

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO CEARÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIAS RENOVÁVEIS**

Gustavo Fernandes Crisostomo Soares

**Simulação Computacional de Coletores Solares em Sistemas de Refrigeração
por Absorção através do Método dos Volumes Finitos**

Maracanaú, Ceará

2022

Gustavo Fernandes Crisostomo Soares

Simulação Computacional de Coletores Solares em Sistemas de Refrigeração por Absorção
através do Método dos Volumes Finitos

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Energias Renováveis do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará como requisito parcial para a obtenção do título de mestre em energias renováveis. Área de concentração: Energias Renováveis.

Prof. Dr Francisco Frederico Dos Santos Matos

Maracanaú, Ceará

2022

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Instituto Federal do Ceará - IFCE
Sistema de Bibliotecas - SIBI
Ficha catalográfica elaborada pelo SIBI/IFCE, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

S676s Soares, Gustavo Fernandes Crisostomo Soares.

Simulação computacional de coletores solares em sistemas de refrigeração por absorção através do método dos volumes finitos. / Gustavo Fernandes Crisostomo Soares Soares. - 2022.
122 f. : il. color.

Dissertação (Mestrado) - Instituto Federal do Ceará, Mestrado em Energias Renováveis, Campus Maracanaú, 2022.

Orientação: Prof. Dr. Francisco Frederico Dos Santos Matos.

1. Energia Solar. 2. Refrigeração por Absorção. 3. Volumes Finitos. 4. Simulação computacional. I. Titulo.
CDD 620.91

GUSTAVO FERNANDES CRISÓSTOMO SOARES

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE COLETORES SOLARES EM SISTEMAS
DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ATRAVÉS DO MÉTODO DOS
VOLUMES FINITOS

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-graduação em Energias Renováveis do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Energias Renováveis, área de concentração Energias Renováveis.

Aprovada em 08/02/2022.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos Matos (Orientador)
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE

Prof^a. Dr.^a Erika da Justa Texeira Rocha
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE

Prof. Dr. Venceslau Xavier de Lima Filho
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus que me possibilitou o exito desse passo importante na minha vida. Os meus pais e irmãos que sempre me deram apoio e me ensinaram a continuar lutando pelo meus objetivos. A minha namorada que com sua determinação e apoio, me mostrou sempre o melhor caminho a seguir.

Ao meu orientador Francisco Frederico dos Santos Matos e aos meus professores e a equipe do PPGER, que me inspiraram ao ponto de sempre evoluir e aprender cada vez mais. Aos meus amigos que me apoiaram e me ajudaram sempre que precisei.

Ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia pela oportunidade oferecida e ao órgão de fomento (CAPES). O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

*“Nunca se afaste de seus sonhos, pois se eles se forem, você continuará vivendo,
mas terá deixado de existir.”
(Charles Chaplin)*

Resumo

No Brasil, onde geralmente predominam altas temperaturas ($>25^{\circ}\text{C}$), os aparelhos de ar condicionado convencionais consomem 33% da energia elétrica total produzida no setor residencial. Na tentativa de reduzir esse consumo, buscam-se por ciclos de refrigeração que aproveitem fontes alternativas de energia para refrigerar os ambientes. O ciclo de refrigeração por absorção, onde a irradiação solar pode ser utilizada como fonte principal de energia, é uma possível solução para o problema. No entanto, esse ciclo, normalmente utilizado com fontes de calor abundantes e densas (como nas termoelétricas e outras), deve ser redimensionado para atender as baixas densidades de energia provenientes de fontes renováveis como o Sol. Em outras palavras, o trocador de calor utilizado como gerador no sistema de refrigeração, deve ser ampliado ou ter a sua eficiência melhorada. Como o gerador é o responsável pela separação do fluido refrigerante do seu solvente, o escoamento que ocorre no seu interior é multifásico. Não obstante, através de uma revisão da bibliografia atual disponível, é notada uma escassez de trabalhos que lidem com tal tipo de escoamento no gerador de sistemas de refrigeração por absorção, quando o par brometo de lítio e água é utilizado, esse par é mais adequado por necessitar de menores níveis de pressão e temperatura. Essa escassez relatada é resultado direto da falta de interesse com o correto dimensionamento desse trocador de calor, uma vez que a fonte de energia sempre foi densa e abundante em sistemas de cogeração com capacidade de refrigeração elevada. Com base nesse contexto, este trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um programa computacional que simule o escoamento de uma mistura bifásica no gerador do sistema de refrigeração por absorção com fonte de calor reduzida. Para tanto, o método dos volumes finitos é empregado na geometria de um tubo cilíndrico com fonte de calor advinda da irradiação solar, onde são usados valores normalmente medidos na região Nordeste do Brasil. A metodologia desenvolvida se mostrou eficiente quanto à validação do modelo frente à comparação da geração de vapor obtido por outros autores e também foi realizada uma verificação com o software comercial Ansys Fluent. Como esperado, a fração volumétrica de vapor d'água (refrigerante) obtida na saída do tubo variou bastante com a intensidade da irradiação solar. Foram simulados três valores de radiação incidindo na parede do tubo: de 600, de 800 e de 1000 W/m^2 . Os resultados obtidos para a fração volumétrica de vapor foram de 28, de 54 e de 80%, respectivamente. Entretanto, para que o sistema de refrigeração seja viável, somente valores próximos ou acima de 60% são aceitáveis. Sendo assim, as simulações com fontes prescritas superiores, como a de 800 W/m^2 e 1000 W/m^2 , apresentaram resultados satisfatórios. Portanto, o sistema de simulação proposto revelou ser uma boa ferramenta para a análise do escoamento do fluido multifásico que ocorre no gerador do sistema de refrigeração por absorção.

Palavras-chaves: Energia solar; Refrigeração por absorção; Volumes Finitos; Simulação computacional.

Abstract

In Brazil, where high temperatures generally prevail ($>25^{\circ}\text{C}$), conventional air conditioners consume 33 % of the total applicable electricity in the residential sector. In an attempt to reduce this consumption, refrigeration cycles that take advantage of alternative energy sources to cool the environments are sought. The absorption refrigeration cycle, where solar radiation can enter as the main source of energy, is a possible solution to the problem. However, this cycle, normally used with abundant and dense heat sources (such as thermoelectric and others), must be resized to meet the low densities of energy from renewable sources such as the Sun. In other words, the heat exchanger heat used as a generator in the refrigeration system must be increased or have an improved efficiency. As the generator is responsible for separating the refrigerant fluid from its solvent, the flow that occurs inside it is multiphase. Nevertheless, through a review of the current available bibliography, it is noticed a scarcity of works that deal with this type of flow in the generator of absorption cooling systems, when the pair lithium bromide and water is used, this is more suitable as it requires lower levels of pressure and temperature. This unrelated power requirement is a result of the power exchange broker that there is a keyless power source as it is abundant in power systems with higher engine capacity. Based on the development of a computational work as an objective flow simulator, the main program that mixes steam in the generator of the ventilation system by power supply with heat source in this context. Therefore, the finite volume method is works on the geometry of a cylindrical tube with a heat source from solar irradiation, where values normally measured in the Northeast region of Brazil are used. A developed methodology proved to be efficient in terms of validating the model against other authors and a verification was also carried out with the Fluent software. As expected, the volumetric fraction of water vapor (refrigerant) obtained at the tube outlet varied greatly with the intensity of solar irradiation. Three values of radiation incident on the tube wall were simulated: 600, 800 and 1000 W/m^2 . The results obtained for the volumetric fraction were 28, 54 and 80 %, respectively. However, for the refrigeration system to be viable, only values above 60 % are acceptable. Thus, simulations with superior prescribed sources, such as 800 W/m^2 and 1000 W/m^2 , results satisfactory. Therefore, the simulation system proved to be a good tool for an analysis of the multiphase fluid flow that occurs in the generator of the absorption cooling system.

Palavras-chaves: Solar energy; Absorption refrigeration; Finite Volumes; Computer simulation.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Distribuição do consumo de energia elétrica, Brasil, por classe de consumo, 2021	15
Figura 2 – Mapa Solar do Brasil.	16
Figura 3 – Distribuição das fontes de energia elétrica, 2021.	17
Figura 4 – Trabalhos portal periódico capes e science direct (2000-2021).	19
Figura 5 – Ciclo de compressão a vapor.	24
Figura 6 – Sistema de absorção $H_2O/LiBr$	25
Figura 7 – Modelo do ciclo de refrigeração por absorção de efeito único.	26
Figura 8 – Processo de refrigeração por adsorção utilizando o conjunto coletor solar e sistema de regeneração.	27
Figura 9 – Modelo do ciclo de absorção intermitente.	28
Figura 10 – Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito $H_2O/LiBr$	30
Figura 11 – Sistema de refrigeração por absorção de triplo efeito.	30
Figura 12 – Protótipo do ciclo de refrigeração por absorção.	31
Figura 13 – Representação de um coletor solar plano.	33
Figura 14 – Representação das partes um coletor solar plano.	34
Figura 15 – Regime do fluxo de ebulição nucleada (Bubble pump).	35
Figura 16 – Curva de ebulição típica para a água a 1 atm.	36
Figura 17 – Diferença entre sistema de bolhas e sistema de dispersão de gotículas no regime de partículas distorcidas.	38
Figura 18 – Comparação do fluxo volumétrico de gás com dados do regime de bolhas distorcidas em um sistema de escoamento.	38
Figura 19 – Comparação do fluxo volumétrico de gás previsto com base no desvio do regime de fluxo de churn.	39
Figura 20 – Geometria da bomba de bolha (Jo (2012)).	41
Figura 21 – Geometria da bomba de bolha Jo (2012).	42
Figura 22 – Geração de vapor Jo (2012).	42
Figura 23 – Geometria da bomba de bolha e condições de contorno propostas por Benhmidene, Arjun e Chaouachi (2019).	43
Figura 24 – Análise transiente de temperatura por Benhmidene, Arjun e Chaouachi (2019).	43
Figura 25 – Análise de velocidade por Benhmidene et al. (2017).	44
Figura 26 – Geometria do tubo com algumas condições de contorno impostas.	45
Figura 27 – Domínio de solução axissimétrico.	46
Figura 28 – Regime de ebulição nucleada.	50
Figura 29 – Fluxograma da velocidade de desvio.	51

Figura 30 – Malha com pontos de vetores e escalares.	58
Figura 31 – Fluxograma do Método <i>Simple</i>	59
Figura 32 – Refino da malha.	60
Figura 33 – Refino da malha pelo presente programa.	61
Figura 34 – Refino de malha na parede pelo presente programa.	62
Figura 35 – Refino da malha pelo software Ansys Fluent.	64
Figura 36 – Refino da malha pelo software Ansys Fluent.	64
Figura 37 – Refino de malha na parede.	65
Figura 38 – Condição de contorno para verificação do programa	66
Figura 39 – Perfil de velocidade v_{zm} ao longo do raio, em $z=0,5$ m.	67
Figura 40 – Comparação o programa Ansys Fluent	67
Figura 41 – Comparação com resultados experimentais	68
Figura 42 – Comparação da formação de vapor com diferentes fluxo de calor. . . .	69
Figura 43 – Comparação da formação de vapor com diferentes fluxo de calor (Ansys Fluent).	70
Figura 44 – Perfil de velocidade v_{zm} ao longo do raio, em $z=1,0$ m.	70
Figura 45 – Distribuição da temperatura ao longo do raio com variação do fluxo de calor.	71
Figura 46 – Distribuição da temperatura ao longo do raio com variação do fluxo de calor (Ansys Fluent).	71
Figura 47 – Distribuição da fração volumétrica em relação a distância radial. . . .	72
Figura 48 – Distribuição da fração volumétrica em relação a distância radial (Ansys Fluent).	72
Figura 49 – Distribuição da fração volumétrica para 1000 W/m^2	73
Figura 50 – Distribuição de temperatura para 800 W/m^2	74
Figura 51 – Distribuição de densidade kg/m^3 para 1000 W/m^2	74
Figura 52 – Diagrama entalpia concentração $H_2O/LiBr$	86
Figura 53 – Gráfico de equilíbrio $H_2O/LiBr$	87

Lista de tabelas

Tabela 1 – Estado da arte	44
Tabela 2 – Termos ϕ e γ correlacionado as equações governantes.	48

Lista de abreviaturas e siglas

IFCE	Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará.
QEE	Qualidade de Energia Elétrica.
TDMA	Método da Matriz Tridiagonal.
MVF	Método dos Volumes Finitos.
MEF	Método dos Elementos Finitos.
MDF	Método de Diferenças Centrais.
COP	Coefficiente de Desempenho.
CFD	Dinâmica de Fluido Computacional.
PPGER	Programa de Pós-Graduação em Energias Renováveis.
EES	<i>Engineering Equation Solver.</i>

Lista de símbolos

Γ	Letra grega gama.
Λ	Lambda.
g	Gravidade.
h	Entalpia.
t	Tempo.
q_h	Taxa de calor.
$\dot{V}$	Vetor velocidade.
ρ_m	Densidade da mistura.
v_m	Velocidade da mistura.
A_c	Área da seção transversal.
$\frac{\partial p}{\partial z}$	Variação de pressão na direção z.
α	Fração volumétrica.
Γg	Taxa de geração de vapor.
k	Termo da equação de turbulência.
ϵ	Termo da equação de turbulência.
N_{pch}	Termo adimensional de mudança de fase.
N_{Fr}	Número de <i>Froude</i> .
N_{Pe}	Número de <i>Péclet</i> .
N_D	Número de <i>Drift</i> .
N_{We}	Número de <i>Weber</i> .
N_{Re}	Número de <i>Reynolds</i> .
S_u	Termo fonte.

