AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**Desenvolvimento de modelos analítico e numérico associados ao fenômeno de
condensação por contato direto em tanque de alívio de reator PWR**

RAFAEL RADÉ PACHECO

**Tese apresentada como parte dos
requisitos para obtenção do Grau de
Doutor em Ciências na Área
de Tecnologia Nuclear – Reatores**

**Orientador:
Prof. Dr. Delvonei Alves de Andrade**

**São Paulo
2018**

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES
Autarquia associada à Universidade de São Paulo

**Desenvolvimento de modelos analítico e numérico associados ao fenômeno de
condensação por contato direto em tanque de alívio de reator PWR**

RAFAEL RADÉ PACHECO

**Tese apresentada como parte dos
requisitos para obtenção do Grau de
Doutor em Ciências na Área
de Tecnologia Nuclear – Reatores**

Orientador:
Prof. Dr. Delvonei Alves de Andrade

Versão Corrigida
Versão Original disponível no IPEN

São Paulo
2018

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho
a meus filhos Marcelo e Carol e
à minha esposa Valentina

AGRADECIMENTOS

Expresso meu agradecimento à minha família, que se preocupou com minha educação no ciclo de minha primeira infância e adolescência.

Expresso minha gratidão à Marinha do Brasil, instituição à qual dedico meu serviço há 24 anos, e que fomentou minha formação acadêmica, especialmente ao Centro Tecnológico da Marinha em São Paulo e à Diretoria de Desenvolvimento Nuclear da Marinha.

Expresso minha gratidão também ao Instituto de Pesquisas de Energéticas e Nucleares, especialmente na figura de meu orientador, Prof. Dr. Delvonei Alves de Andrade.

Por fim, expresso minha gratidão à minha esposa Valentina, que me apoiou e incentivou neste desafio.

RESUMO

PACHECO, Rafael Radé. **Desenvolvimento de modelos analítico e numérico associados ao fenômeno de condensação por contato direto em tanque de alívio de reator PWR.** 2018. 95p. Tese (Doutorado em tecnologia nuclear) – Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – IPEN-CNEN/SP. São Paulo

O fenômeno de injeção de vapor em tanques de alívio é de relevância no projeto de reatores de água leve, sejam eles do tipo reator de água pressurizada (PWR) ou reator de água fervente (BWR). Este fenômeno permite a rápida absorção do vapor injetado em massa de água, por meio de sua condensação, uma vez que este vapor pode conter contaminantes químicos ou radiológicos que não permitem o seu descarte diretamente no ambiente. Desta forma, facilita-se a coleta do vapor produzido por descarga de vapor da água do resfriamento do reator, radiologicamente contaminada, e evita-se o que projeto de dispositivos e equipamentos necessite considerar a elevada pressão do vapor. A rapidez com que se dá a condensação é fruto de processos físicos que ocorrem na interface de vapor e água e que ainda não possuem modelo analítico e numérico definido. Em 1972 um modelo semi-empírico foi proposto, o qual, desde então, vem evoluindo. Não obstante, até o presente momento, não há modelo definitivo que se proponha a abranger toda extensão das condições experimentais. Estes modelos são fortemente dependentes do fluxo de massa que atravessa a interface de vapor e água, entretanto, até a presente data, não há expressão que determine este fluxo de massa, de tal forma que o valor de $275 \text{ Kg/m}^2/\text{s}$ vem sendo assumido como “representativo da ordem de grandeza do fenômeno” até o presente momento. Neste trabalho, é proposto um método de cálculo analítico do fluxo de massa, considerando-se como premissa a isentropia da injeção, e o desenvolvimento da 1ª e 2ª leis da Termodinâmica. Ainda, o fenômeno é analisado experimentalmente, por meio da análise dos dados produzidos no experimento do Circuito Termo Hidráulico de 150 bar (Loop 150), realizado nas dependências do CENTRO TECNOLÓGICO DA MARINHA EM SÃO PAULO. Por fim, um modelo numérico em software comercial foi desenvolvido para complementar a análise. Os resultados obtidos comprovam que a formulação isentrópica do fluxo de massa corrige de maneira satisfatória o fluxo de massa constante utilizado até então nos modelos semi-empíricos. Tal comprovação se deu através de análise numérica e da confrontação com dados experimentais obtidos na literatura.

Palavras-chaves: Injeção, vapor, água, tanque de alívio, PWR, BWR, modelo numérico, elementos finitos, volumes finitos

ABSTRACT

PACHECO, Rafael Radé. **Development of analytical and numerical models associated to the condensation phenomenon by direct contact in PWR reactor relief tank.** 2018. 95p. Tese (Doutorado em tecnologia nuclear) – Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – IPEN-CNEN/SP. São Paulo

The phenomenon of vapor injection in relief tanks presents relevance in the design of light water reactors, be they of the type pressurized water reactor (PWR) or boiling water reactor (BWR). This phenomenon allows the rapid absorption of the vapor injected in a mass of water, by condensation. Since this vapor may contain chemical or radiological contaminants that do not allow its discharge directly in the environment, it must be collected. The condensation avoids the design of devices and equipment, which need to consider the high vapor pressure, and allows the vapor to be collected. The rapidity with which the condensation occurs is the result of physical processes that occur at the interface of steam and water. These processes do not yet have a defined numerical and analytical model. In 1972 a semi-empirical model was proposed, which has, since then, evolved. Nevertheless, up to the present moment, there is no definitive model that intends to cover every extension of the experimental conditions. These models are strongly dependent on the mass flow through the steam and water interface, however, up to date, there is no expression that determines this mass flow. For the sake of this, the value of $275 \text{ kg} / \text{m}^2 / \text{s}$ has been assumed as "representative of the order of magnitude of the phenomenon" up to the present moment. In this work, a method of analytical calculation of mass flow is proposed, considering as premise the isotropy of the injection, and the development of the 1st and 2nd laws of thermodynamics. Still, the phenomenon is analyzed experimentally, by means of the analysis of the data produced in the experiment of Loop 150, realized in dependencies of the CENTRO TECNOLÓGICO DA MARINHA EM SÃO PAULO. Finally, a numerical model in commercial software was developed to complement the analysis. The result is proven with an isentropic mass flow formulation, which satisfactorily corrected the mass used in the former semi-empirical models. Such verification was performed through a series of data and confrontation with experimental data in the literature.

Keywords: *Injection, steam, water, relief tank, PWR, BWR, numerical model, finite elements, finite volumes, turbulence, thermodynamics*

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Viscosidade Cinemática do Ar,.....	13
Tabela 2 – Variáveis Observadas no Experimento de Injeção	27
Tabela 3 – Correlações encontradas na Literatura	40
Tabela 4 – Relação de Tomadas de Medição do Experimento do Tanque de Alívio	46
Tabela 5 – Dimensões dos Componentes do Experimento do Tanque de Alívio conforme [37].....	47
Tabela 6 – Fatores de Controle do Experimento do Tanque de Alívio, conforme [38]	47
Tabela 7 – Fatores de Ruído do Tanque de Alívio, conforme [38]	48
Tabela 8 – Relação de Tomadas de Medição do Experimento do Tanque de Alívio, conforme [38]	48
Tabela 9 – Propriedades Termodinâmicas logo após	64
Tabela 10 – Principais Grandezas no Saída do Injetor.....	65
Tabela 11 – Características da Rotina 129	66
Tabela 12 – Ajuste Numérico - Validação de G_M Isentrópico	74
Tabela 13 – Determinação de S_M - Validação de G_M Isentrópico	78

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema – Modelo de Físico de Injeção de Vapor em Água, conforme [21]	24
Figura 2 – Arranjo do Experimento de Injeção de Vapor conforme [28]	28
Figura 3 – Variação do Comprimento Adimensional (X) como função de G_0 (em $\text{Kg/m}^2/\text{s}$) e B.....	29
Figura 4 – Modelo Físico de Injeção conforme [1]	30
Figura 5 – Arranjo experimental conforme [1]	32
Figura 6 – Resultados apresentados em [1]	33
Figura 7 – Pressão Dinâmica no Tanque (KPa) x Tempo (ms) conforme [23].....	34
Figura 8 – Pressão Dinâmica no Tanque (Kpa) x Tempo (ms), conforme [23],	35
Figura 9 – Pressão Média Quadrática (kPa) vs. Temperatura de sub-resfriamento ¹ , conforme [23]	36
Figura 10 – Pressão Média Quadrática (kPa) vs. Temperatura do Banho	37
Figura 11 – Correlações vs. Resultados Experimentais, conforme [35].....	41
Figura 12 – Compensação Numérica das Correlações de Jato de Vapor	42
Figura 13 – Tela de Interface	49
Figura 14 – Tela de Interface	50
Figura 15 – Pressão X Tempo	54
Figura 16 – Temperatura X Tempo	55
Figura 17 – Esquema Simplificado do Experimento	61
Figura 18 – Vista do Tanque e Esquema de Injeção de Vapor	67
Figura 19 – Aspersor e Direção de Injeção	67
Figura 20 – Malha.....	69
Figura 21 – Comprimento Adimensional Experimental (X_{DATA}) vs. Comprimento Adimensional - Formulação Isentrópica (X_{RADE}) e Correlação [21] (X_{KERNEY}).....	75
Figura 22 – Comprimento Adimensional Experimental (X_{DATA}) vs. Comprimento Adimensional - Formulação Isentrópica (X_{RADE}) e Correlação [24] (X_{CHUN}).....	76
Figura 23 – Comprimento Adimensional Experimental (X_{DATA}) vs. Comprimento Adimensional - Formulação Isentrópica (X_{RADE}) e Correlação [34] (X_{KIM})	76
Figura 24 – Comprimento Adimensional Experimental (X_{DATA}) vs. Comprimento Adimensional - Formulação Isentrópica (X_{RADE}) e Correlação [27] (X_{WU}).....	77
Figura 25 – Comportamento da Formulação Isentrópica do Fluxo de Massa	81
Figura 26 – Coeficiente de Troca de Calor - Literatura vs. Formulação Isentrópica.....	83
Figura 27 – Rotinas 45 e 37	85
Figura 28 – Rotinas 53 e 37	85
Figura 29 – Rotinas 69 e 37	86

Figura 30 – Análise de Convergência	87
Figura 31 – Injeção de Vapor	87
Figura 32 – Distribuição da Pressão (bar).....	88
Figura 33 – Distribuição de Velocidade na Vizinhança do Orifício.....	88
Figura 34 – Injeção Bidimensional Axissimétrica	89

LISTA DE ABREVIATURAS E/OU SIGLAS

Acrônimos

DCC	<i>Direct Contact Condensation</i> - Condensação por Contato Direto
BWR	<i>Boiling Water Reactor</i>
CTMSP	Centro Tecnológico da Marinha em São Paulo
GDC	<i>10 CFR Appendix A – General Design Criteria for Nuclear Power Plants</i>
IAEA	<i>International Atomic Energy Agency</i>
LMR	<i>Liquid Metal Reactor</i>
LOCA	<i>Loss of Coolant Accident</i>
LOOP 150	<i>Circuito-Termo-Hidráulico de 150 bar</i>
PWR	<i>Power Water Reactor</i>
SRP	<i>Standard Review Plan – NUREG 0800</i>

Latinos Maiúsculos

		Dimensão S.I.
A	Área	m ²
B	Potencial de Condensação	Adimensional
C	Calor Específico	J/Kg/K
D	Diâmetro	m
E ₀	Constante de Arrastamento	Adimensional
G	Velocidade de Massa	Kg/m ² /s
H	Entalpia	J/kg
X _{TIT}	Título	%
R	Taxa de Condensação	Kg/m ² /s
S	Módulo de Transporte	Adimensional
T	Temperatura de Saturação	K
X	Comprimento Adimensional da Pluma Vaporosa	m

Latinos Minúsculos

h	Coefficiente de troca de calor da água	J/m ² /s/K
h _{ch}	Coefficiente de Transferência de Calor	W/m ² /K
h _{fg}	Energia Liberda na Condensação	J/Kg
$\dot{m}$	Fluxo de Massa	Kg/s
r	Raio de Injeção	m
x	Comprimento Axi-simétrico da Pluma de Vapor	m
u	Velocidade na direção axi-simétrica	m/s

Subscritos

0	Valor na Saída do Injetor
C	Indica valores na Câmara de Pressão
c	Indica o ponto mais distante do bocal onde ocorre condensação
CRIT	Grandeza em onda de choque
DG	Tanque de Alívio
f	Valores em condições de saturação de fluido na respectiva pressão
fi	Grandeza no final de um intervalo de tempo
i	Grandeza no início de um intervalo de tempo
IS	Condição de Isentropia
l	Líquido
m	Valor Médio na Pluma
MDG	À montante do DG
p	Valor em pressão constante
PZ	Pressurizador
S	Valores no Limite da Expansão do Jato
v	Vapor
W	Valores considerando o final de uma expansão isentrópica
∞	Valor Ambiente

Grego

ρ	densidade	Kg/m^3
δ	Extensão de Região Adiabática conforme [1]	
ε	Fator de Perfil	
ϑ	Volume Específico	m^3

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
1.1 Contexto Histórico	14
1.2 Propulsão Naval	15
1.3 Aplicações Cíveis.....	16
1.4 O Circuito Primário PWR.....	18
1.4.1 Pressurizador.....	19
1.4.2 Sistema de Descarga do Pressurizador.....	20
1.5 Fenômeno da Condensação por Contato Direto	21
1.6 Objetivos	22
2. MODELOS DISPONÍVEIS.....	23
2.1 Desenvolvimento Semi-Empírico de Kerney <i>et al.</i> [21].....	24
2.1.1 Desenvolvimento Analítico.....	24
2.1.2 Desenvolvimento Empírico.....	26
2.2 Os Experimentos na Literatura	27
2.2.1 Influência da Densidade.....	30
2.2.2 Passagem de Vapor e a Carga Dinâmica de Pressão	33
2.2.3 Influência da Superfície de Interface	36
2.2.4 Desenvolvimento de Correlações.....	38
2.2.5 Crítica aos Modelos Disponíveis - G_M	40
2.2.6 S_M e o valor de h	41
3. TANQUE DE ALÍVIO.....	43
3.1 O Experimento do Tanque de Alívio.....	43
3.2 Loop 150	43
3.3 O Experimento de Injeção.....	44
3.4 Procedimento Experimental.....	45
4. ANÁLISE DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	49
4.1 Comparação Gráfica dos Resultados	49
4.2 Apresentação dos Resultados	51
5. MODELAGEM NUMÉRICA	56
5.1 Considerações Teóricas.....	56
5.2 Condições de Contorno	60
5.2.1 Determinação da Entalpia à Montante dos Orifícios (h_{MDG})	61

5.2.2 Determinação da Entalpia à Jusante dos Orifícios (hDG)	62
5.2.3 Condições de Contorno na Saída do Injetor.....	64
5.3 Modelagem Numérica.....	65
5.3.1 Modelo Geométrico	66
5.3.2 Malha	68
5.3.3 Modelo Numérico	69
6. FORMULAÇÃO ISENTRÓPICA DO FLUXO DE MASSA (G_M).	71
6.1 Desenvolvimento Analítico.....	72
6.2 Procedimento de Validação	73
6.2.1 Erro de Ajuste.....	73
6.2.2 Comparação do Módulo de Transporte.....	77
6.2.3 Conclusão da Seção 6	79
7. RESULTADOS	80
7.1 Formulação Isentrópica do Fluxo de Massa	81
7.1.1 Comportamento da Formulação Isentrópica do Fluxo de Massa.....	81
7.1.2 Coeficiente de Transferência de Calor (h)	82
7.2 Experimento do Loop 150.....	83
7.2.1 Comparação entre Rotinas Diferentes.....	84
7.3 Modelamento Numérico	86
8. CONCLUSÃO	90
8.1 Formulação Isentrópica do Fluxo de Massa	90
8.2 Experimento do Loop 150.....	90
8.3 Modelamento Numérico	91
8.4 Sugestões para Próximos Trabalhos.....	92

1. INTRODUÇÃO

O fenômeno de condensação por contato direto assumiu importância econômica principalmente em decorrência do desenvolvimento de tecnologia nuclear relacionada à geração de energia elétrica e propulsão naval, no período pós-guerra. A condição de elevada pressão e temperatura do núcleo de um reator de água leve demandava mudanças conceituais e nos procedimentos de operação, que até então, não haviam sido consideradas, uma vez que o ciclo termodinâmico das caldeiras operava em duas fases. Dentre as mudanças operacionais, surgiu o problema da descarga de vapor radiotivado, oriundo da água de resfriamento do núcleo. Este vapor superaquecido demandava tratamento antes de ser liberado para a atmosfera, e portanto, deveria ser contido. Surgiu então como novo, o problema da contenção deste vapor superaquecido, posto que, até o presente momento, descargas de vapor superaquecido poderiam ser liberadas diretamente para a atmosfera, sem maiores cuidados.

O caminho adequado a esta contenção de vapor, passaria pela sua condensação, posto que a decorrente diminuição do volume específico representaria uma redução no espaço destinado a este processo. Havia um requisito para que esta condensação permitisse a economia de espaço: ela deveria ser rápida o suficiente, para que o fluxo de descarga não aumentasse a pressão da contenção significativamente, considerado o caráter dinâmico da injeção de vapor. Esta condensação deveria se dar basicamente por troca térmica em um determinado meio fluido [2]. Considerando-se os três métodos fundamentais de transferência de calor, a radiação e a condução do vapor seriam meios relativamente pobres de troca, em função dos baixos valores de coeficiente de troca de calor associados ao processo. A convecção tornou-se então o modo preferencial para esta troca, uma vez que a velocidade relativa entre o vapor injetado e o fluido que preenche a contenção seria um dos fatores que aumentaria significativamente o coeficiente de troca térmica. Ainda hoje, não há determinação analítica ou correlação numérica experimental abrangente o suficiente para determinar o coeficiente de troca de calor no problema da injeção de calor. Desta forma há evidências de que a velocidade relativa do fluido injetado (vapor) e o fluido em condição estática na contenção (banho) é um fator importante na condensação do vapor de forma rápida, e em um espaço confinado.

Mas não somente a velocidade relativa de injeção é responsável pelo coeficiente de troca de calor em convecção. O número de Reynolds deve ser considerado, uma vez que a injeção do vapor no ar tem menor eficiência de troca térmica em comparação à injeção do vapor diretamente na água. O número de Reynolds da injeção de vapor não varia se o vapor for injetado na água ou no ar. As variações surgem exclusivamente das alterações das condições de injeção (velocidade, temperatura, pressão, fluxo de massa), as quais são condições de operação.

Desta forma, é de se supor que pode haver uma relação entre o Re do fluido injetado, e as propriedades do fluido estático, algo como um “número de Reynolds da injeção”, que seria dependente do meio fluido no qual é injetado. Esta suposição faz sentido, uma vez que o Re é associado com o fenômeno da turbulência, a qual é gerada na interface entre o fluido injetado e o fluido estático, causando troca de massa entre as camadas laminares, e advecção de calor.

Portanto, a descarga do vapor no ar atmosférico ambiente não permite coeficientes de troca de calor elevados o suficiente para que a condensação ocorra à taxas elevadas o suficiente para evitar o aumento de pressão na contenção. A injeção de vapor em contenção gasosa assume um caráter anti-econômico.

No caso específico da injeção de vapor a cerca de 3 bar, e 300 °C, em fluido (água ou ar) a cerca de 40 °C, a viscosidade dinâmica do vapor e do ar se situam na mesma ordem de grandeza, sendo ambas cerca de 30 vezes superior à da água. Ou seja, pode-se supor que a diferença entre a viscosidade cinemática entre os líquidos pode afetar um “Número de Reynolds Relativo”, sendo as maiores diferenças salutares à troca de calor. Evidência disto é o fato de que a injeção de vapor em contenções preenchidas por ar são práticas de engenharia descartadas. A tabela 1 ilustra alguns valores calculados no âmbito deste trabalho.

Tabela 1 – Viscosidade Cinemática do Ar, Água e Vapor nas Condições do Experimento

Fluido	Visc. Cinemática (m/s ²)
ar (40 °C, P ambiente)	1.70E-05
água (40 °C, P ambiente)	6.58E-07
vapor (400 °C, 3 bar)	1.75E-05

Nestes termos, o processo de condensação de jatos de vapor oriundos de água radioativada, ou possivelmente contaminada, descartou o ar como matriz estática para troca de calor, passando a operar em água no seu estado líquido. Este fenômeno, doravante chamado de Condensação por Contato Direto, passou a ser utilizado como recurso para conter água de resfriamento de reatores de água leve. No caso de BWR o fenômeno é previsto ocorrer em piscinas de supressão, as quais tem o objetivo de recuperar o vapor produzido no reator. No caso de PWR, a condensação por contato direto ocorre em tanques de alívio, responsáveis por captar descargas de vapor oriundas de válvulas de alívio e segurança após transientes de pressão na rede do primário.

