



AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**ANÁLISE DAS INSTABILIDADES TERMO-HIDRÁULICAS
EM UM CIRCUITO OPERANDO EM REGIME
DE CIRCULAÇÃO NATURAL BI-FÁSICO**

PAULA AIDA SESINI

Dissertação apresentada como parte dos
requisitos para obtenção do Grau de
Mestre em Ciências na Área de
Tecnologia Nuclear - Reatores

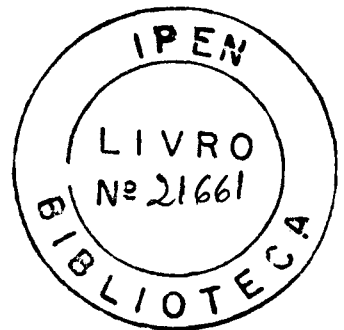
Orientador:
Dr. José Luis Ferraz Bastos

São Paulo
1998

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES

**ANÁLISE DAS INSTABILIDADES TERMO-HIDRÁULICAS EM UM CIRCUITO
OPERANDO EM REGIME DE CIRCULAÇÃO NATURAL BI-FÁSICO**

Paula Aida Sesini



Dissertação apresentada como parte dos requisitos para obtenção do grau de Mestre em Ciências na Área de Reatores Nucleares de Potência e Tecnologia do Combustível Nuclear.

Orientador: Dr. José Luís Ferraz Bastos

**São Paulo
1998**

Ao Sergio

A Olga e ao Alberto,
ao Martín

AGRADECIMENTOS

Ao Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, IPEN, pelo espaço cedido e material de estudo providenciado.

Ao Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento, CNPq, pelo fornecimento da bolsa de estudos.

Ao Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da USP pelo fornecimento das instalações para a utilização do circuito experimental de circulação natural.

Ao meu orientador, Dr. José Luís Ferraz Bastos, pela constante dedicação à orientação deste trabalho e pela importante contribuição à minha formação profissional.

Aos professores de todas as disciplinas que cursei por sua contribuição à minha formação acadêmica.

Ao Dr. José Rubens Maiorino, pelo apoio e incentivo constantes na formação de mestres e doutorandos.

Ao Dr. Luiz Valcov Loureiro por ter possibilitado a utilização do circuito experimental de circulação natural. E a Milene, a Fabiana e a Lígia por sua colaboração e esclarecimentos relacionados ao funcionamento do experimento.

Ao Maurício e ao Toninho pelas úteis conversas sobre o código RELAP5.

Ao Engenheiro José Carlos de Almeida por ter realizado a calibração do medidor de pressão.

Ao Gelson Toshio Otani pelo auxílio na resolução das dificuldades no uso da workstation e dos micros.

Agradeço também a Gaiânê, Delvonei, Pedro, Alwin, May, Cida, Cláudia, Renata, Andréa e Margarete por sua colaboração quando foi necessário.

E agradeço também a todos aqueles que contribuíram, de uma maneira ou de outra, para a realização deste trabalho.

ANÁLISE DAS INSTABILIDADES TERMO-HIDRÁULICAS EM UM CIRCUITO OPERANDO EM REGIME DE CIRCULAÇÃO NATURAL BI-FÁSICO

Paula Aida Sesini

RESUMO

Neste trabalho apresenta-se um estudo do comportamento de circuitos operando em regime de circulação natural. Foram realizados experimentos em um circuito retangular em vidro pyrex em regime monofásico e bi-fásico de escoamento. Foram também efetuados estudos numéricos utilizando-se o código CIRNAT e posteriormente o código RELAP5/MOD2. Procurou-se fazer uma análise crítica das limitações atuais do código CIRNAT em vistas de futuras melhorias do programa.

THERMALHYDRAULIC INSTABILITY ANALYSIS OF A TWO PHASE NATURAL CIRCULATION LOOP

Paula Aida Sesini

ABSTRACT

This work presents an analysis of a loop operating in natural circulation regime. Experiments were done in a rectangular closed circuit in one and two-phase flows. Numerical analysis were performed initially with the CIRNAT code and afterwards with RELAP5/MOD2. The limitations of CIRNAT were studied and new developments for this code are proposed.

SUMÁRIO

	Página
1	INTRODUÇÃO
1.1	Circulação Natural em Reatores Nucleares 1
1.2	Programa de Desenvolvimento no IPEN..... 2
1.3	Revisão Bibliográfica..... 3
1.3.1	Circulação Natural Monofásica..... 3
1.3.2	Circulação Natural Bi-fásica 5
1.3.3	Instabilidades de Escoamento 5
2	APARATO EXPERIMENTAL
2.1	Introdução 8
2.2	Descrição do Circuito..... 8
2.3	Aquecedor 10
2.4	Trocador de Calor / Condensador..... 11
2.5	Tanque de Expansão e Linha de Surto..... 12
2.6	Tubos de Conexão 13
2.7	Válvulas Borboleta..... 13
2.8	Juntas de Expansão 13
2.9	Instrumentação e Sistema de Aquisição de Dados..... 13
2.10	Procedimento Experimental..... 15
3	ENSAIOS EM REGIME MONOFÁSICO DE ESCOAMENTO
3.1	Introdução 16
3.2	Experimentos Realizados..... 16
3.3	Análise de Resultados..... 17
3.3.1	Regime Transitório 17
3.3.2	Regime Permanente..... 22
3.3.3	Outros Experimentos Realizados 24

4 ENSAIOS EM REGIME BI-FÁSICO DE ESCOAMENTO

4.1 Introdução	30
4.2 Experimentos Realizados.....	30
4.3 Análise de Resultados.....	31
4.3.1 Análise do Comportamento Oscilatório das Temperaturas e Pressões no Circuito.....	32
4.3.2 Influência da Potência Dissipada no Aquecedor Sobre a Amplitude e Frequência de Oscilação das Temperaturas.....	37
4.3.3 Influência da Vazão de Água de Resfriamento Sobre a Amplitude e Frequência de Oscilação das Temperaturas.....	40
4.4 Conclusão	42

5 MODELAGEM NUMÉRICA COM O CÓDIGO CIRNAT

5.1 Introdução	43
5.2 Equações de Conservação	43
5.2.1 Modelo Bi-fásico.....	45
5.3 Regimes de Transferência de Calor.....	46
5.4 Estrutura do Código.....	47
5.5 Modelagem do Circuito Experimental.....	48
5.5.1 Descrição Nodal do Circuito Experimental	48
5.5.2 Representação do Aquecedor Elétrico	50
5.5.3 Representação do Condensador.....	50
5.5.4 Perdas de Carga Localizadas	53
5.5.5 Resultados Para o Regime Monofásico de escoamento, Caso 3 da Tabela 3.1	54
5.5.6 Resultados Para o Regime Monofásico de escoamento, Caso 1 da Tabela 3.1	55
5.5.7 Resultados Para o Regime Bi-fásico de escoamento, Caso 2 da Tabela 4.1	56

5.5.8 Resultados Para o Regime Bi-fásico de Escoamento, Caso 3 da	
Tabela 4.1	58
5.5.9 Resultados Para o Regime Bi-fásico de Escoamento, Caso 1 da	
Tabela 4.1	60
5.6 Análise Crítica das Limitações Atuais do Código CIRNAT	60
6	
MODELAGEM NUMÉRICA UTILIZANDO O CÓDIGO RELAP5/MOD2	
6.1 O Código Relap5	62
6.1.1 Áreas de Aplicação	62
6.1.2 Filosofia da Modelagem	63
6.1.3 Modelo Bi-fásico de Escoamento	64
6.2 Modelagem do Circuito Experimental	65
6.2.1 Discretização Inicial Adotada	65
6.2.2 Estruturas de Troca De Calor	66
6.3 Análise de Resultados	67
6.3.1 Análise de Sensibilidade ao Número de Nós	68
6.3.2 Análise do Caso Bi-fásico	71
6.4 Conclusão	75
7	
CONCLUSÕES	76
Referências Bibliográficas	78

CAPÍTULO 1-INTRODUÇÃO

1.1 CIRCULAÇÃO NATURAL EM REATORES NUCLEARES

Dá-se o nome de circulação natural ao regime de operação de um sistema onde a força motriz do escoamento é a força de empuxo gerada pela diferença de densidades no fluido. Os circuitos operando em regime de circulação natural, também chamados termosifões, têm várias aplicações na engenharia: aquecimento de água através da energia solar, refrigeração em processos químicos, resfriamento de componentes eletrônicos, aplicações na energia geotérmica, reatores nucleares, etc.

Um termosifão é um circuito, aberto ou fechado, onde o fluido de trabalho escoar de uma região quente para uma região fria. A figura 1.1 mostra um termosifão fechado com um aquecedor (fonte quente) localizada na extremidade inferior esquerda e um trocador de calor (fonte fria) localizado na extremidade superior direita. O fluido, na região do aquecedor, é aquecido provocando uma diminuição de sua densidade e o fluido na região do trocador de calor é resfriado. O desequilíbrio hidrostático entre os ramos verticais do circuito gera uma vazão no sentido horário.

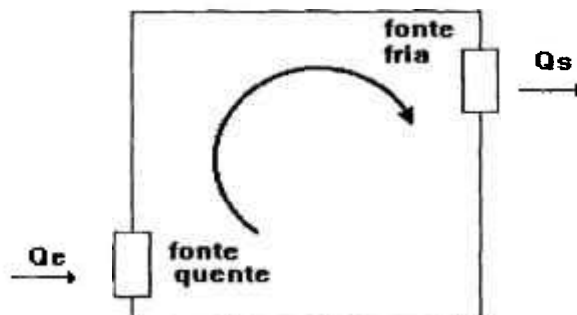


Figura 1.1- Esquema de um Circuito de Circulação Natural

Em reatores nucleares a água pressurizada o fenômeno de circulação natural é importante para a remoção de calor residual no caso de perda de alimentação das bombas do circuito primário e em operações a baixa potência /1/.

Os estudos de sistemas operando em regime de circulação natural ganharam força após os acidentes ocorridos em Three Mile Island e Chernobyl. Estes acidentes mostraram que os sistemas de segurança destes reatores não eram suficientemente confiáveis. Outro fato importante diz respeito à necessidade da intervenção humana para a entrada em funcionamento destes sistemas de segurança, mostrando que os erros operacionais foram, na verdade, a maior causa de acidentes na década passada.

1.2 PROGRAMA DE DESENVOLVIMENTO NO IPEN

Visando um melhor conhecimento sobre sistemas operando em regime de circulação natural, um programa de desenvolvimento está em andamento no IPEN compreendendo um conjunto de atividades de caráter experimental e numérico.

Numa primeira fase foram realizados estudos fenomenológicos através da montagem de um circuito simples operando em regime de circulação natural monofásico. Este estudo contou com a colaboração do Centro Tecnológico da Marinha, CTMSP e da Pontifícia Universidade Católica, PUC-RIO onde foi montado o circuito /2/. Os resultados experimentais obtidos permitiram determinar os parâmetros importantes no processo e gerar dados para a validação de um código computacional desenvolvido paralelamente ao estudo experimental /3/. Foram realizados experimentos em regime transitório e permanente com diferentes níveis de potência e vazão de resfriamento.

Numa segunda etapa do trabalho foram efetuados experimentos no circuito térmico experimental CTE-150 /4/. Dez testes foram efetuados com potências variando entre 15 kW e 145 kW a pressão atmosférica. Os dados gerados foram também utilizados para verificar o comportamento do código, agora para uma geometria bem mais complexa.

Concluídos os estudos em regime de circulação natural monofásico, partiu-se para o estudo dos casos onde, os níveis de fluxos de calor envolvidos provocam mudança de fase no fluido de processo. É nesta etapa do projeto que se insere este trabalho onde, como no caso de regime monofásico, estudos de caráter fundamental e numéricos foram realizados. Desta vez, tanto a compreensão fenomenológica como a validação do código CIRNAT foram estudados a partir de uma bateria de experimentos efetuados num circuito montado no Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da USP.

1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica apresentada a seguir é dividida em três tópicos principais. O primeiro refere-se à circulação natural propriamente dita em seus aspectos fenomenológicos e de modelagem em regime de escoamento monofásico. A segunda apresenta diversos sistemas com regime de escoamento bi-fásico. Por último, a terceira procura levantar os principais trabalhos realizados sobre o problema das instabilidades de escoamentos bi-fásicos. Este levantamento foi realizado visando a caracterização das instabilidades observadas nos experimentos.

1.3.1 Circulação Natural Monofásica

Y. Zvirin /5/ apresenta uma revisão dos trabalhos sobre circuitos operando em regime de circulação natural monofásico abordando desde geometrias simples, circuitos experimentais em escala reduzida, aquecedores solares e plantas nucleares de potência. Esta compilação revisa os principais métodos de modelagem e os compara aos resultados experimentais disponíveis. São analisados tanto o regime permanente quanto o regime transitório. Os métodos de modelagem para circuitos de circulação natural monofásicos são baseados, na sua grande maioria, numa aproximação unidimensional das equações de conservação. Adota-se a aproximação de Boussinesq na qual a densidade é considerada constante exceto para o termo da força de empuxo na equação de quantidade de

movimento. Y. Zvirin /5/ conclui que a circulação natural pode ser um meio efetivo de transferência de calor através da utilização de termosifões. Por outro lado, os métodos de modelagem conduzem a resultados aproximados, são observadas diferenças da ordem de 30 % em relação aos resultados experimentais.

Y. Zvirin /6/ realiza um estudo experimental e analítico com circuitos em paralelo. O circuito experimental é composto por um aquecedor elétrico e dois trocadores tipo “once-through” idênticos. Deste estudo conclui-se que modelos analíticos simples são capazes de descrever o comportamento de estados estacionários e transitórios. As aproximações introduzidas no modelo unidimensional utilizado provocam um desvio da ordem de 10 % em relação aos resultados experimentais.

H. Huang /7/ estuda um circuito retangular em regime monofásico similar aos encontrados em coletores solares ou nos sistemas de refrigeração de reatores nucleares. O circuito é composto de uma perna vertical parcialmente aquecida e outra parcialmente resfriada. O aquecimento é fornecido por uma seção de testes com fluxo de calor uniforme. O resfriamento é realizado através de uma camisa refrigerada. B. J. Huang considera pequeno o efeito do escoamento secundário, portanto usa uma aproximação unidimensional e fatores de atrito convencionais para tubo reto. Conclui que o método numérico utilizado prediz com precisão o comportamento do circuito no estado estacionário ou quase estacionário. Como resposta a um degrau de potência o modelo numérico apresenta um comportamento oscilatório também observado experimentalmente.

B. R. Baliga /8/ mostra que modelos unidimensionais são precisos quando as condições de escoamento são próximas às de escoamento plenamente desenvolvido. No entanto, quando efeitos de convecção natural local são significativos, os perfis de velocidade e temperatura distanciam-se dos perfis característicos de regimes desenvolvidos. Neste caso, modelos unidimensionais tradicionais são inadequados e Baliga /8/ propõe um novo modelo onde parte do circuito é tratado através de uma aproximação unidimensional e parte é tratado através de uma aproximação multi-dimensional. Nesta abordagem, os resultados locais de simulações numéricas multi-dimensionais, nas seções aquecidas e resfriadas do circuito, são acopladas a uma análise unidimensional nas outras partes do circuito.

1.3.2 Circulação Natural Bi-fásica

K. Chexal /9/ apresenta um estudo definindo as características de estabilidade de um circuito em regime bi-fásico de escoamento, similar aos termosifões utilizados em processos químicos. Sete diferentes regimes de escoamento são observados para uma faixa ampla de fluxos de calor e graus de sub-resfriamento. Mapas de escoamento são apresentados para água e Freon-113.

K. Almenas /10/ analisa o transitório observado no circuito termo-hidráulico UMCP em regime bi-fásico. Este circuito simula o circuito primário de um reator nuclear com geradores de vapor tipo “once-through”. Observa-se um comportamento oscilatório com dois regimes de escoamento bem definidos. Estes regimes perduram por longos períodos de tempo quando comparados com o tempo de trânsito do fluido. Estas oscilações não podem, portanto, ser interpretadas como ondas de densidade.

M. Massoud /11/ faz um estudo experimental e analítico do fenômeno de circulação natural mono e bi-fásico para um PWR. A análise experimental avalia a resposta do sistema a um transitório com condições simétricas e assimétricas de operação. Os transitórios assimétricos foram impostos para estudar as oscilações de escoamento e possíveis instabilidades. O estudo analítico consiste do desenvolvimento de um modelo matemático para a simulação do fenômeno de circulação natural em condições normais e acidentais de operação.

1.3.3 Instabilidades de Escoamento

O estudo de instabilidades de escoamento foi iniciado em 1938 com Ledinegg /12/. Em 1953 foi dada uma grande atenção a estes problemas devido à aparição de geradores de vapor de alta densidade de potência e de reatores nucleares de água fervente (BWRs) /12/. No começo dos anos 60 foi publicada a primeira análise compreensiva das instabilidades de sistemas bi-fásicos /12/. Um período de relativa confusão se seguiu onde várias publicações

tentaram explicar os diferentes tipos de instabilidades através do mesmo mecanismo físico. No final dos anos 60 as publicações começaram a ter uma certa ordem. Em 1978 o entendimento chega a ser quase completo mas os modelos analíticos continuaram limitados.

As características e o comportamento das instabilidades de escoamentos bi-fásicos dependem de vários fatores como geometria do sistema, condições iniciais de operação, parâmetros de controle, etc... Devido à diversidade de tipos de instabilidades, diferentes critérios de classificação são utilizados. J.M. Delhaye /12/ classifica as instabilidades de escoamentos bi-fásicos em dois grandes grupos: instabilidades microscópicas e macroscópicas. As primeiras se localizam na interface líquido-gás e as segundas envolvem o sistema de escoamento bi-fásico como um todo. Por sua vez, as instabilidades macroscópicas podem ser divididas segundo o caráter dinâmico ou estático das leis de conservação utilizadas para descrevê-las. Dentro das instabilidades estáticas encontram-se as de excursão de escoamento (instabilidade de Ledinegg) e as instabilidades de relaxação (transição devido à mudança de regime de escoamento, “bumping”, “chugging” e “geysering”). As instabilidades dinâmicas são divididas em: oscilações de ondas de densidade, oscilações da queda de pressão e oscilações acústicas.

“Chugging” ou “geysering”, chamadas também de oscilações de expulsão periódica, são instabilidades caracterizadas pela expulsão periódica de refrigerante do canal. O comportamento transitório resultante pode conduzir à expulsão violenta da mistura para fora do canal quente em uma ou ambas as extremidades. “Chugging” refere-se ao caso onde se produz o fenômeno de expulsão periódica numa situação de escoamento, enquanto “geysering” corresponde à situações onde não existe um escoamento contínuo. “Chugging” e “geysering” apresentam-se como um ciclo com três etapas: incubação, expulsão do refrigerante e reenchimento do canal.

Ondas de densidade, são, segundo J. M. Delhaye /12/, as instabilidades mais comuns em sistemas bi-fásicos. Estas oscilações ocorrem devido à defasagem de tempo entre a ocorrência de uma perturbação e sua consequência sobre a perda de pressão total do sistema considerado. O período destas oscilações é da mesma ordem de grandeza do tempo de trânsito do fluido no sistema.

L. S. Tong /13/ classifica as instabilidades de escoamento bi-fásico como instabilidades periódicas estacionárias e instabilidades aperiódicas. As primeiras apresentam um comportamento cíclico que começa com uma etapa de aumento da fração de vazio produzindo um aumento da queda de pressão. Quando as condições de escoamento estão próximas da transição entre ebulição nucleada e escoamento anular, um aumento temporário da quantidade de bolhas pode mudar a configuração do escoamento e como consequência provocar uma redução da perda de pressão. Esta redução da perda de pressão, por sua vez, produzirá um aumento da vazão e o ciclo se repetirá. As instabilidades aperiódicas são equivalentes às instabilidades de Ledinegg.

CAPÍTULO 2-APARATO EXPERIMENTAL

2.1 INTRODUÇÃO

O circuito experimental, descrito neste documento, foi montado no Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da USP com o objetivo de gerar informações para uma melhor compreensão do fenômeno de circulação natural mono e bi-fásica.

Foram realizados experimentos com diferentes níveis de dissipação de calor e vazão de água de resfriamento no circuito secundário que deram origem a um banco de dados. São apresentados os resultados de duas situações típicas:

- circulação natural sem mudança de fase, capítulo 3;
- circulação natural com geração de vapor no aquecedor, capítulo 4.

2.2 DESCRIÇÃO DO CIRCUITO

O circuito experimental é um retângulo formado por tubos e equipamentos em vidro Pyrex da Corning, com 2600 mm de altura e 850 mm de largura, figura 2.1. A fonte quente é um aquecedor elétrico situado na parte inferior da seção vertical do circuito. A fonte fria é um trocador de calor com espiras helicoidais e encontra-se na parte superior da seção vertical oposta a do aquecedor. O volume total de água no circuito, incluindo tanque de expansão e linha de surto é de, aproximadamente, 12 litros. O tanque de expansão, previsto para absorver as variações de densidade do fluido no circuito é conectado em um ponto intermediário da seção horizontal inferior. O bocal superior do tanque de expansão

permanece aberto, mantendo o circuito a uma pressão próxima à pressão ambiente. O circuito não possui isolamento térmico, a menos da base do aquecedor, possibilitando assim a visualização do escoamento.

A potência elétrica aplicada nas resistências é feita com um variador de tensão alimentado com corrente alternada.

São medidas as temperaturas em 16 pontos, com termopares tipo T, quatro dos quais estão dispostos na superfície dos tubos, os demais encontram-se no interior dos mesmos nas posições apresentadas na figura 2.1. Estes dados são registrados por um sistema de aquisição de dados instalado em microcomputador, com uma taxa de amostragem compatível com o fenômeno. Além destas variáveis são medidas a potência elétrica, a vazão de resfriamento, a pressão no circuito e o nível no tanque de expansão.