Sumário

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Contextualização	15
1.2	Justificativa	18
1.3	Objetivos	19
1.3.1	Objetivos específicos	20
1.4	Organização do texto	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1	Histórico da refrigeração por absorção	21
2.2	Descrição do sistema de absorção	22
2.3	Solução refrigerante e absorvente do ciclo de absorção	22
2.4	Ciclo de absorção	23
2.4.1	Ciclo de absorção intermitente	27
2.4.2	Ciclo de absorção de duplo estágio	28
2.4.3	Ciclo de absorção de triplo estágio	30
2.5	Pesquisas Relacionadas (protótipos)	31
2.6	Coletor solar	32
2.7	Estado da arte (bomba de bolha)	34
2.7.1	Fluxo de energia	39
2.7.2	Transferência de calor e massa.	40
2.8	Modelo <i>drift flux</i>	40
2.8.1	Simulações computacionais	41
3	METODOLOGIA	45
3.1	Modelo geométrico e domínio de simulação	45
3.2	Formulação matemática (equações governantes)	46
3.2.1	Modelo de turbulência	48
3.2.2	Modelo <i>Drift Flux</i>	49
3.2.3	Termo médio da mistura	51
3.3	Condições de contorno	52
3.3.1	Entrada do Tubo	52
3.3.2	Parede do Tubo	52
3.3.3	Condição de simetria	53
3.3.4	Saída do tubo	53
3.3.5	Equações adimensionalizadas	53
3.3.6	Informações relevantes	55

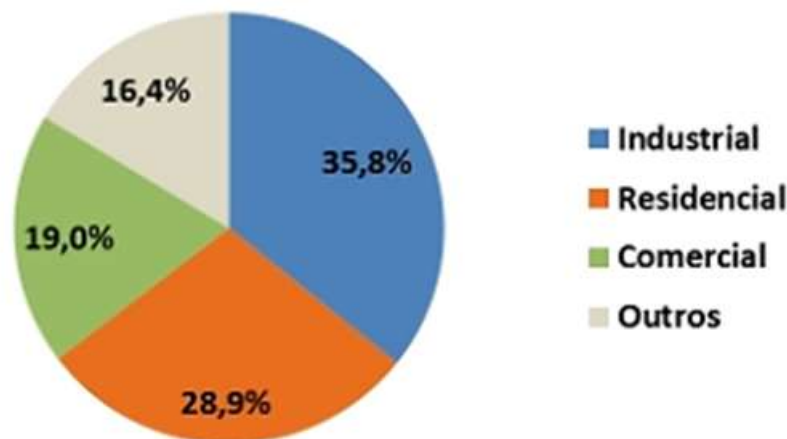
3.3.7	Equações governantes adimensionalizadas	56
3.4	Volumes Finitos	57
3.4.1	Malha	57
3.4.2	Método <i>Simple</i>	58
3.5	Método tridiagonal	60
3.5.1	Esquemas de interpolação	60
3.6	Malha (presente programa)	60
3.6.1	Refino de malha (presente programa)	61
3.7	Ansys Fluent ©	62
3.7.1	Equação governantes (Ansys Fluent ©)	62
3.7.2	Transferência de massa	63
3.7.3	Refino da malha Ansys Fluent	63
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	66
4.1	Simulação	66
4.1.1	Verificação	66
4.1.2	Verificação do modelo multifásico	67
4.1.3	Comparação com resultados experimentais	68
4.1.4	Resultados	69
4.1.5	Análise da densidade média	73
4.1.6	Análise gráfica	73
4.1.7	Análise de turbulência	75
4.2	Análise formação de vapor	75
5	CONCLUSÕES	76
5.1	Trabalhos futuros	77
	REFERÊNCIAS	79
	APÊNDICES	85
	APÊNDICE A – FOTOS	86
A.0.1	Características Termodinâmicas do brometo de lítio	86
	APÊNDICE B – PROGRAMA DESENVOLVIDO NA LIN- GUAGEM FORTRAN	88

1 Introdução

1.1 Contextualização

As considerações econômicas e ambientais dos últimos anos intensificaram o interesse em pesquisas por energias renováveis. Especificamente, é desejável uma economia de consumo no setor residencial, pois pode-se observar pelo gráfico abaixo que esse setor consome 28,9 % da matriz elétrica do país, e dentre essa faixa, os aparelhos de ar condicionado consomem em média cerca de 33 % ([ARAÚJO et al., 2014](#)), dessa forma são necessárias medidas alternativas para diminuir esse índice.

Figura 1 – Distribuição do consumo de energia elétrica, Brasil, por classe de consumo, 2021 .

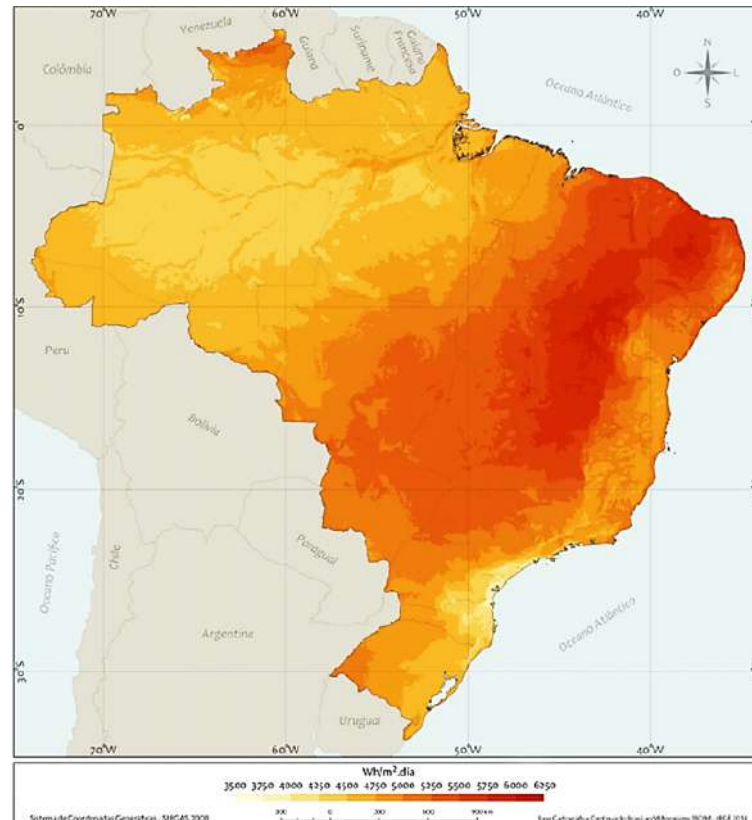


Fonte: Adaptada de [EPE \(2021\)](#).

No momento atual, percebe-se que alguns sistemas energeticamente econômicos que foram empregados no passado com fontes renováveis, quando a energia elétrica era cara e inacessível, voltam a se tornarem importantes, pode se citar como exemplo o uso de sistemas que utilizam energia solar ([ADEWUSI; ZUBAIR, 2004](#)).

Nesse sentido, pode se analisar pela Figura 2 que o Brasil possui grande incidência de energia solar durante todo o ano, estando entre uma das mais altas do mundo ([ANEEL, 2019](#)).

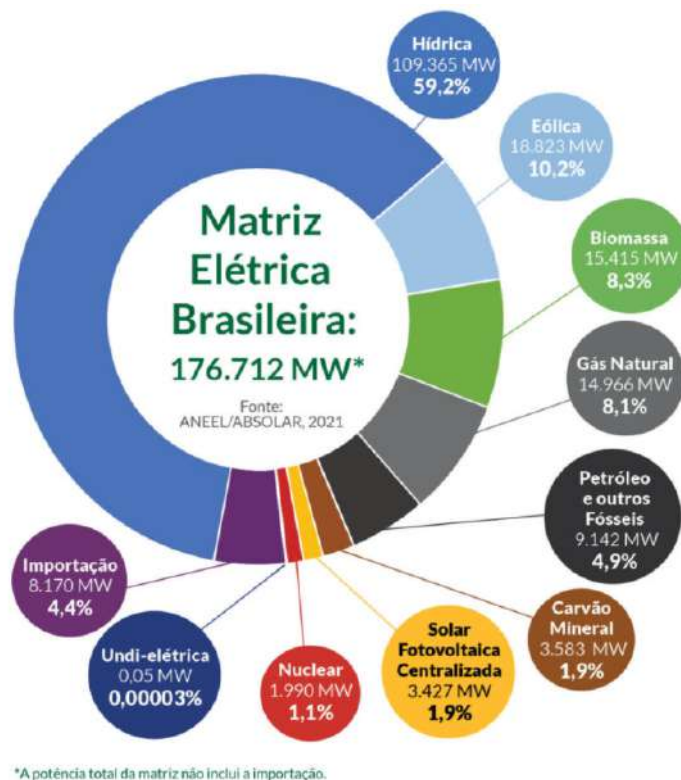
Figura 2 – Mapa Solar do Brasil.



Fonte: [ANEEL \(2019\)](#).

A região Nordeste está em posição de destaque no Brasil, possuindo uma capacidade de irradiação solar que pode chegar a $6100 \frac{\text{Wh}}{\text{m}^2}$ ([ANEEL, 2019](#)). Entretanto, o aproveitamento dessa energia ainda é de menor participação na matriz energética quando comparada a outras fontes de energia tradicionais ([TIBA; FRAIDENRAICH, 2000](#)) e isso também pode ser visto pela Figura 3 em que mostra uma participação somente de 1,9 % para os sistemas solares.

Figura 3 – Distribuição das fontes de energia elétrica, 2021.



Fonte: [ANEEL \(2021\)](#).

O alto investimento inicial e baixo incentivo governamental ainda restringe o setor de geração de energia proveniente do sol. No entanto, já é notado um crescimento significativo do setor, em parte pelo provimento de novas leis que regulamentam o setor de mini e micro geração, de acordo com a resolução normativa nº 687, e também pela realização de leilões que contemplam a participação de grandes parques solares. Em 2014, houve o primeiro leilão de energia solar a nível nacional, com uma contratação de 890 MW ([ANEEL, 2012](#)).

Além do aproveitamento indireto da energia solar para a produção elétrica através de painéis fotovoltaicos, ela pode ser usada como fonte de energia direta, pode-se observar isso no aquecimento de água em residências, cujo uso de coletores solares é acentuado no Brasil ([ARAÚJO et al., 2014](#)).

Os coletores solares também podem ser empregados em sistemas de refrigeração por absorção ([HAMMAD, 1995](#)). Segundo [Wang et al. \(2018b\)](#) esses ciclos por absorção com um coletor solar, tornam-se viáveis economicamente para regiões com fluxo de irradiação solar acima de 500 W/m².

O ciclo de refrigeração por absorção assemelha-se muito ao ciclo por compressão de vapor, pois ambos possuem evaporador, condensador e dispositivo de expansão. Entretanto, a elevação de pressão no gerador do sistema é realizada através de uma bomba ao invés de um compressor como no sistema convencional, dessa forma essa bomba tem um gasto

energético ínfimo em comparação ao compressor do sistema de compressão a vapor.

Para que o sistema funcione adequadamente, a mudança de fase deve ocorrer dentro do coletor, esse fenômeno é conhecido como bomba de bolha, que pode ser definido como um tubo vertical que recebe calor na superfície e eleva a fluidez do fluido sob condições de fluxo de duas fases, favorecendo a formação de vapor no tubo (JO, 2012).

A transferência de calor em bombas de bolhas pode ser feita diretamente com a projeção da luz do sol na superfície da mistura, ou indiretamente utilizando um coletor solar (JO, 2012).

Com base nesse contexto, Jo (2012) avaliou a formação de vapor em tubos verticais expostos a fluxos de calor prescritos utilizando o software Ansys CFX, onde o próprio empuxo das bolhas bombeia o escoamento, entretanto a simulação não contempla a influência da temperatura ao longo da mudança de fase do tubo, e o par refrigerante utilizado foi a amônia e água, o qual é prejudicial do ponto de vista de segurança e necessita de pressão muito elevada no gerador, o que inviabiliza o sistema para o uso com uma fonte solar.

Benhmidene et al. (2014) investigou a modelagem de uma bomba de bolhas com geometria unidimensional e mistura de amônia e água como fluidos de trabalho, a simulação analisou fluxos de calor variando na faixa de 5000 a 25000 W/m². Dessa forma foi determinado a velocidade máxima do líquido ao longo de uma gama de fluxo de calor para diâmetros conhecidos e taxas de fluxo de massa. Além desse trabalho, as maiorias das análises teóricas de bombas de bolhas também foram feitas com modelos 1-D, o que torna o estudo do escoamento muito simplificado.

1.2 Justificativa

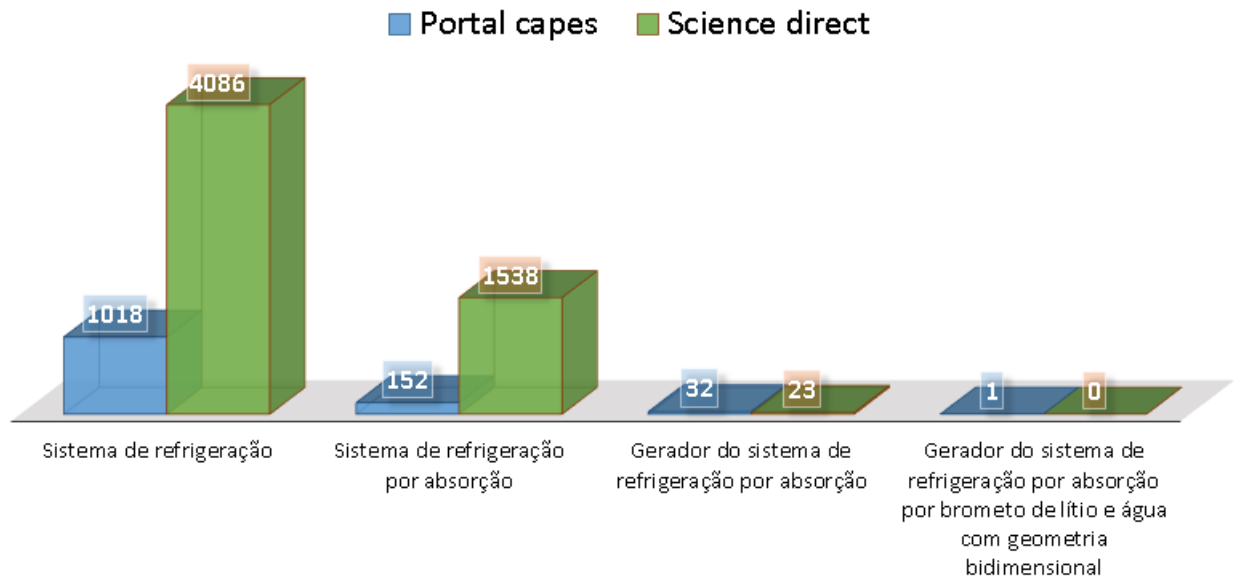
Com base nesse contexto, é importante que se tenha o estudo do escoamento multifásico com simulações que contemplem de forma mais fidedigna o problema real, como soluções bidimensionais ao invés de sistemas unidimensionais.