Assim, a condensação por contato direto passou a figurar nas publicações acadêmicas a partir da década de 70 [3], quando se passou a buscar modelar o fenômeno. Inicialmente, buscou-se determinar a dimensões do jato em função de parâmetros de injeção, bem como, buscou-se definir o coeficiente de troca de calor do fenômeno. Mapas de condensação, descrevendo as características de

escoamento do regime bifásico foram também estudados. Por fim, com o desenvolvimento da computação, modelos numéricos de CFD foram também elaborados. Não obstante, o fenômeno de condensação por contato direto continua sem um modelo analítico definido, e as correlações semi-empíricas apresentadas na literatura apresentam aderência especificamente às condições de injeção, ou seja, variando-se as condições de injeção, as correlações apresentadas variam em sua forma.

Assim, a Seção 1, deste trabalho apresenta o contexto histórico que permitiu o desenvolvimento da energia nuclear aplicada à geração elétrica e propulsão, ressaltando o fator que gerou a grande motivação tecnológica para o desenvolvimento de modelos para o fenômeno da condensação por contato direto. Em seguida, na Seção 2, apresentam-se os resultados de pesquisa bibliográfica a fim de se analisar o desenvolvimento dos modelos propostos, sendo considerados os modelos semi-empíricos, os experimentos e modelos numéricos presentes na literatura. O fenômeno de injeção de vapor será descrito em função da sua física, da influência da densidade, do fenômeno de passagem de vapor para a atmosfera do tanque. O desenvolvimento de correlações será apresentado levando em consideração o seu aspecto analítico, e seus respectivos bem como o desenvolvimento empírico subsequente.

Na seção 3 é abordado o experimento de injeção no tanque de alívio. Nesta seção, será descrita a construção de código computacional que permite a análise da vasta coleção de dados gerados. Os experimentos de injeção serão descritos em suas rotinas, detalhando-se os parâmetros de controle de cada rotina.

Nas seções 4 e 5, respectivamente, são abordados o procedimento experimentais e de modelagem numérica, detalhando-se o modelo geométrico, a malha e as considerações numéricas de relevância para a modelagem.

Na seção 6 é apresentada a formulação isentrópica do fluxo de massa. Esta formulação consiste em uma alternativa que reduz o grau de empirismo nas correlações presentes na literatura, bem como fornece uma forma de se obter o valor do coeficiente de transferência de calor do jato de injeção.

Na seção 7, os resultados dos procedimentos acima descritos serão apresentados, e na seção 8 são apresentadas as conclusões deste trabalho.

1.1 Contexto Histórico

A importância da descoberta de uma nova aplicação da energia nuclear ficava evidente, na medida em que, paralelamente à corrida armamentista, iniciou-se uma corrida visando o desenvolvimento de tecnologia nuclear de geração de energia. A estratégia norte-americana ficou

assim definida: disseminar a tecnologia de geração às nações amigas, a fim de controlar o desenvolvimento tecnológico independente e fomentar um mercado consumidor voltado aos conceitos tecnológicos norte-americanos.

A importância do desenvolvimento de tecnologia nuclear ficou claro por Nimitz [3]:

*Let us go forth in all friendliness and with a desire to live in full amity with our neighbor, the world.
But let us make certain that our olive branch is planted firmly in a rich soil with a high content of
uranium 235.*

A partir da década de 1950, uma nova apresentação para a energia nuclear tornou-se o foco da política, devendo ser desvincilhada de seu potencial bélico, conforme havia sido apresentada ao mundo através dos bombardeios de Hiroshima e Nagasaki. Este novo caminho se bifurcava em duas vias principais: a propulsão naval e as aplicações pacíficas com finalidades civis.

1.2 Propulsão Naval

A utilização da energia nuclear em aplicações navais surgiu como primeira via. Conforme mostram as palavras do Almirante C. W. Nimitz, recebido como herói nos Estados Unidos, por ocasião de seu regresso após a capitulação do Japão na 2ª guerra Mundial, a possibilidade de utilização da energia nuclear estenderia as fronteiras de defesa dos E.U.A para todo o mundo.

Os submarinos, utilizados largamente pelos alemães na 2ª Guerra Mundial, mudaram o *modus operandi* da guerra naval ao fornecerem um eficiente método de negar o uso do mar ao inimigo. Entretanto, o desenvolvimento tecnológico no final da 2ª guerra mundial ainda impunha sérias restrições à sua utilização. Abaixo da superfície, o submarino era lento, e dependia do periscópio para determinar a posição de seu alvo, de tal modo que a prática de guerra impunha que o submarino estabelecesse seu posicionamento operando em superfície, quando então submergiria para aguardar a passagem de seu alvo à uma distância passível de ataque.

Em tentativa para superar estas restrições, os alemães investiram, ao final de seu esforço de guerra, em inovações tecnológicas como o (1) *snorkel*, permitindo entrada de ar para que o submarino, ainda submerso, girasse seu Diesel-Gerador para alimentar suas baterias, (2) submarinos com capacidade de carga de bateria aumentada em até 3 vezes, garantindo autonomia de 30 milhas náuticas a 15 nós, ou 285 milhas náuticas a 6 nós, e (3) sistema operado por um ciclo fechado de oxigênio, o qual seria liberado por processos químicos [4].

Era claro ao governo norte-americano que aumentar a autonomia e a velocidade submersas do submarino revestia-se de importância militar e econômica, daí a Marinha Norte-Americana do pós-

guerra, cujo Chefe de Operações Navais era C. W. Nimitz, entender que a solução às restrições tecnológicas na utilização de submarinos poderia residir na utilização da energia nuclear.

Entretanto, fazia-se necessário desenvolver uma forma eficiente de se transformar a energia térmica gerada no núcleo de um reator, em energia mecânica de eixo. A tecnologia corrente desenvolvida no projeto Manhattan havia permitido somente construção de reatores experimentais resfriados a gás (Chicago Pile #1 e #2), e de reatores em larga escala, moderados a grafite e resfriados à água, os chamados B-Reactors, construídos no sítio de Hanford [5]. Estes reatores tinham por objetivo a produção de plutônio, que equiparia a *Fat Man*, a bomba que foi lançada em Nagasaki. Logo, a opção de equipar um submarino com um reator nuclear resfriado à água possuía um antecedente histórico. Concorrentemente, o sódio possuía características termodinâmicas atrativas como elevado valor condutividade térmica, elevado calor específico e elevado valor de temperatura de vaporização (883 °C). Esta última característica permitia ao circuito de resfriamento de um reator operar em pressões próximas à ambiente, reduzindo seus os requisitos estruturais.

Desta forma, H. G. Rickover, o Almirante responsável pelo projeto e desenvolvimento de submarinos com propulsão nuclear, decidiu desenvolver ambos os conceitos de reator concomitantemente, tendo como consequência o lançamento de dois reatores: o S1W, reator PWR para equipar o *USS Nautilus* (SSN-571), contratado à *Westinghouse* e comissionado em 1954; e o S2G, reator LMR para equipar o *USS Seawolf* (SSN-575) contratado à *General Electric*s e comissionado em 1957. Em ambos os contratos, era prevista a construção de um protótipo para ser instalado em terra, um reator operacional para ser instalado no submarino, e um reator sobressalente. [6]

1.3 Aplicações Cíveis

Neste momento da História, 1953, o presidente norte-americano D. Eisenhower através discurso “Átomos pela Paz”, à Assembleia das Nações Unidas, propunha formas de utilização civil e pacífica da energia nuclear, como forma de frear a corrida armamentista.

Em sua essência, este discurso previa a criação de uma agência internacional (IAEA) responsável por supervisionar a utilização pacífica da energia nuclear através da imposição de salvaguardas, e por auxiliar os seus membros no desenvolvimento de aplicações tecnológicas da energia nuclear para fins pacíficos, conforme mostra o periódico da época, Toledo Blade [7]:

The proposed international atoms-for-peace agency will have an elaborate system of safeguards to make sure its nuclear resources are not diverted to military uses.

Consequência direta desta filosofia de aplicação da energia nuclear foi a aprovação do *Atomic*

Energy Act, em 1954. Esta lei estabelecia as condições favoráveis para a exploração do uso da energia nuclear por companhias privadas. Assim, a geração de energia elétrica se apresentou como uma excelente opção para mostrar ao mundo o potencial não destrutivo desta nova forma de energia.

Neste contexto histórico, coube à Marinha Americana, que liderava o desenvolvimento de reatores núcleo-energéticos resfriados tanto a água, quanto à sódio líquido, supervisionar o desenvolvimento de uma planta com este fim.

À época, a Marinha Americana previa reveses técnicos na utilização do sódio. O sódio não é elemento moderador, de tal forma que se torna imprescindível a utilização em conjunto com um elemento de baixo número atômico. Ainda assim, o S2G era um reator cuja energia dos nêutrons era intermediária, fato que fazia o reator necessitar de uma carga maior de urânio 235, em função da reduzida seção de choque do urânio para esta faixa de energia. O sódio também é quimicamente reativo, provocando uma reação exotérmica e liberação de hidrogênio quando exposto à água. Ainda, o sódio está sujeito à reação gerando o isótopo Na-24, cuja meia-vida de cerca de 15h obrigava em incremento de peso ao submarino, que teria de ter a blindagem de seu circuito de resfriamento do reator aumentada [4].

Somando estes reveses o fato de a produção de reator PWR se encontrar em estágio mais avançado que a do LMR, Rickover decidiu por orientar a produção do primeiro reator nuclear para produção de energia elétrica resfriado a água, fato que foi decisivo para o estabelecimento de um padrão na indústria nuclear americana, tanto relacionado à geração de energia, quanto à propulsão naval. Sob esta orientação, em 1957 foi comissionada a *Shipping Port Power Station*, primeira planta nuclear tipo PWR, dedicada exclusivamente à geração de energia elétrica [8]. Produzindo 72 MW de energia, o projeto deste reator foi implementado como uma parceria entre o DOE, responsável pelo Reator, Circuito de Resfriamento do Reator, e Gerador de Vapor; e a *Duquesne Light Company*, responsável pela seção da planta diretamente relacionada à geração de energia elétrica [9].

Ainda seguindo estas premissas, onde o governo norte-americano buscava conciliar um convívio pacífico com as nações que lhe foram aliadas, demonstrando uma forma pacífica de utilização da energia nuclear, foi proposta a construção de um navio mercante nuclear (carga/passageiros), cujo objetivo seria apresentar *in loco* à diversos países uma aplicação de energia nuclear para fins pacíficos. Tal navio, NS Savannah, foi comissionado em 1962. Não obstante este navio ter obtido sucesso operacional, os custos de manutenção foram determinantes para o fim de sua vida ativa, em 1971, de tal forma que esta aplicação não logrou importância econômica. Ainda assim, o empreendimento obteve sucesso em difundir a utilização pacífica de energia nuclear [10].

O programa tinha como foco o projeto, o desenvolvimento e a implantação de plantas de geração de energia nuclear além das fronteiras dos Estados Unidos. Sob esta égide, cerca de 286 reatores de pesquisa foram comissionados nesta época [11], dentre os quais o IEA-R1, projetado pela

empresa norte-americana Babcock & Wilcox, e localizado no Instituto de Pesquisas Nucleares e Energéticas e Nucleares, em São Paulo-SP. Este reator atingiu sua primeira criticalidade em 1957, tendo sido inaugurado pelo presidente Juscelino Kubitschek em 1958.

Não obstante, a essência pacífica do programa foi concomitante com o período de tensão nuclear que caracterizou o período de Guerra Fria.

1.4 O Circuito Primário PWR

Na subseção anterior, foram expostas as causas que levaram o governo norte-americano a optar inicialmente pelo projeto de reatores PWR. Nesta seção, serão comentadas características de inovação tecnológica que este projeto de demandou, particularmente, o projeto de um sistema de condensação por contato direto de vapor de alívio do circuito primário.

O conceito de reatores PWR foi parcialmente inspirado no projeto de caldeiras comuns, onde o calor da combustão é canalizado por tubos trocadores de calor que fazem parte de um Gerador de Vapor, responsável por produzir o vapor necessário para impulsionar uma turbina, responsável pela transformação da energia termodinâmica do circuito em potência de eixo.

A proposta de um reator PWR, de maneira simplificada, é trocar a fonte de calor de uma caldeira comum por um reator nuclear resfriado à água. Desta forma a água de resfriamento do circuito primário, responsável por remover o calor do núcleo, desempenha a função outrora desempenhada pelos gases oriundos da combustão. Para tanto, ela deve ser levada a uma temperatura elevada o suficiente para atingir nível razoável de eficiência termodinâmica para efetuar a vaporização da água no lado frio do trocador de calor. Eis, então, o desafio técnico, posto que até então nenhuma aplicação industrial havia utilizado água em elevada temperatura, o que, conseqüentemente, exigiria elevada pressão. Não obstante o *Bureau of Engineering*, órgão pertencente à Marinha Norte Americana, na década de 1930, ter sugerido o uso naval de aplicações com vapor de alta temperatura e pressão [4], o desenvolvimento de aplicações industriais para utilização de vasos de pressão, tubulações, estruturas, válvulas específicas para o vapor nesta faixa de entalpia, demandou o estabelecimento de novos padrões de estrutura metálica, os quais foram materializados através edição do ASME BPVC *Section III - Rules for Construction of Nuclear Facility Components*, em 1963 [12].

O projeto estrutural de um PWR prevê estruturas do circuito primário com reforço estrutural para garantir resistência às elevadas pressões exigidas para manter a água em estado líquido em alta temperatura. Assim, prevê-se a operação de todos os equipamentos e a circulação de fluido nas tubulações do primário de uma planta PWR com água em estado líquido, exceto para o pressurizador.

O pressurizador, equipamento onde se prevê a operação bifásica do fluido refrigerante, é responsável por controlar a pressão do circuito de resfriamento do reator.

1.4.1 Pressurizador

O pressurizador consiste em um vaso pressurizado ligado em sua parte inferior ao Circuito de Resfriamento do Reator, com atmosfera parcialmente preenchida por N_2 , gás que cria uma atmosfera quimicamente inerte à presença de H_2 , que é oriundo da operação do reator, e parcialmente preenchida por vapor, oriundo das condições entálpicas em que se encontra a água em estado líquido do circuito de resfriamento do reator.

Desta forma, o pressurizador é responsável por:

- pressurizar o Circuito de Resfriamento do Reator por ocasião do início de operação da partida da planta;
- manter constante a pressão no Circuito de Resfriamento do Reator durante a operação da planta em regime permanente;
- limitar a taxa de variação de pressão durante transientes de operação do Reator; e,
- impor um valor de pressão limitante máxima ao Circuito de Resfriamento do Reator, além da qual dispositivos de segurança, *e.g.* Válvulas de Alívio e de Segurança que se abrem para descarregar vapor.

Quando há variação da potência produzida pelo reator, ou da potência removida do Circuito de Resfriamento do Reator pelo Gerador de Vapor, há uma correspondente variação de temperatura do fluido refrigerante. Aumentos de temperatura correspondem a diminuição de densidade e aumento de volume total do espaço ocupado pelo fluido refrigerante, confinando ainda mais a atmosfera gasosa presente na cúpula do Pressurizador, aumentando a pressão. De maneira análoga, a redução de temperatura provoca queda de pressão. Controla-se a pressão do circuito primário de um PWR através da atuação direta de bancos de resistências, localizados na parte inferior do Pressurizador, a fim de aumentar a temperatura da água causando aumento da pressão de vapor, ou através da aspersão de água resfriada na atmosfera do pressurizador, a fim de reduzir a pressão de vapor. A água resfriada a ser aspergida é removida da perna fria do Circuito de Resfriamento do Reator.

Para a situação de falha no fechamento da válvula de alívio, ou da válvula de segurança, que levará a uma despressurização do circuito primário, o tanque possui um disco de ruptura que aliviará a pressão para a contenção. O tanque de alívio e tubulação associada devem ser projetados de forma a minimizar a sobre pressão na descarga das válvulas a fim de evitar a abertura da válvula de segurança. No caso se abertura da válvula de segurança, o dimensionamento do tanque e linhas deve

garantir que a pressão no circuito primário, não ultrapasse 10% da pressão de projeto [13].

1.4.2 Sistema de Descarga do Pressurizador

O Sistema de Descarga do Pressurizador consiste no tanque de alívio, tubulação para conduzir o vapor da válvula de alívio e segurança do pressurizador, para o tanque de alívio, e aspersor interno ao tanque de alívio.

O tanque de alívio não constitui componente relacionado ao desligamento seguro do reator, prevenção e mitigação de acidentes, sendo portanto classificado como equipamento que não exerce função de segurança, e pertencente Grupo de Qualidade “D” [14], o qual prescreve a norma de projeto *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division I* [15].

Embora não seja equipamento com classificação de segurança nuclear, o Tanque de Alívio deve atender o GDC [16] em seu item 2, que estabelece que a falha de itens não relacionados à segurança em virtude de atividade sísmica não pode causar efeitos adversos ao funcionamento de equipamentos que exercem função de segurança. Por sua proximidade ao circuito de resfriamento do primário, o tanque de alívio localiza-se dentro da contenção e deve atender também ao GDC 4, quanto à geração de mísseis. O atendimento do GDC 4 pode ser realizado de duas formas diversas:

- Por critério de arranjo físico dos equipamentos da planta, pode ser previsto que a falha do tanque devido à atividade sísmica ocorra a uma distância segura, ou que haja barreiras físicas que evitem efeitos adversos em itens que desempenham funções de segurança.
- por estabelecimento de critério sísmico de projeto, onde a falha do Tanque de Alívio devido à ocorrência do sismo de projeto, pode ser desprezada.

Para atender o critério estabelecido no GDC 2, é suficiente observar a prescrição do *Regulatory Guide 1.29* [17].

Ainda, o Tanque de Alívio, por ocasião da descarga de pressão, deve garantir resistência estrutural suficiente para não gerar mísseis, de acordo com o GDC em seu item 4. De outra forma, todos os sistemas que desempenham função de segurança nas proximidades do tanque de alívio deveriam ser protegidos ou afastados, a fim de que não estivessem sujeitos a mísseis gerados por falha estrutural. Tais são os critérios básicos de projeto para o Tanque de Alívio, conforme previstos no SRP [18]. Pelo fato de o tanque de alívio ser localizado próximo ao Circuito de Resfriamento do Reator, torna-se inviável afastá-lo para atender o GDC 4. De outra forma, é mais viável economicamente o reforço estrutural deste tanque, a fim de evitar seu colapso, em vez de se aplicar proteção contra mísseis nos sistemas que desempenham função de segurança na proximidade.

O objetivo do Tanque de Alívio é fornecer as condições ideais para a rápida condensação do

vapor injetado, através do fenômeno da condensação por contato direto, a qual é o foco deste trabalho. O desenvolvimento técnico deste conceito é objeto do capítulo seguinte.

Desta forma, o conhecimento da dinâmica da injeção de vapor se torna fundamental, uma vez que baixas taxas de condensação de vapor podem levar ao aumento da pressão no tanque de alívio, levando-o a ruptura estrutural com eventual geração de mísseis. Sob este aspecto, o estudo e a modelagem dos jatos de vapor adquirem importância, na medida em que oferecem parâmetros para o projeto do tanque de alívio.

1.5 Fenômeno da Condensação por Contato Direto

O fenômeno da condensação por contato direto consiste na injeção de vapor em meio líquido, a fim de que se efetue troca térmica levando a substância vaporosa à mudança para fase líquida. Este processo se caracteriza por elevada eficiência térmica, devido basicamente à dois fatores:

- a troca térmica entre vapor e o meio líquido aproveita a formação de uma camada de interface, cuja turbulência incrementa microscopicamente o fluxo térmico convectivo entre as camadas adjacentes de escoamento;
- o calor latente de condensação do vapor é responsável por absorção de grandes quantidades de calor do meio.

Uma importante aplicação para a área nuclear é possibilitar a contenção da descarga de vapor em alta temperatura e pressão, oriunda do pressurizador localizado circuito primário de planta nuclear, desta forma evitando a emissão de produtos de fissão, de corrosão radioativados e trítio para o ambiente da contenção, sem antes passar pelo devido tratamento. Considerando-se a aplicação nuclear, tanto o vapor quanto o líquido injetado são considerados composto por água desmineralizada.

Em sendo liberado pela válvula de alívio, ou de segurança, o vapor saturado contido no Pressurizador passa por uma expansão adiabática tornando-se vapor seco, potencialmente contaminado por trítio, produtos de corrosão ativados, e produtos de fissão, em função do contato direto com as varetas dos elementos combustíveis. Tais contaminantes impedem o fluido de ser diretamente descartado no ambiente, sem antes passar por controle físico-químico e radiológico que garanta o atendimento de critérios para descarte [19].

