$

onde:

- Φ_{ci} = valor do escalar Φ no centroide c_i;
- Φ_{c0} = valor do escalar Φ no centroide c_0;

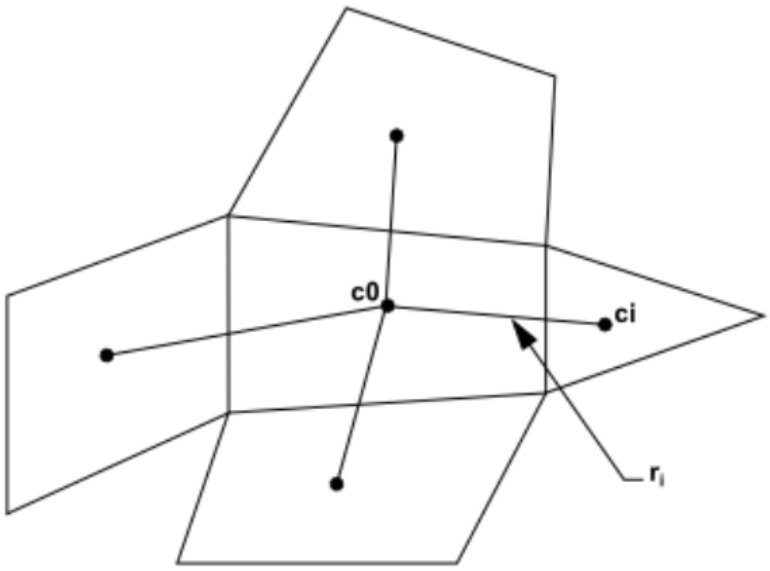


Figura 3.2: Representação bi-dimensional de algumas células e seus centroides [2].

Casos escrevamos expressões similares para cada uma das células que circundam a célula c_0, obteríamos um sistema de equações, que pode ser representado, em sua forma compacta, como:

$$[J]\,(\nabla\Phi)_{c_0} = \Delta\Phi\,, \tag{3.34}$$

onde o termo $[J]$ é a matriz de coeficientes, que depende puramente da geometria do problema.

O sistema linear proveniente da eq. 3.34 é sobredeterminado, ou seja, temos mais equações do que incógnitas em sua composição. Ele pode ser resolvido decompondo a matriz de coeficientes através do método de Gram-Schmidt, produzindo assim uma matriz de pesos para cada um das células. Para um modelo centrado na célula isto implica que as três componentes dos pesos $(W^x{}_{i0}, W^y{}_{i0}, W^z{}_{i0})$ serão obtidos para cada uma das faces da célula c_0 [2].

Sendo assim, o gradiente no centro da célula pode ser computado através da multiplicação dos pesos pelo vetor diferença $\Delta\Phi = (\Phi_{c1} - \Phi_{c0})$ [2].

$$(\Phi_x)_{c0} = \sum_{i=1}^{n} W^x{}_{i0}.\,(\Phi_{ci} - \Phi_{c0})\ , \tag{3.35}$$

$$(\Phi_y)_{c0} = \sum_{i=1}^{n} W^y{}_{i0}.\,(\Phi_{ci} - \Phi_{c0})\ , \tag{3.36}$$

$$(\Phi_z)_{c0} = \sum_{i=1}^{n} W^z{}_{i0}.\,(\Phi_{ci} - \Phi_{c0})\,. \tag{3.37}$$

Para malhas irregulares e desestruturadas esse método oferece precisão comprável ao método de Green-Gauss baseado no nó e é muito superior ao método de Green-Gauss baseado na célula. Ele também possui um custo computacional menor quando comparado ao método baseado no nó [2].

Na fig. 3.3 tem-se a representação tri-dimensional de uma destas células. Nela temos o nó P, localizado no centro da célula, e seis nós vizinhos, cada qual indicando o centro de uma das células vizinhas, representados como leste, oeste, sul, norte, cima e baixo (L, O, S, N, C, B). As faces leste, oeste, sul, norte, cima e baixo estão representadas pelas letras minúsculas (l, o, s, n, c, b).

3.5.2 Implementação do Modelo em CFD

O primeiro passo para obtenção da solução do problema proposto é a implementação do modelo desenvolvido no software ANSYS-Fluent, desta forma, alguns passos devem ser seguidos.

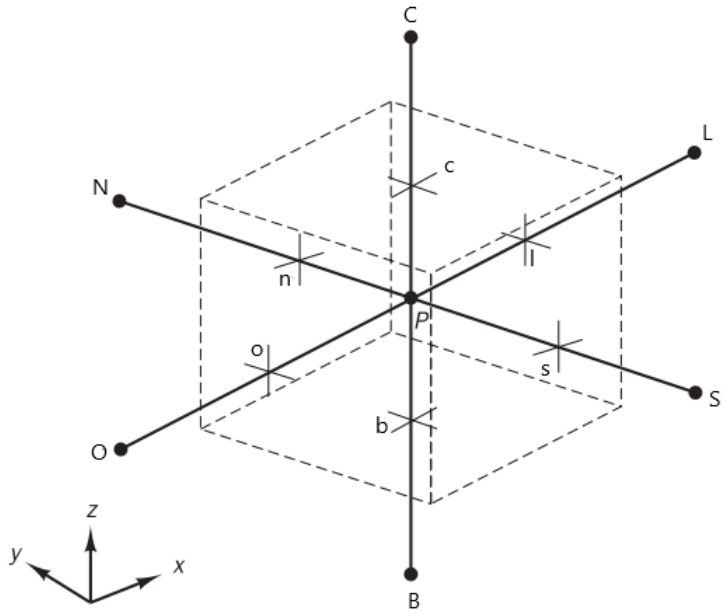


Figura 3.3: Volume de controle típico (célula) usado no método dos volumes finitos [26].

Criação da Geometria

A primeira etapa da implementação do modelo proposto no software Fluent é a construção da geometria do seu problema, de modo que que seja possível definir espacialmente os domínios que o compõe, sejam eles líquidos ou sólidos. Dentro do ambiente de trabalho do ANSYS-Fluent têm-se disponíveis dois softwares capazes de construir geometrias, o ANSYS-DesignModeler e o ANSYS-SpaceClaim. Além destes, ainda está disponível a opção de importarmos a geometria de outros aplicativos de CAD (*Computer Aided Design*), como AutoCAD e o SolidWorks, por exemplo.

Neste trabalho a geometria do problema foi criada utilizando o software ANSYS-SpaceClaim. Como citado na seção 3.1.1, a fim de reduzir o custo computacional envolvido na solução do problema, a geometria do subcanal foi modelada considerando apenas 1/8 da seção reta do subcanal. Na fig. 3.4 vê-se a representação tri-dimensional do domínio do fluido utilizado nesse trabalho.

Geração das Malhas

A segunda etapa a ser realizada é, a partir da geometria criada, gerar as malhas que servirão de base para a discretização das equações de transporte. Durante esse processo deve-se levar em consideração fatores como a complexidade da geometria em questão, os fenômenos que serão analisados e a precisão que se espera obter dos resultados, uma vez que esses fatores irão influenciar a composição da malha que por sua vez influência o custo computacional da simulação. A seguir é descrito como

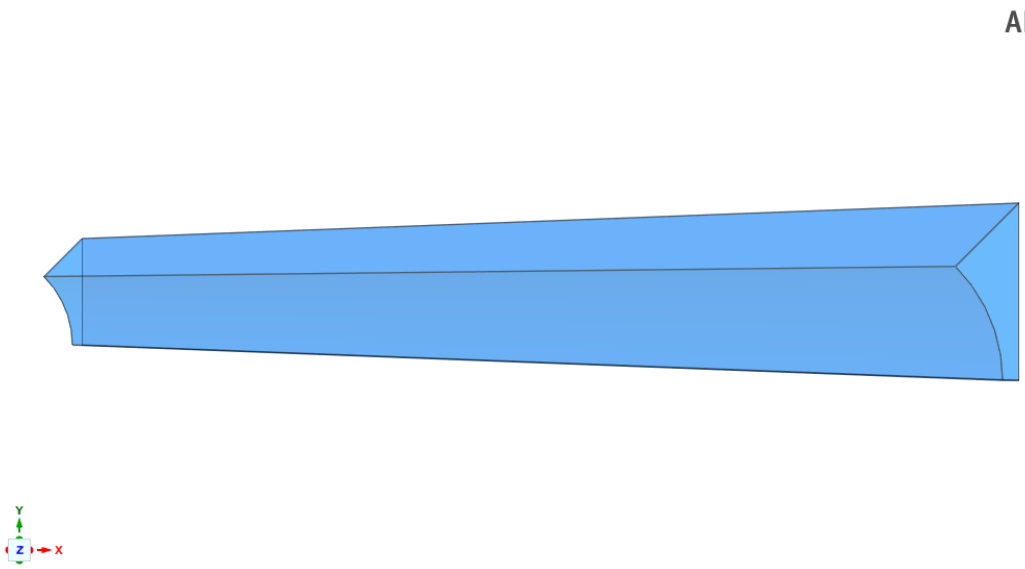


Figura 3.4: Representação tri-dimensional do domínio do fluido utilizado neste trabalho.

as malhas usadas neste trabalho foram geradas.

Primeiramente o método *Face Sizing* foi utilizado para definir o tamanho dos elementos que irão compor uma dada face da geometria analisada. Nesta etapa pode-se escolher a malha gerada deve ser composta de elementos triangulares, quadriláteros ou uma combinação destes dois. Para este trabalho os elementos foram definidos como quadriláteros.

A face escolhida para o uso desse método foi a correspondente a entrada do subcanal. Seja então d o tamanho de elemento escolhido, pode-se ver, a partir da fig. 3.5, que a malha proveniente tentará, sempre que possível, manter o tamanho dos lados de cada elemento igual ao tamanho de elemento definido. Nem sempre isso será possível, dando origem a alguns elementos distorcidos.

O passo seguinte é o refino da malha próximo a parede. Como no desenvolvimento deste trabalho o domínio de interesse era apenas o do fluido, não se tem a presença da vareta combustível em nosso modelo. Ainda assim, deve-se realizar o refino da malha com respeito a região onde a condição de contorno do tipo fluxo de calor será aplicada, uma vez que essa seria a região em contato direto com a parede da vareta combustível.

Este refino é feito a partir do uso do método *Inflation*, nele determina-se o número de camadas e o fator de crescimento destas com respeito a primeira camada que será criada. A espessura da primeira camada é determinada a partir do valor desejado de y^*, apresentado na eq. 3.24, valor este que deve ser escolhido para de tal forma que o modelo de turbulência escolhido seja válido. Para o modelo $k-\epsilon$, os valores desejados de y^* são: $30 \leq y^* \leq 300$.

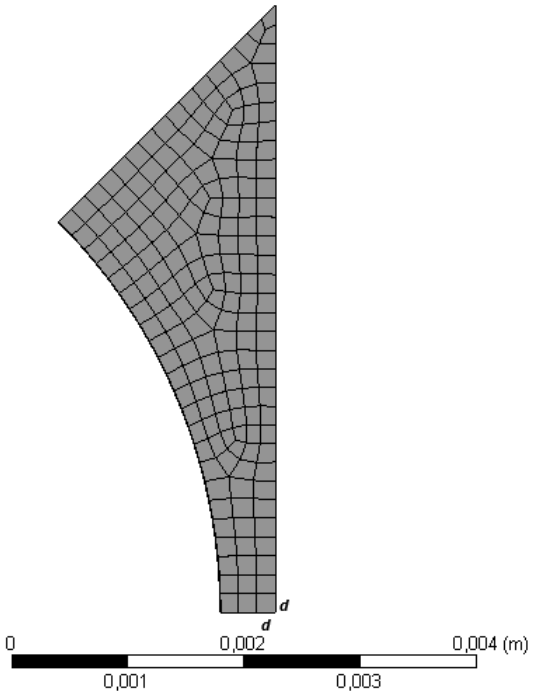


Figura 3.5: Malha resultante do uso do método *Face Sizing* na entrada so subcanal.

A fig. 3.6 apresenta uma parte da malha resultante da aplicação do método *Inflation* para oito camadas e com uma taxa de crescimento de $1,2$, ou seja, cada camada subsequente é $1,2$ vezes maior que a anterior.

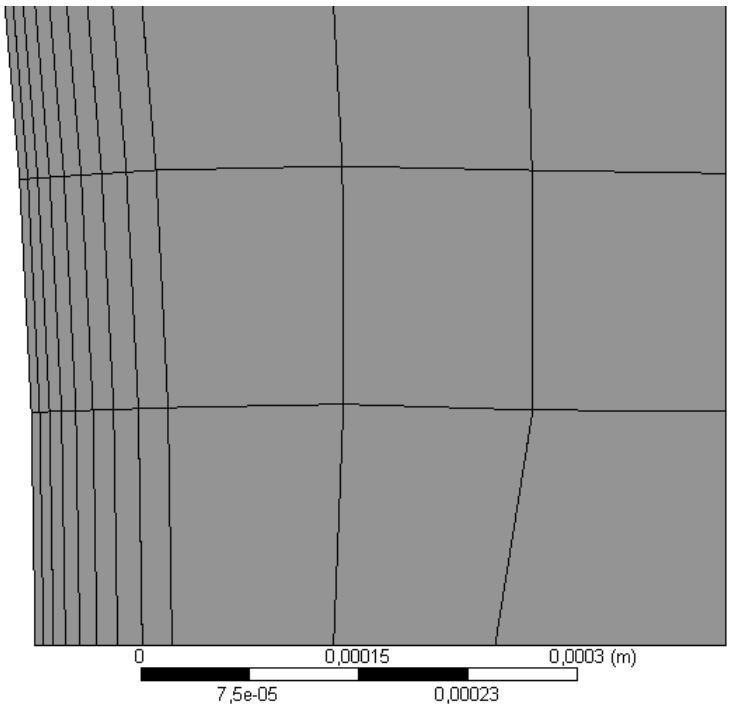


Figura 3.6: Malha resultante do uso do métodos *Face Sizing* e *inflation* na entrada so subcanal.

Após a utilização dos métodos *Face Sizing* e *Inflation*, tem-se que a malha da face de entrada do subcanal está devidamente criada, deve-se agora estende-la para toda geometria. No ANSYS-Meshing há um método chamado *Sweep* que permite aplicar a todo um objeto as definições de malha criadas para uma de suas faces.

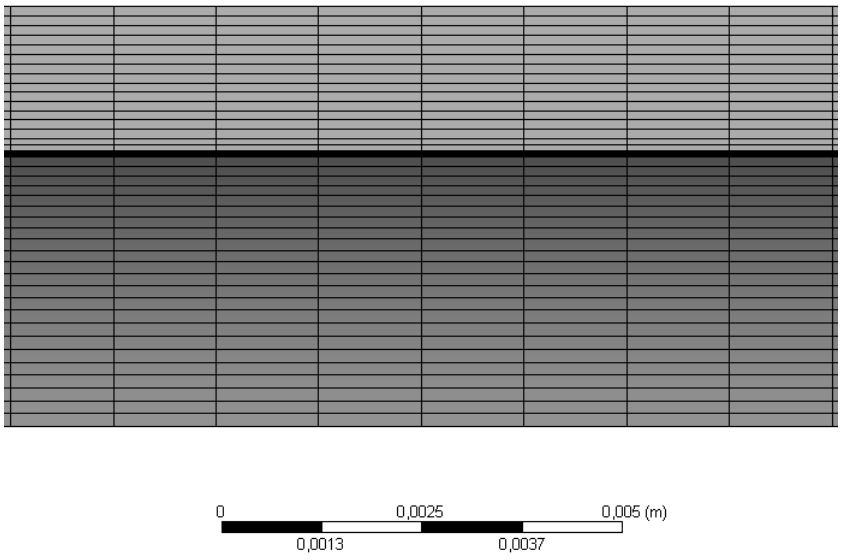


Figura 3.7: Malha resultante do uso do métodos *Sweep* ao longo do eixo z.

