



Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Escola Politécnica

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO TROCADOR DE CALOR DE UM CIRCUITO DE CIRCULAÇÃO NATURAL BIFÁSICA

Caio Caraciolo Rodrigues Elias

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.

Orientadores: Su Jian, José Luiz Horácio Faccini

Rio de Janeiro
Dezembro de 2014

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO TROCADOR DE CALOR DE UM
CIRCUITO DE CIRCULAÇÃO NATURAL BIFÁSICA

Caio Caraciolo Rodrigues Elias

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO
CURSO DE ENGENHARIA NUCLEAR DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNI-
VERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUI-
SITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO
NUCLEAR

Examinada por:

Prof. Su Jian, D.Sc.

Dr. José Luiz Horácio Faccini, D.Sc.

Prof. Antonio Carlos Marques Alvim , Ph.D.

Prof. Paulo Augusto Berquó de Sampaio, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

Dezembro de 2014

Caraciolo Rodrigues Elias, Caio

Simulação Computacional do Trocador de Calor de um Circuito de Circulação Natural Bifásica/ Caio Caraciolo Rodrigues Elias. - Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2014

XVII, 91 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Su Jian, José Luiz Horácio Faccini

Projeto de Graduação UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Nuclear, 2014.

Referencias Bibliográficas: p. 86-89.

1.Circulação Natural 2.Transferência de Calor 3.Trocadores de Calor 4.Bifásico 5.CFD 6.Condensação 7.Simulações Computacionais

*"O que quer que você faça na sua vida será insignificante, mas é muito importante
que você faça, porque ninguém mais o fará!"*

Mahatma Gandhi

Agradecimentos

Agradeço primeiramente professor Su Jian que com muita paciência e dedicação me auxiliou ao longo de toda a geração deste trabalho, me orientando, me guiando e me transmitindo todo o conhecimento possível, tanto academicamente quanto profissionalmente.

Ao Dr. José Luiz Horácio Faccini, por todos os ensinamentos ao longo da minha caminhada acadêmica, tanto na parte experimental quanto na elaboração deste trabalho.

Aos professores do Programa de Engenharia Nuclear, por sua dedicação e perícia ao nos passar os conhecimentos que hoje dominamos.

Aos colegas do Laboratório de Simulação e Métodos em Engenharia, pela sua ajuda em momentos em que me faltou experiência e domínio.

Aos amigos do Laboratório de Termohidráulica Experimental pela sua dedicação em me ajudar nos momentos difíceis e sua descontração nos momentos alegres.

Aos amigos do curso de Engenharia Nuclear, pela sua camaradagem e amizade demonstrada ao longo de todos esses 5 anos que passamos juntos.

A minha mãe que me ensinou todos os princípios morais que me norteiam ao longo da minha vida, a sua dedicação em me tornar o que sou hoje.

Ao meu pai, que foi meu exemplo de profissional e pai me ensinando a ser o homem que me tornei e me proporcionando as ferramentas para meu sucesso.

A minha companheira, que sempre foi meu porto seguro ao longo dos tempos difíceis e minha amiga nos momentos de alegria.

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

Simulação Computacional do Trocador de Calor de um Circuito de Circulação Natural Bifásica

Caio Caraciolo Rodrigues Elias

Dezembro/2014

Orientadores: Su Jian, José Luiz Horácio Faccini

Curso: Engenharia Nuclear

A circulação natural é um fenômeno importante na indústria nuclear, principalmente em sistemas de segurança passiva em centrais nucleares avançadas. A presença de escoamento bifásico traz complexidade ao fenômeno fazendo com que o uso de simulações computacionais seja importante para trazer resultados satisfatórios em relação ao estudo do fenômeno. Este trabalho visa o estudo em fluidodinâmica computacional de um trocador de calor montado no Circuito de Circulação Natural (CCN), instalado no Laboratório de Termohidráulica Experimental (LTE), localizado no Instituto de Engenharia Nuclear (IEN). ANSYS CFX é usado e foram desenvolvidas 3 malhas no programa, sendo realizado um estudo de convergência de malha, bem como uma comparação dos resultados experimentais com os simulados, e se observou um erro máximo de 12 %. Estudos paramétricos foram realizados em função do título termodinâmico de entrada no trocador de calor e o coeficiente global de transferência de calor.

Palavras-chave: 1.Circulação Natural 2.Transferência de Calor 3.Trocadores de Calor 4.Bifásico 5.CFD 6.Condensação 7.Simulações Computacionais

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

Computational Simulation of the Heat Exchanger in a Two-Phase Natural
Circulation Loop

Caio Caraciolo Rodrigues Elias

December/2014

Advisors: Su Jian, José Luiz Horácio Faccini

Course: Nuclear Engineering

The natural circulation phenomenon is of great relevance to the nuclear industry, specially in passive safety systems in advanced nuclear power plants. The presence of two-phase flow adds complexity to the phenomenon making the use of computer simulations important to achieving satisfactory results to the study of the phenomenon. This work aims to study on computational fluid dynamics of the heat exchanger assembled on the Natural Circulation Circuit (NCC) at the Laboratory of Experimental Thermohydraulics (LTE), located in the Nuclear Engineering Institute (IEN). ANSYS CFX was used and 3 meshes were developed in the program and a study of mesh convergence was carried out, as well as a comparison of experimental and simulated results. A maximum error of 12 % was observed in this comparison. Parametric studies were performed upon thermodynamic quality present in the inlet of the heat exchanger and the overall heat transfer coefficient.

Keywords: 1.Free Convection 2.Heat Transfer 3.Heat Exchanger 4.Two-Phase 5.CFD 6.Condensation 7.Computational Simulations

Sumário

Dedicatória	iv
Agradecimento	v
Resumo	vi
Abstract	vii
Índice de Figuras	xi
Índice de Tabelas	xiv
Lista de Símbolos	xv
1 Introdução	1
1.1 Motivação	3
1.2 Objetivo	3
1.3 Organização do Trabalho	4
2 Conceitos Básicos	5
2.1 Reator de Água Pressurizada Avançado	5
2.2 Circulação Natural	8
2.3 Trocadores de Calor	10
2.3.1 Classificação de Trocadores de Calor	10
2.3.2 Balanço Térmico de Trocadores de Calor	13
2.3.3 O Método $\epsilon - NTU$	16
2.3.4 Título Termodinâmico x	18

2.4	Condensação	19
3	Revisão Bibliográfica	21
3.1	Sistema Passivo de Remoção de Calor Residual	21
3.2	Condensadores	23
3.3	Modelagem da Condensação	24
3.3.1	Modelos de Funções Personalizadas	24
3.3.2	Modelo de Mistura Bifásica Homogênea	26
3.3.3	Modelo de duas Resistências	27
4	Aparato Experimental	29
4.1	Circuito de Circulação Natural	29
4.1.1	O Aquecedor	31
4.1.2	O Trocador de Calor	32
4.1.3	O Tanque de Expansão	34
4.2	Sistemas de Controle de Potência e Aquisição de Dados	34
4.2.1	Sistema de Controle de Potência	34
4.2.2	Sistema de Aquisição de Dados	35
4.3	Procedimento Experimental	38
5	Modelagem em CFD	40
5.1	Definição do Problema Físico	40
5.2	Formulação Matemática	43
5.2.1	Equações Governantes	43
5.2.2	Modelagem Bifásica	44
5.3	Ferramenta CFD	45
6	Resultados e Discussões	48
6.1	Geometria	48
6.2	Geração de Malhas	53
6.2.1	Malha 1	53
6.2.2	Malha 2	56
6.2.3	Malha 3	59

6.3	Parâmetros de Entrada	61
6.4	Comparação entre Resultados Numéricos e Experimentais	66
6.5	Análise Convergência de Malha	69
6.6	Estudos Paramétricos	72
6.6.1	Título de Entrada x	72
6.6.2	Coefficiente Global de Transferência de Calor U	76
6.7	Análise de Projeto	79
7	Conclusões e Trabalhos Futuros	84
	Referências Bibliográficas	86
	Apêndices	90
A	Folhas de Projeto	90

Lista de Figuras

2.1	Esquema simplificado de uma usina PWR (Todreas e Kazimi (1989)).	6
2.2	Esquema do sistema de remoção de calor residual (Silva (2007)).	8
2.3	Exemplo de sistema circulação natural (Lemos (2014)).	9
2.4	Trocador de calor de correntes paralelas.	12
2.5	Trocador de calor em contra-corrente.	12
2.6	Trocador de calor de correntes cruzadas.	13
2.7	Esquema simplificado de trocador de calor contra-corrente.	14
2.8	Temperaturas num trocador de calor em contra-corrente de área infi- nita (Shah e Sekulić (2003)).	17
3.1	Sistema passivo de remoção de calor residual de reator AP1000 (em vermelho).	22
4.1	Circuito de Circulação Natural.	30
4.2	Fluxo de água através do aquecedor do CCN.	32
4.3	Trocador de calor do CCN.	33
4.4	Vista em corte transversal do trocador de calor.	33
4.5	Diagrama esquemático do sistema de controle de potência.	35
4.6	Diagrama esquemático do CCN.	36
4.7	Rotâmetros utilizados no secundário do trocador de calor (Conaut 420 na esquerda, OMEL OM 0440 P1 na direita).	38
5.1	Fluxo de água pelo sistema primário do trocador de calor.	41
5.2	Fluxo de água pelo sistema secundário do trocador de calor.	41
5.3	Fluxograma de trabalho na ferramenta ANSYS CFX.	47

6.1	Modelo do trocador de calor.	49
6.2	Modelo geométrico do lado primário.	50
6.3	Modelo geométrico do lado secundário.	50
6.4	Modelo finalizado do trocador de calor.	51
6.5	Modelo de calotas feitas separadamente.	52
6.6	Modelo de tubos internos feitos separadamente.	52
6.7	Corte transversal da malha 1.	54
6.8	Distribuição de elementos na região inferior da malha 1.	54
6.9	Comando <i>Inflation</i> usado na Malha 1.	56
6.10	Corte transversal da malha 2.	57
6.11	Distribuição de elementos na região inferior da malha 2.	58
6.12	Corte transversal da malha 3.	59
6.13	Visão da malha na região inferior do trocador de calor.	60
6.14	Malha nos tubos internos após aplicação de funções de redimensionamento.	61
6.15	Interface nos tubos internos entre secundário e primário.	65
6.16	Interface entre secundário e primário nas partes superior e inferior.	65
6.17	Seção transversal para cálculo de temperatura na saída do primário.	67
6.18	Seção transversal para cálculo de temperatura na saída do secundário.	67
6.19	Gradiente de temperaturas no secundário do trocador de calor (Malha 3, Simulação 2).	69
6.20	Gráfico da duração de cada uma das simulações realizadas para todas as malhas utilizadas.	71
6.21	Gráfico da temperatura de saída no primário no trocador de calor pelo título termodinâmico de entrada.	72
6.22	Gráfico da temperatura de saída no secundário no trocador de calor pelo título termodinâmico de entrada.	73
6.23	Variação do título termodinâmico ao longo do trocador de calor na simulação número três (Malha 1, esquerda ; Malha 2, direita)	74
6.24	Variação do título termodinâmico ao longo do trocador de calor na simulação número três (Malha 3)	75

6.25	Gráfico das taxas de transferência de calor para cada uma das simulações em cada uma das malhas.	78
6.26	Gráfico dos coeficientes de transferência de calor em cada uma das simulações realizadas para cada malha.	79
6.27	Gradiente de temperaturas observado no primário do trocador de calor (Simulação 3, Malha 3).	80
6.28	Fluxo de água com gradiente de temperaturas acoplado, entrada do sistema à esquerda, saída à direita (Simulação 2, Malha 2).	81
6.29	Gradiente de temperaturas ao longo do sistema secundário de água do trocador de calor (Simulação 1, Malha 1).	82
A.1	Projeto das calotas superior e inferior do trocador de calor.	90
A.2	Projeto do trocador de calor.	91

Lista de Tabelas

2.1	Exemplos de NTU e ϵ de alguns Trocadores de Calor (Shah e Sekulić (2003))	18
4.1	Dados técnicos dos equipamentos utilizados na instrumentação do CCN.	38
6.1	Dados estatísticos de cada uma das malhas utilizadas na realização das simulações.	53
6.2	Relação de temperaturas e pressões no trocador de calor.	62
6.3	Relação de entalpias no trocador de calor.	62
6.4	Entalpias de saturação na pressão da entrada do circuito primário do trocador de calor.	62
6.5	Títulos utilizados nas simulações realizadas.	63
6.6	Propriedades do aço AISI 316	64
6.7	Dimensões dos tubos, das calotas e da altura total do trocador de calor	66
6.8	Configuração das opções numéricas de solução.	66
6.9	Resultados comparativos para a saída do primário do trocador de calor na simulação número dois.	68
6.10	Resultados comparativos para a saída do secundário do trocador de calor na simulação número dois.	68
6.11	Temperaturas no primário e secundário em relação ao número de nós.	70
6.12	Número de iterações em cada uma das simulações realizadas.	71
6.13	Relação das temperaturas de entrada e saída em cada uma das simulações realizadas e as diferenças médias logarítmicas das temperaturas correspondentes.	77

Lista de Símbolos

A	Área total de troca de calor
C	Capacidade térmica
C_h	Capacidade térmica do fluido quente
C_c	Capacidade térmica do fluido frio
C^*	Razão das capacidades térmicas
C_{min}	Capacidade térmica mínima
$c_{p,h}$	Calor específico do fluido quente
$c_{p,c}$	Calor específico do fluido frio
h	Entalpia
h_{tot}	Entalpia total
h_l	Entalpia do líquido
h_v	Entalpia do vapor
h_{lv}	Incremento de entalpia durante vaporização ou condensação
h_{fg}	Calor latente
$h_{j,i}$	Entalpia de entrada do fluido j
$h_{j,o}$	Entalpia de saída do fluido j
$h_{h,i}$	Entalpia de entrada do fluido quente

$h_{h,o}$	Entalpia de saída do fluido quente
$h_{c,i}$	Entalpia de entrada do fluido frio
$h_{c,o}$	Entalpia de saída do fluido frio
\dot{m}_j	Vazão mássica do fluido j
\dot{m}_h	Vazão mássica do fluido quente
\dot{m}_c	Vazão mássica do fluido frio
\dot{m}_v	Vazão mássica do vapor
\dot{m}_l	Vazão mássica do líquido
\dot{m}	Vazão mássica
NTU	Número de unidades de transferência
\dot{q}	Taxa de transferência de calor
\dot{q}_{max}	Taxa de transferência de calor máxima
\dot{q}_j	Taxa de transferência de calor do fluido j
p	Pressão
S_M	Forças Gravitacionais
T	Temperatura
t	Tempo
ΔT_m	Diferença média das temperaturas
ΔT_{lm}	Diferença média logarítmica das temperaturas
$T_{m,h}$	Temperatura de filme do fluido quente
$T_{m,c}$	Temperatura de filme do fluido frio
$T_{h,i}$	Temperatura de entrada do fluido quente

$T_{h,o}$	Temperatura de saída do fluido quente
$T_{c,i}$	Temperatura de entrada do fluido frio
$T_{c,o}$	Temperatura de saída do fluido frio
T_{sup}	Temperatura da placa superior
T_{inf}	Temperatura da placa inferior
U	Coefficiente global de transferência de calor
μ	Viscosidade
v	Velocidade
x	Título termodinâmico
ϵ	Efetividade
ρ	Densidade mássica
ρ_{sup}	Densidade mássica próxima ao sumidouro de calor
ρ_{inf}	Densidade mássica próxima ao reator
$\bar{\tau}$	Tensor de tensões

Capítulo 1

Introdução

Na sociedade do mundo moderno, a energia elétrica se tornou algo imprecindível no que se diz respeito a uma boa qualidade de vida. O uso de energia elétrica tem se tornado cada vez mais intenso, e ao longo dos anos, a sociedade humana tem buscado inúmeras formas de se obtê-la. Seguindo este objetivo, o homem desenvolveu uma série de tecnologias para geração de eletricidade, dentre elas as usinas termoelétricas. Estas usinas são utilizadas para converter energia na forma de calor em energia elétrica para o uso da sociedade.

Dentre as usinas termoelétricas, uma série de fontes de energia foram encontradas que serviriam como fonte de calor para o processo, como carvão vegetal e mineral, gás natural, dentre outros. Perto no fim dos anos 40, começo dos anos 50, o ser humano descobriu uma outra fonte de calor para geração de eletricidade, a fissão nuclear. Esta fonte de energia se mostra vantajosa em vários aspectos em relação as outras, como o uso de pouco combustível em relação à grande quantidade de energia gerada e a necessidade de pequeno espaço físico para sua instalação, quando comparada a grandes centrais hidroelétricas. Pouco depois desta época, em 1957, a primeira usina termonuclear comercial foi instalada nos Estados Unidos da América, o Reator a Água Pressurizada (do inglês, *Pressurized Water Reactor*, PWR) de Shipping Port. Este primeiro reator veio a ser o início de uma série de tipos de reatores nucleares que foram desenvolvidos posteriormente. Os primeiros reatores nucleares, também denominados de reatores de primeira geração ou simplesmente geração I, foram os primeiros protótipos de reatores nucleares de geração de ener-

gia (Forum (2014)). Herdada a tecnologia e os ensinamentos dos primeiros reatores nucleares de geração I, os reatores de geração II foram desenvolvidos e instalados para geração comercial, e estes são até hoje os modelos predominantes de geração de energia termonuclear, sendo os mais usados.

Com o acidente do reator de *Three Mile Island* e poucos anos depois o acidente de Chernobyl, o número de reatores do tipo geração II em construção caiu consideravelmente, visto que os dois acidentes mostraram que a preocupação com segurança em reatores nucleares deveria ter mais atenção do que antes. Com o objetivo de aumentar a segurança intrínseca da planta, simplificar os projetos para redução de custo e maior eficiência de uso do combustível, em meados dos anos 90 foram desenvolvidos os reatores de geração III, ou também chamados de reatores nucleares avançados. Estes reatores avançados possuem sistemas de segurança passivos que evitam a intervenção humana na hora de proceder a uma ação durante um acidente, melhorando sua confiabilidade. Reatores como o AP600 (do inglês, *Advanced Passive PWR*) da empresa Westinghouse se enquadram neste tipo de classificação. Como uma forma de se melhorar certos aspectos dos reatores de geração III, reatores de geração III+ foram desenvolvidos. O reator AP1000 da Westinghouse é um exemplo desta busca por melhorias em projetos já realizados anteriormente. Atualmente reatores de geração 4 ainda estão em fase de pesquisa como reatores rápidos, ou até mesmo reatores com água supercrítica. Estes reatores estão previstos para entrarem em operação apenas após 2030.

Cada uma destas gerações de reatores contribuíram ou irão contribuir com adições importantes para a indústria nuclear, seja no quesito de maior geração de energia elétrica ou segurança da planta. No quesito segurança, os reatores de geração III e III+ acrescentaram alguns sistemas passivos que melhoraram a segurança geral da planta. Dentre esses sistemas existe o sistema de remoção de calor residual do núcleo do reator. Este sistema, responsável pela remoção de calor residual do núcleo, leva calor residual do núcleo até um trocador de calor localizado na piscina de depósito de combustíveis usados, por circulação natural. Este trocador de calor é vital para o sistema, visto que ele representa a interface entre a fonte fria e a fonte quente do circuito, e é através dele que o calor residual, retirado do núcleo do

reator, é então depositado na piscina de combustíveis usados, de forma a se levar o reator a um desligamento seguro.

1.1 Motivação

Vendo a importância do sistema de remoção de calor residual do núcleo do reator numa central nuclear, é natural pensar na concepção de um modelo em escala reduzida para estudá-lo, visto que seu funcionamento se dá pelo uso de um fenômeno natural, que é a convecção livre. Pelo fato dum modelo experimental se tratar de algo físico, dotado de medidores para melhor se compreender o fenômeno, é também sabido que certas informações sobre o sistema sejam difíceis de se obter, uma vez que as informações obtidas pelos medidores são limitadas. Com isso em mente, o uso de simulações de fluidodinâmica computacional pode trazer mais informações sobre o sistema em si, uma vez que os tipos de informações fornecidas pela simulações são mais completas no que se diz respeito ao comportamento termohidráulico do sistema.

Outro aspecto importante a se ressaltar sobre o uso da simulação computacional é que, principalmente na indústria nuclear, certos componentes de uma central nuclear, podem ser difíceis de testar, seja por razões econômicas, pois os sistemas usados em centrais nucleares são compostos por materiais e equipamentos muito caros, ou até mesmo por razões de segurança, pelo fato da central nuclear envolver o uso de fontes de radiação em seu projeto. Com estes problemas em mente, usar simulações computacionais para dimensionamento e até mesmo licenciamento de equipamentos nucleares pode ser interessante, tanto do ponto de vista econômico como do ponto de vista de segurança.

1.2 Objetivo

Tendo em vista todos os detalhes apresentados anteriormente, este trabalho foi concebido. O trabalho aqui desenvolvido se baseia na simulação computacional do trocador de calor do tipo casco-tubo, contra-corrente, presente no modelo em escala

reduzida do sistema de remoção de calor residual do núcleo do reator de um reator tipo AP600, que se encontra instalado no Instituto de Engenharia Nuclear (IEN) na Cidade Universitária. As simulações computacionais serão realizadas utilizando-se um software comercial de fluidodinâmica, o *ANSYS CFX*, e o objetivo que se deseja alcançar é determinar características de transferência de calor do trocador de calor do circuito de circulação natural operando em regime bifásico e mostrar que a simulação computacional pode ser usada para estudo de equipamentos.

1.3 Organização do Trabalho

Com os objetivos estabelecidos, o trabalho foi organizado de forma a melhor compreender como se lidou com o problema aqui abordado. No Capítulo 2, serão mostrados os conceitos básicos necessários para a compreensão do que foi desenvolvido no trabalho. Já no Capítulo 3, será abordado o que foi estudado na literatura, sobre modelagens de condensação em simulações computacionais e também simulações numéricas realizadas sobre o sistema passivo de remoção de calor residual do núcleo do reator. O Capítulo 4 foca na descrição do sistema experimental, onde o trocador de calor se localiza, mostrando os equipamentos que o constituem assim como os sistemas de medição empregados. No Capítulo 5, é mostrado o problema físico que é o foco de estudo deste trabalho, e a ferramenta utilizada para a obtenção dos resultados computacionais. Finalmente, no Capítulo 6 serão apresentados os resultados obtidos, bem como discussões em cima destes resultados, explicando seus comportamentos.

Capítulo 2

Conceitos Básicos

Neste capítulo serão apresentados uma breve descrição das usinas a água pressurizada, conceitos básicos sobre circulação natural, conceitos básicos que envolvem a análise unidimensional de um trocador de calor e uma rápida explicação sobre o fenômeno da condensação.

2.1 Reator de Água Pressurizada Avançado

Ao longo dos anos, uma série de tipos de usinas foram desenvolvidos com o objetivo de gerar energia elétrica para a crescente demanda mundial. O fato de que a nossa sociedade se baseia em eletricidade, faz com que sua disponibilidade seja um problema que deve ser tratado com bastante atenção. Para atender a esta necessidade, a tecnologia nuclear é utilizada como uma das fontes geradoras de energia elétrica. Neste âmbito, uma série de tipos de usinas nucleares foram desenvolvidas ao longo dos anos, dentre elas as usinas de reatores a água pressurizada (*Pressurized Water Reactor*, PWR), o tipo de usina nuclear mais usado no mundo. Segundo dados, de 18 de janeiro de 2013, da Sociedade Européia Nuclear, no mundo estão instalados e operantes 273 reatores tipo PWR. O Brasil possui, atualmente, dois reatores do tipo PWR instalados e operantes, Angra 1 e Angra 2, que podem ser encontrados na Central Nuclear Almirante Álvaro Alberto (CNAEA), localizada no município de Angra dos Reis, e Angra 3 que é um reator do mesmo tipo de Angra 2 e que se encontra atualmente em construção.

O funcionamento básico de uma usina do tipo PWR é da seguinte forma: o PWR é projetado com dois sistemas de água. No primeiro sistema, chamado de primário, a água (fluido refrigerante) está em contato direto com o núcleo do reator, retirando calor dos elementos combustíveis e posteriormente entregando este calor ao Gerador de Vapor (GV). Essa água então sai do GV, passa pela Bomba de Refrigeração do Reator (BRR) e é reintroduzida no núcleo do reator, reiniciando o ciclo. Nas usinas, este ciclo (*Loop*) pode se apresentar mais de uma vez numa mesma usina, isto é, numa usina pode-se ter, por exemplo, 2 ou 4 *loops*, de forma a aumentar a potência. Este primeiro sistema da usina é totalmente pressurizado, a 15,5 MPa, de forma que o fluido refrigerante não entre em ebulição. O pressurizador é responsável por manter esta pressão constante durante a operação e normalmente está localizado na saída do reator. No segundo sistema, ou secundário, a água passa pelo sistema externo aos tubos do GV, trocando calor com o o fluido refrigerante do sistema primário. Essa água então sai do GV na forma de vapor e entra nas turbinas onde a energia térmica é então convertida em energia elétrica. Ao sair da turbina, a água do sistema secundário passa por um condensador, onde o vapor que sai da turbina é transformado em líquido, e em seguida a água é reaquecida e rebombada para entrar novamente no GV e reiniciar o ciclo.