É válido ressaltar também que a maioria dos estudos com bomba de bolhas se dão com simulações que contemplam o par amônia e água, que é mais adequado para sistemas de refrigeração, enquanto o sistema de brometo de lítio e água é mais adequado para os sistemas de baixa capacidade de refrigeração como os sistemas de climatização, pois esse par não é tóxico e não necessita de pressões operacionais elevadas, sendo a água o fluido refrigerante do sistema e o brometo de lítio a substância absorvente. Esse par ainda conta com a vantagem de não precisar de temperaturas elevadas no coletor (gerador), podendo variar de 75 a 97 °C (HAMMAD, 1995).

No Figura 4 pode-se ver o quantitativo de trabalhos que contemplam o estudo do

sistema de refrigeração por absorção.

Figura 4 – Trabalhos portal periódico capes e science direct (2000-2021).



Fonte: Autor.

Pela análise da Figura 4 acima, pode-se ver que existem poucos trabalhos em que estudem o gerador do ciclo de refrigeração por absorção, isso ocorre devido serem usualmente utilizados em sistemas de cogeração em que existe geralmente uma abundância do fluxo de calor, alcançando assim velocidades e temperaturas bem elevadas, dessa forma a preocupação com a geração de vapor é menos relevante no ciclo, pois como a fonte de calor já é intensa, isso faz com que não se tenham grandes dificuldades na mudança de fase. Entretanto, como estamos analisando no presente trabalho fontes de calor de intensidade baixas compatíveis com a irradiação solar, é de extrema importância o estudo de como ocorre a geração de vapor no coletor solar do sistema.

Nesse sentido, essa pesquisa se justifica pela escassez de trabalhos que realizem a análise do escoamento bidimensional bifásico ao longo de um tubo cilíndrico de um sistema de refrigeração por absorção com fonte de calor de baixa intensidade.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem o objetivo de modelar o gerador(coletor solar) do sistema de refrigeração por absorção com a mistura brometo de lítio e água, bomba de bolha, pelo método de volumes finitos.

1.3.1 Objetivos específicos

- Propor um modelamento do escoamento em ebulição nucleada por volumes finitos do gerador do sistema.
- Realizar um estudo de independência de malha.
- Verificação e validação do modelo com software comercial e resultados experimentais obtidos da literatura.
- Analisar a distribuição de calor e fração volumétrica ao longo do raio e do comprimento do tubo.
- Avaliar o empuxo gerado com a formação de vapor dentro do tubo.

1.4 Organização do texto

- O capítulo 2 apresenta a revisão da literatura, onde são apresentados conceitos fundamentais ao entendimento do tema e citados trabalhos na mesma linha de pesquisa;
- O capítulo 3 apresenta o desenvolvimento da metodologia aplicada na modelagem da simulação do gerador do sistema de absorção por volumes finitos. A simulação foi realizada com a linguagem Fortran e também foi feita pelo software Ansys Fluent.
- O capítulo 4 apresenta e comenta os resultados das simulações.
- O capítulo 5 apresenta as conclusões desta pesquisa e sugestões de possíveis trabalhos futuros.
- Por fim são apresentados os Apêndices, com informações complementares aos capítulos mencionados.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Histórico da refrigeração por absorção

O francês Ferdinand Carré inventou o sistema de absorção e o patenteou nos Estados Unidos em 1860. O primeiro uso do referido sistema nos Estados Unidos foi provavelmente feito pelos Estados Confederados durante a guerra civil, para suprimento de gelo natural que havia sido cortado pelo norte (STOECKER; JONES, 1985).

Com o desenvolvimento do sistema de refrigeração por compressão de vapor no século 19, os sistemas de absorção passaram a ser menos visados. Somente em períodos em que a humanidade passava por dificuldades com o suprimento de energia, como ao fim da primeira guerra mundial, onde os sistemas de absorção começaram a serem utilizados em maior escala. Contudo, a preocupação crescente com o uso mais eficiente e com o desperdício de energia ascendeu à necessidade do aproveitamento de rejeitos térmicos, aumentando assim as aplicações em sistemas de cogeração (NOBERTO, 2018).

Os sistemas de absorção por $H_2O/LiBr$ foram comercializados a partir de 1940 como refrigeradores de água para ar condicionado de grandes edifícios, energizados por vapor ou água quente gerados em caldeiras de óleo e gás natural (NOBERTO, 2018). Pode-se citar também que na década de 1970, em razão da crise energética, foram comercializados, por empresas como Carrier, York e Trane, vários modelos de equipamentos de ar condicionado por absorção para uso em sistemas de cogeração, principalmente com o par água e brometo de lítio (STOECKER; JONES, 1985).

Esse processo de substituição dos refrigeradores por absorção foi realmente acelerado após a crise energética de 1973, quando os preços do gás natural e óleos utilizados nas caldeiras para gerar vapor subiram drasticamente (WANG; WU, 2000). Todavia, vale ressaltar que os sistemas de absorção daquela época apresentavam somente um estágio, dessa forma o seu coeficiente de rendimento era menor do que os chillers elétricos convencionais recém-lançados, o que culminou novamente no declínio da utilização do ciclo de absorção em grande escala.

Apesar disso, atualmente existem ciclos de duplo estágio e de triplo estágio, o que intensifica o coeficiente de rendimento, que aliado a utilização de energias de fontes alternativas como a solar, viabilizam o uso do sistema de absorção.

No Brasil, existem diversos estudos sobre sistemas por absorção (MEDEIROS, 1981); (MAIA, 1986), além de estudos realizados pela equipe da Unicamp relatados por Cortez (1998). As pesquisas realizadas pelo Instituto Federal do Ceará, tais como o de Ferreira (2018) realizou o modelamento numérico do ciclo de absorção para um sistema de

climatização com o programa EES, possibilitando a análise do coeficiente de rendimento e análise CFD de um tubo com geometria tridimensional. Pode-se citar também o de Almeida (2020) em que realizou uma modelagem de um sistema de refrigeração por absorção para condensar o vapor d'água perdido em usinas siderúrgicas. Ainda assim, poucas aplicações práticas foram feitas nessas pesquisas.

2.2 Descrição do sistema de absorção

O ciclo de absorção é similar em certos aspectos ao ciclo de compressão de vapor, diferindo apenas por não utilizar um compressor para comprimir o gás, onde a energia para elevação da pressão é substituída por uma bomba de líquido (CARVALHO, 2007a).

Essa troca favorece o baixo consumo de energia no sistema, pois o compressor utilizado no aparelho de ar condicionado convencional consome cerca de 700 Watts de energia em um sistema residencial de 9000 Btu/h, por outro lado no sistema de refrigeração por absorção o consumo energético é praticamente desprezível, aproximadamente de 0,3 Watts, quando comparado com a mesma capacidade de refrigeração de 9000 Btu/h.

Não obstante, como desvantagem, os sistemas de refrigeração por absorção apresentam baixa performance em relação aos sistemas de compressão de vapor, todavia podem ser atrativos nas aplicações integradas à sistemas com coletores solares, cogeração e trigeração (ALMEIDA; BARBOSA; FONTES, 2010).

No sistema de absorção também é necessário um gerador (coletor solar), que proporcionará a mudança de fase da água contida na mistura de $H_2O/LiBr$. Essa energia será proveniente da irradiação solar, o que não demandará custos de energia ao sistema em funcionamento.

2.3 Solução refrigerante e absorvente do ciclo de absorção

O desempenho dos sistemas de absorção depende da escolha apropriada do par refrigerante-absorvente Sözen (2001). Os materiais constituintes dos pares devem satisfazer alguns critérios: o absorvente deve ter uma grande afinidade com o vapor do refrigerante e os dois devem ser mutuamente solúveis na gama exigida pelas condições de funcionamento. Os dois fluidos devem ser estáveis, seguros e não corrosivos. O absorvente deve ter uma volatilidade baixa, para que o vapor de refrigerante que sai do gerador contenha pouco ou nenhum absorvente e as pressões de trabalho devem ser baixas, de preferência próximas às pressões atmosféricas (DOSSAT R. J., 2001). Dois pares muito utilizados nesses sistemas de absorção, são o brometo de lítio e água e a amônia e água.

Segundo Eicker (2009) os sistemas que utilizam NH_3/H_2O não são tão apropriados para utilização em coletores solares, devido a necessidade de pressões mais elevadas no

gerador, sendo mais utilizados em aplicações industriais de refrigeração.

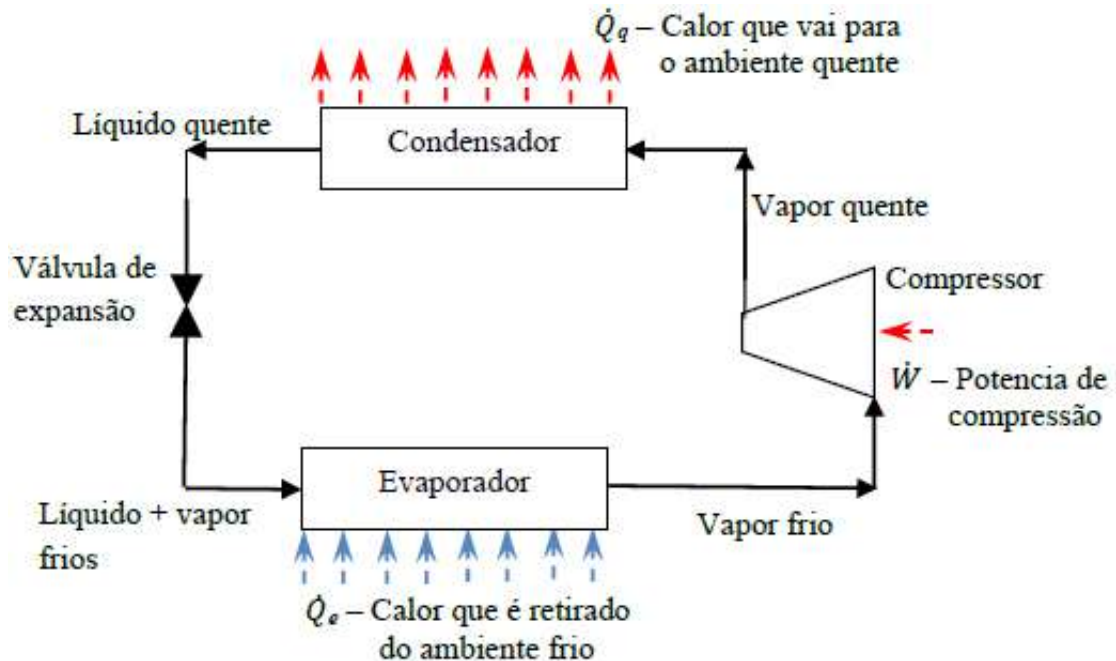
Vale ressaltar que a amônia é mais tóxica e perigosa do que o brometo de lítio para uma aplicação residencial. Pode-se citar também que de acordo com [Carvalho \(2007a\)](#) o brometo não é volátil e não causa danos a camada de ozônio, dessa forma sua utilização possui grande apelo ambiental.

[Wilbur e Mitchell \(1975\)](#) verificaram que o par brometo de lítio e água apresenta um COP mais alto do que para os outros fluidos de trabalho, embora tenha uma gama limitada de operação devido ao início da cristalização que pode ocorrer no absorvedor, caso esse fenômeno aconteça a solução tem o fluxo interrompido do dispositivo, por isso é necessário verificar tabelas de concentração e temperatura para os pares brometo de lítio e água conforme o apêndice A. O par $H_2O/LiBr$ é reconhecidamente mais adequado para resfriamento de água em chillers e para sistemas de condicionamento de ar, sendo a solução mais apropriada para aplicações solares ([JARUWONGWITTAYA T.; CHEN, 2010](#)).

2.4 Ciclo de absorção

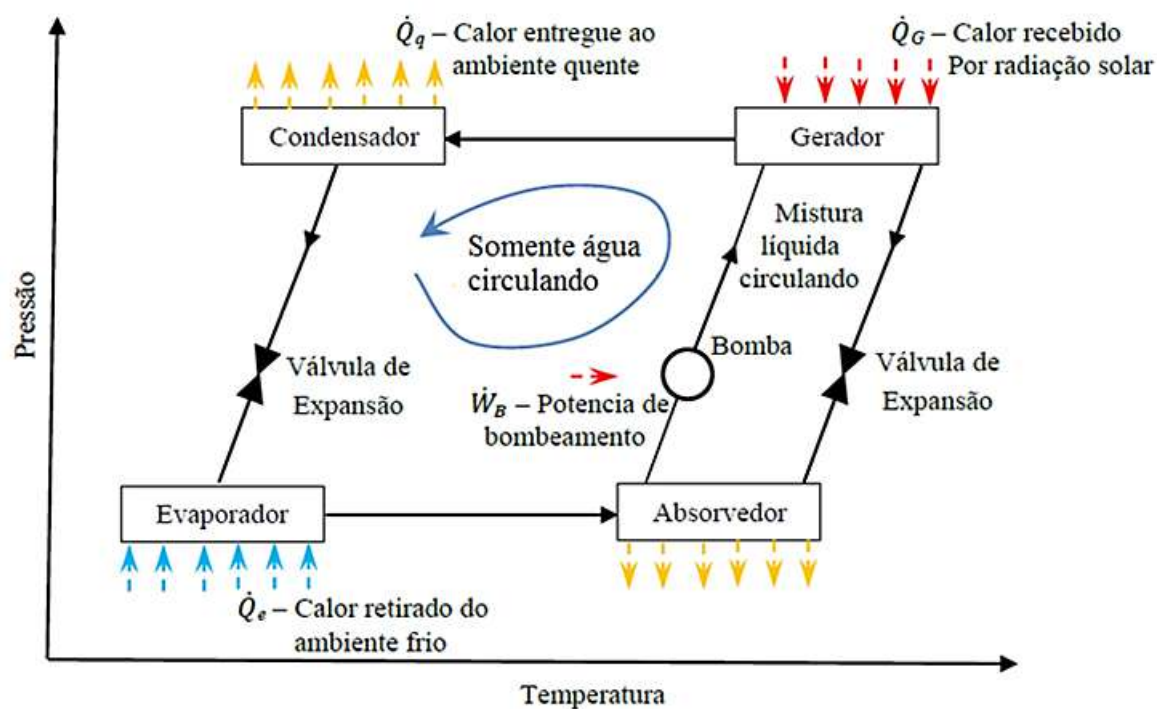
Entre os ciclos de refrigeração, os principais são o ciclo padrão por compressão de vapor e por absorção. O mais utilizado é o de compressão a vapor, que consiste em induzir mecanicamente a circulação de um fluido refrigerante em um circuito fechado, criando zonas de alta e baixa pressão para que o fluido absorva calor em um lugar e o dissipe no outro. O trabalho fornecido por um compressor é utilizado para elevar a pressão e a temperatura de um fluido refrigerante na forma de vapor ([STOECKER; JONES, 1985](#)). Representado na Figura 5, o ciclo por compressão envia o vapor com entalpia elevada para o condensador, onde grande parte do seu calor é rejeitado para um meio externo, condensando o refrigerante. O líquido condensado segue em direção a um dispositivo de expansão que diminui sua pressão, passando para uma mistura líquido-vapor a baixa pressão e temperatura. Esse fluido segue para o evaporador, onde retira calor do ambiente a ser refrigerado e vaporiza por completo para seguir ao compressor, onde reinicia o ciclo ([SOARES et al., 2017](#)).