Ao se fazer uso deste método é necessário definir a quantidade de divisões que serão aplicadas ao objeto, na fig. 3.7 pode-se ver um corte da vista lateral da malha proveniente da utilização do método *Sweep* ao longo do eixo z para a geometria do subcanal.

O resultado da aplicação dos três métodos produz a malha a seguir:

Definição do Problema

Definida a geometria e a malha a ser usada, a próxima etapa no processo de modelagem é a definição do problema, sendo assim, no software onde o problema será resolvido devemos especificar:

1. se o problema está em estado estacionário ou transiente;
2. definir o regimes de escoamento e modelos de turbulência;
3. definir as propriedades dos materiais;
4. definir as condições de contorno e operação do modelo;
5. definir os métodos de solução e critérios de convergência.

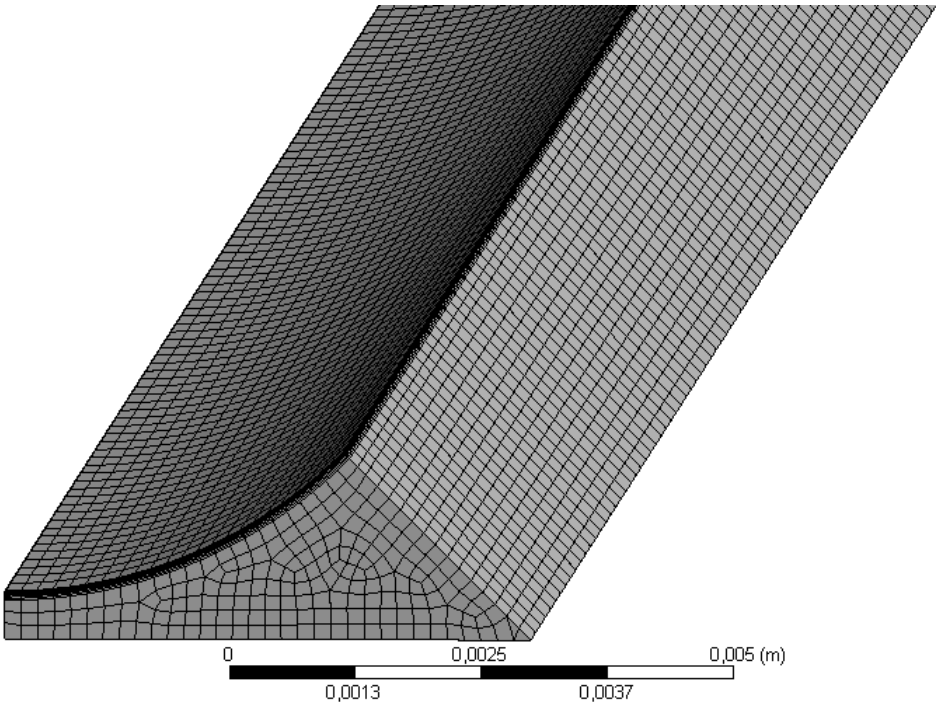


Figura 3.8: Malha resultante do uso dos métodos *Face Sizing*, *Inflation* e *Sweep* na geometria do subcanal.

O Fluent possui dois métodos que podem ser implementados no *solver*, baseado na pressão ou baseado na densidade. A abordagem baseada em pressão foi desenvolvida para escoamentos incompressíveis em baixas velocidade enquanto a baseada em densidade é comumente usada para escoamento compressíveis em altas velocidades [2]. Neste trabalho o *solver* utilizado é baseado na pressão.

O método de solução escolhido foi o algorítimo SIMPLE. A sequencia operacional que deve ser seguida durante a execução deste algorítimo, é apresentada a seguir [19]:

1. Supor um campo de pressões p^*;
2. Resolver as equações de momento a fim de se obter u^*, v^* e w^*;
3. Resolver a equação de correção da pressão, p';
4. Calcular p através da soma de p' com p^*;
5. Calcular os valores de u, v e w usando as fórmulas de correção da velocidade;
6. Resolver as equações discretas para as outras quantidades escalares, Φ, caso elas interfiram no campo de escoamento através das propriedades do fluido, termos fonte, etc. Se uma determinada quantidade escalar não afeta o escoamento é melhor que ela seja calculada após a convergência da solução;

7. Assuma a pressão p como o novo palpite de pressão p^*, retorne ao passo 2 e repita todo o processo até que a solução convirja.

Antes de iniciar a simulação numérica, deve-se ainda inicializar as variáveis envolvidas no problema. Neste trabalho foi adotado o método hibrido de inicialização.

Processamento

Uma vez criadas a geometria e a malha e definido o modelo físico, pode-se partir para o processo de simulação numérica do problema. Aqui as equações governantes são integradas em todos os volumes de controle estabelecidos no domínio. Estas equações são então discretizadas, dando origem a um sistema de equações algébricas, que, uma vez resolvido, irá fornecer a solução para o problema. Munido destes resultados pode-se compara-los com os valores esperados para os mesmos, caso estes sejam conhecidos, e assim verificar se as hipóteses assumidas durante a elaboração do modelo, bem como a malha, método de solução e modelo físico estão adequados para a resolução do problema.

Pós-Processamento

Para análise dos resultados das simulações, as propriedades locais foram calculadas para cada um dos 1000 planos igualmente espaçados e perpendiculares à z criados ao longo do subcanal. No Apêndice C tem-se o código utilizado para a geração de tais planos, bem como para a obtenção e coleta das propriedades locais. Esta etapa do pós processamento foi realizada no software comercial ANSYS-CFDPost.

A temperatura bulk, T_b , foi definida como a média da temperatura na vazão mássica, a temperatura na parede, T_w , e o fluxo de calor na parede, T_b , como a média ao longo da interseção entre os planos e a parede da vareta combustível. A pressão p foi calculada como uma média na área. A velocidade média v foi obtida por:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A}\,, \tag{3.38}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica e A a área da seção reta do subcanal.

3.5.3 Verificação

Com o intuito de se comparar os resultados simulados com o modelo analítico, um algorítimo foi elaborado para calcular, simultaneamente, a temperatura média de todo subcanal e o C_P nesta temperatura. Conhecida a temperatura de entrada, um palpite para a temperatura de saída do subcanal é fornecido, a temperatura

média é calculada pela eq. 3.39 e através dos polinômios de interpolação obtidos para os fluidos refrigerantes o C_P é calculado para essa temperatura média.

$$T_{med} = \frac{(T_{in} + T_{out})}{2}. \tag{3.39}$$

Usa-se este valor de C_P para calcular a temperatura de saída do subcanal através da expressão [23]:

$$T_{out} = T_{in} + \frac{2q'_0 L}{\pi \dot{m} C_p}. \tag{3.40}$$

Compara-se então o resultado da eq. 3.40 com o chute inicial, se a diferença entre o resultado calculado pela eq. 3.40 e o chute for maior que 1×10^{-8} o resultado calculado passa a ser o novo chute de temperatura de saída e o processo é repetido até o critério de convergência ser cumprido.

Uma vez convergida a temperatura na saída do subcanal o C_P é calculado e o valor obtido é utilizado para escrever a expressão para a temperatura bulk em função de z, dada por:

$$T(z) = T_{in} + \frac{q'_0 L}{\pi \dot{m} C_p} \left[\sin\left(\frac{\pi z}{L}\right) + 1\right]. \tag{3.41}$$

A fig. 3.9 demonstra por meio de um fluxograma o funcionamento deste algoritimo.

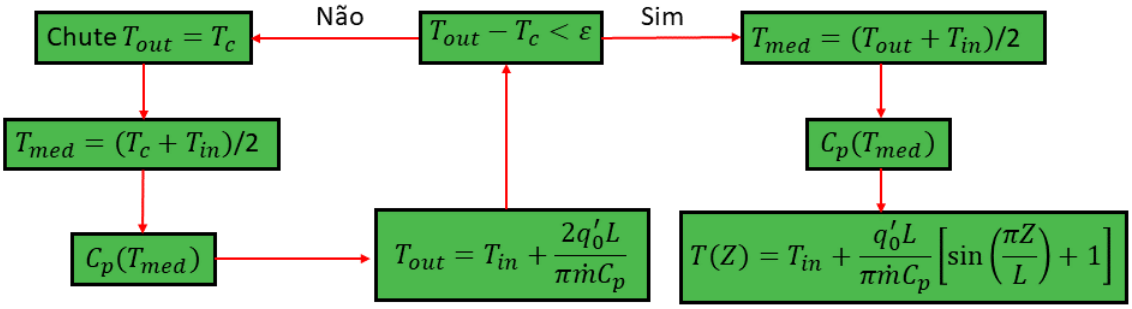


Figura 3.9: Fluxograma do algoritimo utilizado para determinação da expressão da distribuição axial de tempertaturas do subcanal.

Para fins de verificação dos resultados provenientes das simulações, as seguintes correlações foram utilizadas:

Correlação de Dittus-Boelter [23]

A correlação de Dittus-Boelter fornece uma expressão para o número de Nusselt em função dos números de Reynolds e de Prandtl para o escoamento de fluidos em dutos. Para o caso de um fluido aquecido está expressão é escrita como:

$$Nu_{DB} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}\,, \tag{3.42}$$

válida para $Re \geq 10^5$ e $0,6 \leq Pr \leq 160$.

Correlação de Presser [23]

A correlação de Presser para o número de Nusselt generaliza os resultados de Dittus-Boelter para o escoamento entre um conjunto de varetas, passando a considerar também a geometria do problema através da relação pitch-diâmetro. Para um arranjo quadrático de varetas, a correlação de Presser é dada por:

$$Nu_{Presser} = (0,9217 + 0,1478(P/D) - 0,1130 e^{-7(P/D-1)}) Nu_{DB}\,, \tag{3.43}$$

válida para $Re \geq 10^5$, $0,6 \leq Pr \leq 160$ e $1,05 \leq P/D \leq 1,90$.

Correlação de Shamim [21]

A correlação de Shamim para o número de Nusselt é uma modificação da correlação de Presser, onde um termo é adicionado de modo que agora a concentração volumétrica de nanopartículas dispersas na água também possa ser considerada na hora do cálculo do número de Nusselt.

$$Nu = (1 + 0,0247 \varphi^{1,39})(Nu_{Presser})_{agua}\,, \tag{3.44}$$

válida para $3 \times 10^5 \leq Re \leq 6 \times 10^5$, $0,847 \leq Pr \leq 1,011$, $1,25 \leq P/D \leq 1,35$, $0,5\% \leq \varphi \leq 3,0\%$.

Correlação de Cheng e Todreas [9]

A correlação de Cheng e Todreas para o fator de atrito de Fannning permite estimar o valor de tal parâmetro levando em consideração a geometria do arranjo das varetas de combustível por meio da relação pitch-diâmetro.

$$f = \frac{1}{4}(0,1339 + 0,09059(P/D - 1) - 0,09926(P/D - 1)^2) Re^{-0,18}\,, \tag{3.45}$$

válida para $0,847 \leq Pr \leq 1,011$, número de Reynolds turbulento.

O Modelo de Hamilton-Crosser [12]

Hamilton e Crosser desenvolveram uma equação capaz de predizer a condutividade térmica efetiva de uma mistura heterogênea se forem conhecidas a geometria e a fração volumétrica das nanopartículas que o compõem, bem como as condutividades térmicas do material base e do material do qual as nanopartículas são feitas. Essa relação é dada por:

$$K \approx K_0 \left[\frac{K_p + (n-1)K_0 - (n-1)\varphi(K_0 - K_p)}{K_p + (n-1)K_0 + \varphi(K_0 - K_p)} \right] , \tag{3.46}$$

onde K é a condutividade térmica da mistura, K_0 é a condutividade térmica do material base, K_p é a condutividade térmica das nanopartículas, φ é a fração volumétrica de nanopartículas no fluido base e n é o fator de forma empírico, dado por:

$$n = \frac{3}{\Psi} , \tag{3.47}$$

onde Ψ é a esfericidade, definida como a proporção entre a área superficial de uma esfera com volume igual ao da partícula e a área superficial da partícula

Capítulo 4

Resultados e Discussões

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos. Inicialmente tem-se um estudo de convergência de malha, realizado com o intuito de definir a malha ótima para realização das simulações. Em seguida tem-se as verificações do fluxo de calor na vareta, da distribuição de temperatura do fluido ao longo do eixo Z, da condutividade térmica dos nanofluidos, do número de Nusselt e do fator de atrito de Fanning.

A seguir é apresentada uma proposta de correlação para o número de Nusselt em função de P/D e φ, criada para atender uma faixa maior destes parâmetros do que à apresentada pelas correlações existentes. Por fim são apresentados os contornos de temperatura, velocidade e pressão para combinações selecionadas de P/D e φ.

4.1 Convergência de Malha

Para a realização do teste de convergência de malha o caso com parâmetros $P/D = 1,1$, $\varphi = 0,0\%$ e $Re = 6,10^5$ foi escolhido, uma vez que este caso apresentou a maior variação de suas propriedades e o maior gradiente de velocidade. Oito malhas foram geradas, com número de elementos crescente, e a temperatura na saída do subcanal, T_{out}, foi a variável escolhida para análise.

A fig. 4.1 apresenta a seção reta de quatro dessas malhas, sendo elas, da esquerda para a direita, a primeira, terceira, quinta e sétima. A região mais escura presente nas imagens indica o local onde o refino de malha foi realizado.

A tab. 4.1 apresenta os parâmetros que foram utilizados para a criação das oito malhas. Na segunda coluna tem-se o tamanho de elemento utilizado no método *Face Sizing*, o número de divisões axiais utilizada pelo método *Sweep* está apresentado na terceira coluna. A quarta coluna contém o número de camadas que serão geradas pelo método *Inflation*.

Na tab. 4.2 são apresentadas as temperaturas de saída em função do número de elementos presentes na malha para a mesma geometria, $P/D = 1,1$, e dois

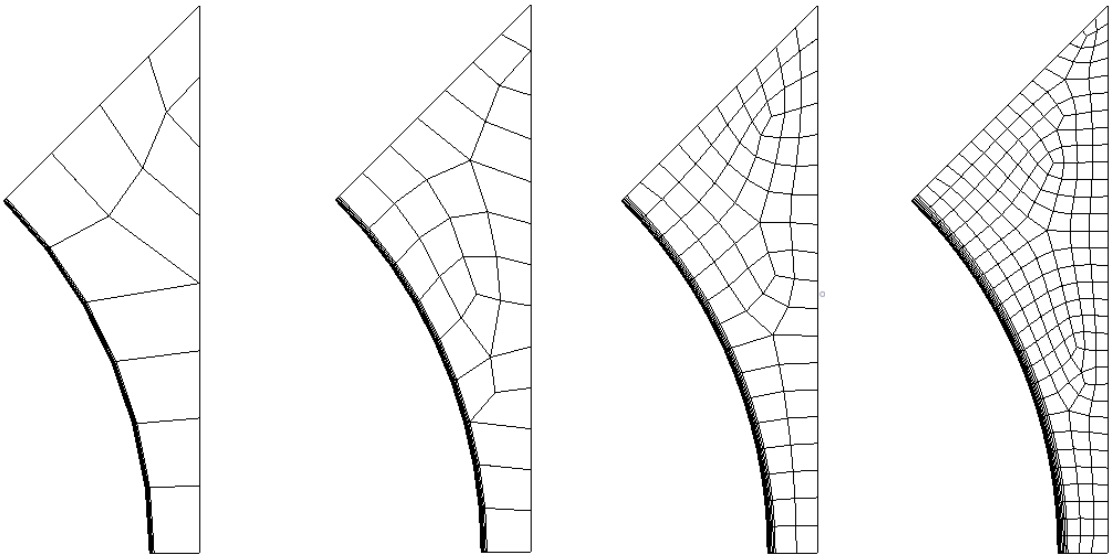


Figura 4.1: Seção reta de algumas das malhas utilizadas para o teste de convergência de malhas ($P/D = 1.1$): (a) malha 1, (b) malha 3, (c) malha 5 e (d) malha 7.