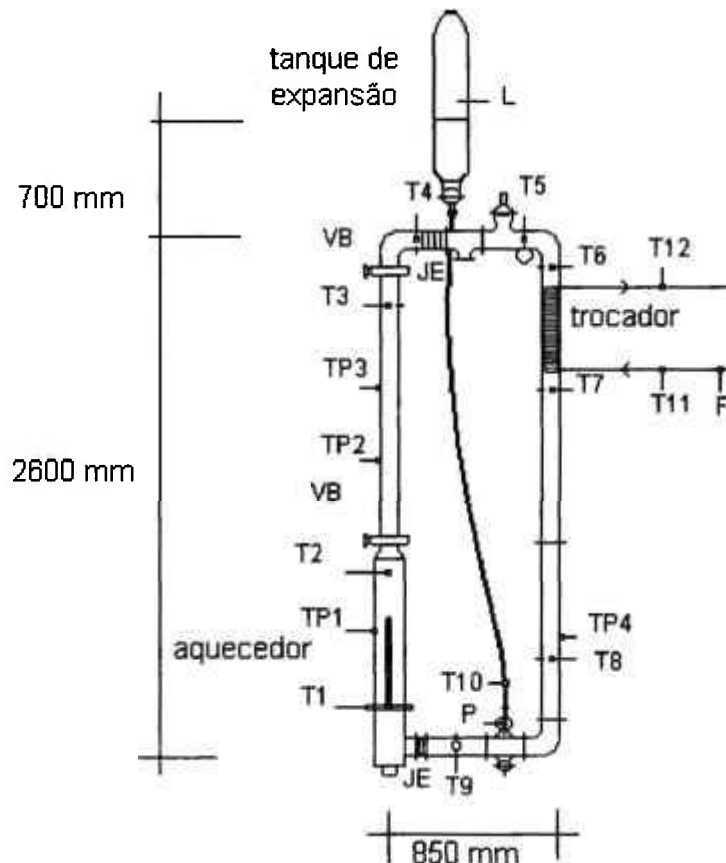


Figura 2.1 - Esquema do circuito de circulação natural.

2.3 AQUECEDOR

O aquecedor é um tubo de vidro com 76.2 mm de diâmetro interno, 880 mm de altura e espessura de parede de 8 mm. Um conjunto de duas resistências elétricas do tipo baioneta é flangeada ao tubo, figura 2.2. A fixação das resistências é feita através de uma rosca no interior de uma base metálica. A base é feita em aço inoxidável, isolada termicamente com fibra de vidro recoberta por folhas de alumínio corrugado. A altura das resistências é de aproximadamente 2/3 da altura total do aquecedor. Uma das resistências é ligada diretamente a uma tensão de 220V, e a outra resistência a um variador de tensão, "variac", marca AUJE. A potência máxima em cada resistência é de 3200 W.

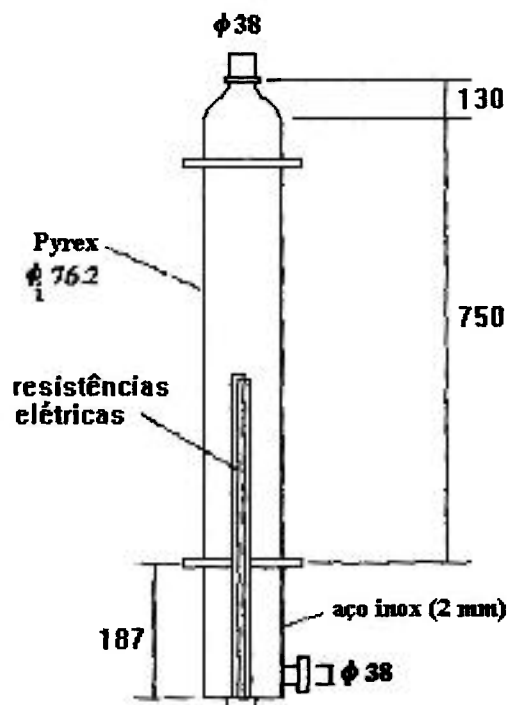


Figura 2.2 - Aquecedor Elétrico

2.4 TROCADOR DE CALOR / CONDENSADOR

O trocador de calor em vidro, marca QVF modelo HQL 1/2 é do tipo serpentina com duas helicóides concêntricas, figura 2.3. A água do circuito primário circula do lado do

casco e a água de refrigeração nas serpentinas. A caracterização geométrica e termo-hidráulica do trocador foi feita através de ensaios uma vez que os dados do fabricante eram insuficientes. Os seguintes valores foram obtidos:

Casco

- altura: 0.61 m;
- diâmetro externo: 56.5 mm
- diâmetro interno: 50.8 mm
- área total de troca térmica entre fluido no casco e serpentinas: 0.16 m^2 ;
- área de escoamento: 0.00038 m^2 ;
- diâmetro hidráulico: 0.006648 m ;

Serpentinas

- diâmetro externo: 7.20 mm
- espessura da parede da serpentina: 0.4 mm;
- número de anéis: 31;
- comprimento total estimado das serpentina justapostas: 7.10 m;

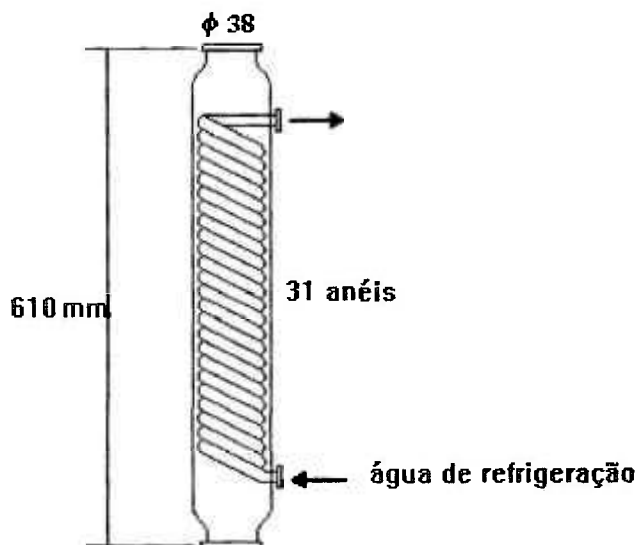


Figura 2.3 - Trocador de Calor / Condensador

A vazão do fluido refrigerante, água da rede, é controlada manualmente e introduzida em contracorrente no trocador. A fluido do circuito primário circula no casco sendo que parte do fluido escoo entre a parede do condensador e as serpentinas e outra parte no espaço anular formado pelos anéis.

2.5 TANQUE DE EXPANSÃO E LINHA DE SURTO

O tanque de expansão é uma proveta de vidro de 7,0 litros de capacidade, altura 1270 mm, diâmetro 120 mm, situada logo acima da parte superior seção vertical do circuito. O nível de água, no início dos ensaios, situa-se 700 mm acima da seção horizontal superior. O bocal superior é aberto para atmosfera e o bocal inferior é conectado ao ponto médio da seção horizontal inferior através de uma mangueira plástica. Existem duas válvulas na linha de surto, uma junto ao tanque e outra junto ao circuito. A escolha do ponto para conexão do tanque de expansão, onde sempre há apenas líquido, foi feita para garantir que não haja entrada de vapor na linha de surto. O diâmetro interno da mangueira é de 12 mm e a espessura de 10.5 mm.

2.6 TUBOS DE CONEXÃO

Os tubos que conectam o aquecedor ao trocador de calor são em Pyrex e possuem 38.1 mm de diâmetro interno e 4.42 mm de espessura. A perna quente é formada por 3 trechos retos e duas curvas de 90° e a perna fria por 2 trechos retos 1 uma curva de 90°.

2.7 VÁLVULAS BORBOLETA

As válvulas borboleta, dispostas nas posições indicadas por VB na Figura 2.1, possuem diâmetro interno 1½" e permitem variar a perda de carga localizada no circuito.

Para os experimentos em regime bi-fásico, devido à problemas de estanqueidade, estas válvulas foram removidas do circuito.

2.8 JUNTAS DE EXPANSÃO

As duas juntas de expansão nas posições indicadas por JE na Figura 2.1, absorvem as tensões devido à dilatação diferencial e as eventuais vibrações durante cada experimento. As juntas possuem diâmetro interno de 1½", 150 mm de comprimento na posição horizontal superior e 50 mm de comprimento na entrada do aquecedor.

2.9 INSTRUMENTAÇÃO E SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

A pressão no circuito primário é medida com um transmissor de pressão com elemento capacitivo, instalado no circuito na saída do aquecedor. O sensor já possui um conversor com saída em sinal de alto nível (4-20 mA).

A medição da vazão de resfriamento é feita com um rotâmetro OMEL, com fundo de escala de 8,0 l/min, sem sinal remoto para o sistema de aquisição de dados. Como a vazão é constante para cada experimento tal fato não compromete em nada o sistema de medições.

Para a medição da potência elétrica introduzida, mede-se a corrente e a tensão aplicadas nas resistências com o auxílio de um voltímetro de 3 1/2 dígitos. As medições são feitas a cada 15 minutos durante todo o ensaio. Como a vazão, este parâmetro é constante e dispensa a aquisição contínua de seu valor.

São medidas as temperaturas em 12 pontos ao longo do circuito primário nas posições indicadas por T1 a T12 na figura 2.1. Para a introdução dos termopares tipo T, marca Omega, foram feitas juntas especiais a base de borracha com envelope de teflon

como mostra a figura 2.4. Os termopares foram colocados entre duas partes de borracha e introduzido até o interior do tubo por meio de um orifício no envelope de teflon.

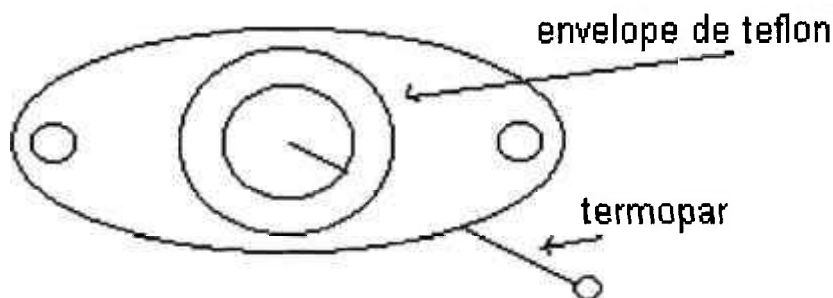


Figura 2.4- Juntas de Borracha

As temperaturas da água de resfriamento na entrada e saída do trocador são feitas com termopares tipo T, marca Omega, instalados com buçins na tubulação de CPVC.

De modo a estimar as perdas de calor para o meio, foram instalados 4 termopares na superfície dos tubos. As posições estão indicadas por TP1 a TP4 na figura 2.1.

Todo o equipamento empregado para a aquisição de sinais é da marca ADVANTECH e consiste essencialmente de duas placas condicionadoras de sinal para até 8 termopares (PCLD-779) e uma placa de aquisição instalada no micro computador (PCL-812PG). Por meio do programa LABTEC Control, fixa-se a taxa de amostragem, configura-se a tela e o formato da planilha na qual os dados serão registrados.

Todos os termopares foram conectados, através de fios de cobre comum até duas placas condicionadoras de sinal. Estas placas se encontram em um quadro, na estrutura que sustenta o circuito. No interior deste quadro encontra-se ainda a placa PCLD-774 que recebe, por meio de cabos, os sinais e os envia para uma placa no interior do micro PCL-812PG.

As precisões, levantadas a partir da documentação da instrumentação a ser empregada, são apresentadas abaixo:

Pressão	+/- 0,05 mca
Nível	+/- 0,5 cm
Vazão de resfriamento	+/- 2% do valor medido
Potência Elétrica	+/- 1% do valor medido
Temperatura	+/- 0,5 C

2.10 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

As seguintes condições iniciais são definidas para cada experimento: inventário de água no circuito, caracterizado pelo nível no tanque de expansão, temperatura da água no circuito que deve ser homogênea e próxima à ambiente.

As condições de contorno para o experimento são: vazão de água de resfriamento, potência elétrica aplicada às resistências e posição das válvulas borboleta.

Após o enchimento do circuito até um nível pré-definido de água no tanque de expansão e a verificação da homogeneidade da temperatura ao longo do circuito, com auxílio do sistema de aquisição de dados, a bancada encontra-se operacional. Abrem-se completamente as válvulas borboleta, fixa-se a vazão de água de resfriamento para então ligar-se as resistências elétricas, no nível de potência estabelecido. Opera-se a bancada até que o sistema atinja uma situação estável.

CAPÍTULO 3- ENSAIOS EM REGIME MONOFÁSICO DE ESCOAMENTO

3.1 INTRODUÇÃO

Embora nosso interesse maior esteja concentrado no problema de circulação natural com mudança de fase, uma série de testes em regime monofásico de escoamento foram realizados. Estes estudos têm como objetivo a caracterização do circuito e uma avaliação da instrumentação utilizada. Assim, parâmetros como perdas de calor para o meio ambiente, avaliação do coeficiente global de troca do condensador foram efetuados.

Além da caracterização do circuito, os dados gerados em regime monofásico foram utilizados para ajustes no modelo numérico permitindo a estimativa das perdas de carga nas regiões do aquecedor e condensador e para estudos de sensibilidade às malhas de cálculo utilizadas.

3.2 EXPERIMENTOS REALIZADOS

Foi gerado um banco de dados composto por 21 experimentos com diferentes níveis de potência e de vazão de água de resfriamento, tabela 3.1.

Tabela 3.1- Experimentos sem mudança de fase

Ensaio	Potência (W)	Vazão (l/min)
1	3328	3.0
2	3264	1.6
3	4706	3.0
4	4597	1.6
5	2062	3.0
6	2046	1.4
7	4752	1.4
8	4813	3.0
9	2006	1.6
10	3105	1.4
11	4752	1.4
12	3188	1.4
13	4700	2.0
14	3236	2.2
15	3200	2.2
16	4697	2.2
17	2115	2.2
18	4645	3.0
19	4543	1.6
20	4722	1.6
21	4716	1.4

Todos os experimentos foram realizados a partir das mesmas condições iniciais: fluido do circuito primário em repouso e temperatura uniforme. A gravação dos sinais é feita em intervalos de 5 segundos a partir do instante em que o aquecedor é ligado. As tensões e correntes aplicadas às resistências são medidas de 15 em 15 minutos e os valores de potência apresentados na tabela foram estimados a partir de valores médios de U e I.

3.3 ANÁLISE DE RESULTADOS

3.3.1 Regime Transitório

As figuras de 3.1 à 3.6 correspondem à evolução das temperaturas para o experimento número 5 da tabela 1, potência de 2062 W e vazão de água de resfriamento de 3.0 l/min. Os resultados obtidos pelos demais experimentos apresentam comportamento semelhante.

A figura 3.1 mostra a evolução das temperaturas na saída do aquecedor, T2 e na saída do condensador T7. Observa-se um período inicial perturbado e em seguida uma tendência à estabilização das temperaturas. O regime permanente é obtido após 60 minutos com temperaturas de: $T2 = 55^{\circ}\text{C}$ e $T7 = 44^{\circ}\text{C}$.

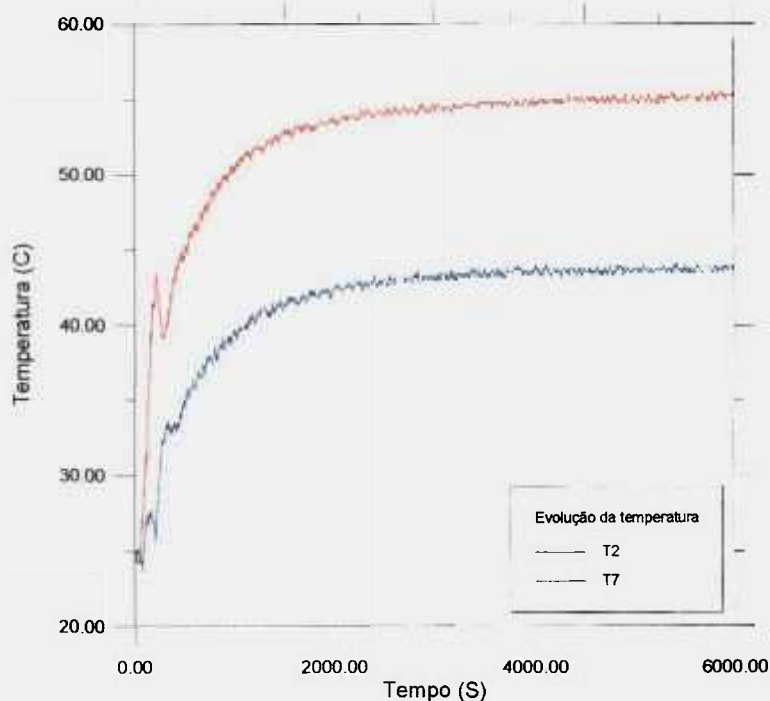


Figura 3.1- Evolução da temperatura dos termopares T2 e T7

A figura 3.2 mostra um “zoom” dos primeiros 1000 segundos. Vê-se que a temperatura na saída do aquecedor sobe rapidamente, atinge um pico de 45 C no instante $t=250$ s, decresce até o instante $t = 300$ s e em seguida volta a crescer. O mesmo é observado pelo termopar T7 que apresenta duas oscilações. No começo do escoamento praticamente não existe remoção de calor do circuito devido ao valor da vazão ser muito pequeno. Portanto a temperatura apresenta um crescimento abrupto. Este comportamento resulta do desequilíbrio entre as forças de inércia e de empuxo e são observadas em todo circuito em regime de circulação natural.

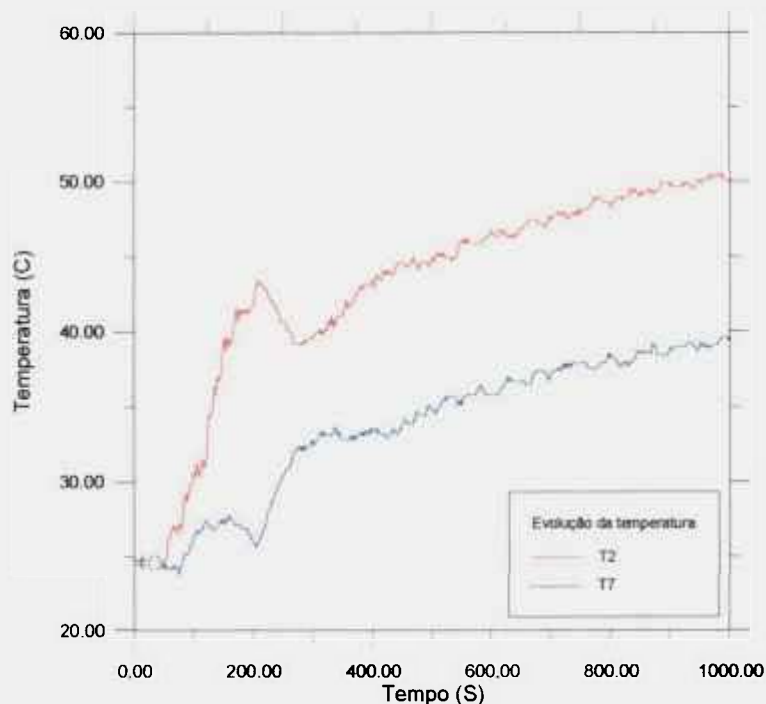


Figura 3.2- Evolução da temperatura dos termopares T2 e T7

A figura 3.3 apresenta a evolução das temperaturas dos termopares T2, T3, T4, T5 e T6. As quatro primeiras curvas T2, T3, T4 e T5 apresentam valores bastante próximos. Um ligeiro decréscimo é observado entre T2 e T5 indicando as perdas de calor para o meio ambiente. Já a temperatura T6, entrada do condensador, possui uma evolução similar às anteriores mas nota-se que este termopar é influenciado pela presença do condensador pois a diferença de temperatura entre T5 e T6 não pode ser justificada apenas pelas perdas para o meio ambiente.

Analisando os 9 primeiros minutos de experimento, figura 3.4, nota-se que no instante inicial, $t=0$, havia uma ligeira estratificação das temperaturas no circuito. Na saída do aquecedor a temperatura é de aproximadamente 25 C enquanto que na região superior do circuito a temperatura é de 30 C. Este fato explica o decréscimo das temperaturas observado nos termopares T3, T4, T5 e T6 entre 100 e 200 segundos. Um pico de temperatura é observado no termopar T2 no instante 240 segundos. Este mesmo pico é detectado pelo termopar T3 no instante 270 segundos. A defasagem de 30 segundos é resultado do tempo necessário para uma partícula percorrer a distância que separa os termopares T2 e T3.

A figura 3.5 apresenta a evolução das temperaturas da água de resfriamento, T11 e T12. Nota-se uma ligeira elevação da temperatura na entrada do trocador durante o experimento. Este fato é explicado pela posição da caixa da água sobre o teto do prédio onde está localizado o circuito e que está sujeito a um fluxo solar direto. A temperatura da água na saída do trocador é similar às observadas no circuito primário inclusive com as oscilações nos instantes iniciais.