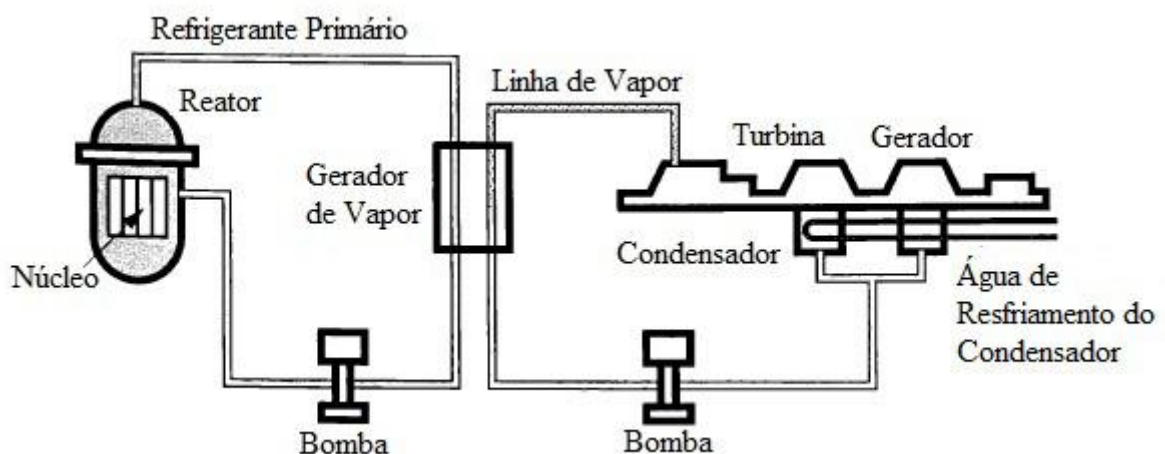


Figura 2.1: Esquema simplificado de uma usina PWR (Todreas e Kazimi (1989)).

Usinas como o PWR são usinas da segunda geração de reatores nucleares, que

são caracterizados como uma classe de reatores construídas até os dias de hoje, como o reator de Angra 3. Com o tempo prolongado de operação de reatores de geração II, muitas informações foram obtidas sobre a operação em si da usina, bem como aprendizados sobre a tecnologia nuclear em si. A fim de se obter melhor eficiência de operação, maior segurança de operação e melhor rentabilidade, reatores de geração III foram desenvolvidos tendo-se em vista melhorar aspectos de reatores de geração II. Essa geração III de reatores nucleares melhora em relação a geração passada em quesitos como: padronização, agora as usinas possuem em vez de uma série de projetos diferentes de usinas, apenas algumas poucas que seguem um mesmo padrão o que facilita o licenciamento de novas usinas, visto que o projeto de uma usina para outra varia muito pouco; segurança, as usinas de geração II dependiam de sistemas ativos de segurança, ou seja, acionados por dispositivos de medição baseados em sistemas elétricos ou mecânicos, além de dependerem de ação humana, fazendo com que os sistemas de segurança ficassem vulneráveis a falhas. Porém, usinas de geração III contam com sistemas passivos de segurança, que atuam de forma automática, sem depender de sistemas elétricos ou mecânicos, ou até mesmo de intervenção humana.

Dentre estes reatores de geração III existem os reatores a água pressurizada avançados, ou do inglês APWR (*Advanced Pressurized Water Reactor*). Os modelos AP600 e AP1000 são exemplos de APWRs desenvolvidos pela empresa americana Westinghouse, projetista de reatores nucleares. Estes dois reatores possuem uma série de sistemas passivos de segurança dentre eles, o sistema passivo de remoção de calor residual do núcleo do reator. Esse sistema pode atuar durante um cenário de acidente, após o desligamento emergencial do reator, onde o reator perde sua capacidade de remoção de calor através do sistema secundário, como, por exemplo, por falta de energia externa, que resulta no desligamento das BRRs, culminando na perda de circulação forçada no circuito primário (*Loss of Flow Accident*, LOFA). Após o desligamento forçado, o sistema de remoção de calor residual auxilia, removendo calor residual do núcleo. Esse sistema também é usado na remoção de calor residual do núcleo durante uma operação de parada da usina. Nesse momento, o sistema passivo de remoção de calor residual atua, removendo calor através da circulação natural, que ocorre entre o reator e um trocador de calor de tubos imersos

no Tanque de Reserva de Água da Contenção onde o calor removido é depositado.

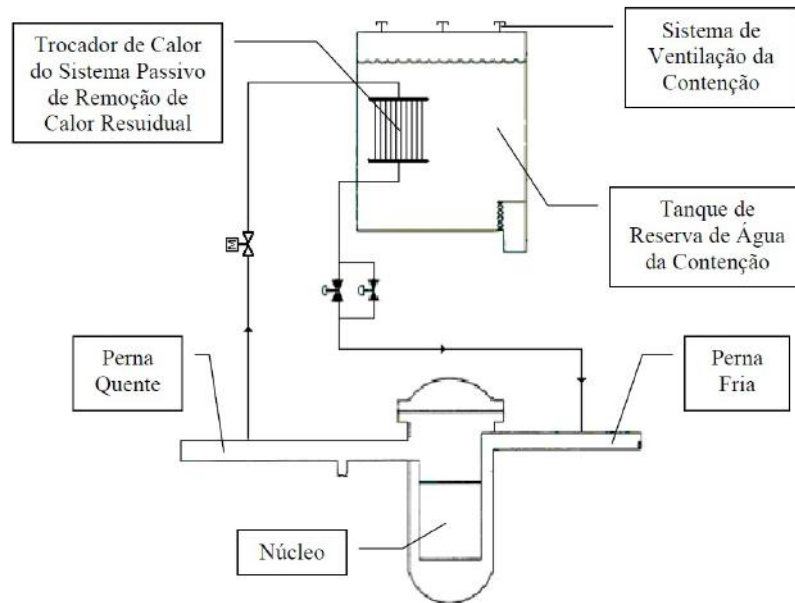


Figura 2.2: Esquema do sistema de remoção de calor residual (Silva (2007)).

2.2 Circulação Natural

Como já visto anteriormente, a convecção natural é um fator importante na indústria nuclear, sendo usada como um recurso de grande importância no que se diz respeito à segurança passiva de uma central nuclear.

Comumente, pensa-se em transferência de calor causada por escoamento forçado de um fluido sobre um sólido, ou um sólido em movimento num fluido estacionário, ou seja, convecção forçada. Entretanto, no caso da convecção natural, não existem forças motrizes externas impulsionando o escoamento, mas sim uma circulação interna no próprio fluido, devido a gradientes de densidade. Nos casos típicos, este gradiente de densidades se dá devido à presença de um gradiente de temperaturas no fluido. Essa diferença de massas específicas, gera um empuxo dentro do fluido, segundo Incropera et al. (2008), chamado de força de corpo. Essa força normalmente é gravitacional, ou seja, gerada pela ação da gravidade no fluido com densidade variante de acordo com a posição.

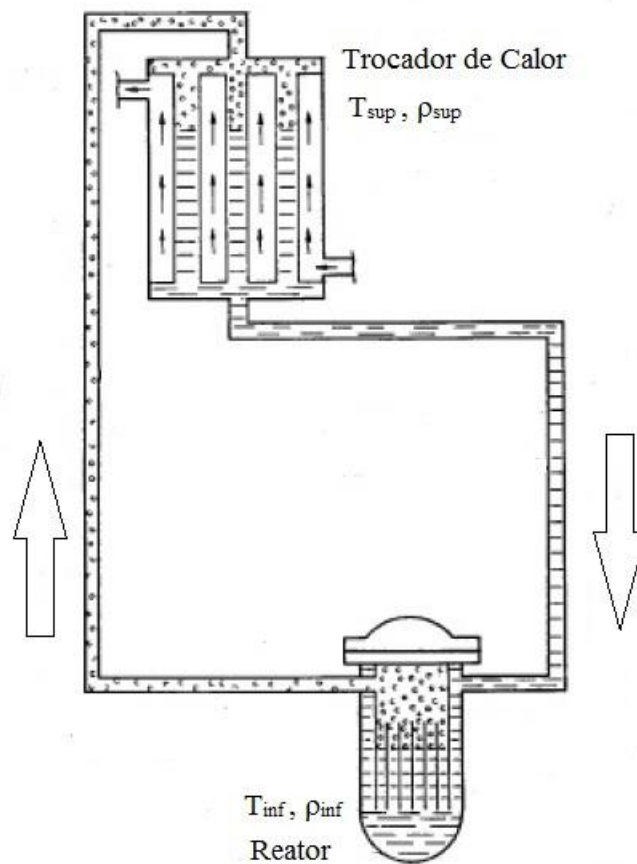


Figura 2.3: Exemplo de sistema circulação natural (Lemos (2014)).

Para entender melhor o processo, considere um fluido confinado no sistema mostrado na Figura 2.3, de temperaturas distintas (T_{sup} , T_{inf}). Num primeiro caso, supõe-se que o trocador de calor possua uma temperatura média mais fria do que no reator ($T_{sup} < T_{inf}$), conseqüentemente a densidade mais próxima ao trocador de calor é maior do que a no reator ($\rho_{sup} > \rho_{inf}$). Neste cenário, quando a diferença de temperaturas for grande o suficiente, o sistema se tornará instável visto que, as forças de empuxo presentes no fluido irão superar as forças viscosas. Neste ponto, por gravidade, o fluido superior, que é mais denso, logo mais pesado, será forçado para baixo, e então uma circulação aparecerá dentro do fluido. Num segundo caso, onde a temperatura superior é maior que a inferior ($T_{sup} > T_{inf}$), não há gradiente de densidade no sentido da força gravitacional, mas sim contra. Neste caso, o sistema

é estável e não há circulação interna no fluido.

2.3 Trocadores de Calor

Outro aspecto importante e que também é o foco deste trabalho, é a compreensão de trocadores de calor. Estes equipamentos são amplamente usados na indústria em diversas aplicações. Na indústria nuclear, a troca de calor é essencial para geração de energia, pois através dela é possível a geração do vapor que moverá as turbinas da usina. Equipamentos como geradores de vapor, usados na interface do sistema primário com o secundário, condensador, usado para refrigerar e condensar o vapor que sai da turbina, os reaquecedores que têm como função reaquecer a água do circuito secundário para depois entrar no GV e os trocadores de calor usados nos sistemas de remoção de calor residual são exemplos de trocadores de calor usados em centrais nucleares.

Um trocador de calor é um dispositivo usado para transferir energia térmica (entalpia), seja entre dois fluidos, entre um fluido e um sólido ou até mesmo dois particulados de sólido e um fluido, em diferentes temperaturas. Comumente, a transferência de calor num trocador de calor se dá entre dois fluidos, sendo um quente e o outro frio, separados por um sólido que é considerado como uma resistência térmica entre os dois fluidos. Aplicações típicas de trocadores de calor são refrigeração ou aquecimento de corrente de fluidos, ou evaporação e condensação de fluidos.

2.3.1 Classificação de Trocadores de Calor

Trocadores de calor são classificados de várias maneiras. Segundo Shah e Sekulić (2003), trocadores de calor podem ser classificados pelos seguintes quesitos: pelo tipo de contato entre os fluidos, número de fluidos envolvidos, tipo de construção ou arranjo de fluxo.

No que se diz respeito ao tipo de contato entre os fluidos, o contato indireto é o tipo mais comum. No contato indireto, os fluidos que passam pelo trocador de calor são separados por uma parede fina, de algum material com alta condutividade térmica. Existem também trocadores de calor que são do tipo de contato direto,

onde os fluidos são misturados e trocam calor diretamente, sem nenhuma superfície sólida de troca de calor entre os dois, isto é, uma parede.

Quanto ao número de fluidos, é comum utilizar apenas dois fluidos no trocador de calor, chamados de fluido frio e fluido quente. Entretanto, na indústria química são empregados trocadores de calor com 3 ou mais fluidos de troca, em processos químicos como, por exemplo, sistemas de separação de ar, unidades de separação de hélio do ar, purificação e liquefação de hidrogênio, dentre outros.

Já quando se fala na construção de trocadores de calor, quesito mais utilizado para qualificação destes equipamentos, existe uma série de tipos de arranjos. Os arranjos mais comuns são os de tipo tubular como, casco-tubo, tubo duplo (tubos concêntricos). Esses tipos de arranjo são os mais usados no setor nuclear, por exemplo, em geradores de vapor em centrais nucleares, que são responsáveis pela troca de calor entre o circuito de água primário e o circuito secundário. Há também os trocadores do tipo placa, compostos por um grupo de placas finas, geralmente enrugadas. Esses tipos de trocadores costumam trabalhar em baixas pressões.

Finalmente, podemos classificar os trocadores a partir do seu arranjo de fluxo. Existem três arranjos muito comuns na indústria, que são: correntes paralelas, contra-corrente ou corrente cruzada.

Num trocador de calor de correntes paralelas, tanto o fluido frio quanto o fluido quente escoam no mesmo sentido (Figura 2.4). Já em contra-corrente (Figura 2.5), como o nome já sugere, o fluxo frio escoar em sentido oposto ao fluxo quente. E finalmente, num trocador de calor de correntes cruzadas, os fluxos dos fluidos são arranjados de tal forma que o escoamento entre eles se dá de forma cruzada, como podemos ver na Figura 2.6.

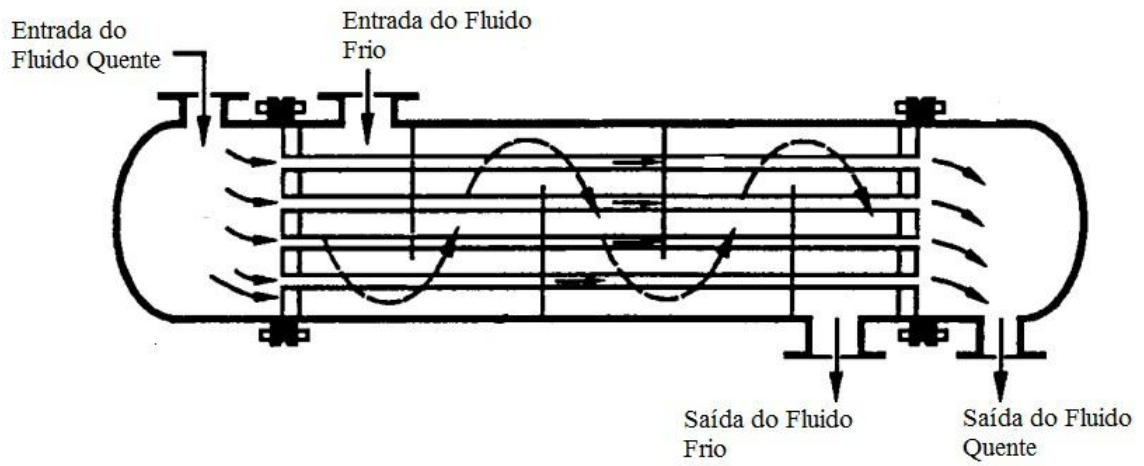


Figura 2.4: Trocador de calor de correntes paralelas.

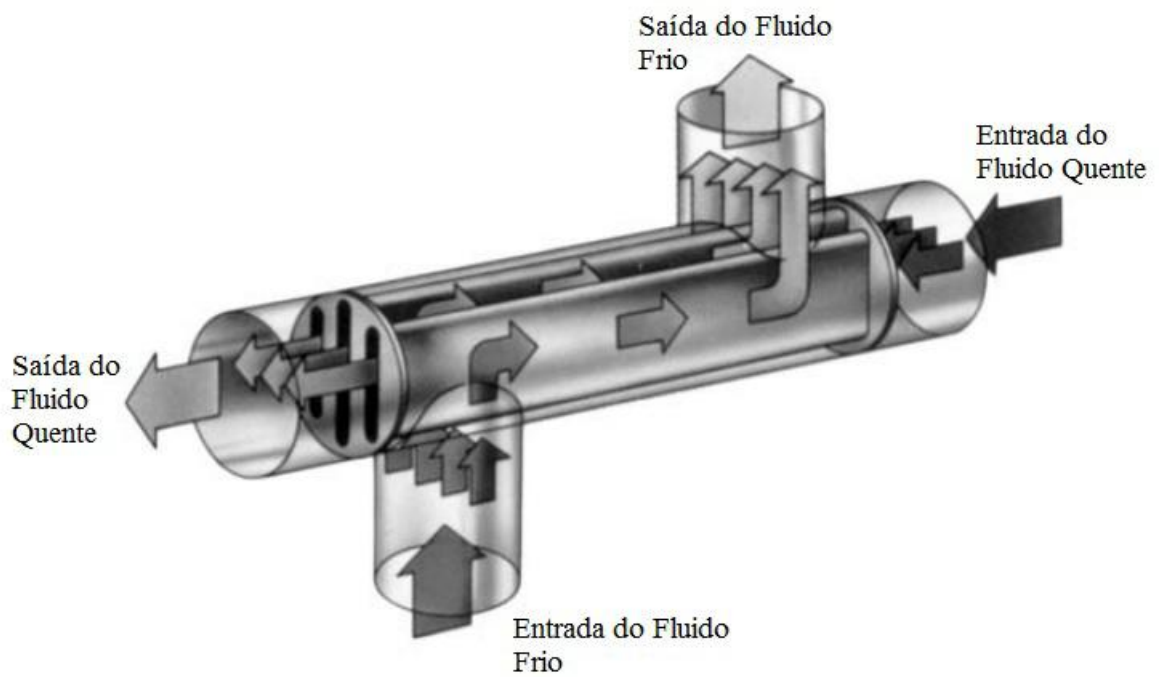


Figura 2.5: Trocador de calor em contra-corrente.

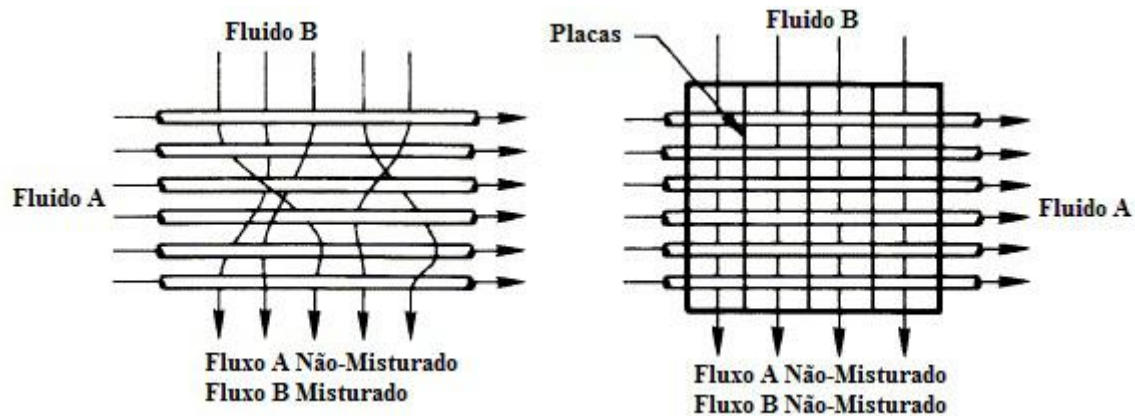


Figura 2.6: Trocador de calor de correntes cruzadas.

2.3.2 Balanço Térmico de Trocadores de Calor

Para que a análise de um trocador de calor gere um modelo simples o suficiente, de forma que a análise energética global seja possível, uma série de hipóteses são tomadas:

1. O trocador de calor opera em estado estacionário.
2. Transferências de calor para o ambiente são desprezadas.
3. Não existem fontes ou depósitos de energia térmica dentro do trocador de calor (resistências elétricas, reações químicas ou nucleares).
4. A temperatura de cada fluido é uniforme na direção normal a do escoamento.
5. A resistência térmica da parede é uniforme ao longo de todo o trocador de calor.

Essas hipóteses são necessárias para a análise unidimensional estacionária de um trocador de calor. Para a análise da transferência de calor de um trocador, serão relacionadas as seguintes grandezas:

- \dot{q} -> taxa de transferência de calor.
- A -> área de troca de calor

- C -> capacidade térmica
- U -> coeficiente global de transferência de calor

Para se compreender a análise, será idealizado o trocador de calor contra-corrente mostrado na Figura 2.7.

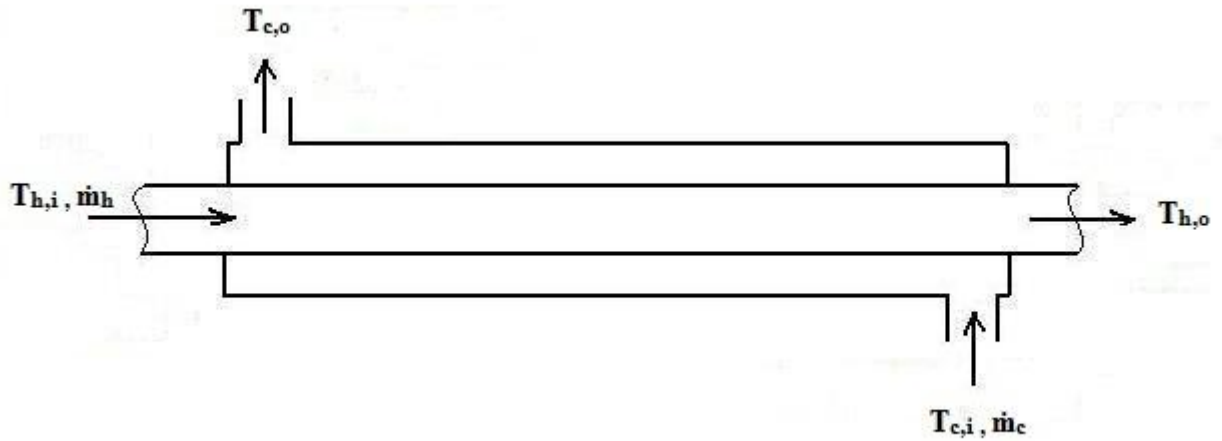


Figura 2.7: Esquema simplificado de trocador de calor contra-corrente.

O balanço global da transferência de calor que ocorre num trocador de calor contra-corrente é dado pelas seguintes equações:

$$\dot{q} = \dot{q}_j = \dot{m}_j(h_{j,i} - h_{j,o}) , \quad (2.1)$$

e

$$\dot{q} = UA\Delta T_m . \quad (2.2)$$

A equação 2.1 é a equação de balanço baseada na primeira lei da termodinâmica, que relaciona o calor recebido ou cedido por um fluido de acordo com a variação da entalpia e seu fluxo mássico. Já a equação 2.2 mostra o calor transferido no trocador de calor em função de suas propriedades, como área total de troca A e o coeficiente global de transferência de calor U . O termo ΔT_m da equação 2.2 é

denominado diferença média efetiva das temperaturas, ou simplesmente diferença média das temperaturas. A determinação de ΔT_m é feita da seguinte forma:

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm}, \quad (2.3)$$

onde ΔT_{lm} é a diferença média logarítmica das temperaturas, que, no caso do trocador de calor contra-corrente, é calculada da seguinte forma:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_I - \Delta T_{II}}{\ln(\Delta T_I / \Delta T_{II})}, \quad (2.4)$$

$$\Delta T_I = T_{h,i} - T_{c,o}, \quad (2.5)$$

e

$$\Delta T_{II} = T_{h,o} - T_{c,i}. \quad (2.6)$$

O calor cedido ou recebido por um fluido no trocador de calor também pode ser expressado da seguinte forma:

$$\dot{q} = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}), \quad (2.7)$$

onde C_h e C_c podem ser expressos como:

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h}, \quad (2.8)$$

e

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c}. \quad (2.9)$$

É importante ressaltar que todas as propriedades termohidráulicas de ambos os fluidos serão tomadas na temperatura de filme, que é expressada para o fluido quente, como visto na equação seguinte:

$$T_{m,h} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2}. \quad (2.10)$$

Analogamente, para o fluido frio:

$$T_{m,c} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} . \quad (2.11)$$

2.3.3 O Método $\epsilon - NTU$

O método ϵ - NTU foi desenvolvido com o objetivo de quantificar a eficiência térmica a um trocador de calor, e naturalmente servir como um quesito de comparação entre trocadores de calor. Esse método também representa uma alternativa ao cálculo realizado anteriormente neste trabalho. Para obter resultados, o método possui dois parâmetros principais, o ϵ , que é a efetividade do trocador de calor, e o NTU , que é chamado de Número de Unidades de Transferência. A seguir, serão explicados os parâmetros para um trocador de calor em contra-corrente.

A efetividade ϵ é definida, segundo Shah e Sekulić (2003), da seguinte forma:

$$\epsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} , \quad (2.12)$$

onde \dot{q} é o calor trocado no trocador de calor entre o fluido frio e o fluido quente, que é dado pela equação 2.7, e \dot{q}_{max} é o calor máximo transferido por um trocador de calor. Esse parâmetro \dot{q}_{max} é uma idealização que foi concebida para servir de "medida" de perfeição do trocador de calor. Essa idealização se baseia na seguinte ideia: um trocador de calor com área infinita, no caso de $C_c \leq C_h$, seria capaz de trocar calor o suficiente, a ponto de a temperatura de saída do fluido frio $T_{c,o}$ se igualar a temperatura de entrada do fluido quente $T_{h,i}$, que seria o mais quente possível que o fluido frio poderia chegar. Analogamente, se $C_c \geq C_h$, fluido quente sairia do trocador $T_{h,o}$ com a mesma temperatura de entrada do fluido frio $T_{c,i}$ (Figura 2.8).