Tabela 4.1: Parâmetros utilizados na geração das malhas

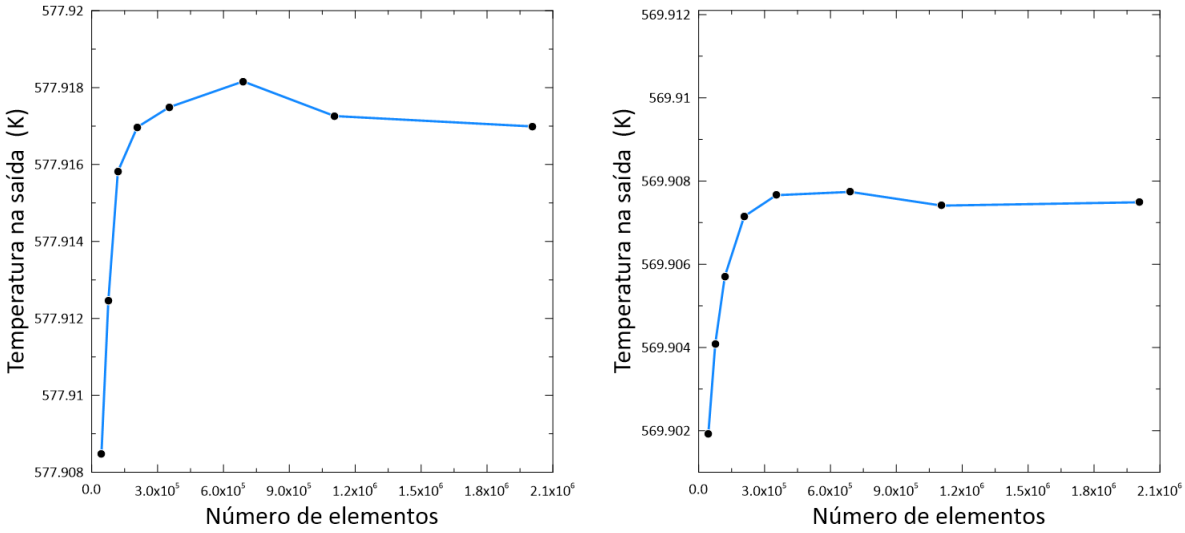
Malha	**Sizing (m)**	**Nº de divisões axiais**	**Nº de Camadas**
1	0,000630	714	5
2	0,000500	900	6
3	0,000397	1134	6
4	0,000315	1429	7
5	0,000250	1800	7
6	0,000198	2268	8
7	0,000157	2857	8
8	0,000125	3600	8

fluidos diferentes: água pura e o nanofluido com $4,5\%$ de fração volumétrica de nanopartículas em sua composição. Fica claro que o caso onde o fluido é a água pura tem uma taxa de convergência menor do que o caso onde utiliza-se o nanofluido como fluido de refrigeração.

A fig. 4.2 apresenta de forma gráfica os resultados contidos na tab; 4.2. Analisando o caso da água pura, fig. 4.2(a) fica claro que a diferença na temperatura na saída do subcanal entre a sétima e oitava malha é mínima. Observando a fig. 4.2(b), referente ao uso do nanofluido com $4,5\%$ de fração volumétrica de nanopartículas em sua composição, observa-se que a partir da sétima malha a variação dos valores de T_{out} passa a ser muito pequena. Pode-se notar também que para o caso da água pura a variação dos valores de T_{out} é maior do que para o nanofluido, justificando a sua escolha como referência para a determinação da malha ótima para este trabalho.

Tabela 4.2: Temperatura na saída do subcanal em função do número de elementos da malha para a geometria onde $P/D = 1,1$

		Tout (K)	
Malha	**Elementos**	**Água pura**	**Nanofluido 4,5%**
1	44330	577,90847	569,90193
2	75684	577,91246	569,90409
3	119175	577,91582	569,90571
4	207350	577,91697	569,90715
5	352996	577,91749	569,90766
6	689776	577,91816	569,90774
7	1106046	577,91726	569,90741
8	2005757	577,91699	569,90749



(a) (b)

Figura 4.2: Temperatura na saída do subcanal em função do número de elementos da malha, (a) para água pura, (b) para o nanofluido com $\varphi = 4,5\%$. Ambos os casos para $P/D = 1,1$

4.2 Verificação do Fluxo de Calor Cossenoidal na vareta

A fig. 4.3 apresenta a comparação entre o fluxo de calor medido na parede do subcanal, proveniente da simulação, e o esperado da expressão analítica do mesmo, dada pela eq. 3.1.

Pode-se notar que os pontos simulados sobrepõe a curva analítica, desta forma, é correto afirmar que a UDF utilizada para modelar o fluxo de calor oferece uma representação precisa do modelo matemático estipulado.

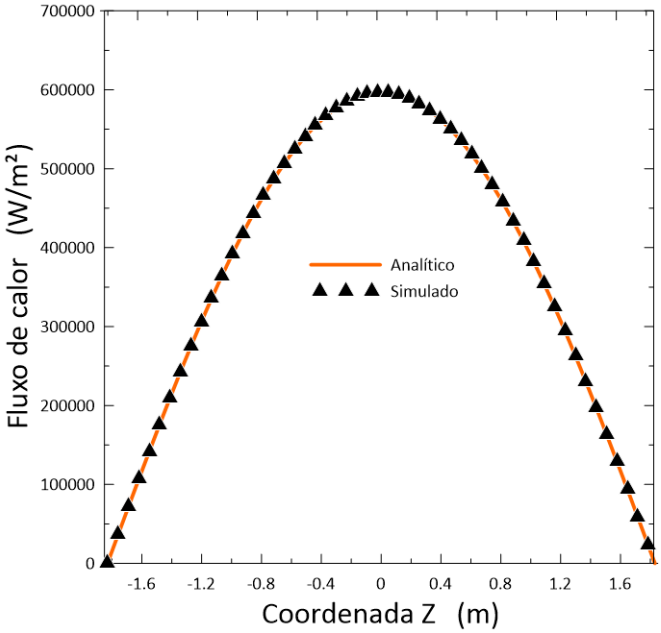


Figura 4.3: Fluxo de calor em função da coordenada axial Z. $(P/D = 1,1)$.

4.3 Verificação da Distribuição de Temperaturas do Fluido ao Longo do Eixo Z

Na fig. 4.4 é apresentada uma comparação entre as distribuições de temperatura do fluido refrigerante ao longo do subcanal provenientes das simulações e as predições provenientes do modelo analítico, dado pela eq. 3.41.

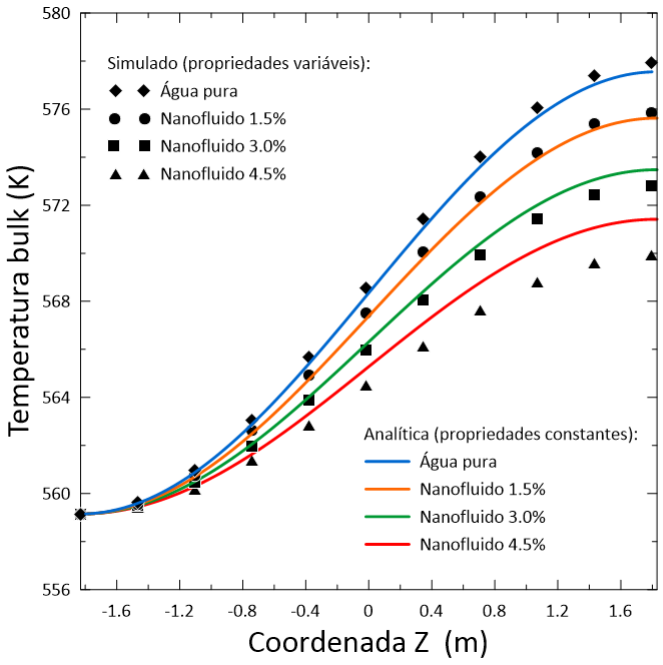


Figura 4.4: Temperatura bulk em função da coordenada axial para a simulação e para o modelo analítico $(P/D = 1,1$ e $Re = 6 \times 10^5)$.

Para esta comparação a temperatura bulk, T_b foi plotada em função da coordenada axial Z, para o caso onde a relação pitch-diâmetro é dada por: $P/D = 1,1$. Podemos observar que a suposição de um valor constante para C_P acarretá em erros, especialmente quando $\varphi \geq 3,0\%$, reforçando que o modelo de propriedades variáveis é o mais adequado para este tipo de problema.

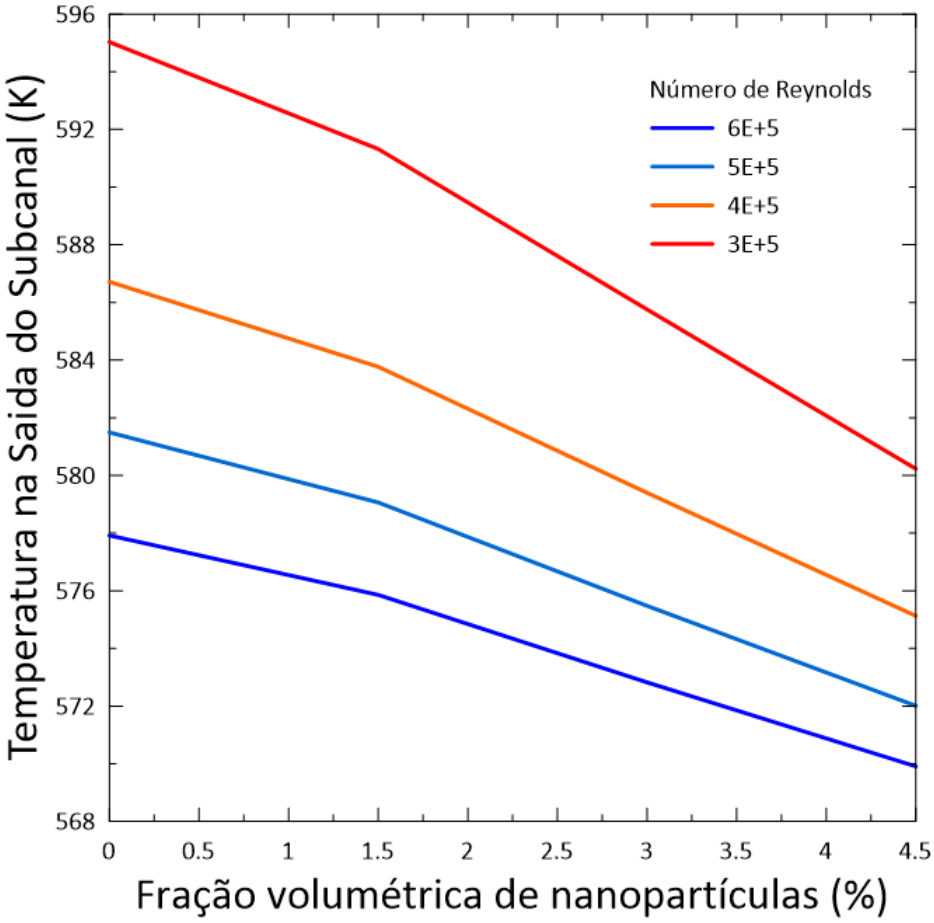


Figura 4.5: Temperatura na saída do subcanal em função da fração volumétrica da nanopartículas ($P/D = 1,2$).

Pode-se observar que, mantendo o número de Reynolds constante, o acréscimo da concentração volumétrica de nanopartículas no fluido base leva a redução da temperatura de saída do subcanal.

A fig. 4.5 apresenta às temperaturas de saída em função das concentrações volumétricas de nanopartículas no fluido base para o range de valores de número de Reynolds estudados neste trabalho e para a geometria onde $P/D = 1,2$

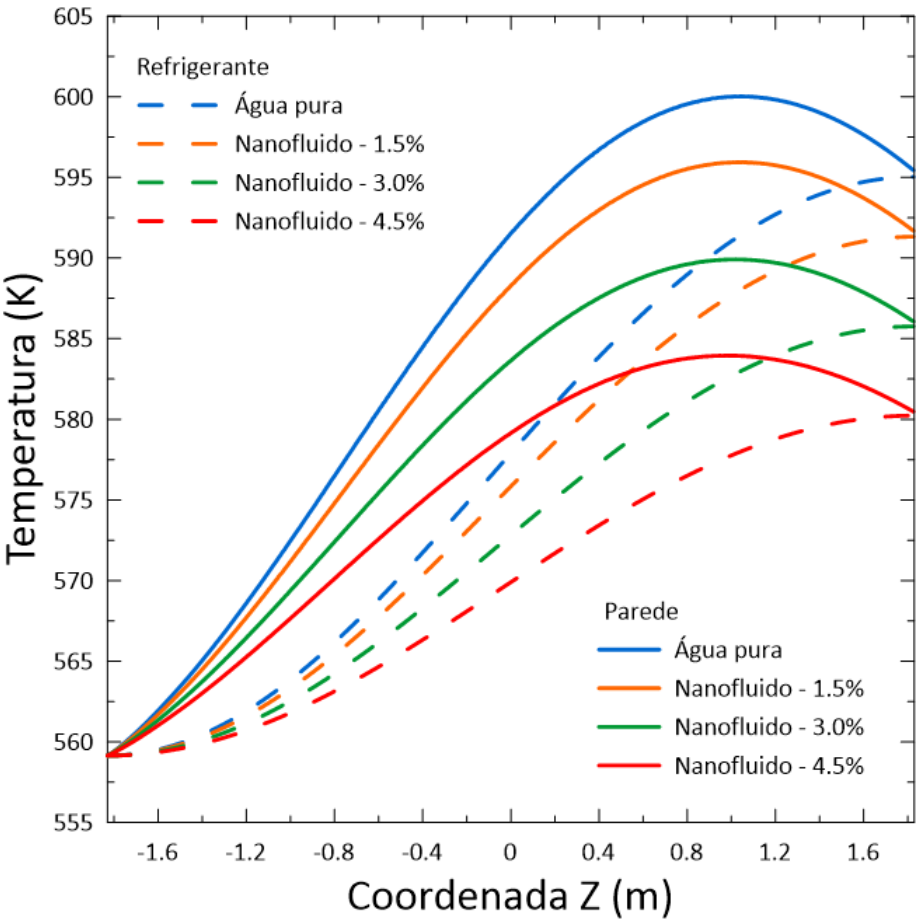


Figura 4.6: Distribuição de temperaturas ao longo eixo Z para o fluido refrigerante e a parede do subcanal ($P/D = 1,3$).

4.4 Verificação da Condutividade Térmica dos Nanofluidos.

A falta de dados experimentais sobre as propriedades termofísicas dos nanofluidos torna a validação dos polinômios utilizados para calcular tais propriedades em função da temperatura algo extremamente complicado. Utilizando a eq. 3.46 pode-se ao menos verificar se o uso das eqs. 3.31 e 3.32 para escrever a condutividade térmica do nanofluido está de acordo com o modelo proposto por Hamilton e Crosser.