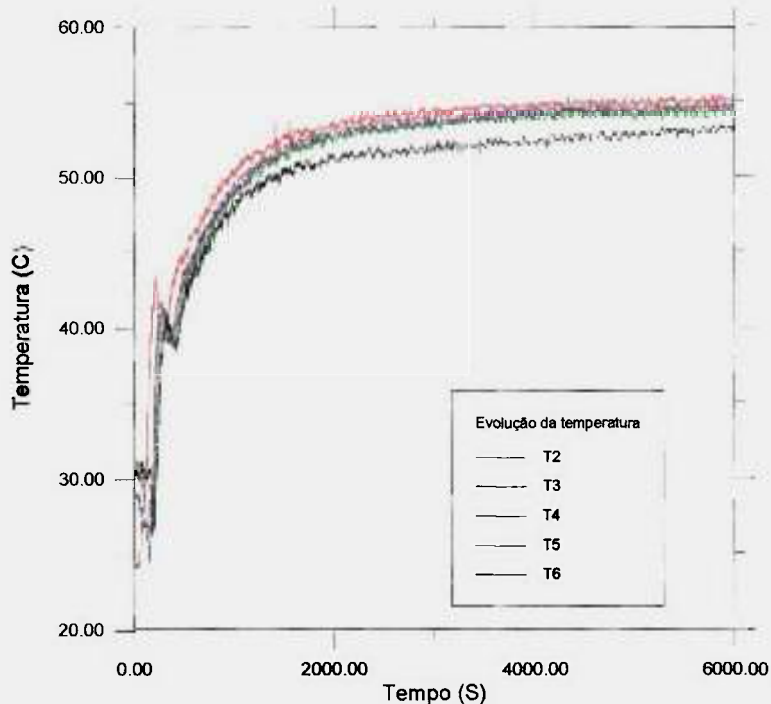


Figura 3.3- Evolução da temperatura dos termopares T2, T3, T4, T5 e T6

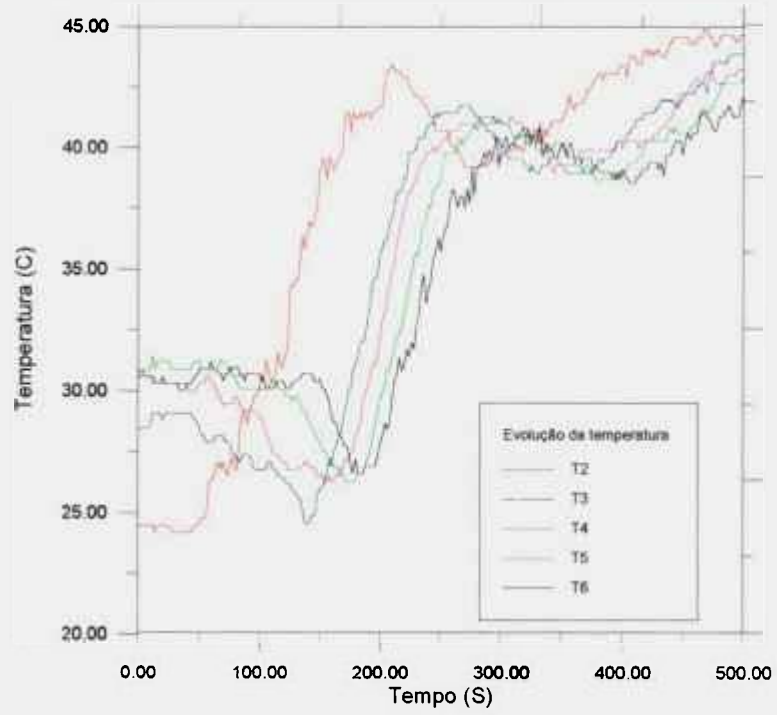


Figura 3.4- Evolução da temperatura dos termopares T2, T3, T4, T5 e T6

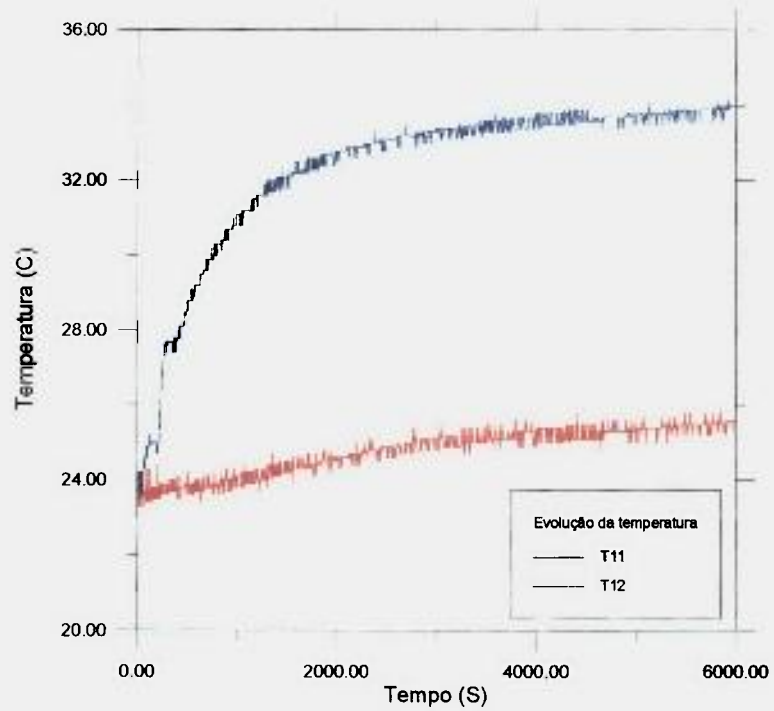


Figura 3.5- Evolução da temperatura dos termopares T11 e T12

Na figura 3.6 são apresentadas as curvas de evolução das temperaturas das tubulações e da parede do aquecedor. A curva correspondente ao termopar TP3 não é mostrada pois foram detectadas anomalias nos valores aquisitados.

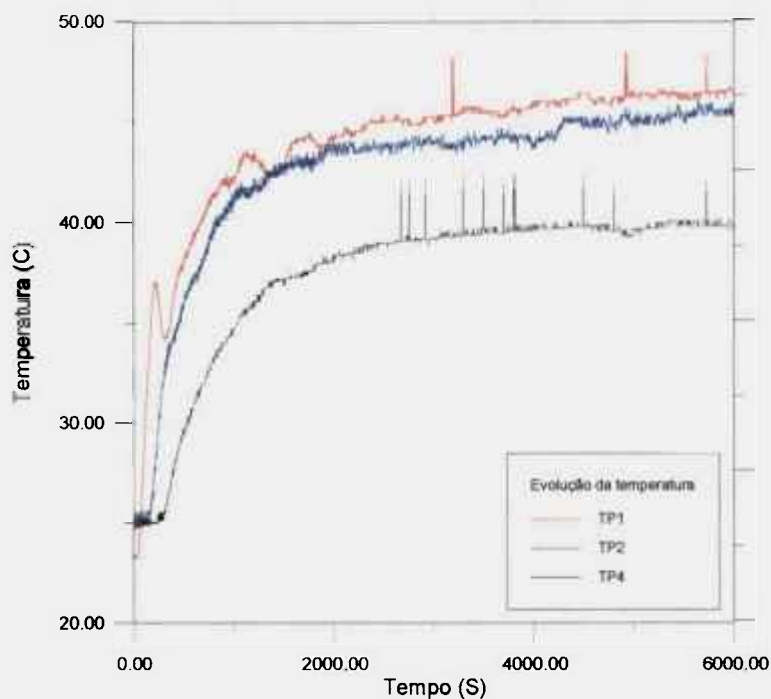


Figura 3.6- Evolução das temperaturas dos termopares TP1, TP2 e TP4

3.3.2 Regime Permanente

A figura 3.7 apresenta a distribuição de temperaturas ao longo do circuito, em regime permanente, para a mesma configuração analisada no item anterior, potência de 2062 W e vazão de água de resfriamento de 3 l/min.

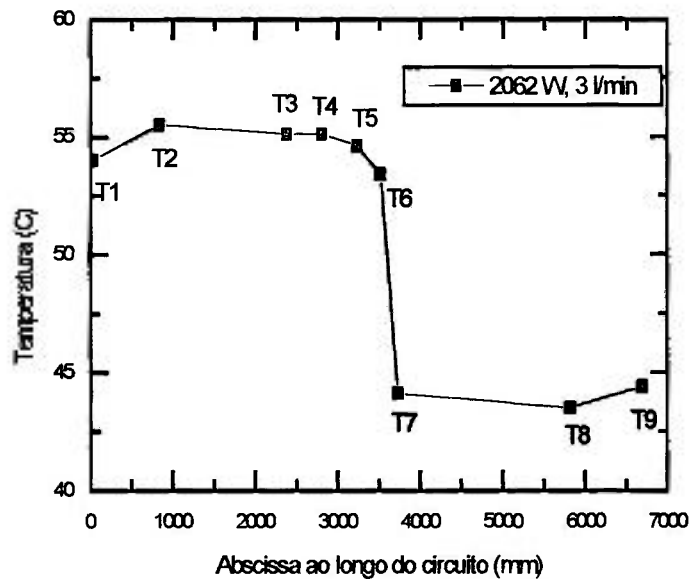


Figura 3.7- Distribuição de temperatura ao longo do circuito

Observa-se que as temperaturas decrescem ligeiramente tanto na perna quente (T2, T3, T4 e T5) quanto na perna fria (T7 e T8) indicando uma perda de calor pequena para o meio ambiente. O termopar T6 indica uma temperatura inferior à temperatura do termopar T5. Este fato não pode ser explicado pelas perdas para o meio ambiente, mas sim pela presença do trocador de calor, logo após a posição deste termopar. Do mesmo modo, o termopar T9 indica uma temperatura ligeiramente superior à do termopar T8 devido à influência do aquecedor.

Efetuada o balanço de energia do lado do secundário do trocador de calor obtêm-se um fluxo de calor removido da ordem de 1800 W:

$$Q_{\text{sec}} = m \cdot C_p \cdot \Delta T = 0.05 \cdot 4200 \cdot 8.5 = 1785 \text{ W}$$

Considerando que o fluxo de calor dissipado pelas resistências é de 2062 W, têm-se uma perda para o meio ambiente de 262 W ou 13 % da potência nominal.

3.3.3 Outros experimentos realizados

As figuras 3.8 a 3.11 mostram a evolução das temperaturas de perna quente e fria para experimentos realizados com:

- 1- Potência de 4706 W e vazão de água de resfriamento de 3 l/min,
- 2- Potência de 4597 W e vazão de água de resfriamento de 1.6 l/min,
- 3- Potência de 4716 W e vazão de água de resfriamento de 1.4 l/min,
- 4- Potência de 3236 W e vazão de água de resfriamento de 2.2 l/min.

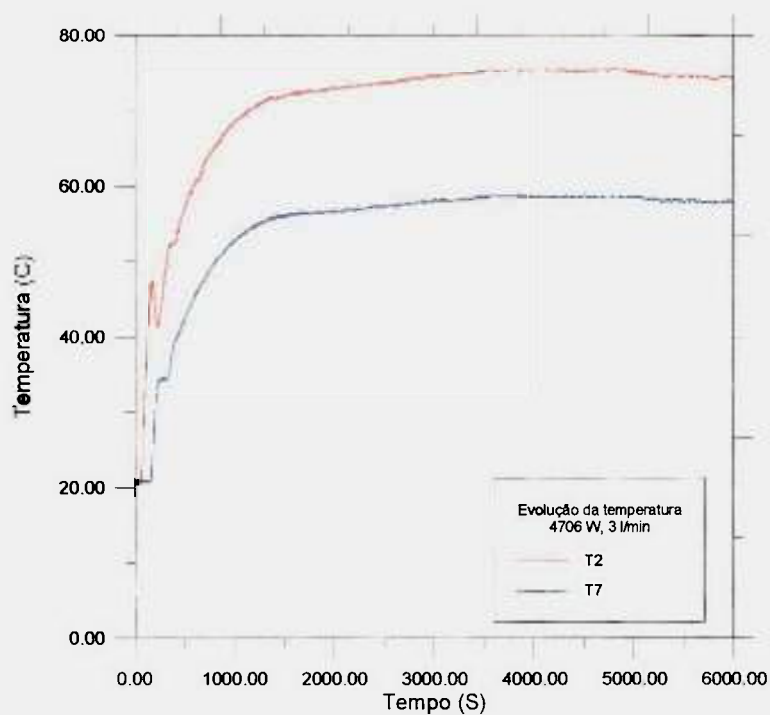


Figura 3.8- Evolução da temperatura dos termopares T2 e T7.

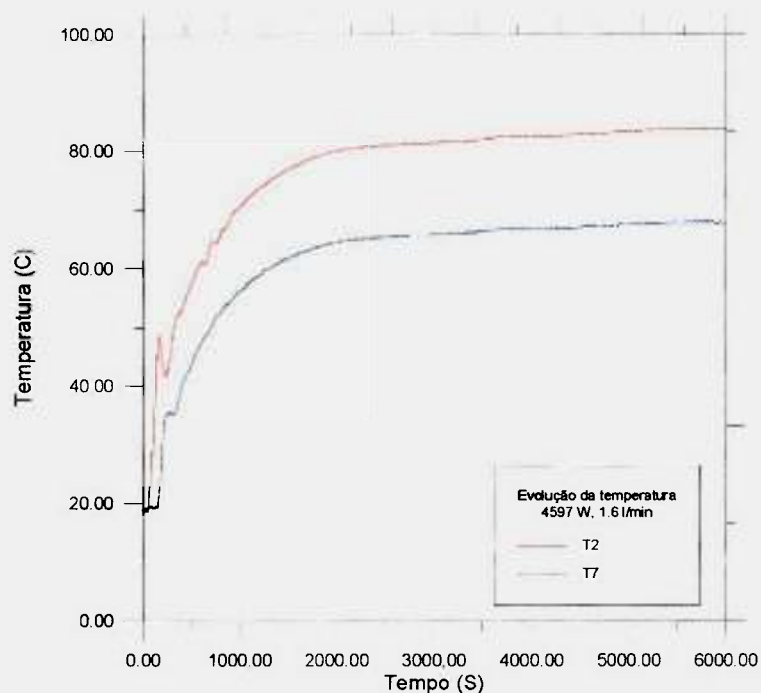


Figura 3.9- Evolução da temperatura dos termopares T2 e T7.

Observa-se que a evolução das temperaturas é similar para todos os casos. Uma vez atingido o regime permanente a temperatura permanece constante, tanto na perna quente quanto na perna fria. As pequenas variações de temperatura, menores que 1 C, observadas durante o regime permanente se encontram dentro da faixa de erro de medida. Diferenças de temperatura maiores, observadas na figura 3.8, são explicadas pelas oscilações de potência durante o experimento.

A figura 3.12 apresenta, para uma vazão de água de resfriamento de 3 l/min, a diferença entre as temperaturas de perna quente e fria para o regime permanente com diferentes níveis de potência, $P = 2062 \text{ W}$, $P = 3328 \text{ W}$ e $P = 4813 \text{ W}$. Nota-se que a diferença de temperatura aumenta linearmente com a potência, concordando com os resultados apresentados no trabalho de Zvirin /1/.

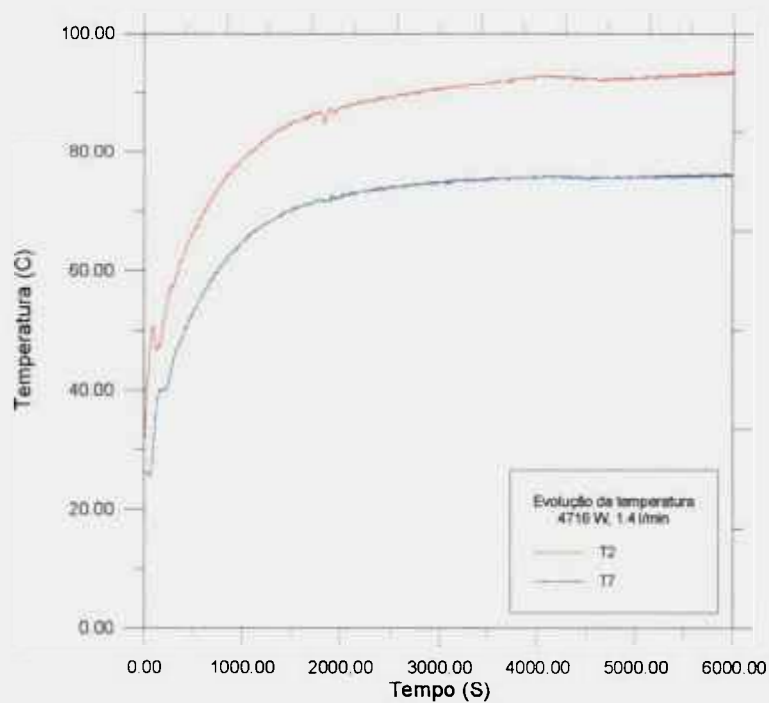


Figura 3.10- Evolução da temperatura dos termopares T2 e T7

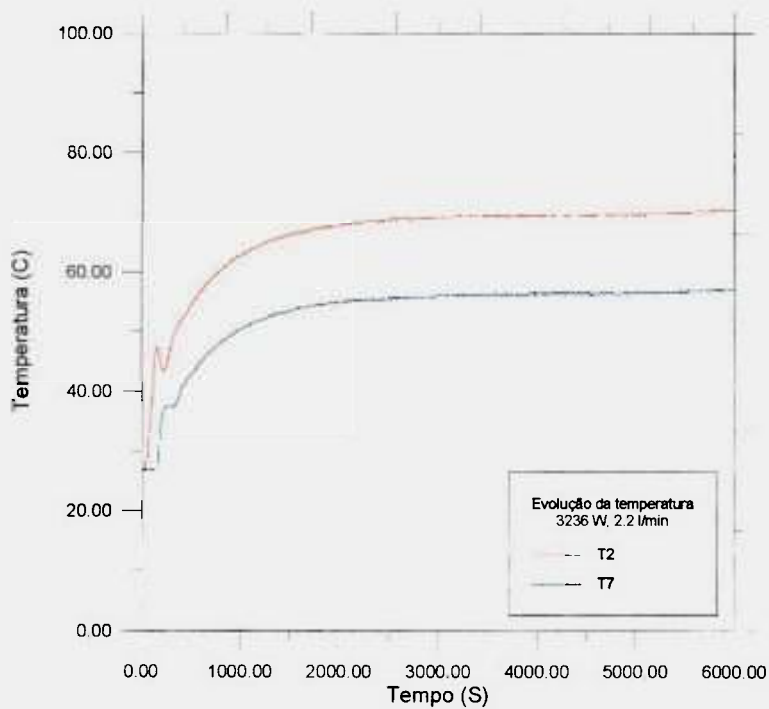


Figura 3.11- Evolução da temperatura dos termopares T2 e T7

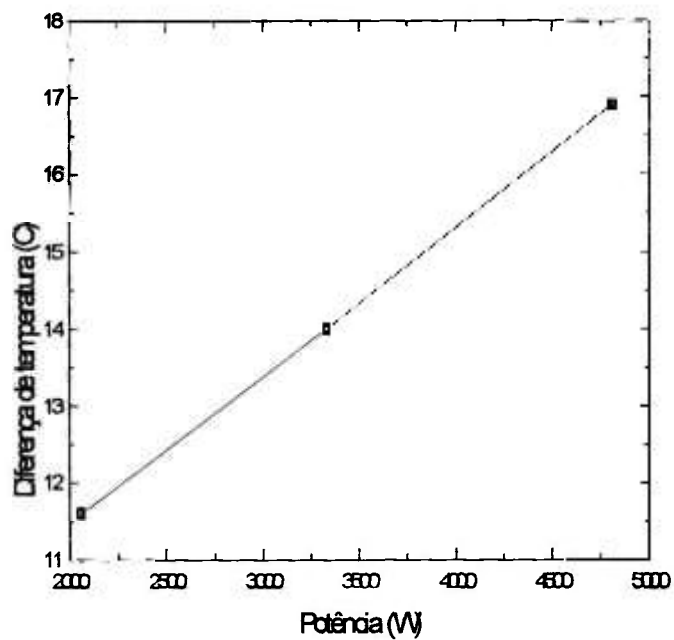


Figura 3.12- Diferença de temperatura entre as pernas quente e fria.

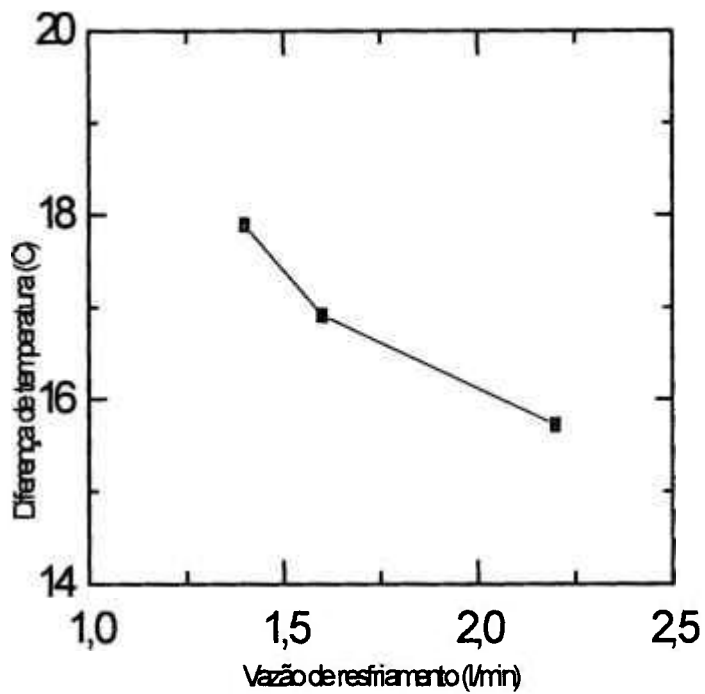


Figura 3.13- Diferença de temperatura entre as pernas quente e fria.

A figura 3.13 mostra, para aproximadamente a mesma potência dissipada: 4716 W, 4722 W e 4697 W (ensaios 21, 20 e 16, tabela 1), a influência da vazão da água de resfriamento sobre a diferença de temperatura entre as pernas quente e fria no regime permanente. Observa-se aqui que a relação entre a diferença de temperatura e a vazão de água de resfriamento não é linear.

A figura 3.14 mostra a evolução das temperaturas ao longo do circuito para diferentes níveis de potência e uma vazão de água de resfriamento de 1,4 l/min. Observa-se um comportamento similar ao da figura 7 para as potências menores, 2046 W e 3188 W, e uma perda de calor para o meio ambiente mais significativa para o caso de maior potência, 4716 W.