Figura 5 – Ciclo de compressão a vapor.



Fonte: Adaptada de [Stoecker e Jones \(1985\)](#).

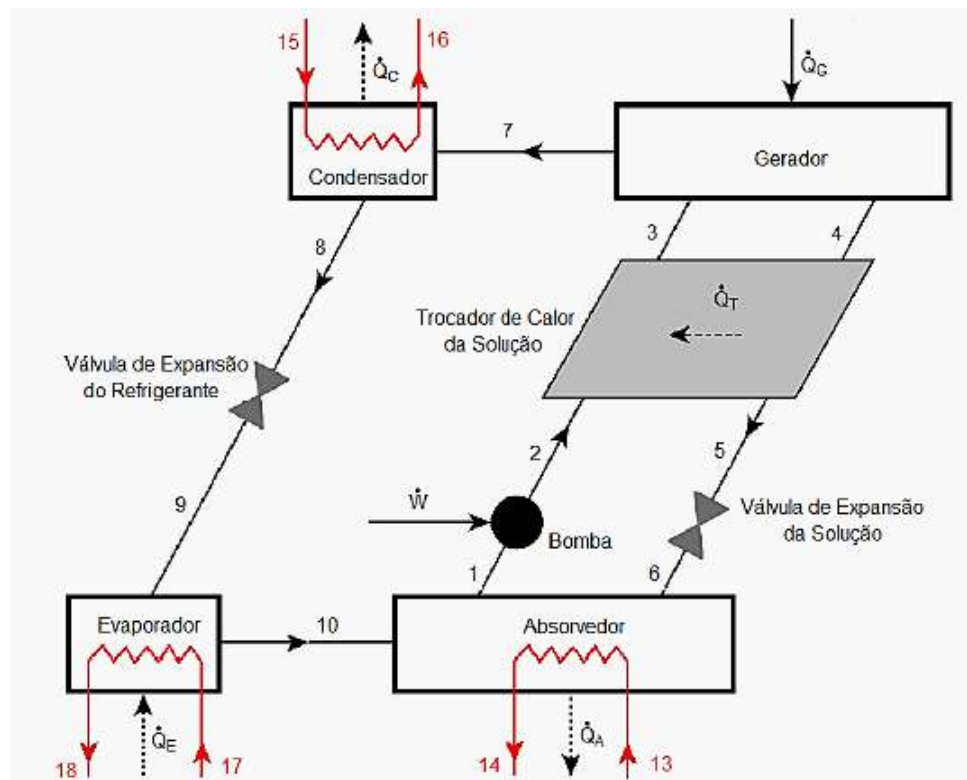
O ciclo de absorção é composto pelos quatro processos ilustrados na Figura 6 para o par $LiBr$ e H_2O , onde pode ser verificado que a solução, após ser aquecida no gerador, libera a água em forma de vapor que entra no condensador. O condensador tem a função de dissipar uma parte do calor absorvido no gerador para o ambiente externo. Ao ceder esse calor a água condensa, formando uma solução líquida. É importante ressaltar que pode haver uma pequena quantidade de brometo de lítio retido nesse ponto, mas que não causará problemas para o processo. Por seguinte, o vapor de água passa por uma válvula de expansão. Esse componente regula a passagem de fluido e impõe uma perda de pressão do refrigerante para que o mesmo baixe a temperatura e inicie o processo de recepção de calor no evaporador. Assim como o condensador, o evaporador é um trocador de calor. Tem a função de captar o calor do ambiente ao qual se deseja refrigerar, ou seja, é onde o sistema de refrigeração tem seu objetivo alcançado. Vale ressaltar que, de acordo com [Wang et al. \(2018a\)](#), durante o processo de mudança de fase líquido-vapor que ocorre no gerador da Figura 6, o fluxo bifásico vapor-líquido e as flutuações de interface de fase são muito complexas e ocorrem em ebulição nucleada.

Figura 6 – Sistema de absorção $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

Fonte: Adaptada de Araújo et al. (2014).

Conforme Herold, Radermacher e Klein (2016) nas aplicações em que a fonte de calor é de baixa intensidade, é importante que o sistema possua um trocador de calor intermediário, conforme a Figura 7, com a finalidade de aquecer a mistura antes do gerador, desse modo, a mudança de fase é intensificada, pois a mistura já é introduzida no gerador com um pré aquecimento.

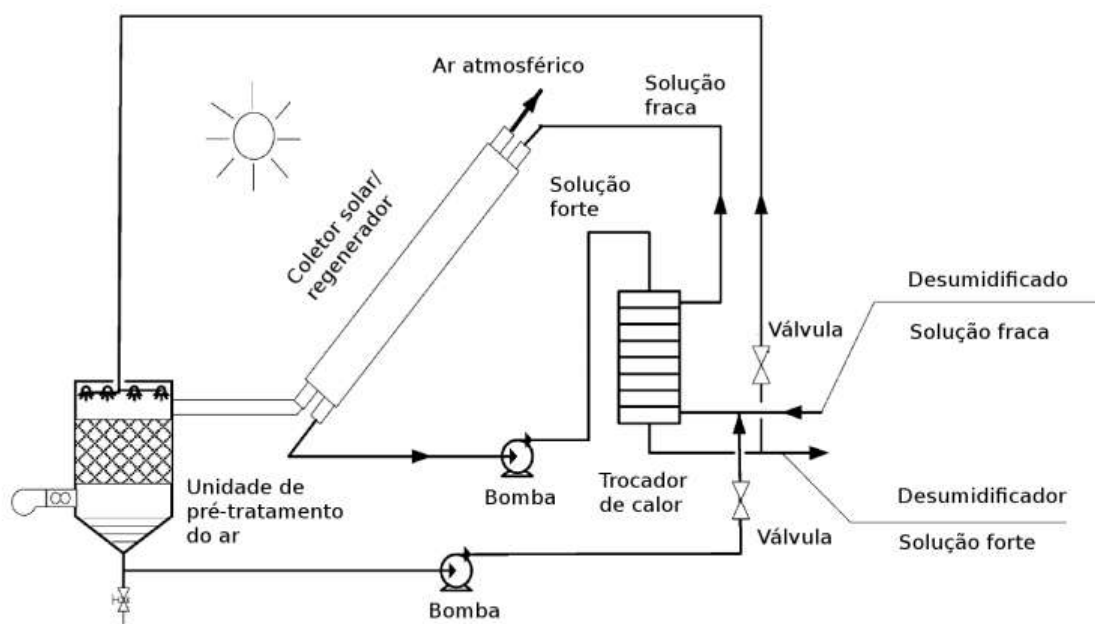
Figura 7 – Modelo do ciclo de refrigeração por absorção de efeito único.



Fonte: Adaptada de [Herold, Radermacher e Klein \(2016\)](#).

[Peng e Zhang \(2009\)](#) também combinaram coleta solar e regeneração líquida em um processo de refrigeração por adsorção. Ainda que não se tenha utilizado o processo de absorção, ele utilizou um coletor solar e um regenerador, regenerando a solução dessecante sem a necessidade de trocadores de calor intermediários. Foi constatado que o desempenho da regeneração é fortemente influenciado pela temperatura e umidade do ar de entrada. O sistema é apresentado pela Figura 8.

Figura 8 – Processo de refrigeração por adsorção utilizando o conjunto coletor solar e sistema de regeneração.

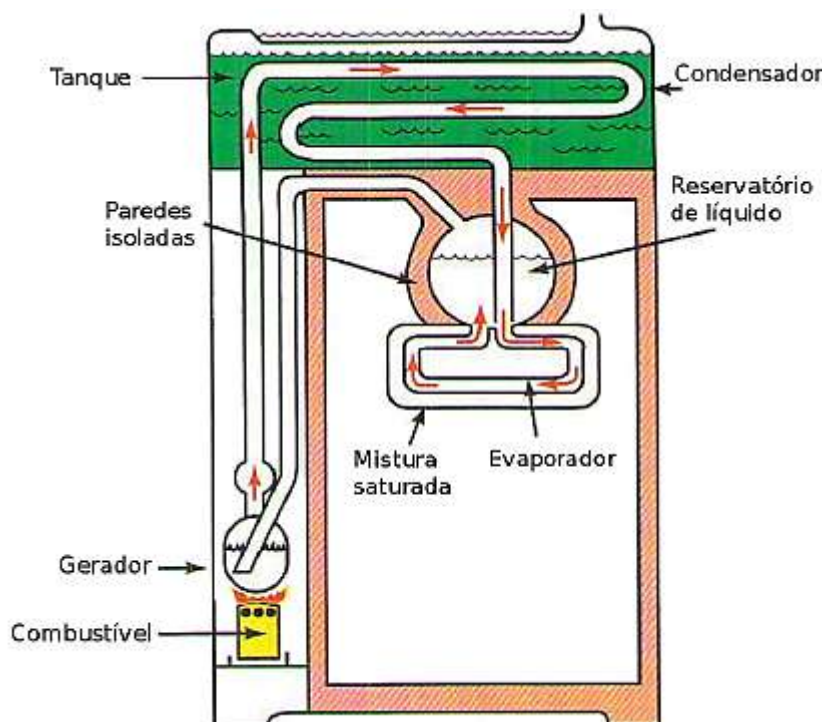


Fonte: Adaptada de [Herold, Radermacher e Klein \(2016\)](#).

2.4.1 Ciclo de absorção intermitente

Os processos de absorção podem ser intermitentes ou contínuos ([Abreu e Hukai \(1999\)](#)), o ciclo exemplificado na Figura 9 é intermitente e utiliza o par amônia e água, onde a mistura estará em um tanque vedado ou gerador. O calor vindo do gerador pela queima de um combustível faz com que a amônia mude do estado líquido para o gasoso. Este vapor é forçado pra cima para o condensador. A água que está no recipiente refrigera o vapor de amônia contido no condensador que se condensa a uma pressão alta. Esta amônia na forma líquida flui através de uma tubulação para o tanque, que, em seguida, vai para o evaporador do sistema. O absorvedor resfria até a temperatura do sistema, porém a amônia evapora em temperaturas mais baixas no evaporador, isto ocorre porque como o gerador esfria ele tende a reabsorver o vapor de amônia. Com isso, a pressão é reduzida e permite que a amônia líquida no evaporador entre em ebulição a uma temperatura mais baixa. Esta ebulição causa o efeito de refrigeração desejado.

Figura 9 – Modelo do ciclo de absorção intermitente.



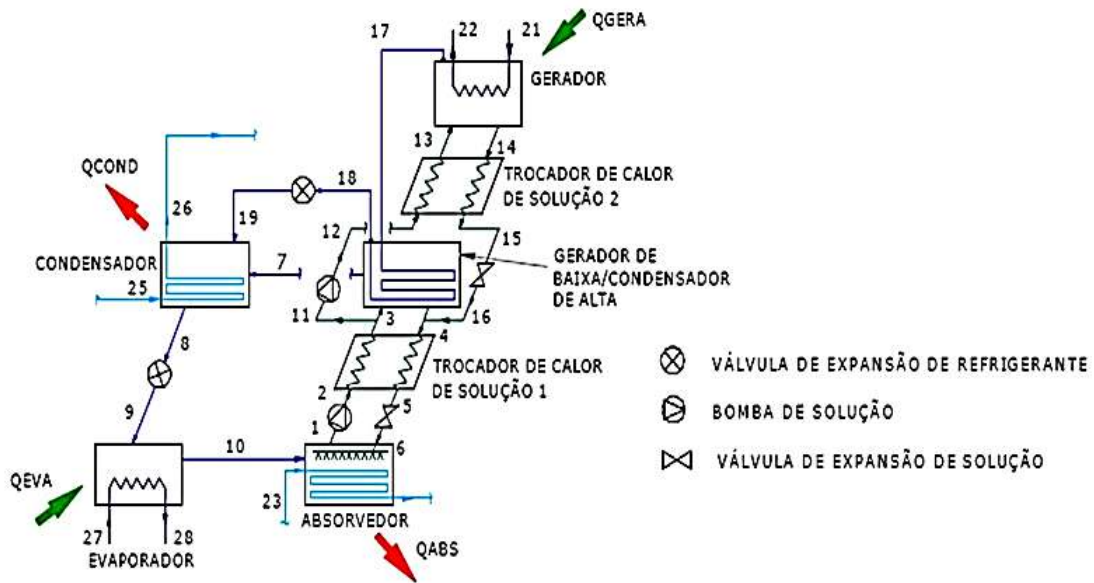
Fonte: Adaptada de [Stoecker e Jones \(1985\)](#).

2.4.2 Ciclo de absorção de duplo estágio

O sistema por absorção de duplo efeito é uma unidade com eficiência melhorada. O aspecto que diferencia primordialmente este ciclo em comparação ao de simples efeito é o fato da incorporação de um segundo gerador (de baixa), que será aquecido pelo vapor a alta pressão fornecido pelo primeiro gerador (de alta) ([CARVALHO, 2007b](#)).