A fig. 4.7 apresenta a condutividade térmica do nanofluido tomada para quatro diferentes concentrações volumétricas de nanopartículas no fluido base. Para ambos os casos a temperatura na qual as propriedades foram coletadas foi de $T = 577\ [K]$ com número de Reynolds igual a $Re = 6 \times 10^5$. Fica claro que os dados simulados estão de acordo com o esperado segundo o modelo de Hamilton-Crosser para a condutividade térmica do nanofluido

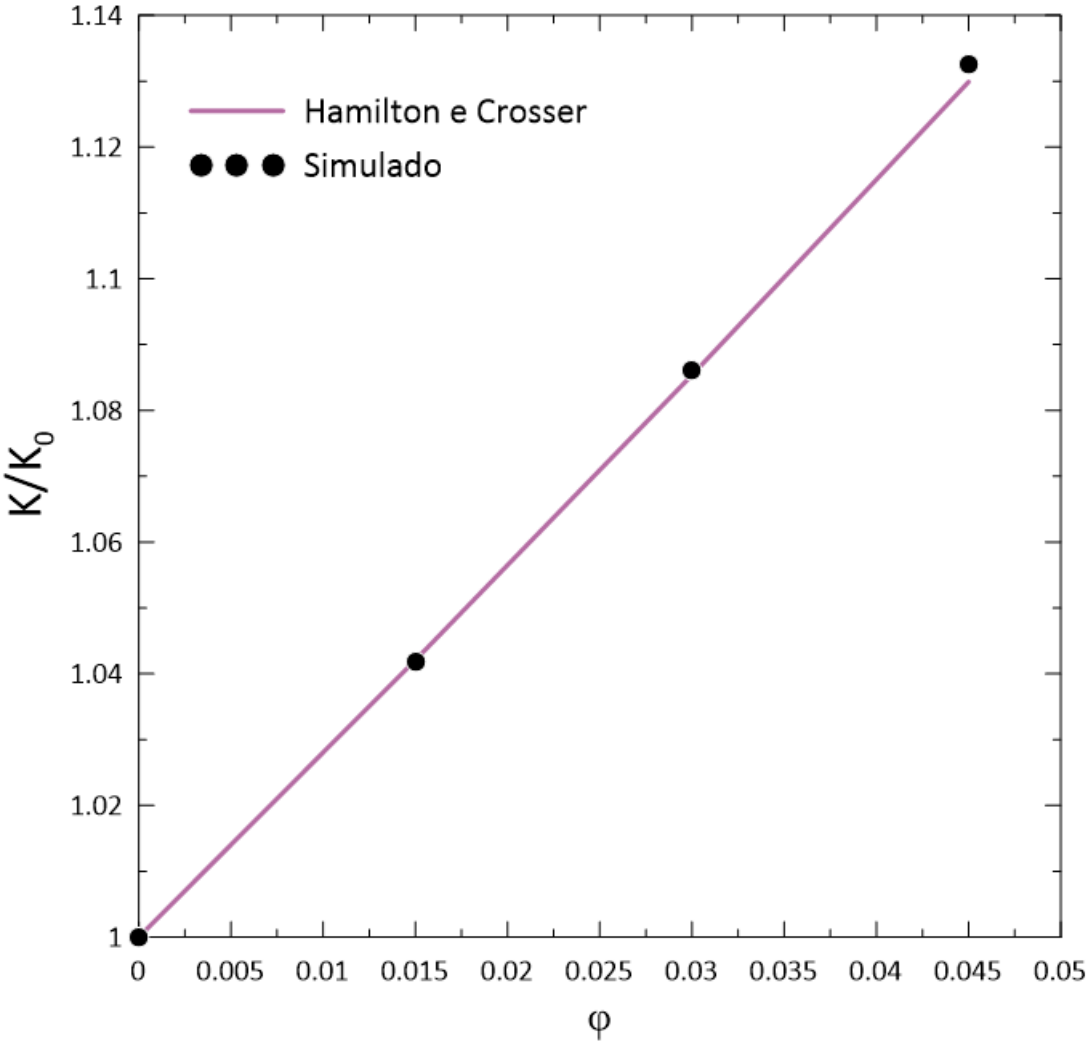


Figura 4.7: Razão entre a condutividade térmica do nanofluido e do fluido base em função da fração volumétrica de nanopartículas.

4.5 Verificação do Número de Nusselt

Os resultados para o número de Nusselt em função do número de Reynolds estão representados nas figs. 4.8, 4.9 e 4.10.

Podemos observar que o número de Nusselt aumenta com o acréscimo do número de Reynolds, Re, e também com o aumento da concentração volumétrica de nanopartículas no fluido base (φ). Para a relação $P/D = 1,3$ tivemos uma boa concordância com a correlação desenvolvida por SHAMIM *et al.* [21], com um erro relativo médio de $5,8\%$, os casos onde $P/D = 1,1$ e $P/D = 1,2$ estão fora do range de validade desta correlação, ainda assim apresentaram, respectivamente, $19,0\%$ e $6,3\%$ de erro relativo médio em comparação aos resultados simulados.

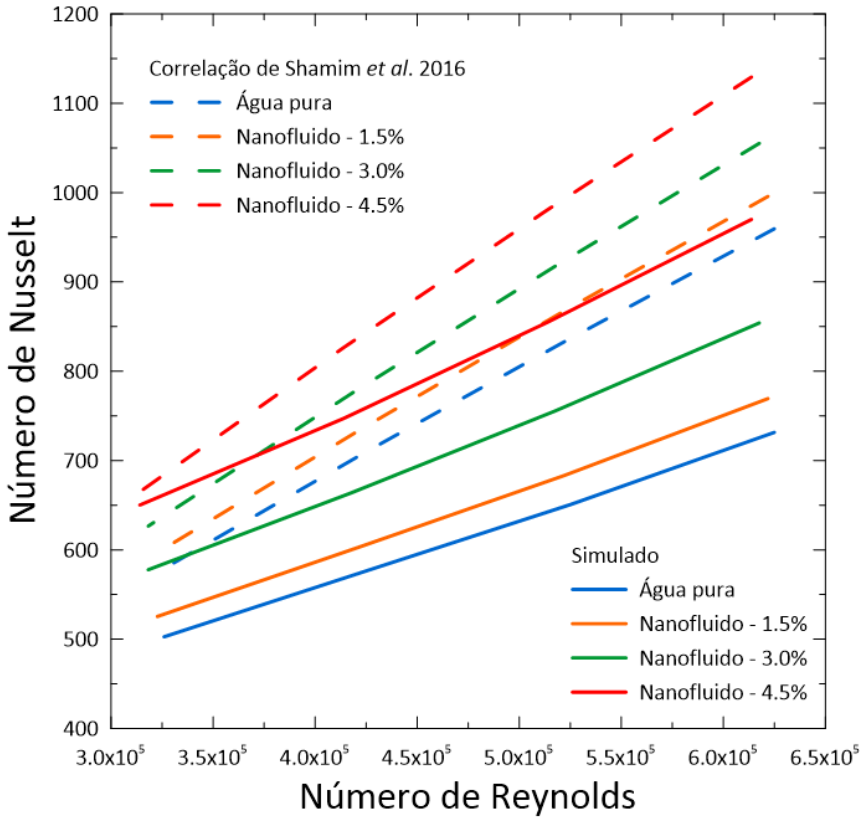


Figura 4.8: Número de Nusselt em função do número de Reynolds ($P/D = 1,1$).

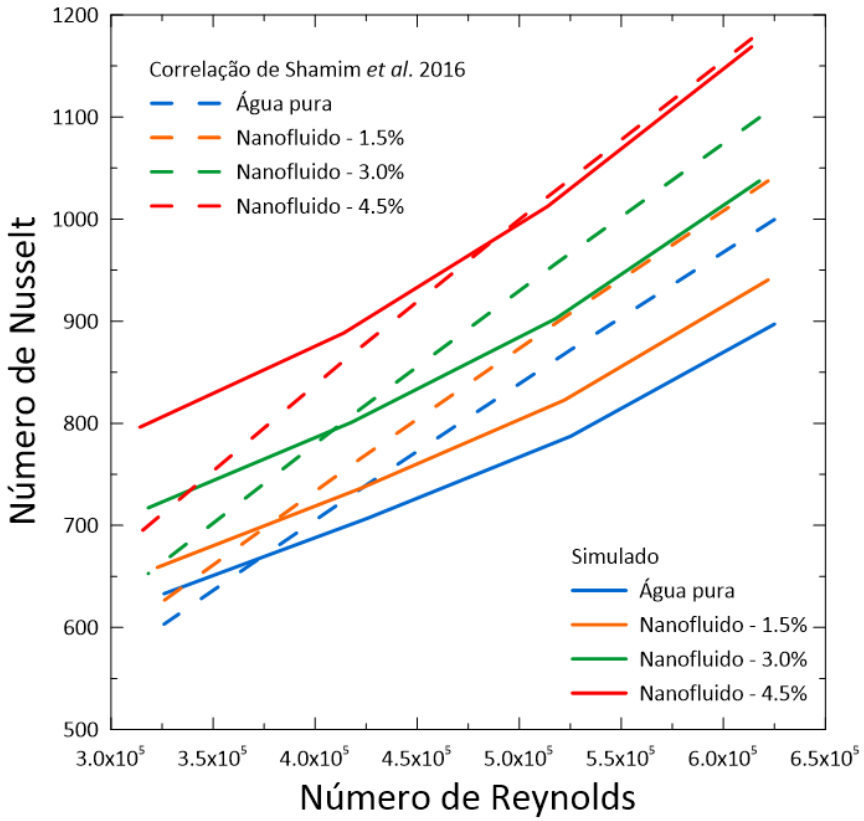


Figura 4.9: Número de Nusselt em função do número de Reynolds ($P/D = 1,2$).

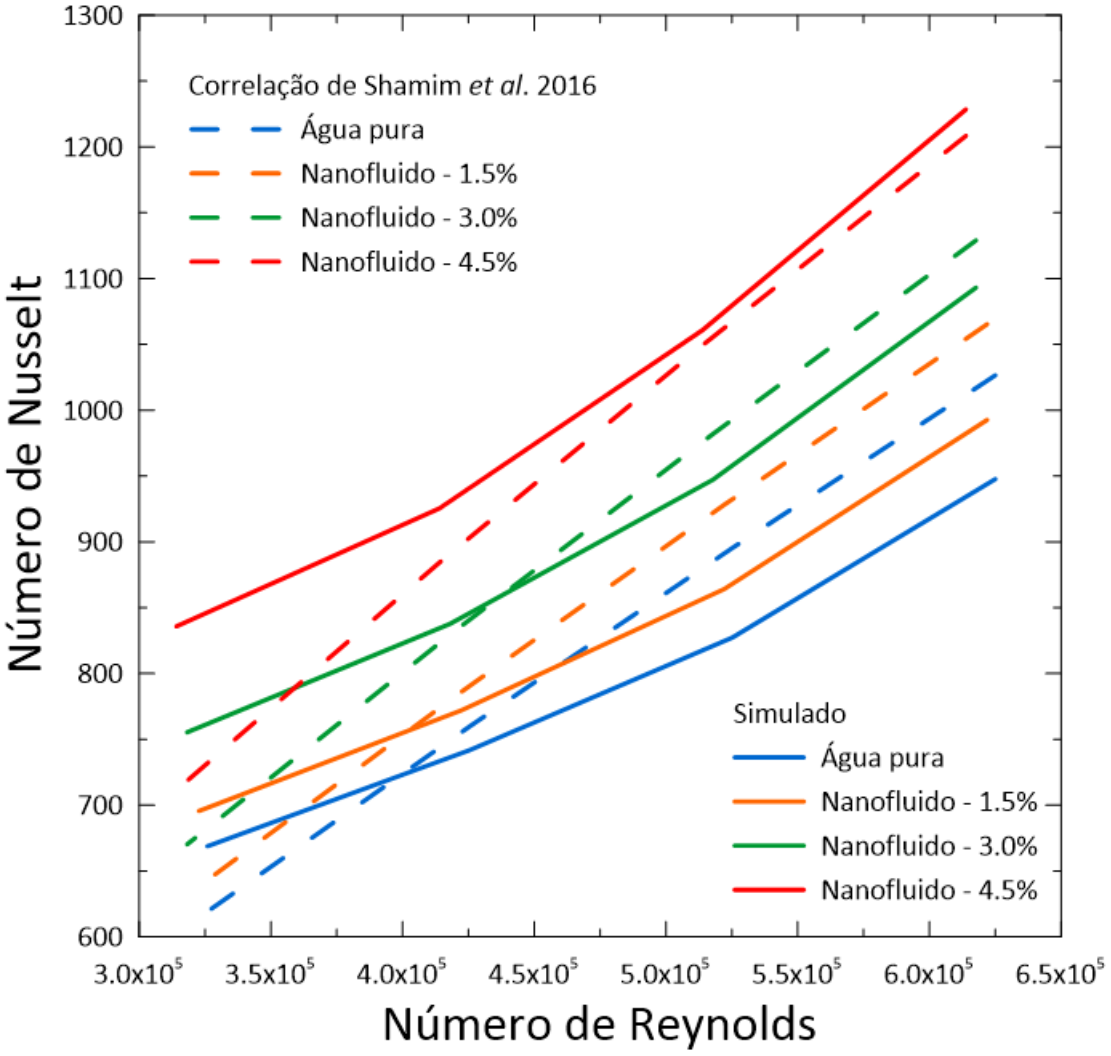


Figura 4.10: Número de Nusselt em função do número de Reynolds ($P/D = 1,3$).

4.6 Verificação do Fator de Atrito de Fanning

De forma semelhante ao que foi feito para o número de Nusselt, foi realizada a análise do comportamento do fator de atrito de Fanning em função do número de Reynolds. Nas figs. 4.11, 4.12 e 4.13 temos representados os resultados obtidos. Pode-se notar que o fator de atrito de Fanning diminui com o aumento de Re e aumenta com o acréscimo de φ. Os resultados apresentaram boa concordância com a correlação proposta por CHENG e TODREAS [9], para o caso onde $P/D = 1,1$ obteve-se um erro relativo médio de $6,7\%$, para $P/D = 1,2$ e $P/D = 1,3$ este erro foi de $6,2\%$.

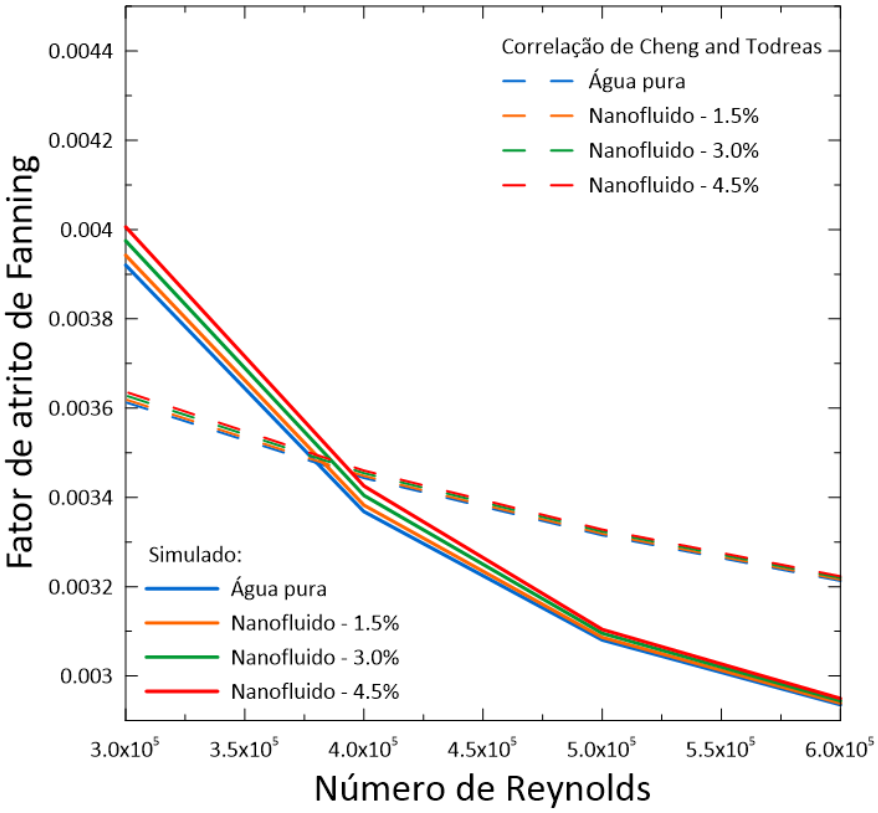


Figura 4.11: Fator de atrito de Fanning em função do número de Reynolds ($P/D = 1,1$).