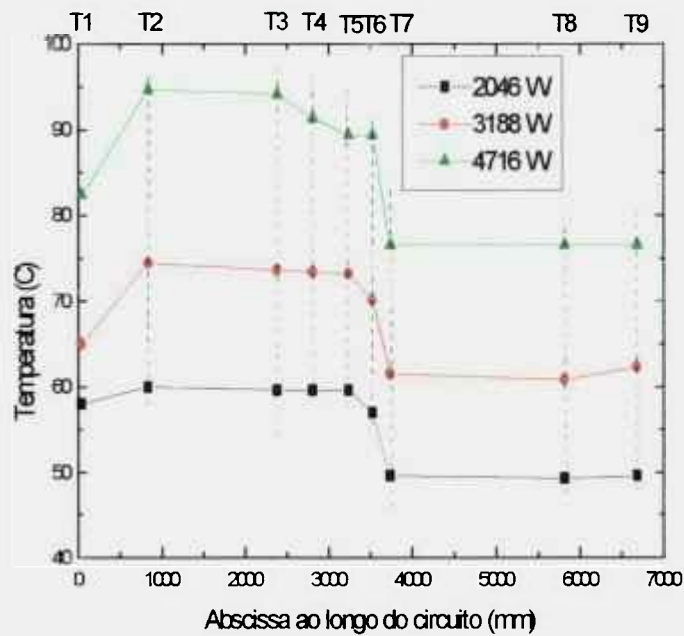


Figura 3.14- Distribuição de temperatura ao longo do circuito

A tabela 3.2 apresenta os valores obtidos para a perda de calor para o meio ambiente nos três casos estudados, com vazão de resfriamento de 1,4 l/min. Fica evidenciado que, quanto maior o nível de dissipação no aquecedor, maiores as perdas de calor para o meio ambiente.

Tabela 3.2- Perda de calor para o meio ambiente.

Experimento	Fluxo de calor dissipado no aquecedor (W)	TE-SEC (C)	TS-SEC (C)	Vazão água de resfriamento (l/min)	Fluxo de calor removido (W)	% de fluxo perdido total para o meio ambiente
6	2046	25,8	43,6	1.4	1705	341 (17%)
12	3188	26,6	53,3	1.4	2557	631 (20%)
21	4716	26,7	65,7	1.4	3735	981 (21%)

CAPÍTULO 4-ENSAIOS EM REGIME BI-FÁSICO DE ESCOAMENTO

4.1 INTRODUÇÃO

Para o regime bi-fásico de escoamento foram realizados, como para o regime monofásico, um conjunto de experimentos variando-se a potência dissipada no aquecedor e a vazão de água de resfriamento. Estes testes foram efetuados com o objetivo de compreender o comportamento do sistema, em regime de circulação natural bi-fásico e gerar dados para a validação do código CIRNAT. A utilização de um circuito em vidro permitiu a visualização do escoamento nas diversas regiões do circuito e possibilitou a identificação das instabilidades de escoamento por analogia às descritas na literatura.

4.2 EXPERIMENTOS REALIZADOS

Foi gerado um banco de dados com potências variando entre 5500 W e 6700 W e de vazão de água de resfriamento entre 1,4 e 3 l/min. Os testes efetuados são apresentados na tabela 4.1. Devido a limitações na potência máxima disponível no aquecedor, trabalhou-se numa faixa estreita de fluxos de calor restringindo a 6 o número de casos analisados. O procedimento experimental adotado é similar ao utilizado nos testes em regime de circulação natural monofásico. Parte-se com água do circuito primário em repouso e temperatura uniforme. A gravação dos sinais é feita a cada 5 segundos para todos os termopares. As medidas de potência são efetuadas a cada 15 minutos.

Tabela 4.1 - Experimentos com mudança de fase

Ensaio	Potência (W)	Vazão (l/min)
1	5664	1.4
2	6536	1.4
3	6696	2.0
4	6455	3.0
5	6700	1.4
6	6118	2.0

4.3 ANÁLISE DE RESULTADOS

Para todos os testes efetuados, foram observados dois regimes de escoamento distintos. Inicialmente, logo após a entrada em operação dos aquecedores, visualiza-se um escoamento no sentido horário sem que haja mudança de fase do fluido de processo. A água do circuito é aquecida na região do aquecedor e resfriada na região das serpentinas. Este regime de operação é similar aos descritos no capítulo anterior e caracteriza o regime de circulação natural monofásico. Em seguida, após um intervalo de tempo que varia com o fluxo de calor dissipado e a vazão de água de resfriamento, nota-se um princípio de formação de bolhas na região do aquecedor iniciando o regime de circulação natural bi-fásico.

No regime bi-fásico de escoamento observa-se no circuito um comportamento cíclico de operação com três etapas bem definidas. Inicialmente, as bolhas formadas no aquecedor colapsam na contração existente na entrada da perna quente vertical gerando, nesta região, um escoamento do tipo “slug”. Durante esta fase, o vapor gerado no aquecedor acumula-se na parte superior do circuito, perna horizontal superior, provocando um secamento parcial da tubulação. O escoamento nesta região é do tipo estratificado. Neste período não há praticamente, vazão do condensador para o aquecedor. A pressão no circuito aumenta expulsando parte do líquido do circuito para o tanque de expansão.

A medida que maiores quantidades de vapor são geradas no aquecedor, o escoamento do tipo “slug”, na perna quente vertical modifica-se para um escoamento do

tipo “churn” e a perna horizontal superior seca completamente. Nesta fase tem-se uma situação similar a de vasos comunicantes devido à ruptura do filme líquido entre as pernas quente e fria. Também aqui não é observada uma vazão significativa entre a perna fria e o aquecedor. Durante este período o nível de água no condensador aumenta enquanto o da perna quente diminui devido à expulsão de líquido carregado pelo vapor gerado no aquecedor. O nível do tanque de expansão continua subindo, indicando um aumento de pressão no circuito.

Finalmente, devido à diferença de pressão hidrostática entre as pernas quente e fria, uma repentina elevação de vazão no circuito é observada. Água escoada do condensador em direção ao aquecedor, não há mais geração de vapor junto às resistências e as pernas quentes horizontal e vertical são preenchidas com água no estado líquido. O nível no tanque de expansão diminui indicando uma redução de pressão no circuito. Após alguns segundos a vazão cessa e reinicia-se a formação de bolhas no aquecedor.

Estes ciclos repetem-se indefinidamente cessando somente quando o aquecedor é desligado. Por analogia às instabilidades de escoamento bi-fásico descritas na literatura, identificamos estas como do tipo “chugging” que são caracterizadas pela presença de três períodos bem definidos: Incubação, Expulsão e Re-enchimento. O período de incubação corresponde àquele onde inicia-se a formação de bolhas no aquecedor gerando o escoamento tipo “slug” na perna quente vertical. O período de Expulsão é quando tem-se um escoamento “churn” e a expulsão de líquido carregado pelo vapor provocando o aumento do nível de água no condensador. Re-enchimento é o período onde observa-se vazão do condensador para o aquecedor reinundando todo o circuito.

4.3.1 Análise do Comportamento Oscilatório das Temperaturas e Pressões no Circuito

As figuras de 4.1 à 4.6 apresentam os resultados do experimento de número 4 da tabela 4.1, potência de 6455 W e vazão de água de resfriamento de 3.0 l/min. Os outros experimentos apresentaram comportamento similar.

A figura 4.1 mostra a evolução das temperaturas na saída do aquecedor, T2 e na perna fria, T8. Nos 40 minutos iniciais as temperaturas estão abaixo da temperatura de saturação e tem-se o regime de circulação natural monofásico. No instante $t=2500$ s percebe-se uma rápida elevação da temperatura na perna quente, seguida de um regime oscilatório com período e amplitude bem definidos que se mantém durante todo o experimento. Na perna fria, no mesmo instante $t=2500$ s, a temperatura diminui rapidamente seguida também por um regime oscilatório.

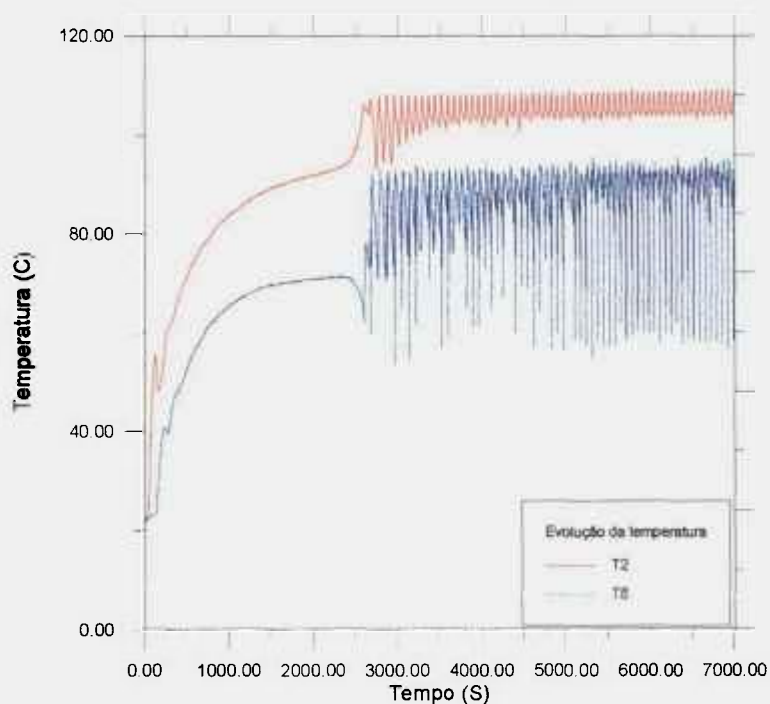


Figura 4.1- Evolução da temperatura de perna quente e perna fria

A figura 4.2 apresenta estas mesmas temperaturas num intervalo de tempo de 250 segundos quando o regime de escoamento bi-fásico já está completamente estabelecido. Nesta figura nota-se que a temperatura na saída do aquecedor, termopar T2, oscila entre 104 C e 109 C e a forma da curva é próxima à de uma senóide. A temperatura na perna fria possui um comportamento mais complexo com oscilações entre 58 C e 93 C. Ambas as temperaturas apresentam ciclos bem definidos de 70 segundos aproximadamente.

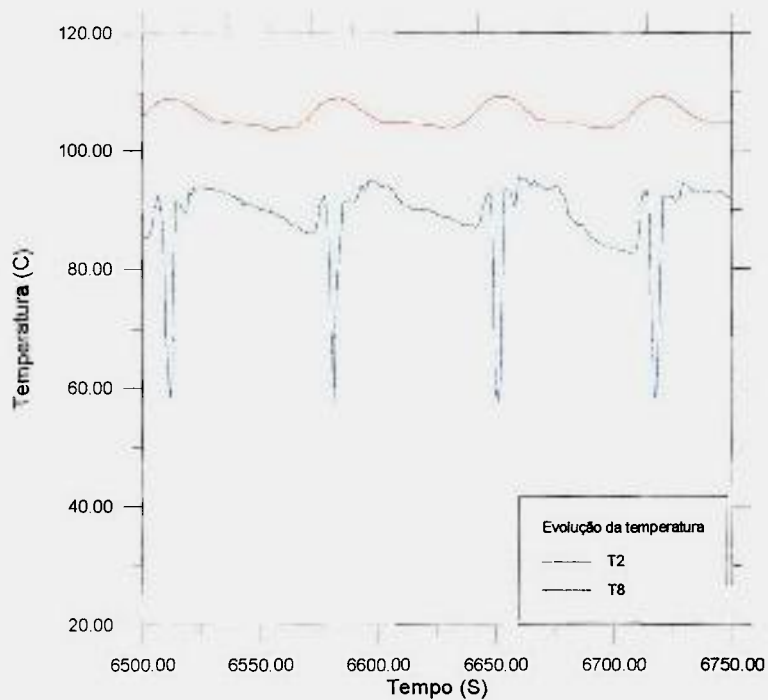


Figura 4.2 - Zoom da evolução da temperatura dos termopares T2 e T8

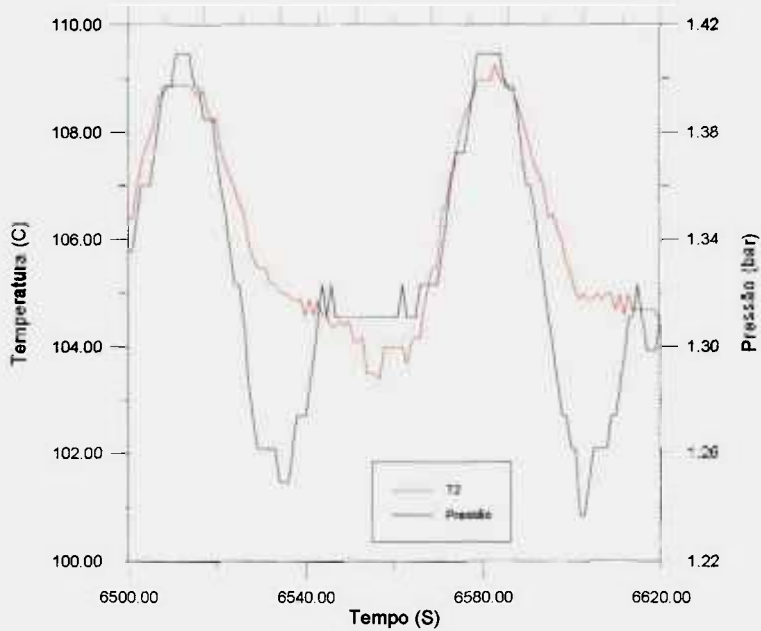


Figura 4.3 - Zoom da evolução da temperatura do termopar T2 e da pressão na saída do aquecedor.

Colocando num mesmo gráfico, figura 4.3, as curvas correspondentes à temperatura fornecida pelo termopar T2 e a curva de evolução de pressão na saída do aquecedor, nota-se uma boa concordância de fases entre estes sinais. Este resultado indica que, na saída do aquecedor, o fluido está sempre na condição de saturação. A oscilação da temperatura entre 104 C e 109 C está associada à variação da temperatura de saturação devido à variação de pressão nessa região entre 1,2 bar e 1,4 bar.

A figura 4.4 apresenta a evolução das temperaturas dos termopares T2, T3, T4, T5 e T6 no mesmo intervalo de tempo de 250 segundos. O comportamento das temperaturas T3, T4 e T5 é similar ao observado no termopar T2. Como para o regime monofásico vê-se um ligeiro decréscimo entre T2 e T5 indicando perdas de calor para o meio ambiente. Já, os valores de temperatura fornecidos pelo termopar T6 mostram que este termopar é influenciado pela presença do condensador. Nota-se que os níveis de temperatura são bastante inferiores aos valores dos demais termopares indicando que o fluido, nesta região, já está sendo resfriado pelas serpentinas. Estes resultados confirmam àqueles apresentados na figura 3.3 do capítulo anterior.

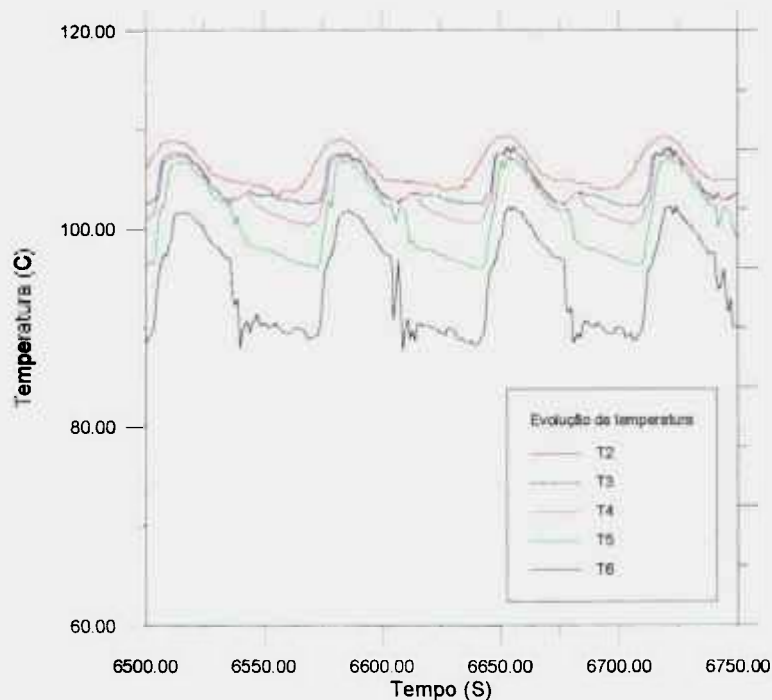


Figura 4.4- Evolução da temperatura de perna quente, topo, curva, junta e entrada do condensador

A figura 4.5 apresenta a evolução das temperaturas da água de resfriamento, T11 e T12. O mesmo comportamento oscilatório é observado na temperatura de saída da água de resfriamento com temperaturas variando entre 33 C e 62 C. Nota-se uma ligeira elevação da temperatura na entrada do condensador durante o experimento. Este fato é, como no caso monofásico, explicado pela posição da caixa de água sobre o teto do prédio onde está localizado o circuito.

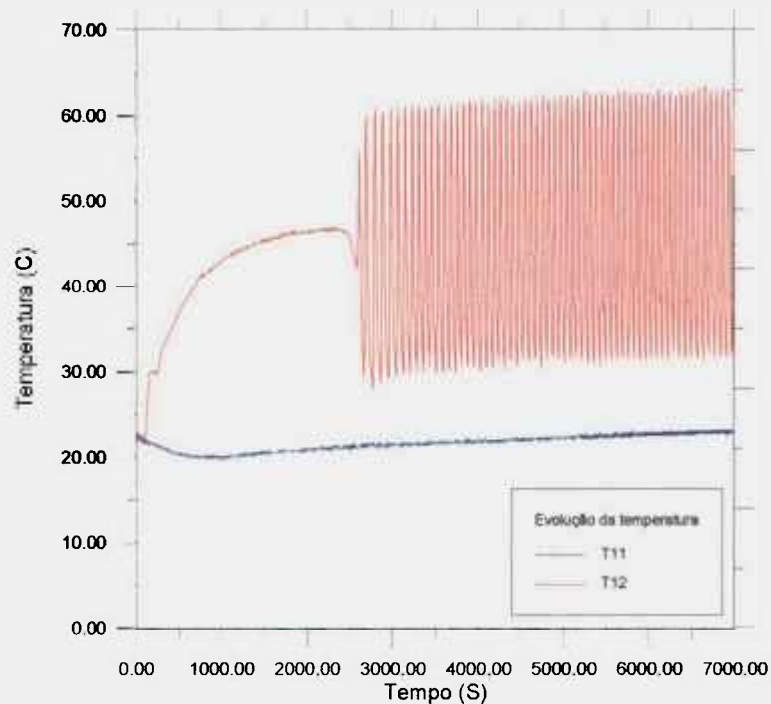


Figura 4.5- Evolução da temperatura de entrada e saída do secundário

A figura 4.6 mostra o fluxo de calor removido pelo condensador e a pressão no circuito num intervalo de tempo de 250 segundos. O fluxo de calor removido é calculado através do balanço de energia no lado do secundário, $Q = \dot{m} * C_p * \Delta T$, desprezando, portanto a variação de energia interna da água de resfriamento. Embora esta estimativa de fluxo de calor não seja precisa, ela fornecerá subsídios para a análise apresentada a seguir.

Observa-se nesta figura que o fluxo de calor removido pelas serpentinas oscila entre 2000 W e 8000 W. Já o fluxo de calor fornecido pelo aquecedor é constante e igual a 6455 W. Nota-se portanto que, ora o fluxo de calor removido pelo condensador é maior que o fluxo de calor fornecido pelo aquecedor, ora o fluxo de calor removido é menor. Este

desequilíbrio gera uma variação de energia interna no circuito primário que se traduz na variação de pressão também mostrada na figura 4.6. Deste modo, quando o fluxo de calor removido é elevado, a pressão no circuito é baixa e quando o fluxo de calor removido é baixo, a pressão se eleva.

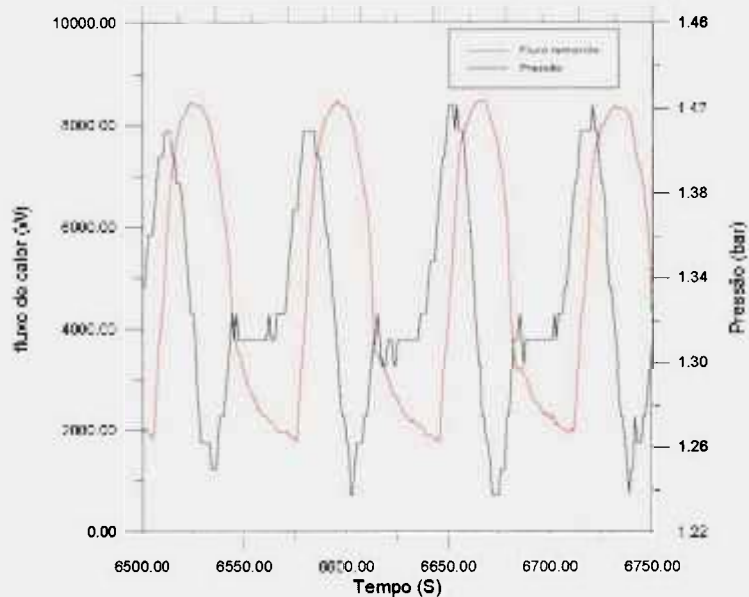


Figura 4.6 - Zoom da evolução do fluxo de calor removido do lado secundário e da pressão na saída do aquecedor

4.3.2 Influência da potência dissipada no aquecedor sobre a amplitude e frequência de oscilação das temperaturas

A figura 4.7 mostra, para um intervalo de tempo de 300 segundos a evolução da temperatura na saída do aquecedor para três experimentos efetuados com a mesma vazão de água de resfriamento e potências dissipadas de 5664 W, 6536 W e 6700 W. O intervalo de tempo escolhido situa-se entre 6700 segundos e 7000 segundos quando o regime bifásico já está completamente estabelecido. Observa-se que a amplitude das oscilações decresce com o aumento da potência, tabela 4.2. Assim, para uma potência dissipada no aquecedor de 5664 W a temperatura varia de 3,5 C, entre 105,5 C e 109 C. Já para uma potência de 6536 W a temperatura varia entre 106,5 C e 109 C e para uma potência de

6700 W entre 107 C e 109 C. É interessante notar que as temperaturas máximas são aproximadamente iguais, para os três casos, 109 C.