De acordo com a Figura 10, nesses sistemas, o calor entra no gerador de alta (energia fornecida ao sistema) e no evaporador (onde é removido calor para o resfriamento da água). No condensador e no absorvedor, o calor é retirado mediante a circulação do fluxo de água fornecido pela torre de resfriamento. No condensador, entra o refrigerante em forma de vapor procedente do gerador de baixa e do condensador de alta (estado 19 e 7), sendo condensado através da liberação de calor que será transferido para a água de resfriamento (estado 25). O refrigerante sai em forma de líquido saturado (estado 8) e é expandido no próprio dispositivo. O refrigerante a baixa pressão (estado 9) entra no evaporador, onde absorve calor do meio a resfriar, neste caso a água gelada a qual é usada para o condicionamento do ar ([OCHOA, 2010](#)). Posteriormente, o refrigerante a baixa pressão e temperatura (estado 10) dirige-se ao absorvedor, onde é absorvido pela solução concentrada de BrLi (estado 6). Na saída do absorvedor a solução está diluída (estado 1) devido à absorção de refrigerante a qual é bombeada até o gerador de baixa e o condensador de alta (estado 3), passando, primeiramente, pelo trocador de calor da solução e sendo pré-aquecida. O objetivo deste pré-aquecimento é a redução do calor necessário

no gerador. Na saída do primeiro trocador de calor da solução, uma fração da solução entra no gerador de baixa e no condensador de alta (estado 3) e a outra fração (estado 11) é bombeada até o gerador de alta (estado 13) passando antes pelo segundo trocador de calor da solução (OCHOA, 2010). No gerador de alta é adicionada energia (calor de entrada fornecida pela combustão da fonte de calor), essa energia evapora o refrigerante da solução $H_2O/LiBr$ até alcançar a temperatura e concentração de saturação (estado 14). Após isso, o refrigerante em forma de vapor, a alta pressão e temperatura (estado 17), escoar para o gerador de baixa e o condensador de alta, onde cede calor. Posteriormente, o refrigerante sai como líquido saturado do gerador de baixa e o condensador de alta (estado 18), expandindo-se e entrando no condensador (estado 19) em forma de mistura de fases, fechando o ciclo do refrigerante que foi ao gerador de alta (OCHOA, 2010). O calor entregue no gerador de baixa e o condensador de alta evapora o refrigerante da solução do $BrLi$ que entrou no (estado 3), até alcançar a temperatura e concentração de saturação (estado 4) à pressão média (gerador de baixa). Este refrigerante que foi evaporado (à pressão e temperatura média) segue para o condensador (estado 7), fechando o ciclo do refrigerante que entrou no gerador de baixa (OCHOA, 2010). Na saída do gerador de alta (estado 14), a solução concentrada (uma vez que parte do refrigerante foi evaporada) passa pelo segundo trocador de calor da solução e é pré-resfriada. Na saída do segundo trocador (estado 15), a solução concentrada se expande e sua pressão é reduzida (estado 16). Nesse processo uma fração do refrigerante na solução se transforma em vapor (OCHOA, 2010). Esta solução se mistura com a mistura concentrada que sai do gerador de baixa (estado 4) passando pelo primeiro trocador de calor da solução e é pré-resfriada novamente. Na saída do trocador de calor da solução (estado 5), a mistura concentrada é expandida novamente e reduzida (estado 6). Finalmente a solução entra no absorvedor fechando o ciclo (OCHOA, 2010).

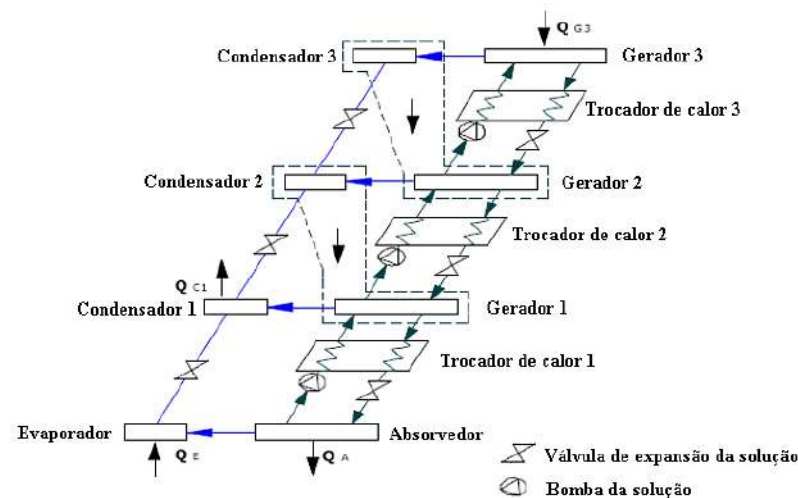
Figura 10 – Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito $H_2O/LiBr$.

Fonte: Adaptada de Bereche (2007).

2.4.3 Ciclo de absorção de triplo estágio

Este sistema é bem semelhante ao ciclo de duplo efeito, porém ele é expandido ao invés de 3 para 4 níveis de pressão. Nesse sistema a fonte é usada em três diferentes unidades geradoras para gerar vapor, também conhecido como sistema de três estágios. Pode-se ver na Figura 11 que de acordo com Herold, Radermacher e Klein (2016) que a variação deste sistema é que ele necessita de um gerador e de um trocador de calor adicional para alcançar um maior nível térmico, além da integração do condensador de alta temperatura ao gerador de maior capacidade do ciclo.

Figura 11 – Sistema de refrigeração por absorção de triplo efeito.



Fonte: Adaptada de Herold, Radermacher e Klein (2016).

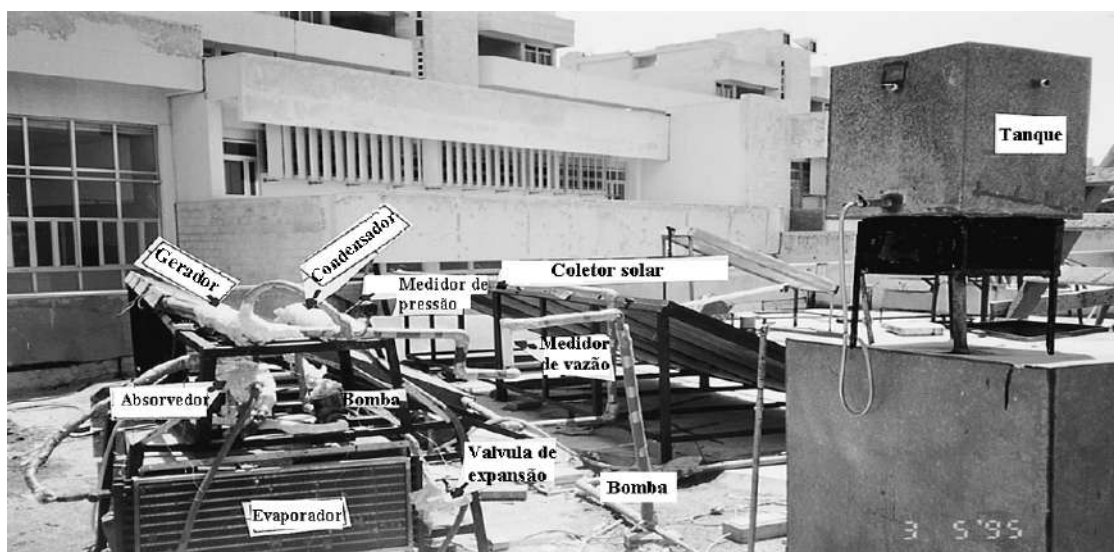
2.5 Pesquisas Relacionadas (protótipos)

Nakahara, Miyakawa e Yamamoto (1977) construíram e analisaram um sistema de refrigeração por absorção simples com $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. O chiller tinha capacidade nominal de refrigeração de 7 kW , utilizando 32 m^2 de coletores planos ligados em paralelo. A energia térmica produzida pelo coletor solar foi armazenada em um tanque de 25 m^3 com água aquecida, durante o período de verão o sistema apresentou capacidade de refrigeração de $6,5\text{ kW}$, com COP na faixa de 0,4 a 0,8 e a temperatura do gerador entre 70° C e 100° C . O sistema utilizou uma fonte de calor auxiliar para fornecer energia ao gerador.

Abreu e Hukai (1999) propuseram um protótipo com funcionamento intermitente no qual a pressão era elevada unicamente por aquecimento e o refrigerante direcionado por meio de válvulas. Com base nos dados coletados, foram mencionadas algumas possíveis aplicações para o protótipo, entre elas a climatização no transporte rodoviário de pessoas e cargas e refrigeração em conjunto com coletores solares.

Hammad (1995) construiu um ar condicionado de refrigeração por absorção conforme a Figura 12, com capacidade de climatização de $2,7\text{ kW}$, com o uso de componentes adaptados dos sistemas de compressão, porém para o gerador do protótipo foram utilizados coletores solares planos conectados em paralelos para captar a irradiação solar. A temperatura no gerador variou de 75° C a 97° C e foi observado que em regiões com fluxo de irradiação solar maior que $600\text{ W}/\text{m}^2$ a aplicação do sistema de absorção foi viável do ponto de vista técnico.

Figura 12 – Protótipo do ciclo de refrigeração por absorção.



Fonte: Adaptada de Hammad (1995).

Li e Sumathy (2000) também construíram um sistema de climatização por absorção com o par brometo de lítio e água com coletor solar e obtiveram uma capacidade de climatização de $16000\text{ Btu}/\text{h}$ em uma área coletora de 38 m^2 . Foi constatado que o sistema

de absorção só se torna viável economicamente para capacidades frigoríficas de pequeno porte, visto que o custo inicial com equipamentos se tornou elevado em comparação ao sistema convencional de compressão a vapor.

Dessa forma, [Tsilingiris \(1992\)](#) avaliou o uso de coletores solares a baixo custo combinado com chillers de absorção convencionais em um projeto de resfriamento solar em grande escala, a fim de viabilizar o custo econômico.

[Yeung et al. \(1998\)](#) construíram um sistema por absorção de dois estágios movido a energia solar na China com uma potência de resfriamento de 100 *kW* com áreas coletoras de 500 *m*₂.

[Gao et al. \(2013\)](#) realizaram um experimento utilizando a condição de fonte solar com 471 Watts e altura de elevação de 1144 *mm*. No estudo foi analisada a distribuição de temperatura ao longo do tempo e a variação da pressão.

[Mazouz, Mansouri e Bellagi \(2014\)](#) efetuaram uma investigação experimental de uma máquina de absorção por difusão com amônia e água, onde notou-se que uma potência mínima de calor (cerca de 20 *W*) era necessário ao gerador para garantir o funcionamento e a estabilidade para um protótipo de geladeira com pequenas dimensões.

[Benhmidene, Sunil e Chaouachi \(2019\)](#) construíram um protótipo de absorção com os fluidos de amônia-água-lítio, o sistema ternário opera a uma pressão relativamente menor, com uma temperatura de refrigeração de -15° C, o que é superior em comparação com a temperatura inferior a -23,6° C associado ao ciclo binário. Apesar disso, o sistema com a mistura ternária amônia-água-brometo de lítio, teve uma melhor eficiência no coeficiente de desempenho.

Outros estudos experimentais e teóricos como [Nicklin \(1963\)](#), [Lister \(1996\)](#) e [Jeong, Lee e Koo \(1998\)](#) analisaram os parâmetros geométricos do coletor mostrando como isso influencia no bombeamento, tal que o padrão de fluxo muda de comportamento de acordo com o diâmetro do tubo e que após exceder uma determinada altura de bombeamento no coletor, essa ação é prejudicada e até mesmo interrompida.

2.6 Coletor solar

Diante do exposto em relação ao ciclo de refrigeração por absorção com a utilização da irradiação solar, é importante destacar o coletor solar térmico. O termo é aplicado à painéis solares de água quente, mas também pode ser usado para instalações mais complexas tais como coletores solares parabólicos, calhas solares e torres solares. Os coletores mais complexos são normalmente usados em centrais energéticas solares, onde o calor do sol é indiretamente usado para gerar eletricidade. Neste caso o coletor aquece a água, gerando vapor para acionar uma turbina ligada a um gerador elétrico ([EUROPEIA](#),

2004).

Vale ressaltar que muitos coletores solares utilizam para movimentação do fluido o sistema de termossifão, cujo funcionamento se explica através das correntes de convecções naturais dos fluidos. Com o aquecimento do coletor pela irradiação solar o fluido tende a subir, pois torna-se menos denso. Logo, o fluido mais frio que possui uma densidade maior, passa a ocupar a tubulação do coletor solar, que também se movimentará quando estiver suficientemente aquecido e consequentemente menos denso.

No caso desse estudo, o coletor solar é o gerador do sistema exemplificado na Figura 13, ele é conectado por tubulações de cobre a um reservatório contendo a solução brometo de lítio e água. É necessário no sistema de absorção que o coletor solar plano esteja sobre a incidência de raios solares na faixa entre 5700 e $6100 \text{ Wh/m}^2.\text{dia}$ para que o sistema funcione corretamente, porém vale ressaltar que parte dessa energia é desperdiçada, pois o coletor de calor não consegue reter toda a energia térmica proveniente da irradiação solar.

Figura 13 – Representação de um coletor solar plano.

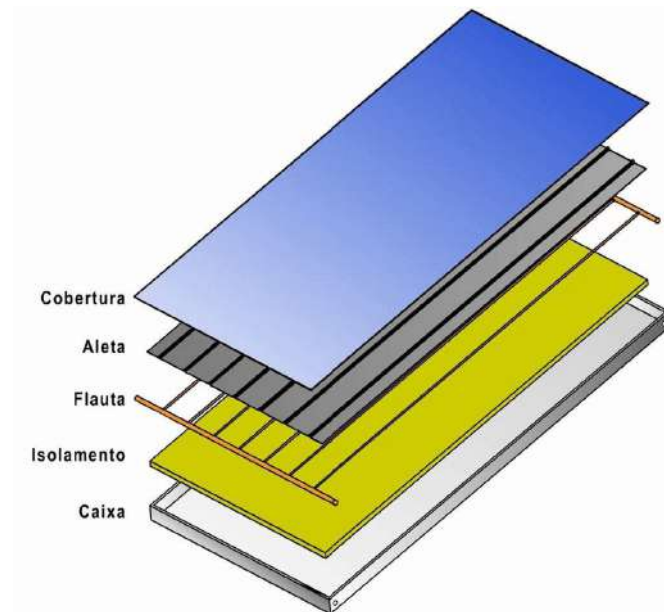


Fonte: Bajpai (2012).

Esses coletores são formados por uma cobertura transparente, por uma placa absorvedora, tendo isolamento térmico entre tais placas e por fim uma caixa coletora que servirá como estrutura para a acomodação das placas e do isolamento (ÁVILA, 2017).

A disposição das partes que formam o coletor está ilustrada na Figura 14.

Figura 14 – Representação das partes um coletor solar plano.



Fonte: Ávila (2017).

Por fim, quando o coletor solar é utilizado em um sistema de absorção que trabalha com uma mistura, o fenômeno da mudança de fase deve ocorrer na caixa coletora, dentro dos tubos. Isso acontece porque a parede do tubo estará aquecida, dessa forma a mistura chegará a temperatura de saturação e com isso são geradas bolhas no sistema, as quais induzem a movimentação do fluido por empuxo, por isso, são denominadas como bombas de bolhas.