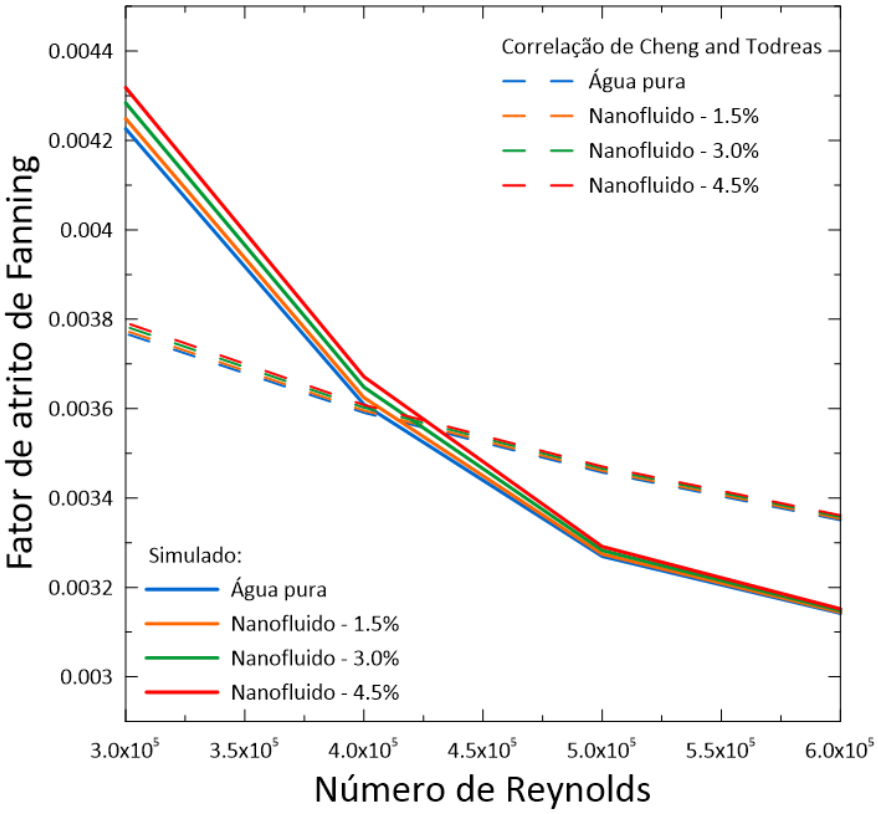


Figura 4.12: Fator de atrito de Fanning em função do número de Reynolds ($P/D = 1,2$).

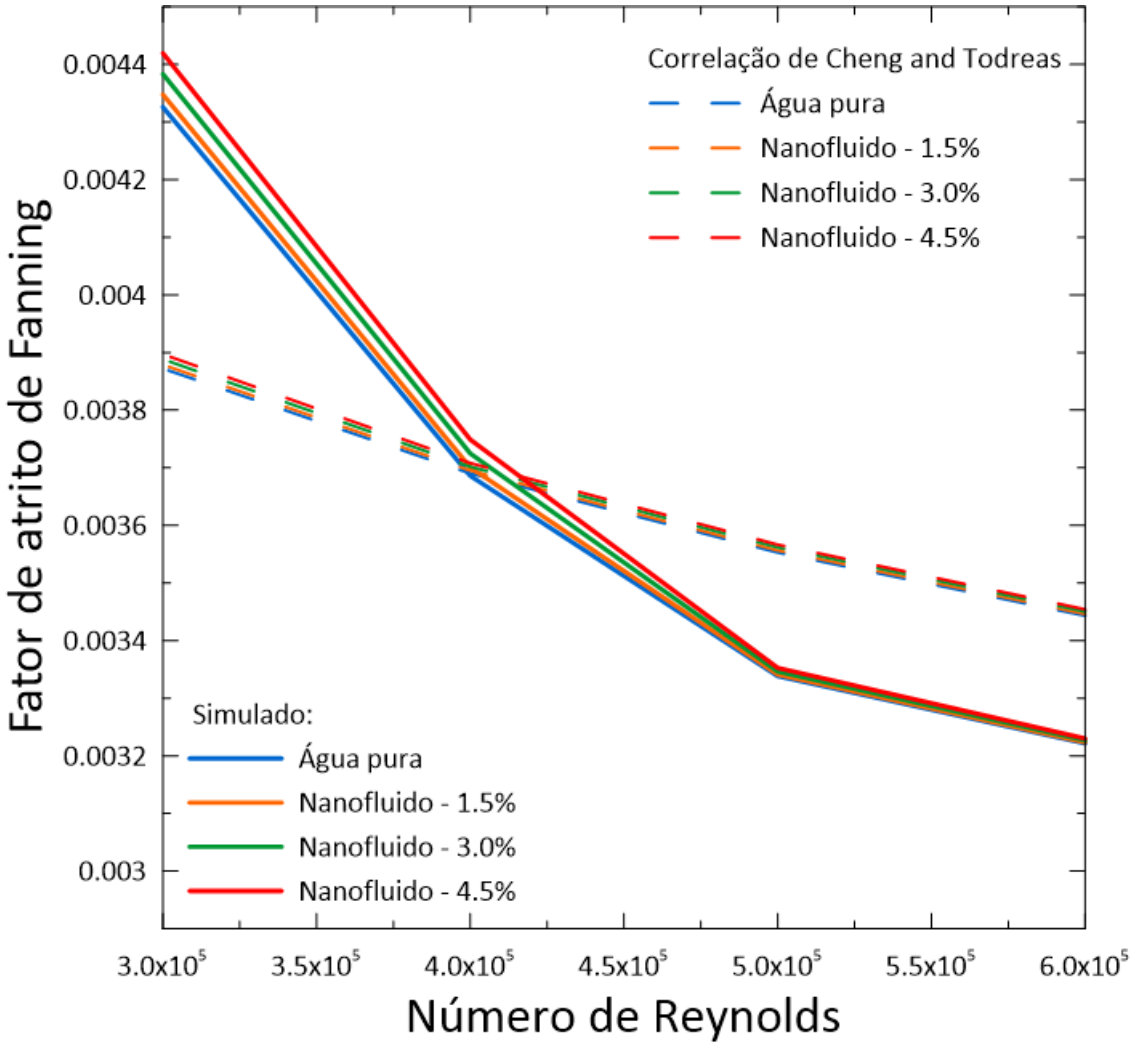


Figura 4.13: Fator de atrito de Fanning em função do número de Reynolds ($P/D = 1,3$).

4.7 Correlação Proposta

Considerando que a correlação de Shamim é válida apenas para $1,25 \leq P/D \leq 1,35$ e $0,5 \leq \varphi \leq 3,0$, a seguinte correlação para o número de Nusselt foi proposta:

$$Nu = (Nu_{Presser})_{water}(0,8963 + 0,02547\varphi^{1,61284}), \tag{4.1}$$

válida para $1,1 \leq P/D \leq 1,3$, $0,0 \leq \varphi \leq 4,5$, e $0,80 \leq Pr \leq 1,37$.

Esta correlação foi obtida através de regressão não linear usando o software Wolfram Mathematica v. 11.3. O método empregado foi o Levenberg-Marquardt e o coeficiente de determinação (R^2) obtido foi $0,992$.

A fig. 4.14 apresenta a relação entre o número de Nusselt obtido das simula-

ções e os calculados pela correlação proposta neste trabalho. A correlação proposta apresentou um erro relativo médio de $7,7\%$, enquanto a correlação de Shamim apresentou um erro relativo médio de $10,4\%$, quando comparadas a todos os resultados simulados.

A relação entre o número de Nusselt calculado pela correlação proposta neste trabalho e o fator de atrito calculado pela correlação de Cheng e Todreas está apresentada na fig. 4.15. Podemos notar que todas as curvas presentes nesta figura apresentam um comportamento decrescente, isto se dá devido ao aumento do número de Reynolds, que não está representado na figura. Pode-se observar também que altos valores de Re e φ, bem como valores pequenos de P/D proporcionam uma troca de calor mais eficiente, ou seja, um maior incremento da transferência de calor para um baixo incremento na queda de pressão.

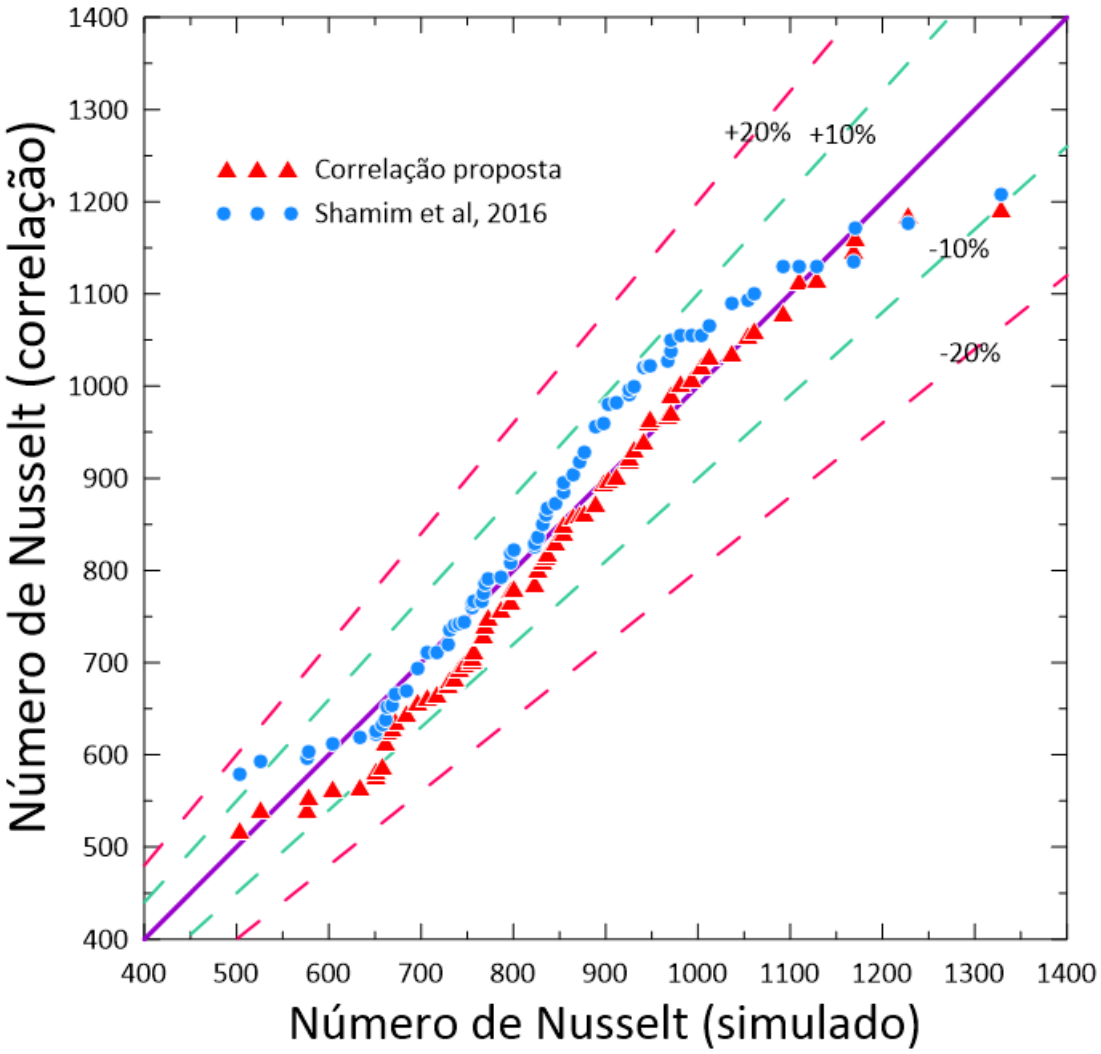


Figura 4.14: Número de Nusselt calculado pela correlação proposta em função do número de Nusselt obtido das simulações.

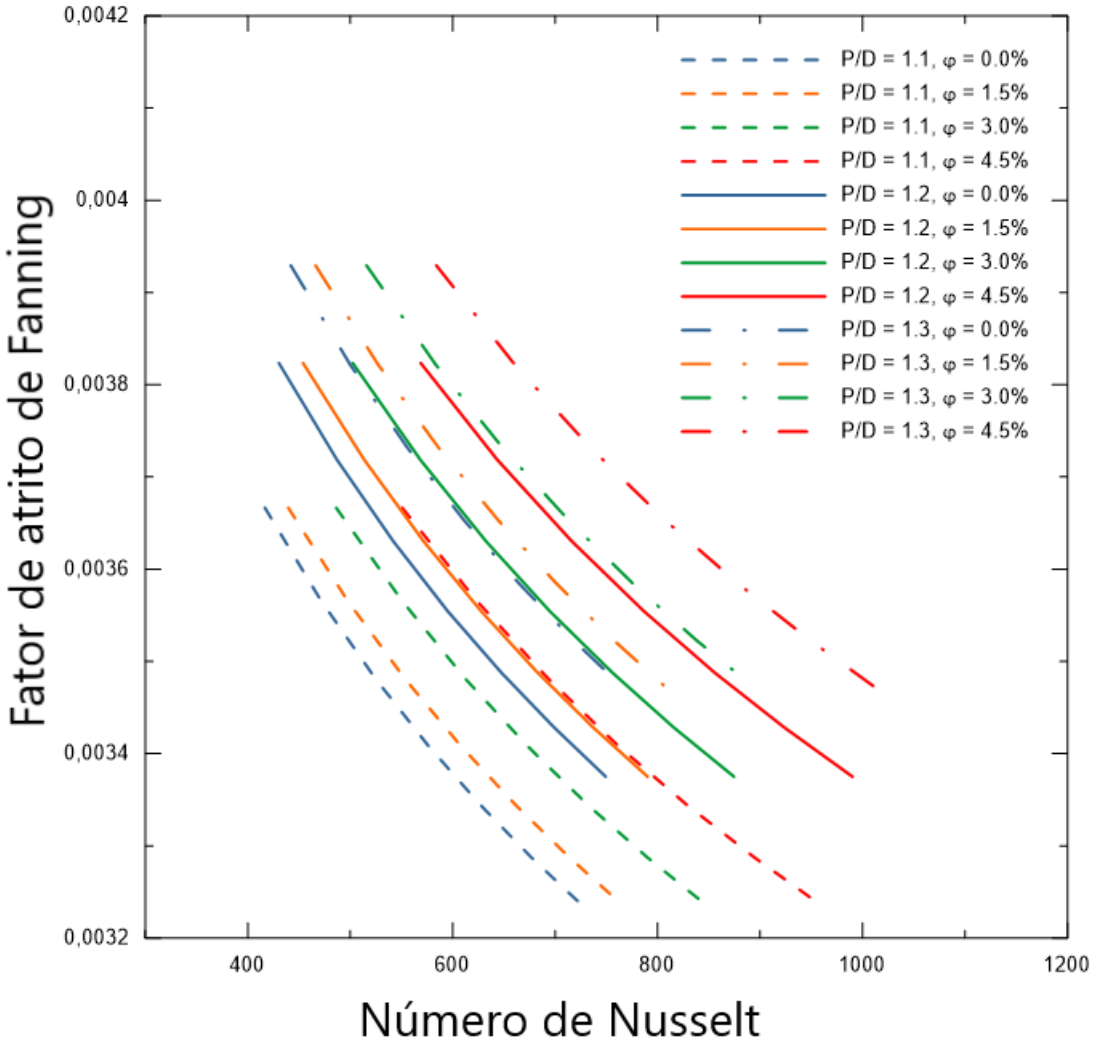


Figura 4.15: Número de Nusselt calculado pela correlação proposta em função do fator de atrito calculado pela correlação de Cheng e Todreas.