Tabela 4.2- Amplitude da oscilação da temperatura com vazão de resfriamento 1,4 l/min

Caso	Potência (W)	Tmax (C)	Tmin (C)	ΔT (C)
1	5664	109	105,5	3,5
2	6536	109	106,5	2,5
5	6700	109	107	2,0

A frequência das oscilações é bastante próxima para os três casos. No entanto, observa-se uma ligeira redução no período a medida que as potências aumentam, tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Frequência da oscilação da temperatura com vazão de resfriamento 1,4 l/min.

Caso	Potência (W)	Período (seg.)
1	5664	69
2	6536	61
5	6700	58

A figura 4.8 mostra a evolução da temperatura da água de resfriamento os mesmos três casos. As análises efetuadas para a evolução das temperaturas do termopar T2 são também válidas para as temperaturas do termopar T12, ou seja:

- amplitudes decrescentes com o aumento da potência dissipada no aquecedor,
- períodos ligeiramente decrescentes com o aumento da potência dissipada no aquecedor.

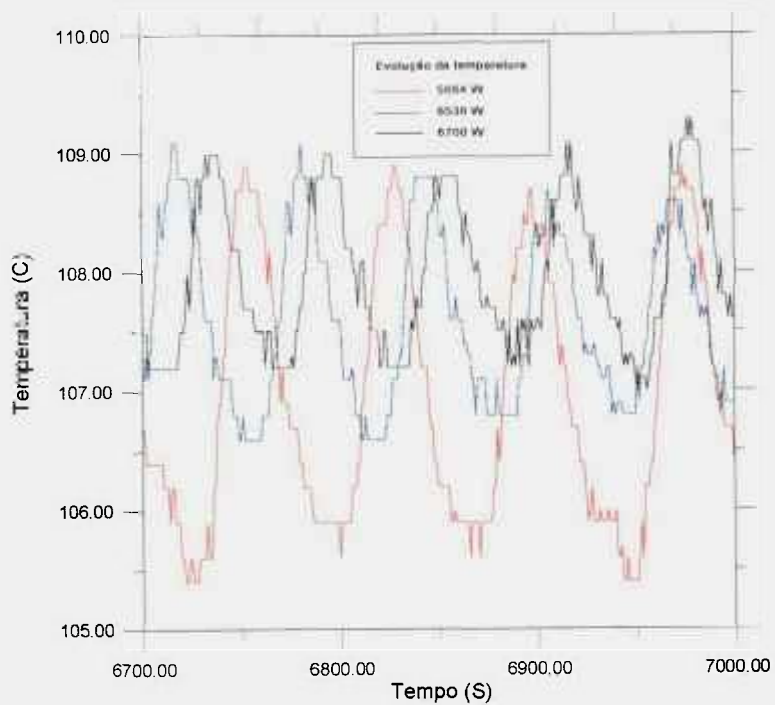


Figura 4.7- Zoom da evolução da temperatura do termopar T2

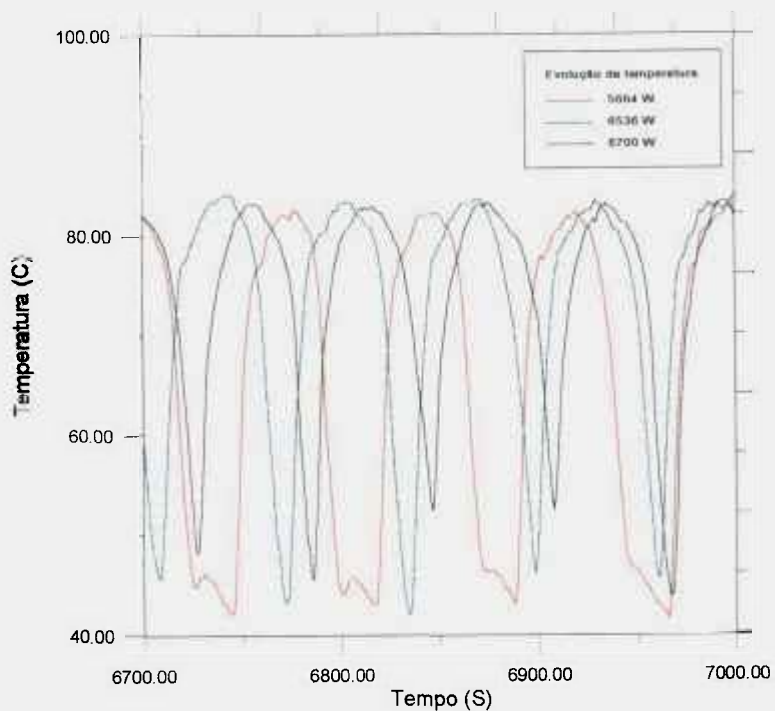


Figura 4.8- Zoom da evolução da temperatura do termopar T12

4.3.3 Influência da vazão de água de resfriamento sobre a amplitude e frequência de oscilação das temperaturas

Para avaliar a influência da vazão de água de resfriamento sobre a amplitude e frequência de oscilação das temperaturas, são apresentadas nas figuras 4.9 e 4.10, os resultados obtidos por três experimentos realizados com aproximadamente a mesma potência dissipada, 6536 W, 6696 W e 6645 W, e três vazões de água de resfriamento diferentes, 1,4 l/min, 2,0 l/min e 3,0 l/min. Os experimentos utilizados para esta análise correspondem aos casos 2, 3 e 4 da tabela 4.1. Deve-se salientar que embora próximas, as potências dissipadas nos 3 casos não são exatamente iguais, havendo uma diferença de 240 W entre o menor e o maior valor.

Na figura 4.9 nota-se claramente um crescimento na amplitude das oscilações com o aumento da vazão de água de resfriamento. Para uma vazão de 1,4 l/min a temperatura na saída do aquecedor varia entre 106,5 C e 109 C. Para uma vazão de 2,0 l/min a temperatura varia entre 106 C e 109 C e para 3,0 l/min entre 104 C e 109 C, tabela 4.4. Percebe-se aqui, como na figura 4.7, que as temperaturas máximas são aproximadamente iguais e as temperaturas mínimas diminuem com o aumento da vazão da água de resfriamento. Quanto ao período das oscilações observa-se uma ligeira redução à medida que a vazão aumenta.

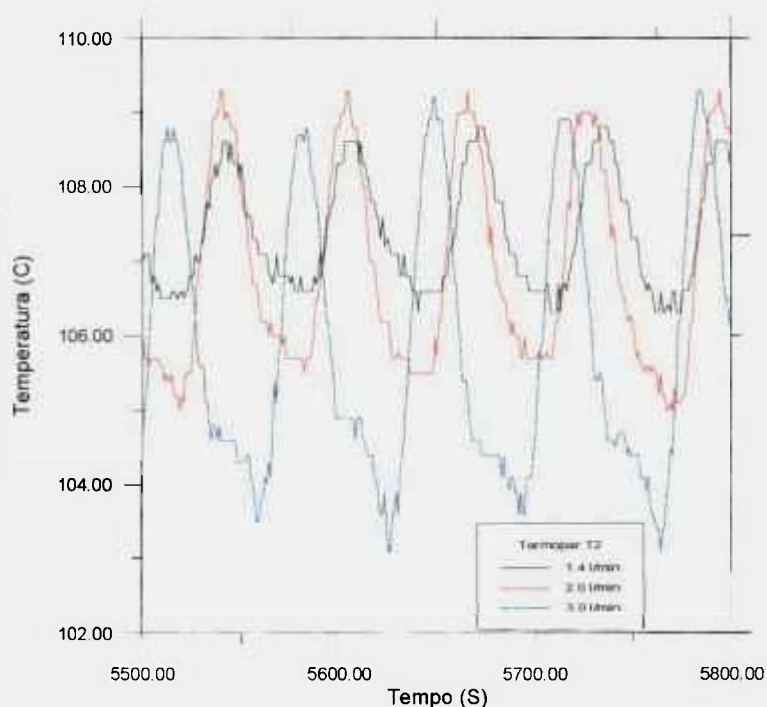


Figura 4.9- Zoom da evolução da temperatura do termopar T2

Tabela 4.4 - Amplitude da oscilação do termopar T2

Caso	Vazão (l/min)	Tmax (C)	Tmin (C)	ΔT (C)
2	1,4	109	106,5	2,5
3	2,0	109	106	2,0
4	3,0	109	104	5,0

A figura 4.10 apresenta a evolução da temperatura da água de resfriamento. Contrariamente às temperaturas na saída do aquecedor, estas apresentam oscilações decrescentes com o aumento da vazão de água de resfriamento. A tabela 4.5 mostra o valor desta variação.

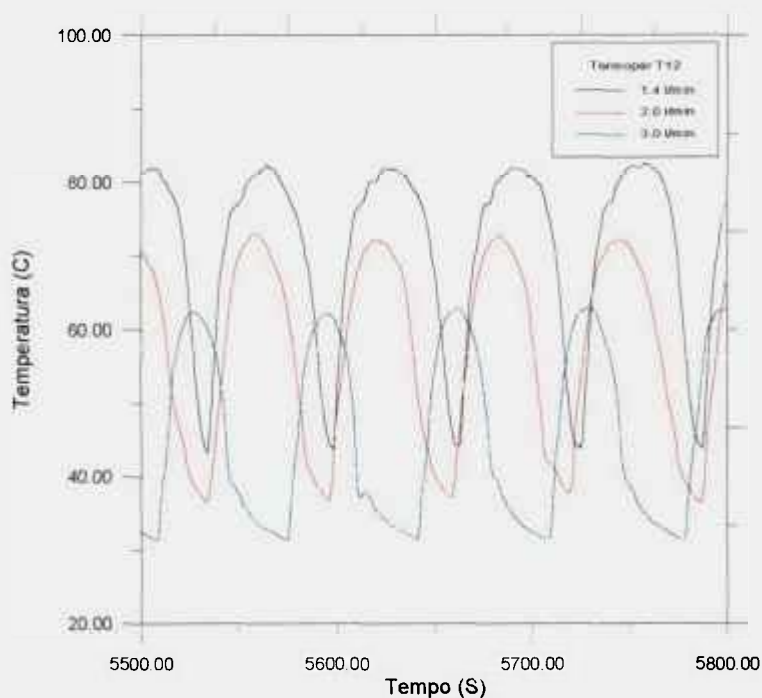


Figura 4.10- Zoom da evolução de temperatura do termopar T12

Tabela 4.5 - Amplitude da oscilação do termopar T12

Caso	Vazão (l/min)	Tmax (C)	Tmin (C)	ΔT (C)
2	1.4	81	44	37
3	2.0	72	38	34
4	3.0	62	32	30

4.4 CONCLUSÃO

Para todos os experimentos realizados foram observadas instabilidades no comportamento do sistema que podem ser classificadas como do tipo “chugging”.

As oscilações nas temperaturas do fluido do circuito primário e da água de resfriamento possuem período e amplitude bem definidos. Para a mesma vazão da água de resfriamento verificou-se que:

1- A amplitude das oscilações das temperaturas diminui com o aumento da potência no aquecedor.

2- O período das oscilações diminui ligeiramente com o aumento da potência no aquecedor.

Para a mesma potência dissipada verificou-se que:

1- O aumento da vazão da água de resfriamento provoca um aumento na amplitude das oscilações das temperaturas do fluido do circuito primário.

2- O aumento da vazão da água de resfriamento provoca uma ligeira redução no período das oscilações.

A utilização de um circuito em vidro, permitindo visualizar o escoamento em todo o circuito, foi fundamental para mostrar a complexidade dos fenômenos envolvidos e permitir entender as dificuldades para representar o comportamento deste sistema através de modelos numéricos.

CAPÍTULO 5-MODELAGEM NUMÉRICA COM O CÓDIGO CIRNAT

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo é feita uma breve descrição do código CIRNAT com suas equações de conservação e correlações de transferência de calor. Em seguida é feita uma apresentação da discretização nodal adotada e alguns resultados obtidos para o caso de circulação natural monofásico e bi-fásico.

Finalmente são feitos alguns comentários que explicam a limitação deste código, na sua fase atual de desenvolvimento, para a representação do fenômeno de circulação natural com mudança de fase.

5.2 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

O código CIRNAT é baseado numa formulação unidimensional das equações de conservação. A metodologia numérica empregada é a dos volumes finitos. As equações de balanço de energia e quantidade de movimento estão associadas ao fluido, enquanto que somente a equação de balanço de energia está associada às partes estruturais. A equação de balanço de energia integrada num volume de controle, para o fluido, é mostrada na Eq. (5.1):

$$C_p \frac{\partial h_p}{\partial t} = G_f (h_s - h_p) + G_{c1} (c_p T_{w1} - h_p) + G_{c2} (c_p T_{w2} - h_p) + S \quad (5.1)$$

onde o subscrito “p” representa o nó de cálculo, o subscrito “s” é o nó fluido precedente e os subscritos “w1” e “w2” são os nós sólidos vizinhos. C_p é a capacitância térmica, G_f é a condutância fluida, G_{c1} e G_{c2} são as condutâncias térmicas, c_p é o calor específico, h é a entalpia, T é a temperatura e t é o tempo. O termo S do lado direito da equação é um termo fonte.

Na Eq. (5.2) é apresentada a equação de quantidade de movimento integrada ao longo do circuito:

$$\frac{dM}{dt} \frac{1}{\Gamma} \left[-\Delta p - \frac{1}{2} \frac{\Delta v^2}{\rho} - g\xi - \frac{1}{2} \frac{\Delta v^2}{\rho} - \frac{1}{2} \frac{\Delta v^2}{\rho} - \Gamma c \frac{dM}{dt} \right] \quad (5.2)$$

onde Γ é uma relação geométrica entre o comprimento e a área de escoamento de cada nó. Δp é a diferença de pressão entre a saída e a entrada do circuito. O segundo termo do lado direito da equação representa as forças de atrito onde são contabilizadas as perdas singulares e distribuídas. O termo $g\xi$ é a força de empuxo onde intervém a variação da densidade. Os dois últimos termos da equação estão relacionados com loops paralelos. Os parâmetros com subscrito “c” correspondem aos nós do circuito que pertencem a mais de um loop.

O balanço de energia para os nós sólidos é mostrado na Eq (5.3):

$$C_I \frac{dT_I}{dt} = Gc_1(T_K - T_I) + Gc_2(T_L - T_I) + Q \quad (5.3)$$

onde os nós K e L podem ser nós sólidos ou fluidos na direção radial e I é o nó de cálculo da temperatura.

No caso de circulação natural com mudança de fase, o fluido sofre grandes variações de densidade. Para absorver essas variações, foi desenvolvido um modelo de tanque de expansão que é conectado ao circuito através de uma linha de surto. A vazão na linha de surto é estimada pela equação de continuidade:

$$M_s = -V \frac{d\bar{\rho}}{dt} \quad (5.4)$$

onde M_s é a vazão na linha de surto, V é o volume total do circuito e $\bar{\rho}$ a densidade média do fluido no circuito. A Eq (5.1) de balanço de energia também é usada para o cálculo das temperaturas na linha de surto e reservatório.

Deve-se observar que as Eqs (5.1) e (5.2) estão acopladas devido ao termo de força de empuxo. Por outro lado, o campo de temperaturas no fluido depende da distribuição de temperaturas na estrutura, acoplando as Eqs (5.1) e (5.3). Fica claro portanto que todas estas equações estão acopladas devendo ser resolvidas simultaneamente.

5.2.1 Modelo Bi-fásico

Para a representação do escoamento bifásico adotou-se, como primeira aproximação, o modelo homogêneo. Este é o modelo mais simples e consiste em representar as fases presentes no escoamento por um fluido fictício cujas propriedades termodinâmicas correspondem a valores ponderados entre às propriedades do líquido e do vapor.

Considerando que as duas fases têm a mesma velocidade e estão em equilíbrio termodinâmico, pode-se expressar o título da mistura através da Eq (5.5):

$$x = \frac{h - h_L}{h_{LG}} \quad (5.5)$$

onde h é a entalpia da mistura, h_L a entalpia do líquido saturado e h_{LG} o calor de vaporização.

A densidade da mistura é estimada pela Eq (5.6).

$$\frac{1}{\rho} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_L} \quad (5.6)$$

As propriedades termodinâmicas como viscosidade, calor específico e condutividade térmica são calculadas como uma média ponderada entre as propriedades do líquido e do vapor.

Para escoamentos monofásicos o fator de atrito é estimado pela correlação de Churchill /14/ tanto para o regime laminar quanto para o regime turbulento. Para o escoamento bi-fásico o fator de atrito é o calculado para o escoamento monofásico multiplicado pelo fator de Martinelli-Nelson /12/.

5.3 REGIMES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Em um sistema de circulação natural com mudança de fase pode-se encontrar uma grande variedade de regimes de transferência de calor. A lógica para a seleção destes regimes é mostrada na fig. 5.1. Inicialmente alguns problemas numéricos, relacionados a mudanças bruscas nos coeficientes de transferência de calor, foram detectados. Estes problemas foram tratados estimando, para um certo regime, os coeficientes de transferência de calor com diferentes correlações e escolhendo o maior valor entre eles. Esta árvore para escolha da correlação de transferência de calor é similar à adotada no código RELAP5/MOD2 /15/.

Para o escoamento monofásico de líquido ou de vapor, existem diferentes correlações, fig. 5.2. O número adimensional Gr/Re^2 avalia se o regime de transferência de calor é predominantemente um regime de convecção forçada ou um regime de convecção natural.

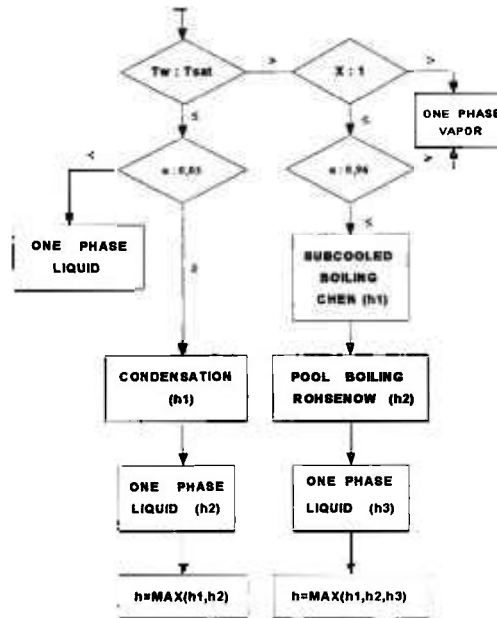


Figura 5.1 - Regimes de Transferência de Calor.

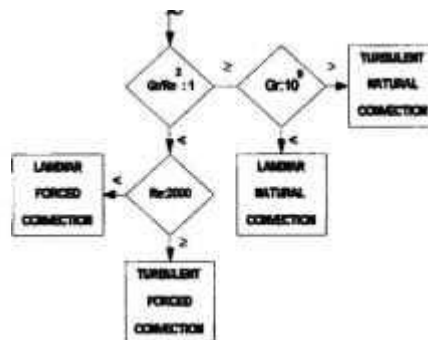


Figura 5.2 - escoamento Monofásico de Líquido ou Vapor

5.4 ESTRUTURA DO CÓDIGO

O código CERNAT é constituído por três programas principais:

PREPRO: é um pré-processador geométrico cujo objetivo é facilitar a descrição do circuito e gerar automaticamente uma tabela de conectividade entre nós;

LOOP: é o integrador do sistema de equações álgebra-diferenciais gerado pela discretização nodal do sistema;

INTHG: é o reformatador dos arquivos de saída para a geração de curvas através de softwares gráficos.

5.5 MODELAGEM DO CIRCUITO EXPERIMENTAL

5.5.1 Descrição nodal do circuito experimental

A representação do circuito experimental é feita definindo-se um conjunto de nós para o circuito primário, circuito secundário e tanque de expansão. São também definidos nós representando as paredes das tubulações para que sejam levadas em consideração a transferência de calor entre fluido e estrutura.

A figura 5.3 mostra a descrição em blocos do circuito, os quais se diferenciam um do outro pela geometria. Cada bloco é discretizado segundo uma quantidade determinada de nós. A figura 5.4 apresenta a discretização nodal para as diversas regiões do circuito. Esta malha foi definida a partir de estudos de sensibilidade das temperaturas ao número de nós em cada uma das regiões. A tabela 5.1 apresenta o número de nós considerado ideal para cada uma das regiões.

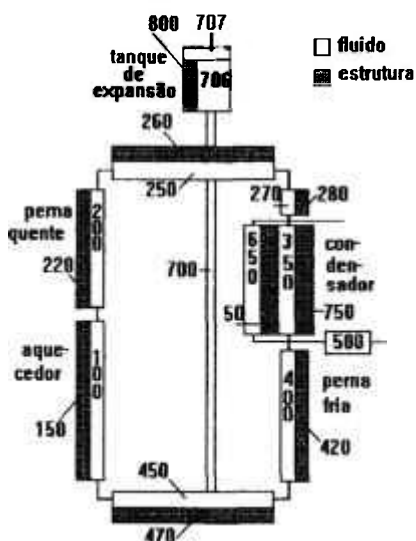


Figura 5.3- Descrição em blocos do circuito

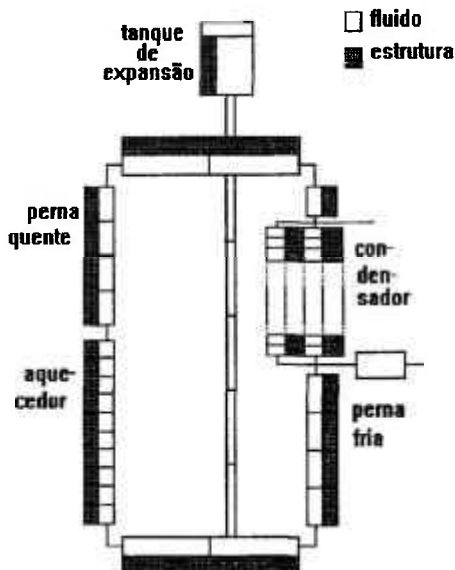


Figura 5.4 - Descrição Nodal do Circuito

Tabela 5.1- Divisão Nodal

Região	Número de Nós
Aquecedor	10
Perna quente vertical	4
Perna quente horizontal	2
Serpentinas (primário)	20
Serpentinas (secundário)	20
Perna fria vertical	4
Perna fria horizontal	2
Linha de surto e Reservatório	8

Através da figura 5.4 pode-se também observar que para cada nó fluido existe um nó sólido representando a parede das tubulações.