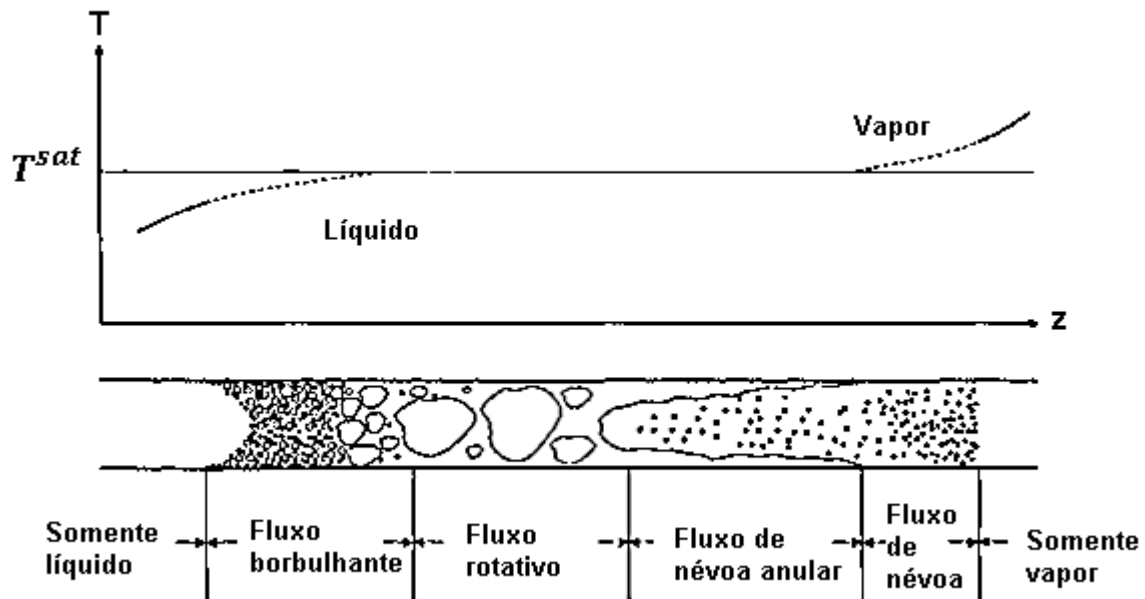
2.7 Estado da arte (bomba de bolha)

A bomba de bolhas é, simplesmente, um tubo vertical que eleva o fluido intensificando a fluabilidade do mesmo sob condições de escoamento bifásico, as bolhas geradas reduzem a pressão hidrostática ao longo do comprimento do tubo. O aparecimento de bolhas ao longo da extensão do tubo se dá através da aplicação de calor a partir de uma fonte de energia térmica (JO, 2012).

Dessa forma, o escoamento com ebulição e, consequente, formação de bolhas dentro do gerador, influencia de forma significativa na transferência de calor, onde o arrasto provocado pelas mesmas aumenta a turbulência e a troca de calor entre o líquido frio e o mais aquecido próximo das paredes (BERGMAN et al., 2015).

O fluxo no regime de ebulição nucleada pode ser visto pela Figura 15.

Figura 15 – Regime do fluxo de ebulição nucleada (Bubble pump).



Fonte: Adaptada de [Ishii \(2015\)](#).

A ebulição com convecção forçada em escoamentos internos está associada à formação de bolhas na superfície interna de um tubo aquecido através do qual um líquido escoar. O crescimento e o desprendimento das bolhas são fortemente influenciados pela velocidade do escoamento e os efeitos fluidodinâmicos diferem significativamente dos presentes na ebulição em piscina. Esse processo é acompanhado pela existência de uma variedade de padrões de escoamento bifásico ([INCROPERA et al., 2007](#)).

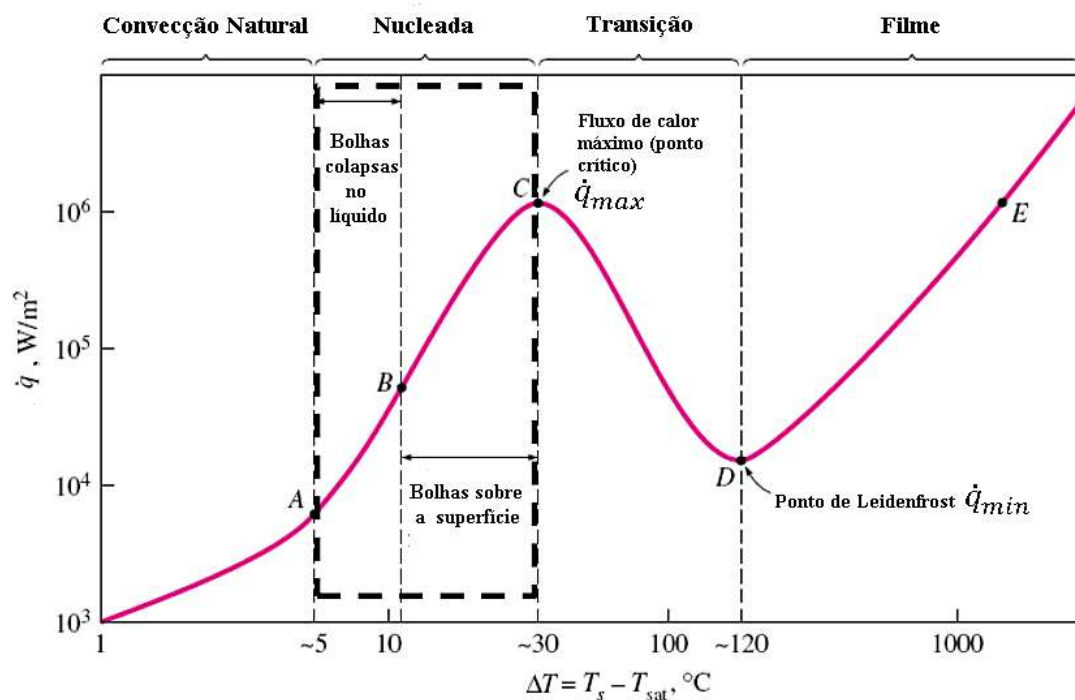
Nesse sentido, segundo [Incropera et al. \(2007\)](#), a transferência de calor para o líquido sub-resfriado que entra no tubo é, inicialmente, por convecção forçada monofásica, em seguida a temperatura da parede se torna superior a de saturação do líquido e a vaporização inicia-se na região de ebulição com escoamento sub-resfriado. Essa região é caracterizada por gradientes de temperaturas radiais significativos, com bolhas se formando adjacentes a parede aquecida e líquido sub-resfriado escoando perto do centro do tubo. A espessura da região das bolhas aumenta ao longo do tubo até que o núcleo do líquido atinge a temperatura de saturação do fluido. O primeiro estágio da região de ebulição com escoamento saturado corresponde ao regime com bolhas, na medida em que a densidade diminui e a velocidade aumenta, bolhas individuais coalescem formando bolsões de vapor. Esse regime de escoamento é seguido pelo regime anular no qual o líquido forma um filme na parede do tubo. Esse filme se move ao longo da superfície interna no tubo, enquanto o vapor se move com uma velocidade maior através do núcleo do tubo. Logo depois, pontos secos aparecem na superfície interna do tubo e crescem em tamanho.

Em consequência do aumento da fração mássica de vapor ao longo do comprimento

do tubo, em conjunto com a significativa diferença das massas específicas da fase líquida e gasosa, a velocidade média do fluido é intensificada por várias ordens de grandeza entre a primeira e a segunda região de convecção monofásica forçada.

Vale ressaltar também que de acordo com Incropera et al. (2007), o q'' depende do coeficiente convectivo h , bem como o excesso de temperatura, com isso, diferentes regimes de ebulição são formados. Isso pode ser visto pela Figura 16 abaixo. Embora o exemplo seja para a água pura, tendências semelhantes caracterizam o comportamento de outros fluidos.

Figura 16 – Curva de ebulição típica para a água a 1 atm.



Fonte: Adaptada de Incropera et al. (2007).

Em relação às pesquisas envolvendo o fenômeno da bomba de bolhas, pode-se citar Jo (2012) que avaliou a formação de vapor em tubos verticais expostos a fluxos de calor prescritos utilizando o software Ansys Cfx ©, para o par amônia e água com fluxo de calor variando na faixa de 5000 W/m^2 a 25000 W/m^2 .

Gao et al. (2014) realizaram um experimento com uma fonte de calor prescrita de 779 W . Os experimentos foram feitos utilizando somente a água e o outro usando a solução de 45,5 % de brometo de lítio. A bomba de bolhas com a solução de LiBr apresentou maior temperatura, pressão de dessorção ligeiramente maior que com o uso somente da água.

Benhmidene et al. (2014) simularam a formação de vapor no escoamento em ebulição nucleada na bomba de bolha utilizando um modelo unidimensional com amônia e água. Com um tubo fixo de bomba de bolha de 1 m , e fração mássica de amônia

de 0,4 e pressão 18 bar na entrada. Os resultados numéricos mostram que a taxa de bombeamento é principalmente influenciada pela entrada de calor. Seu máximo está diretamente relacionado à vazão mássica e o diâmetro do tubo. [Benhmidene et al. \(2017\)](#) também simularam o escoamento de forma transiente com o modelo unidimensional com amônia e água, em que teve como resultado analítico a formação de vapor com valores próximos de 80 % de fração volumétrica quando utilizadas a fonte de calor de 300 watts.

Segundo [Rattner e Garimella \(2015\)](#) a bomba de bolha e o gerador de vapor podem ser dois componentes separados, o intuito dessa separação é obter uma quantidade de vapor na entrada do tubo da bomba de bolhas, o que pode reduzir a flutuação do sistema.

[Benhmidene et al. \(2017\)](#) simularam um modelo unidimensional para um fluxo de aquecimento de 2000 W/m^2 a 5000 W/m^2 e tubo de bomba de bolhas com comprimento de 1 m e 2,5 mm de diâmetro interno. Os resultados revelaram oscilações das velocidades de vapor e líquido ao longo do tempo. As oscilações diminuem com o tempo e com o fluxo de calor. Após um determinado tempo, o estado de regime permanente é estabelecido, caracterizado por velocidade constante do líquido e valores de fração nula. No entanto, a velocidade do vapor não tem o mesmo comportamento, mas também aumenta para o estado estacionário. Por outro lado, as oscilações de queda de pressão são estudadas.

Um modelo analítico foi desenvolvido por [Aman, Ting e Henshaw \(2016\)](#) que utilizaram valores de potência de aquecimento reduzidos de 35 e 39 W. O experimento foi realizado para um ciclo de refrigeração por absorção envolvendo a bomba de bolhas no gerador.

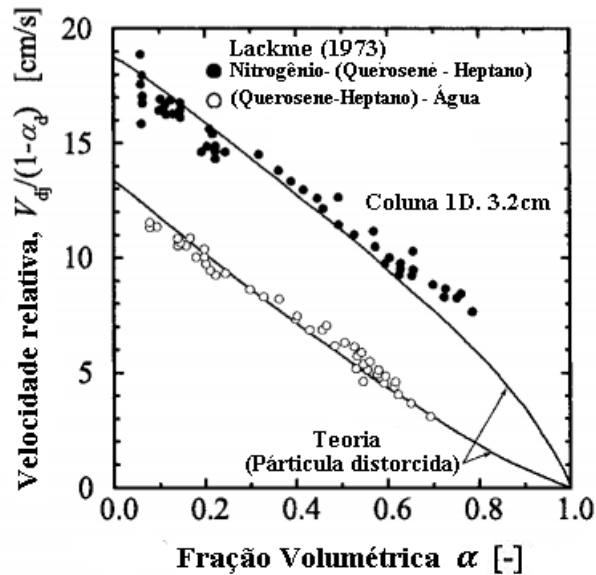
Vale ressaltar que, os modelos matemáticos que estudam a bomba de bolha são obtidos com o uso das equações de conservação da massa líquida e gasosa, energia, momento, e turbulência.

[Ishii \(2015\)](#) propôs a equação constitutiva cinemática para a velocidade de desvio em vários regimes de fluxo bifásico. A equação que especifica o movimento relativo entre as fases no modelo de fluxo foi derivada levando em conta a geometria interfacial, as tensões de cisalhamento e o momento interfacial de transferência massa, já que esses efeitos macroscópicos governam a velocidade entre as fases.

As equações constitutivas propostas por [Ishii \(2015\)](#) dão excelentes previsões para o fluxo vertical de duas fases ascendente para tubos de pequeno diâmetro, tal que ele propôs quatro equações distintas para cada regime de fluxo, *Bubbly*, *Slug*, *Churn* e *Annular*. Essas equações também levam em consideração a aceleração gravitacional, a tensão superficial da mistura, a diferença de densidade entre as fases e a mudança da viscosidade do líquido e do gás. Essas equações foram validadas com modelos experimentais de [Lackme \(1973\)](#). Esse modelo indica claramente a diferença na dependência de concentração da velocidade relativa entre um fluxo borbulhante e um fluxo de gotículas e também a comparação

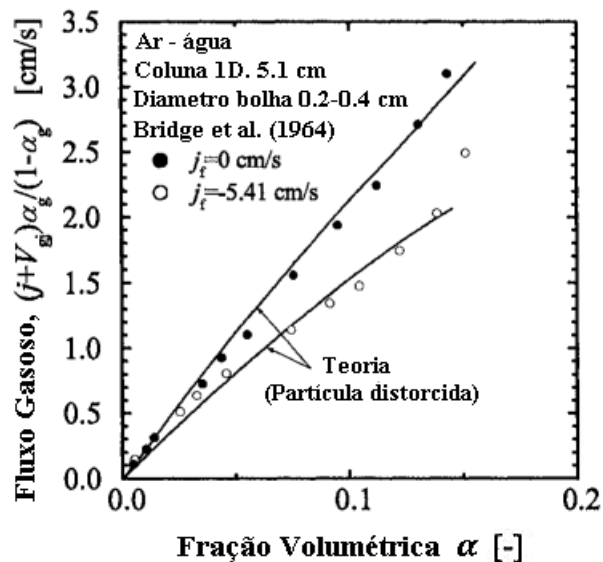
do fluxo volumétrico de gás com dados do regime de bolhas. Essas características foram previstas corretamente pelo modelo de acordo com as Figuras 17 e 18.

Figura 17 – Diferença entre sistema de bolhas e sistema de dispersão de gotículas no regime de partículas distorcidas.



Fonte: Adaptada de Ishii e Chawla (1979).

Figura 18 – Comparação do fluxo volumétrico de gás com dados do regime de bolhas distorcidas em um sistema de escoamento.