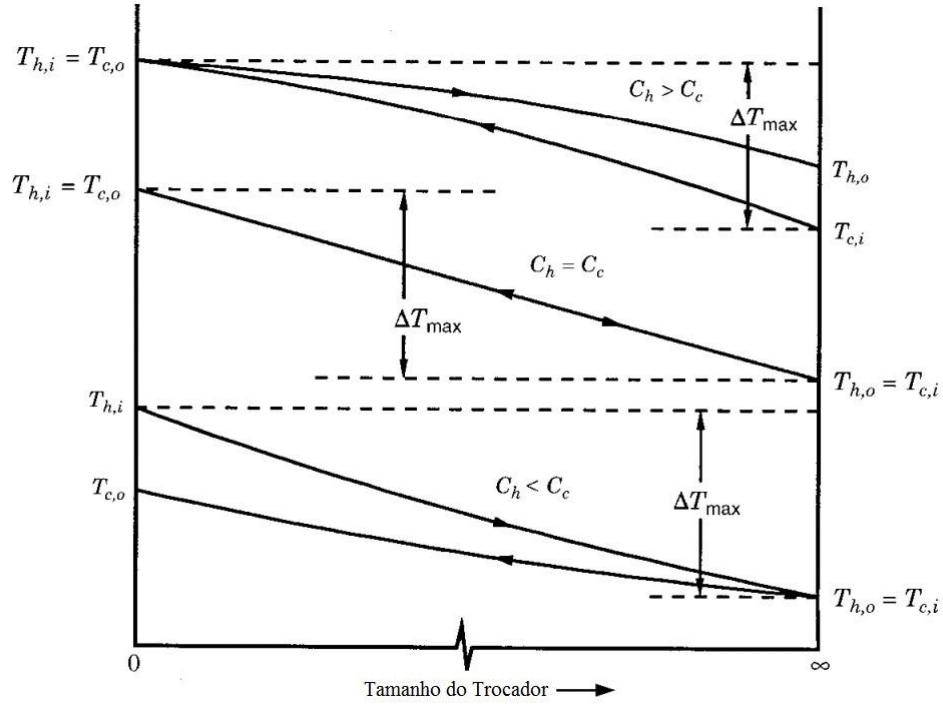


Figura 2.8: Temperaturas num trocador de calor em contra-corrente de área infinita (Shah e Sekulić (2003)).

Então q_{max} será definido da seguinte forma:

$$\dot{q}_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) , \quad (2.13)$$

onde:

$$C_{min} = \begin{cases} C_c & \text{para } C_c \leq C_h, \\ C_h & \text{para } C_c \geq C_h. \end{cases}$$

O parâmetro NTU (Número de Unidades de Transferência) é definido segundo a equação a seguir, como visto por Filho (2004).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} . \quad (2.14)$$

Este é um parâmetro adimensional e, na indústria de trocadores de calor, considerado um parâmetro de projeto. Ele pode ser interpretado como uma comparação entre a magnitude relativa da taxa de transferência de calor e a taxa de mudança

da entalpia do fluido de menor capacidade térmica (Shah e Sekulić (2003)). Baixos valores de NTU significam baixa efetividade do trocador. Normalmente, quanto maior o valor do NTU maior a efetividade.

Radiador de Carro:	$NTU \approx 0.5 \rightarrow \epsilon \approx 40\%$
Condensador de Usina a Vapor:	$NTU \approx 1 \rightarrow \epsilon \approx 63\%$
Regenerador de Turbina a Gás Industrial:	$NTU \approx 10 \rightarrow \epsilon \approx 90\%$
Regenerador para Motor Stirling:	$NTU \approx 50 \rightarrow \epsilon \approx 98\%$
Regenerador para uma Usina de GNL:	$NTU \approx 200 \rightarrow \epsilon \approx 99\%$

Tabela 2.1: Exemplos de NTU e ϵ de alguns Trocadores de Calor (Shah e Sekulić (2003))

Isso é esperado, pois NTU é diretamente proporcional a área de troca A , ou seja, quanto maior o NTU , maior a área de troca pode ser. Os parâmetros NTU e ϵ podem ser matematicamente relacionados. A seguinte equação demonstra essa relação para um trocador de calor contra-corrente:

$$NTU = \frac{1}{1 - C^*} \ln \left(\frac{1 - C^* \epsilon}{1 - \epsilon} \right), \quad (2.15)$$

onde C^* é simplesmente a razão entre a menor capacidade térmica e a maior. C^* pode ser expresso como:

$$C^* = \begin{cases} (T_{c,o} - T_{c,i}) / (T_{h,i} - T_{h,o}) & \text{para } C_h = C_{min}, \\ (T_{h,i} - T_{h,o}) / (T_{c,o} - T_{c,i}) & \text{para } C_c = C_{min}. \end{cases}$$

Um trocador de calor é considerado balanceado quando $C^* = 1$.

2.3.4 Título Termodinâmico x

Ao se estudar um trocador de calor, cuja entrada primária é uma mistura bifásica de água e vapor d'água saturados, é interessante estimar um valor para o título dessa mistura.

Segundo Borgnakke e Sonntag (2009), quando uma substância, na temperatura de saturação, é composta por uma mistura de fase líquida e gasosa, podemos definir

a grandeza chamada título. Essa grandeza expressa a razão entre a massa de vapor e a massa total da substância, como vemos na equação a seguir:

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_l} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} . \quad (2.16)$$

Certas propriedades termodinâmicas, quando numa mistura líquido-vapor, são calculadas como uma ponderação usando-se o título da substância saturada. A entalpia de uma mistura saturada é dada como:

$$h = (1 - x)h_l + xh_v = h_l + xh_{lv} . \quad (2.17)$$

No caso do trocador de calor contra-corrente para determinação do título, serão utilizadas a equação 2.1 e a equação 2.17. Combinando-se as duas, teremos a seguinte equação para título na entrada do trocador de calor contra-corrente em função das entalpias.

$$x = \frac{1}{h_{lv}} \left(\frac{\dot{m}_c(h_{c,o} - h_{c,i})}{\dot{m}_h} - h_l + h_{h,o} \right) . \quad (2.18)$$

2.4 Condensação

A condensação é outro aspecto importante deste trabalho que deve ser compreendido de forma básica a fim de se entender melhor o problema físico que será estudado aqui.

A troca de fase é um fenômeno que ocorre quando um material, seja ele qual for, atinge uma certa temperatura, onde ocorre a troca de fase. No caso de substâncias puras, a troca de fase ocorre num única temperatura constante, chamada temperatura de saturação. No caso da água pura, esta temperatura, em que o gás condensa em líquido, é de 100 graus celsius para uma pressão de 1,01 bar, mas outras substâncias terão outras temperaturas de saturação. A condensação pode se dar de várias formas, seja pelo contato com uma superfície mais fria, ou por condensação homogênea, onde as gotículas de condensado permanecem suspensas na fase gasosa, distribuídas homogeneamente, ou até mesmo por contato direto, onde

o vapor entra em contato direto com um líquido mais frio, condensando no próprio líquido.

Fisicamente falando, para que uma condensação ocorra, o vapor deve perder calor suficiente a ponto de mudar de fase. Enquanto o vapor permanece numa temperatura acima de saturação, sua temperatura média vai baixando conforme este perde calor. Ao atingir a temperatura de saturação, o vapor continua perdendo calor, mas sua temperatura permanece na temperatura de saturação, isto é, o vapor perde calor apenas para trocar de fase. Este calor perdido durante a mudança de fase é chamado de calor latente.

Segundo Incropera et al. (2008), este calor cedido durante a mudança de fase pelo vapor pode ser obtido pela seguinte equação:

$$\dot{q} = \dot{m}h_{fg} . \quad (2.19)$$

Onde h_{fg} é o calor latente da mudança de fase do fluido. Esta propriedade é inerente ao fluido e depende da temperatura e da pressão assim como muitas propriedades termodinâmicas.

Estes conceitos aqui apresentados são importantes para a compreensão do trabalho que se segue e muitos deles serão vitais nas discussões dos resultados que virão mais a frente.

Capítulo 3

Revisão Bibliográfica

Neste capítulo são revisados os estudos experimentais e analíticos na literatura, sobre sistemas passivos de remoção de calor residual, condensadores e modelos computacionais.

3.1 Sistema Passivo de Remoção de Calor Residual

O Sistema Passivo de Remoção de Calor Residual do Núcleo do Reator (SPRCRNR) é um sistema importante nas modernas centrais nucleares e seu estudo tem sido abordado na literatura, principalmente quanto ao sistema passivo presente em reatores AP1000, desenvolvidos pela Westinghouse. O SPRCRNR tem por objetivo remover calor residual do núcleo do reator, seja devido a um processo de desligamento do reator nuclear, ou auxiliando durante um acidente, como por exemplo um LOFA, onde após alcançado o desligamento seguro do reator, o sistema irá remover o calor residual presente no núcleo.

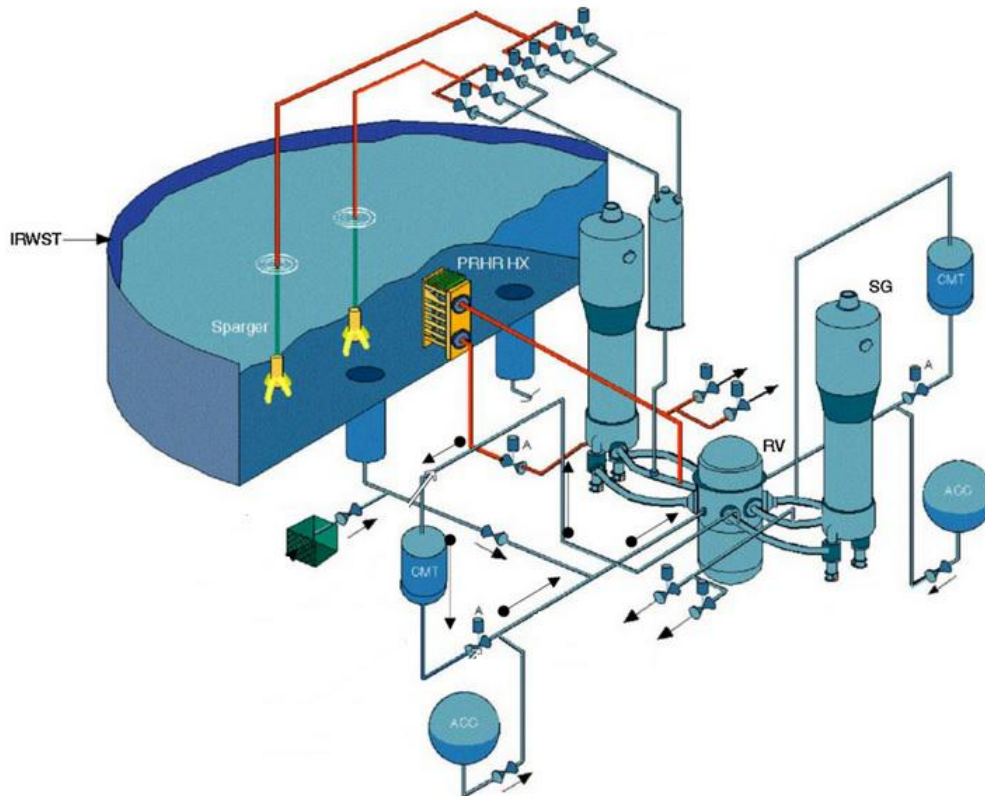


Figura 3.1: Sistema passivo de remoção de calor residual de reator AP1000 (em vermelho).

Wang et al. (2013) estudaram o comportamento termohidráulico de sistemas, como o SPRCRNR, em pequenos LOCAs num reator tipo AP1000, com a ajuda do Relap5/MOD3.4. Admitiu-se que houve perda de refrigerante no sistema primário através de uma ruptura numa das pernas frias do reator. Foram estudadas rupturas com as seguintes dimensões: 2, 4, 8 e 10 polegadas. O objetivo então era verificar como o SPRCRNR se comportaria durante um acidente deste tipo. Wang et al. (2013) concluíram que para as rupturas de 2 e 4 polegadas, a remoção de calor pelo trocador de calor do SPRCRNR é maior que o calor residual gerado pelo reator no acidente, mostrando que o sistema é capaz de assegurar o desligamento seguro da central nuclear. Entretanto, para as rupturas de 8 e 10 polegadas, o calor removido pelo trocador de calor não é suficientemente grande para se remover todo o calor residual gerado pelo reator, fazendo com que as quantidades de vapor formado no sistema se elevem de forma perigosa.

Já no trabalho realizado por Lioce et al. (2012), o objetivo não era estudar o SPRCRNR em cenários de acidente, mas sim em testes no sistema primário antes da operação do reator nuclear. Os autores realizaram simulações numéricas utilizando o código RELAP5 MOD3.3, que apresentaram resultados satisfatórios em relação a testes realizados no *Core Makeup Tank* (CMT), sistema responsável pela reposição de fluido refrigerante no sistema primário no caso de um LOCA (*Loss of Coolant Accident*), demonstrando que as ferramentas de simulação computacional têm potencial para reproduzir de forma precisa o que ocorre na central nuclear quando este sistema é utilizado. Os resultados mostram boa concordância com o esperado, mostrando que a ferramenta computacional é muito útil no que se diz respeito ao licenciamento de centrais nucleares, visto que com essas ferramentas é possível se obter informações importantes sobre testes que venham a ser realizados na usina, informando se as condições determinadas em projeto levarão de fato a uma central segura durante sua operação.

3.2 Condensadores

Oh e Revankar (2005b) estudaram a condensação completa de vapor num condensador vertical passivo de tubo único. Este condensador se baseia num equipamento presente no Sistema de Refrigeração Passiva da Contenção (SRPC) de em reatores a água fervente BWR (*Boiling Water Reactor*) simplificados. Os testes foram realizados sem a presença de gases não-condensáveis (NC). Os resultados obtidos para a variação da capacidade de condensação do sistema e os coeficientes de transferência de calor em função do aumento de pressão foram considerados pelos autores (Oh e Revankar (2005b)) fisicamente consistentes. Em outro trabalho Oh e Revankar (2005a) mostraram uma comparação entre resultados obtidos em seu primeiro trabalho com modelos empíricos de Nusselt para a determinação dos coeficientes de transferência de calor do condensador. Os resultados com o uso dos modelos se mostraram bem consistentes com os resultados obtidos experimentalmente, indicando que o modelo desenvolvido por Nusselt é bem confiável.

Henderson et al. (2010) também estudaram a condensação completa sem a

presença de gases NC. Henderson et al. (2010) se basearam também no SRPC, porém seu estudo considera um condensador de 4 tubos e não de tubo único. Seus resultados experimentais medidos são fisicamente consistentes e com os resultados obtidos anteriormente para tubo único.

Lee e Kim (2008) observaram a condensação em tubos verticais de um trocador de calor presente no Sistema Passivo de Remoção de Calor Residual (SPRCR) de um reator tipo SMART-P (*System-Integrated Modular Advanced Reactor*). Neste caso, existe a presença de gases NC juntamente com o vapor que deve ser condensado. Seus resultados mostraram que quanto maior a quantidade de gases NC, menor a capacidade de transferência de calor do trocador de calor, ou seja, menos intenso se torna o processo de condensação. Munoz-Cobo et al. (1999) e Zhou et al. (2010) fizeram um estudo similar, observando a condensação com a presença de gases NC, porém no mesmo sistema estudado por Oh e Revankar (2005b) e Oh e Revankar (2005a). Os resultados obtidos por Munoz-Cobo et al. (1999) e Zhou et al. (2010) foram similares aos de Lee e Kim (2008), mostrando que a inserção de gases NC prejudica a capacidade do condensador de remover calor do vapor que se deseja condensar.

3.3 Modelagem da Condensação

Alguns tipos de trocadores de calor são utilizados em sistemas onde existe a presença de vapor, e neste caso sua função pode ser remover calor deste vapor até que condense. Visto isso, seria interessante simular computacionalmente o fenômeno da condensação, de forma a entender melhor como a troca de fase ocorre dentro do trocador de calor. A seguir são apresentados os principais modelos computacionais para a condensação encontrados na literatura.

3.3.1 Modelos de Funções Personalizadas

A primeira abordagem do problema da troca de fase é o modelo que envolve o uso de funções definidas pelo usuário. O uso destes tipos de funções podem ser de grande ajuda quando se quer expressar um problema que envolve alto grau de

complexidade. A sua implementação se baseia no fato que, o usuário pode introduzir no programa funções não antes presentes no programa para expressar um fenômeno físico, como por exemplo, uma troca de calor latente entre dois fluidos, como também a troca de massa entre dois fluidos, caso estes dois fluidos sejam iguais porém em estados termodinâmicos distintos.

Dahikar et al. (2013) estudaram a condensação indireta em tube vertical de vapor puro. Nesta simulação foram considerados dois fluidos, um sendo o vapor e outro água líquida. A definição da condensação foi feita através da introdução de equações de calor latente e de transferência de massa decorrente da mudança de fase. Os resultados obtidos por Dahikar et al. (2013) foram satisfatórios em termos de temperaturas ao longo da região estudada, e de coeficientes de transferência de calor, mostrando que a simulação representa bem o fenômeno de troca de calor e de mudança de fase.

Gandhi et al. (2013) estudaram a evaporação gerada por um tubo aquecido imerso num tanque de água. Ao trocar calor com o tubo aquecido, a água do tanque sofria ebulição em certos pontos próximos a parede do tubo. Uma equação de transporte de massa foi usada para definir a transferência de massa, ou seja, o quanto de massa de água evapora quando em contato com o tubo aquecido. Em relação a troca de fase, os resultados obtidos por Gandhi et al. (2013) foram satisfatórios e mostaram boa concordância com resultados experimentais. Apesar do trabalho de Gandhi et al. (2013) tratar de ebulição e não condensação, a ebulição em si é uma troca de fase assim como a condensação, mostrando que o estudo de seu trabalho é válido.

As funções utilizadas por Dahikar et al. (2013) e Gandhi et al. (2013), foram implementadas no programa FLUENT. O FLUENT é uma ferramenta de simulação de fluidodinâmica muito utilizada e que permite este tipo de implementação. No caso de se usar estes tipos de funções em CFX, que é a ferramenta utilizada neste trabalho, essa implementação pode se tornar muito complexa e pouco viável. Essas dificuldades não significam que a utilização de funções definidas pelo usuário não sejam possíveis em CFX, porém é mais recomendado tentar trabalhar com as funções já previamente presentes no programa.

3.3.2 Modelo de Mistura Bifásica Homogênea

Outro tipo de modelo usado para simulações referentes a condensação é a mistura bifásica homogênea. Este modelo consiste num único fluido, que é definido a partir de dois fluidos quimicamente equivalentes, porém em estados termodinâmicos diferentes. Nesta modelagem a mistura é assumida sempre em equilíbrio termodinâmico, e a mudança de fase ocorre numa temperatura constante de saturação definida por uma base de dados termodinâmicos que é dada como entrada junto com os fluidos. Ao longo do escoamento, as condições de temperatura e pressão são calculadas, e a partir desta informação e a informação de entalpia local, o estado termodinâmico do fluido é definido, bem como a fração mássica de vapor, isto é, o título termodinâmico, que são retirados diretamente do diagrama de fases.

Yeon et al. (2011), realizaram uma simulação computacional de um cenário de acidente no qual ocorre o derretimento do núcleo com falha catastrófica do vaso de pressão de um reator. Os autores simularam a mudança de fase dos compostos sólidos do núcleo do reator para o estado líquido. Essa mistura líquida é denominada "corium" e na sua modelagem foi usada uma mistura de UO_2 e ZrO_2 . A mudança de fase foi simulada usando o modelo de mistura bifásica homogênea, apresentado anteriormente. Os resultados obtidos por Yeon et al. (2011) foram comparados com os resultados obtidos em testes realizados por Journeau et al. (2003) e Magallon et al. (2000) apresentando boa concordância.

As simulações realizadas por Yeon et al. (2011) foram feitas em CFX, usando-se a função de mistura bifásica homogênea. Este modelo é bastante recomendado para a simulação de troca de fase, visto que sua implementação é muito simples, e os resultados gerados pelo uso desta modelagem apresentam boa concordância com resultados experimentais (Journeau et al. (2003) e Magallon et al. (2000)). Em contrapartida, por ser um modelo simplificado, certos parâmetros não são obtidos, como por exemplo, a fração de vazios. Porém, quando o estudo é voltado para trocadores de calor, propriedades termodinâmicas são muito mais valiosas do que parâmetros do escoamento em si, tornando esse modelo uma boa ferramenta.

3.3.3 Modelo de duas Resistências

Outro modelo utilizado para a simulação de mudança de fase é o modelo de duas resistências. Nesta abordagem, é considerada a troca de massa e calor entre dois fluidos também quimicamente equivalentes, porém em estados termodinâmicos distintos. Neste caso, diferentemente da mistura bifásica homogênea, dois fluidos diferentes são definidos. Estes fluidos devem ser substâncias puras, pois a temperatura de saturação deve ser definida inicialmente. O modelo considera a troca de calor entre as duas fases, assumindo que cada uma das fases atua como uma resistência térmica no sistema, possibilitando a troca de calor entre os fluidos. No caso de água e vapor, o vapor é assumido como uma resistência nula, ou seja, todo o calor é transferido através da fase gasosa, e a fase líquida é modelada com relações empíricas para o Número de Nusselt, ou até mesmo o próprio Número de Nusselt pode ser dado. Vale também ressaltar que, neste modelo, o vapor é considerado um fluido disperso, ou seja, composto por várias pequenas partículas esféricas, e o líquido um fluido contínuo, onde o vapor se encontra.

Gulawani et al. (2006) usaram este modelo em simulações realizadas em ANSYS CFX 5.7, com o objetivo de estudar o fenômeno da condensação de vapor em contato direto com água subresfriada em injetores de vapor a jato. Nas simulações a fase vapor foi considerada com resistência nula e a fase líquida foi modelada usando a correlação de Ranz e Marshall (1952) para Número de Nusselt em escoamentos sobre esferas. Os resultados do trabalho foram comparados com dados experimentais obtidos por Kim et al. (2001) apresentando boa concordância.

O modelo utilizado por Gulawani et al. (2006) apresenta resultados muito completos no que diz respeito a escoamento e troca de calor. Entretanto, sua implementação é complexa devido à quantidade de fluidos presentes quanto maior o número de fluidos distintos a serem simulados pelo programa, mais difícil e demorada pode se tornar a simulação. Um outro problema acarretado pela implementação deste modelo é que se deve conhecer a fração de vazio de entrada do sistema. Porém apesar das dificuldades envolvidas na implementação deste modelo suas soluções são muito boas, fornecendo uma série de parâmetros que outros modelos não seriam capazes de calcular.

Pela revisão bibliográfica realizada, verifica-se que há uma grande quantidade de trabalhos sobre simulação fluidodinâmica de fenômenos particulares como a mudança de fase e de sistemas como o SPRCRNR, assim como estudos experimentais em condensadores. No trabalho aqui realizado, optou-se pelo modelo mais simples que mostrasse boa concordância com o fenômeno físico, e que fosse possível implementar no programa usado neste trabalho. Vale salientar que a escolha feita não exclui as outras possibilidades oferecidas pelos outros modelos, isto é, suas implementações no problema que será tratado adiante pode ser viável, e até mesmo mostrar resultados mais consistentes, desde que seja utilizada de maneira correta. É importante observar também que a complexidade envolvida numa simulação pode acarretar diferentes problemas em diferentes modelos, isto é, certos modelos podem funcionar melhor ou pior dependendo do problema físico a ser tratado, e cabe ao projetista selecionar o modelo que melhor se adapta a cada caso.

Capítulo 4

Aparato Experimental

Além de compreender os conceitos básicos que permeiam o estudo aqui realizado, e também o estudo da arte que engloba uma série de diferentes estudos nas mais diversas áreas, a apresentação e descrição do sistema físico em que o equipamento foco deste trabalho se encontra é importante para a compreensão do problema físico que será apresentado posteriormente.

Neste capítulo do trabalho serão descritos o Circuito de Circulação Natural, do qual o trocador de calor faz parte, bem como seus componentes e sistemas de controle e aquisição de dados experimentais.

4.1 Circuito de Circulação Natural

O Circuito de Circulação Natural (CCN) instalado no Laboratório de Termohidráulica Experimental (LTE), localizado no Instituto de Engenharia Nuclear (IEN), foi concebido como um modelo em escala reduzida de um sistema passivo de remoção de calor residual existente em reatores APWR (*Advanced Pressurized Water Reactor*). O objetivo deste sistema é remover o calor do núcleo do reator em situações de acidente p. ex. uma pane das Bombas de Refrigeração do Reator (BRR), ou do inglês *Loss of Flow Accident* (LOFA), ou também em situação de desligamento normal do reator quando se deve remover o calor residual produzido pelo núcleo. O CCN consiste num modelo em escala de 1:10 em altura desse sistema na pressão de 1 atm. Os objetivos do projeto do CCN foram: estudar o fenômeno da

circulação, validar modelos computacionais através de comparação com dados experimentais, e possível utilização deste modelo no auxílio ao licenciamento de novas centrais nucleares.