Para maximizar a velocidade de condensação deste vapor, esta massa é injetada sob um banho de água sub-resfriada contida no Tanque de Alívio. A temperatura de sub-resfriamento é a diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura da água do banho. A injeção nestas condições pode produzir uma onda de choque no gargalo do bocal injetor. A dinâmica de injeção para jatos subsônicos é bastante diferente da dinâmica de injeção para jatos supersônicos, de tal forma que o coeficiente

médio de transferência de calor de jatos subsônicos é cerca de $1/5$ a $1/10$ do valor encontrado para jatos em regime sônico [20]. Tanques de Alívio, portanto, são dispositivos destinados a conter e efetuar uma rápida condensação de um jato de vapor, muitas vezes injetados em velocidade sônica, sob elevada pressão e temperatura.

A fim de garantir o atendimento ao critério estabelecido no GDC item 4 (proteção de sistemas que desempenham funções de segurança contra mísseis) e permitir uma redução no volume e/ou na capacidade estrutural do tanque de alívio, busca-se determinar os parâmetros de injeção que influenciam carga dinâmica e estática gerada pela injeção de vapor, a qual é suportada pelo tanque. Dentre os parâmetros de importância para a determinação do projeto do tanque de alívio estão as dimensões e o formato do jato, o coeficiente de troca de calor entre o vapor e a água e a definição de um mapa de condensação.

1.6 Objetivos

À luz do exposto, pretende o presente trabalho analisar os modelos disponíveis do fenômeno da injeção de vapor em tanque de alívio valendo-se para tanto de comparações entre dados experimentais obtidos em experimento de descarga de vapor no tanque de alívio entre os modelos analíticos disponíveis e entre os resultados obtidos de modelagem numérica e desenvolver modelo próprio, de caráter numérico/analítico. Para tanto, seguir-se-á o roteiro abaixo apresentado.

- Análise do experimento do tanque de alívio, no qual vapor foi injetado em banho subresfriado, onde os dados do experimento do tanque de alívio serão compilados através da elaboração de código computacional em Visual Basic ® associado ao software Microsoft Excel® como suporte dos dados obtidos, de tal forma que se permita a representação gráfica dos resultados obtidos, em função dos parâmetros de escolha do usuário.
- Análise e identificação dos fatores de influência no fenômeno da injeção, considerando o escopo do experimento, tais como, a geometria do tanque.
- Estudo numérico simulando as condições do experimento. Empregou-se o software comercial ANSYS FLUENT®. Nesta etapa, consideraram-se os modelos de turbulência e bifásicos disponíveis oferecidos pelo *software*, a fim de analisar a dinâmica interna dos fatores de influência do experimento.
- Propor modificações nos modelos semi-empíricos presentes na literatura, através da proposição de uma formulação isentrópica para o fluxo de massa através da interface de vapor e água do jato de injeção, baseados na análise dos experimentos.

2. MODELOS DISPONÍVEIS

Como visto no capítulo anterior, o desenvolvimento científico e tecnológico da injeção de vapor foi motivado em grande parte por problemas decorrentes de novas tecnologias de reatores de água leve: para PWR, o problema da descarga de vapor do Circuito de Resfriamento do Primário no Tanque de Alívio, para o caso de BWR, a piscina de supressão, responsável por retornar o vapor oriundo do resfriamento do núcleo do reator ao estado líquido.

Neste capítulo, é abordado o desenvolvimento teórico, experimental e computacional do problema da injeção de vapor em meio líquido. Para tanto, a literatura disponível foi consultada a fim de ser verificar o estágio atual do desenvolvimento do tema em tela.

Os trabalhos iniciais que buscavam estabelecer uma modelagem para o fenômeno e que consideraram a condensação de injeção bifásica em um sistema de uma mesma substância são uma consequência experimentos cujo objetivo era a observação do fenômeno.

Kerney *et al.*, em [21], citam que em 1938, Boehm preocupou-se em observar o comprimento de uma pluma de vapor injetada em água através de um orifício de 3 mm de diâmetro. Neste trabalho, Boehm concluiu que o comprimento da pluma de vapor aumentava com a temperatura do banho. Quando esta chegava próximo ao valor da temperatura de saturação da água, a injeção se fragmentava em inúmeras bolhas individuais.

Em 1959, Glikman [22] determinou o mapa de distribuição axi-simétrica de temperatura e velocidade de injeção de vapor em água, de onde se pôde concluir a existência de uma camada de interface líquido-vapor com elevada turbulência onde ocorre a condensação do jato de vapor. A pesquisa neste campo intensificou-se nas décadas seguintes, quando aplicações industriais passaram a ser desenvolvidas utilizando o fenômeno da condensação por contato direto.

Em 1972, partindo-se exclusivamente da equação da continuidade, Kerney *et al.* [21] propuseram um modelo físico para o jato de vapor, conforme apresentado na Figura 1. O seu objetivo foi o de estabelecer uma equação para definir o comprimento adimensional do jato.

Figura 1 – Esquema – Modelo de Físico de Injeção de Vapor em Água, conforme [21]

2.1 Desenvolvimento Semi-Empírico de Kerney *et al.* [21]

Nesta seção são apresentados os desenvolvimentos que permitiram chegar a um modelo aproximado para a representação dos fenômenos de injeção.

2.1.1 Desenvolvimento Analítico

A primeira proposta para determinar o comprimento adimensional do jato de vapor considerou um regime permanente, e é um desenvolvimento da equação da continuidade (Eq. 1), aplicada a um modelo físico simples (conforme Figura 1), no qual vapor superaquecido (3°C a 6°C acima do ponto de vaporização) produz uma cavidade de vapor, quando injetado na água. Nestas condições, a pressão, a temperatura e a vazão não se alteravam por ocasião da injeção, uma vez que o volume do banho é considerado muito maior que o volume injetado.

$$\frac{dm}{dx'} = -2\pi r' R \quad (1)$$

As dimensões r' e x' são apresentadas na Figura 1. De acordo com o modelo proposto, há um fluxo axial composto exclusivamente por vapor, que é diretamente oriundo da injeção, e há um outro fluxo lateral de massa que se distribui ao longo da interface vapor-líquido, que consiste do vapor que se condensa. Não há mistura entre as duas fases da água, ou seja, a cavidade é composta

exclusivamente por vapor, o qual se condensa logo que passa pela interface. A variável R (Eq. 2) representa a taxa de condensação do vapor que ultrapassa a interface. Na equação 2, R depende da temperatura do banho (T_{∞}), da temperatura de saturação de vapor (T_s), do coeficiente de troca de calor da água (h medido no S.I. em J/m²/s/K) e da energia específica de condensação que é liberada (h_{gf} , medida no S.I. em J/Kg).

$$R = h \frac{(T_s - T_{\infty})}{h_{gf}} \quad (2)$$

A terceira equação que serve de fundamento para este desenvolvimento é a vazão de massa (Eq. 3, no S.I.: Kg/s), onde G representa o fluxo de massa (no S.I.: Kg/m²/s)

$$\dot{m} = \pi r'^2 G \quad (3)$$

Considerando-se as condições de contorno, onde o subscrito 0 indica as condições no bocal, tem-se para qualquer ponto do domínio, após a devida manipulação das Eq. 1, Eq. 2, e Eq. 3, expressão apresentada na Eq. 4:

$$\frac{d(\dot{m}/\dot{m}_0)^{1/2}}{dx} = -(G/G_0)^{1/2} \cdot S \cdot B \quad (4)$$

Onde S e B correspondem respectivamente ao módulo adimensional de transporte e ao potencial de condensação, conforme definidos pelas Eq. 5 e Eq. 6:

$$B = C_p \frac{(T_s - T_{\infty})}{h_{gf}} \quad (5)$$

$$h = S \cdot C_p \cdot G \quad (6)$$

$$S = \frac{h}{C_p \cdot G} \quad (7)$$

Na Eq. 5, S é análogo ao número de Stanton¹, pois os valores de h e C_p são relativos à água, e G relativo ao vapor, tratando-se de fluidos dissimilares.

¹ O número de Stanton, St , é um número adimensional que indica a razão entre o calor transferido para um fluido e a capacidade térmica do mesmo fluido. Neste caso, como os fluidos são fisicamente diferentes (vapor e água), a grandeza apresentada guarda analogia ao número de Stanton.

Considerando-se ainda o comprimento adimensional (X) na Eq. 8 e a vazão de massa adimensional (Y) na Eq. 9, parte-se para a integração da Eq. 4, apresentada na Eq. 10:

$$X = x_c/r_0 \quad (8)$$

$$Y = (\dot{m}/m_0)^{1/2} \quad (9)$$

$$X = \int_1^0 \left[- \left(\frac{G_0}{G} \right)^{1/2} \cdot B^{-1} \cdot S^{-1} \right] dY \quad (10)$$

Assim, a Eq. 10 apresenta o resultado analítico do comprimento adimensional de um jato de vapor. Ocorre que o fluxo de massa G é uma função de Y , conforme ilustra a Eq. 11. Como a variação de G não pode ser determinada ao longo da superfície de interface pois depende de valores locais de Y , isto impossibilita a integração da Eq. 10, o que representa uma barreira para o desenvolvimento analítico.

$$G=G(Y) \quad (11)$$

2.1.2 Desenvolvimento Empírico

Uma vez que houve uma lacuna no desenvolvimento analítico, a solução proposta foi cobrir estas lacunas com dados experimentais. Desta forma, o problema da determinação do fluxo de massa ao longo da interface foi solucionado considerando-se o valor constante de 275 Kg/m²/s. Desta forma, não importando qual o valor do fluxo de massa de injeção (G_0), nem as condições de contorno, *e.g.* a geometria do bocais, o valor de G tornou-se uma constante, média ao longo da superfície, $G_M=275$ Kg/m²/s. Este valor foi tomado, pois os autores o consideraram representativo da ordem de grandeza. Assim, em [21] foi proposta que a forma da equação do comprimento adimensional seria dada pela expressão na Eq. 12, considerando G_M constante:

$$X = \frac{1}{S_M} \cdot \left(\frac{G_0}{G_M} \right)^m \cdot B^n \quad (12)$$

Considerando o valor de G_M , S_M é descrito pela Eq. 13:

$$S_M = \frac{h}{c_p \cdot G_M} \quad (13)$$

De tal forma, os autores propuseram que os expoentes m e n teriam respectivamente os valores de $\frac{1}{2}$ e -1 , gerando a expressão na Eq. 14:

$$X \cdot B = \left(\frac{G_0}{G_M}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{S_M} \quad (14)$$

Desta forma, o trabalho reduziu-se a um ajuste linear simples por mínimos quadrados, conforme mostrado na Eq. 15:

$$X = P + Y \quad (15)$$

Onde P deve ser determinado em função de X e Y , onde Y é dado pela Eq. 16:

$$Y = \left(\frac{G_0}{G_M}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot B^{-1} \quad (16)$$

Apesar da simplicidade, em vez de presumir os expoentes m e n , os próprios autores entendem que a expressão da Eq. 12 pode ser ajustada por um método de mínimos quadrados para regressão linear múltipla. Neste mesmo trabalho, eles indicam que a regressão linear múltipla acabou gerando uma expressão ajustada, uma vez que o desvio encontrado entre os valores medidos e os valores no modelo foi menor do que o desvio da equação que considerou os expoentes presumidos (Eq. 16). O ajuste linear por regressão múltipla se dá pela seguinte expressão contida na Eq. 17:

$$X = P + Q \cdot Y + R \cdot Z \quad (17)$$

Onde Y é relacionado a G_0 e Z é relacionado a B . Aplicam-se as propriedades dos logaritmos para transformar a relação em uma soma.

2.2 Os Experimentos na Literatura

Através da metodologia proposta, os coeficientes da Eq. 12 viriam da correlação entre os dados experimentais constantes na Tabela 2:

Tabela 2 – Variáveis Observadas no Experimento de Injeção

Variável Dependente	Variáveis Independentes
---------------------	-------------------------

comprimento adimensional (X)	fluxo de massa no bocal (G_0)
	potencial de condensação (B)

Desta forma, os experimentos planejados deveriam buscar estabelecer uma relação entre estas variáveis X , G_0 e B a fim de que a relação apresentada na Eq. 12 pudesse ser determinada. Portanto, o arranjo experimental representado pela Figura 2 está presente (com algumas variações) em diversas fontes, *e.g.*, [23] [24] [25] [26] [27], posto que é suficiente para determinar uma relação entre as variáveis constantes da Tabela 2.

Figura 2 – Arranjo do Experimento de Injeção de Vapor conforme [28]

O arranjo experimental consistiu basicamente de um reservatório de vapor, uma válvula de expansão, tubulação para conduzir o vapor, um aspensor, e um tanque de expansão. Em uma planta nuclear, o tanque de expansão recebe o nome de tanque de alívio. A temperatura e pressão do reservatório se manteve constante durante a injeção, uma vez que o volume injetado foi muito menor que o volume do reservatório.

O procedimento experimental consiste em permitir a passagem do vapor pela válvula de expansão. Durante esta passagem, o vapor úmido do reservatório de vapor sofre expansão e tornasse vapor seco. Em seguida, este vapor é conduzido pela tubulação até o aspensor. No aspensor, o vapor é injetado no tanque de expansão. Recomenda-se que durante a injeção no aspensor, a diferença de pressão entre a tubulação e o vapor seja suficiente para causar uma onda de choque. A razão disto é evitar flutuações da pressão de injeção, característica do subsônico. O tanque de expansão pode apresentar uma comunicação com o ambiente, ou pode estar pressurizado, dependendo do

experimento. De qualquer forma, a oscilação de pressão não foi considerada nos experimentos.

O comprimento adimensional (X) é obtido por meio de janela de observação no tanque de expansão acoplado a um sistema de fotografia. O valor de B é facilmente obtido através de termostatos inseridos no arranjo e o valor de G_0 pode ser obtido através de rotâmetros.

No experimento de [21], 128 rotinas de injeção foram executadas, utilizando-se bocais injetores de seção transversal plana e cônico. A pressão de injeção foi regulada por válvula, variando entre aproximadamente 3 bar e 16 bar, sendo limitada ao valor máximo da pressão fornecida pelo Boiler ($17,2 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$, ou 17,2 Bar). Os diâmetros de injeção variaram entre 0,4 mm e 6 mm. A fim de evitar oscilações de injeção de vapor, foi utilizado um *plenum* antes do bocal injetor, e injeções em regime subsônico no bocal foram descartadas. Sete termopares foram dispostos para a medição de temperatura da água subresfriada, a qual foi disposta em um tanque de 0,76 m x 0,76 m x 1,52 m.

Neste artigo, inicialmente, os valores dos expoentes da Eq. 12 são pressupostos como $m=1/2$ e $n=-1$, sendo o processo de ajuste da curva executado para a determinação de S_m respectivamente $S_m=1.932$, obtendo um desvio médio quadrático de 13,6%. Em seguida, os autores removem o pressuposto dos expoentes fixos, e em novo ajuste numérico, acabam encontrando expoentes relativamente próximos ($m = 0,6446$ e $n = -0.8311$) para um valor de $S_m = 1.3955$. A Figura 3 apresenta uma compilação dos valores de X em função de G_0 e B , onde fica evidente o aumento de X

Figura 3 – Variação do Comprimento Adimensional (X) como função de G_0 (em $\text{Kg/m}^2/\text{s}$) e B

com o aumento de G_0 e com a diminuição de B .

2.2.1 Influência da Densidade

Em [1] buscou-se estabelecer um modelo semi-empírico mais elaborado que o de [21] tendo sido considerado, além de um sistema bifásico de água, um sistema bifásico de etileno-glicol e um sistema bifásico de iso-octano. Pressões superiores à do ambiente foram também consideradas.

O modelo proposto por estes autores é axi-simétrico e estabelece duas regiões distintas de escoamento no jato: (1) uma região monofásica de expansão isentrópica logo na saída do bocal injetor, onde não há mistura entre a fase vaporosa e o líquido subresfriado; (2) uma região bifásica e turbulenta, logo em seguida, composta de bolhas de vapor e líquido, conforme mostra a Figura 4:

Figura 4 – Modelo Físico de Injeção conforme [1]

Pelo fato de a extensão da região adiabática (δ) ser pequena comparada ao comprimento da pluma (x_c), despreza-se o arrastamento de massa (água em estado líquido sendo capturada pelo jato) na região adiabática. Os autores utilizaram na região bifásica o modelo de fluido único com densidade variável proposto por [29]. O fenômeno de mistura turbulenta foi modelado pelo arrastamento através do modelo elaborado por [30]. O modelo foi considerado axi-simétrico. A pressão foi considerada constante ao longo do jato, desta forma desprezaram-se fenômenos relativos à flutuação da pluma. A parte analítica foi desenvolvida a partir da equação da continuidade, da conservação de momento, e da conservação de energia, onde somente os termos associados às quantidades médias foram consideradas (u^2 , $\rho \cdot u$ e p^2), sendo as componentes oriundas de processos turbulentos desconsideradas. Foi considerada a distribuição de velocidade, densidade e entalpia em degrau, variando ao longo do

eixo axi-simétrico. A região de expansão isentrópica de vapor, logo na saída do bocal, foi considerada de extensão muito menor que a extensão total do jato, de tal forma que o arrastamento, fricção e transferência de calor pudessem ser desprezados nesta região.

Assumindo as premissas acima expostas, estes autores apresentaram a seguinte expressão para o comprimento da pluma vaporosa, de acordo com a Eq. 18:

$$X = \left(\frac{G_0}{G_{IS}} \right)^{1/2} \cdot B^{-1} / \left[2 \cdot \varepsilon \cdot E_0 \left(\frac{\rho_\infty}{\rho_{IS}} \right)^{1/2} \right] \quad (18)$$

Onde E_0 é definido por [31] como constante de arrastamento, assumindo os valores entre 0,06 e 0,12. O fator de perfil ε serve para compensar a extensão do comprimento da pluma de vapor na vizinhança do eixo axi-simétrico, uma vez que o fenômeno de preservação de energia, característico desta região, não é incorporado nas equações da continuidade, conservação da energia e conservação de momento. Em [32] sugere-se $\varepsilon=1/2$. Entretanto, os valores de E_0 e ε devem ser determinados experimentalmente para esta configuração. G_{IS} e ρ_{IS} são obtidos considerando-se a condição de isentropia para expansão do vapor injetado

A formulação do potencial de condensação (B), foi sugerida de outra forma por estes autores, na Eq. 19:

$$B = C_P \frac{(T_f - T_\infty)}{h_{gf}} \quad (19)$$

O circuito experimental utilizado por [1] era composto de 5 elementos principais: uma caldeira aquecida por resistências, um *plenum*, um tanque de teste para receber a descarga de vapor, um condensador e um tanque de armazenamento de água conforme ilustra a Figura 5:

Figura 5 – Arranjo experimental conforme [1]

O *plenum* foi utilizado para captar o vapor da saída da caldeira, eliminando assim indesejáveis oscilações. A caldeira foi purgada de gases não condensáveis. O tanque de água possuía 0,31 m de diâmetro e 0,76 m de comprimento. As dimensões do tanque, somadas ao respectivo arranjo de termopares, garantiram condições isotérmicas ao experimento. O circuito foi equipado com janelas para iluminação e observação do fenômeno. O controle da temperatura da água foi executado por meio de aquecedores em fita fixados nas paredes do tanque. A condição de injeção em regime sônico é útil em aplicações de engenharia, pois evita oscilações indesejáveis de pressão a jusante do aspersor, sendo as condições de injeção dependentes apenas da temperatura e da pressão e, consequentemente, da densidade do fluido à montante da restrição. Sob condições de restrição, válvulas e placas de orifícios calibrados podem ser utilizados para produzir um fluxo de massa desejado. A injeção foi executada no plano horizontal, a fim de eliminar a variação de pressão hidrostática ao longo da altura de injeção. O diâmetro do bocal de injeção foi de 3,17 mm.

Desta forma, o experimento realizado por [1] se propõe a determinar os vapores de E_0 e ε , conforme Eq. 18.. A Figura 6 compila os resultados obtidos neste experimento, em conjunto com os resultados obtidos por [21] e [33] em experimentos similares, permitindo associar o valor do coeficiente linear desta figura com o produto de ε e E_0 , a qual foi associada ao valor de 21,9% de desvio absoluto para os dados obtidos. O procedimento é similar ao ajuste numérico que permite determinar S_M na Eq. 12.

Figura 6 – Resultados apresentados em [1]

Não obstante, os desvios apresentados serem maiores, os autores propuseram uma relação que levou em consideração a variação de densidade, conforme mostra a Eq. 18.