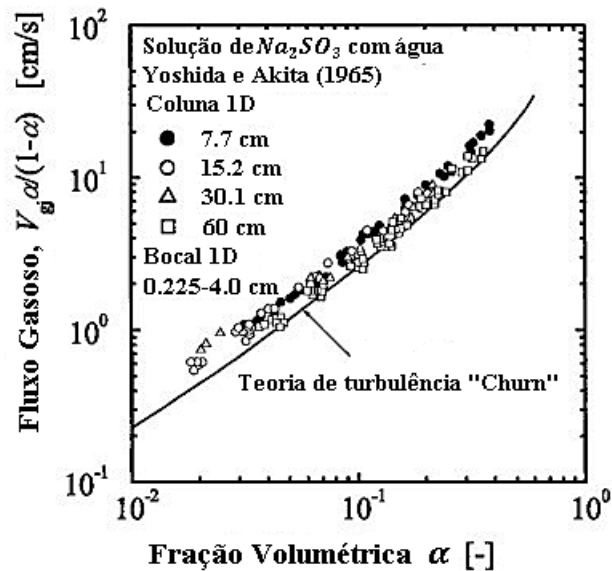


Fonte: Adaptada de Ishii e Chawla (1979).

Ishii e Chawla (1979) compararam a previsão de fluxo turbulento com os dados experimentais de Yoshida e Akita (1965). Os dados foram coletados para um sistema de solução de sulfito de sódio aquoso ao ar com vários diâmetros de coluna variando de 7,7 a 60 cm.

Como pode ser visto na Figura 19, a teoria subestima o fluxo de gás para experimentos com diâmetros menores.

Figura 19 – Comparação do fluxo volumétrico de gás previsto com base no desvio do regime de fluxo de churn.



Fonte: Adaptada de Ishii e Chawla (1979).

Conquanto, para diâmetros de coluna maiores, a concordância entre a previsão e os dados se torna cada vez mais satisfatória. Essa tendência pode ser facilmente explicada pelo efeito bidimensional da transferência de calor sobre o escoamento e devido aos perfis de vazão da fração volumétrica e velocidade. A fase dispersa é transportada localmente com a velocidade de desvio local em relação ao fluxo volumétrico local.

2.7.1 Fluxo de energia

Com o fluxo de energia depositado nas paredes, ocorrem diversos fenômenos, a exemplo da ebulição, onde o calor é transportado da parede quente para o fluido por vários mecanismos diferentes. Em partes da parede, onde não existem bolhas, o calor flui diretamente para o líquido sub-resfriado, da mesma forma que ocorre no escoamento monofásico. Em regiões da parede onde as bolhas crescem, o calor é consumido pela geração de vapor que ocorre nos chamados pontos de nucleação. Além disso, ocorre uma mistura líquida com temperatura mais fria que devido à recirculação das bolhas é colocado em contato com a parede mais quente, o que leva a um resfriamento adicional. Esse mecanismo não está presente na fase monofásica do escoamento. Nesse sentido, o tamanho dessas bolhas depende de um grande número de variáveis como o sub-resfriamento líquido que é a diferença de temperatura da entrada e a de saturação, velocidade, fluxo de calor, superaquecimento da parede, propriedades do fluido, e o ângulo de contato entre o líquido e a parede (KREPPER; RZEHAKE, 2014).

Vale ressaltar que embora vários modelos tenham sido propostos para equacionar o sistema que utilize a bomba de bolha, por exemplo: [Kandlikar \(2002\)](#), [Situ et al. \(2005\)](#), [Basu, Warriar e Dhir \(2005\)](#), uma regra que englobe toda a correlação empírica ou teórica de todos os casos reais envolvidos ainda não é disponível na literatura.

2.7.2 Transferência de calor e massa.

Embora possa ser visto que existam diversas previsões para o modelo de uso para bomba de bolha, é importante ressaltar que modelos mais simples como o obtido pelas leis termodinâmicas, também já foram utilizados por alguns autores como o [Jo \(2012\)](#), em que a formação de vapor ocorre pela adição de um termo de transferência de massa interfacial entre as fases de acordo com a equação 2.1, que depende da diferença de temperatura causada pelo fluxo de calor na bomba de bolha, do coeficiente de transferência de calor e da entalpia latente.

$$\dot{M}_{lg} = \frac{q_l + q_g}{H_g - H_l} \quad (2.1)$$

Onde $\dot{M}_{lg}$ é a taxa de transferência de massa que atravessa a interface líquido-vapor, q_g a quantidade de calor da fase gasosa, q_l a quantidade de calor da fase líquida, H_g a entalpia na interface da fase gasosa e H_l a entalpia na interface da fase líquida.

2.8 Modelo *drift flux*

Um dos modelos propostos pela literatura é o *Two-Fluid Model* em que [Ishii \(2015\)](#) considerou cada fase separadamente. Assim, o modelo é expresso em termos de dois conjuntos de equações de conservação que governam o equilíbrio de massa, momento e energia em cada fase. Porém esse modelo se torna mais dificultoso, visto que as equações são duplicadas e geram bastante divergências, devido a abrangência de termos do modelo multifásico.

É importante ressaltar que a condição de desequilíbrio térmico e as estruturas das interfaces são os fatores governantes das mudanças de fases. Além disso, o estado cinemático e mecânico entre duas fases é muito influenciado pelas propriedades e estruturas interfaciais. Em ordem de trazer esses efeitos importantes para a formulação do modelo de mudança de fase, é mais simples e mais realista utilizar reduções para o modelo de dois fluidos do que o modelo completo.

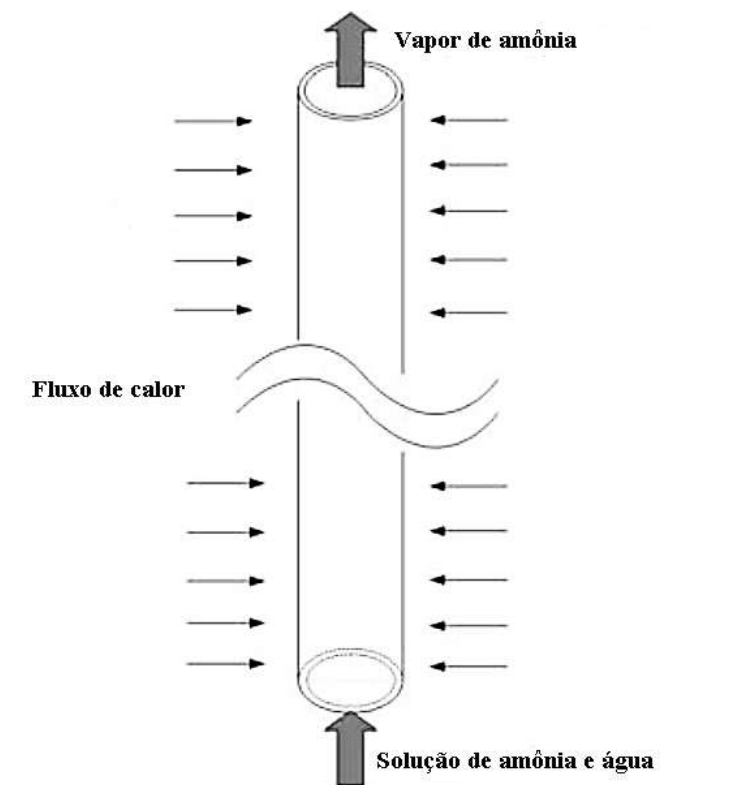
Diante disso, surge o modelo *drift flux*, onde é considerada uma teoria aproximada do modelo de dois fluidos, onde é necessário fornecer equações constitutivas adicionais que especificam as características de respostas de certos grupos de misturas macroscópicas de duas fases. A fim de manter os efeitos de desequilíbrio térmico no modelo de fluxo

de deriva (ou mistura), é introduzido nesse modelo uma equação de estado fundamental para cada fase. Além disso, várias propriedades da mistura podem estar relacionadas às propriedades de cada fase.

2.8.1 Simulações computacionais

Jo (2012) Simulou a formação de vapor no Ansys Cfx com diferentes diâmetros de entrada, variando de 6 a 12 mm, como fluxos de calor na ordem de 5 a 25 kW/m^2 , é possível ver na Figura 20 que embora o sistema seja de um coletor solar com diversos tubos, apenas a representação de um tubo é simulado.

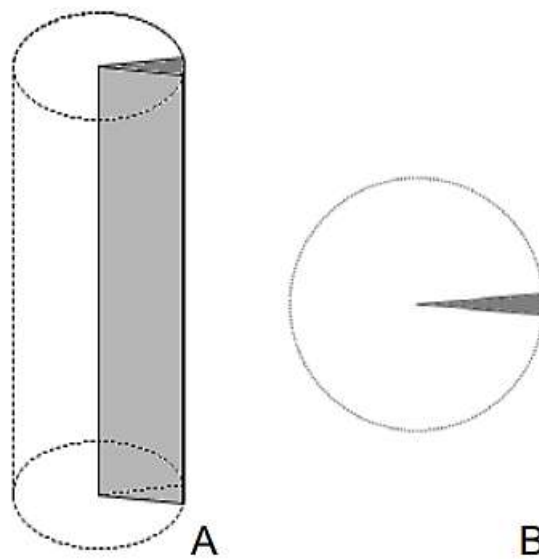
Figura 20 – Geometria da bomba de bolha (Jo (2012)).



Fonte: Adaptada de Jo (2012).

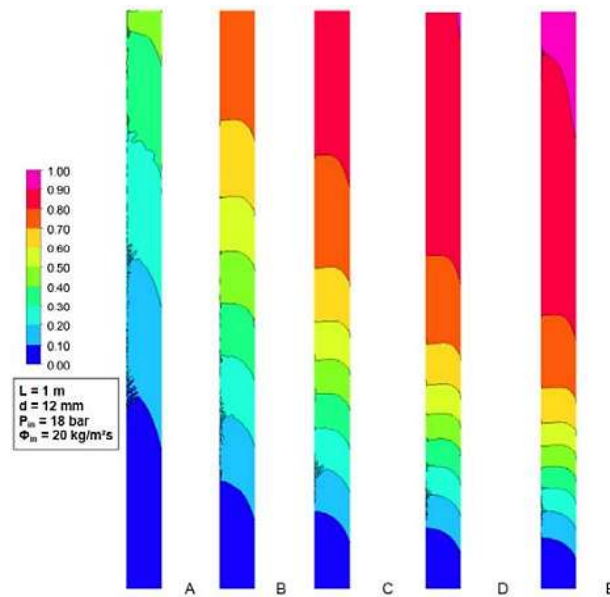
É importante mostrar na figura que embora o tubo seja 3D, a simulação é realizada com simplificação para um modelo bidimensional de acordo com a figura abaixo. Segundo Jo (2012) essa simplificação não afeta os resultados da simulação numérica porque o presente modelo não se destina a simular microscopicamente os fenômenos de ebulição, incluindo o processo de criação de bolhas e comportamento na parede aquecida, mas para calcular globalmente a distribuição da fração volumétrica do escoamento em mudança de fase.

Figura 21 – Geometria da bomba de bolha Jo (2012).



Fonte: Adaptada de Jo (2012).

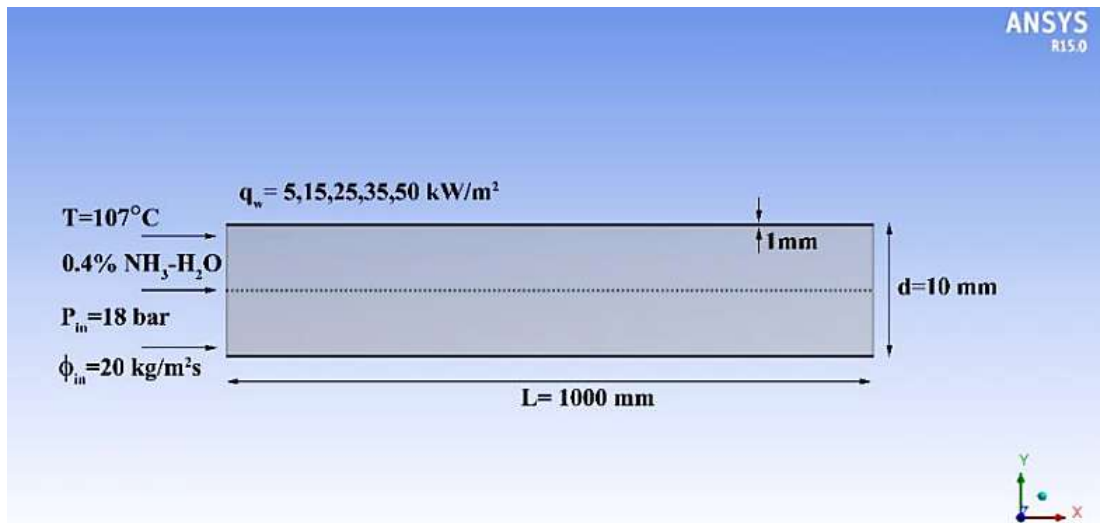
Figura 22 – Geração de vapor Jo (2012).



Fonte: Adaptada de Jo (2012).

Benhmidene, Arjun e Chaouachi (2019) também simularam a formação de vapor com amônia e fluxo de calor variando na condição de contorno de 5 a 50 kW/m^2 , que são fluxos provenientes de uma fonte externa de calor. As condições de contorno são propostas na Figura 23.

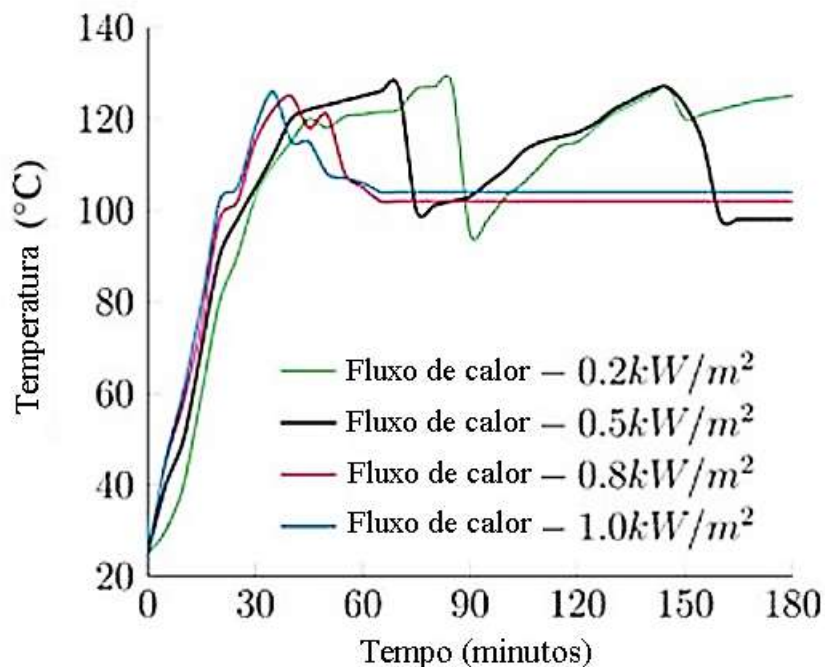
Figura 23 – Geometria da bomba de bolha e condições de contorno propostas por Benhmidene, Arjun e Chaouachi (2019).