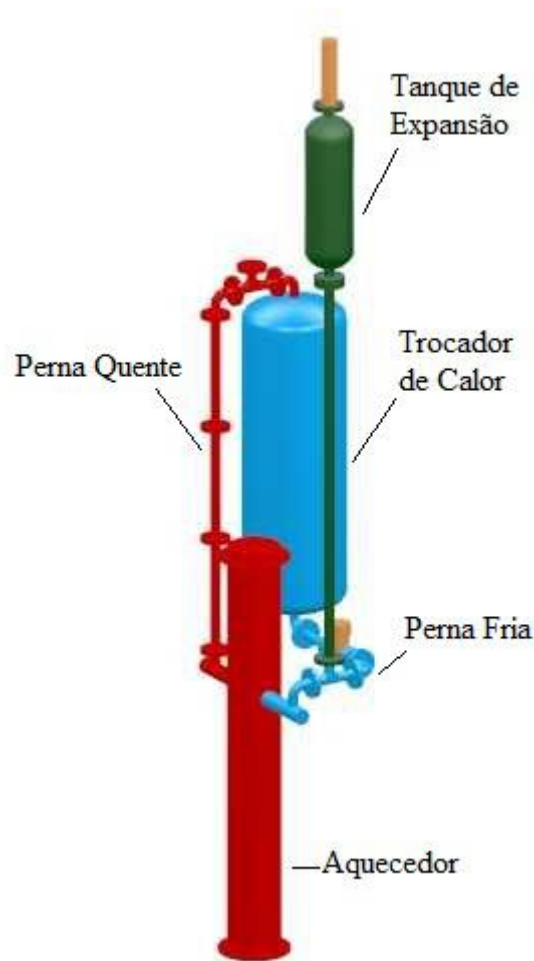


Figura 4.1: Circuito de Circulação Natural.

Na Figura 4.1 podem-se ver os componentes que compõe o CCN, bem como suas posições no circuito: um aquecedor contendo resistências elétricas, que aquecem o fluido de trabalho, reproduzindo o aquecimento do fluido refrigerante pelos elementos combustíveis no núcleo do reator; um trocador de calor que atua como um sumidouro de calor do circuito; um tanque de expansão, que é responsável por controlar a pressão durante a operação do circuito; uma perna fria e uma perna quente, por onde passam, respectivamente, o fluido que sai do trocador de calor e o fluido que sai do aquecedor. Na metade da perna quente encontra-se instalado

um visor de escoamento fabricado em vidro - borossilicato resistente às temperaturas típicas do circuito - que permite a visualização de padrões de escoamento bifásico vapor-água, quando o CCN opera em regime bifásico água-vapor. Todos esses componentes possuem conexões entre si flangeadas, o que permite uma fácil montagem e desmontagem do circuito, além de possuírem dimensões comerciais, isto é, são componentes facilmente substituíveis em termos comerciais. O material utilizado em todos os componetes é a liga de aço AISI 316, que é amplamente usada na indústria, principalmente no setor de produção de trocadores de calor. O fluido de trabalho é a água filtrada e destilada. O isolamento térmico dos componentes do circuito é constituído por tubos bipartidos de lã de fibra de vidro.

4.1.1 O Aquecedor

O aquecedor do CCN é constituído por um vaso cilíndrico com downcomer, "plena" inferior e superior e bocais, contendo em seu interior um feixe de 52 resistências elétricas cilíndricas com diâmetro e reticulado idênticos aos de um APWR (para satisfazer os critérios de similaridade). Como se observa na Figura 4.2, a água entra no aquecedor pelo bocal de entrada, vindo da perna fria, descendo pelo "downcomer" até a parte inferior do aquecedor (pleno inferior), onde começa a ser aquecida. A água aquecida sai pelo bocal de saída e sobe pela perna quente até o trocador de calor.

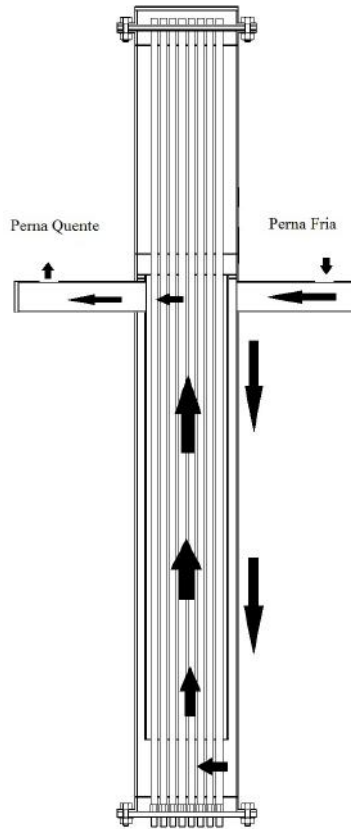


Figura 4.2: Fluxo de água através do aquecedor do CCN.

4.1.2 O Trocador de Calor

O trocador de calor utilizado no CCN (Figura 4.3) é do tipo casco-tubo, de passe único e fluxo contra-corrente. Seu objetivo é remover calor do fluido refrigerante que passa pelo aquecedor. Esse trocador de calor é análogo ao trocador de calor existente num APWR, localizado no reservatório de injeção de água de emergência, que tem como função remover o calor residual do núcleo do reator, dissipando este calor no reservatório de injeção de água de emergência. No CCN, o calor fornecido à água pelo aquecedor é em parte dissipado no trocador de calor, ou seja, o trocador de calor funciona como a fonte fria do circuito de circulação natural.

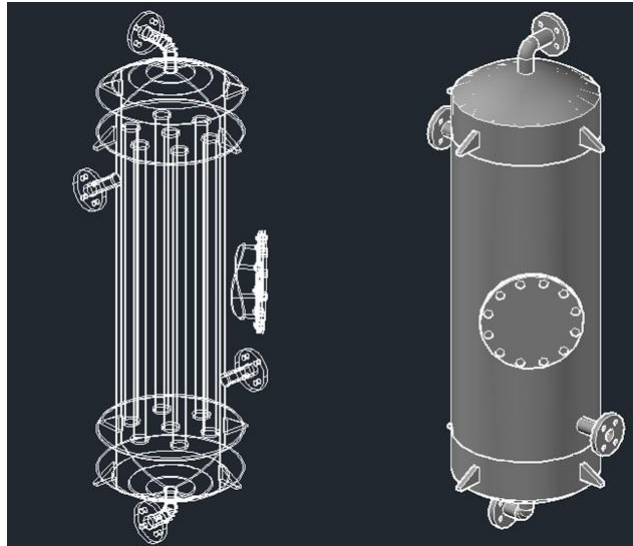


Figura 4.3: Trocador de calor do CCN.

No lado primário, a água que entra no trocador de calor escoia por 7 tubos, distribuídos de forma hexagonal com 1 tubo no centro, situados no casco do trocador, como pode ser visto na Figura 4.4. A energia proveniente do aquecedor é transportada pela água do primário e então transferida ao lado secundário por troca de calor. Pelo lado do casco passa o fluido secundário (água filtrada da rede predial), retirando o calor cedido pelo aquecedor. Os fluxos neste trocador de calor são em contra-corrente, a fim de se obter uma melhor eficiência na remoção de calor. Seu projeto pode ser encontrado nas Figuras A.1 e A.2 no Apêndice A.

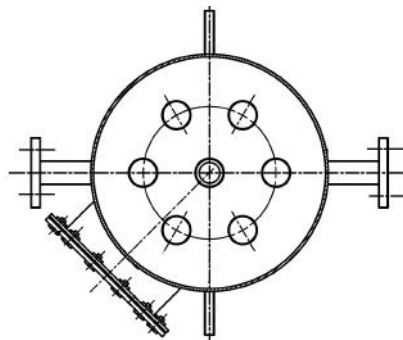


Figura 4.4: Vista em corte transversal do trocador de calor.

4.1.3 O Tanque de Expansão

O tanque de expansão instalado no CCN tem como objetivo acomodar as variações de volume da água no lado primário do circuito, mantendo a pressão constante durante a operação. Uma válvula de alívio de segurança foi instalada no topo do tanque de expansão para que, no caso de um aumento indesejado da pressão, haja um alívio para o ambiente do laboratório. Também encontra-se instalada, a cerca de 2/3 da altura do tanque, uma chave ultrassônica de nível on-off para monitorar o nível de água no tanque de expansão. O tanque encontra-se conectado à perna fria por meio de um tubo vertical, como pode ser visto na Figura 4.1. O tanque de expansão é um análogo ao pressurizador de reatores APWRs, cujo objetivo é também acomodar variações de pressão e volume no sistema primário do reator de forma que não haja formação de vapor em nenhuma de suas partes.

4.2 Sistemas de Controle de Potência e Aquisição de Dados

4.2.1 Sistema de Controle de Potência

O sistema de controle de potência tem como função básica entregar às resistências elétricas do circuito uma potência controlada pelo software do CCN. O software envia a uma saída analógica da placa de aquisição multi função (DAQ - NI PXI - 6221) um valor de tensão DC (0 a 5V) que atua na entrada de controle externa do controlador de potência (Contemp CPC). O valor de tensão DC nesta entrada controlará proporcionalmente a potência na saída entre 0 e 1200 VA. A Figura 4.5 apresenta um diagrama esquemático do sistemas de controle de potência. O controlador regula a potência de saída através do chaveamento de uma fase de tensão da rede (127 V), que antes de ser aplicada às resistências tem a sua tensão reduzida por um transformador, como mostrado na Figura 4.5.

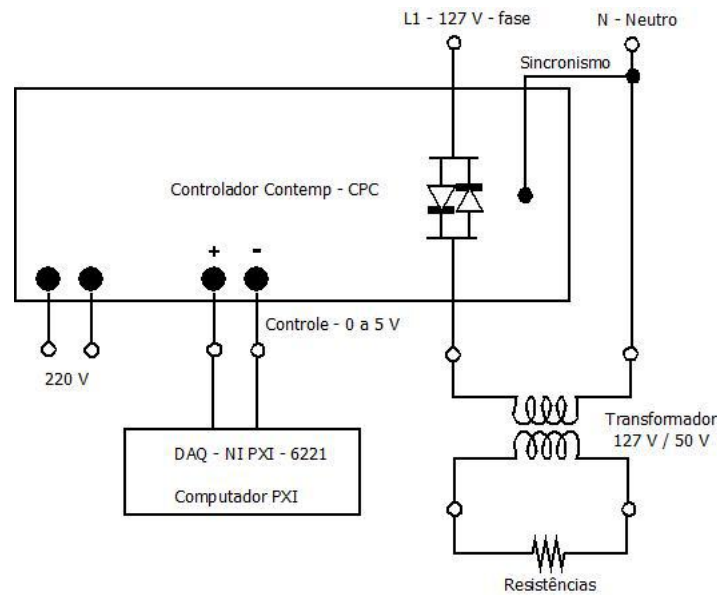


Figura 4.5: Diagrama esquemático do sistema de controle de potência.

4.2.2 Sistema de Aquisição de Dados

O sistema de aquisição de dados é constituído por 12 (doze) termopares de Chromel-Alumel (tipo K) com diâmetro 1,5 mm, fabricados e calibrados pela ECIL S.A. , dispostos ao longo do circuito; por um módulo de compensação de junta fria para os termopares, modelo TC-2190 da National Instruments ; por uma placa conversora Analógico-Digital (AD) com 16 canais de leitura e 24 bits de resolução da National Instruments, modelo PXI-4351; um medidor eletromagnético de vazão volumétrica, modelo PROMAG 50 fabricado por Endress-Hauser; um medidor ultrassônico Doppler de vazão volumétrica, modelo DDFXD2-A1NA-NN da marca Dynasonics; uma chave ultrassônica on-off de nível modelo ES1001RZLC1 da OMEL e por um computador industrial modelo PXI-100B da National Instruments. Os sinais de temperatura e vazão em milivolts, gerados nos termopares e nos medidores de vazão, são amplificados nos amplificadores de sinais e convertidos pelas placas conversoras AD para sinais digitais que finalmente são lidos, transformados em unidades de temperatura/vazão e gravados no computador por um software para posterior análise. Também foram utilizados 2 (dois) rotâmetros para medição das vazões volumétricas na entrada do secundário do trocador de calor, lidas direta-

mente nas escalas desses instrumentos. Esses rotâmetros são das marcas Conaut e OMEL, modelos respectivamente 420 e OM 0440 P1.

Na Figura 4.6 pode-se ver a distribuição dos termopares, medidores de vazão e rotâmetros ao longo do circuito.

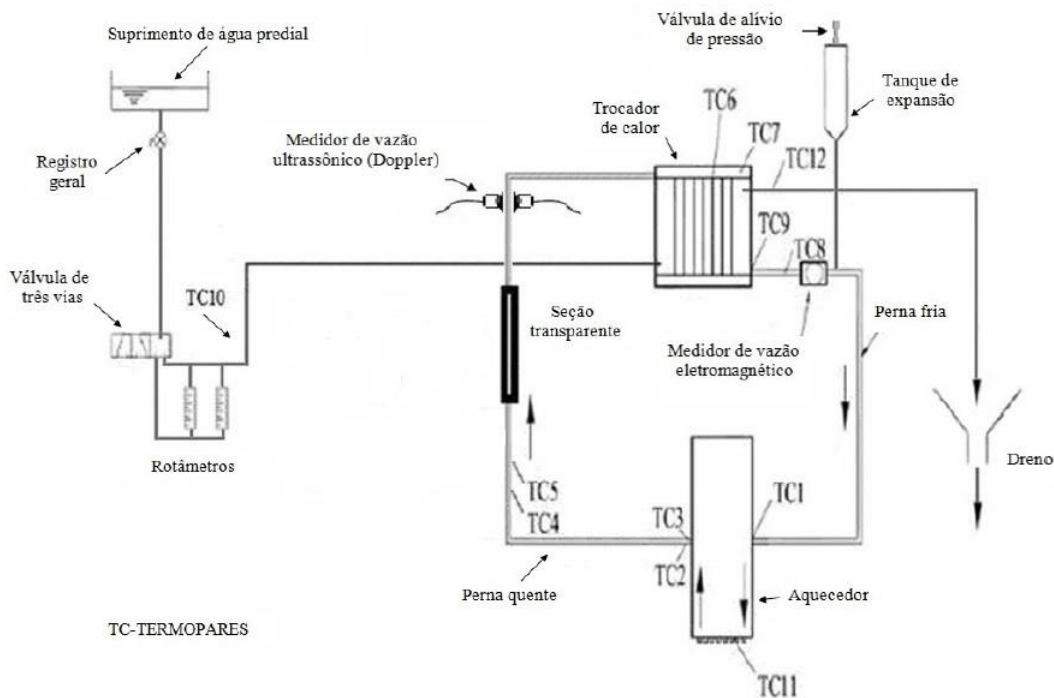


Figura 4.6: Diagrama esquemático do CCN.

Cada um dos termopares é responsável pela medição da temperatura em partes específicas do CCN (Figura 4.6). Os termopares são identificados com a sigla TC seguida de um número correspondente. O termopar TC1 é responsável por medir a temperatura na entrada do downcomer do aquecedor. TC2 e TC3 medem respectivamente as temperaturas na parede e no fluido, localizados na saída do aquecedor. TC4 e TC5 medem a temperatura na perna quente, antes do tubo de vidro. TC6 e TC7 estão localizados internamente no trocador de calor, próximos a entrada do lado primário, medindo as temperaturas na parede e no fluido. TC8 e TC9 são responsáveis por medições na saída do circuito primário do trocador de calor. No

lado do secundário do trocador de calor, TC10 é responsável pela medição da temperatura na entrada e TC12 pela medição na saída. E finalmente TC11, que mede a temperatura no plenum inferior do aquecedor.

- TC1 - Downcomer
- TC2 / TC3 - Saída do Aquecedor (Parede / Fluido)
- TC4 / TC5 - Perna Quente (Fluido / Parede)
- TC6 / TC7 - Entrada do Trocador de Calor (Fluido / Parede)
- TC8 / TC9 - Perna Fria (Fluido / Parede)
- TC10 - Entrada do Trocador de Calor (*Loop* Secundário)
- TC11 - Plenum Inferior
- TC12 - Saída do Trocador de Calor (*Loop* Secundário)

Neste trabalho, os termopares TC4 e TC8 serão utilizados respectivamente como entrada e saída do trocador de calor no lado do primário, e os termopares TC10 e TC12 serão utilizados respectivamente como entrada e saída do trocador de calor no lado do secundário. Essas medições são importantes para a modelagem computacional do trocador de calor do CCN.

Para a medição de vazão volumétrica no lado primário do CCN, são utilizados um medidor eletromagnético e um medidor ultrassônico Doppler. O medidor eletromagnético está localizado na perna fria, entre a saída do primário do trocador de calor e o tubo que conecta o tanque de expansão ao circuito. Na Figura 4.6 é mostrado o medidor eletromagnético de vazão. O medidor Doppler situa-se na perna quente, logo após o visor de escoamento, como pode ser visto na Figura 4.6. No lado secundário, entrada do trocador de calor, a vazão volumétrica é medida por dois rotâmetros. Ambos são apresentados na Figura 4.7.



Figura 4.7: Rotômetros utilizados no secundário do trocador de calor (Conaut 420 na esquerda, OMEL OM 0440 P1 na direita).

A Tabela 4.1 apresenta as principais características da instrumentação do Sistema de Aquisição de Dados.

Medidor	Faixa de Medição ou Operação	Exatidão
Medidor Eletromagnético	0,1 a 1 dm^3/s	$\pm 0,2\%$
Medidor Ultrassônico Doppler	0,05 a 9,0 m/s	$\pm 2,0\%$
Rotômetro Conaut 420	0,6 a 6,0 l/h	$\pm 2,0\%$
Rotômetro OMEL OM 0440 P1	0 a 25,0 l/h	$\pm 5,0\%$
Termopares tipo K	-200 a 1260 $^{\circ}C$	$\pm 2,2\%$

Tabela 4.1: Dados técnicos dos equipamentos utilizados na instrumentação do CCN.

4.3 Procedimento Experimental

A operação do CCN é iniciada ligando-se o disjuntor de proteção da rede elétrica de alimentação das resistências e a alimentação elétrica do sistema de controle

e aquisição de dados (incluindo os medidores de vazão e o computador). A seguir é iniciado o enchimento do circuito, bombeando-se a água filtrada e destilada de um reservatório para dentro do aquecedor, pernas quente/fria e primário do trocador de calor. A medida que a água enche o circuito, o ar vai sendo deslocado para os pontos mais altos e sairá através de purgadores previamente abertos. Durante o enchimento o nível de água pode ser monitorado através da chave de nível situada no tanque de expansão. O lado secundário do trocador de calor é cheio por gravidade com água filtrada proveniente de um reservatório situado dentro do laboratório, sendo o excesso de ar também retirado por purgadores.

A potência elétrica é configurada no software e o controlador de potência é acionado, iniciando a alimentação das resistências elétricas que aquecem a água fazendo com que haja a circulação natural pelo circuito. A partir deste ponto, com a potência constante, o sistema de aquisição de dados armazena os dados das medições de temperatura e vazão. Mantém-se um período com potência nula, antes do início do aquecimento, a fim de assegurar a igualdade das temperaturas ao longo do circuito.

Capítulo 5

Modelagem em CFD

Após todo o estudo teórico e descrição do sistema em que o equipamento em foco se encontra, pode-se agora focar no problema físico e na modelagem computacional realizada para obtenção dos resultados.

Neste capítulo serão apresentados o problema físico abordado neste trabalho, a ferramenta computacional utilizada e também será mostrado como foi realizada a modelagem do problema físico para realização das simulações computacionais do trocador de calor.

5.1 Definição do Problema Físico

Como visto anteriormente, na Seção 4.1.2, o trocador de calor a ser estudado é do tipo casco tubo, contra-corrente, passe único na região do secundário e tubos retos no primário. As Figuras 5.1 e 5.2 mostram como se comporta o fluxo nos dois sistemas de água do trocador de calor.

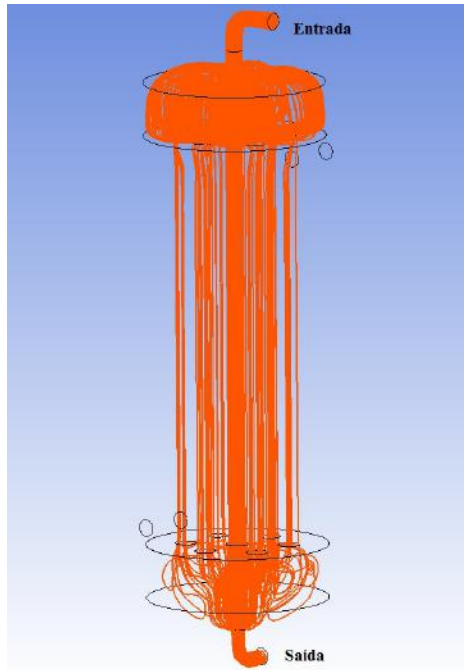


Figura 5.1: Fluxo de água pelo sistema primário do trocador de calor.

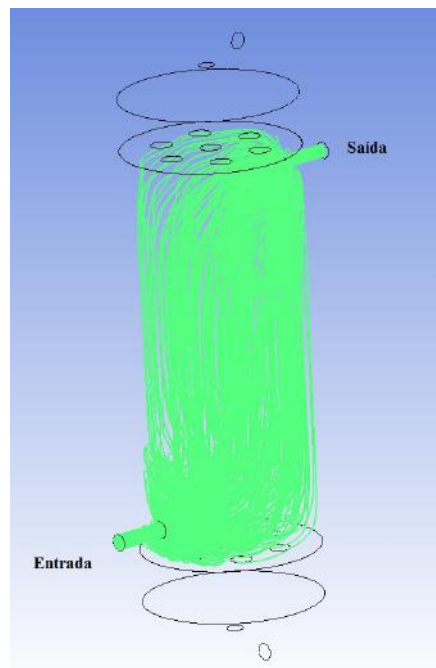


Figura 5.2: Fluxo de água pelo sistema secundário do trocador de calor.

Este trocador de calor atua num circuito de circulação natural, onde o calor é gerado num aquecedor, e por convecção natural, a água aquecida sobe até o trocador

de calor, onde o calor é removido e a água resfriada desce e retorna ao aquecedor. No caso aqui estudado, o CCN foi submetido a tais potências no aquecedor de forma que vapor é gerado e enviado ao trocador de calor, ou seja, na entrada o trocador de calor existe uma mistura água-vapor, com um título termodinâmico associado. A água então numa temperatura próxima a 100 graus celsius, chega ao trocador de calor, onde sua temperatura é reduzida até valores abaixo da saturação, ou seja, se espera que na saída que só haja água subresfriada e o vapor não se faça mais presente. No lado do secundário água a temperatura ambiente é injetada, a fim de remover o calor da mistura água-vapor que entra pelo lado do primário. A água no secundário então sai a temperaturas bem mais altas do que entra, devido ao calor que foi recebido pelo primário, porém não o suficiente para a formação de vapor no sistema secundário de água. É importante comentar também que, como o trocador de calor está localizado num sistema de circulação natural, é esperado que as vazões no sistema primário sejam extremamente baixas, o que pode acarretar em valores muito baixos tanto no calor trocado entre os dois sistemas do trocador de calor, como no próprio coeficiente global de transferência de calor.

Para se modelar o problema uma série de hipóteses foram assumidas. Primeiramente, ambos os fluidos no trocador de calor, tanto no primário como no secundário são assumidos como fluidos newtonianos e compressíveis. O escoamento será considerado laminar em todo o domínio dos fluidos no trocador de calor, porque as vazões são muito baixas. As paredes do trocador de calor que estão em contato com o meio externo, são consideradas adiabáticas. Apenas a condução radial de calor nos tubos internos entre os dois sistemas de água é considerada, desconsiderando o efeito da condução axial ao longo dos tubos.

Com esta breve explicação e as hipóteses assumidas pode-se ter uma idéia do que se espera nos resultados: não deve haver formação de vapor no sistema secundário, todo o vapor presente no sistema primário deve condensar de forma que na saída do sistema primário não haja vapor, ou seja, título termodinâmico nulo.

5.2 Formulação Matemática

Nesta seção do trabalho serão mostradas as equações que governam o fenômeno de transporte de fluidos.

5.2.1 Equações Governantes

As equações que governam os fenômenos de transporte no trocador de calor são conhecidas como as equações de Navier-Stokes. Essas equações diferenciais parciais são responsáveis pela descrição da quantidade de movimento, e das transferências de massa e calor.