2.2.2 Passagem de Vapor e a Carga Dinâmica de Pressão

Motivados pela injeção de vapor oriunda da abertura de Válvulas de Alívio de Segurança em plantas do tipo BWR, os autores em [23] orientaram seus esforços à obtenção de respostas a dois questionamentos relacionados ao Projeto de Engenharia: (1) qual a carga ficam submetidas as paredes do tanque, por ocasião da descarga de vapor; e (2) sob que condições a condensação do vapor não se completará sob o banho subresfriado, permitindo a passagem de vapor à atmosfera do tanque.

Alguns comentários serão tecidos a respeito destes dois questionamentos. Por ocasião do projeto, devem ser consideradas tanto as cargas de natureza estática, quanto as cargas de natureza dinâmica. As cargas de natureza estática são decorrentes do estado termodinâmico em que se encontram as substâncias contidas no tanque, ou seja, pressão, temperatura, densidade e outros. Desta

forma, a carga estática pode ser determinada, por exemplo, através da aplicação das tabelas termodinâmicas de saturação, e de modelos de aproximação de gases ideais quando possível.

As cargas dinâmicas, não obstante, podem figurar como componente majoritária da carga total exercida sobre as paredes de um tanque ou vaso, principalmente quando ocorre a passagem de vapor à atmosfera do tanque, isto é, quando a injeção de vapor não é completamente condensada no banho subresfriado. Estas cargas, entretanto, são de difícil determinação em função de uma variedade de processos termodinâmicos complexos que ocorrem concomitantemente por ocasião da descarga, de tal forma que, até a data de publicação deste trabalho, modelos analíticos ou numéricos supunham-se inviáveis. Desta forma, restou a pesquisa experimental, a qual os autores qualificam como de alto custo e complexa, sugerindo a utilização de modelos experimentais em escala a fim de atingir o resultado de redução do preço e da complexidade.

Desta forma, os autores em [23] buscaram através deste trabalho, inicialmente, apresentar um modelo de similaridade a fim de validar resultados obtidos em modelos físicos em pequena escala, para, em seguida, apresentar dados relativos à carga dinâmica resultante das oscilações de pressão interna do tanque.

O experimento proposto contou com um tanque de diâmetro 50 cm e comprimento 1,90 m, parcialmente preenchido de água. A pressão da linha de vapor era de 13,5 bar, induzindo regime sônico após a válvula de injeção. O vapor foi injetado à temperatura de estagnação de 425 K, em condição de vapor superaquecido. A pressão do tanque foi monitorada durante as injeções, fornecendo os resultados ilustrados na Figura 7 e na Figura 8.

Figura 7 – Pressão Dinâmica no Tanque (KPa) x Tempo (ms) conforme [23]

Considerando-se elevado subresfriamento

A Figura 7 é associada à figuras de injeção estáveis e de formato cônico. A assinatura de pressão obtida é caracterizada exclusivamente por flutuações de caráter aleatório, de alta frequência e pequena amplitude, comuns ao regime de injeção em banho com temperatura baixa e

suficientemente afastada da saturação.

A Figura 8 é associada à figura de injeção instável, com formação de bolhas no final da região de injeção, devido à reduzida capacidade de condensação do banho, cuja temperatura se encontra próxima à temperatura de saturação. Os picos de pressão, de amplitude relativamente elevada são decorrentes do colapso das bolhas formadas, e ocorrem a uma frequência determinada pela frequência de formação e colapso das bolhas, caracterizando um ciclo. Dentro destes ciclo, picos de amplitude locais, de módulo sequencialmente menor, são também observados. Estes picos são relacionados à reverberação acústica do colapso das bolhas. As flutuações de caráter aleatório, alta frequência e baixa amplitude características da Figura 7 continuam presentes ao fundo, na Figura 8.

*Figura 8 – Pressão Dinâmica no Tanque (Kpa) x Tempo (ms), conforme [23],
Considerando-se baixo subresfriamento.*

Outra constatação dos autores foi de que o pico de pressão dinâmica (valor quadrático médio) ocorre por volta de 20K de sub-resfriamento do banho, conforme se verifica na Figura 9. Este padrão se repetiu nas demais rotinas. A hipótese proposta para explicar este fenômeno é que para elevado sub-resfriamento (região direita d²o gráfico), a condensação do jato ocorre antes da formação de bolhas, enquanto que em baixos valores de sub-resfriamento (região esquerda do gráfico) não há condições propícias para a bolha colapsar de maneira rápida o suficiente para impactar na pressão dinâmica.

² Por temperatura de sub-resfriamento (T_{SUB}) entende-se a diferença entre a temperatura de saturação do fluido à uma determinada pressão (T_S) e a temperatura em que o fluido se encontra (T), conforme:

$$T_{SUB} = T_S - T$$

Figura 9 – Pressão Média Quadrática (kPa) vs. Temperatura de sub-resfriamento², conforme [23]

2.2.3 Influência da Superfície de Interface

O coeficiente médio de troca de calor (h) é determinado pela relação entre a entalpia do fluxo de massa e superfície de interface vapor-água. Esta superfície é estimada por meio de fotografias do jato de vapor. Esta subseção tratará de uma análise apresentada em [23], afim de se identificar a influência da tamanho da superfície da interface entre vapor e água na pressão do tanque de alívio.

Logo, desta observação, segue que para reduzir a carga dinâmica sobre as paredes do tanque, é desejável aumentar o Coeficiente Médio de Troca de Calor, posto que, neste caso, o resultado é a diminuição do volume das bolhas de vapor formadas. O aumento da superfície de interface entre água e vapor concorre para este fim e pode ser atingida por meio de uma geometria do bico injetor que favoreça o aumento do volume do jato de vapor, tendo sido observado que bocais injetores recortados promovem uma maior área de contato líquido-vapor.

A fim de investigar a hipótese relativa ao tamanho da superfície de interface favorecer a troca, os autores executaram a injeção de vapor em aspersores com 16 e 52 orifícios, a fim de aumentar a

área de interface entre vapor e a água. A coleta foi realizada a cada 5 K de aumento de temperatura da água da piscina, durante um período de 100 ms, na frequência de 10 KHz. O nível da piscina foi mantido constante através de drenos. Logo que a temperatura da água atingiu 100 °C, o tanque foi isolado da atmosfera, permitindo a pressão interna subir conforme a injeção de vapor.

Como principal constatação das rotinas com aspersores, os autores evidenciaram que a temperatura de sub-resfriamento onde ocorre o pico de pressão dinâmica, em torno de 20 K, não sofreu alteração, quando comparada à injeção em jato único. A diferença ficou evidente, entretanto, na amplitude da carga dinâmica: para uma mesma área de injeção (aspersor de 16 orifícios e bocal de jato único), a amplitude da pressão dinâmica é cerca de 4 vezes menor no aspersor de 16 orifícios, como ilustra a Figura 10, em comparação com a Figura 9. Esta redução de valor da média quadrática da pressão dinâmica é atribuída pelos autores inicialmente ao aumento da interface entre líquido e vapor, promovida pelo aspersor, em consequência ao fato de que o aspersor não permite a formação de bolhas tão grandes e coesas quanto às bolhas formadas no bocal de injeção única.

*Figura 10 – Pressão Média Quadrática (kPa) vs. Temperatura do Banho
Aspersor de 16 orifícios, conforme [23]*

Ainda, na Figura 10, nota-se que ao se dobrar o valor do fluxo da massa, a distribuição da pressão dinâmica continua praticamente inalterada, exceto por um ponto em 70 °C. Como condição limite o vapor injetado deixa de ser condensado no banho, tendo passagem para pressurizar a atmosfera do tanque quando a temperatura de sub-resfriamento é cerca de 1 K. o que gera aumento

da pressão estática dentro do tanque.

2.2.4 Desenvolvimento de Correlações

Desta forma, buscando completar as lacunas do desenvolvimento analítico de [21], vários autores apresentaram resultados vinculados a um determinado desenvolvimento experimental. Nesta subseção serão apresentadas as correlações desenvolvidas na literatura, ao longo do tempo.

Assim, conforme a subseção 2.2 apresenta, o desenvolvimento experimental de [21] levou à expressão constante na Eq. 20, tendo sido S_M assumido o valor de 1,932, de acordo com o respectivo procedimento numérico constante naquela subseção.

$$X = \frac{1}{1.932} \left(\frac{G_0}{G_M} \right)^{1/2} \cdot B^{-1} \quad (20)$$

Em [1], um método para estende o escopo da correlação semi-empírica para outros fluídos além de água, em pressões diversas do ambiente foi apresentada. Para tanto, a correlação proposta considera a influência da densidade do fluído. Este desenvolvimento não foi análogo ao apresentado em [21], uma vez que utilizou não somente a equação da continuidade da massa, mas também a conservação de momento linear e a conservação da energia. Da mesma forma, este desenvolvimento analítico necessita de complementação experimental uma vez que o perfil de velocidades desconsiderou a variação radial da velocidade.

$$u(x, r) = u(x) \quad (21)$$

Outra observação teórica é que o seu modelo físico considerou o arrastamento de água para dentro do jato, em vez do *cross flow* de vapor para fora do jato. Assim, uma vez injetado, o jato forma uma região de expansão adiabática, e em seguida, passa a absorver água em estado líquido para dentro de si. Desta forma, o modelo físico do fenômeno proposto por estes autores é parcialmente bifásico, conforme mostrado na Figura 4.

Desta forma, a expressão encontrada é conforme a Eq. 22.

$$X = 35.5 \left(\frac{G_0}{G_W} \right)^{1/2} \cdot B^{-1} \cdot \left(\frac{\rho_\infty}{\rho_w} \right)^{-1/2} \quad (22)$$

Onde G_W é o valor do fluxo de massa tomado no final da região de expansão isentrópica, após a qual, o jato permite entrada de água em seu interior. As propriedades em W são obtidas através da

aplicação das leis da termodinâmica, o que, *a priori*, indica uma maior aproximação com o fenômeno, do que a hipótese de se ter um valor constante e representativo. Curiosamente, esta hipótese foi desconsiderada em trabalhos posteriores.

Ainda assim, os resultados presentes neste artigo apresentam, uma vez aplicado o ajuste linear, o desvio de 21,9%, ou seja maior que o desvio apresentado no artigo de [21].

Seguindo a mesma linha, [24] consideraram que as características do jato são dependentes principalmente:

- do grau de subresfriamento do banho;
- do fluxo de massa;
- da direção do injetor (para cima ou para baixo);
- da profundidade da injeção.

Neste trabalho, a metodologia descrita para obtenção do valor do coeficiente de troca de calor é elogiada, apesar de os autores chamarem atenção para o fato de que tais metodologias estão sujeitas à erros uma vez que o método para se determinar a superfície de interface entre vapor e água (fotografia) apresenta imprecisão relacionada à determinação óptica deste limite. Neste artigo, foi considerado que a superfície de interface seria a região de fronteira entre o puro vapor e a região bifásica. Não foi apresentado desenvolvimento teórico neste trabalho, de tal forma que o procedimento experimental deu suporte à apresentação de uma nova correlação, conforme a Eq. 23, dentro de um desvio numérico de aproximadamente 20%, e valor de G_M , nesta equação novamente foi considerado igual a 275 Kg/m²/s:

$$X = 0,5923 \cdot \left(\frac{G_0}{G_M}\right)^{0,3444} \cdot B^{-0,66} \quad (23)$$

Em um experimento similar, (injeção de vapor em água subresfriada, piscina em pressão atmosférica) e seguindo a mesma metodologia, os autores em [34] produziram a seguinte correlação, conforme apresentada na Eq. 24:

$$X = 0,503 \cdot \left(\frac{G_0}{G_M}\right)^{0,47688} \cdot B^{-0,70127} \quad (24)$$

Onde chama-se atenção para o fato de que, mais uma vez, o valor de G_M , nesta equação novamente foi considerado igual a 275 Kg/m²/s, conforme originalmente proposto.

2.2.5 Crítica aos Modelos Disponíveis - G_M

Conforme exposto na subseção 2.2.4, o desenvolvimento de correlações semi-empíricas encontra sua raiz na Eq. 12, a qual apresenta o limite do desenvolvimento teórico. A partir da Eq. 12, resultados experimentais foram utilizados por diversos pesquisadores a fim de se obter uma correlação.

Seguindo esta linha, observou-se que o valor de G_M , fixado inicialmente em 275 Kg/m²/s [21] foi considerado em trabalhos diversos ao longo do tempo até 2015 [35]. Não obstante a acurácia dos resultados apresentados e a margem de desvio devido a ajustes numéricos apresentados não comprometerem o resultado final, questiona-se se seria possível aprimorar o desenvolvimento analítico de tal forma que o resultado apresentado eliminasse a imposição de que G_M fosse uma constante de valor definido e relacionado “a uma ordem de grandeza condizente com o experimento”.

Ainda, verifica-se grande variação entre os valores de S_M na literatura, o que leva a inferir que o valor de S_M deve compensar a variação de G_M real, a fim de que a extensão do jato se ajuste ao resultado experimental apresentado. Desta forma, cada experimento geraria uma correlação diferente, havendo tantas correlações quantas foram as variações nos parâmetros experimentais.

Na Tabela 3 a seguir, apresentam-se as correlações encontradas na literatura, a fim de evidenciar a variação em sua formulação, como decorrência das diferentes condições experimentais.

Tabela 3 – Correlações encontradas na Literatura

Formulação	Referência	
$X = 0.5200 \left(\frac{G_0}{G_M} \right)^{1/2} \cdot B^{-1}$	[21]	Eq. 20
$X = 0,5923 \cdot \left(\frac{G_0}{G_M} \right)^{0,3444} \cdot B^{-0,66}$	[24]	Eq. 23
$X = 0,503 \cdot \left(\frac{G_0}{G_M} \right)^{0,47688} \cdot B^{-0,70127}$	[34]	Eq. 24
$X = 0,868 \left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{G_0}{G_M} \right)^{0,5} \cdot B^{-0,60}$	[27]	Eq. 25
$X = 0,3866 \left(\frac{\varepsilon}{\epsilon} \right)^2 \cdot \left(\frac{G_0}{G_M} \right)^{0,78} \cdot B^{-0,80}$	[35]	Eq. 26

Desta forma, observa-se que:

- (1) o valor de G_M manteve-se inalterado desde a sua proposição original;
- (2) as correlações são caracterizadas por grande variação em sua formulação;

(3) as correlações apresentadas na literatura apresentam boa concordância experimental, de onde se presume que o valor de S_M é corrigido por ocasião do ajuste numérico (Mínimos Quadrados), compensando o desvio de G_M de seu valor real. A figura 11, retirada de [35] apresenta um exemplo da referida concordância.

Figura 11 – Correlações vs. Resultados Experimentais, conforme [35]

2.2.6 S_M e o valor de h

Uma vez que, para se determinar o comprimento adimensional através do ajuste numérico pelo método dos mínimos quadrados, o valor real de G_M é compensado em S_M , não há importância da correta determinação de S_M para a obtenção de do valor do comprimento adimensional X , conforme apresenta o esquema na figura 12.

$$X = \frac{1}{S_M} \cdot \left(\frac{G_0}{G_M} \right)^m \cdot B^n$$

$G_M = 275 \text{ Kg/m}^2/\text{s}$
(valor de referência - constante
em qualquer experimento)

Compensação Numérica:
 Se $G_M \text{ Real} > G_M \Rightarrow S_M \text{ do ajuste numérico} > S_M \text{ Real}$
 Se $G_M \text{ Real} < G_M \Rightarrow S_M \text{ do ajuste numérico} < S_M \text{ Real}$

Figura 12 – Compensação Numérica das Correlações de Jato de Vapor

De tal forma que a Eq. 12 poderia ser apresentada, com ganho de simplicidade, de outra forma, conforme a Eq. 27, não havendo qualquer prejuízo ao desenvolvimento das correlações na literatura:

$$X = K \cdot (G_0)^m \cdot B^n \quad (27)$$

Onde K é uma constante que incorpora os valores de S_M e G_M e que deve ser definida após ajuste linear.

Ocorre que a importância da determinação do correto valor de S_M reside no fato da sua necessidade para a determinação do valor do coeficiente de troca de calor do jato com a água (h), conforme apresentado na Eq. 13.

Assim, os autores em [34] e [24] desprezaram a Eq. 13 para determinação de h uma vez que o valor de S_M não pode ser definido com exatidão em face do exposto. Para determinar h , estes autores procederam um segundo ajuste linear.

Assim, conclui-se esta subseção afirmando-se que G_M definido em 1972 por [21] poderia assumir qualquer outro valor, não importando a ordem de grandeza, uma vez que ele seria compensado numericamente por S_M , a fim de se obter o valor do comprimento adimensional do jato. Ocorre que, através deste procedimento, a pesquisa deve desprezar a Eq. 13 para se determinar o valor de h , o qual passou a ser determinado na literatura através de um segundo ajuste linear.

3. TANQUE DE ALÍVIO

No capítulo 2 deste trabalho, buscou-se evidenciar a importância do fenômeno da injeção de vapor em banhos de água subresfriada, considerando-se o nível micro. No capítulo 3, a dinâmica de injeção considerando o sistema de alívio em sua totalidade será analisada, levando-se em consideração sua característica experimental. No capítulo 4, a temática da injeção voltará a ser abordada, desta vez, levando-se em consideração o seu modelamento numérico.

3.1 O Experimento do Tanque de Alívio

Uma vez a evidenciada a importância do projeto de um tanque de alívio em instalações nucleares, a fim de atender os critérios contidos nos GDC 2 e 4, é de suma importância a correta especificação dos parâmetros de projeto do Tanque de Alívio. Assim, o seu volume interno, a sua espessura de parede, a quantidade de água subresfriada e a direção do jato, entre outros parâmetros, devem atender de maneira rigorosa requisitos técnicos que garantam que o tanque de alívio não estará sujeito à sobre pressão, vindo a romper estruturalmente, gerando possíveis mísseis que irão causar a falha de equipamentos, elementos ou sistemas que desempenham funções de segurança.

A descarga do primário no tanque de alívio não se caracteriza como uma operação relacionada à segurança nuclear, no entanto, no caso de um eventual rompimento deste tanque, os fragmentos gerados podem comprometer a integridade da barreira de pressão do primário. Desta forma, requer-se a correta especificação do tanque a fim de evitar consequência que podem levar até um acidente de perda do fluido refrigerante do primário, em um PWR (LOCA).

Nestes termos, experimentos contendo rotinas de descarga foram executado na facilidade do Circuito-Termo-Hidráulico de 150 bar (LOOP 150), nas dependências do Centro Tecnológico da Marinha em São Paulo a fim de garantir as condições de projeto deste tanque. Nesta seção, será descrita a execução dos experimentos, detalhando-se a configuração experimental, as rotinas experimentais planejadas, e os resultados obtidos. A apresentação dos dados é efetuada por meio de plataforma computacional capaz de compilar graficamente os resultados obtidos.

3.2 Loop 150

O CTE 150, ou Circuito Experimental Termo-Hidráulico de 150 bar é um circuito experimental para a simulação em escala de parâmetros térmicos-hidráulico de um circuito primário e secundário de uma usina nuclear. A geração de calor deste circuito é obtida por meio da resistências

elétrica no vaso do reator, simulando a geração de calor obtido por meio de combustível nuclear. Como uma planta PWR, o circuito tem um circuito primário, que compreende um vaso em que a resistência elétrica está alojada, e que proporciona a transferência de calor para o fluido de refrigerante, neste caso a água. A circulação forçada de água é promovida por bombas de circulação de refrigerante.

Uma ramificação do circuito primário o conecta ao pressurizador, o único componente do circuito primário que contém refrigerante em duas fases distintas, em fase líquida e vapor. Em uma planta PWR em operação normal, o pressurizador de uma planta PWR é responsável por absorver transientes de alteração de volume do refrigerante. Em casos extremos, a pressão sobre o circuito primário abre uma válvula de escape para descarregar vapor do primário em um Tanque de Alívio. Neste Tanque de Alívio, o vapor é condensado a fim de ser encaminhado para uma seção distinta da planta, responsável pelo Tratamento de Rejeitos Radioativos, onde os padrões químicos e radiológicos mínimos deverão ser atendidos antes de se decidir pelo descarte na natureza, ou pela imobilização deste resíduo em matriz de cimento ou betume, por exemplo. A interface entre o circuito primário e secundário é realizada por meio de um Trocador de Calor de tipo casco-e-tubo, ou Gerador de Vapor. O calor transferido a partir do lado do tubo do Gerador de Vapor para o lado de casco, vaporiza a água lado secundário. Este vapor formado é então conduzido a um condensador. No estado líquido por meio da ação de bombas de extração, o fluido secundário é enviado novamente para o casco do Gerador de Vapor.