A tabela 5.2 apresenta as propriedades termofísicas dos materiais utilizados. Para as resistências elétricas foi utilizado o níquel-cromo (80% Ni, 15% Cr). Devido à proximidade entre os valores das propriedades dos materiais da serpentina e tubulação, ambas foram consideradas compostas por vidro pyrex.

Tabela 5.2 - Propriedades termofísicas dos materiais

Item	Material	Densidade (kg/m ³)	Calor específico (J/kg k)	Condutividade térmica (W/m k)
Resistência elétrica	níquel-cromo (80% Ni, 15% Cr)	8522	460	17
Tubulação e serpentina	pyrex	2225	835	1.4

5.5.2 Representação do aquecedor elétrico

A figura 5.5 mostra a discretização nodal detalhada do aquecedor elétrico. O conjunto de duas resistências do tipo baioneta foi representado por um cilindro condutor com 20 mm de diâmetro e uma altura correspondente à 7 nós fluidos. Foram adotadas as propriedades termofísicas correspondentes ao níquel-cromo.

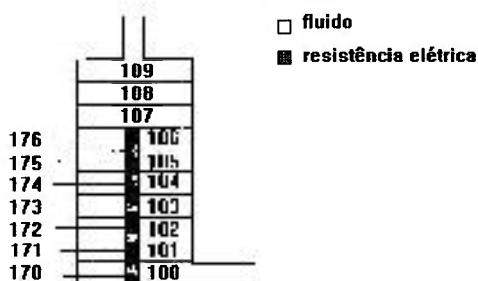


Figura 5.5- Descrição nodal detalhado aquecedor elétrico

5.5.3 Representação do condensador

Devido à complexidade da geometria do condensador foram utilizadas grandezas equivalentes para a sua representação, área de escoamento, área de troca interna e externa, e diâmetro hidráulico, tanto para os nós do lado primário como para os do lado secundário.

Em seguida é descrita a avaliação das grandezas equivalentes utilizadas na representação do condensador:

Lado primário:

Área de escoamento: foi considerada a seção transversal do espaço anular formado pelos anéis. O fluido que escoava entre a parede do condensador e as serpentinas foi desprezado.

Área de troca interna: foi considerada a soma das áreas externas das serpentinas.

Área de troca externa: foi determinada como a área interna do casco.

Diâmetro hidráulico: foi calculado utilizando a expressão (5.7):

$$Dh = 4Aesc / Pm \quad (5.7)$$

onde $Aesc$ é a área de escoamento e Pm é o perímetro molhado. Como perímetro molhado foi considerada a soma do perímetro do espaço anular formado pelos anéis e o perímetro interno do casco.

Lado secundário:

Área de escoamento: foi considerada duas vezes a seção transversal interna da serpentina pois o fluido escoava simultaneamente através das duas serpentinas.

Área de troca interna: foi considerada nula.

Área de troca externa: foi calculada como a soma das áreas internas das serpentinas.

Diâmetro hidráulico: foi calculado utilizando a expressão (5.7). Como perímetro molhado foi considerado duas vezes o perímetro interno da serpentina resultando igual ao diâmetro interno da serpentina.

O comprimento total das serpentinas foi determinado segundo a expressão (5.8):

$$L_r = N(D_i + D_e) \quad (5.8)$$

onde N é o número de espiras de cada helicóide, D_i e D_e são os diâmetros correspondentes às circunferências externa e interna determinadas pelas serpentinas externa e interna respectivamente. A disposição das serpentinas dentro do casco é apresentada na figura 5.6, que mostra uma seção transversal do condensador

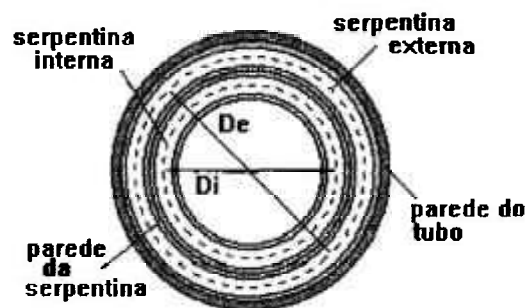


Figura 5.6- Seção transversal do condensador

A figura 5.7 apresenta uma descrição nodal detalhada do condensador. Foi realizado um estudo de sensibilidade das temperaturas ao número de nós, adotando-se uma subdivisão do condensador em 20 fatias das mesmas dimensões na direção do escoamento.

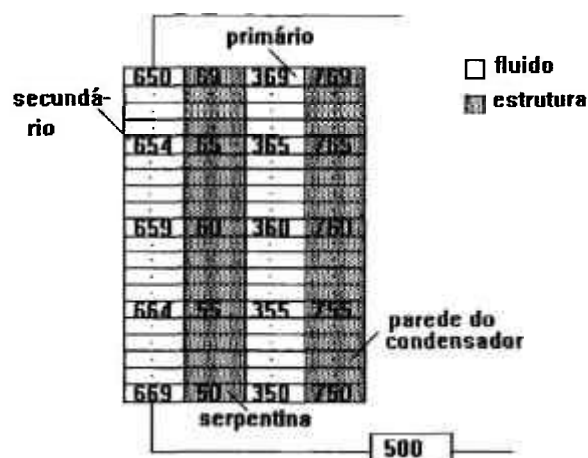


Figura 5.7- Descrição nodal detalhada do condensador

5.5.4 Perdas de carga localizadas.

A tabela 5.3 mostra as singularidades observadas no circuito e os números dos blocos correspondentes.

Tabela 5.3- Singularidades do circuito.

SINGULARIDADE	BLOCO
expansão	100
Cotovelo reto de 90°	100
Redução	200
Cotovelo curvo	250
Cotovelo curvo	270
Expansão	350
Redução	350
Expansão	350
Redução	400
Cotovelo curvo	450

As singularidades observadas no circuito são devidas à presença de cotovelos no circuito primário, as reduções e expansões da tubulação e à singularidade introduzida pela serpentina. Dependendo do tipo de singularidade o coeficiente de perda de carga localizada é definido como sendo uma constante multiplicada pelo fator de atrito ou um valor constante. Para os cotovelos adotou-se uma constante que multiplica o fator de atrito que varia dependendo do ângulo e curvatura do cotovelo. O circuito apresenta 3 cotovelos curvos e um cotovelo reto, este último correspondente à entrada do aquecedor, todos de 90°. Portanto, segundo expressões extraídas da literatura, para os cotovelos curvos foi utilizada uma constante de 30 e para o cotovelo reto uma constante de 60.

As reduções e expansões da tubulação são devidas às diferenças de diâmetros dos tubos do aquecedor e condensador em relação ao restante do circuito. Neste caso o coeficiente de perda de carga foi considerado constante e obtido através das seguintes expressões:

$$k = 0.8(1 - \beta^2) \text{sen}(\theta / 2) \quad (5.9)$$

no caso de uma redução com $\theta < 45^\circ$,

$$k = 2.6(1 - \beta^2)^2 \text{sen}(\theta / 2) \quad (5.10)$$

no caso de uma expansão com $\theta < 45^\circ$,

$$k = 0.5(1 - \beta^2) \sqrt{\text{sen}(\theta / 2)} \quad (5.11)$$

no caso de uma redução com $45^\circ < \theta \leq 180^\circ$,

$$k = (1 - \beta^2)^2 \quad (5.12)$$

no caso de uma expansão com $45^\circ < \theta \leq 180^\circ$, onde θ é o ângulo correspondente à expansão ou redução da tubulação e

$$\beta = \frac{D1}{D2} \quad (5.13)$$

sendo D1 o diâmetro menor e D2 o diâmetro maior.

A singularidade na região das serpentinas foi representada como uma diminuição do diâmetro do condensador. Devido à complexidade geométrica nessa região, composta por duas serpentinas entrelaçadas, esta singularidade constitui a maior fonte de incertezas do modelo.

5.5.5 Resultados para o Regime Monofásico de Escoamento, caso 3 da tabela 3.1

A fig. 5.8 mostra uma comparação entre os resultados numéricos e experimentais para um potência dissipada no aquecedor de 4706 W e uma vazão de resfriamento de 3.0 l/min. Estes resultados foram obtidos utilizando-se um coeficiente de perda de carga

localizada no condensador de 1,1425. Observa-se uma boa representação das temperaturas de perna quente, fria e saída do secundário tanto na região inicial como no regime permanente.

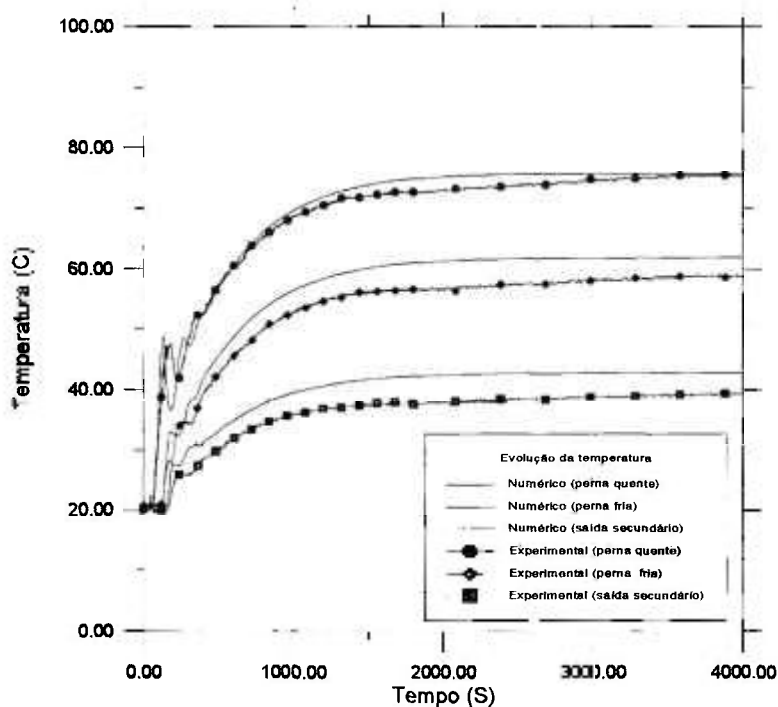


Figura 5.8 - Evolução da Temperatura em Escoamento Monofásico, 4706 W e 3.0 l/min.

5.5.6 Resultados para o Regime Monofásico de Escoamento, caso 1 da tabela 3.1

Utilizando-se os mesmos parâmetros definidos no item anterior, é apresentada na fig. 5.9 uma comparação entre os resultados numéricos e experimentais para um potência dissipada no aquecedor de 3328 W e uma vazão de resfriamento de 3.0 l/min. Observa-se uma boa representação das temperaturas de perna quente, fria e saída do secundário tanto na região inicial como no regime permanente. Para outros casos monofásicos os resultados foram igualmente satisfatórios mostrando que os valores de ajuste do modelo definidos no item 5.5.5 são válidos para todos os casos analisados.

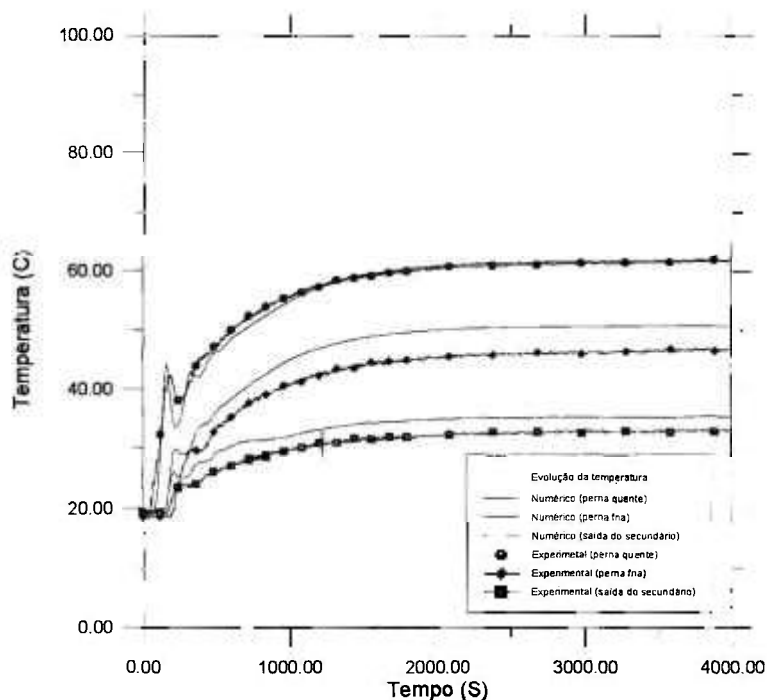


Figura 5.9 - Evolução da Temperatura em Escoamento Monofásico, 3328 W e 3.0 l/min.

5.5.7 Resultados para o Regime Bi-fásico de Escoamento, caso 2 da tabela 4.1

Alterando-se o fluxo de calor dissipado e a vazão de resfriamento, simulou-se uma situação onde ocorre mudança de fase. A fig. 5.10 mostra os resultados numéricos e experimentais das temperaturas de perna quente e fria, para o caso de 6536 W e 1.4 l/min. Nota-se que a temperatura de perna quente é globalmente bem avaliada, enquanto a temperatura de perna fria é superestimada pelo modelo numérico. Por outro lado, o regime cíclico observado experimentalmente não foi detectado numericamente. A fig. 5.11 mostra os resultados numéricos e experimentais da evolução temporal da temperatura de saída do secundário. Nota-se que o modelo numérico superestima esta temperatura e, como nos casos de perna quente e fria, não detecta o regime cíclico experimental.

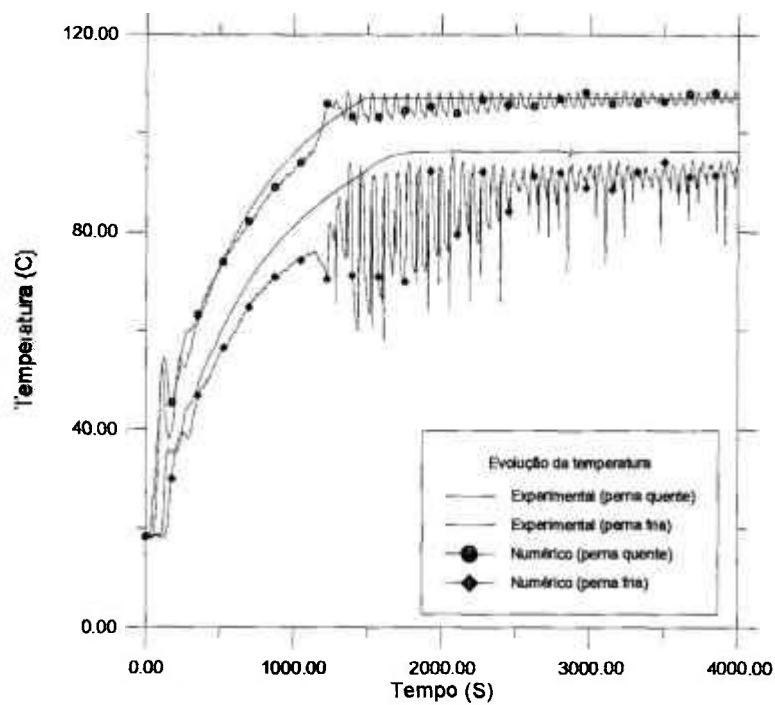


Figura 5.10 - Evolução da Temperatura em Escoamento Bi-fásico, 6536 W e 1.4 l/min.

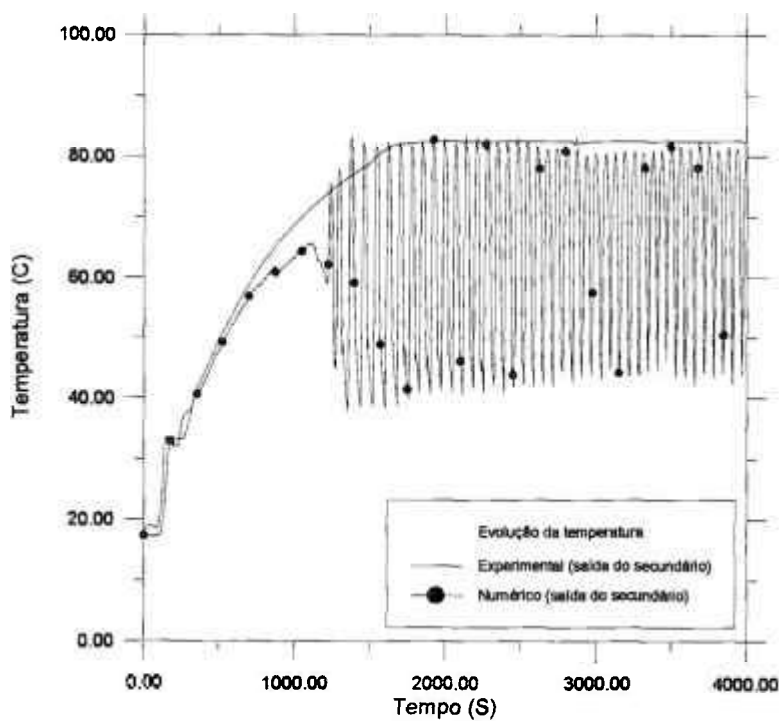


Figura 5.11 - Evolução da temperatura de saída do secundário, 6536 W e 1.4 l/min.

5.5.8 Resultados para o Regime Bi-fásico de Escoamento, caso 3 da tabela 4.1

A fig. 5.12 mostra os resultados numéricos e experimentais das temperaturas de perna quente e fria, para o caso de 6696 W e 2.0 l/min. Nota-se um comportamento semelhante ao apresentado na figura 5.10, no entanto observam-se pequenas oscilações a partir dos 3000 s. Estas oscilações apresentam origem numérica devido ao valor da amplitude, muito inferior à obtida experimentalmente, e ao retardo no surgimento das mesmas, aproximadamente 1500 s após o início do escoamento bi-fásico. A figura 5.13 mostra os resultados numéricos e experimentais da evolução temporal da temperatura de saída do secundário. Nota-se que o modelo numérico superestima esta temperatura e, como nos casos de perna quente e fria, percebem-se oscilações de origem numérica.

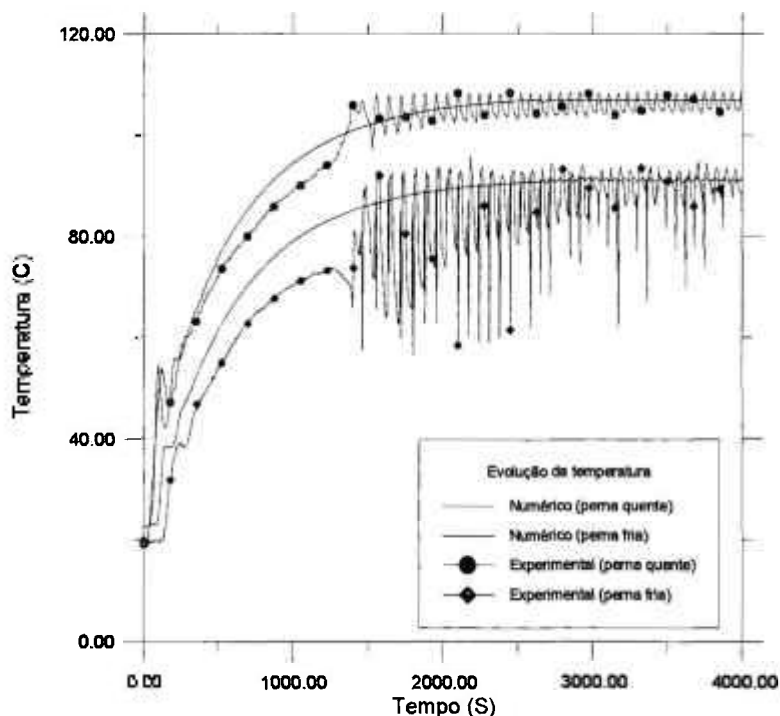


Figura 5.12 - Evolução da Temperatura em Escoamento Bi-fásico, 6696 W e 2 l/min.

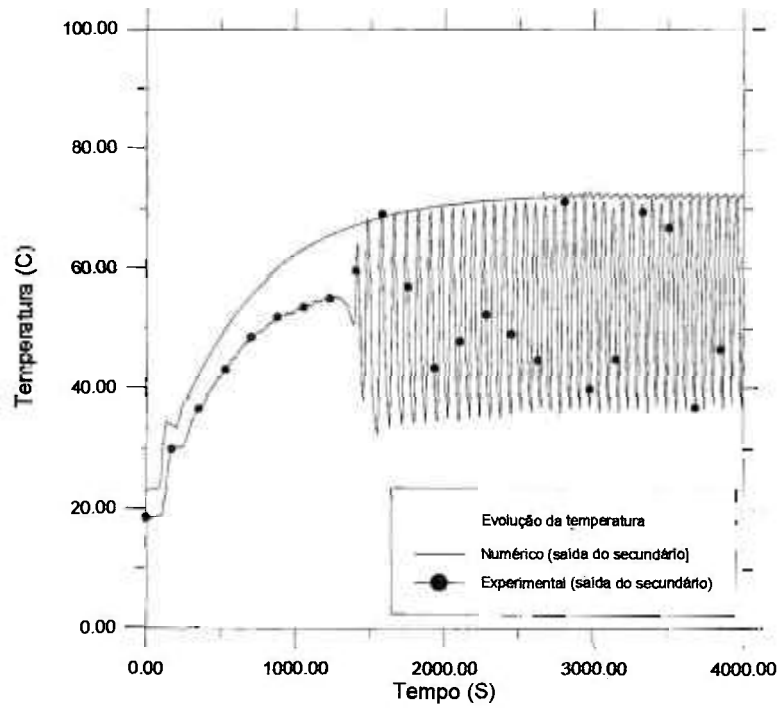


Figura 5.13 - Evolução da temperatura de saída do secundário, 6696 W e 2 l/min.