4.8 Contornos de Temperatura, Velocidade e Pressão

A seguir são apresentados alguns contornos de temperatura, velocidade e pressão ao longo do subcanal para algumas combinações selecionadas de refrigerantes e geometrias em três diferentes localidades: a entrada do subcanal, o local de ocorrência da temperatura máxima da parede e a saída do subcanal. Em todos os casos o número de Reynolds utilizado foi: 5×10^5.

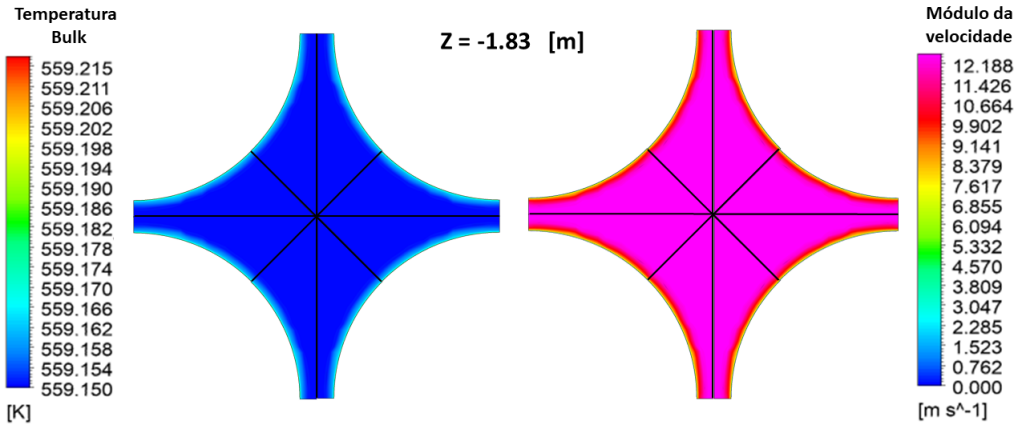
A fig. 4.16 apresenta os contornos de temperatura e velocidade para o subcanal com $P/D = 1,1$ e água como fluido refrigerante. Como era de se esperar, as regiões de máxima temperatura coincidem com as regiões de mínima velocidade. A distribuição de velocidades nos contornos também está dentro do esperado, como foi imposto ao sistema a condição de não deslizamento nas paredes, ou seja, a ve-

locidade do fluido imediatamente em contato com a parede do canal é nula. Era de se esperar que a velocidade do fluido seria máxima no centro do subcanal e iria reduzindo a medida que fosse se aproximando das paredes.

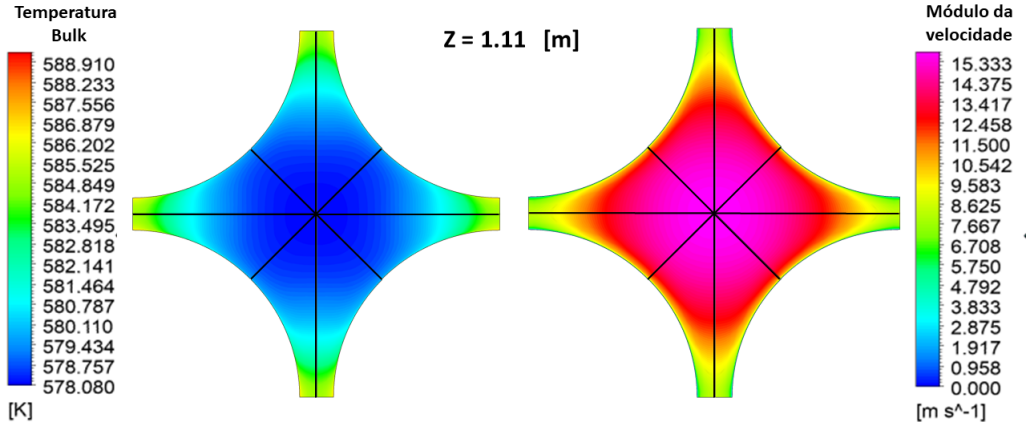
Nas figs. 4.17 e 4.18 estão representados os contornos de temperatura e velocidade para os subcanais com, respectivamente, $P/D = 1,2$ e nanofluido com $\varphi = 1,5\%$ como fluido refrigerante e $P/D = 1,3$ e nanofluido com $\varphi = 4,5\%$ como fluido refrigerante. Em ambas pode-se notar a ocorrência do mesmo efeito apresentado para o subcanal com $P/D = 1,1$ e água como fluido refrigerante, as zonas de máxima temperatura coincidem com as zonas de mínima velocidade e a distribuição de velocidades ao longo do subcanal é coerente com o esperado para este tipo de problema.

As outras combinações de geometria e fluido refrigerante apresentaram comportamento análogo, sendo omitidas deste trabalho por uma questão de simplicidade.

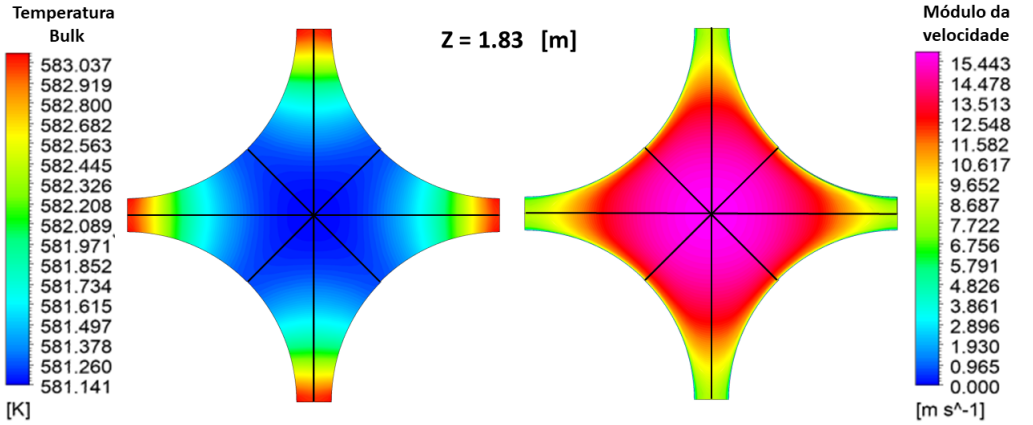
As figs. 4.19, 4.20 e 4.21 apresentam as distribuições de pressão estática ao longo da coordenada Z do subcanal para os casos onde, respectivamente, $P/D = 1,1$, $P/D = 1,2$ e $P/D = 1,3$ para todos os fluidos refrigerantes estudados neste trabalho. Pode-se notar que quanto menor a relação P/D maior será a variação de pressão entre a entrada e a saída do subcanal, de forma similar, quanto maior for a concentração de nanopartículas no fluido base maior será também a variação de pressão estática entre a entrada e a saída do subcanal.



(a)

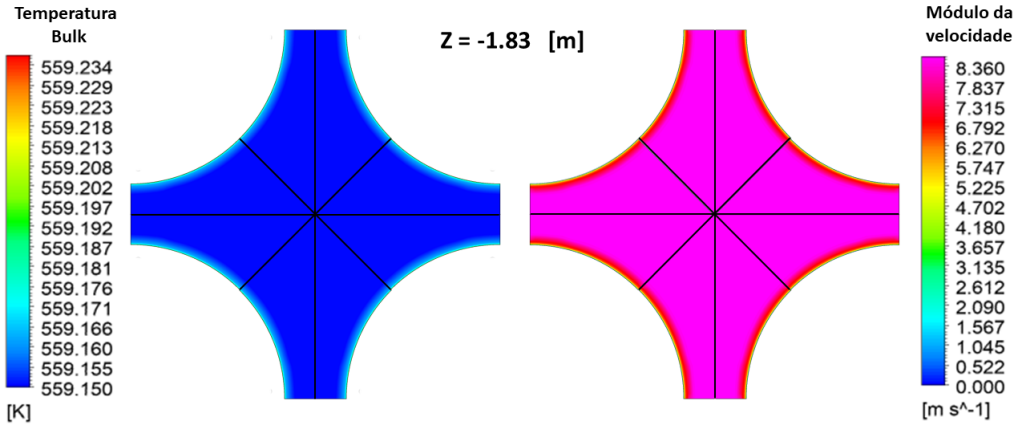


(b)

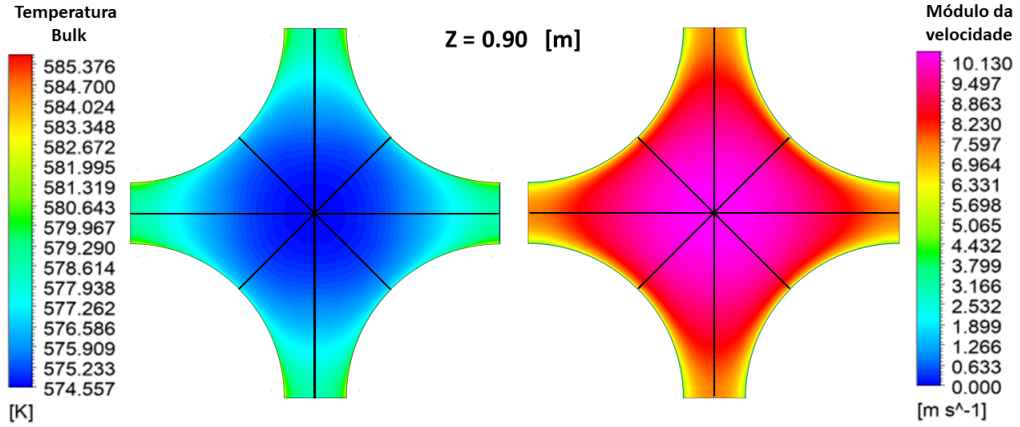


(c)

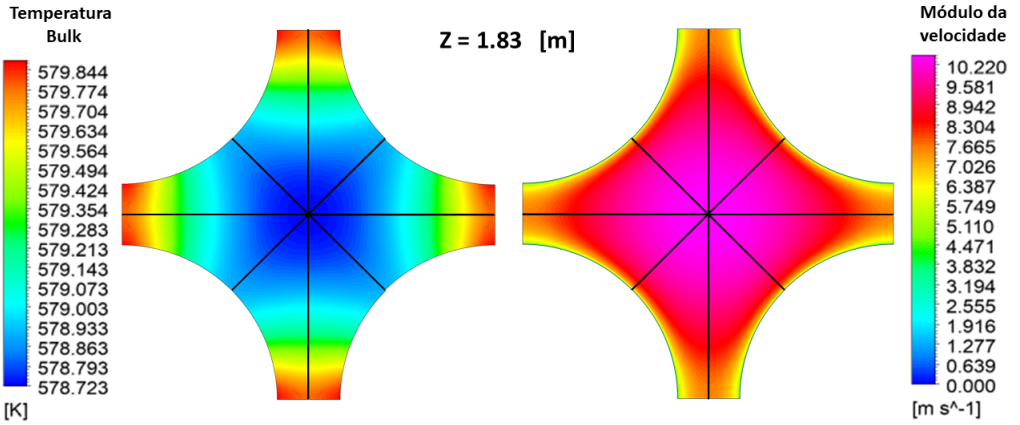
Figura 4.16: Contorno de temperatura (esquerda) e velocidade (direita) para água pura e $P/D = 1,1$, sendo: (a) entrada do subcanal, (b) ponto de temperatura máxima da parede e (c) saída do subcanal.



(a)

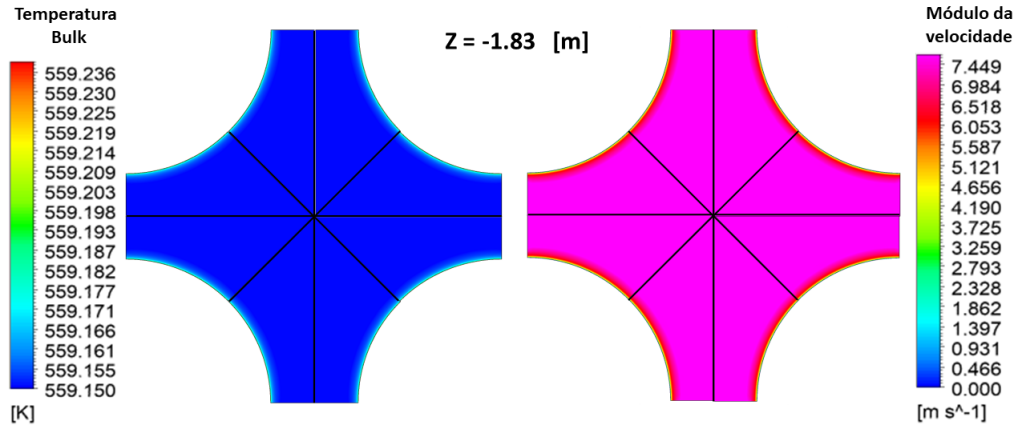


(b)

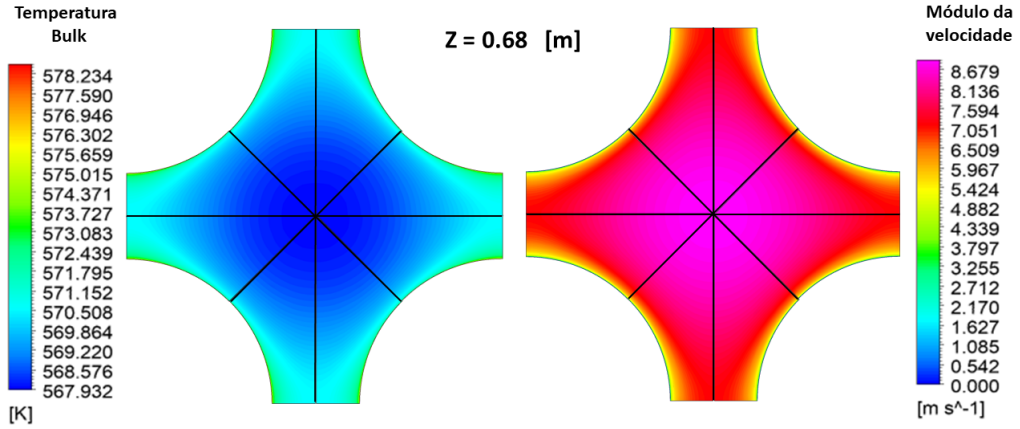


(c)

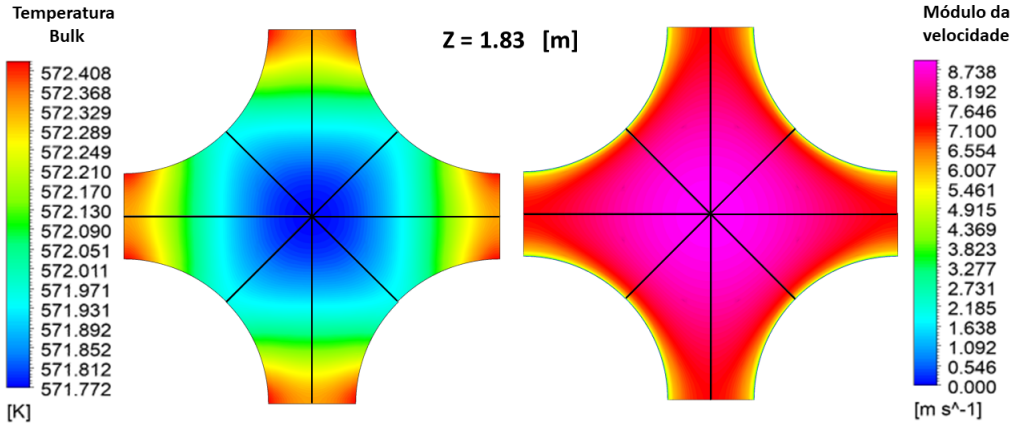
Figura 4.17: Contorno de temperatura (esquerda) e velocidade (direita) para o nanofluido com $\varphi = 1,5\%$ e $P/D = 1,2$, sendo: (a) entrada do subcanal, (b) ponto de temperatura máxima da parede e (c) saída do subcanal.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.18: Contorno de temperatura (esquerda) e velocidade (direita) o nanofluido com $\varphi = 4,5\%$ e $P/D = 1,3$, sendo: (a) entrada do subcanal, (b) ponto de temperatura máxima da parede e (c) saída do subcanal.