3.3 O Experimento de Injeção

O objetivo deste experimento foi analisar o comportamento de descarga de vapor sob diversas condições em um tanque de alívio, permitindo simular o Sistema de Descarga do Primário de plantas PWR.

Buscou-se, desta forma, verificar os principais parâmetros responsáveis pela carga da injeção de vapor em ambiente confinado, através do monitoramento das variações de pressão da atmosfera confinada, bem como a alteração da massa líquida e vaporizada, informações com relevância para o futuro dimensionamento de um tanque de alívio.

Tratou-se de um experimento com foco essencialmente na engenharia, onde as 128 rotinas executadas buscaram garantir uma massa de dados suficientemente grande para que seja executada uma análise matemática do fenômeno, não obstante a diferença nos parâmetros de cada rotina.

Conforme [23], observou-se limitada produção no que tange aspersores com múltiplos orifícios, tendo sido verificados estudos realizados por [36]. Na literatura, também não foi verificado trabalho que tenha abrangido de forma ampla a combinação de variação de diversos parâmetros de entrada em um único experimento ou modelo, como é pretendido neste trabalho.

Cita-se ainda o fato de que a literatura apresenta trabalhos onde os aspersores com múltiplos orifícios realizam a injeção em direção radial da tubulação de pressão, ao passo que neste experimento, a injeção é orientada para cima ou para baixo em relação à superfície do tanque de alívio.

Mais uma vez, infere-se que a pesquisa acadêmica publicada privilegia o modelo de plantas comerciais em terra. Os aspersores estudados neste trabalho, que injetam o vapor paralelamente entre si, direcionados para cima ou para baixo, permitem que o tanque de alívio trabalhe sob inclinação podendo simular plataformas móveis, tipo submarinos. Injetores de vapor em sentido radial ao tanque, comuns às plantas comerciais em terra, caso sofressem inclinação, com maior probabilidade permitiriam a passagem de vapor diretamente à atmosfera do tanque de alívio, levando a um aumento de pressão.

Pesquisou-se no presente experimento a influência da inclinação do tanque de alívio, fazendo-se a injeção de vapor em ângulos de 45°, para posterior comparação com a injeção na vertical. Diversas configurações de aspersores foram utilizadas, bem como variou-se o sentido de injeção orientando-o para cima e para baixo.

Ainda, a configuração do experimento permite a interação de jatos de vapor, injetados paralelamente entre si, o que não foi objeto de estudo ou descrição, de tal forma que fenômenos como a nucleação e a condensação, a interferência entre superfícies turbulentas, cinemática de variação de temperatura e pressão não foram ainda descritos para esta configuração de experimento.

3.4 Procedimento Experimental

O procedimento experimental consiste na abertura de uma válvula de expansão que permite fluxo de vapor de alta entalpia do pressurizador do Loop 150 para o aspersor do tanque de alívio. O período de coleta de dados durou cerca de 6 minutos, sendo que a Válvula de Expansão permaneceu aberta por cerca de 2 minutos, tempo suficiente para fazer com que a pressão no pressurizador caísse cerca de 20 bar. A frequência de coleta em torno de 1,5 aquisição por segundo. Em um total, para cada uma das 128 rotinas, recolheu-se uma massa de dados contendo cerca de 300 coletas. As grandezas coletadas são resumidas na tabela 4 A pressão de operação variou conforme a rotina, sendo nominalmente 100 bar ou 130 bar no pressurizador.

Tabela 4 – Relação de Tomadas de Medição do Experimento do Tanque de Alívio

ELEMENTO	MEDIÇÃO
Pressurizador (PZ)	Pressão
	Temperatura
	Nível de água
	Vazão de Spray
Aquecedores do Pressurizador	Status (Ligado/Desligado)
	Potência
Tanque de Alívio	Temperatura do Líquido (TI D01)
	Temperatura de Vapor (TI D02)
	Pressão absoluta a montante dos orifícios (PI D01)
	Pressão absoluta no Tanque de Alívio (PI D02)
	Nível no Tanque de Alívio

Em [37], a Seção de Testes, neste caso representando o tanque de alívio, é descrita nos detalhes que permitem a elaboração das bases de um projeto mecânico e de um projeto de instrumentação para o experimento.

Em [38], é apresentada uma metodologia de cálculo do distribuidor, baseada nos trabalhos de [21] e [1]. Assim, o projeto conceitual prevê que a aspersão do vapor se dará em um banho, cuja temperatura é ambiente. A pressão no tanque de alívio, por ocasião do início da descarga, encontrava-se entre 1.0 bar e 1.1 bar.

Segundo [39], as configurações de experimento são definidas em função das dimensões do tanque, da distribuição de orifícios do aspersor, da direção do jato, do nível de água no tanque e da posição do distribuidor, conforme mostra a Tabela 5:

Tabela 5 – Dimensões dos Componentes do Experimento do Tanque de Alívio conforme [37]

ELEMENTO	CARACTERÍSTICA
Tanque 1	L=95 cm, D=38 cm
Tanque 2	L=95 cm, D=27 cm
Distribuidor 1	36 orifícios, D=1,5 mm, 6 mm distância entre orifícios
Distribuidor 2	13 orifícios, D=2,5 mm, 6 mm distância entre orifícios
Distribuidor 3	25 orifícios, D=1,5 mm, 25 mm distância entre orifícios
Distribuidor 4	9 orifícios, D=2,5 mm, 25 mm distância entre orifícios
Distribuidor 5	18 orifícios, D=1,5 mm, 25 mm distância entre orifícios
Distribuidor 6	7 orifícios, D=2,5 mm, 25 mm distância entre orifícios
Distribuidor 7	13 orifícios, D=1,5 mm, 6 mm distância entre orifícios
Distribuidor 8	5 orifícios, D=2,5 mm, 6 mm distância entre orifícios
Direção do Jato 1	Para cima
Direção do Jato 2	Para Baixo
Nível de Água 1	530 mm
Nível de Água 2	630 mm
Posição do Distribuidor 1	230 mm abaixo da linha d'água
Posição do Distribuidor 2	430 mm abaixo da linha d'água

A metodologia de Tagushi [40] é utilizada para a definição do experimento, sendo definidos 7 fatores de controle, conforme tabela 6 e mais 3 fatores fora de controle, conforme Tabela 7 e Tabela 7:

Tabela 6 – Fatores de Controle do Experimento do Tanque de Alívio, conforme [38]

FATOR DE CONTROLE	STATUS
Diâmetro dos Orifícios	1,5 mm
	2,5 mm
Nível Acima do Distribuidor	230 mm
	430 mm
Distância entre orifícios	6 mm
	25 mm
Direção do Jato	Para cima
	Para baixo
Volume do TQ/ Área dos Orifícios	1,7 litros/mm ²
	2,4 litros/mm ²
Nível de Água no Tanque	530 mm
	630 mm
Relação L/D do Tanque	2,5
	3,5

Tabela 7 – Fatores de Ruído do Tanque de Alívio, conforme [38]

RUÍDO	STATUS	VALOR
Pressão no Pressurizador	130 bar	1
	100 bar	2
Inclinação do Tanque	Vertical	1
	45°	2
Duração da Descarga	100 s	1
	120 s	2

Dezesseis configurações de experimento são definidas em função dos fatores de controle, de acordo com a Tabela 8.

Tabela 8 – Relação de Tomadas de Medição do Experimento do Tanque de Alívio, conforme [38]

ELEMENTO	MEDIÇÃO
Pressurizador (PZ)	Pressão
	Temperatura
	Nível de água
	Vazão de Spray
Aquecedores do Pressurizador	Status (Ligado/Desligado)
	Potência
Tanque de Alívio	Temperatura do Líquido (TI D01)
	Temperatura de Vapor (TI D02)
	Pressão absoluta a montante dos orifícios (PI D01)
	Pressão absoluta no Tanque de Alívio (PI D02)
	Nível no Tanque de Alívio

Oito diferentes condições de ruído são consideradas para cada uma das 16 configurações do experimento, totalizando 128 rotinas diferentes.

A obtenção da entalpia de vapor no pressurizador, da densidade específica da água, do volume de água no tanque de alívio e da massa de água contida no tanque dará de forma indireta, por meio de cálculos analíticos.

4. ANÁLISE DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Devido ao grande número de rotinas e à diversidade de dados coletados, uma análise abrangente do experimento somente se tornou possível mediante o desenvolvimento de um programa de suporte. Esta seção tem como objetivo apresentar código de computador que foi desenvolvido no escopo deste trabalho a fim de permitir a análise da massa de dados gerados através da construção de gráficos. Através deste tipo de análise, o comportamento de descarga de vapor pode ser definido.

4.1 Comparação Gráfica dos Resultados

Através do Microsoft Visual Basic for Applications, usado em combinação com planilhas do Excel, está em desenvolvimento um código de computador para manipular a massa de dados produzida, equipada com interface gráfica. Os gráficos de temperatura da água, temperatura do vapor e pressão no tanque *versus* o tempo decorrido após a abertura das válvulas de expansão são produzidos automaticamente, em função das rotinas selecionada.

A interface gráfica permite a escolha de duas apresentações diferentes, sendo que a primeira apresenta duas opções de parâmetros para uma mesma rotina (temperatura da água, temperatura do vapor, pressão da água) em relação ao tempo, conforme apresentado na figura 13.

Figura 13 – Tela de Interface

Comparação de Dois Parâmetros de uma mesma Rotina

(1- Número da Rotina, 2 – Primeira Grandeza a ser observada, 3- Segunda Grandeza a ser observada, 4 – Parâmetros do Experimento, conforme Tabela 6, 5 – Opção de Comparar duas grandezas em uma mesma rotina, 6 – Apresentação Gráfica)

Uma breve explicação dos modelos de interface é dada a seguir, considerando o número de índice (em vermelho) dentro de cada uma das figuras. O primeiro modo de comparação (comparação de duas grandezas diferentes em uma mesma rotina) é escolhido (conforme o índice 5, da figura 13).

Uma rotina é selecionada através da caixa de opção (índice 1), e dois parâmetros são selecionados pelas caixas de opção (índice 2 e 3). O desenvolvimento da grandeza selecionada será representado graficamente (índice 6) ao longo do tempo.

Tão logo a rotina for escolhida, sua configuração experimental é exibida no painel (índice 4). Uma linha vertical cinza indica o momento em que a válvula de expansão é fechada. A figura 13 traz como exemplo a temperatura da água e a pressão no tanque contra o tempo.

Em sua segunda configuração, o programa permite a comparação de uma mesma grandeza física para duas rotinas distintas, sendo tal configuração apresentada na figura 14.

Figura 14 – Tela de Interface

Comparação de um mesmo parâmetro para duas Rotinas Diferentes

(1- Número da Primeira Rotina, 2 – Número da Segunda Rotina, 3- Grandeza a ser observada, 4 – Parâmetros da 1ª Rotina, conforme Tabela 6, 5 – Parâmetros da 2ª Rotina, conforme Tabela 6, 6 – Sugestão de Rotina a ser observada, 7 - Opção de Comparar duas Rotinas para uma mesma Grandeza, 8 – Apresentação Gráfica)

Duas rotinas são selecionadas através da caixa de opção (índice 1 e 2), e uma grandeza (pressão, temperatura da água, temperatura do vapor) é selecionado pela caixa de opção no índice 3. O desenvolvimento da grandeza selecionada nas duas rotinas será representado graficamente conforme mostra o índice 8. Assim que ambas as rotinas forem escolhidas, suas respectivas

configurações serão exibidas nos painéis (índice 4 e 5). As sugestões de experiências são exibidas na caixa de listagem (índice 6). Esta figura traz como exemplo os resultados das rotinas 1 e 2.

Para criar esses gráficos, o usuário pode selecionar rotinas entre 1 e 144, e configuração de cada rotina, conforme mostram a Tabela 5 e a Tabela 6, é imediatamente apresentada nos painéis da interface (índice 4).

No caso em que a apresentação do mesmo parâmetro para duas rotinas diferentes é selecionada, há uma caixa de combinação que exhibe sugestões para a segunda rotina a ser apresentada. Esta sugestão representa uma rotina onde todos, exceto um, dos primeiros parâmetros de rotina são repetidos, mas um. Desta forma, a influência de um parâmetro é isolada, mantendo todo o resto o mesmo.

4.2 Apresentação dos Resultados

O programa de análise de dados experimentais, desenvolvido no escopo deste trabalho, permite um grande número de apresentações dos resultados obtidos. Desta forma, nesta subseção, alguns resultados de maior representatividade, serão apresentados a fim de ilustrar o funcionamento do programa.

Os parâmetros experimentais considerados na rotina 5 são apresentados na figura 15, a título de ilustração. Esta figura foi retirada de uma captura de tela da interface do programa de análise de dados experimentais. Neste caso, foi considerado o tanque inclinado em 45°. O tanque 1 a que se refere a figura 15 é o tanque de diâmetro de 38 cm, enquanto que o tanque 2 tem o diâmetro de 27 cm.

Tanque 1
Tanque 2
36 furos - d= 1,5mm - 66,6 mm
13 furos - d= 2,5mm - 63,8 mm
25 furos - d= 1,5mm - 44,2 mm
09 furos - d= 2,5mm - 44,2 mm
18 furos - d= 1,5mm - 31,8 mm
07 furos - d= 2,5mm - 34,4 mm
13 furos - d= 1,5mm - 22,9 mm
05 furos - d= 2,5mm - 24,5 mm
650mm
750mm
850mm
550mm
Nível 530mm - Jato p Cima
Nível 630mm - Jato p Cima
Nível 530mm - Jato p Baixo
Nível 630mm - Jato p Baixo
Vertical
45°
130 bar
100 bar
100 s
120 s

Figura 15 – Painel de Parâmetros Experimentais
Rotina 5

O tamanho do tanque tem um grande impacto na acomodação da entalpia, uma vez que uma quantidade maior de refrigerante dentro do tanque aumenta sua inércia termo hidráulica. O tanque maior (de diâmetro 38 cm) não assume em nenhum momento temperaturas acima de 80°C, independentemente das outras condições, enquanto o tanque menor (de diâmetro 27 cm) frequentemente permite temperaturas superiores a 100 ° C. Este fato foi constatado a partir da observação da sequência de apresentações que levam em consideração a temperatura *versus* o tempo após a abertura da válvula.

O comportamento da curva de temperatura da água é muito semelhante ao comportamento da curva de pressão do vapor, portanto, pode ser entendido que a pressão no tanque é comandada pela temperatura na água.

Entretanto, a temperatura do vapor, uma vez que a válvula de expansão é fechada, permanece constante durante um período de tempo mais longo. O sistema não pode ser considerado adiabático, uma vez que para rotinas onde o vapor é injetado para cima, a temperatura da água e a pressão do tanque apresentam uma queda razoável logo após a válvula ser fechada. Quando o vapor é injetado para baixo, o comportamento da rotina é semelhante a um sistema adiabático, como se vê na figura 16.

Figura 16 – Temperatura da Água e Pressão X Tempo de Descarga - Rotina 5

Um comportamento comum apresentado pela curva de vapor, ocorrendo em todos os experimentos observados, é um aumento linear ou suavemente parabólico, quando a válvula é aberta, seguido por uma dessas duas opções:

- (i) quando a válvula é fechada, a curva de vapor torna-se próxima de uma constante, conforme apresentado na rotina 41, figura 17, ou
- (ii) quando a válvula é fechada, a curva de pressão cai imediatamente, conforme apresentado na rotina 33, figura 17. Este comportamento pode ser entendido se considerarmos a descarga de vapor na rotina 33, como excedendo a capacidade de acomodação de entalpia da água em estado líquido, contida no tanque, de modo que a energia é transferida para a atmosfera interna do tanque, criando uma pressão instável sobre a superfície líquida. Assim que a válvula é fechada, o sistema busca uma nova condição de equilíbrio, condensando o vapor, reduzindo a pressão interna.

Figura 15 – Pressão X Tempo
Rotinas 33 e 41

Os possíveis fatores que levam a rotina 33 a uma pressão mais alta ao longo da injeção estão relacionados ao menor nível de água no tanque e à injeção direcionada para cima. Todos os demais parâmetros não se modificam da rotina 33 para a 41.

Como observado na grande maioria das rotinas, a direção ascendente do jato facilita a passagem de vapor pela superfície da água. Este vapor não condensado aumenta a pressão interna do tanque.

Ainda, tão logo a válvula de descarga é fechada, observa-se a diminuição da pressão interna, uma vez que o vapor passa a se condensar, conforme apresentado na figura 18. Ao se dirigir o jato para baixo, a passagem de vapor é reduzida, de tal forma que quando se fecha a válvula de injeção, a atmosfera interna está em equilíbrio com o volume em estado líquido, dificultando a condensação.

Figura 16 – Temperatura X Tempo

Independentemente da alta inércia térmica (maior volume de refrigerante) do tanque de maior diâmetro, na rotina 2, o aumento de temperatura é semelhante ao do tanque de menor diâmetro, conforme apresentado na rotina 126.

Esse comportamento pode ser entendido quando se considera a grande área de seção transversal de descarga (aproximadamente três vezes maior no tanque da rotina 2) e a direção ascendente da descarga na rotina 126, a qual permite passagem de ar para a atmosfera do tanque, reduzindo a troca térmica com a água.

A área de descarga da seção transversal deve ser projetada respeitando um compromisso entre necessidade de rapidez na descarga do pressurizador e a capacidade mecânica do tanque de alívio para suportar a descarga.

5. MODELAGEM NUMÉRICA

Nesta seção é apresentada, inicialmente na subseção 5.1, as considerações teóricas relacionadas ao desenvolvimento da modelagem numérica ora apresentada. Na subseção 5.2 são apresentadas as condições de contorno, consideradas, e na subseção 5.3, são apresentados os detalhes do modelo numérico.

5.1 Considerações Teóricas

O objetivo desta seção é apresentar os principais tópicos relacionados ao desenvolvimento de modelo numérico do modelo do experimento do LOOP 150. Assim, serão brevemente abordados os conceitos matemáticos fundamentais para o desenvolvimento em volumes finitos.

O problema do escoamento de fluido é descrito por suas grandezas (densidade, velocidade, pressão, temperatura, frações parciais, etc...) de maneira genérica, através de uma equação de transporte com a seguinte forma genérica:

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (28)$$

Mesmo discretizada, a equação continua a manifestar um comportamento matemático característico, classificado como hiperbólico, parabólico ou elíptico. Cada um destes comportamentos influi diretamente na definição das condições de contorno, e nas condições iniciais do problema.

Além disto, o comportamento matemático determinará qual o melhor tipo de discretização a ser aplicada, se uma discretização explícita ou implícita.

Equações hiperbólicas tem por característica um domínio de dependência determinado por curvas características secantes, de tal forma que todos os pontos anteriores ao ponto de interseção, e entre as curvas características, exercem influência neste ponto de intersecção. Além disto, este ponto influencia todos os pontos posteriores, desde que se encontrem entre as curvas características. Desta forma, equações hiperbólicas são adequadas para discretizações explícitas (*marching solutions*). O problema do escoamento invíscido e transiente, apresenta um comportamento hiperbólico. Tal escoamento é definido pelas equações de Euler.

Equações parabólicas possuem duas curvas características paralelas entre si, de tal forma que

todos os pontos à juzante de um ponto P, e entre suas curvas características são influenciados pelas propriedades deste ponto P. É um problema adaptado à *solução progressiva*, pois apresenta um caráter progressivo. É citado como exemplo do comportamento parabólico o problema da camada limite, cujas duas curvas características são aproximadas à superfície do corpo e à curva que define o limite de sua extensão [41]. Ainda como exemplo, há o escoamento tridimensional em regime permanente, onde as condições iniciais são definidas para duas dimensões, enquanto busca-se uma *marching solution* para a terceira dimensão.

Equações elípticas são caracterizadas pelo fato de que necessitam de fechamento nas condições de contorno, e de que cada ponto de seu domínio depende das condições em cada ponto do contorno. Para equações elípticas somente a dimensão tempo considera uma *solução progressiva*. As dimensões espaciais não podem ser relacionadas a uma *solução progressiva*.

Do acima exposto, conclui-se que a dimensão tempo será obrigatoriamente relacionada a uma *solução progressiva*, pois o estado final de um problema nunca será conhecido *a priori*. *Soluções progressivas* são definidas como progressivas em uma determinada dimensão, e se aplicam tanto à discretizações explícitas como implícitas. Para problemas parabólicos, a condição inicial pode se resumir a um ponto, o que faz pensar que um exemplo de problema parabólico seria um jato de ar expelido por um bocal de dimensões pequenas, ao ar livre, em regime permanente, ou mais propriamente, a injeção de jato de vapor, quando as dimensões do bocal injetor são diminutas frente às dimensões do tanque que contém o fluido, de tal forma que a região do jato não seja influenciada pela parede do tanque. Já considerando o problema do jato de vapor, de tal forma que sua energia seja suficiente para que as paredes do tanque tenham uma região intersecção de domínio de influência com o jato, daí, o problema assume um caráter elíptico. De outra forma, o termo “condição inicial” tem sentido somente dentro de um contexto de uma solução progressiva. Geralmente condições iniciais são relacionadas à dimensão tempo, mas considerando-se um problema permanente, ela pode representar o conjunto dos valores da grandeza sendo observada na dimensão espacial que será progredida.