A primeira equação que governa o fenômeno é a da continuidade. Esta equação expressa a conservação de massa. Essa equação é dada da seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0. \quad (5.1)$$

A próxima equação importante a ser tratada é a equação da quantidade de movimento, que é dada a seguir:

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \otimes \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}} + \vec{S}_M, \quad (5.2)$$

onde $\bar{\bar{\tau}}$, o tensor de tensões, é dado por:

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu \left(\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{v} \right). \quad (5.3)$$

Outra equação utilizada pelo programa é a equação da energia total, que é dada por:

$$\frac{(\partial \rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{v} \cdot \bar{\bar{\tau}}) + \vec{v} \cdot \vec{S}_M + S_E, \quad (5.4)$$

onde h_{tot} é dada em função da entalpia como:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} v^2. \quad (5.5)$$

Esta equação é usada em modelagem de problemas com energia total, onde a energia referente a energia cinética é considerável, ou seja, em escoamentos onde

a velocidade do fluido é considerável. Para escoamentos com baixas velocidades, a equação (5.4) pode ser simplificada, retirando-se a contribuição da energia cinética para a energia total. Essa equação é chamado de equação da energia térmica, pois desconsidera energia proveniente do termo cinético,

$$\frac{(\partial \rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \bar{\tau} : \nabla \vec{v} + S_E. \quad (5.6)$$

Estas equações apresentadas são responsáveis pela geração da solução das simulações feitas no programa. A densidade ρ e a entalpia específica h são funções da pressão p e a temperatura T , dadas através da equação de estado.

5.2.2 Modelagem Bifásica

Para a modelagem da mistura bifásica presente na entrada no trocador de calor, um modelo de fluido multicomponente foi usado. Neste modelo, um único fluido é modelado, cuja composição é a combinação de componentes ou espécies quimicamente equivalentes e assumidas substâncias puras. A mistura dessas componentes é assumida como uma mistura ideal. Aqui, as componentes utilizadas serão apenas duas, água e vapor d'água. Como apenas um fluido é modelado, as equações escalares de transporte são resolvidas da mesma forma que num escoamento monofásico, obtendo-se um campo de velocidades, pressões e temperaturas para fluido multicomponente. Porém, outras equações precisam ser modeladas, a fim de se determinar como as componentes se transportam dentro do fluido.

Embora os campos de velocidades, temperaturas e pressões sejam modeladas de forma monofásica, cada componente dentro do fluido terá sua própria equação de conservação de massa, dada pela equação a seguir:

$$\frac{(\partial \tilde{\rho}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\tilde{\rho}_i \tilde{v}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_i (\tilde{v}_{ij} - \tilde{v}_j) - \overline{\rho_i'' v_j''}) + S_i, \quad (5.7)$$

onde $\tilde{\rho}_i$ é densidade da componente i tirada da média mássica, \tilde{v}_j é o campo de velocidades tirado da média mássica, \tilde{v}_{ij} é a velocidade do componente i tirado da média mássica, S_i é o termo-fonte para o componente i , que inclui efeitos de reações químicas, caso presentes e $\rho_i (\tilde{v}_{ij} - \tilde{v}_j)$ é o fluxo mássico relativo. Outra equação

importante é a da fração mássica, dada da seguinte forma:

$$\tilde{Y}_i = \frac{\tilde{\rho}_i}{\tilde{\rho}}. \quad (5.8)$$

A mistura bifásica homogênea, usada neste trabalho para modelar o fluido, é baseada no modelo que foi apresentado, utilizando as equações mostradas anteriormente.

Esta modelagem, apesar de muito simplificada para um escoamento bifásico, no caso estudado neste trabalho se mostra ser eficaz. Como as quantidades de massa de vapor no sistema são muito baixas, da ordem de 0.1%, e a condensação se dá de forma muito rápida e breve no trocador de calor, faz com que grande parte do trocador de calor seja preenchida apenas por água líquida, ou seja, os efeitos do escoamento bifásico são muito pouco observados no regime do trocador de calor. Obviamente, pode-se ver que neste modelo, como a água subresfriada e o vapor d'água não foram modelados separadamente, num modelo com dois fluidos, certas informações como fração de vazio, ou até efeitos do escoamento de um fluido sobre o outro são perdidas. Como neste trabalho o estudo térmico do trocador de calor é a parte mais importante, e não o estudo do escoamento bifásico em si, este modelo se mostra satisfatório, tanto do ponto de vista computacional, diminuindo-se consideravelmente a carga computacional, como em relação a credibilidade dos resultados.

5.3 Ferramenta CFD

Tendo compreendido o problema físico a ser tratado, bem como as equações e modelos que regem o problema, cabe agora entender a ferramenta computacional que será usada para a formulação numérica do problema. Neste trabalho foi selecionado o *software* comercial *ANSYS CFX* da própria empresa *ANSYS*. Esta ferramenta é um programa de simulação de fluidodinâmica computacional, que abrange os mais diversos tipos de fenômenos físicos relacionados a escoamento de fluidos, transferência de calor e reações químicas. Este programa é capaz de modelar:

- Escoamentos transientes e estacionários;

- Escoamentos laminares e turbulentos;
- Escoamentos sub-, trans- e supersônicos;
- Transferência de calor e radiação térmica;
- Empuxo;
- Escoamentos não-newtonianos;
- Transporte de componentes escalares não reativos;
- Escoamentos multifásicos;
- Combustão;
- Escoamento multireferencial;
- Rastreamento de partículas.

Observa-se que a ferramenta compreende uma grande número de possibilidades no que se diz respeito ao escoamento de fluidos. Isto é interessante para este trabalho, visto que se trata de um sistema de fluidos que trocam calor entre si. A modelagem é feita no programa da seguinte forma: inicialmente uma geometria deve ser gerada, pois nesta geometria é onde o escoamento será simulado. Após completada, deve-se gerar uma malha, que define os elementos e nós onde as equações que governam o escoamento serão resolvidas. Em seguida, deve-se entrar com as condições físicas do problema, como condições de entrada e saída, definição de número de fluidos e de materiais que venham a ser usados na simulação. Por fim, executa-se a resolução da modelagem e após concluída, pode-se estudar os resultados obtidos. A figura a seguir mostra de forma esquemática a lógica de trabalho da ferramenta.

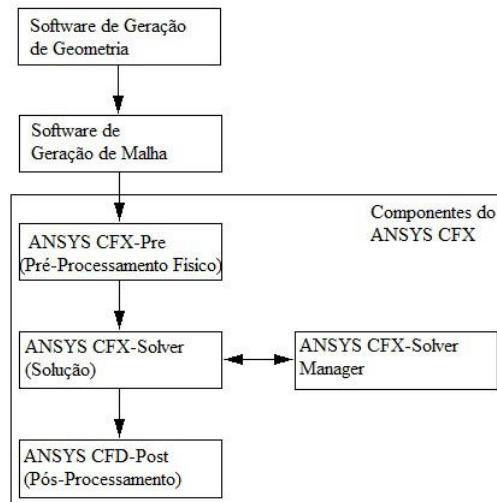


Figura 5.3: Fluxograma de trabalho na ferramenta ANSYS CFX.

As equações governantes mostradas anteriormente podem ser discretizadas e resolvidas numericamente. O método numérico utilizado pelo *ANSYS CFX* consiste no modelo dos volumes finitos. Neste método em particular, toda a geometria é subdividida em pequenas regiões tridimensionais, chamadas de volumes de controle. As equações discretizadas são então resolvidas simultaneamente em todo o domínio, de modo acoplado, usando-se um método iterativo. Deste modo ao final da solução, se obtém um resultado completo por todo o domínio, para cada uma das variáveis envolvidas.

Seguindo então este esquema de trabalho, é possível realizar uma simulação física usando-se a ferramenta ANSYS CFX. Nas seções que se seguem estas partes individuais do fluxograma de trabalho serão explicados de forma detalhada.

Capítulo 6

Resultados e Discussões

Após a realização de todas as simulações, a análise destes resultados é uma parte muito importante do trabalho. Aqui todos os resultados obtidos serão mostrados e discutidos, visando observar a qualidade das informações fornecidas pelas simulações realizadas na ferramenta utilizada.

Nesta seção do trabalho serão apresentados os dados de entrada utilizados no programa, geometria e malhas geradas, bem como os resultados obtidos nos diversos quesitos a serem apresentados, como convergência de malha e o estudo paramétrico do sistema.

6.1 Geometria

A primeira etapa de uma simulação CFD é a criação da geometria do problema. O programa do pacote *ANSYS* utilizado para isso é o *ANSYS DesignModeler* (DM), cuja função é a de criação de geometrias. A geometria estudada neste trabalho é a do trocador de calor do Circuito de Circulação Natural (CCN), como vê-se na Figura 6.1. As dimensões do trocador de calor foram obtidos da folha de dados de projeto do trocador de calor, feito pelo Instituto de Engenharia Nuclear (IEN) da Comissão Nacional de Energia Nuclear (CNEN) (Vide Apêndice A, Figuras A.1 e A.2).

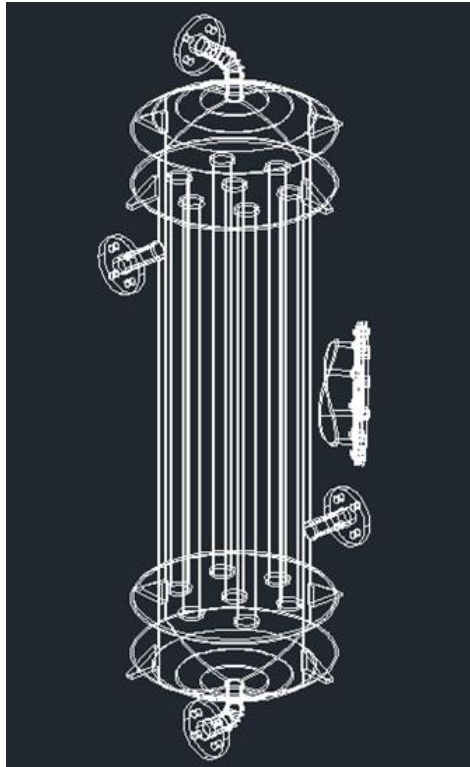


Figura 6.1: Modelo do trocador de calor.

Quando se cria uma geometria no DM, deve-se sempre pensar no tipo de malha que se vai criar. Tendo este pensamento em mente, foram criadas neste trabalho duas configurações de geometria, com o intuito de criar em cima destas duas geometrias 3 malhas distintas com características únicas para cada malha gerada. A primeira geometria criada foi idealizada da seguinte forma: duas regiões seriam feitas separadamente, uma delas a região por onde escoo o fluido primário (Figura 6.2) e a região do secundário (Figura 6.3).

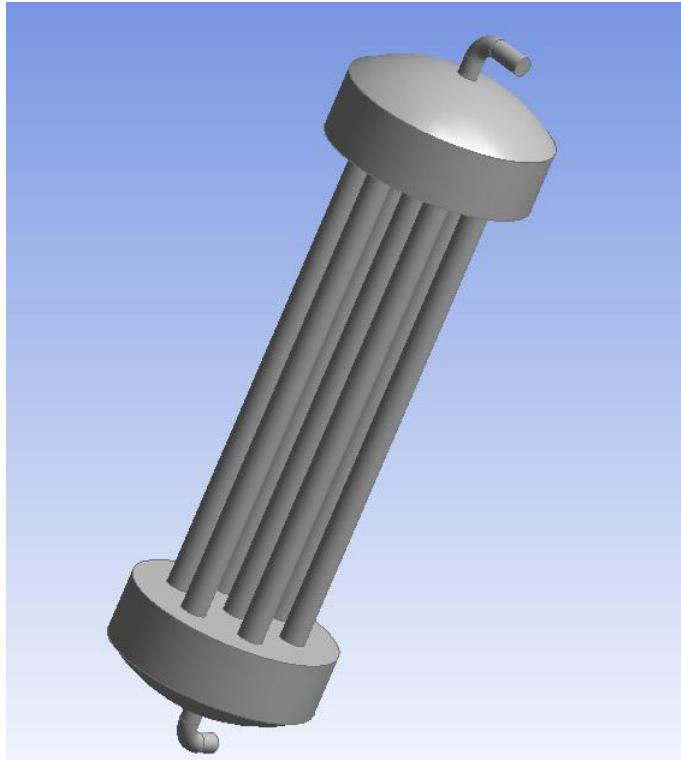


Figura 6.2: Modelo geométrico do lado primário.

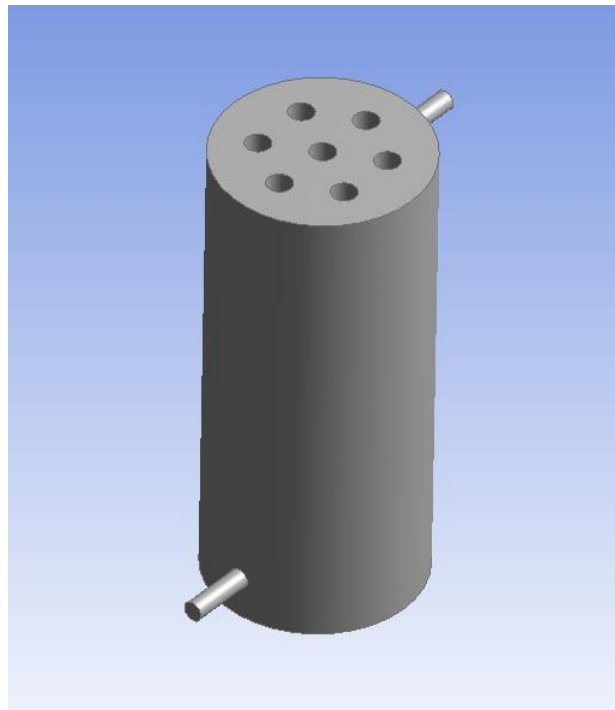


Figura 6.3: Modelo geométrico do lado secundário.

Estas duas geometrias são feitas de forma separada num mesmo modelo, isto é, faz-se primeiro o lado secundário, por exemplo, em seguida congela-se a geometria com uma função apropriada para isto, depois cria-se o lado primário e congela-se, concluindo a geometria. O comando de congelar uma parte da geometria é extremamente importante neste ponto, pois ele evita que, ao se criar uma outra geometria sobre uma já existente, as duas se mesquem, formando uma nova geometria que não é desejada. A Figura 6.4 mostra o produto final da primeira geometria criada.

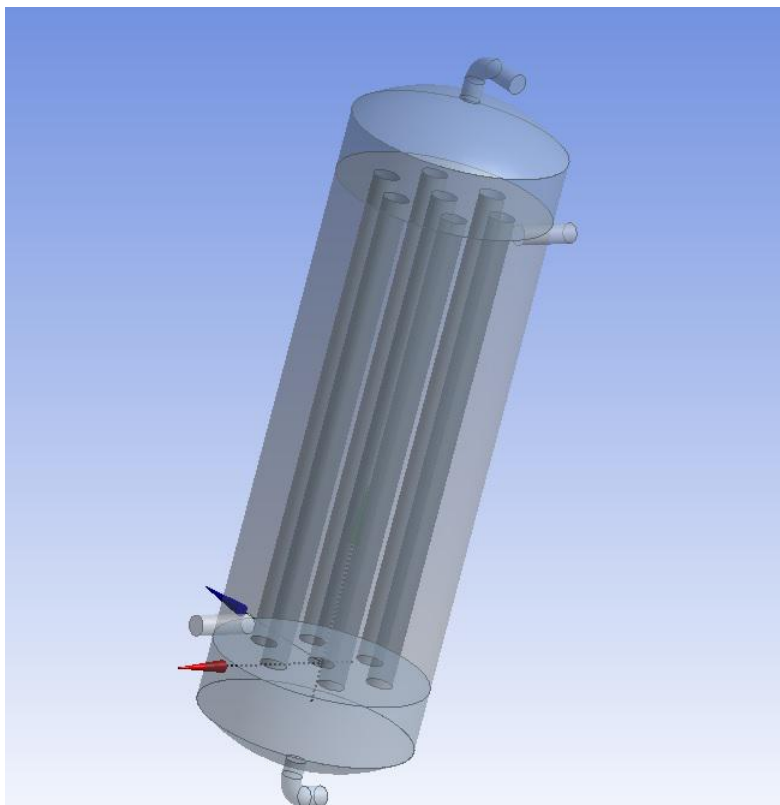


Figura 6.4: Modelo finalizado do trocador de calor.

A segunda geometria pensada para a criação das malhas já é mais sofisticada. Enquanto a primeira geometria conta com apenas 2 regiões distintas, a segunda geometria já conta com 10 regiões diferentes. A separação foi feita da seguinte forma: o lado primário foi subdividido em 9 regiões distintas e o lado secundário mantém a mesma configuração vista na geometria anterior. A primeira região é a calota superior, por onde o fluido primário entra no sistema (Figura 6.5), em seguida

vêm os sete tubos que foram construídos, cada um como uma região separada (Figura 6.6), e finalmente a calota inferior (Figura 6.5), que também é uma região por si só.

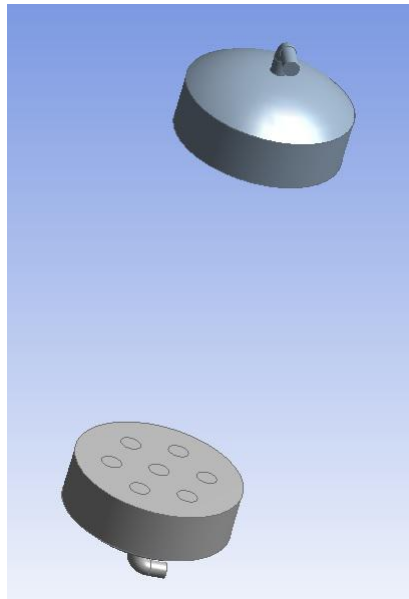


Figura 6.5: Modelo de calotas feitas separadamente.

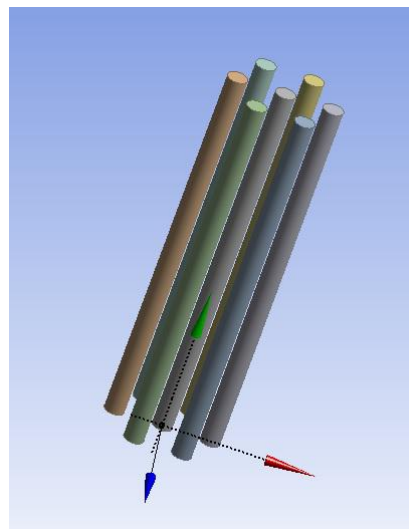


Figura 6.6: Modelo de tubos internos feitos separadamente.

Estas divisões foram feitas para se obter uma malha mais detalhada em regiões mais importantes do trocador, de forma que a simulação forneça resultados mais precisos.

6.2 Geração de Malhas

No âmbito das simulações computacionais, a criação de mais de uma malha é importante em aspectos como: seleção de uma malha que seja melhor para a resolução do problema em questão; e verificar convergência de malha, onde se estuda qual malha possui a melhor relação entre a qualidade da solução obtida e o custo computacional. Nesta seção será explicada, de forma detalhada, cada uma das malhas usadas na simulação do fenômeno que ocorre dentro do trocador de calor estudado. As malhas foram geradas pelo próprio programa de geração de malhas da *ANSYS*, o *ANSYS Meshing*. A Tabela 6.1 mostra os dados estatísticos referentes a cada uma das malhas utilizadas.

	Nós			Elementos		
	Primário	Secundário	Total	Primário	Secundário	Total
Malha 1	171698	109087	280785	427321	568900	996221
Malha 2	175393	83211	258604	441285	99223	540508
Malha 3	107056	237435	344491	196124	641043	837167

Tabela 6.1: Dados estatísticos de cada uma das malhas utilizadas na realização das simulações.

6.2.1 Malha 1

A primeira malha utilizada para a resolução computacional do problema é uma malha mais robusta, com poucas sofisticções, baseada na primeira geometria construída. Ao se gerar uma malha sobre uma geometria, esta é gerada de forma automática pelo programa, que preenche toda a geometria com uma malha interligada.

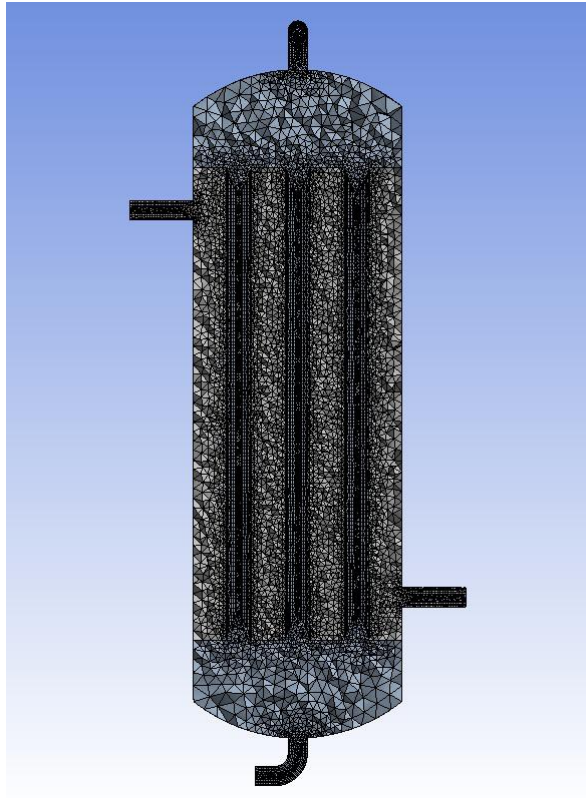


Figura 6.7: Corte transversal da malha 1.

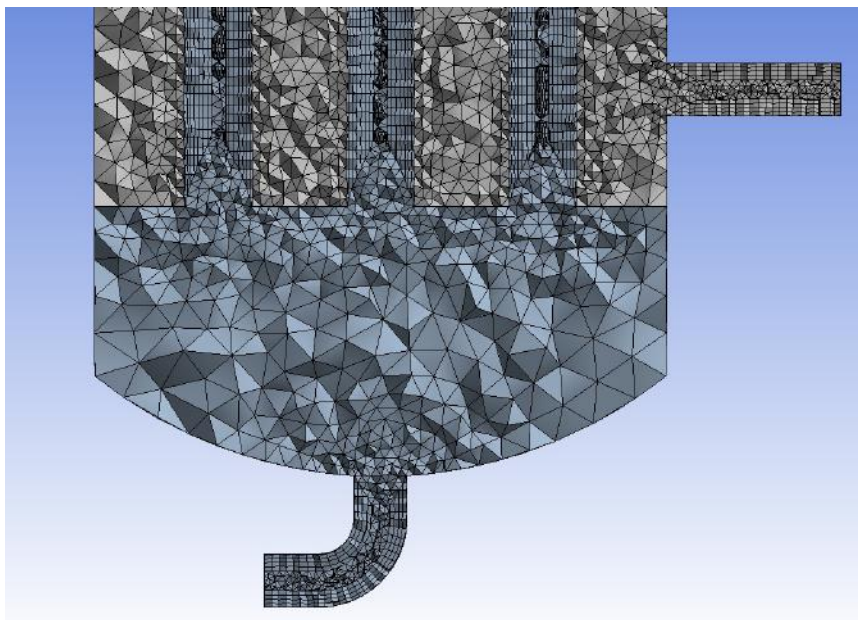


Figura 6.8: Distribuição de elementos na região inferior da malha 1.

A partir desta malha inicial gerada, podem se aplicar diversas funções tanto sobre as diferentes partes da malha, como também sobre a malha como um todo. Observando-se as Figuras 6.7 e 6.8, nota-se que a malha 1 não é muito organizada e é mais robusta. Isso se dá devido ao fato de que esta malha apresenta poucas funções de refino.

Os elementos unitários usados nesta malha são tetraédricos, onde o número de tetraedros na malha é representado pelo número de elementos, mostrado na Tabela 6.1. O número de nós mostra a quantidade de vértices existentes entre os tetraedros, isto é, os vertices em comum que conectam todos os elementos da malha, e é nos nós que as equações governantes serão resolvidas pelo programa a fim de se alcançar uma solução para o problema. Nota-se que o número de elementos nesse sistema é muito alto, o que pode gerar um carga computacional elevada. Tentar reduzir esses números é importante, e deve ser feito de forma que um maior número de elementos esteja presente em regiões onde o estudo do fenômeno é mais relevante, como nos tubos internos do trocador de calor, e reduzir o número de elementos em regiões onde o interesse sobre o resultado não seja elevado, como próximo a parede exterior do sistema secundário. Sobre esta malha foi usado apenas um comando de refino, chamado pelo programa de *Inflation*. Este comando faz com que a malha, de forma uniforme, ajuste o tamanho dos elementos próximos a parede de um tubo que, por exemplo, estejam organizados, e diminuam ou aumentem de tamanho conforme a especificação do usuário.