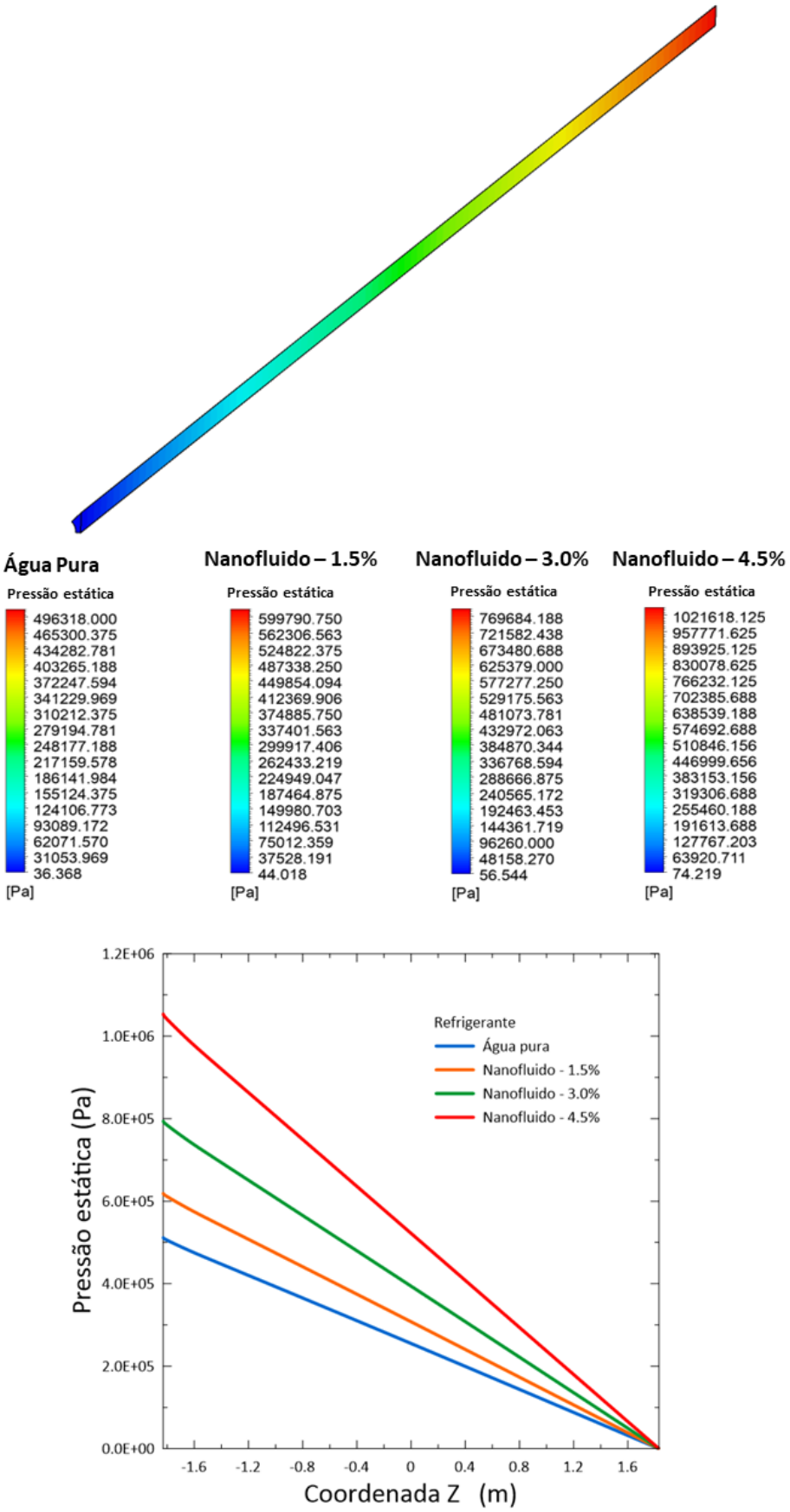


Figura 4.19: Distribuição de pressão estática ao longo do subcanal para a geometria $P/D = 1,1$ e todos os refrigerantes.

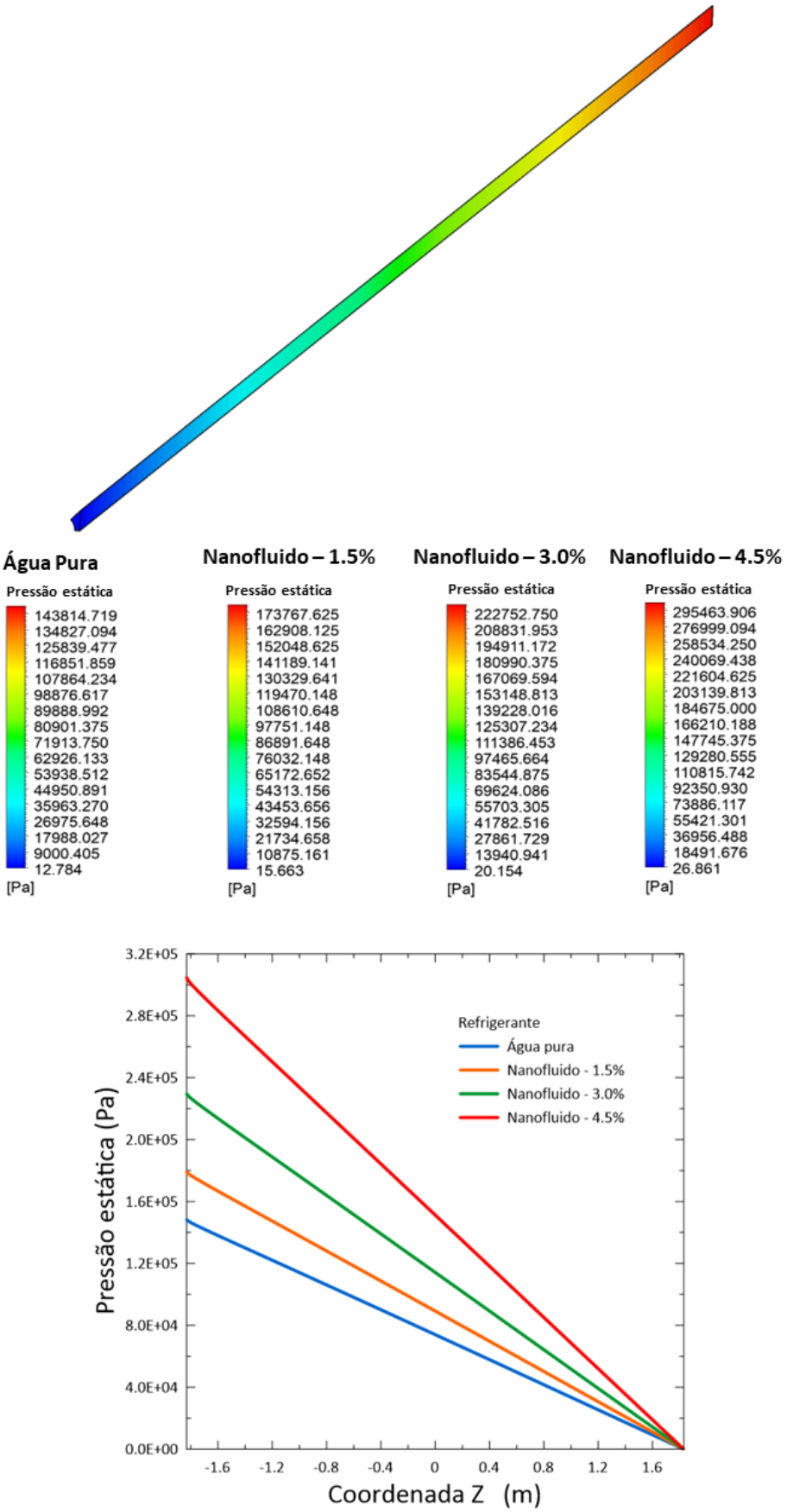


Figura 4.20: Distribuição de pressão estática ao longo do subcanal para a geometria $P/D = 1,2$ e todos os refrigerantes.

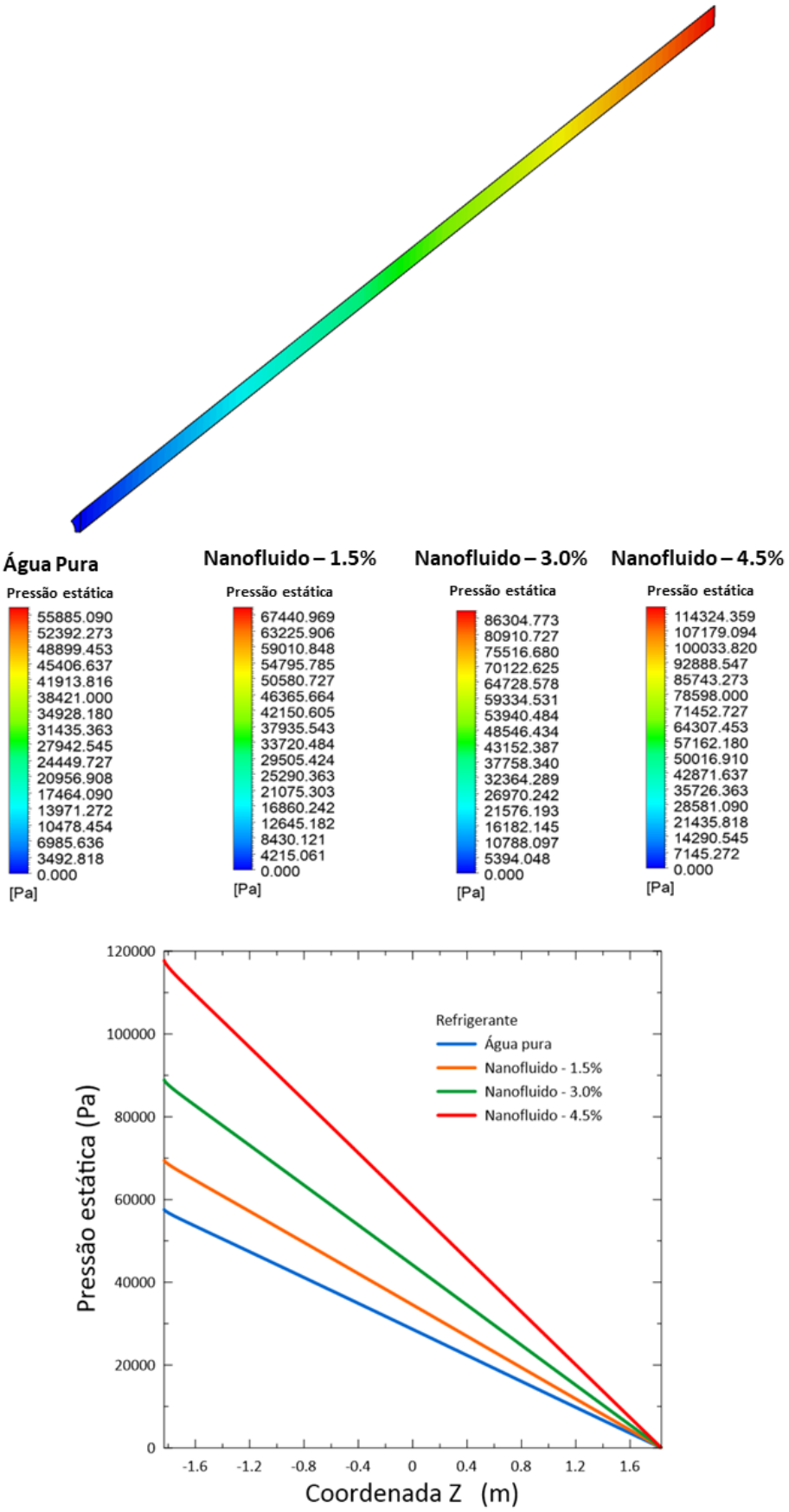


Figura 4.21: Distribuição de pressão estática ao longo do subcanal para a geometria $P/D = 1,3$ e todos os refrigerantes.

Capítulo 5

Conclusões e Trabalhos Futuros

O presente trabalho apresenta a investigação do comportamento de nanofluidos de água/alumina como refrigerante de um PWR. O problema foi modelado na forma de um subcanal com condição de contorno de tipo fluxo de calor cossenoidal na parede do mesmo. Neste capítulo serão apresentados as conclusões aqui obtidas, bem como as sugestões de trabalhos futuros.

5.1 Conclusões

O estudo da termo-hidráulica do nanofluido em questão como refrigerante em um PWR foi investigada com sucesso via CFD. Os resultados estão de acordo com as correlações existentes na literatura. As seguintes conclusões foram obtidas:

1. O número de Nusselt aumenta com o número de Reynolds (Re) e com a fração volumétrica de nanopartículas no fluido base (φ), enquanto o fator de atrito decresce com Re e aumenta com φ;

2. A correlação de Shamin [21] para o número de Nusselt apresenta uma boa concordância para o caso onde $P/D = 1,3$, com um erro relativo médio de $5,8\%$, porém não é válida para os outros valores de P/D estudados. A correlação de Cheng e Todreas [9] apresentou boa concordância com os valores simulados para todos os valores de P/D analisados;

3. Uma nova correlação para o número de Nusselt foi proposta para uma faixa maior de valores de relação pitch-diâmetro (P/D) e fração volumétrica de nanopartículas no fluido base (φ), apresentando um erro relativo médio de $7,7\%$ quando comparado com o resultado de todas as simulações. Por outro lado, a correlação de Shamim apresentou um erro relativo médio de $10,4\%$ para o mesmo conjunto de dados analisado;

4. Dentro da faixa de parâmetros analisado, altos valores de Re e φ, bem como baixos valores de P/D proporcionam uma troca de calor mais eficiente, devido aos altos valores de Nu e baixos valores de f.

5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Os nanofluidos estudados neste trabalho eram compostos de água e alumina, entretanto, existem outros tipo de nanopartículas que podem ser empregadas para a produção de nanofluidos aptos a serem utilizados na refrigeração de reatores nucleares, como por exemplo o cobre, o zircônio e o titânio, cada qual levando a um comportamento temo-hidráulico diferente do fluido refrigerante. Para a realização de trabalhos futuros as seguintes sugestões são feitas:

1. O estudo comparativo de nanofluidos compostos de diferentes nanopartículas com o intuito de determinar aqueles que produzem os melhores custos-benefícios entre aumento da condução de calor e queda de pressão no subcanal agregaria à literatura atualmente existente;

2. Os nanofluidos utilizados neste trabalho eram composto apenas por nanopartículas de alumina, uma opção interessante de trabalho futuro seria generalizar o estudo aqui realizado para nanofluidos compostos por duas ou mais nanopartículas diferentes.