As condições de contorno/iniciais são passadas em torno dos valores assumidos pela própria grandeza no contorno, ou no início do problema (Condição de Dirichlet), ou pela taxa de variação dessa mesma grandeza em relação a uma dimensão temporal ou espacial (Neumann).

Assim, compreende-se que o caráter de uma Equação Diferencial Parcial está diretamente relacionado à proposição do problema, às suas condições de contorno e à sua condição inicial.

Para aplicação em um domínio numérico, a Eq. 28 e o domínio do problema devem ser discretizado. Neste contexto, não se pode falar de uma única discretização, mas de várias discretizações que devem ser aplicadas, a fim de tornar o problema computacionalmente solúvel.

A primeira discretização considerada é a discretização da fronteira do domínio, ou

discretização integral. Neste processo, um número “n” de faces planas (problema 3D) ou de segmentos de reta (problema 2D) é adaptado sobre a superfície de controle, de tal forma que os termos integrais contidos na Eq. 28 podem ser substituídos por somatórios, conforme mostrado na Eq. 29.

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (29)$$

Este processo acrescenta um erro de adaptação na solução do problema, que será tão menor quanto maior for o número de elementos utilizados na adaptação.

A segunda discretização considerada é relativa ao termo progressivo, ou seja, a derivada temporal na Eq. 29. É conhecida como discretização temporal, por ser muito relacionada à dimensão tempo, apesar de não o ser obrigatoriamente. O termo progressivo em uma solução transitório será sempre relacionado à dimensão do tempo. Esta discretização será a responsável por determinar o método de resolução do problema, implícito ou explícito. Cabe ao operador do problema escolher a solução pelo método implícito ou explícito. Esta decisão deve ser ponderada em função da proposição do problema, dos recursos computacionais disponíveis e da extensão de solução que se pretende atingir no contexto da dimensão progressiva. Soluções explícitas são indicadas quando se deseja um custo computacional baixo, e uma pequena extensão da solução da variável progressiva (geralmente o *time-step*, posto que na maior parte dos casos, a variável progressiva é associada à dimensão tempo). Soluções implícitas, de outra maneira, são associadas a maiores valores de *step* da variável progressiva (*time-step*), não obstante elevados valores de *step* em métodos progressivos serem relacionados ao aumento de erro numérico de truncamento, fato que pode levar à instabilidade do problema.

O número de Courant é para um problema de discretização explícita um fator de importância primordial, pois é intrinsecamente relacionado à estabilidade do problema. Para o problema implícito, sua figura diminuiu de importância, mas não pode ser ignorado, pois influencia numericamente na convergência do problema. O número de Courant pode ser entendido como o número de células que uma partícula de fluido atravessa por *time-step*, e é função da dimensão média da célula, do *time-step* definido no problema e da velocidade do fluido.

São exemplos de discretização da dimensão progressiva os métodos de Crank-Nicholson [42], Lax-Wendroff [43]. Os métodos de Euler são abaixo transcritos como exemplos, sendo que o primeiro deles conduz a uma discretização explícita, e o segundo conduz a uma discretização implícita. Todos estes métodos citados são exemplos das rotinas de Runge-Kutta, as quais permitem a solução numérica de uma equação diferencial ordinária. Um exemplo de discretização é apresentado na no

conjunto de equações, conforme Eq. 30.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial u}{\partial t} = F(u, x, t) \\ \frac{u^{n+1} - u^n}{\Delta t} = F^n(u, x, t) \\ \frac{u^{n+1} - u^n}{\Delta t} = F^{n+1}(u, x, t) \end{array} \right. \quad (30)$$

A terceira discretização considerada é relativa aos termos difusivos e convectivos contidos na Eq. 29, também chamada de discretização espacial. Em relação aos termos convectivos, a discretização busca estabelecer o valor da grandeza pesquisada ϕ_f na face da célula. Para tanto, pode-se utilizar métodos disponíveis como o *Upwind* de 1ª ou 2ª ordem, *Power Law*, *QUICK* etc.. A discretização do termo difusivo, o qual contém um gradiente, é sempre fundamentada em diferenças centrais e é de 2ª ordem.

A influência da malha é percebida nesta discretização espacial. O domínio deve ser subdividido em células de tal forma que os principais fenômenos do escoamento sejam evidenciados. A correta definição dos valores nas faces (ϕ_f), relacionada aos termos convectivos, depende da malha realizado, e do tipo de discretização escolhido. Escolhas inapropriadas de malha levam a geração de resultados não coerentes, aumentando a produção de resíduo, podendo levar o problema a uma não convergência, ou a resultados irrealísticos. O termo difusivo depende da malha pois está relacionado a um erro de truncamento, que será tão maior quanto maior for a dimensão da malha [44]. A ordem de grandeza do erro de truncamento para as diferenças centrais do termo difusivo no quadrado da dimensão da célula. Desta forma, a redução das dimensões da malha, de uma maneira geral, leva a uma representação mais adequada do problema.

Aplicando-se as discretizações adequadas, tem-se por produto final a equação de transporte em sua forma linearizada:

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (31)$$

Conforme exposto anteriormente, a equação de transporte (Eq. 29) apresenta as propriedades do escoamento, fazendo-se a conveniente substituição da incógnita ϕ pela propriedade pesquisada. Surge então a necessidade de se definir os campos de velocidades e densidade, sem os quais não se pode resolver a Eq. 29 para a incógnita ϕ . Assim, o passo inicial para a resolução de um problema numérico de fluido é: determinar o campo de velocidades e de densidade, resolvendo a equação do transporte para a conservação de massa e para quantidade de movimento.

Observando-se a Eq. 28 verifica-se que há termos que devem ser determinados para que a única incógnita seja ϕ . A saber, devem ser determinados a densidade e a velocidade no centro de cada célula. Para se determinar o campo de densidades, toma-se $\phi=1$, e fazendo o termo fonte $S_\phi=0$. Para se determinar o campo de velocidades, tomam-se as componentes escalares do vetor velocidade $\phi = u, v, w$. Ocorre que para o termo fonte da equação do momento, S_ϕ , há um gradiente de pressão. A distribuição de pressão figura também como uma incógnita do problema, de tal forma que surge uma equação com duas incógnitas (velocidade e pressão).

A solução para este problema é descrita por Patankar, e envolve a introdução de uma equação de correção da pressão. Com esta solução, foi possível a definição do algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Liked Equations*), o qual permite a determinação do campo de velocidades, pressões e densidades, os quais são necessários para a aplicação da equação de transporte considerando qualquer outra propriedade do fluido (energia, fases, turbulência etc...).

O SIMPLE se propõe a determinar o campo de pressão de maneira segregada, isto é, as equações de movimento, correção de pressão e continuidade são resolvidas de maneira explícita.

5.2 Condições de Contorno

A modelagem do fenômeno de injeção de vapor assumiu que a condição de contorno da injeção de vapor é a velocidade de injeção. Esta condição de contorno permitiu que o problema se comportasse de maneira uma pouco mais estável.

Assim, para se determinar a velocidade do vapor na injeção, procedeu-se o desenvolvimento teórico apresentado nesta subseção, o qual, tem o objetivo de resolver a 1ª Lei da Termodinâmica, cuja forma, após as devidas simplificações, se apresenta como mostra a Eq. 32. Esta equação relaciona a entalpia na tubulação, isto é, antes do orifício (h_{MDG}) e a entalpia logo após o orifício (h_{DG}):

$$h_{MDG} = h_{DG} + V_{DG}^2 / 2 \quad (32)$$

Assim, esta seção busca determinar os valores de h_{DG} e h_{MDG} . Para tanto, as seguintes premissas foram consideradas:

- A passagem do vapor pela válvula EV001 (figura 19) é isentálpica;
- A passagem do vapor pelos orifícios do aspersor é isentrópica;
- Ocorre bloqueio tanto na válvula E001 (figura 19) quanto nos orifícios.

Figura 17 – Esquema Simplificado do Experimento

5.2.1 Determinação da Entalpia à Montante dos Orifícios (h_{MDG})

A entalpia à montante dos orifícios (h_{MDG}) é obtida de maneira mais direta do que a entalpia à jusante dos orifícios (h_{DG}). Para tanto, abriu-se a válvula na rotina 129, a qual foi escolhida por apresentar uma coleta de dados bastante consistente e facilidades de simetria por ocasião da modelagem numérica, e observou-se que a pressão no pressurizador caiu de $P_{i,PZ} = 130,9$ bar para $P_{fi,PZ} = 119,9$ bar, e a temperatura diminuiu de $T_{i,PZ} = 331,9^\circ\text{C}$ para $T_{fi,PZ} = 317,8^\circ\text{C}$.

Das tabelas de termodinâmica obtêm-se os valores das respectivas entalpias no pressurizador (PZ), tanto no início da descarga, quanto no final, conforme mostram as Eq. 33 e Eq. 34:

$$h_{i,PZ} = 2.667,70 \text{ KJ/Kg} \quad (33)$$

e

$$h_{fi,PZ} = 2.711,20 \text{ KJ/Kg} \quad (34)$$

Toma-se o valor médio da entalpia como referência, conforme apresentado na Eq. 35:

$$h_{mPZ} = 2.688 \text{ KJ/Kg} \quad (35)$$

Já que se trata de uma expansão isentrópica, a entalpia na tubulação à montante da restrição é

considerada igual à entalpia no tubo (à jusante da restrição), o que leva ao valor da entalpia à montante dos orifícios, conforme a Eq. 36.

$$H_{MDG} = h_{mPZ} = 2.688 \text{ KJ/Kg} \quad (36)$$

5.2.2 Determinação da Entalpia à Jusante dos Orifícios (h_{DG})

Para se determinar a entalpia à jusante dos orifícios, é necessária a determinação de 2 propriedades termodinâmicas na região à jusante dos orifícios. Desta forma, a primeira propriedade termodinâmica a ser determinada é a entropia (S_{DG}) e a segunda é a pressão (P_{DG}).

5.2.2.1 Determinação de S_{DG}

Da tomada de pressão na tubulação à montante do aspersor o valor da pressão é medido, e apresentado na Eq. 37:

$$P_{MDG} = 8,6 \text{ bar} \quad (37)$$

de onde se verificam nas tabelas termodinâmicas:

- a temperatura (T) de saturação líquida (f), conforme a Eq. 38:

$$T_{f,MDG} = 173,5^\circ\text{C} \quad (38)$$

- as respectivas entalpias de líquido ($X_{TIT}=0$) e vapor ($X_{TIT}=1$), conforme as Eq. 39 e Eq. 40:

$$h_{l,MDG} = 734,4 \text{ KJ/Kg} \quad (39)$$

$$h_{v,MDG} = 2772,0 \text{ KJ/Kg} \quad (40)$$

- e as respectivas entropias de líquido ($X_{TIT}=0$) e vapor ($X_{TIT}=1$), conforme as Eq. 41 e Eq. 42:

$$S_{l,MDG} = 2,057 \text{ KJ/Kg/K} \quad (41)$$

$$S_{v,MDG} = 6,635 \text{ KJ/Kg/K} \quad (42)$$

de onde pode-se determinar o título X_{TIT} , na tubulação à montante do aspersor (Eq. 43 e Eq. 44):

$$h_{MDG} = X_{TIT} \cdot (h_{v,MDG,F} - h_{l,MDG}) + h_{l,MDG} \quad (43)$$

$$X_{TIT} = 0,96 \quad (44)$$

Logo, parte-se para a o cálculo da entropia a montante dos orifícios do aspersor (S_{MDG}), conforme Eq. 45, Eq. 46 e Eq. 47:

$$S_{MDG} = X_{TIT} \cdot (S_{v,MDG} - S_{l,MDG}) + S_{l,MDG} \quad (45)$$

$$S_{MDG} = 0,96 \cdot (6,635 - 2,057) + 2,057 \quad (46)$$

$$S_{MDG} = 6,45 \text{ KJ/Kg/K} \quad (47)$$

Da condição de isentropia antes do aspersor (tubulação) e logo depois do aspersor (injeção no tanque de alívio, pode-se finalmente determinar a primeira propriedade à jusante dos orifícios do aspersor, isto é, sua entropia através de uma simplificação da 2ª Lei da Termodinâmica (Eq. 48 e Eq. 49):

$$S_{MDG} = S_{DG} \quad (48)$$

$$S_{DG} = 6,45 \text{ KJ/Kg/K} \quad (49)$$

Desta forma, determina-se a primeira das duas propriedades termodinâmicas, de que se necessita para definir o estado termodinâmico do fluido após o orifício.

4.2.2.2 Determinação de P_{DG}

A segunda propriedade termodinâmica a ser determinada, a fim de se tornar possível a

determinação do estado termodinâmico do vapor, logo após o orifício de injeção é a pressão (P_{DG}).

Considerando o escoamento bloqueado no orifício, tem-se que a pressão logo após o orifício através da Eq. 50 e Eq. 51. Esta última determina a pressão à juzante de onda de choque, considerando-se o fluido como vapor.

$$P_{DG} = P_{CRIT} \quad (50)$$

$$P_{CRIT} / P_{MDG} = 0,577 \quad (51)$$

Logo, a pressão no orifício é apresentada na Eq. 52:

$$P_{DG} = P_{CRIT} = 4,96 \text{ bar} \quad (52)$$

Desta forma, obtém-se a segunda propriedade termodinâmica, o que nos permite, através das tabelas termodinâmicas, determinar o estado termodinâmico do vapor logo após sua injeção, conforme a Tabela 9.

Tabela 9 – Propriedades Termodinâmicas logo após a Injeção no Tanque de Alívio

Grandeza	Valor	Origem
P_{DG}	4,96 bar	Obtido pela Eq. 52
S_{DG}	6,45 KJ/Kg/K	Obtido pela Eq. 49
T_{DG}	151,6°C	Tabela Termodinâmica
X_{DG}	0,925	Tabela Termodinâmica
v_{DG}	0,3496 m ³ /Kg	Tabela Termodinâmica
h_{DG}	2591 KJ/Kg	Tabela Termodinâmica

5.2.3 Condições de Contorno na Saída do Injetor

Uma vez determinadas a entalpia antes do orifício do injetor (h_{MDG}), e a entalpia após o orifício injetor (h_{DG}), a simples aplicação da 1ª lei da Termodinâmica nos permite determinar a velocidade do vapor por ocasião da injeção, conforme Eq.53, Eq. 54 e Eq. 55.:

$$h_{MDG} = h_{DG} + V_{DG}^2 / 2 \quad (53)$$

$$V_{DG} = 2 \cdot (2.688E3 - 2.591E3)^{1/2} \quad (54)$$

$$V_{DG} = 442 \text{ m/s} \quad (55)$$

Considerando-se o volume específico e a área de injeção, obtemos o fluxo de massa por orifício, através da Eq. 56, Eq. 57 e Eq. 58:

$$\dot{m}_{DG} = V_{DG} \cdot A_{DG} / v_{DG} \quad (56)$$

$$\dot{m}_{DG} = 442 \cdot [3,14 \cdot (1,5E-3/2)^2] / 0,3496 \quad (57)$$

$$\dot{m}_{DG} = 2,23E - 3 \text{ Kg/s} \quad (58)$$

Considerando os 36 furos do aspersor utilizado na rotina 129, o fluxo de massa total ($\dot{m}_{36DG}$) é dado pela Eq. 59.

$$\dot{m}_{36DG} = 36 \cdot 2,23E - 3 = 0,08 \text{ Kg/s} \quad (59)$$

Em resumo, as propriedades do escoamento na saída do orifício são apresentadas na Tabela 10:

Tabela 10 – Principais Grandezas no Saída do Injetor

T_F	151,6°C
P_F	4,96 bar
V_F	442 m/s
$\dot{m}_F$	2,23E - 3 Kg/s
$\dot{m}_{36F}$	0,08 Kg/s

5.3 Modelagem Numérica

Nesta seção será brevemente descrito o modelamento utilizado para a solução deste problema. A solução de modelos numéricos em regime transiente depende da correta escolha

de valor de *time-step*. Para cada valor de *Time-Step* escolhido, executam-se tantas iterações quantas forem necessárias para que o resíduo do problema seja reduzido a valores aceitáveis.

Valores elevados de *time-step* permitem uma rápida progressão do problema, não obstante, aumentem a possibilidade de não convergência da solução. Pequenos valores de *time-step* aumentam o tempo computacional.

Desta forma, através de tentativa e erro, foi verificado que o *time-step* de 10^{-6} s permitiu a convergência do problema proposto. Ressalta-se que, como etapa preparatória, o mesmo problema foi resolvido de maneira monofásica, considerando-se o ar como gás ideal, e o *time-step* para a convergência foi de 10^{-2} s.

A elaboração e a convergência do modelo numérico foi tarefa que demandou bastante tempo, por isso, até o presente estágio do presente trabalho, somente uma rotina foi modelada, a rotina 129.

O modelamento utilizou o software comercial ANSYS Workbench Versão 17.0, com os seguintes componentes: Design Modeler, ANSYS Meshing e o *solver* Fluent.

Tabela 11 – Características da Rotina 129

ELEMENTO	CARACTERÍSTICA
Tanque 1	L=95 cm, D=38 cm
Distribuidor 1	36 orifícios, D=1,5 mm, 6 mm distância entre orifícios, 4 braços
Direção do Jato 2	Para Baixo
Nível de Água 2	630 mm
Posição do Distribuidor 2	430 mm abaixo da linha d'água

5.3.1 Modelo Geométrico

Nesta seção será apresentado o modelo geométrico desenvolvido. Na Figura 18 pode-se observar uma figura cilíndrica que representa o domínio do tanque, com uma seção de $\frac{1}{4}$ removida para fins de facilitar a compreensão. No centro do cilindro, há a tubulação de vapor, que desce verticalmente até o aspersor. O aspersor não está visível nesta imagem.

Figura 18 – Vista do Tanque e Esquema de Injeção de Vapor

A Figura 19 apresenta o modelo geométrico do aspersor. A aspersão pode se dar através de aspersores de 2, 4 ou 5 braços, sendo a direção de aspersão longitudinal ao tanque, e o sentido da aspersão ou para cima, ou para baixo. O modelo numérico representa a rotina 129, a qual foi apresentada

Figura 19 – Aspersor e Direção de Injeção

5.3.2 Malha

A convergência de uma solução depende diretamente da malha proposta para o problema. A malha deve ser tal que, os nós contíguos apresentem linearidade das propriedades do escoamento, tanto quanto possível. A falta de linearidade entre os nós contíguos, principalmente no que tange à velocidade, leva ao enfraquecimento da solução proposta. Desta forma, a malha deve ser reduzida para favorecer a linearidade entre os nós contíguos.

De outra forma, a redução das dimensões dos nós aumenta o número de equações a serem resolvidas, aumentando o tempo computacional. Desta forma, o número de nós deve ser oriundo de uma solução de compromisso, entre a necessidade de convergência e o tempo computacional disponível;

Além disto, foram selecionados elementos tetraédricos para compor a malha. Elementos tetraédricos são recomendados quando o escoamento não possui uma direção preferencial, que é o caso esperado neste problema. O formato tetraédrico faz com que o ângulo médio de incidência do fluxo de massa sobre a parede do elemento se aproxime de 90° , reduzindo desta forma, o erro.

Assim, para reduzir o esforço computacional, em função da simetria rotacional do sistema, modelou-se somente $\frac{1}{4}$ da geometria do cilindro para a malha. Forçou-se uma condição de dimensão máxima de malha de 10^{-4} m nos orifícios, e 10^{-3} m no resto do problema. Por uma questão de simetria rotacional, que no pacote Ansys recebe o nome de Periodicity, foram forçadas malhas idênticas nas superfícies que se pretendem periódicas (*match control*). O método de malha utilizado foi o *Patch Conforming*, que faz inicialmente a malha das superfícies da geometria, e em seguida, passa a malhar o interior do domínio. Desta forma, a malha criada gerou cerca de 1,4 milhões de elementos. Relativamente à qualidade, a ortogonalidade mínima foi cerca de 0,21, (este índice varia entre 0 e 1, sendo que valores afastados de 0 indicam boa qualidade de malha).