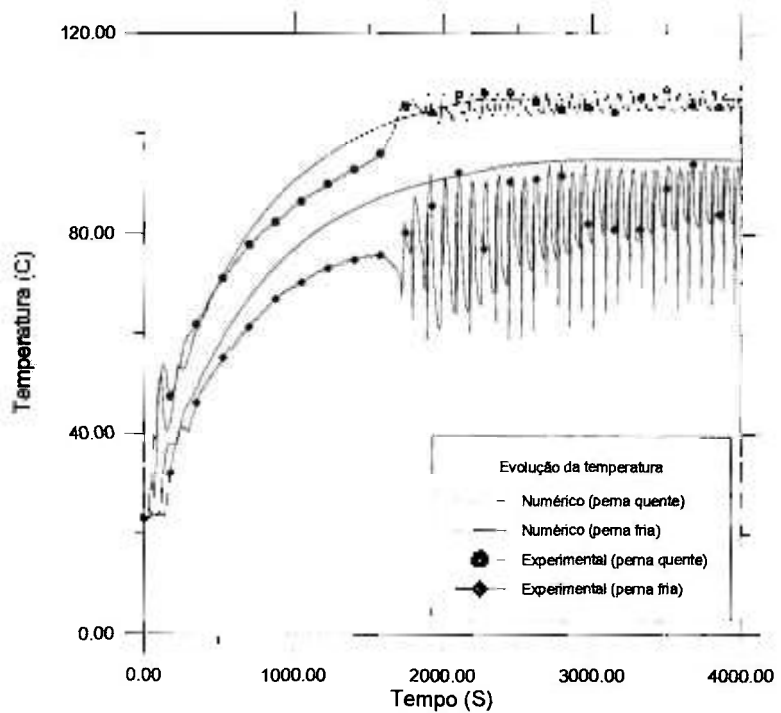


Figura 5.14 - Evolução da Temperatura em Escoamento Bi-fásico, 5664 W e 1.4 l/min.

5.5.9 Resultados para o Regime Bi-fásico de Escoamento, caso 1 da tabela 4.1

As figuras 5.14 e 5.15 apresentam uma comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o caso 1 da tabela 4.1, fluxo de calor de 5664 W e vazão de 1.4 l /min. Observa-se que os resultados para este caso são similares aos anteriores confirmando o comportamento do programa já analisado nos itens 5.5.7 e 5.5.8.

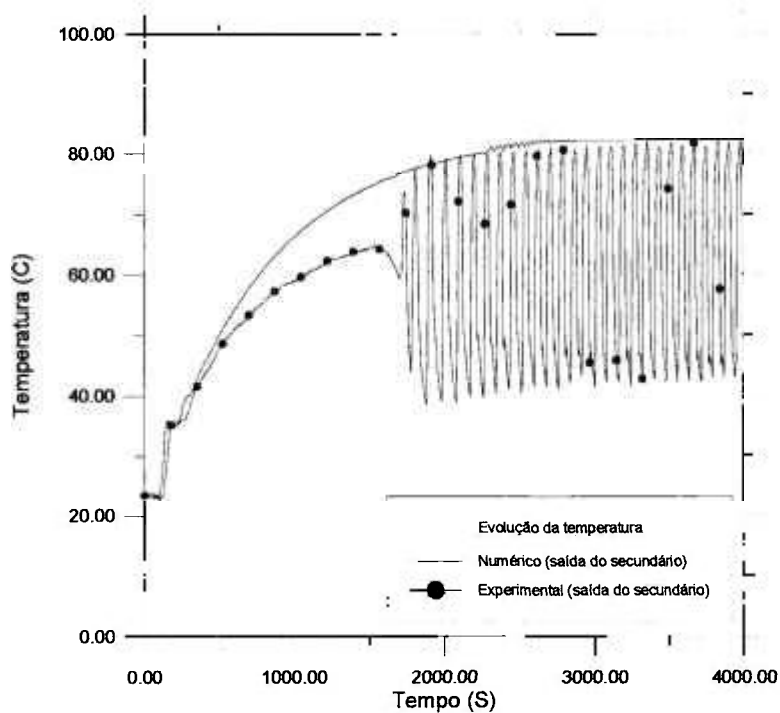


Figura 5.15 - Evolução da temperatura de saída do secundário, 5664 W e 1.4 l/min

5.6 ANÁLISE CRÍTICA DAS LIMITAÇÕES ATUAIS DO CÓDIGO CIRNAT

As simulações efetuadas com o código CIRNAT mostraram que os resultados obtidos para o caso de circulação natural monofásico são satisfatórios. Já para o caso de circulação natural bi-fásico, o código não consegue capturar as oscilações da temperatura observadas experimentalmente. Como foi salientado no capítulo anterior, as variações de temperatura na perna quente estão associadas à variação de pressão no circuito. No

programa CIRNAT a pressão é um dado de entrada não existindo nenhum modelo que permita corrigir o valor desta variável ao longo do tempo. É portanto compreensível que as oscilações de temperatura não tenham sido observadas nos resultados numéricos.

Outro ponto importante a ressaltar é a complexidade dos diversos tipos de escoamento observados experimentalmente. Como descrito no capítulo 4, o escoamento na perna quente vertical é ora um escoamento de bolhas, ora um escoamento do tipo “slug” e finalmente um escoamento do tipo “churn”. Na perna quente vertical tem-se um escoamento estratificado. Sabe-se que o modelo homogêneo fornece resultados satisfatórios para o caso de ter-se uma fase dispersa na outra. Para escoamentos como os observados no experimento, modelos mais elaborados devem ser implementados.

CAPÍTULO 6-MODELAGEM NUMÉRICA UTILIZANDO O CÓDIGO RELAP5/MOD2

No capítulo anterior constatou-se que o código CIRNAT reproduz apenas parcialmente os resultados experimentais do circuito experimental em regime bi-fásico de escoamento. Embora o comportamento transitório e os níveis globais de temperatura tenham sido bem representados, as instabilidades no escoamento não foram detectadas pelo programa.

Neste capítulo é apresentado um modelo do circuito experimental realizado com o código RELAP5/MOD2. Este programa, desenvolvido para análise de acidentes em reatores nucleares, não possui as limitações do programa CIRNAT no que se refere à variação da pressão ao longo do tempo. Além disso, a modelagem do escoamento bi-fásico é bem mais sofisticada devido a utilização de um modelo de dois fluidos.

Esta etapa do trabalho contou com a colaboração da Divisão de Análise de Acidentes do CTMSP que forneceu um primeiro modelo do circuito experimental e auxiliou nas discussões sobre possíveis refinamentos na representação do escoamento.

6.1 O CÓDIGO RELAP5

6.1.1 Áreas de Aplicação

O código RELAP5 foi desenvolvido com o intuito de simular o comportamento de reatores nucleares a água pressurizada. É um código genérico de análise de transitórios de sistemas termo-hidráulicos que permite modelar a maioria dos sistemas encontrados em reatores. No caso mais geral o fluido de processo é considerado como uma

mistura de vapor, água, uma espécie não condensável e um soluto não volátil. O escoamento e a transferência de calor no sistema são aproximados por um tubo de corrente unidimensional e modelos de condução. Modelos especiais são utilizados para os componentes de reatores de água pressurizada tais como: modelo neutrônico pontual, modelos para bombas, turbinas, geradores, válvulas, separadores e equipamentos de controle. Possui também componentes especiais para a modelagem de reatores nucleares de água fervente, BWRs.

O código RELAP5 pode, tanto ser utilizado para a simulação de acidentes de perda de refrigerante como para transitórios operacionais. Estes últimos incluem os casos de transitório de perda de potência, perda de água de alimentação, perda de vazão, etc.... Por outro lado o código pode ser utilizado também para a análise do comportamento de tubulações contendo água/vapor e para a estimativa de perdas de carga.

6.1.2 Filosofia da Modelagem

O código RELAP5 foi desenvolvido para a análise de interações de sistemas e não para simulações detalhadas de escoamento em componentes. No entanto, o programa conta com uma aproximação da equação de conservação de movimento para fluxo transversal e um modelo de refluxo. Este último utiliza uma solução de condução bidimensional na vizinhança de uma fonte quente.

O modelo hidrodinâmico é baseado no método dos volumes de controle para o fluido. Estes volumes de controle podem ser pensados como tubos de corrente com junções de entrada e saída. Propriedades escalares como pressão, energia, densidade e fração de vazio são representadas pela média dentro do volume de controle e são localizadas no ponto central do mesmo. Por outro lado, propriedades vetoriais como as velocidades são localizadas nas junções e são associadas com o fluxo de calor entre os volumes de controle.

O modelo de transferência de calor também é baseado numa aproximação unidimensional para o cálculo das temperaturas e fluxos de calor. Os condutores de calor

são conectados aos volumes hidrodinâmicos simulando o fluxo de calor perpendicular ao escoamento. A estrutura de calor é termicamente conectada ao volume hidrodinâmico através de um fluxo de calor que é calculado através de uma correlação de transferência de calor por convecção. As estruturas de calor são usadas para simular paredes de tubos, elementos aquecidos, combustíveis nucleares e superfícies de troca de calor.

Sistemas de controle podem também ser simulados. Estes são processos que podem ser definidos em termos das variáveis do sistema através de operações algébricas ou lógicas. O modelo cinético consiste de um sistema de equações diferenciais ordinárias que são integradas usando uma técnica modificada de Runge-Kutta.

Um código como o RELAP5 contém numerosas aproximações para representar o comportamento de um sistema real e contínuo. Essas aproximações são necessárias devido à capacidade finita de armazenamento dos computadores e pela necessidade de obter um resultado calculado em um tempo de computador razoável. Em muitos casos são feitas aproximações devido ao conhecimento limitado do comportamento físico dos componentes e processos que são modelados.

6.1.3 Modelo Básico de Escoamento

O RELAP5 utiliza um modelo de escoamento bi-fásico, não homogêneo e de não equilíbrio. Este modelo é baseado numa formulação unidimensional de tubos de corrente na qual as propriedades do escoamento são assumidas constantes sobre a seção transversal. Os volumes de controle são incrementos finitos do escoamento e podem ter uma junção na entrada ou saída (junções normais) ou do lado (junções de fluxo transversal). A variação do diâmetro do tubo de corrente é especificada através da área transversal do volume, as áreas das junções e através do uso de opções de mudança de área das junções. O cálculo dos coeficientes de perda de carga e da velocidade dependem de como a área da seção transversal varia no volume, suave ou abruptamente. A velocidade média é utilizada na equação de conservação da quantidade de movimento, no cálculo da transferência de calor e da fricção na parede. No caso de mudança de área abrupta são modelados os efeitos de

turbulência e separação de escoamento.

6.2 MODELAGEM DO CIRCUITO EXPERIMENTAL

6.2.1 Discretização Inicial Adotada

A figura 6.1 apresenta a discretização inicial adotada composta de 19 volumes de controle fluidos no circuito primário: 3 para o aquecedor, 4 para a perna quente vertical, 2 para a perna quente horizontal, 5 para a perna fria vertical e 2 para a perna fria horizontal. A linha de surto é representada por 7 volumes e o tanque de expansão por 3 volumes. O condensador é subdividido em duas regiões: 2 volumes fluidos do lado do circuito primário, 2 volumes fluidos do lado do circuito da água de resfriamento.

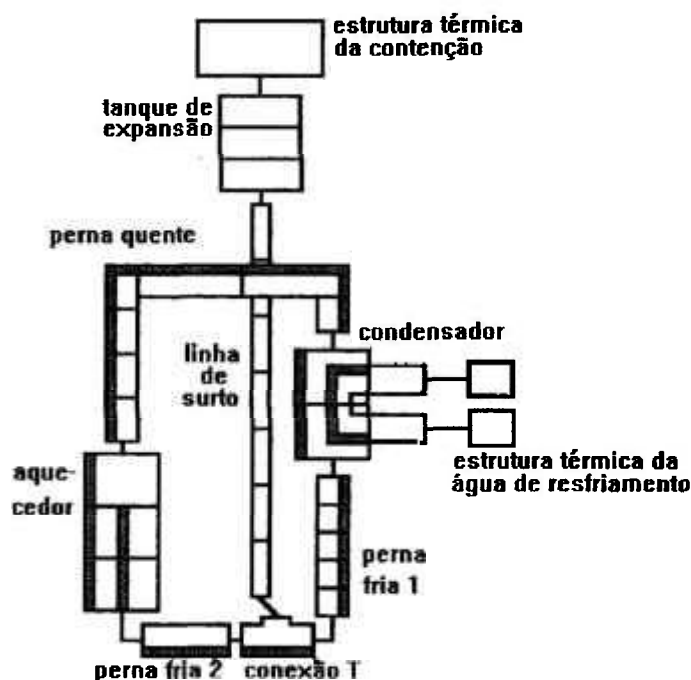


Figura 6.1- Discretização inicial adotada

6.2.2 Estruturas de Troca de Calor

O circuito experimental possui três estruturas de troca de calor principais: as resistências elétricas localizadas no aquecedor, a serpentina que permite a troca de calor com o circuito secundário e as paredes dos tubos através das quais existe uma perda de calor para o meio ambiente. As estruturas de troca de calor são consideradas compostas pelos mesmos materiais utilizados no caso da modelagem com o código CIRNAT.

As resistências elétricas são a fonte de calor do circuito. A representação destas resistências é feita através de um cilindro de altura aproximadamente igual à dois terços da altura total do aquecedor. O fluxo de calor nesta estrutura é suposto como uniformemente distribuído ao longo da altura.

As paredes das tubulações, do aquecedor e do condensador são descritas de forma que a cada volume de controle fluido, corresponde um volume estrutural. Não foi feita nenhuma subdivisão na direção radial de maneira que um volume controle, representa a espessura total da parede.

As perdas de calor para o meio ambiente são estimadas com o auxílio da expressão (6.1) para convecção natural turbulenta em placas verticais.

$$\overline{Nuy} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ray^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (6.1)$$

onde

$$Ray = (g\beta / \alpha\nu)(Tw - T\infty)y^3 \quad (6.2)$$

e

$$Pr = 0.72 \quad (6.3)$$

O valor do Ray depende da diferença de temperatura entre a tubulação e o meio ambiente, $T_w - T_\infty$. Para este cálculo assumiu-se que a temperatura da tubulação é de 66 C e a temperatura do meio ambiente 20 C conduzindo a um coeficiente de película da ordem de 5 W/m²K.

6.3 ANÁLISE DE RESULTADOS

A figura 6.2 mostra os resultados obtidos para o caso de escoamento monofásico. O caso experimental estudado é o de número 3 da tabela 1, potência de 4706 W e vazão de resfriamento de 3 l/min.

São apresentados nesta figura os resultados experimentais e numéricos correspondentes à evolução da temperatura de perna quente, perna fria e água de resfriamento. Observa-se, que os resultados numéricos superestimam as temperaturas. As maiores diferenças estão nas temperaturas dos termopares T2 e T7 para o regime permanente. Estes resultados são surpreendentes uma vez que esperavam-se resultados melhores que àqueles obtidos com o código CIRNAT. É interessante notar, no entanto, que o número de volumes de controle considerado neste primeiro modelo é bastante inferior ao do modelo elaborado com o código CIRNAT. Isto é particularmente marcante nas regiões do aquecedor e trocador de calor. Este fato pode justificar a má qualidade dos resultados obtidos com este modelo e sugere um estudo de sensibilidade ao número de volumes de controle da malha.

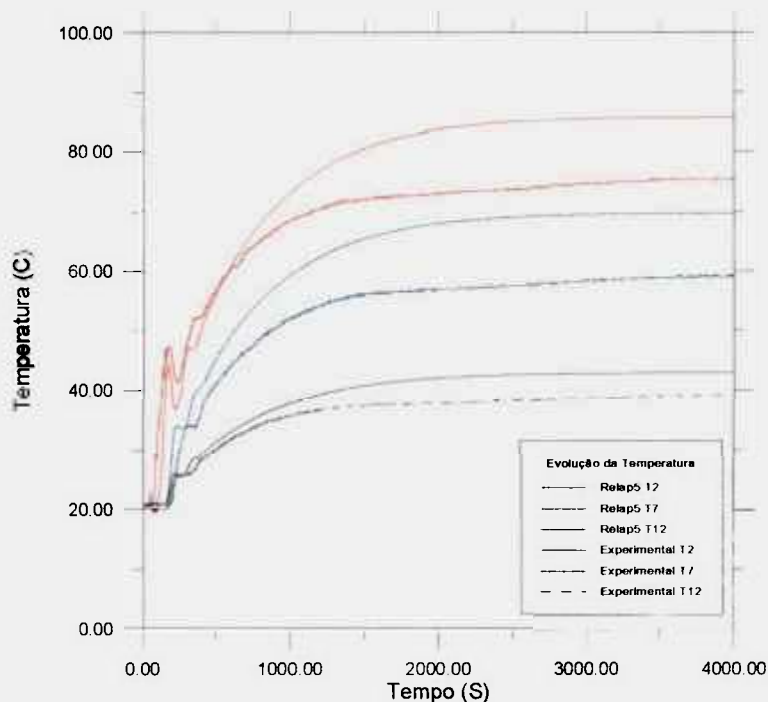


Figura 6.2- Evolução da Temperatura em Escoamento Monofásico. Comparação com os resultados experimentais

6.3.1 Análise de Sensibilidade ao Número de Nós

No intuito de verificar a influência da malha sobre os resultados numéricos, foi realizado um estudo refinando o número de volumes de controle no aquecedor e condensador.

Para o aquecedor foram estudados três casos, 3, 6 e 12 volumes. Não foi observada uma modificação apreciável no comportamento das temperaturas. Portanto foram mantidos 3 volumes de controle para a representação desta região.

Para o trocador de calor foram estudados os casos de 2, 4 10 e 20 volumes de controle. A figura 6.3 mostra as temperaturas de perna quente onde nota-se uma diminuição da temperatura a medida que o número de volumes de controle é aumentado. Nesta figura observa-se também que, a partir de 10 volumes de controle os ganhos obtidos com o refinamento da malha são muito pequenos. Resultados similares foram obtidos para a temperatura de perna fria, que são mostrados na figura 6.4.

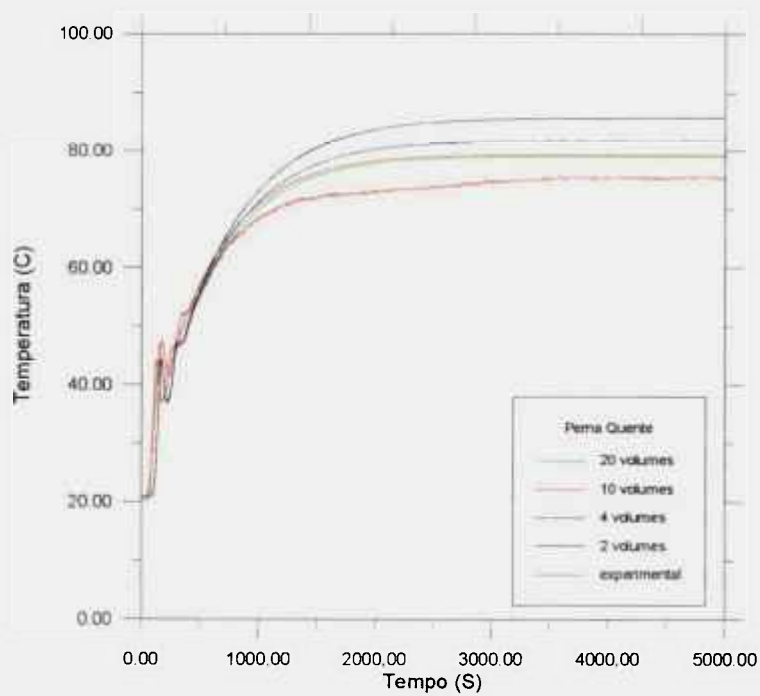


Figura 6.3- Evolução da Temperatura do Termopar T2

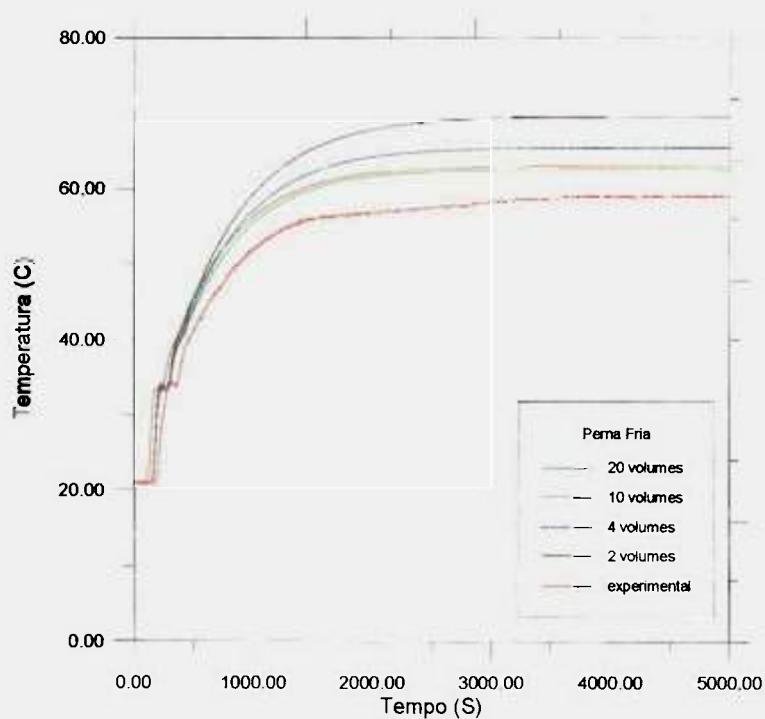


Figura 6.4- Evolução da Temperatura do Termopar T7

A figura 6.5 apresenta a nova discretização proposta, com 10 volumes de controle para a representação da água do circuito primário no condensador, que será utilizada para as simulações a serem efetuadas.