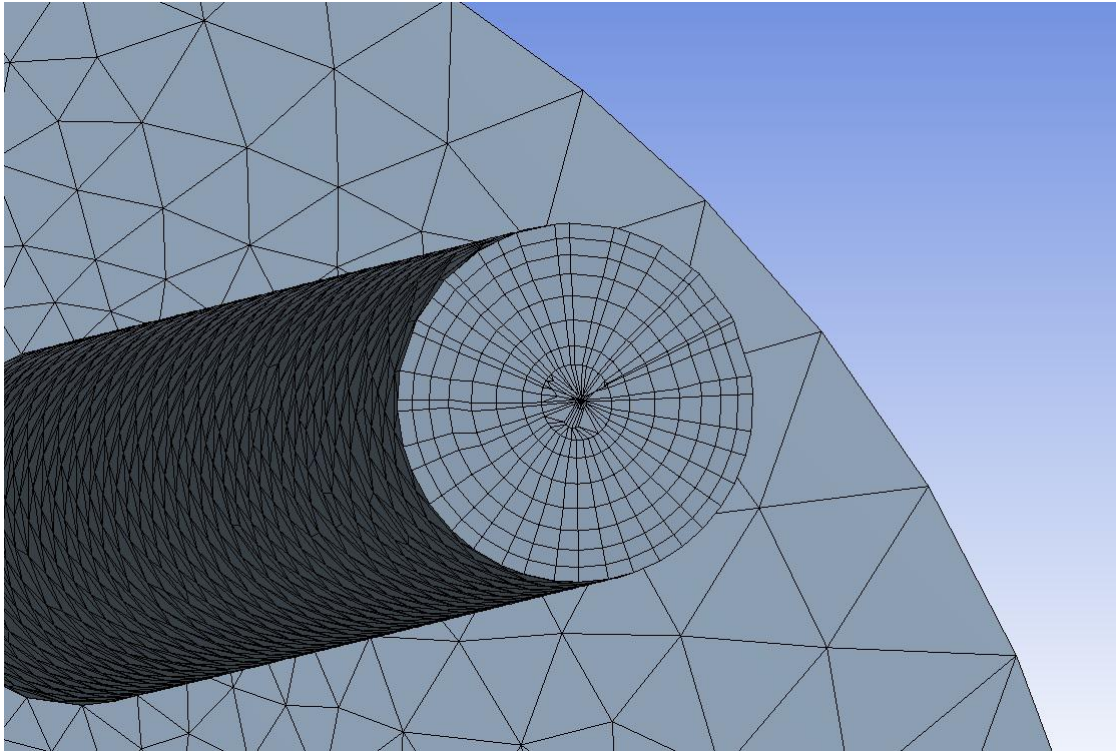


Figura 6.9: Comando *Inflation* usado na Malha 1.

O comando *Inflation* foi utilizado nos sete tubos internos do trocador de calor, bem como nos tubos de entrada e saída de ambos os sistemas de água do trocador. Como se vê na Figura 6.9, o intuito foi diminuir cada vez mais o tamanho dos elementos conforme se aproxima da parede do tubo. Isto foi feito desta forma, pois as mudanças de temperatura ficam mais intensas mais próximas a parede, logo uma melhor resolução de cálculo é interessante para este trabalho, de forma que não se percam alterações ríspidas no gradiente de temperaturas dentro dos tubos.

6.2.2 Malha 2

A segunda malha usada para a realização das simulações do trocador de calor foi feita tendo como base a primeira malha. Ela foi trabalhada de forma diferente da segunda malha com o objetivo de se minimizar o número de elementos e nós, a fim de se obter simulações mais rápidas do que as feitas com as outras malhas. Como esta malha foi feita com base na primeira malha, a geometria utilizada para sua criação é a mesma geometria que foi utilizada na malha anterior.

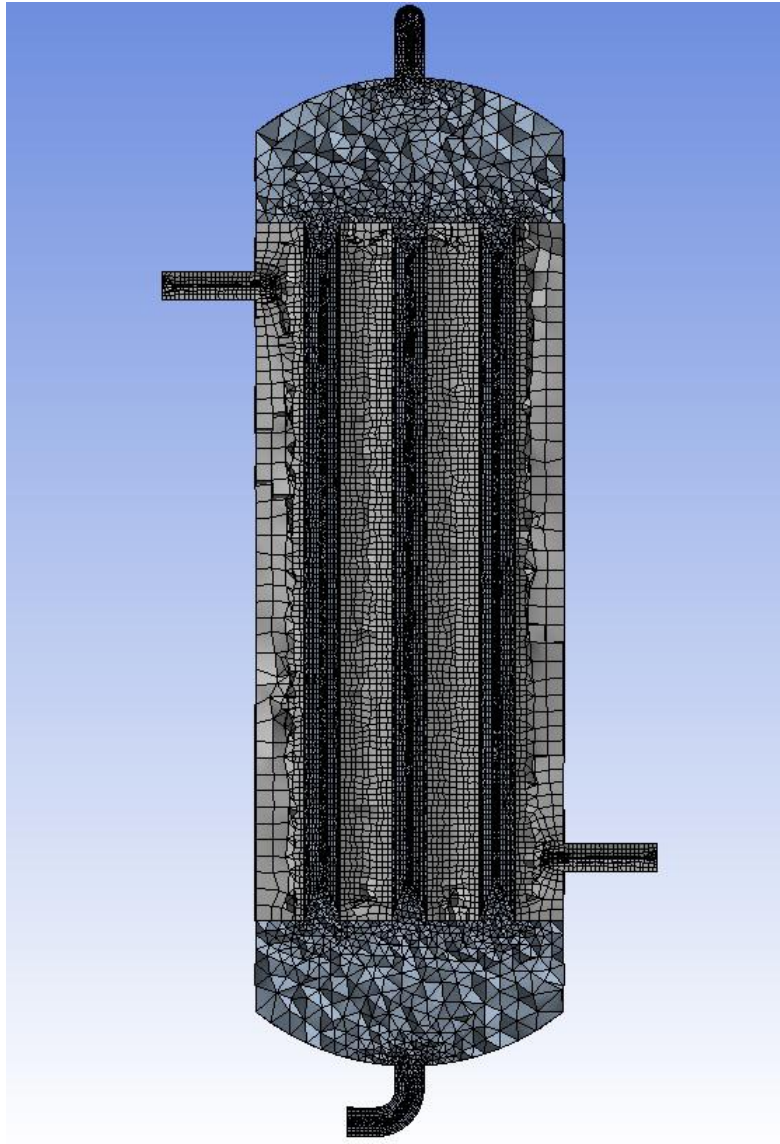


Figura 6.10: Corte transversal da malha 2.

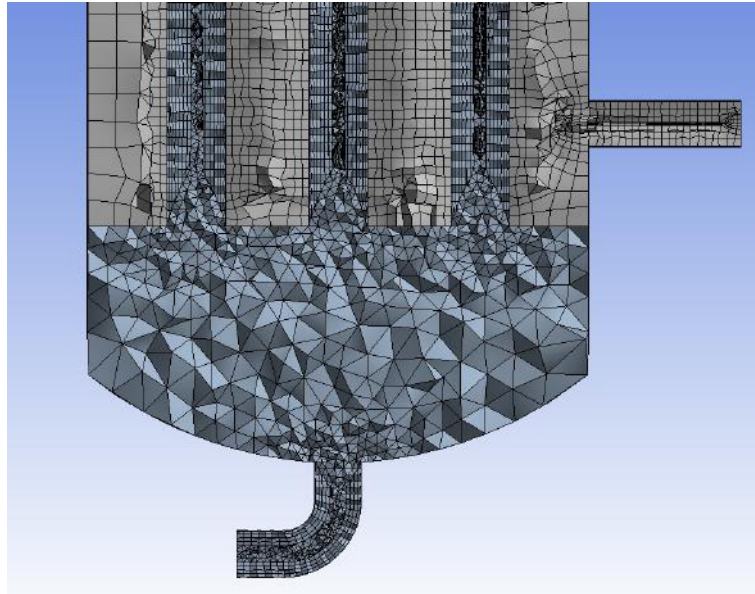


Figura 6.11: Distribuição de elementos na região inferior da malha 2.

As Figuras 6.10 e 6.11 mostram uma visão do resultado final da malha após a utilização das funções apropriadas. Os elementos unitários desta malha são uma mistura de elementos tetraédricos e hexaédricos. Observando-se os dados apresentados na Tabela 6.1, nota-se que tanto o número de nós quanto o número de elementos na região secundária decresceu significativamente em relação a primeira malha. Isto ocorre, pois foi usado um método de geração de malha que consiste em se obter uma malha que possua predominantemente elementos hexaédricos numa região selecionada, no caso, a região do secundário. Como elementos hexaédricos ocupam mais volume que elementos tetraédricos, o número de nós e elementos diminui consideravelmente. Na Figura 6.11, podem ser vistos os hexaedros que compõem grande parte da malha na região do secundário. Já na região do primário, foi usado um método onde apenas tetraedros deveriam ser usados; com isto, o número de elementos fica maior, dando maior acurácia nos cálculos na região primária. Isto é interessante, pois no primário é onde os fenômenos mais importantes do estudo ocorrem. Na Figura 6.11 fica claro que na região primária, a densidade de elementos é muito maior que na região secundária.

6.2.3 Malha 3

A terceira malha usada neste trabalho é a que apresenta maior nível de sofisticação, se baseando na segunda geometria construída. O motivo por trás desta configuração da geometria é que a malha agora pode ser gerada separadamente em cada uma das regiões, podendo-se aumentar a precisão dos cálculos em regiões de maior interesse, e diminuir o custo computacional em regiões de menor interesse. Os elementos desta malha são em parte tetraédricos e em parte hexaédricos. Nas Figuras 6.12 e 6.13 vê-se o produto final desta malha.

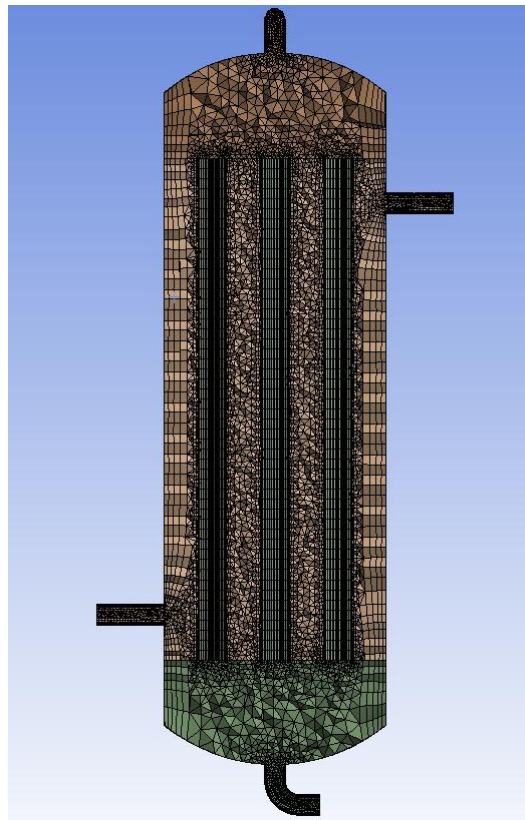


Figura 6.12: Corte transversal da malha 3.

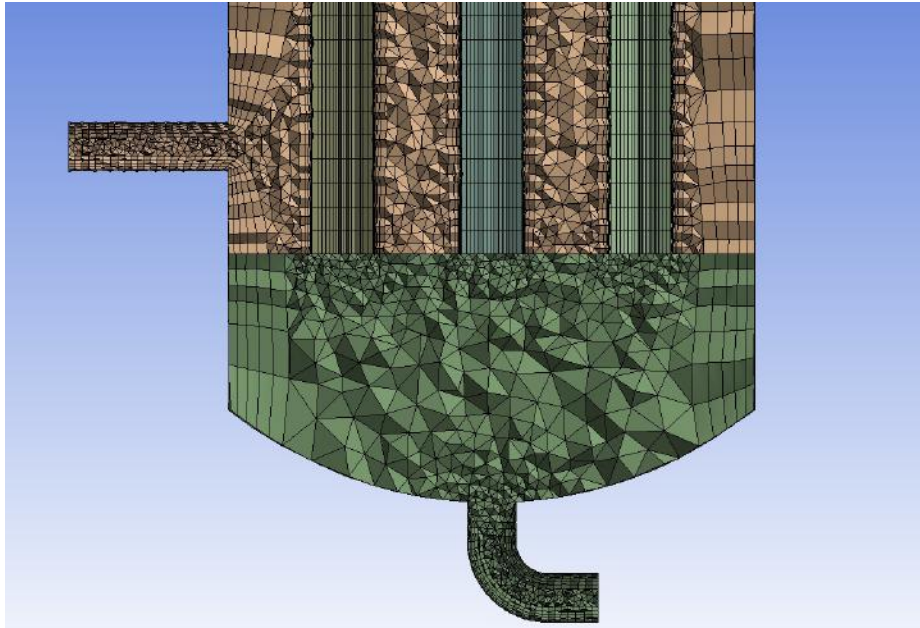


Figura 6.13: Visão da malha na região inferior do trocador de calor.

Nos sete tubos internos a malha foi gerada de forma organizada, controlando-se a forma dos elementos com o uso de funções do programa. A função *Sweep*, utilizada nesta parte da malha, limita o número de elementos ao longo de uma face selecionada a um valor determinado pelo usuário, e em seguida espaça esses elementos uniformemente pela região escolhida. No caso em questão, desde o topo dos tubos internos até a parte inferior, a malha foi dividida em 50 planos de elementos. Nas arestas das bases dos tubos foi utilizada a função *Edge Sizing*, que é usada para determinar quantos elementos totais haverá numa aresta selecionada. Para os tubos, foi utilizada uma divisão de 30 elementos totais. Os efeitos dessas modificações no arranjo dos elementos da malha podem ser vistos na Figura 6.14.

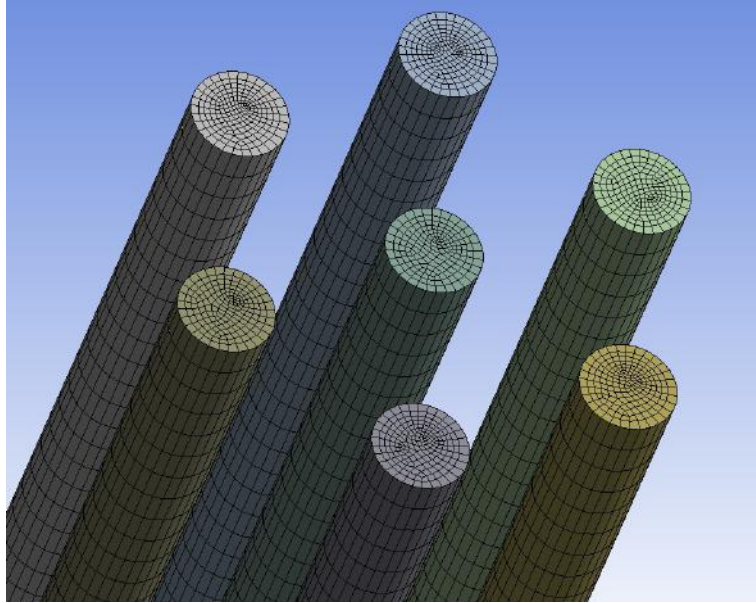


Figura 6.14: Malha nos tubos internos após aplicação de funções de redimensionamento.

Nas calotas superior e inferior e na região do secundário do trocador de calor, o comando de *Inflation* foi usado nas paredes externas a fim de se reduzir o número de elementos próximos as paredes, já que não há necessidade de grande precisão nestas regiões da geometria. O comando de *Edge Sizing* também foi usado nessas partes do sistema para limitar o número de elementos totais.

6.3 Parâmetros de Entrada

Uma série de dados de entrada devem ser introduzidos no programa de forma que as simulações possam ser realizadas. No caso do trocador de calor em questão, são necessárias definições de entrada e de saída. Nas definições de entrada são definidas as temperaturas de entrada, os fluxos mássicos e o título termodinâmico. Como a medição de vazão no lado primário não é muito confiável, devido a faixa de medição do aparelho em relação a temperatura em que ele é operado, foram usadas as Equações (2.1) e (2.18) para o cálculo da vazão no primário.

Segundo estudos experimentais feitos anteriormente no sistema em que o trocador de calor se encontra, obteve-se um título termodinâmico de 0,001. Com esta

informação, e os dados de temperatura provenientes de simulações, é possível se obter as entalpias nas entradas e saídas do trocador de calor. A Tabela 6.2 relaciona o regime estimado de temperaturas e pressões nas entradas e saídas do trocador de calor, com base em dados obtidos experimentalmente.

	Primário		Secundário	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Temperatura ($^{\circ}C$)	107,7	75,8	25,9	97,6
Pressão (<i>bar</i>)	1,32	1,01	1,01	1,01

Tabela 6.2: Relação de temperaturas e pressões no trocador de calor.

Os valores referentes a pressão foram estimados a partir de tabelas termodinâmicas, visto que no sistema não existem medidores de pressão instalados. A partir destes dados, usando-se uma tabela termodinâmica, obtêm-se as entalpias em cada uma das regiões tanto de entrada como saída do trocador de calor. Consultando-se a tabela termodinâmica, têm-se os seguintes resultados:

	Primário	Secundário	
	Saída	Entrada	Saída
Entalpia (kJ/kg)	317,4	108,3	408,9

Tabela 6.3: Relação de entalpias no trocador de calor.

Para o cálculo da entalpia na entrada do circuito primário do trocador de calor, usa-se a Equação (2.17). Para realização deste cálculo foram usados os seguintes dados da tabela termodinâmica:

Entalpias (kJ/kg)	
h_g	2687,6
h_f	451,7

Tabela 6.4: Entalpias de saturação na pressão da entrada do circuito primário do trocador de calor.

Com esses dados de entalpia, a vazão mássica do secundário e o título assumido de 0,001, pode-se calcular a vazão mássica do circuito primário de água, usando-se

a Equação (2.18). Fazendo-se os cálculos, obtemos a seguinte medida de vazão:

$$\dot{m}_h = 0,00183 \text{ kg/s}$$

Sabendo que a vazão no secundário, em todas as simulações, foi usada como:

$$\dot{m}_c = 0,00083 \text{ kg/s}$$

Com esses dados então, podem ser realizadas as simulações. Os dados mostrados anteriormente são mantidos constantes por todas as simulações, exceto o título termodinâmico que é variado conforme mostrado na Tabela 6.5.

Simulação	Título
1	0,0005
2	0,001
3	0,002
4	0,003
5	0,004

Tabela 6.5: Títulos utilizados nas simulações realizadas.

Cada uma dessas simulações foi realizada em cada uma das três malhas, totalizando 15 simulações que foram realizadas e serão estudadas neste trabalho.

Após se determinar os parâmetros que serão usados nas simulações, estes dados devem ser introduzidos na ferramenta utilizada.

A primeira tarefa a ser realizada no programa é a entrada dos materiais a serem utilizados na simulação. No próprio programa da ANSYS, uma série de materiais já estão pré-definidos para uso nas simulações, porém, caso seja necessário, novos materiais podem ser introduzidos no programa.

O primeiro material a ser introduzido é o da estrutura sólida do trocador de calor, a liga de aço AISI 316. Esta é a liga usada em toda a construção do trocador de calor e será importante para a definição das interfaces sólidas existentes entre os dois fluxos de fluido no trocador de calor. As propriedades do material são então definidas entrando-se com os dados necessários, como mostrado na Tabela 6.6.

Massa Molar ($kg/kmol$)	56
Densidade (kg/m^3)	7980
Calor Específico ($J/kg * K$)	502
Condutividade Térmica ($W/m * K$)	16,3

Tabela 6.6: Propriedades do aço AISI 316

A massa molar não foi encontrada, logo foi usado o valor para a massa molar do aço comum que se encontrava por padrão dentro do próprio programa. Os dados referentes a densidade, calor específico e condutividade térmica foram retirados de sites de fabricantes industriais da liga. O próximo material a ser definido é o fluido de trabalho. O fluido de trabalho usado é a água, definida como uma mistura bifásica homogênea entre vapor d'água e água líquida. A base de dados usada para as informações físico-químicas da água foi uma tabela da IAPWS IF97, que se encontra no próprio programa da ANSYS para uso nas simulações. A partir desta tabela propriedades de saturação também serão obtidas.

O próximo passo é a criação dos domínios de fluidos presentes na simulação. Para cada sistema de fluido do trocador de calor, foi criado um domínio separado. Na definição do domínio deve-se especificar sua posição na geometria, o tipo de domínio, seja ele um sólido ou um fluido, o fluido que escoar nele, definindo o material do qual é composto o fluido e pressão de referência para aquele domínio. Também devem ser definidos aqui o modelo de energia a ser usado, e o tipo de escoamento, se é turbulento ou laminar.

Agora que os domínios já foram definidos, serão determinadas as condições de entrada e de saída em cada um deles. Para estas definições são usados os parâmetros definidos anteriormente nesta seção.

Em seguida, devem ser definidas as interfaces entre os dois domínios existentes. Para este trocador de calor, são definidas 3 interfaces principais: as paredes dos sete tubos internos (Figura 6.15), e as paredes superiores e inferiores do sistema secundário, que fazem fronteira com o sistema primário (Figura 6.16).

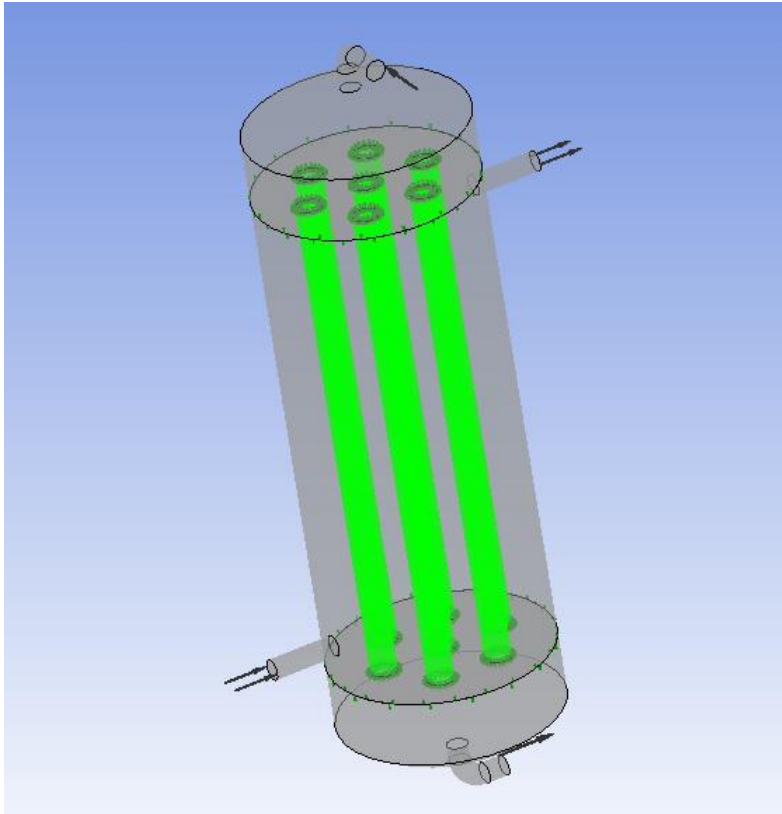


Figura 6.15: Interface nos tubos internos entre secundário e primário.

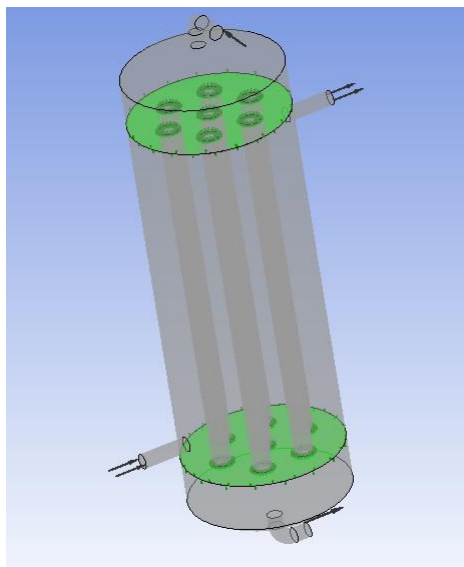


Figura 6.16: Interface entre secundário e primário nas partes superior e inferior.

A espessura da parede de cada uma das interfaces e o material de sua compo-

sição (Aço AISI 316) são especificados com base nos dados do projeto do trocador de calor (Apêndice A), e estão resumidos na Tabela 6.7.

$D_i(mm)$	266,2
$d_i(mm)$	31,4
$d_o(mm)$	33,4
$\delta_t(mm)$	1
$\delta_p(mm)$	5
L (mm)	964

Tabela 6.7: Dimensões dos tubos, das calotas e da altura total do trocador de calor

Neste trabalho todas as simulações que serão apresentadas foram realizadas em estado estacionário. Na Tabela 6.8 estão dispostas todas as configurações numéricas usadas nas simulações realizadas.

Solver Control	
Advection Scheme	High Resolution
Max. Iterations	10000
Convergence Criteria	
Residual Type	RMS
Residual Target	0,0001

Tabela 6.8: Configuração das opções numéricas de solução.

6.4 Comparação entre Resultados Numéricos e Experimentais

Como foi mostrado na seção anterior, além das temperaturas de entrada nos dois sistemas do trocador de calor, as temperaturas de saída também são medidas (Tabela 6.2). Estas medições de temperaturas nas saídas são usadas como critério para verificação da qualidade da simulação.

Após serem realizadas as simulações, as temperaturas das saídas são obtidas no programa usando-se a temperatura média numa dada área de seção transversal

no tubo de saída do trocador (Figuras 6.17 e 6.18). Esse valor é então comparado com o valor medido experimentalmente, obtendo-se o erro percentual do resultado computacional em relação à medida experimental.