Figura 20 – Malha

5.3.3 Modelo Numérico

Nesta subseção serão apresentadas as principais configurações do problema. Esta configuração foi produto de uma série de tentativas para obter a convergência numérica do problema.

O problema foi configurado contendo 3 fases distintas: água, vapor de água e ar. O ar, por ser incondensável, ocupa o volume superior do tanque, na altura superior a 63 cm. Ao ar foi atribuído o comportamento de gás-ideal. O problema da injeção de vapor é diretamente relacionado ao problema da compressibilidade. Por limitação própria, o software Fluent permite que somente uma fase seja configurada como gás ideal. Desta forma, ao vapor foi atribuída densidade constante ($1,6 \text{ Kg/m}^3$), pois o vapor ocupa um volume pequeno em relação ao problema, de maneira distinta do ar, que ocupa um grande volume e tem por função acomodar a variação de massa dentro do tanque.

Estudos preliminares de solução do problema considerando o sistema bifásico água-vapor, configurando o vapor como gás ideal indicaram queda de pressão no tanque, contrariando o resultado esperado de aumento de pressão em função do aumento de massa e temperatura contida no volume de controle. Entende-se este resultado pelo fato de que o vapor teve suas condições iniciais idênticas a da água (25°C , 1 atm). Nesta condição, o estado termodinâmico da água é fluido subresfriado, ou seja, ao se inicializar o problema, o vapor passou imediatamente a se condensar gerando vácuo a uma taxa maior que a taxa de aumento de

pressão em função da injeção de massa.

As paredes do tanque, por simplicidade, foram modeladas de maneira adiabática. Em modelos futuros há a intenção de configurar a temperatura externa à parede, aplicando uma condição de Dirichlet.

Os orifícios dos aspersores foram modelado como *pressure-inlets*, na pressão de 4,2 bar.

O modelo bifásico utilizado foi o VOF³, pois este modelo evidencia a transição de fases em detrimento da mistura interfásica. Desta forma, espera-se uma melhor distinção na fronteira entre fases distintas, o que não impede de verificar o comportamento do modelo Euleriano. Ambos modelos de resolução bifásica estão contidos no pacote Ansys-Fluent.

³ O modelo VOF pode modelar dois ou mais fluidos imiscíveis resolvendo um único conjunto de equações de momento e rastreando a fração de volume de cada um dos fluidos em todo o domínio. As aplicações típicas incluem a previsão de quebra de jato, o movimento de grandes bolhas em um líquido, o movimento do líquido após uma quebra de barragem e o rastreamento estável ou transitório de qualquer interface líquido-gás.

<http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node298.htm> , acesso em 15/10/2018

6. FORMULAÇÃO ISENTRÓPICA DO FLUXO DE MASSA (G_M).

De acordo com a subseção 2.2.5, na qual o valor do fluxo de massa médio ao longo da interface de vapor e água é tomado como uma constante em função de um valor representativo da ordem de grandeza, nesta seção, buscar-se-á o desenvolvimento de uma expressão analítica mais representativa do fenômeno, e que venha a substituir o valor fixo $G_M = 275 \text{ Kg/m}^2/\text{s}$. Para tanto, o desenvolvimento será baseado na 1ª e na 2ª Leis da Termodinâmica

A extensão dos trabalhos estudados([36] [35] [23] [24] [45] [28] [1] [25] [26] [27]) se busca aumentar a precisão ou estender a validade de uma relação semi-empírica, em função de um conjunto de valores de parâmetros de entrada, uma vez que nenhum modelo totalmente analítico ainda está disponível, na literatura consultada.

As flutuações nos dados experimentais limitam a redução da banda de erro, sendo que tais flutuações foram desconsideradas quando a Eq. 10 foi proposta. Sonin [28] investigou experimentalmente esse fenômeno relacionado a ondas de pressão que se propagam ao longo da piscina, enquanto Youn [46] focou o caso particular em que as ondas de pressão são criadas por um fluxo de injeção de baixa massa. Cho, et al. [36] estudaram vários jatos simultaneamente criados por diferentes furos. As flutuações relacionadas à turbulência, por exemplo, não foram originalmente consideradas no desenvolvimento analítico das correlações semi-empíricas. Esta análise indica que alguma flutuação é intrínseca ao processo e oferece um campo aberto para pesquisa.

Os procedimentos experimentais até então realizados repetem em sua maioria um determinado padrão: as dimensões e a distribuição de temperatura do jato são observadas. Os dados experimentais assim coletados fornecem informações adicionais para complementar o desenvolvimento da Eq. 10.

Para obter um valor mais realista de G_M , (e, conseqüentemente, S_M e h), este trabalho propõe uma correlação, em vez de um valor constante. Esta correlação proposta é desenvolvida pela aplicação da 1ª e 2ª lei da Termodinâmica, considerando-a como uma descarga isentrópica e em função das condições na câmara de pressão.

O modelo físico de injeção considerado no âmbito deste trabalho está representado na Figura 1, onde uma região de expansão sônica ($\text{Mach} = 1$) e curta aparece logo após o injetor. Esta região termina abruptamente em uma onda de choque.

6.1 Desenvolvimento Analítico

Inicialmente, pela continuidade da massa, o fluxo de massa de vapor que atravessa a interface de vapor de água (G_M) é considerado o mesmo que o fluxo de massa de vapor na região de onda de choque (Eq. 60)

$$G_M = G_{crit} = \rho_{crit} \cdot V_{crit} \quad (60)$$

Considerando-se a entalpia (H) na câmara de pressão (P_C , vide Figura 1) e a entalpia na onda de choque, a 1ª Lei da Termodinâmica oferece a velocidade crítica na onda de choque (considerando-se que a velocidade na câmara de pressão é nula):

$$V_{crit} = \sqrt{2 \cdot (H_C - H_{crit})} \quad (61)$$

Onde, a entalpia na câmara é obtida nas tabelas termodinâmicas, uma vez que a pressão e a temperatura da câmara de pressão (T_C, P_C) são conhecidas:

$$H_C = H(P_C, T_C) \quad (62)$$

Considerando a expansão do jato, após o bocal, como um processo isentrópico, a 2ª lei da termodinâmica produz:

$$S_{crit} = S_C \quad (63)$$

Considerando as equações do bocal Laval para uma onda de choque normal de vapor, a pressão crítica é considerada como:

$$P_{crit} = 0,577 \cdot P_C \quad (64)$$

Daí, considerando-se obtidas a pressão e a entropia na onda de choque, a entalpia na onda de choque resultada de busca em tabelas termodinâmicas.

$$H_{crit} = H(P_{crit}, S_{crit}) \quad (65)$$

A densidade do vapor na onda de choque também é produto das tabelas termodinâmicas, uma

vez que a pressão considerada é analiticamente suposta, e a entropia é a entropia da onda de choque.

$$\rho_{crit} = \rho(P_{crit}, s_{crit}) \quad (66)$$

Desta forma, as Eq. 66 e 61 servem para obter-se o valor do fluxo de massa (G_M) analiticamente, em substituição ao valor pré-fixado em [21], $G_M = 275 \text{ Kg/m}^2/\text{s}$ e utilizado até então em trabalhos recentes. A utilização deste conjunto de equações traz a vantagem de reduzir a importância de um amplo conjunto de parâmetros experimentais para se determinar o formato final da equação semi-empírica a ser utilizada.

Na seção 6 do presente trabalho, serão confrontados resultados presentes na literatura com os resultados obtidos através do presente desenvolvimento.

6.2 Procedimento de Validação

A validação da formulação isentrópica do fluxo de massa através da interface vapor água se dá por meio de (i) comparação do erro de ajuste numérico das formulações consagradas na literatura com a formulação isentrópica e por meio de (ii) comparação do módulo de transporte (S) obtido através da premissa de que G_M é constante e igual a $275 \text{ Kg/m}^2/\text{s}$ e do módulo de transporte considerando-se a formulação isentrópica.

6.2.1 Erro de Ajuste

Nesta subseção busca-se validar a formulação isentrópica do fluxo de massa através da interface vapor-água. A Tabela 12 apresenta alguns dados importantes relacionados à validação do procedimento numérico, relacionado ao ajuste numérico por mínimos quadrados aplicados à diversas correlações, considerando-se em todos os casos os dados obtidos em [21], como seguem:

- (i) apresenta o erro de ajuste pelo método dos mínimos quadrados, quando este procedimento é aplicado às correlações (Eq. 20, Eq. 23, Eq. 24 e Eq. 25). Todas estas correlações são aplicadas aos dados apresentados em [21], considerando-se o valor $G_M = 275 \text{ Kg/m}^2/\text{s}$, conforme consagrado na literatura
- (ii) apresenta o erro de ajuste pelo método dos mínimos quadrados, quando este procedimento é aplicado às correlações (Eq. 20, Eq. 23, Eq. 24 e Eq. 25). Todas estas correlações são aplicadas aos dados apresentados em [21], considerando-

se a formulação isentrópica de G_M , conforme apresentado na seção 5 deste trabalho.

- (iii) apresenta o erro percentual, ao se comprar (i) e (ii).
- (iv) apresenta a figura de referência.

Tabela 12 – Ajuste Numérico - Validação de G_M Isentrópico

Item	Descrição do Parâmetro	Eq. 20	Eq. 23	Eq. 24	Eq. 25
(i)	Erro de Ajuste ($G_M=275 \text{ Kg/m}^2/\text{s}$, dados de [21])	2,268	2,762	2,241	2,949
(ii)	Erro de Ajuste (G_M Formulação Isentrópica, dados de [21])	2,409	2,907	2,407	2,458
(iii)	Diferença Percentual (i) – (ii)	6,255%	5,273%	7,403%	16,65%
	Figura de Referência	Figura 21	Figura 22	Figura 23	Figura 24

A Figura 21 apresenta a comparação entre o comprimento adimensional experimental e o comprimento adimensional obtido por 2 tipos de correlações: a correlação de Kerney ([21]) e a correlação de Kerney modificada pela formulação isentrópica.

Ambas as correlações (a de Kerney e a de Kerney com a formulação isentrópica) são ajustadas linearmente, sendo a expressão de ajuste apresentada dentro da Figura 21.

Ambos os erros dos respectivos ajustes são apresentados na 3ª coluna da Tabela 12, sendo a diferença percentual evidenciada no item (iii).

Deve-se observar que os valores marcados como X_{Rade} nas figuras 24 a 26 representam os valores da extensão adimensional do jato, considerando-se a utilização da formulação isentrópica de massa, a qual foi recalculada com base no experimento de Kerney *et al.* [3].

Figura 21 – Comprimento Adimensional Experimental (X_{DATA}) vs. Comprimento Adimensional - Formulação Isentrópica (X_{RADE}) e Correlação [21] (X_{KERNEY})

As Figura 22, Figura 23 e Figura 24, da mesma forma, apresentam a comparação entre o comprimento adimensional experimental e o comprimento adimensional obtido por 2 tipos de correlações: a correlação presente na literatura ([24], [34] e [27]) e a mesma correlação modificada pela formulação isentrópica. Novamente, ambas as correlações (a original e a modificada com a formulação isentrópica) são ajustadas linearmente, sendo a expressão de ajuste apresentada dentro da respectiva figura..

Os erros dos respectivos ajustes são apresentado na coluna da Tabela 12, sendo a diferença percentual evidenciada no item (iii).

Figura 22 – Comprimento Adimensional Experimental (X_{DATA}) vs. Comprimento Adimensional - Formulação Isentrópica (X_{RADE}) e Correlação [24] (X_{CHUN})

Figura 23 – Comprimento Adimensional Experimental (X_{DATA}) vs. Comprimento Adimensional - Formulação Isentrópica (X_{RADE}) e Correlação [34] (X_{KIM})

Figura 24 – Comprimento Adimensional Experimental (X_{DATA}) vs. Comprimento Adimensional - Formulação Isentrópica (X_{RADE}) e Correlação [27] (X_{WU})

Assim, observando-se os erros de ajuste, conforme evidenciados na Tabela 12, observa-se que todos eles, exceto o erro correspondente à Eq. 25, são menores que 10% evidenciando que a formulação isentrópica é razoável. Tal fato torna-se explícito ao se observar o comportamento das curvas ajustadas nas Figura 21, Figura 22, Figura 23 e Figura 24.

6.2.2 Comparação do Módulo de Transporte

A Tabela 13 apresenta um sumário relacionado à validação do procedimento numérico através da observação do módulo de transporte (S), obtido por meio das correlações (Eq. 20, Eq. 23, Eq. 24 e Eq. 25) por meio da premissa de que G_M é constante e igual 275 Kg/m²/s e pela formulação isentrópica, (considera-se em todos os casos os dados obtidos em [21] para obtenção do valor do módulo de transporte). Como seguem:

- (i) apresenta o valor do módulo de transporte, como encontrado na literatura respectiva,
- (ii) apresenta o módulo de transporte recalculado, considerando-se $G_M=275$ Kg/m²/s como uma constante independente dos parâmetros do experimento, e considerando como parâmetros do experimento os dados apresentados em [21], os quais fundamentam o procedimento numérico de mínimos quadrados. A diferença de (i) e (ii) pode ser explicada como uma consequência do fato de que cada correlação é válida apenas para o intervalo de dados do experimento para o que foi desenvolvido. Então, alterando os parâmetros de o experimento (por exemplo, temperatura da piscina, pressão de injeção, fluxo de massa, etc.), a correlação também deve ser alterada. Isso é evidenciado com a pequena diferença entre as linhas (i) e (ii) da coluna da Eq. 20, mas que aumenta nas colunas da Eq. 23, Eq. 24 e Eq. 25.
- (iii) apresenta o módulo de transporte recalculado, considerando-se a formulação isentrópica, e considerando como parâmetros do experimento os dados apresentados em [21]. A pouca diferença entre (ii) e (iii) indica que a correlação isentrópica torna a correlação válida de maneira impendente do conjunto de dados experimentais.

Tabela 13 – Determinação de S_M - Validação de GM Isentrópico

Item	Descrição do Parâmetro	Eq. 20	Eq. 23	Eq. 24	Eq. 25
(i)	S_M (valores na literatura, com $G_M=275$ Kg/m ² /s e, com o conjunto de dados próprio de cada experimento)	1,9230	1,6883	1,9880	1,1521
(ii)	S_M (Valores recalculado, com $G_M=275$ Kg/m ² /s e com os dados em [21])	1,9183	0,5945	0,7763	0,5345
(iii)	S_M (Valores recalculado, formulação Isentrópica) e com os dados em [21]	1,8504	0,5814	0,7496	0,5149

Desta forma, fica evidenciado que, ao se considerar a formulação isentrópica, a correlação apresentada toma um aspecto mais flexível e menos vinculado ao conjunto de dados apresentados em

cada experimento.

6.2.3 Conclusão da Seção 6

Os erros de ajuste apresentados na Tabela 12 sofrem pouco alteração por consequência da consideração da formulação isentrópica para cálculo do fluxo de massa através da interface de vapor-água, de tal forma que, ao se assumir tal premissa, não há comprometimento do valor final oferecido pela correlação.

Ainda, os valores de módulo de transporte considerando-se G_M fixo de 275 Kg/m²/s e considerando-se a formulação isentrópica são bem próximos, de tal forma que, ao se utilizar a formulação isentrópica, a correlação fica menos dependente dos valores experimentais necessários para complementar lacunas do desenvolvimento analítico.

7. RESULTADOS

Nesta seção, serão apresentados os resultados derivados deste trabalho de pesquisa. Conforme, proposto, o objetivo inicial deste trabalho era o de modelar numericamente o fenômeno de injeção de vapor em tanque de expansão. Entretanto, incidentalmente, através do estudo dos modelos de jatos de vapor através dos quais se processa a injeção, percebeu-se que desde a primeira proposição de um modelo semi-empírico, em 1972 [21], até 2015 [35], o fluxo de massa através da interface vapor-água (G_M) assumiu um valor constante e representativo da ordem de grandeza do fenômeno real.

Portanto, neste trabalho, na seção 5, foi desenvolvida e validada uma nova proposta para obtenção do valor do fluxo de massa através da interface de vapor e água (G_M). Este desenvolvimento apresenta vantagens tais como:

- (i) reduzir o grau de empirismo na determinação de relações numérico-analíticas para obtenção tanto da extensão adimensional, quanto do coeficiente de troca de calor.
- (ii) uma vez que as relações semi-empíricas são definidas em função de um conjunto de dados experimentais, as relações assim obtidas são válidas para a extensão daquele conjunto de dados experimentais. Através da formulação isentrópica do fluxo de massa médio através da interface de vapor e água, é possível reduzir a dependência das relações semi-empíricas à extensão dos dados experimentais, de tal forma que as relações assim obtidas têm uma característica mais generalista.
- (iii) A formulação isentrópica permite a determinação do módulo de transporte (S_M), a qual permite derivar analiticamente o valor do coeficiente de troca de calor (h).

Assim, além dos resultados relacionados ao fenômeno numérico do tanque de expansão, nesta seção serão apresentados resultados relacionados à formulação isentrópica do fluxo de massa através da interface de vapor e água e resultados relevantes relacionados ao experimento do Loop 150..

7.1 Formulação Isentrópica do Fluxo de Massa

Nesta subseção serão apresentados os resultados de maior relevância relacionados à formulação isentrópica do fluxo de massa

7.1.1 Comportamento da Formulação Isentrópica do Fluxo de Massa

A figura 27 ilustra o comportamento do fluxo de massa através da interface de vapor e água quando a formulação isentrópica é considerada. Para a construção desta figura, foram considerados os dados de experimento em [21], os quais permitiram a plotagem dos pontos.

Esta figura permite visualizar a clara dependência da pressão na câmara de injeção (P_C). Através de ajuste numérico, chegou-se à curva logarítmica expressa na Eq. 67.

$$G_M = 127,64 + 26,45 \cdot \ln(P_C) \quad (67)$$

Figura 25 – Comportamento da Formulação Isentrópica do Fluxo de Massa

Ao longo da figura 27, percebe-se a variação do fluxo de massa, sendo que para as pressões da câmara de injeção mais elevadas (cerca de 1600 Kpa) o fluxo de massa chega a ser 18% maior do que quando se considera o valor constante e igual a $275 \text{ Kg/m}^2/\text{s}$.

7.1.2 Coeficiente de Transferência de Calor (h)

A seguir são apresentados os resultados obtidos quando se considera a formulação isentrópica do fluxo de massa nas correlações presentes na literatura. Esta nova formulação permite a definição do módulo de transporte (S_M), a qual permite determinar analiticamente o valor do coeficiente de troca de calor (h), através da aplicação da Eq. 13.

Por meio desta metodologia, a necessidade de dados experimentais fica claramente reduzida no que tange a determinação do coeficiente de troca de calor (h), uma vez que o coeficiente de troca de calor torna-se um valor analiticamente determinado.

Para fins de verificação, o coeficiente de transferência de calor (h) encontrado pela formulação isentrópica é comparado com valores encontrados na literatura, através da aplicação de correlações, conforme mostram as Eq. 68 e Eq. 69.

A Eq. 68 apresenta a correlação em [24]:

$$\frac{h}{c_{p.G_M}} = 0,8012 \cdot \left(\frac{G_0}{G_M}\right)^{0,3444} \cdot X^{-1,0079} B^{-0,6247} \quad (68)$$

A Eq. 69 apresenta a correlação em [34]

$$\frac{h}{c_{p.G_M}} = 1,4453 \cdot \left(\frac{G_0}{G_M}\right)^{0,13315} \cdot B^{0,03587} \quad (69)$$

Considerando-se os dados constantes em [21], a Figura 26 apresenta os resultados comparados entre o coeficiente de troca de calor (h) obtido pelas correlações na literatura (Eq. 68 e Eq. 69) e obtidos através da aplicação da formulação isentrópica.

Figura 26 – Coeficiente de Troca de Calor - Literatura vs. Formulação Isentrópica

O comportamento de ambas as formulações isentrópicas é semelhante ao comportamento de ambas formulações na literatura: o coeficiente de troca de calor (h) aumenta suavemente com a pressão na câmara.

Os valores encontrados pela aplicação da formulação isentrópica, comparados com a Eq. 68 são bastante semelhantes (formulação de Chun [24]). Entretanto, para a formulação apresentada por Kim [34] há bastante variação quando se aplica a formulação isentrópica. Outra observação: os valores encontrados pela aplicação da formulação isentrópica em qualquer uma das correlações da Figura 26 apresenta um menor grau de flutuação. A formulação isentrópica é mais estável, uma vez que a dependência de dados experimentais é reduzida.

7.2 Experimento do Loop 150

Nesta subseção serão analisados parâmetros relacionados ao experimento de injeção do Loop 150. A intenção inicial deste trabalho era a de enquadrar o experimento de injeção em tanque de alívio no Loop 150 nos conceitos de injeção conforme apresentado na literatura citada neste trabalho.