Referências Bibliográficas

[1] ALFONSI, G., 2009, "Reynolds-Averaged Navier–Stokes Equations for Turbulence Modeling", *Applied Mechanics Reviews*, v. 62, n. 4, pp. 1 – 20. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3124648>.

[2] ANSYS, 2015, *ANSYS Fluent Theory Guide*, 15.0 ed.

[3] AYBAR, H. ., SHARIFPUR, M., AZIZIAN, M. R., et al., 2015, "A Review of Thermal Conductivity Models for Nanofluids", *Heat Transfer Engineering*, v. 36, n. 13, pp. 1085–1110. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/01457632.2015.987586>.

[4] BAFRANI, H. A., NOORI-KALKHORAN, O., GEI, M., et al., 2020, "On the use of boundary conditions and thermophysical properties of nanoparticles for application of nanofluids as coolant in nuclear power plants; a numerical study", *Progress in Nuclear Energy*, v. 126, pp. 103417. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2020.103417>.

[5] BIANCO, V., CHIACCHIO, F., MANCA, O., et al., 2009, "Numerical investigation of nanofluids forced convection in circular tubes", *Applied Thermal Engineering*, v. 29, n. 17, pp. 3632–3642. ISSN: 1359-4311. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.06.019>.

[6] BRITANNICA, 2018. "Alumina". Disponível em: <https://www.britannica.com/science/alumina>.

[7] BUONGIORNO, J., HU, L.-W., 2009, "Nanofluid Heat Transfer Enhancement for Nuclear Reactor Applications", *Proceedings of the ASME 2009 2nd Micro/Nanoscale Heat & Mass Transfer International Conference*.

[8] BUONGIORNO, J., HU, L.-W., KIM, S. J., et al., 2008, "Nanofluids for Enhanced Economics and Safety of Nuclear Reactors: An Evaluation of the Potential Features, Issues, and Research Gaps", *Nuclear Technology*, v. 162, n. 1, pp. 80–91. Disponível em: <https://doi.org/10.13182/NT08-A3934>.

[9] CHENG, S.-K., TODREAS, N. E., 1986, "Hydrodynamic models and correlations for bare and wire-wrapped hexagonal rod bundles — Bundle friction factors, subchannel friction factors and mixing parameters", *Nuclear Engineering and Design*, v. 92, n. 2, pp. 227–251. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/0029-5493(86)90249-9>.

[10] CIESLINSKI, J. T., KACZMARCZYK, T. Z., 2015, "Pool boiling of water-Al_2O_3 and water-Cu nanofluids on horizontal smooth tubes", *Nanoscale Research Letters*, v. 6, n. 1, pp. 220. Disponível em: <https://doi.org/10.1186/1556-276X-6-220>.

[11] HADAD, K., RAHIMIAN, A., NEMATOLLAHI, M., 2013, "Numerical study of single and two-phase models of water/Al2O3 nanofluid turbulent forced convection flow in VVER-1000 nuclear reactor", *Annals of Nuclear Energy*, v. 60, pp. 287–294. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.anucene.2013.05.017>.

[12] HAMILTON, R. L., CROSSER, O. K., 1962, "Thermal Conductivity of Heterogeneous Two-Component Systems", *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, v. 1, n. 3, pp. 187–191. Disponível em: <https://doi.org/10.1021/i160003a005>.

[13] HEYHAT, M., KOWSARY, F., RASHIDI, A., et al., 2012, "Experimental investigation of turbulent flow and convective heat transfer characteristics of alumina water nanofluids in fully developed flow regime", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v. 39, n. 8, pp. 1272–1278. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.06.024>.

[14] JAYATILLEKE, C. L. V., 1966, *The influence of Prandtl number and surface roughness on the resistance of the laminar sub-layer to momentum and heat transfer*. Tese de Doutorado, Imperial College of Science and Technology.

[15] LAUNDER, B., SPALDING, D., 1974, "The numerical computation of turbulent flows", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v. 3, n. 2, pp. 269–289. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2>.

[16] NIST, 2020. "Thermophysical properties of fluid systems". National Institute of Standards and Technology, 2020 <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid >.

[17] OSMAN, S., SHARIFPUR, M., MEYER, J. P., 2019, "Experimental investigation of convection heat transfer in the transition flow regime of aluminium oxide-water nanofluids in a rectangular channel", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 133, pp. 895–902. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.169>.

[18] PAK, B. C., CHO, Y. I., 1998, "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles", *Experimental Heat Transfer*, v. 11, n. 2, pp. 151–170. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/08916159808946559>.

[19] PATANKAR, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. New York, USA, Taylor & Francis.

[20] SAXENA, R., GANGACHARYULU, D., BULASARA, V. K., 2016, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Dilute Alumina–Water Nanofluids in a Pipe at Different Power Inputs", *Heat Transfer Engineering*, v. 37, n. 18, pp. 1554–1565. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/01457632.2016.1151298>.

[21] SHAMIM, J. A., BHOWMIK, P. K., XIANGYI, C., et al., 2016, "A new correlation for convective heat transfer coefficient of water–alumina nanofluid in a square array subchannel under PWR condition", *Nuclear Engineering and Design*, v. 308, pp. 194–204. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2016.08.015>.

[22] SUDHEER, S. V. S., K., K., BALASUBRAMANIAN, K., 2019, "Experimental studies of heat transfer and flow regimes during flow boiling of water and alumina nanofluids at different heat and mass fluxes", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 233, pp. 7155 – 7169. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/0954406219866876>.

[23] TODREAS, N. E., KAZIMI, M. S., 1990, *Nuclear Systems I*. New York, USA, Taylor & Francis.

[24] TSAI, C., CHIEN, H., DING, P., et al., 2004, "Effect of structural character of gold nanoparticles in nanofluid on heat pipe thermal performance", *Materials Letters*, v. 58, n. 9, pp. 1461–1465. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.matlet.2003.10.009>.

[25] TZENG, S. C., LIN, C. W., HUANG, K. D., 2005, "Heat Transfer Enhancement of Nanofluids in Rotary Blade Coupling of Four-wheel-drive Vehicles",

Acta Mechanica, v. 179, n. 1, pp. 11–23. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s00707-005-0248-9>.

[26] VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W., 2007, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method*. 2 ed. Essex, England, Pearson.

[27] YU, W., FRANCE, D. M., CHOI, S. U. S., et al., 2007, *Review and Assessment of Nanofluid Technology for Transportation and Other Applications*. Relatório técnico, Argonne National Laboratory.

[28] ZARIFI, E., TASHAKOR, S., 2015, "Subchannel analysis of Al2O3 nanofluid as a coolant in VMHWR", *Kerntechnik*, v. 80, pp. 440–448. Disponível em: <https://doi.org/10.3139/124.110542>.

[29] ZARIFI, E., JAHANFARNIA, G., VEYSI, F., 2013, "Subchannel analysis of nanofluids application to VVER-1000 reactor", *Chemical Engineering Research and Design*, v. 91, n. 4, pp. 625–632. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2013.01.018>. Nuclear Process Engineering.

Apêndice A

Valores simulados para o número de Nusselt e fator de atrito de Fanning

Tabela A.1: Número de Nusselt e fator de atrito de Fanning em função do número de Reynolds simulado, P/D e φ.

			Número de Nusselt			Fator de Atrito de Fanning	
P/D	φ	Re	Simulado	Shamim	Proposta	Simulado	Cheng e Todreas
1,1	0,0	6,2495E+05	731,5474537	959,4313	859,6504	0,002935	0,003212973
		5,2516E+05	650,830053	836,9731	749,9279	0,003081	0,003315289
		4,2546E+05	576,7793845	710,4298	636,5451	0,003368	0,00344355
		3,2598E+05	502,6849666	579,1915	518,9556	0,00392	0,003613161
	1,5	6,2181E+05	769,3484708	995,699	901,8406	0,002939	0,003215828
		5,2202E+05	683,2462707	867,5236	785,7475	0,003087	0,003318795
		4,2229E+05	603,7181669	734,8898	665,6163	0,003383	0,003448066
		3,2271E+05	525,4659772	596,9538	540,6826	0,003942	0,003619473
	3,0	6,1757E+05	854,0453806	1055,117	990,962	0,002944	0,003219728
		5,1773E+05	755,684704	917,7157	861,9149	0,003096	0,003323629
		4,1793E+05	664,0531589	775,27	728,1305	0,003405	0,003454348
		3,1823E+05	577,7909422	626,6402	588,538	0,003975	0,003628289
	4,5	6,1375E+05	969,9385408	1129,292	1114,879	0,00295	0,003223281
		5,1384E+05	854,8086756	980,7437	968,2265	0,003104	0,003328069
		4,1396E+05	747,1444655	826,4937	815,9452	0,003426	0,003460168
		3,1414E+05	650,2273819	665,0784	656,59	0,004006	0,003636523
1,2	0,0	6,2499E+05	897,1264815	999,6011	895,6426	0,003142	0,003350537
		5,2519E+05	787,3018582	871,9609	781,2769	0,00327	0,003457237
		4,2547E+05	706,8205551	740,046	663,0812	0,003609	0,003590993
		3,2596E+05	633,0605233	603,195	540,4627	0,004226	0,003767883
	1,5	6,2187E+05	940,4223545	1037,419	939,6277	0,003145	0,003353513
		5,2205E+05	822,6547869	903,8291	818,6308	0,003275	0,00346089
		4,2230E+05	736,258255	765,577	693,4108	0,003625	0,003595699
		3,2270E+05	658,8529217	621,7683	563,158	0,004249	0,003774452
	3,0	6,1763E+05	1037,351119	1099,363	1032,517	0,003148	0,003357578
		5,1777E+05	902,409366	956,1728	898,0336	0,003283	0,003465928
		4,1796E+05	801,0468448	807,7119	758,5997	0,003648	0,003602246
		3,1824E+05	717,1902668	652,7807	613,089	0,004284	0,003783637

P/D	φ	Re	Simulado	Shamim	Proposta	Simulado	Cheng e Todreas
1,2	4,5	6,1381E+05	1168,701	1176,674	1161,656	0,003152	0,003361
		5,1389E+05	1012,506	1021,88	1008,837	0,003291	0,003471
		4,1400E+05	888,3939	861,1343	850,1437	0,003671	0,003608
		3,1416E+05	796,1832	692,9018	684,0583	0,004318	0,003792
1,3	0,0	6,2500E+05	947,6456	1026,452	919,7011	0,003222	0,003443
		5,2519E+05	827,2771	895,3239	802,2102	0,003338	0,003553
		4,2546E+05	741,7903	759,7838	680,7663	0,003686	0,00369
		3,2592E+05	668,7291	619,1278	554,7385	0,004326	0,003872
	1,5	6,2188E+05	992,5857	1065,318	964,8972	0,003223	0,003446
		5,2206E+05	864,0958	928,0889	840,6038	0,003341	0,003557
		4,2230E+05	771,9889	786,0497	711,9537	0,003701	0,003695
		3,2268E+05	695,5333	638,2693	578,1036	0,004348	0,003879
	3,0	6,1765E+05	1093,061	1128,969	1060,323	0,003227	0,00345
		5,1778E+05	947,1597	981,8926	922,1896	0,003346	0,003562
		4,1796E+05	837,6682	829,3855	778,9555	0,003725	0,003702
		3,1823E+05	755,3604	670,2053	629,4541	0,004383	0,003888
	4,5	6,1384E+05	1228,443	1208,387	1192,964	0,00323	0,003454
		5,1391E+05	1060,895	1049,406	1036,012	0,003353	0,003567
		4,1401E+05	925,448	884,3021	873,0158	0,003749	0,003708
		3,1416E+05	835,7929	711,4853	702,4047	0,004419	0,003897

Apêndice B

UDF - Fluxo de Calor Cossenoidal

```
#include "udf.h"
#include "math.h"
#include "mem.h"
DEFINE_PROFILE(NAME_UDF, t, i)
{
        real x[ND_ND];
        real z;
        face_t f;
        begin_f_loop(f, t)
        {
                F_CENTROID(x, f, t);
                z = x[2];
                F_PROFILE(f, t, i) = 596412.2078*cos(0.8584*(z));
        }
        end_f_loop(f, t)
}
```

Apêndice C

Código para Geração dos Planos e Obtenção das Propriedades Locais

```
> load filename=entrada.cdat, force_reload=true
!open (OUTFILE, ">saida.csv");
!function_export_data();
!close OUTFILE;
> close

####################################
# sub
!sub function_export_data{
!print OUTFILE "Z[m],Massflow[kg/s],StaticPressure[Pa],DynamicPressure[Pa],TotalPressure[Pa],
        Density[kg/m3],velocity_x[m/s],velocity_y[m/s],velocity_z[m/s],velocity[m/s],Cp[J/kg/K],
        viscosity[Pa-s],conductivity[WmK],TemperatureBulk[K],TemperatureWall[K],heatflux[W/m2],
        ShearRate[Pa]\n";

!($zmin, $units) = evaluate('minVal(Z)@wall');
!($zmax, $units) = evaluate('maxVal(Z)@wall');
!$nz=1000;
!$dz=($zmax-$zmin)/$nz;

!for ($inc=0; $inc<$nz; $inc+=1) {

PLANE:PlaneZ
  Domain List = dominio_fluido
  Option = XY Plane
  Plane Type = Slice
  Visibility = On
  X = 0 [m]
  Y = 0 [m]
  Z = ($inc*$dz+$zmin) [m]
END
```

```
POLYLINE: Polyline
  Boundary List = wall
  Domain List = /DOMAIN GROUP:All Domains
  Location = /PLANE:PlaneZ
  Option = Boundary Intersection
END

!($z, $units) = evaluate('areaAve(Z)@PlaneZ');
!($massflow, $units) = evaluate('massFlow()@PlaneZ');
!($static_pressure, $units) = evaluate('areaAve(Pressure)@PlaneZ');
!($dynamic_pressure, $units) = evaluate('areaAve(Dynamic Pressure)@PlaneZ');
!($total_pressure, $units) = evaluate('areaAve(Pressure + Dynamic Pressure)@PlaneZ');
!($velocity_x, $units) = evaluate('areaAve(Velocity u)@PlaneZ');
!($velocity_y, $units) = evaluate('areaAve(Velocity v)@PlaneZ');
!($velocity_z, $units) = evaluate('areaAve(Velocity w)@PlaneZ');
!($velocity, $units) = evaluate('areaAve(Velocity)@PlaneZ');
!($density, $units) = evaluate('massFlowAve(Density)@PlaneZ');
!($cp, $units) = evaluate('massFlowAve(Specific Heat Capacity At Constant Pressure)@PlaneZ');
!($viscosity, $units) = evaluate('massFlowAve(Dynamic Viscosity)@PlaneZ');
!($conductivity, $units) = evaluate('massFlowAve(Thermal Conductivity)@PlaneZ');
!($temp_bulk, $units) = evaluate('massFlowAve(Temperature)@PlaneZ');
!($temp_wall, $units) = evaluate('lengthAve(Wall Temperature)@Polyline');
!($heatflux_wall, $units) = evaluate('abs(lengthAve(Wall Heat Flux)@Polyline)');
!($shear_wall, $units) = evaluate('lengthAve(Wall Shear)@Polyline');

!print OUTFILE "$z,$massflow,$static_pressure,$dynamic_pressure,$total_pressure,$density,
        $velocity_x,$velocity_y,$velocity_z,$velocity,$cp,$viscosity,$conductivity,$temp_bulk,
        $temp_wall,$heatflux_wall,$shear_wall\n";

!}
!}
```