Com a nova discretização proposta, é apresentado na figura 6.6, os resultados experimentais e numéricos correspondentes à evolução das temperaturas T2, T7 e T12. Nota-se que as temperaturas obtidas com o código RELAP diminuíram, aproximando-se dos resultados experimentais. As temperaturas dos termopares são superestimadas de 5 C aproximadamente no regime permanente. Este comportamento do modelo é similar ao obtido com o código CIRNAT onde as temperaturas foram também ligeiramente superestimadas.

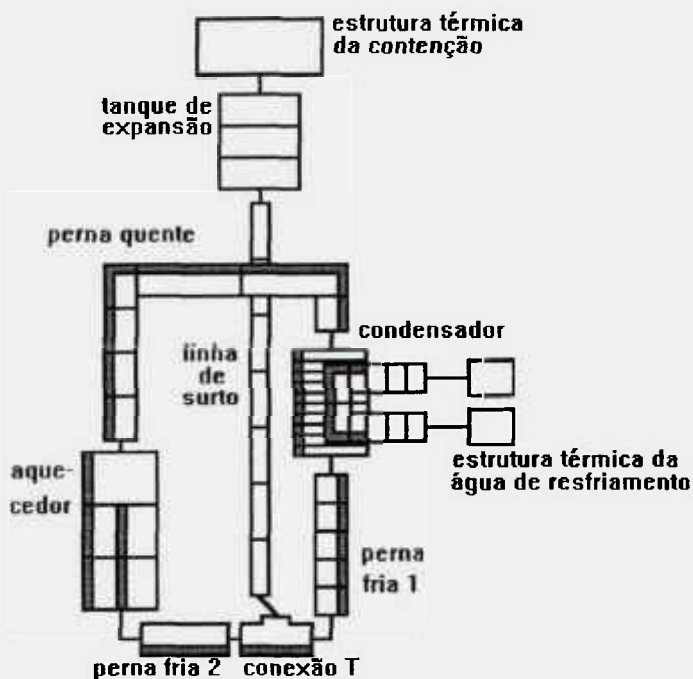


Figura 6.5- Discretização adotada

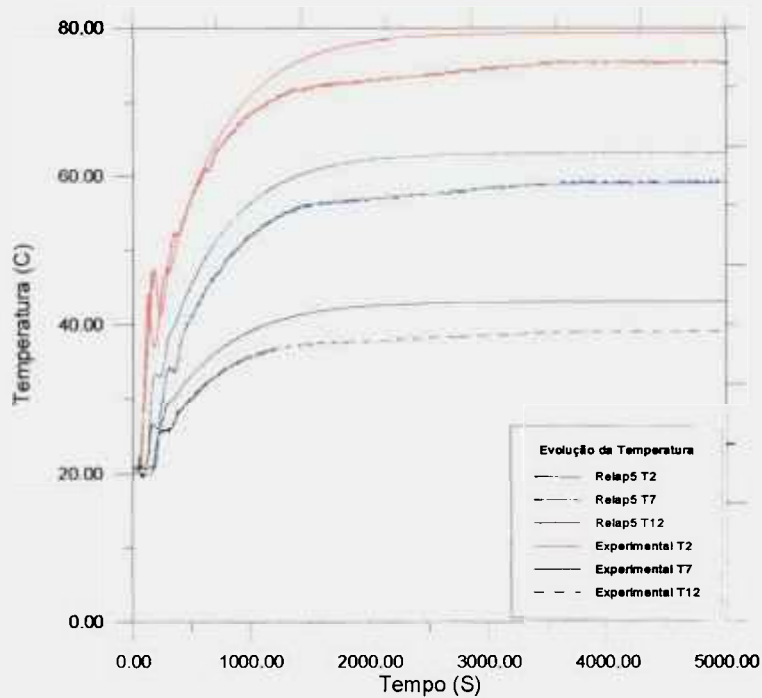


Figura 6.6- Evolução da Temperatura em Escoamento Monofásico. Comparação com os resultados experimentais

6.3.2 Análise do Caso Bi-fásico

Na figura 6.7 são apresentados os resultados obtidos para o caso de escoamento bi-fásico com potência elétrica de 6696 W e vazão de resfriamento de 2 l/min, caso 3 da tabela 4.2. Durante os 1500 primeiros segundos não há mudança de fase e tem-se uma situação de circulação natural monofásica. O modelo fornece valores de temperatura ligeiramente superiores aos obtidos experimentalmente. Estes resultados vão no mesmo sentido dos apresentados na figura 6.6. A partir de 1500 segundos começa haver ebulição da água do circuito primário e observa-se no circuito um comportamento cíclico de funcionamento que se reflete nas oscilações das temperaturas de perna quente e perna fria. Os resultados numéricos mostram também oscilações nessas temperaturas embora a amplitude e o período não sejam coincidentes, figura 6.8. Esta figura apresenta um zoom do comportamento da temperatura de perna quente entre 3500 e 4000 segundos. Observa-se que tanto o período quanto a amplitude da oscilação é maior no caso numérico.

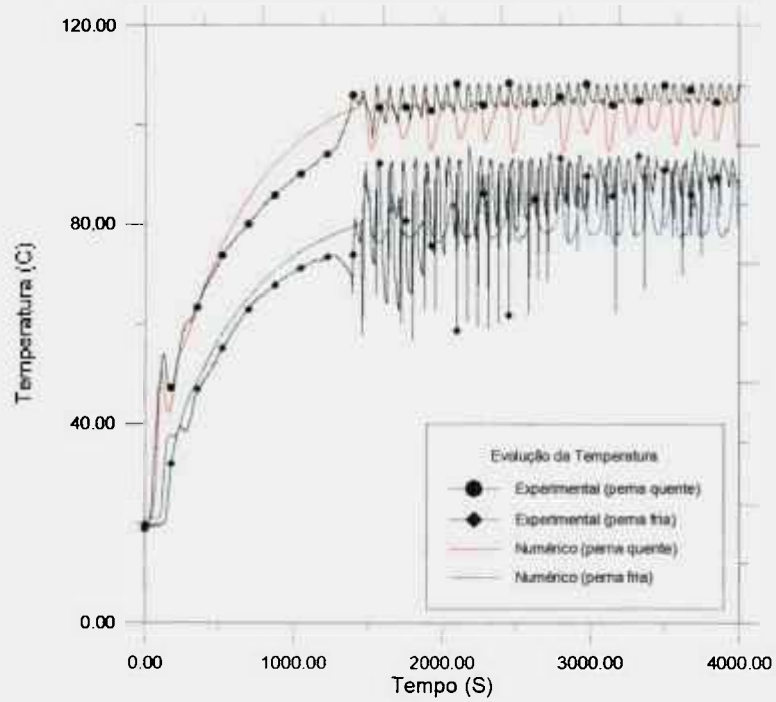


Figura 6.7- Evolução da Temperatura em Escoamento Bi-fásico

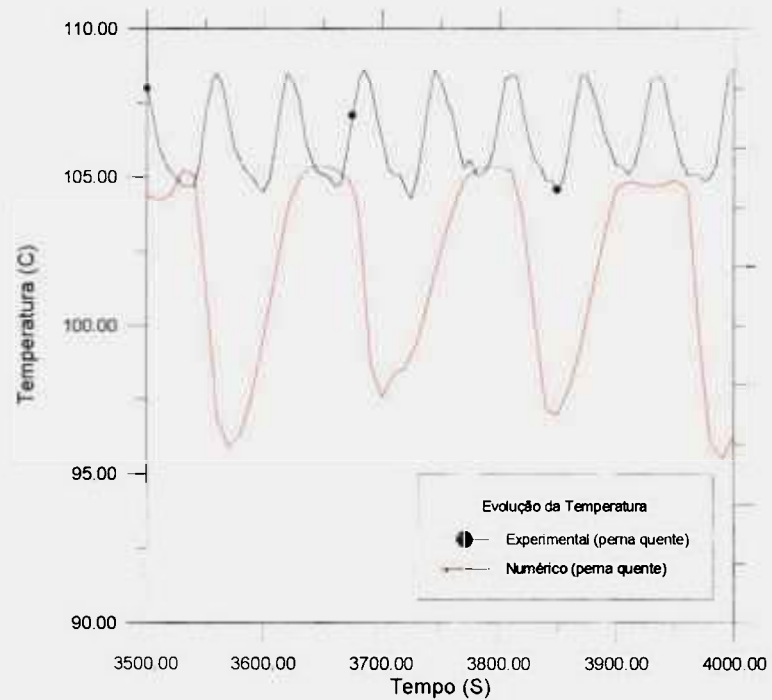


Figura 6.8- Amplitude e Período de Oscilação da Temperatura de Perna Quente

Observações similares às anteriores podem ser feitas para a temperatura de saída do secundário, apresentada na figura 6.9. Neste caso observa-se, o valor médio no caso numérico superior ao experimental e oscilações de amplitude menor que as experimentais.

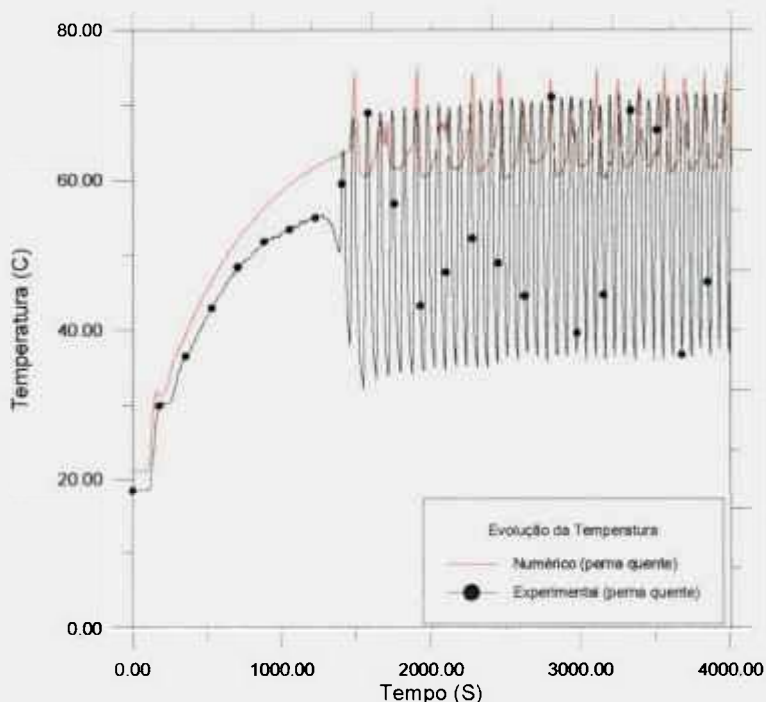


Figura 6.9- Evolução da Temperatura de Saída do Secundário

Na figura 6.10 são apresentados os resultados da pressão calculada com RELAP5 na saída do aquecedor (perna quente) e na saída do condensador (perna fria). É observado também um comportamento oscilatório com frequência e amplitude variáveis ao longo do tempo. Observa-se tanto na perna quente como na perna fria instantes onde a amplitude aumenta abruptamente. Estes resultados estão em desacordo com o comportamento experimental do circuito mostrado nas figuras 4.3 a 4.6.

Na figura 6.11 são apresentados os resultados da vazão calculada com RELAP5 na saída do aquecedor (perna quente) e na saída do condensador (perna fria). Também neste caso é observado um comportamento oscilatório. Como para a pressão os ciclos são irregulares apresentando frequência e amplitude variáveis ao longo do tempo.

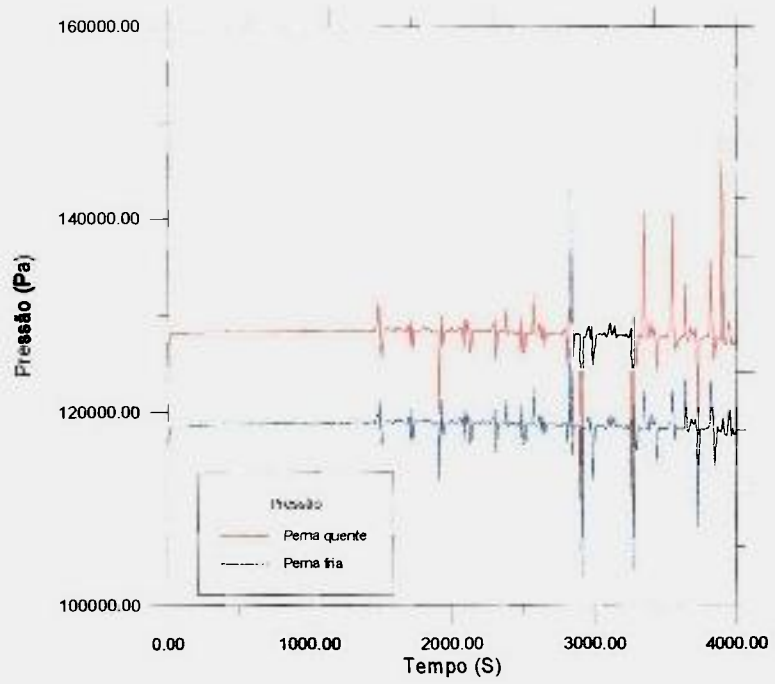


Figura 6.10- Evolução da Pressão em Escoamento Bi-fásico

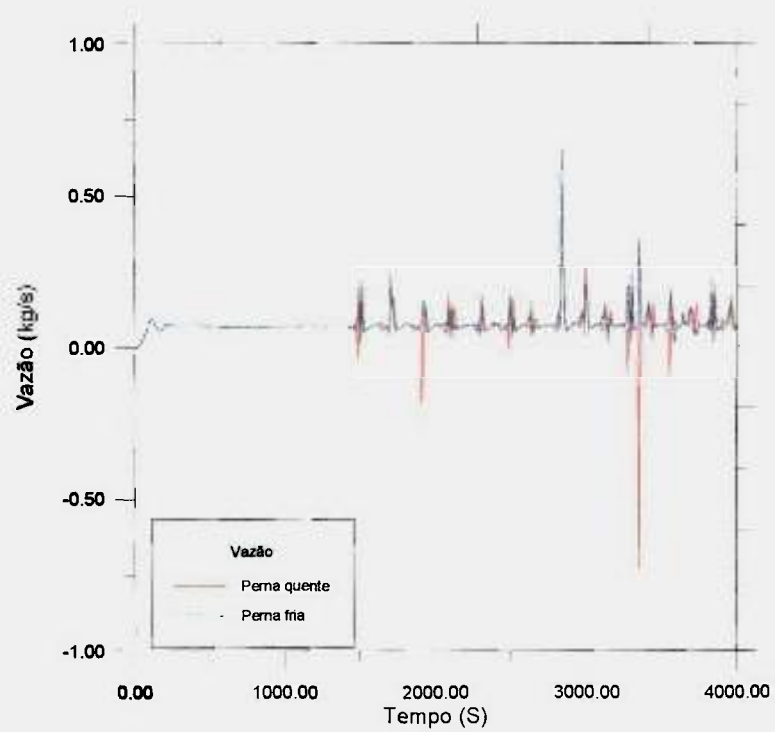


Figura 6.11- Evolução da Vazão em Escoamento Bi-fásico

6.4 CONCLUSÃO

Observa-se que o código RELAP5/MOD2, o qual considera a variação da pressão ao longo do tempo e utiliza um modelo de dois fluidos para o escoamento bi-fásico, reproduz as oscilações da temperatura para o regime com mudança de fase.

Por outro lado observa-se que o modelo fornece valores de temperatura ligeiramente superiores aos obtidos experimentalmente para o regime monofásico de escoamento. Os resultados numéricos mostram oscilações nas temperaturas para o regime com mudança de fase, como foi observado nos experimentos, embora a amplitude e o período não sejam coincidentes. Observa-se que estes parâmetros são superiores aos obtidos experimentalmente e variáveis ao longo do tempo. As oscilações da pressão e da vazão também apresentam período e amplitude variáveis ao longo do tempo, com aumentos abruptos da amplitude em determinados instantes.

CAPÍTULO 7-CONCLUSÕES FINAIS E TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho tem por objetivo melhorar nossa compreensão sobre o fenômeno de circulação natural bi-fásico e também gerar dados para a validação do código computacional CIRNAT. Para tanto, foi montado no Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica, um circuito em vidro Pyrex, composto por uma fonte quente, localizada na seção vertical inferior esquerda, e uma fonte fria, localizada na parte superior direita do circuito. Com o auxílio deste aparato, foi realizado um conjunto de experimentos variando-se a potência dissipada na fonte quente e a vazão de resfriamento da fonte fria. Segundo o nível de potência gerado no aquecedor, fonte quente, e a vazão de água de resfriamento, fonte fria, obteve-se ora um regime de circulação natural monofásico, ora um regime de circulação natural bi-fásico.

Embora inúmeros casos de regime de circulação monofásico tenham sido analisados, nosso interesse concentrou-se, sobretudo, no regime de circulação natural bi-fásico onde observou-se um comportamento cíclico de funcionamento. A utilização de um circuito em vidro, permitindo a visualização do escoamento, foi fundamental para mostrar a complexidade dos regimes de escoamento e para a caracterização das instabilidades termo-hidráulicas características do regime de circulação natural bi-fásico. Foi constatado que, para um determinado nível de potência e vazão de água de resfriamento, as temperaturas ao longo do circuito, após um período inicial de aquecimento, oscilavam indefinidamente com uma amplitude e frequência de oscilação bem definidas. Este comportamento foi observado para todos os testes efetuados e as oscilações observadas foram identificadas como sendo do tipo “Chugging”, por analogia às descrições encontradas na literatura.

A segunda etapa deste trabalho trata da modelagem numérica do circuito experimental com o auxílio dos códigos CIRNAT e RELAP5/MOD2. As simulações com o código CIRNAT mostraram que os resultados para o regime monofásico de escoamento são satisfatórios. Para o regime bi-fásico observou-se que as temperaturas de perna quente e

fria, obtidas com o modelo, não apresentam as oscilações observadas experimentalmente. Esta limitação do código é resultado da não existência de uma equação para o cálculo da pressão ao longo do tempo e da complexidade dos regimes de escoamento bi-fásico que não podem ser convenientemente representadas através da utilização do modelo homogêneo.

A utilização do código RELAP5/MOD2 mostrou que, apesar da sofisticação dos modelos utilizados neste programa, a representação correta das instabilidades é dificilmente obtida. Apesar de terem sido detectadas oscilações nas temperaturas de perna quente e fria, as amplitudes e frequências de oscilação foram bastante diferentes das observadas experimentalmente. O mesmo pode ser dito sobre a evolução da pressão ao longo do tempo onde os resultados experimentais e numéricos apresentam comportamentos bastante distintos.

Finalmente, como proposta para futuros trabalhos, gostaríamos de salientar duas linhas de atuação:

- montagem de um novo circuito experimental onde outros tipos de instabilidades possam ser obtidas e com uma instrumentação que permita também medir valores de vazão e frações de vazio. A obtenção destas variáveis é fundamental na identificação das instabilidades e para a validação do programa CIRNAT;

- introdução de novos modelos no programa CIRNAT para uma melhor representação dos regimes de escoamento bi-fásico e das instabilidades de escoamento. Para tanto é necessário substituir-se o Método do Momento Integral, atualmente utilizado para o cálculo da vazão global do circuito, por um novo método que permita a avaliação das pressões e vazões em cada volume de controle. É necessário também introduzir-se um modelo mais elaborado para a representação do regime bi-fásico de escoamento uma vez que o modelo homogêneo representa bem apenas os regimes de escoamento quando uma fase está homoganeamente dispersa na outra fase.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- /1/ - Ferraz Bastos, J.L. e Takeshi Vieira da Rocha, R., **Desenvolvimento de um Programa para a modelagem do Fenômeno de Circulação Natural em Reatores Nucleares**, IV General Congress on Nuclear Energy, p. 107-111, Abril 1992.
- /2/ - Bastos Lavrador, M., **Análise Experimental de Circulação Natural em um Circuito Fechado**, Jan. 1994. Dissertação (Mestrado).
- /3/ - Ferraz Bastos, J. L. e Valcov Loureiro, L., **Experimental Transient Analysis of Natural Circulation in a Complex Geometry**, Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, p. 801-806.
- /4/ - Ferraz Bastos, J. L. e Torres, M. W. , **Transient Analysis of Natural Circulation in Parallel Loops**, ENCIT 94
- /5/ - Zvirin, Y., **A Review of Natural Circulation Loops in pressurized Water Reactors and other Systems**, Nuclear Engineering and Design, p. 203-225, v. 67, 1981.
- /6/ - Zvirin, Y., Jenck, P. R., **Experimental and Analytical Investigation of a Natural Circulation System with Parallel Loops**, Journal of Heat Transfer, p. 645-652, v. 103, Nov. 1981.
- /7/ - Huang, H., Zelaya, R., **Heat Transfer Behavior of a Rectangular Thermosyphon Loop**, Journal of Heat Transfer, p. 487-493, v. 110, Maio. 1988.
- /8/ - Baliga, B. R., Berrarei, M. A., **A 1-D/2-D Modal Nd Experimental Resulta for a Closed-loop Thermosyphon with Vertical Heat Tranfer Sections**, J. Heat Mass Transfer, p.2969-2982, v. 35, n. 11, 1992.

- /9/ - Chexal, K., Bergles, A. E., **Two-phase Instabilities in a Low Pressure Natural Circulation Loop**, Heat Transfer, p. 37-45, v. 69, 1973.
- /10/ - Almenas, K., Ragulskis, L., **An Unstable, Condensation Controlled Two-phase Natural Circulation Mode**, Nuclear Engineering and Design, p. 241-251, v. 131, 1991.
- /11/ - Massoud, M., **An Analytical and Experimental Investigation of Natural Circulation Transients in a Model Pressurized Water Reactor**, 1986. Tese (Doutoramento).
- /12/ - Delhaye J. M., **Thermohydraulics of Two-phase Systems for Industrial Design and Nuclear Engineering**, cap. 17, 1981.
- /13/ - Tong, L. S., **Boiling Heat Transfer and Two-phase Flow**, cap. 7, p. 201-216.
- /14/ - Churchill, S. W., **Friction Factor Equation Spans all Fluid Flow Regimes**, Chemical Engineering, p. 91-92, 1977.
- /15/ - Ransom, V. H. et al., **RELAP5/MOD2 Code Manual**, Dec. 1985.