Várias diferenças no formato do experimento dificultaram esta análise, dentre as quais destacam-se:

- O experimento de injeção no tanque de alívio realizado no Loop 150 apresentou comportamento acentuadamente transiente ao longo de todo intervalo da injeção.
- O experimento de injeção também apresentou um caráter altamente não linear, uma vez que o volume de vapor injetado causava disrupção do meio líquido. Este fato gerou grande problema na modelagem numérica do fenômeno, uma vez que o modelo teve de tratar de não linearidades que obrigavam a reduzir as dimensões da malha e reduzir o time-step, aumentando muito o gasto computacional.

7.2.1 Comparação entre Rotinas Diferentes

Nesta seção busca-se apresentar em resumo os principais fatores que influenciam no experimento de descarga em tanque de alívio. Desta maneira, buscou-se evidenciar quais são os principais parâmetros que causam impacto no poder de absorção de energia da água em estado líquido no tanque.

Assim, vários parâmetros foram considerados, por ocasião da elaboração do experimento, dentre os quais: o volume de água no tanque, a direção da injeção, o fluxo de massa e até a orientação do tanque.

Assim, na Figura 27, onde a principal diferença entre a rotina 45 e 37 é a direção do jato, fica evidenciado que ao se orientar o jato para cima, o aumento de pressão é mais significativo ao longo do tempo. Este fato se dá, possivelmente, pois o jato orientado para cima permite maior passagem de vapor pela superfície da água. Desta forma, a condensação é menor durante o período em que há a descarga. Percebe-se ainda que, nas rotinas em que o jato é orientado para cima, forma-se um “pico” de pressão. Uma vez que a descarga é fechada, a pressão começa a diminuir em razão similar àquela em que subiu. Este pico de pressão não é observado quando o jato é orientado para baixo.

Figura 27 – Rotinas 45 e 37

O mesmo comportamento, formação de um pico de pressão, é observado na Figura 28, uma vez que na rotina 53 o jato é direcionado novamente para cima. Em ambas as rotinas nesta figura, ambas as curvas apresentam a mesma tendência, entretanto, surge como principal diferença o nível de água no tanque, uma vez que a rotina 53 apresenta a altura da linha d'água em 75 cm, e a rotina 37 apresenta a linha d'água em 55 cm.

Desta forma, fica evidente que a influência da linha d'água (observada na Figura 28) é relativamente menor do que a influência do jato de vapor (observado na Figura 27).

Figura 28 – Rotinas 53 e 37

A figura 31 representa a evolução da pressão ao longo do tempo. Não obstante o volume de água no tanque na rotina 69 ser apenas 10% menor do que o volume de água no tanque da rotina 37, a pressão máxima no tanque da rotina 69 é mais que o dobro da rotina 37, mesmo com a área total de injeção da rotina 37 sendo 30% maior que a da rotina 69. Supõe-se a geometria do tanque 1, por ter um diâmetro maior, permite maior circulação da água, reduzindo a passagem de vapor para a atmosfera do tanque.

Figura 29 – Rotinas 69 e 37

7.3 Modelamento Numérico

Verificou-se que o fluxo de massa em todos os orifícios do modelo foi 0.032 Kg/s, o que perfaz o valor de 0,0036 Kg/s por orifício. Pelo método analítico verificou-se que o fluxo de massa por orifício seria 0,00223 Kg/s, valores considerados próximos.

A velocidade média do fluido nos orifícios foi determinada no modelo como aproximadamente 94,4 m/s. Apesar de estar na ordem de grandeza do valor analítico (442 m/s), ambos os resultados se encontram razoavelmente afastados. Uma hipótese é o fato de que o intervalo de tempo computacional é muito pequeno e o escoamento não teve tempo de se desenvolver.

A convergência deste problema foi obtida após várias configurações do problema terem sido testadas. Até o momento, somente 150 *time-steps* de 10e-6 s foram executados, perfazendo um tempo de simulação de 1,5 e-4s. Cada *time-step* demanda cerca de 3 min para convergir. A máquina utilizada foi um computador com 4 núcleos físicos, e 16 Gb de RAM. A figura 32 apresenta os resíduos decorrentes da solução deste problema. É perceptível o seu

*Figura 30 – Análise de Convergência
Resíduos da Resolução do Problema*

comportamento favorecendo a convergência do problema: valores menores que 1, atingindo um pico após progressão de *time-step* e, na sequência, decrescendo até a próxima mudança de *time-step*.

A figura 33 consiste em uma lâmina do problema passando pela seção média longitudinal do aspersor e apresenta a configuração de fases do problema. Observa-se o fenômeno de injeção bem delineado. Em verde fica claro o início da formação do jato de vapor.

Figura 31 – Injeção de Vapor

Na figura 34 é apresentada a distribuição da pressão em bar. Na vizinhança dos orifícios de injeção, percebe-se a formação de uma onda de pressão, a qual se espera propagar pelo domínio do problema com o decorrer do tempo de simulação. Na região próxima dos orifícios do aspersor, a pressão se aproxima dos 4,2 bar configurados na saída do orifício. O campo de pressões não apresenta instabilidades, e é compatível com o que se espera fisicamente.

Figura 32 – Distribuição da Pressão (bar)

(Vermelho – ar; Verde – Vapor; Azul – Água) em $t = 1,5 \times 10^{-4}$ s

Figura 33 – Distribuição de Velocidade na Vizinhança do Orifício

A figura 35 apresenta a distribuição de velocidades na vizinhança do orifício, para *time-step* 10^{-4} . Apesar do pequeno valor de tempo de simulação, já se pode perceber a formação de vórtices nas regiões laterais da injeção.

Após o pleno desenvolvimento, espera-se que a injeção tome o aspecto similar ao da figura 36. Esta figura foi desenvolvida em um estudo preliminar de injeção, com fundamento nos trabalhos de Kerney (1972). Trata-se de uma injeção bidimensional, axissimétrica, onde o foco foi colocada na zona de injeção. A redução bidimensional do problema permitiu a utilização de *time-step* maior, sem afetar a convergência do problema.

Figura 34 – Injeção Bidimensional Axissimétrica

8. CONCLUSÃO

8.1 Formulação Isentrópica do Fluxo de Massa

A formulação isentrópica do fluxo de massa apresentou resultados condizentes tanto com os dados experimentais constantes em Kerney [3], Wu [25], e Chun [24] quanto com os resultados semi-empíricos modelados anteriormente. Desta forma, a formulação isentrópica permite os seguintes avanços técnicos:

- Mitiga o grau de empirismo nas correlações semi-empíricas presentes na literatura.
- As correlações apresentadas na literatura são fortemente dependentes do conjunto de dados experimentais, na medida em que S_M e os expoentes da Eq. 12 são definidos em função do conjunto de dados experimentais apresentados. Através da adoção da formulação isentrópica do fluxo de massa, as correlações estendem a sua validade ao longo dos valores do conjunto de dados experimentais, fazendo com que a necessidade de massa de dados se reduza.
- O valor do coeficiente de troca de calor (h) é obtido em função do módulo de transporte (S_M). Uma vez que S_M passa a ser definido em função de G_M isentrópico, daí decorre o valor de h , conforme a Eq. 13.

Nos termos acima expostos, conclui-se que a formulação isentrópica do fluxo de massa contribui de maneira realista na modelagem empírico-analítica do problema.

8.2 Experimento do Loop 150

Em virtude das diversas rotinas e dos diversos parâmetros analisados, o código elaborado no escopo deste trabalho satisfaz a necessidade de uma interface gráfica de análise dos resultados dos experimentos.

Desta forma, conclui-se que o diâmetro do tanque exerce uma função primordial na capacidade de absorção do jato de vapor. Parte desta importância decorre em função da massa de água ser maior, outra parte desta importância surge do fator geométrico, uma vez que o tanque com maior diâmetro permite maior circulação da água, dissipando a energia liberada pelo jato de vapor, como será posteriormente apresentado na seção 7.3.

Ainda, conclui-se que outro fator de importância no que tange o controle da pressão interna é a direção do jato de vapor. O jato de vapor deve ser contido dentro do volume de água. Portanto, o

jato quando direcionado para cima apresenta maior facilidade de escapar da massa de água contida no tanque, sendo absorvido pela atmosfera do tanque com consequente aumento de pressão. Forma-se neste caso, a figura característica de um pico de pressão que passa a diminuir tão logo se feche a válvula de injeção. Nesta figura formada, o pico de pressão, não se forma quando o jato é direcionado para baixo, uma vez que, neste caso, não há passagem direta de vapor para a atmosfera, e o volume de vapor é condensado em sua maior parte na massa de água.

Ressalta-se que o experimento de injeção de vapor no Loop 150 ocorreu plenamente em regime transiente, uma vez que a pressão aumentou linearmente por todo o período em que a válvula de injeção se manteve aberta, tendo a pressão e injeção sido calculada no item 5.2 deste trabalho.

8.3 Modelamento Numérico

Ainda, o jato de vapor, em função da elevada pressão de injeção e do elevado valor da área de injeção em comparação com o relativamente pequeno volume de água do tanque proporcionou instabilidade no sistema. Desta forma, o experimento do Loop 150 foi caracterizado por elevados gradientes de velocidade, de temperatura e de fase, os quais causaram instabilidades na simulação.

O modelamento numérico 2D permitiu observar detalhes relativos ao desenvolvimento do jato de vapor no experimento. Conforme mostra a figura 36, o desenvolvimento da injeção se dá através da formação de um “braço” de água fria que se insere no jato. Ou seja, há entrada de água em estado líquido no jato, ocorrendo majoritariamente na base do jato. Percebe-se também a formação de dois centros de baixa pressão em torno do qual o fluxo bifásico se desenvolve.

Desta forma, conclui-se que o modelo de Kerney *et al.* apresenta premissas que não são confirmadas por este trabalho, uma vez que naquele modelo não estava prevista a troca de massa ao longo da interface. A física do modelo previsto posteriormente por Weimer *et al.* apresenta maior concordância com este trabalho, uma vez que naquele modelo é prevista a troca de massa ao longo da interface, entretanto, esta troca de massa se daria ao longo da interface, ao passo que nesta simulação, ocorre de maneira concentrada e próxima à base do jato.

Houve dificuldade no modelamento 3D a que se propôs inicialmente este trabalho, em virtude dos elevados gradientes através dos quais ocorre a injeção, escalas de tempo e células de malha deveriam ser tão reduzidas que permitissem captar o fenômeno da injeção, de tal forma que o custo computacional elevou-se além do esperado. Desta forma, entende-se que o modelamento 3D pode ser objeto de estudo futuro onde mais recursos sejam alocados.

8.4 Sugestões para Próximos Trabalhos

Como sugestões de trabalhos futuros, sugere-se aprofundar o estudo do modelo numérico da injeção, levando ao desenvolvimento de um modelo 3D. Houve dificuldade no desenvolvimento deste modelo, pois entende-se que os gradientes de velocidade, temperatura e pressão são elevados interface da região de injeção (cerca de 100m/s/mm), fato que leva à necessidade de redução no *time-step* e redução do volume do elemento de malha, causando aumento do custo computacional envolvido. O problema da injeção no tanque de alívio, conforme o experimento proposto, é tridimensional por natureza, e sem possibilidade de apelo à condições de simetria, para que fosse reduzido à condição de axi-simétrico. Caso houvesse a possibilidade de redução à condição axi-simétrica, o custo computacional seria fortemente reduzido. Para suprir tal necessidade, fez-se a aproximação do problema real e tridimensional ao problema de injeção axi-simétrico, conforme apresentado na figura 36. Assim, havendo mais recursos, sugere-se perseguir o modelo 3D.

Relativamente ao experimento, seria interessante reduzir a área de injeção. O volume de injeção é muito grande, considerando o volume do tanque. Desta forma, o experimento não permite a análise de um regime transitório, uma vez que o aumento da pressão é considerável, para o intervalo de tempo do experimento. Além disto, o fluxo de massa considerado, não permitiu a estabilidade de massa de água no tanque, fato que prejudicou a modelagem numérica, causando problemas de não convergência.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] J. C. WEIMER, G. M. FAETH and D. R. OLSON, "Penetration of vapor jets submerged in subcooled liquids," *AIChE Journal*, vol. 19, no. 3, pp. 552-558, 1973.
- [2] S. SIDEMAN and D. MOALEM-MARON, "Direct contact condensation," in *Advances in Heat Transfer*, Elsevier, 1982, pp. 227-281.
- [3] C. W. Nimitz, "Nation's Capital Gives Nimitz Heros Welcome," *St. Petesburg Times*, 6 8 1945.
- [4] R. G. HEWLETT and F. DUNCAN, *Nuclear Navy, 1946-1962*, Chicago, IL: University of Chicago Press, 1974.
- [5] R. K. WAHLEN, *History of 100-B Area.*, Richland, WA (USA): Westinghouse Hanford Co., 1989.
- [6] E. P. LOEWEN, "The USS Seawolf Sodium-Cooled Reactor Submarine.," in *Remarks on ANS Local Section*, Washington DC, 2012.
- [7] "Elaborate Safeguards put into Atmos-for-Peace Set Up," *Toledo Blade*, 25 04 1956.
- [8] J. C. B. A. P. L. W. M. P. (. S. I. CLAYTON, *The shippingport pressurized water reactor and light water breeder reactor.*
- [9] US ATOMIC ENERGY COMMISSION. DIVISION OF REACTOR DEVELOPMENT. , *The Shippingport Pressurized Water Reactor*, Addison-Wesley Publishing Company, 1958., 1958.
- [10] L. O. FREIRE and D. A. DE ANDRADE, "Historic survey on nuclear merchant ships," *Nuclear Engineering and Design*, pp. 176-186, 2015.
- [11] J. R. e. a. MAIORINO, "The utilization and operational experience of IEA-R1 Brazilian research reactor.," *Argonauta*, 1965.
- [12] ASME, "History of ASME Standards," [Online]. Available: <https://www.asme.org/about-asme/standards/history-of-asme-standards>. [Accessed 10 06 2016].
- [13] U.S.N.R.C. - Technical Training Center, *Reactor Concepts Manual - Pressurized Water Reactor Systems*, 2001.
- [14] U.S.N.R.C. - Office of Nuclear Regulatory Research, *Regulatory Guide 1.26*, 2017.
- [15] ASME, B&PVC, Section VIII, Division 1, 2015.
- [16] 10 CFR Appendix A, *General Design Criteria for Nuclear Power Plants*.
- [17] U.S.N.R.C. - Office of Nuclear Regulatory Research, *Regulatory Guide 1.29*, 2007.
- [18] U.S.N.R.C, NUREG - 0800 *Standard Review Plan for the Review of Safety Analysis Reports for Nuclear Power Plants*.
- [19] CNEN NN 8.01, *Gerência de Rejeitos Radioativos de Baixo e Médio Níveis de Radiação*, Brasil, 2014.
- [20] M. E. SIMPSON and C. K. CHAN, "Hydrodynamics of a subsonic vapor jet in subcooled liquid.," *Journal of Heat Transfer* 104 (2), pp. 271-278, , 1982.
- [21] P. J. KERNEY, G. M. FAETH and D. R. OLSON, "Penetration characteristics of a submerged steam jet," *AIChE Journal*, vol. 18, no. 3, pp. 548-553, 1972.
- [22] B. F. GLIKMAN, "A gas jet in a liquid," *Izv. Akad. Nauk SSSR*, no. 1, p. 39, 1959.
- [23] J. H. CHUN and A. A. SONIN, "Small-scale simulation of vapor discharges into subcooled liquid pools," *Nuclear engineering and design*, vol. 85, no. 3, pp. 353-362, 1985.
- [24] M. H. CHUN, Y. S. KIM and J. W. PARK, "An investigation of direct condensation of steam jet in subcooled water," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 23, no. 7, pp. 947-958, 1996.

- [25] X. Z. WU, J. J. YAN, W. J. LI, D. D. PAN and G. Y. LIU, "Experimental study on a steam-driven turbulent jet in subcooled water," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 240, no. 10, pp. 3259-3266, 2010.
- [26] X. Z. WU, J. J. YAN, W. J. LI and D. D. C. D. T. PAN, "Experimental study on sonic steam jet condensation in quiescent subcooled water," *Chemical Engineering Science*, vol. 64, no. 23, pp. 5002-5012, 2009.
- [27] X. Z. WU, YAN, S. S. F. J. J., Y. CAO and J. P. LIU, "Experimental study on the condensation of supersonic steam jet submerged in quiescent subcooled water: steam plume shape and heat transfer," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 33, no. 12, pp. 1296-1307, 2007.
- [28] A. A. SONIN, "Scaling laws for small-scale modeling of steam relief into water pools," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 65, no. 1, pp. 17-21., 1981.
- [29] S. G. BANKOFF, "A Variable Density Single Fluid Model for two-Phase Flow with Particular Reference to Steam-Water Flow.," *Journal of Heat Transfer*, vol. 82, pp. 265-272, 1960.
- [30] B. R. MORTON, "Modeling fire plumes," *In Symposium (International) on Combustion*, vol. 10, no. 1, pp. 973-982, 1965.
- [31] F. RICOU and D. SPALDING, "Measurements of entrainment by axisymmetrical turbulent jets," *Journal of fluid mechanics*, vol. 11, no. 2, pp. 21-32, 1961.
- [32] M. P. MURGAI and H. W. EMMONS, "Natural convection above fires," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 8, no. 4, pp. 611-624, 1960.
- [33] L. E. STANFORD and C. C. WEBSTER, "Energy Suppression and Fission Product Transport in Pressure-Suppression Pools (No. ORNL-TM--3448)," Oak Ridge National Lab, Tennessee, 1972.
- [34] H. Y. KIM, Y. Y. BAE, C. H. SONG, J. K. PARK and S. M. Choi, "Experimental study on stable steam condensation in a quenching tank," *International Journal of Energy Research*, vol. 25, no. 3, pp. 239-252, 2001.
- [35] D. Z. Q. Y. F. W. W. C. W. CHONG and J. YAN, "Research on the steam jet length with different nozzle structures. , 64, 134-141.," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 64, pp. 134-141, 2015.
- [36] S. CHO, S. Y. CHUN, W. P. BAEK and Y. .. KIM, "Effect of multiple holes on the performance of sparger during direct contact condensation of steam," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 39, pp. 66-77, 2012.
- [37] W. S. BASSEL, "Detalhe da Seção de Testes do Experimento do Tanque de Alívio, RP61-0104-5022-421-01," CTMSP, São Paulo, 1993.
- [38] W. S. BASSEL, "Metodologia de Análise de Distribuidor e Tanque de Alívio de Sistema de Descarga; RP61-0104-S018-0421_00," CTMSP, São Paulo, 1993.
- [39] W. S. BASSEL, "Rotina Experimental – Experimento do Tanque de Alívio do Sistema de Descarga da INAP; R11.01-2156-PR-01/00," CTMSP, São Paulo, 1997.
- [40] P. J. ROSS, *Aplicações das Técnicas de Taguchi na Engenharia da Qualidade*, São Paulo: McGraw-Hill Ltda, 1991.
- [41] S. V. PATANKAR and D. B. SPALDING, "A finite-difference procedure for solving the equations of the two-dimensional boundary layer," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 10, no. 10, pp. 1389-1411, 1967.
- [42] J. CRANK and P. NICOLSON, "A practical method for numerical evaluation of solutions of partial differential equations of the heat-conduction type," *In: Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society. Cambridge University Press*, pp. 50-67, 1947.
- [43] P. LAX and B. WENDROFF, "Systems of conservation laws," *Communications on Pure and Applied mathematics*, vol. 13, no. 2, pp. 217-237, 1960.

- [44] J. H. MATHEWS and K. D. FINK, Numerical methods using MATLAB, Upper Saddle River, NJ: Prentice hall, 1999.
- [45] C. H. SONG, S. CHO, H. Y. KIM, Y. Y. BAE and M. K. CHUNG, "Characterization of direct contact condensation of steam jets discharging into a subcooled water," *Experimental tests and qualification of analytical methods to address thermohydraulic phenomena in advanced water cooled reactors*, vol. 21, 2000.
- [46] D. H. K. K. B. L. Y. Y. K. M. H. B. Y. Y. P. J. K. YOUN, "The direct contact condensation of steam in a pool at low mass flux .," *Journal of Nuclear Science and Technology*, vol. 40, no. 10, pp. 881-885, 2003.
- [47] W. S. BASSEL, "Experimento do Tanque de Alivio do Primário. RP61-0104-5022-421-00," CTMSP, São Paulo, 1993.
- [48] W. S. BASSEL and B. D. BAPTSTA, "Experimento do Tanque de Alivio do DG, R11.01-0330-PR-01/00," CTMSP, São Paulo, 2001.