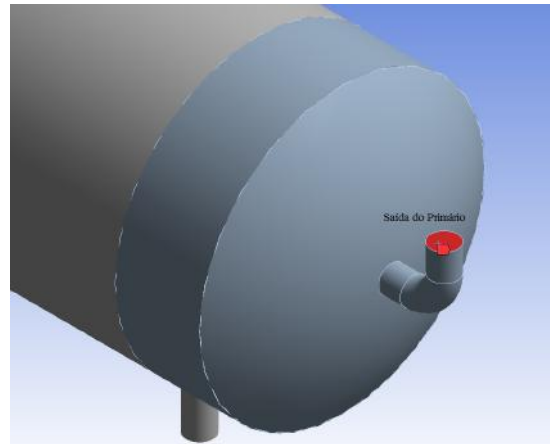


Figura 6.17: Seção transversal para cálculo de temperatura na saída do primário.

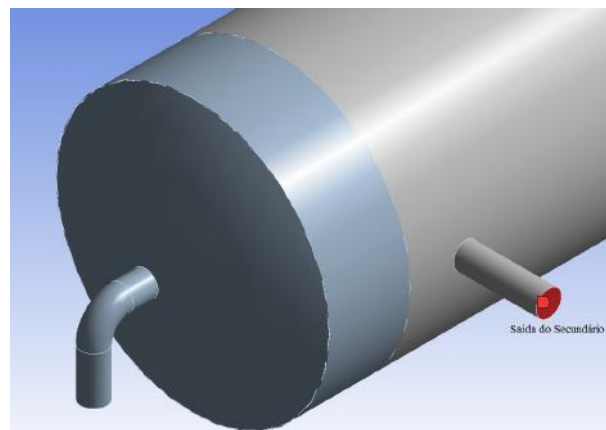


Figura 6.18: Seção transversal para cálculo de temperatura na saída do secundário.

Para verificação da simulação, foram utilizados os dados fornecidos pela simulação número dois (Tabela 6.5), pois esta é a que apresenta os dados mais próximos dos medidos experimentalmente. Cada um dos resultados foi verificado em cada uma das 3 malhas utilizadas neste trabalho, explicadas anteriormente. Os resultados podem ser vistos nas tabelas que se seguem.

Com base nas informações presentes na Tabela 6.9, nota-se que a exatidão da

	Temperatura ($^{\circ}C$)	Erro (%)
Medição Experimental	75,8	-/-
Resultado (Malha 1)	71,1	6,3
Resultado (Malha 2)	71,0	6,4
Resultado (Malha 3)	73,2	3,5

Tabela 6.9: Resultados comparativos para a saída do primário do trocador de calor na simulação número dois.

	Temperatura ($^{\circ}C$)	Erro (%)
Medição Experimental	97,6	-/-
Resultado (Malha 1)	87,2	10,7
Resultado (Malha 2)	87,4	10,5
Resultado (Malha 3)	85,6	12,3

Tabela 6.10: Resultados comparativos para a saída do secundário do trocador de calor na simulação número dois.

simulação é razoável, principalmente na malha número três, o que é esperado, pois esta é a malha mais refinada.

Observando a Tabela 6.10, vê-se que a concordância com os dados experimentais não é tão boa quanto na Tabela 6.9. Essa diferença pode ser explicada observando-se a Figura 6.19, onde na saída do sistema primário existe um gradiente acentuado de temperaturas.

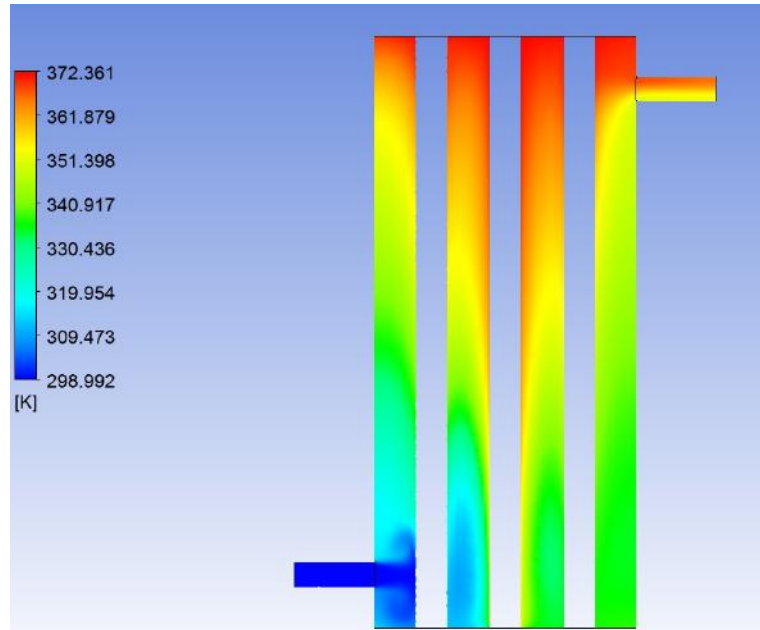


Figura 6.19: Gradiente de temperaturas no secundário do trocador de calor (Malha 3, Simulação 2).

Quando se toma a média nesta região, como a diferença entre a temperatura máxima e a mínima são consideráveis, pode haver uma grande diferença entre o valor médio resultante da simulação e o valor mostrado pelo termopar, já que o termopar mostra uma medição pontual, restrita a sua localização.

Com estes resultados, é possível assumir que a simulação mostra resultados razoáveis, e pode ser usada para estudo do trocador de calor em questão.

6.5 Análise Convergência de Malha

Após a descrição das malhas geradas, e posteriormente a realização das simulações com estas malhas, o próximo passo importante é o estudo da convergência de malha, fator muito relevante numa simulação computacional. Através dela, pode-se alcançar um valor ideal para a solução, em que se obtém um menor custo computacional, ou seja, menos tempo gasto para a simulação. A relação entre a precisão no resultado e o tempo de simulação é o que será mostrado e avaliado nesta seção do trabalho.

Número de Nós	Temperatura no Primário ($^{\circ}C$)	Temperatura no Secundário ($^{\circ}C$)
258604	71,0	87,4
280785	71,1	87,2
344491	73,2	85,6

Tabela 6.11: Temperaturas no primário e secundário em relação ao número de nós.

Na Tabela 6.11, observa-se que existe uma tendência de convergência nos valores obtidos pelas simulações para a saída do sistema primário de água do trocador de calor, e como vemos na Tabela 6.9, o erro relativo diminui conforme o número de nós aumenta na malha. É possível notar também que a melhora na precisão do resultado obtido pela malha três é consideravelmente maior em relação as outras duas malhas, e isso é esperado já que a malha três é bem mais sofisticada que as demais malhas.

No caso do sistema secundário do trocador de calor, não é observada uma boa convergência dos resultados, apesar de, ao se olhar a Tabela 6.10, ser possível notar que os dados não diferem tanto dos resultados obtidos experimentalmente. Essa diferença, e principalmente a dificuldade de convergência dos resultados, se dá devido ao grande gradiente de temperaturas presente na saída do sistema secundário do trocador de calor (Figura 6.19). Como o valor medido é uma média, os resultados, quando comparados aos obtidos pelo termopar, podem ser distorcidos já que o termopar é uma medição pontual de temperatura.

Outra aspecto importante a ser estudado nas malhas utilizadas é o tempo de duração das simulações realizadas. Neste quesito é importante avaliar qual malha obteve a melhor solução, com o menor tempo de simulação.

	Malha 1 (N° de Iter.)	Malha 2 (N° de Iter.)	Malha 3 (N° de Iter.)
Simulação 1	940	939	803
Simulação 2	1350	1351	1224
Simulação 3	3656	3828	3628
Simulação 4	5939	5786	4605
Simulação 5	6344	6228	4832

Tabela 6.12: Número de iterações em cada uma das simulações realizadas.

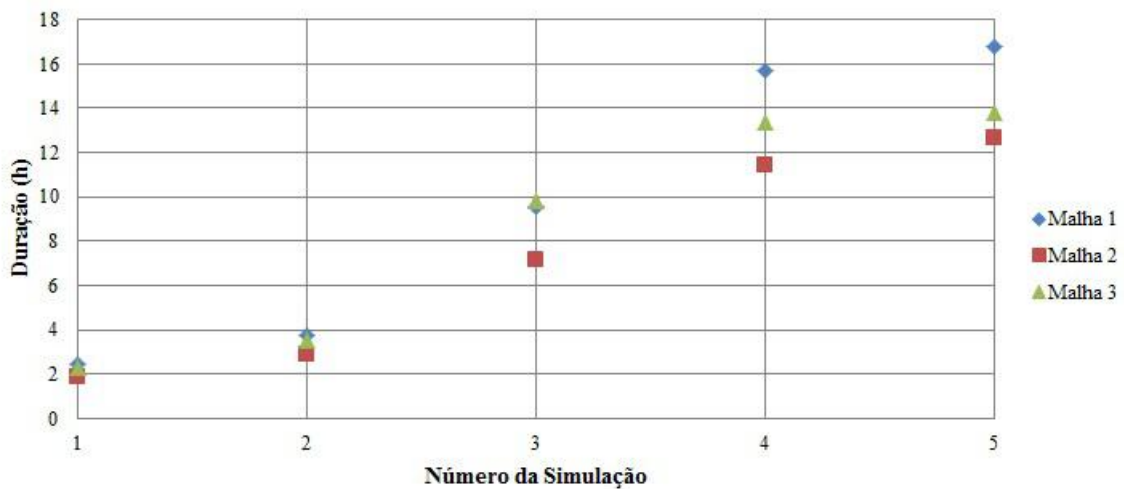


Figura 6.20: Gráfico da duração de cada uma das simulações realizadas para todas as malhas utilizadas.

No gráfico mostrado na Figura 6.20 e na Tabela 6.12, pode-se ver como as malhas se comportam em termos de tempo de simulação em cada uma das 15 simulações realizadas. Observando-se o comportamento da malha 3 no gráfico, nota-se que sua duração de simulação é intermediária em relação às outras malhas. Isso é interessante, pois esta malha é a que demonstra melhor concordância com os resultados experimentais e também não é a mais demorada. A malha 1, por ser a menos trabalhada, possui maior dificuldade computacional para se obter bons resultados, ou seja, demanda mais tempo de simulação; diferentemente da malha 2, que foi trabalhada de forma a se ter menos elementos e nós, logo, menor tempo de simulação. Tanto a Figura 6.20 como a Tabela 6.12 comprovam essas hipóteses.

Observando-se os dados aqui apresentados, pode-se concluir que a malha 3 possui melhor relação entre tempo de simulação e veracidade dos resultados, mostrando-se ser mais confiável nos resultados que as outras malhas empregadas.

6.6 Estudos Paramétricos

Nesta seção do trabalho serão mostrados os estudos realizados em função de parâmetros obtidos através dos resultados das simulações numéricas, observando o comportamento de cada um dos parâmetros ao longo das simulações.

6.6.1 Título de Entrada x

Como já mencionado anteriormente, as simulações foram realizadas variando-se o título de entrada no trocador de calor, e posteriormente observando-se os efeitos causados no trocador de calor por estas variações impostas ao sistema.

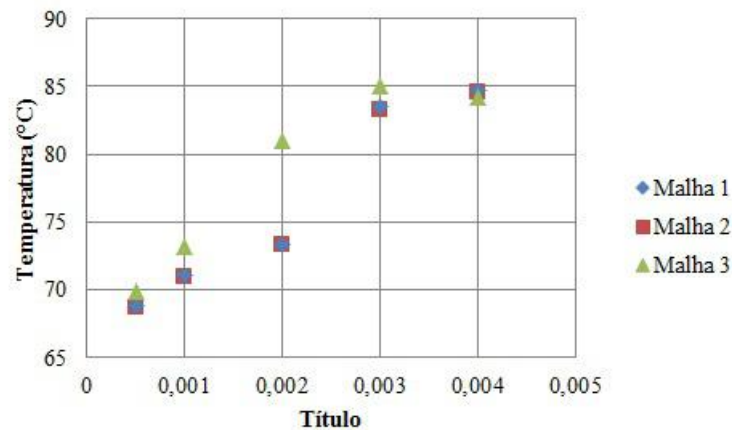


Figura 6.21: Gráfico da temperatura de saída no primário no trocador de calor pelo título termodinâmico de entrada.

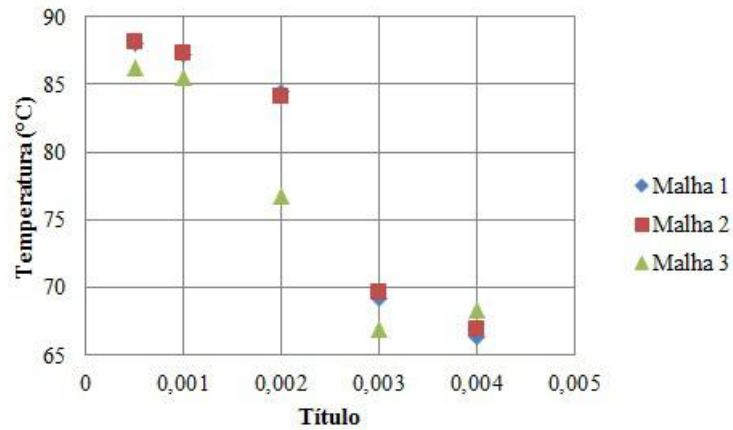


Figura 6.22: Gráfico da temperatura de saída no secundário no trocador de calor pelo título termodinâmico de entrada.

Observando-se os gráficos mostrados pelas Figuras 6.21 e 6.22, as três malhas possuem boa concordância com os resultados obtidos, especialmente entre as malhas 1 e 2. Essa concordância acentuada entre essas duas malhas se dá devido ao fato de que a malha que permeia a região do primário nas duas malhas são essencialmente iguais, sendo a única diferença entre as duas malhas o refino feito na região do secundário. A disparidade mostrada em relação à malha 3 já se dá devido a grande diferença que existe dela para as outras duas malhas. Entretanto, ao se observar os resultados obtidos pelas diferentes malhas na simulação número três, ou seja, a que possui título de entrada igual a 0,002, vê-se uma grande diferença entre as malhas 1 e 2 com a malha 3. Para explicar essa diferença, toma-se as figuras a seguir.

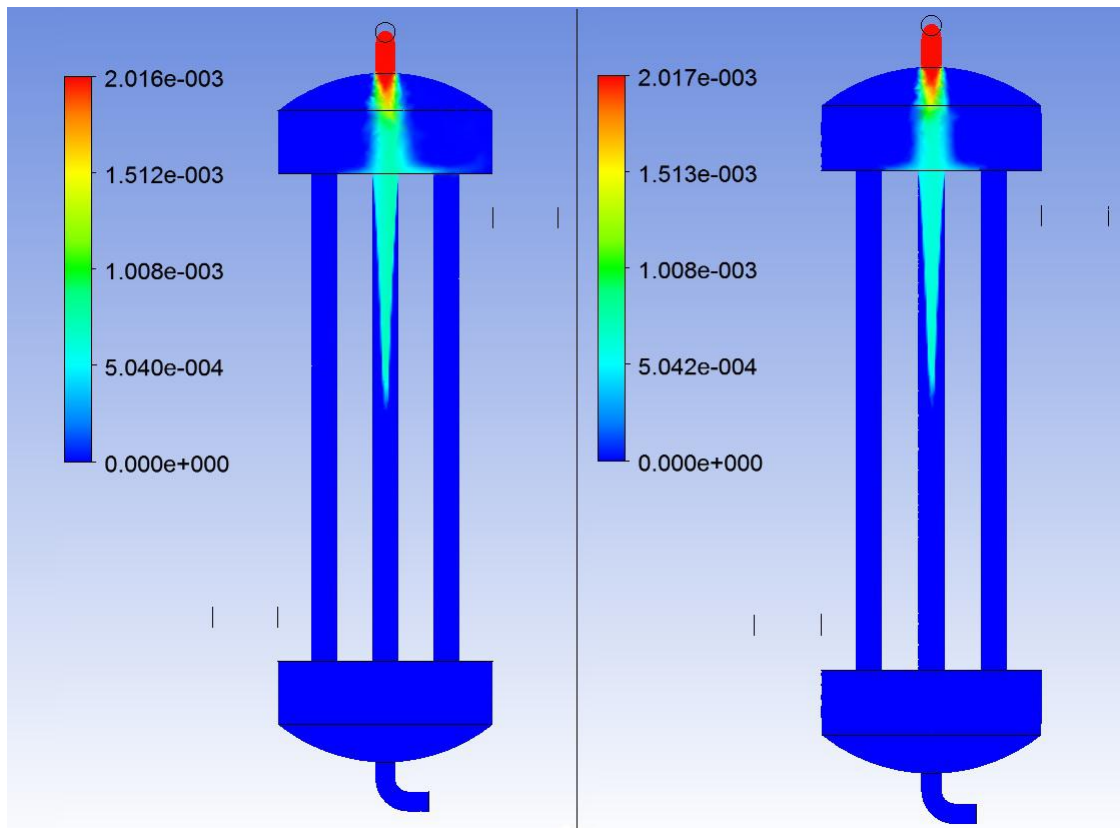


Figura 6.23: Variação do título termodinâmico ao longo do trocador de calor na simulação número três (Malha 1, esquerda ; Malha 2, direita)

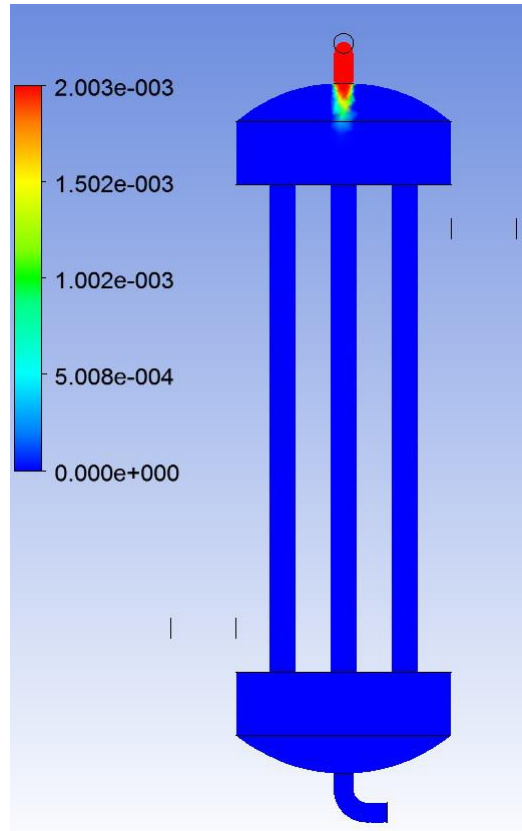


Figura 6.24: Variação do título termodinâmico ao longo do trocador de calor na simulação número três (Malha 3)

Como pode-se observar nas Figuras 6.23 e 6.24, existe uma diferença no gradiente do título termodinâmico percebido pelas malhas 1 e 2 e pela malha 3. Essa diferença pode ser atribuída a um erro numérico que se propagou através da simulação, ou seja, usando-se um critério de convergência mais exigente, como erros relativos aceitáveis mais baixos, seria possível não observar mais essa variação. A diferença pode ser atribuída também à malha usada. Como a discretização empregada nas malhas 1 e 2 possui menor sofisticação em relação a malha 3, um erro pode ter sido propagado ao longo de toda a malha, resultando no gradiente do título termodinâmico observado na Figura 6.23. Vale ressaltar aqui que, devido a falta de instrumentação no experimento, não é possível comprovar qual resultado melhor representa o que ocorre com relação ao título termodinâmico dentro do trocador de calor; porém, observando-se todas as outras simulações, vê-se que o comportamento

do título termodinâmico é muito similar ao que se vê na Figura 6.24, ou seja, pode-se inferir que o que ocorreu nas malhas 1 e 2, na simulação 3 em particular, não representa bem o que ocorre realmente.

Voltando aos gráficos das Figuras 6.21 e 6.22, é fácil notar que a medida que o título termodinâmico aumenta, a temperatura de saída do primário aumenta e a temperatura de saída do secundário diminui. Isto é fisicamente aceitável, visto que o vapor transfere bem menos calor que o líquido, logo quanto mais vapor, menos calor o primário irá perder e conseqüentemente menos calor o secundário irá receber.

6.6.2 Coeficiente Global de Transferência de Calor U

Além de se estudar os efeitos do título termodinâmico no trocador de calor, em termos de temperaturas de saída de ambos os sistemas, é natural também se estudar os efeitos que esse título terá no coeficiente global de transferência de calor U do trocador de calor. Para o cálculo desse parâmetro, será utilizada a Equação (2.2), apresentada anteriormente neste trabalho. Como observa-se nesta equação, para o cálculo do parâmetro U , serão necessários outros parâmetros como:

- \dot{q} -> taxa de transferência de calor
- A -> área de troca de calor
- ΔT_{lm} -> diferença média logarítmica das temperaturas

A área de troca de calor A será igual a área superficial dos tubos internos pelo lado do secundário mais a área superficial das placas superiores e inferiores da região do secundário (Figura 6.16). Fazendo-se esse cálculo, se obtém a seguinte área de troca.

$$A = 0,5358 \text{ m}^2$$

A diferença média logarítmica das temperaturas ΔT_{lm} será calculada para cada simulação realizada, já que em cada simulação as temperaturas de saída de ambos os sistemas de água do trocador de calor mudam, diferentemente das temperaturas de entrada que se mantêm constantes ao longo de todas as simulações. Na tabela 6.13,

são mostradas as relações de todas as temperaturas e a diferença média logarítmica das temperaturas para cada uma das simulações.

	Primário		Secundário		ΔT_{lm} ($^{\circ}C$)
	Entrada ($^{\circ}C$)	Saída ($^{\circ}C$)	Entrada ($^{\circ}C$)	Saída ($^{\circ}C$)	
Malha 1					
Simulação 1	107,7	68,8	25,9	88,1	29,8
Simulação 2	107,7	71,1	25,9	87,2	31,3
Simulação 3	107,7	73,4	25,9	84,5	33,9
Simulação 4	107,7	83,6	25,9	69,2	47,5
Simulação 5	107,7	84,8	25,9	66,4	49,6
Malha 2					
Simulação 1	107,7	68,7	25,9	88,2	29,7
Simulação 2	107,7	71,0	25,9	87,4	31,1
Simulação 3	107,7	73,3	25,9	84,2	34,1
Simulação 4	107,7	83,3	25,9	69,7	47,0
Simulação 5	107,7	84,6	25,9	66,9	49,2
Malha 3					
Simulação 1	107,7	69,9	25,9	86,3	31,4
Simulação 2	107,7	73,2	25,9	85,6	33,1
Simulação 3	107,7	81,1	25,9	76,8	41,9
Simulação 4	107,7	85,1	25,9	66,9	49,4
Simulação 5	107,7	84,3	25,9	68,4	48,2

Tabela 6.13: Relação das temperaturas de entrada e saída em cada uma das simulações realizadas e as diferenças médias logarítmicas das temperaturas correspondentes.

Com os valores da área de troca e das diferenças médias logarítmicas das temperaturas em cada uma das simulações, falta apenas o cálculo do calor trocado entre os sistemas de água do trocador de calor (\dot{q}). Para fazer este cálculo será usada a Equação (2.1). Esta equação mostra o calor recebido ou cedido por um sistema em dois pontos diferentes de diferentes entalpias. Como, no caso do trocador de

calor, o calor recebido pelo secundário é o mesmo cedido pelo primário, pode-se usar qualquer um dos dois sistemas para estimá-lo. Aqui serão realizadas as contas no lado do secundário. Assim para realização deste cálculo devemos saber a entalpia de saída em ambos os sistemas d'água para todas as simulações. Estes dados são fornecidos pelo software utilizado para solução. Vale ressaltar aqui que, novamente, as entalpias nas saídas foram calculadas como médias nas áreas das saídas, assim como feito anteriormente com as temperaturas de saída. O gráfico a seguir mostra as taxas de transferência de calor calculadas para cada uma das simulações em cada uma das malhas.

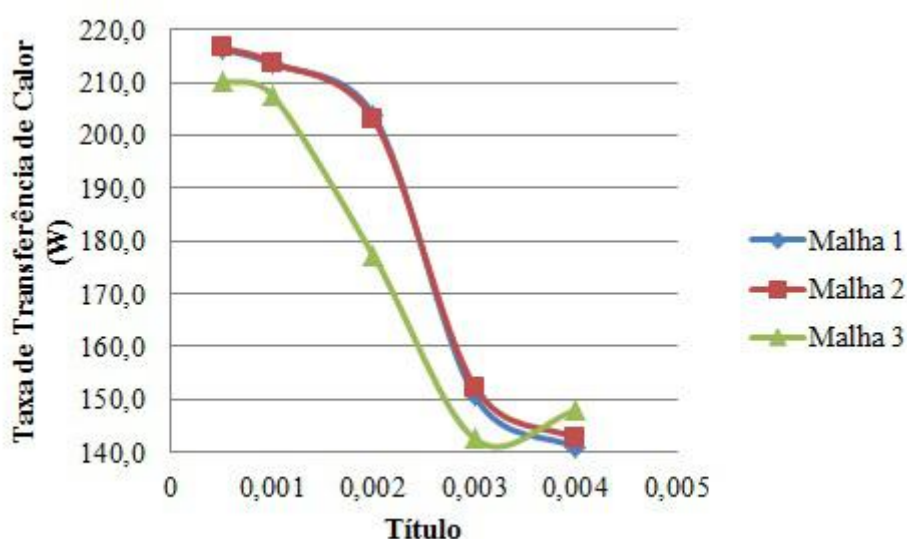


Figura 6.25: Gráfico das taxas de transferência de calor para cada uma das simulações em cada uma das malhas.

Com estes dados então, é possível finalmente calcular os coeficientes globais de transferência de calor do trocador de calor para cada uma das situações abordadas nas diferentes malhas utilizadas. O gráfico a seguir mostra os valores encontrados para este parâmetro.

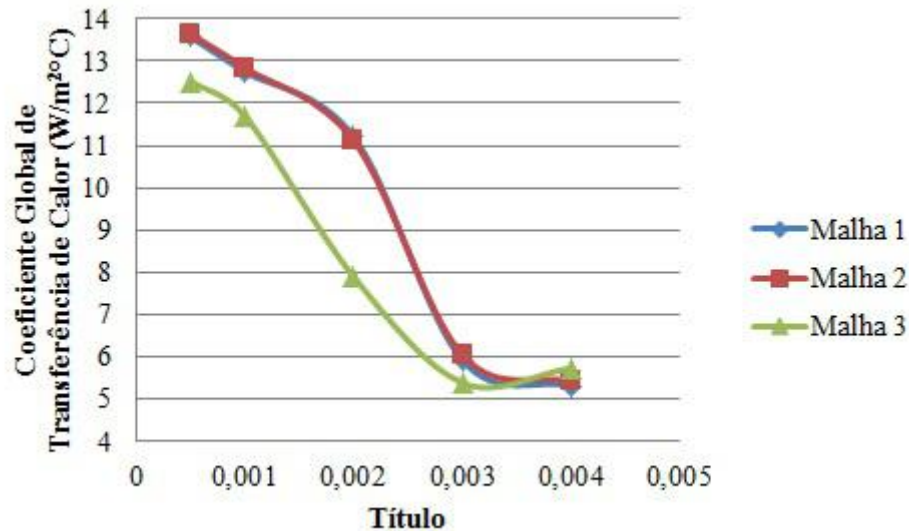


Figura 6.26: Gráfico dos coeficientes de transferência de calor em cada uma das simulações realizadas para cada malha.

Observando-se os gráficos das Figuras 6.25 e 6.26, podemos notar como o aumento do título termodinâmico, ou seja, o aumento da quantidade de vapor na entrada do sistema altera a quantidade de calor trocado em com o o coeficiente de troca. É esperado que esses valores reduzam conforme se aumenta a quantidade de vapor no sistema, visto que o vapor possui uma capacidade de troca de calor muito mais baixa que a da água líquida por exemplo. Outro aspecto interessante a se observar nestas dados é a ordem de grandeza do coeficiente global de transferência de calor. Nota-se que este parâmetro possui um valor muito baixo quando comparado com dados obtidos na indústria. Isso se dá, pois no caso aqui estudado, como se trata de um circuito de circulação natural, tanto a taxa de calor transferido como as próprias vazões dos sistemas são muito baixas, então é natural que se observe um coeficiente global de transferência de calor pequeno.

6.7 Análise de Projeto

Após a realização das simulações, bem como a análise dos dados que foram feitas neste trabalho até então, certas peculiaridades podem ser percebidas no regime

de temperaturas e escoamento do trocador de calor. Essas particularidades podem ser importantes visto que, suas análises e possíveis mudanças podem melhorar o desempenho do trocador de calor para futuros usos. Vale salientar aqui que as sugestões de mudança de projeto que serão feitas a seguir, não necessariamente correspondem à melhor opção de mudança, mas apenas um caminho possível para sua melhora.

Primeiramente vamos nos atentar ao regime de temperaturas no circuito primário de água do trocador de calor, como visto na figura a seguir.

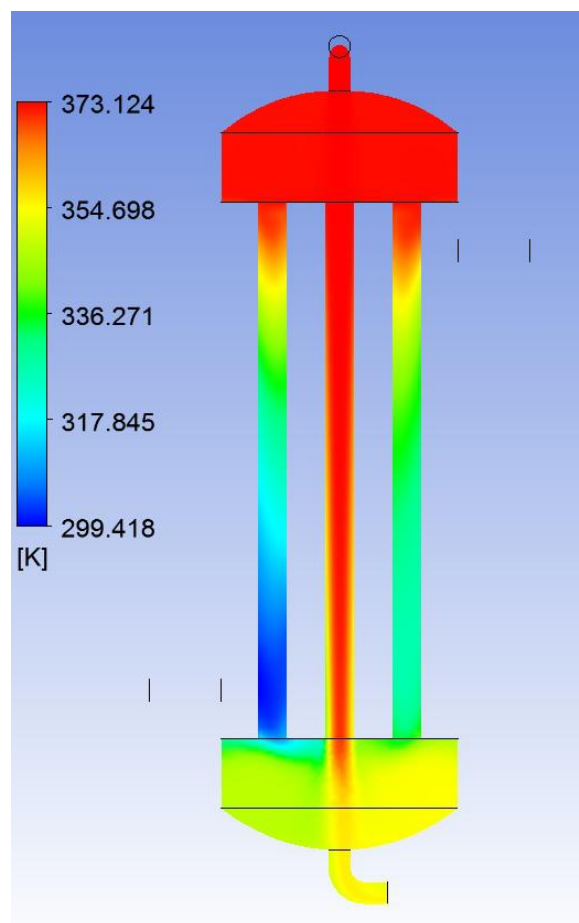


Figura 6.27: Gradiente de temperaturas observado no primário do trocador de calor (Simulação 3, Malha 3).

Na Figura 6.27, observa-se que existe uma diferença considerável entre o calor retirado em cada um dos tubos internos do trocador de calor. O tubo localizado no centro do hexágono do trocador de calor (Figura 4.4) é o que menos resfria em relação

aos tubos vizinhos. Essa grande diferença de refrigeração entre os tubos do trocador de calor, proporciona uma grande dificuldade de homogeneização da temperatura na saída do trocador de calor. Esse problema se dá por alguns motivos: o tubo de entrada do trocador de calor no circuito primário está alinhado com o tubo central, o que favorece o fluxo de água a seguir pelo tubo do centro, fazendo com que uma pequena parte do fluxo se espalhe pelos outros tubos; outro problema é que este mesmo tubo também está alinhado com a saída do trocador de calor, fazendo com que a temperatura de saída seja mais próxima da temperatura do tubo central, que é o tubo menos resfriado. Uma mudança na disposição destes tubos de entrada e saída do primário do trocador de calor poderia melhorar a distribuição do fluxo de água pelos sete tubos internos, bem como a homogeneização do gradiente de temperaturas na saída.

Em segundo lugar, tenta-se entender por que o tubo interno é tão menos resfriado que os outros. Veja-se a figura a seguir.

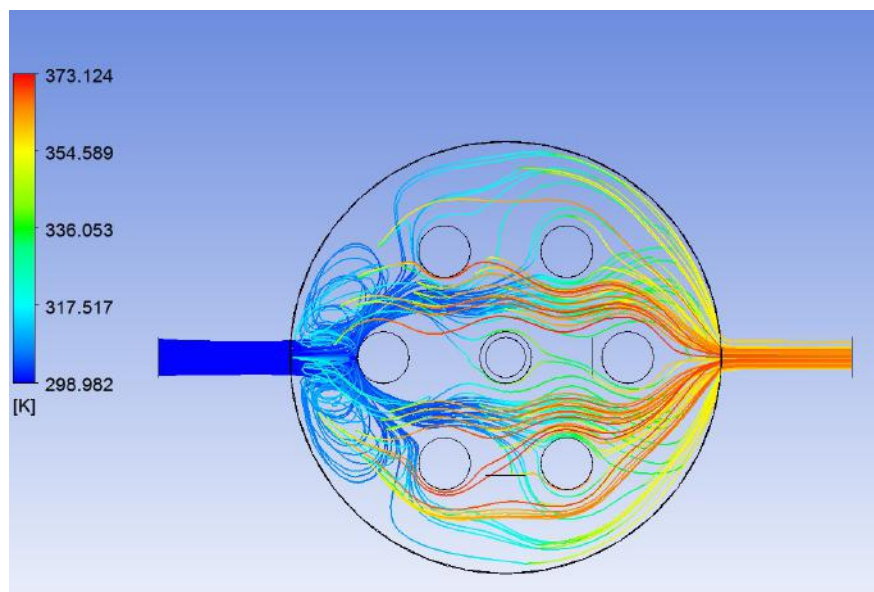


Figura 6.28: Fluxo de água com gradiente de temperaturas acoplado, entrada do sistema à esquerda, saída à direita (Simulação 2, Malha 2).

Observando-se a Figura 6.28, vê-se que o fluxo de água, ao entrar no casco que forma o circuito primário, encontra um dos tubos do sistema primário, incidindo diretamente. Após essa obstrução, o fluxo se desvia pelas laterais, resfriando os tubos

externos, e uma pequena parte do fluxo passa pelo tubo interno, resfriando-o. Essa disposição dos tubos internos em relação a entrada do sistema secundário de água aparenta ser a causa da má resfrição percebida no tubo interno. Uma mudança no arranjo dos tubos internos, de forma que a entrada do sistema encontrasse primeiro o tubo mais interno no arranjo, poderia gerar uma melhor resfrição no tubo central, e homogeneizar melhor a troca de calor ao longo dos sete tubos internos do trocador de calor.

Outro aspecto a se observar é o gradiente de temperaturas no sistema secundário do trocador de calor, que pode ser visto na figura que se segue.

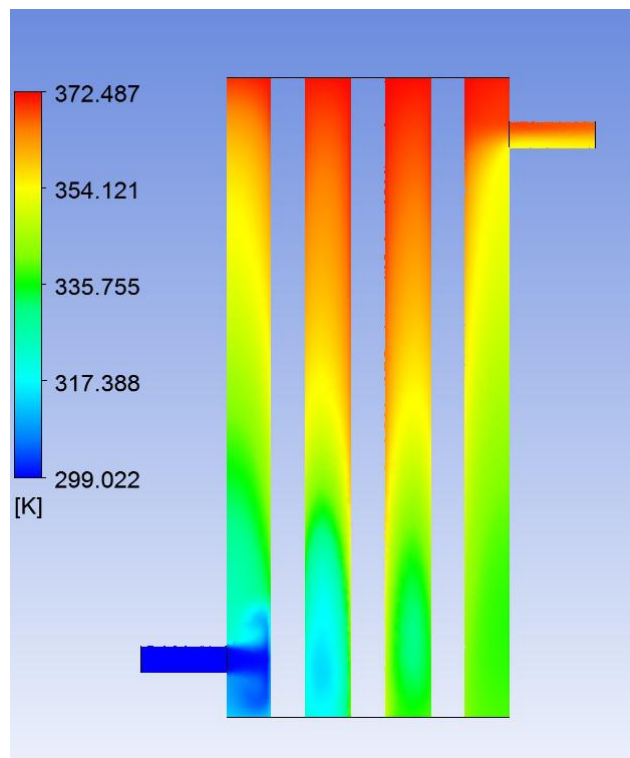


Figura 6.29: Gradiente de temperaturas ao longo do sistema secundário de água do trocador de calor (Simulação 1, Malha 1).

A Figura 6.29 mostra que o gradiente de temperaturas no sistema secundário do trocador de calor se dá de forma radial em relação à entrada, e também é influenciada pela má refrigeração no tubo central do trocador de calor. Essa distribuição de temperaturas no secundário gera o gradiente de temperaturas acentuado na saída do secundário que já foi abordado antes. Esse problema observado no trocador de

calor pode ser resolvido com a introdução de placas no sistema secundário, de forma que haja mais passes para o fluxo de água do trocador de calor, evitando que a água mais fria da parte de baixo do sistema primário se misture com a água mais quente no topo do sistema secundário.

Capítulo 7

Conclusões e Trabalhos Futuros

O uso da ferramenta CFD para estudo e compreensão de trocadores de calor se mostrou de bom uso e com bons resultados. Os resultados obtidos também se mostraram de grande valia, proporcionando uma análise mais extensa e detalhista do trocador de calor em si, e também a percepção de possíveis alterações no trocador de calor que fossem trazer um melhor proveito do equipamento, em sua atuação. Uma ferramenta deste porte, para dimensionamento de equipamentos na área nuclear pode se tornar uma prática poderosa, visto que realizar testes com certos equipamentos presentes numa central nuclear pode ser inviável por questões de segurança ou até mesmo de custo de construção de protótipo, já que a indústria nuclear lida com equipamentos de alta sofisticação técnica. Sua implementação também poderá trazer informações sobre os equipamentos que antes ou eram difíceis ou até mesmo inviáveis de se obter.

O trabalho aqui apresentado pode ser melhorado em alguns aspectos para melhor representar o fenômeno que ocorre dentro do trocador de calor, que é a condensação. O modelo utilizado neste trabalho para representação deste fenômeno foi simples e de pouca sofisticação, o que pode ter ocultado informações, devido a simplificação empregada. O uso de modelos mais complexos, ou até mesmo uma simulação transiente, poderiam expressar melhor o fenômeno de forma a se observar outras singularidades que não foram percebidas no trabalho aqui realizado. Outro aspecto interessante a se abordar futuramente é o estudo paramétrico para otimização do trocador de calor, isto é, otimizar parâmetros do trocador de calor para se

obter melhor troca de calor possível.

É interessante também abordar futuramente a simulação numérica completa de todo o Circuito de Circulação Natural. É importante lembrar que apenas um equipamento deste sistema foi analisado aqui, e isto implicou em algumas simplificações que tiveram que ser usadas, visto que o resto do circuito não se fazia presente nas simulações realizadas. Para a realização de uma simulação deste porte, um número maior de medidores teria que ser instalados no sistema, a fim de se obter uma melhor correspondência dos dados experimentais com os resultados numéricos. Vale também ressaltar que a realização de experimentos teria de ser incluída num trabalho que envolvesse o estudo citado.

Referências Bibliográficas

- ANSYS (2013). *ANSYS Help Viewer 15*. ANSYS Inc.
- Borgnakke, C. e Sonntag, R. E. (2009). *Fundamentos da Termodinâmica*. Blucher, sétima edição.
- Dahikar, S. K., Ganguli, A. A., Gandhi, M. S., Joshi, J. B., e Vijayan, P. K. (2013). Heat transfer and flow pattern in co-current downward steam condensation in vertical pipes-I: CFD simulation and experimental measurements. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, 91:959–973.
- Filho, W. B. (2004). *Transmissão de Calor*. Thompson Learning Ltda., primeira edição.
- Forum, G. . I. (Acesso em 12 nov. 2014). *Technology Roadmap*. https://www.gen4.org/gif/jcms/c_9352/technology-roadmap.
- Gandhi, M. S., Joshi, J. B., Nayak, A. K., e Vijayan, P. K. (2013). Reduction in thermal stratification in two phase natural convection in rectangular tanks: CFD simulations and PIV measurements. *Chemical Engineering Science*, 100:300–325.
- Ganguli, A. A., Dahikar, S. K., Gandhi, M. S., Joshi, J. B., e Vijayan, P. K. (2013). Heat transfer and flow pattern in co-current downward steam condensation in vertical pipes-II: Comparison with published work. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, 91:974–991.
- Gulawani, S. S., Joshi, J. B., Shah, M. S., RamaPrasad, C. S., e Shukla, D. S. (2006). CFD analysis of flow pattern and heat transfer in direct contact steam condensation. *Chemical Engineering Science*, 61:5204–5220.

- Henderson, G., Zhou, W., e Revankar, S. T. (2010). Condensation in a vertical tube bundle passive condenser - part 2: complete condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:1156–1163.
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., e Lavine, A. S. (2008). *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. LTC, sexta edição.
- Journeau, C., Boccaccio, E., Brayer, C., Cognet, G., Haquet, J. F., Jegou, C., Piluso, P., e Moneris, J. (2003). Ex-vessel corium spreading: results from the VULCANO spreading tests. *Nuclear Engineering and Design*, 223:75–102.
- Kern, D. Q. (1983). *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill Book Company, vigésima primeira edição.
- Kim, H. W., Bael, Y. Y., Song, C. H., Park, J. K., e Choi, S. M. (2001). Characterization of direct contact condensation of steam jets discharging into a subcooled water. *International Journal of Energy Research*, 25:239–252.
- Lee, K.-Y. e Kim, M. H. (2008). Modeling of condensation heat transfer for a PRHRS heat transfer in a SMART-P plant. *Nuclear Engineering and Design*, 238:3253–3262.
- Lemos, W. F. (2014). *Estudo Experimental de Circulação Natural Bifásica Usando Técnicas Ultrassônicas e de Visualização*, Tese de Doutorado. PEN/COPPE/UFRJ.
- Lioce, D., Asztalos, M., Alemberti, A., Barucca, L., Frogheri, M., e Saiu, G. (2012). AP1000 passive core cooling system pre-operational tests procedure definition and simulation by means of Relap5 Mod. 3.3 computer code. *Nuclear Engineering and Design*, 250:538–547.
- Magallon, D., Foit, J. J., e Tromm, W. (2000). Dry and wet spreading experiments with prototypic material at the FARO facility and theoretical analysis. *Forschungszentrum Karlsruhe - Technik und Umwelt, Wissenschaftliche Berichte (FZKA)*, 6475:178–188.

- Munoz-Cobo, J. L., Chiva, S., Corberán, J. M., e Escrivá, A. (1999). Interaction between natural convection and condensation heat transfer in the passive containment cooling condensers of the ESBWR reactor. *Annals of Nuclear Energy*, 26:277–300.
- Oh, S. e Revankar, S. T. (2005a). Analysis of the complete condensation in a vertical tube passive condenser. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32:716–727.
- Oh, S. e Revankar, S. T. (2005b). Complete condensation in a vertical tube passive condenser. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32:593–602.
- Pontes, J. R. M. e Mangiavacchi, N. (2010). *Fenômenos de Transferência*. COPPE Programa de Engenharia Metalúrgica e de Materiais UFRJ, primeira edição.
- Ranz, W. E. e Marshall, W. R. (1952). Evaporation from drops, part 1. *Chemical Engineering Program*, 48:141–146.
- Shah, R. K. e Sekulić, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley and Sons, Inc., primeira edição.
- Silva, J. G. (2007). *Estudo de Confiabilidade do Reator AP1000 no Cenário de um Grande LOCA no Contexto de uma APS Nível 1, Tese de Mestrado*. PEN/COPPE/UFRJ.
- Todreas, N. E. e Kazimi, M. S. (1989). *Nuclear Systems I, Thermal Hydraulic Fundamentals*. Taylor and Francis, segunda edição.
- Wang, W. W., Tian, W. X., e Qiu, S. Z. (2013). Research on thermal hydraulic behavior of small-break LOCAs in AP1000. *Nuclear Engineering and Design*, 263:380–394.
- White, F. M. (2011). *Mecânica dos Fluidos*. McGraw Hill, sexta edição.

Yeon, W.-S., Bang, K.-H., Choi, Y., Kim, Y. S., e Lee, J. (2011). CFD analysis of core melt spreading on the reactor cavity floor using ANSYS CFX code. *Nuclear Engineering and Design*, 249:90–96.

Zhou, W., Henderson, G., e Revankar, S. T. (2010). Condensation in a vertical tube bundle passive condenser - part 1: through flow condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:1146–1155.

Apêndice A

Folhas de Projeto

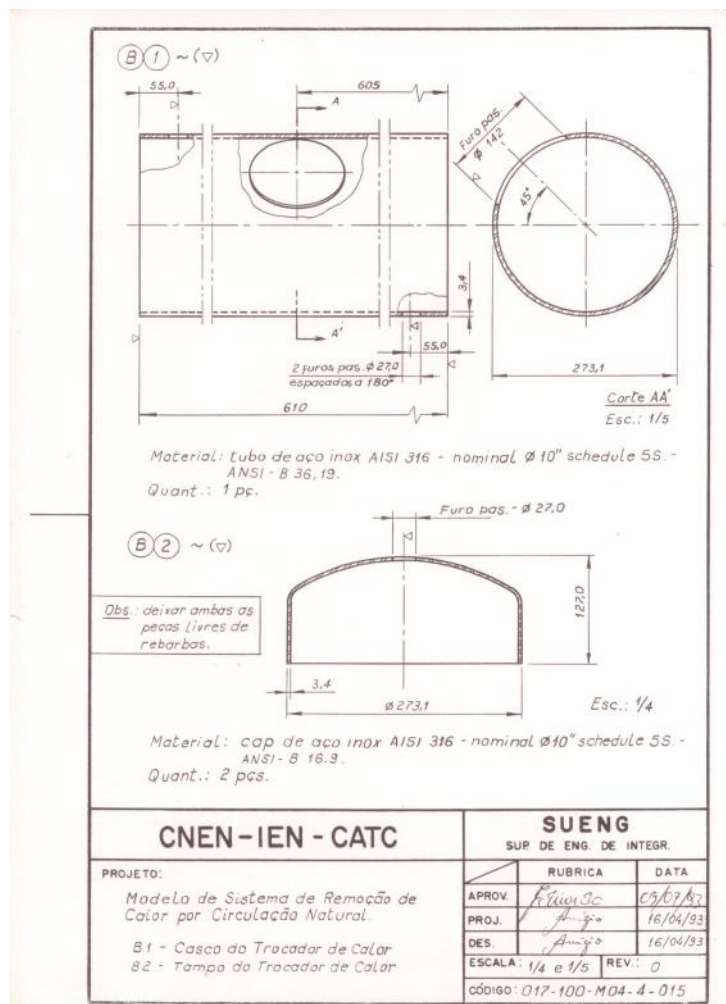


Figura A.1: Projeto das calotas superior e inferior do trocador de calor.

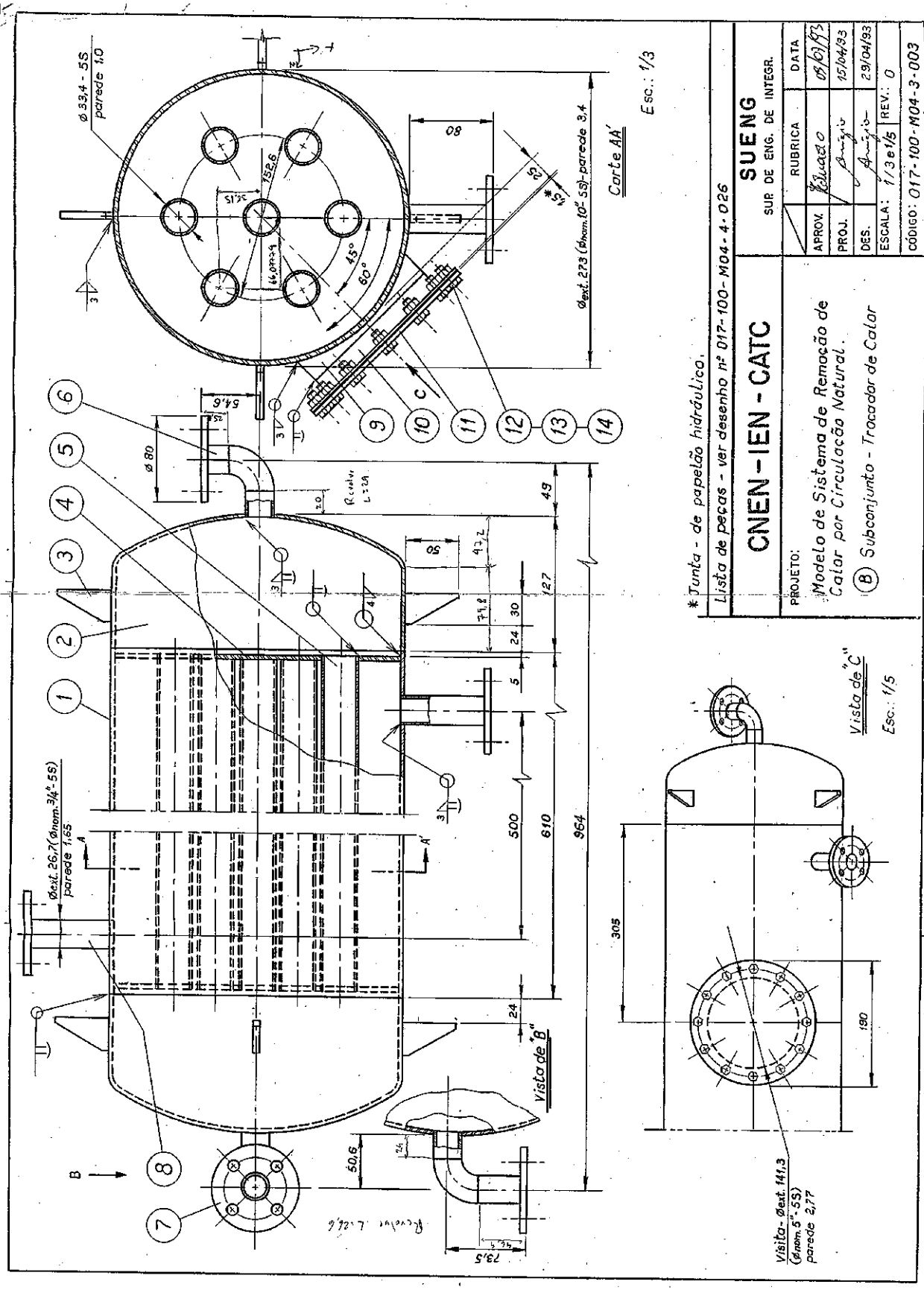


Figura A.2: Projeto do trocador de calor.