Fonte: Adaptada de Benhmidene, Arjun e Chaouachi (2019).

Na Figura 24 pode-se ver a análise transiente de temperatura do sistema com amônia e água.

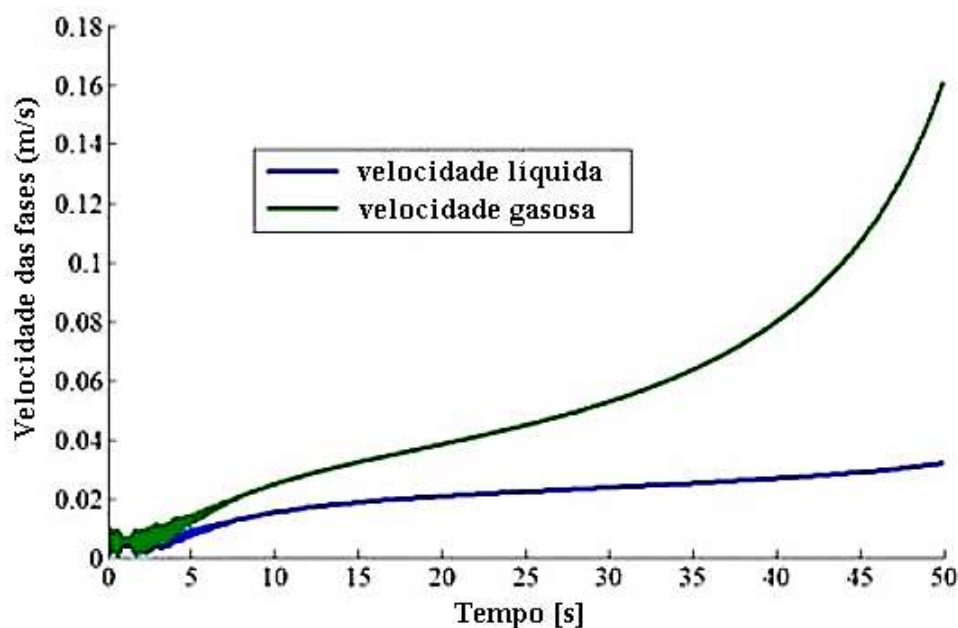
Figura 24 – Análise transiente de temperatura por Benhmidene, Arjun e Chaouachi (2019).



Fonte: Adaptada de Benhmidene, Arjun e Chaouachi (2019).

É importante citar também que Benhmidene et al. (2017) simulou a bomba de bolha de amônia e água com análise transiente da velocidade entre as fases de acordo com a Figura 25, porém de forma unidimensional.

Figura 25 – Análise de velocidade por Benhmidene et al. (2017).



Fonte: Adaptada de Benhmidene et al. (2017).

Na tabela abaixo tem-se um estado da arte das simulações computacionais feitas da bomba de bolha.

Tabela 1 – Estado da arte

Autor	Resultados
Jo (2012)	Simulação por volumes finitos do escoamento bidimensional com amônia e água.
Ishii (2015)	Equação para a velocidade de desvio em vários regimes de fluxo bifásico.
Benhmidene et al. (2014)	Fração volumétrica. Modelo unidimensional com amônia e água.
Benhmidene et al. (2017)	Solução das equações governantes. Modelo unidimensional com amônia e água.
Benhmidene e Chaouachi (2019)	Escoamento de forma transiente. Modelo unidimensional com amônia e água.
Ferreira (2018)	Simulação CFD do escoamento com o fluido brometo de lítio e água.

Com o estado da arte apresentado acima, percebe-se que ainda faltam trabalhos que realizem a simulação 2D, assim como feito por Ferreira (2018) com os pares de brometo de lítio e água, e com uma intensidade de fluxo de calor menor, que seja compatível com a irradiação fornecida pelo sol.

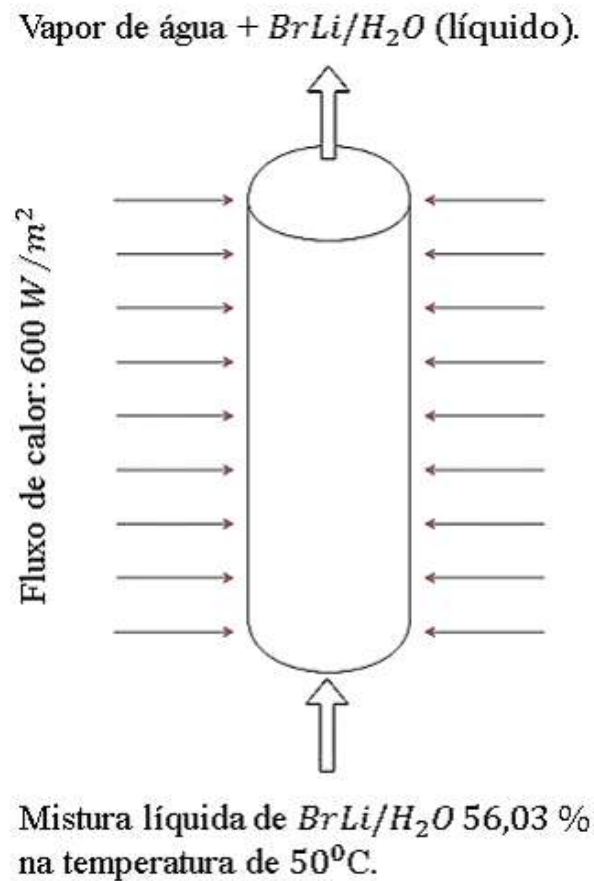
3 Metodologia

3.1 Modelo geométrico e domínio de simulação

Para simular o escoamento bifásico do gerador do sistema de absorção, foi utilizada uma modelagem em $2D$. O fluxo de calor foi considerado uniforme ao longo de toda a superfície do tubo, o que permitiu a utilização de uma geometria axisimétrica.

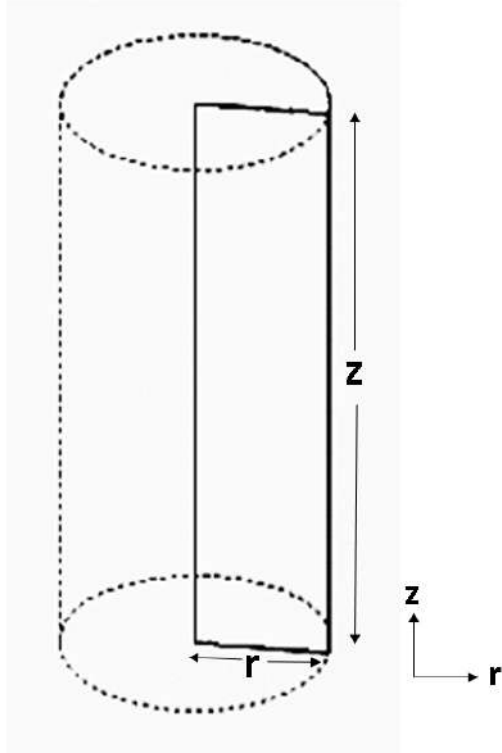
Na Figura 26 é apresentada a geometria do tubo com algumas condições de contorno impostas. A Figura 27 ilustra o domínio de solução axisimétrico adotado na simulação.

Figura 26 – Geometria do tubo com algumas condições de contorno impostas.



Fonte: Autor

Figura 27 – Domínio de solução axissimétrico.



Fonte: Adaptada de [Jo \(2012\)](#).

Para realizar a simulação, algumas simplificações foram feitas tais, que:

- Regime permanente.
- A solução de brometo de lítio e água está em equilíbrio nas saídas do gerador e do absorvedor.
- Domínio de solução axissimétrico.
- O sistema simula a irradiação solar como fonte para o gerador do sistema, contudo perdas dessa energia por reflexão não foram contabilizadas.

3.2 Formulação matemática (equações governantes)

Seguem abaixo as equações governantes de continuidade da fase líquida, Eq.3.1, e gasosa, Eq.3.2, da quantidade de movimento na direção r , Eq.3.3, e z , (Eq.3.4), e da energia, (Eq.3.5), que são utilizadas aqui, conforme [Benhmidene et al. \(2017\)](#).

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z}(\rho_m v_{zm}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho_m v_{rm}) \quad (3.1)$$

$$\frac{\alpha \cdot \partial \rho_g}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial z}(\alpha \rho_g v_{zm}) - \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\alpha \rho_g \rho_l}{\rho_m} \bar{V}_{gj}\right) + \Gamma g - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\alpha r \rho_g v_{rm}) \quad (3.2)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_m v_{rm} v_{rm}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m v_{rm} v_{zm}) = \frac{\partial}{\partial z} (\bar{\tau}_{rr}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r (\bar{\tau}_{rz}) - \frac{\partial p}{\partial r} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_m v_{rm} v_{zm}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m v_{zm} v_{zm}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho_m g + \frac{\partial}{\partial z} (\bar{\tau}_{rz}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r (\bar{\tau}_{zz}) \\ + \frac{\alpha_g \rho_l \rho_g}{(1 - \alpha) \rho_m} V_{gj}^2 \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r (T \rho_m v_{rm}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m T v_{zm}) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r (q_r) + \frac{\partial}{\partial z} r (q_r) + \frac{q_w}{A_c} \quad (3.5)$$

Onde r é a distancia radial, ρ_m a densidade média, ρ_l a densidade líquida, ρ_g a densidade gasosa, v_{zm} a velocidade média na direção axial, v_{rm} a velocidade média na direção radial, τ_{rz} a tensão difusiva, T a temperatura, g_m a gravidade média, q_w a quantidade de fluxo de calor na parede, q_r o calor difusivo, α a fração volumétrica gasosa, Γ_g a taxa de fluxo de massa de vapor, V_{gj} a velocidade de desvio, p a pressão, A_c a área da seção transversal.

O termo $\bar{V}_{gj}$ é o termo relacionado ao modelo *drift flux* explorado em tópicos seguintes.

Na equação abaixo, tem-se a formulação geral para uma variável qualquer ϕ , onde os termos γ e S são apresentados na Tab.2.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_m v_{rm} \phi) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m v_{zm} \phi) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r (\bar{\gamma}) + \frac{\partial}{\partial z} r (\bar{\gamma}) + S \quad (3.6)$$

Tabela 2 – Termos ϕ e γ correlacionado as equações governantes.

Equação	ϕ	γ	S
Momento em r	v_{rm}	τ_{rz}	$-\frac{\partial p}{\partial r}$
Momento em z	v_{zm}	τ_{zz}	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\alpha_g \rho_l \rho_g}{(1-\alpha)\rho_m} V_{gj}^2 + \rho_m g$
Energia	T	q_r	q_w
Continuidade	1	0	0
Continuidade (fase gasosa)	α	α	$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_g v_{rm} \alpha) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_g v_{zm} \alpha)$

Fonte: Autor.

3.2.1 Modelo de turbulência

O modelo de turbulência empregado na simulação foi o k-epsilon, que é utilizado para fluxos turbulentos, como é o caso do fluxo de ebulição nucleada do gerador do sistema de absorção. Esse modelo é o mais utilizado na dinâmica dos fluidos computacional para simular características médias temporais para condições de regime turbulento.

Tratam-se de duas equações que fornecem uma descrição geral da turbulência, a primeira variável transportada é a energia cinética turbulenta (k) e a segunda variável transportada é a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta (ϵ) (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Diante disso, segundo Versteeg e Malalasekera (2007) ele pode ser declarado como o método de turbulência mais simples para o qual somente as condições iniciais ou de contorno precisam ser fornecidas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Seguem as equações de turbulência da mistura (k), Eq.3.7, e (ϵ), Eq.3.8, respectivamente do modelo:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_m v_{rm} k_m) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m v_{zm} k_m) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right] + P_k + G_k - \rho \epsilon \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_m v_{rm} \epsilon_m) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m v_{zm} \epsilon_m) = & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right] \\ & + (c_{\epsilon 1} f_1 (P_k + c_{\epsilon 3} G_k) - \rho c_{\epsilon 2} f_2 \epsilon) \frac{\epsilon}{l} \end{aligned} \quad (3.8)$$

$$P_k = \mu_t \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} (2((\frac{\partial u}{\partial r})^2 + (\frac{\partial u}{\partial r})^2) + (\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial r})^2) \quad (3.9)$$

$$\mu_t = \sqrt{\frac{Ra}{Pr}} \rho c_\mu f_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.10)$$

$$G_k = -\frac{1}{\sqrt{Pr Ra}} \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3.11)$$

Onde r é a distancia radial, ρ_m a densidade média, v_{zm} a velocidade média na direção axial, v_{rm} a velocidade média na direção radial, Pr o número de Prandtl, l o comprimento, Ra o número de Rayleigh, μ_m a viscosidade, ϵ_m refere-se a variável épsilon da equação da turbulência, k_m refere-se a variável k da equação da turbulência.

Onde c_μ , $c_{\epsilon 1}$, $c_{\epsilon 2}$, $c_{\epsilon 3}$, f_1 , f_μ , G_k , P_k , σ_t são constantes do modelo de turbulência.

3.2.2 Modelo *Drift Flux*

Para que se realize a simulação do modelo bifásico utilizado nesse trabalho, é necessária a aplicação de termos nas equações governantes que modelem o sistema de mudança de fase, ocasionado pelo acréscimo de calor nas paredes.

Nesse trabalho o modelo utilizado foi o *drift flux* exemplificado na seção 2.8 em que é considerada a geometria interfacial, as tensões de cisalhamento e o momento interfacial de transferência de massa e calor, pois esses efeitos macroscópicos governam a velocidade entre as fases.

Os termos utilizados nesse modelo apresentam uma velocidade de desvio que é proposto pelas equações de 3.12 a 3.17.

$$\bar{V}_{gj} = \frac{\rho_m(v_{gj} + (c_0 - 1)V_m)}{\rho_m - (c_0 - 1)\alpha(\rho_L - \rho_g)} \quad (3.12)$$

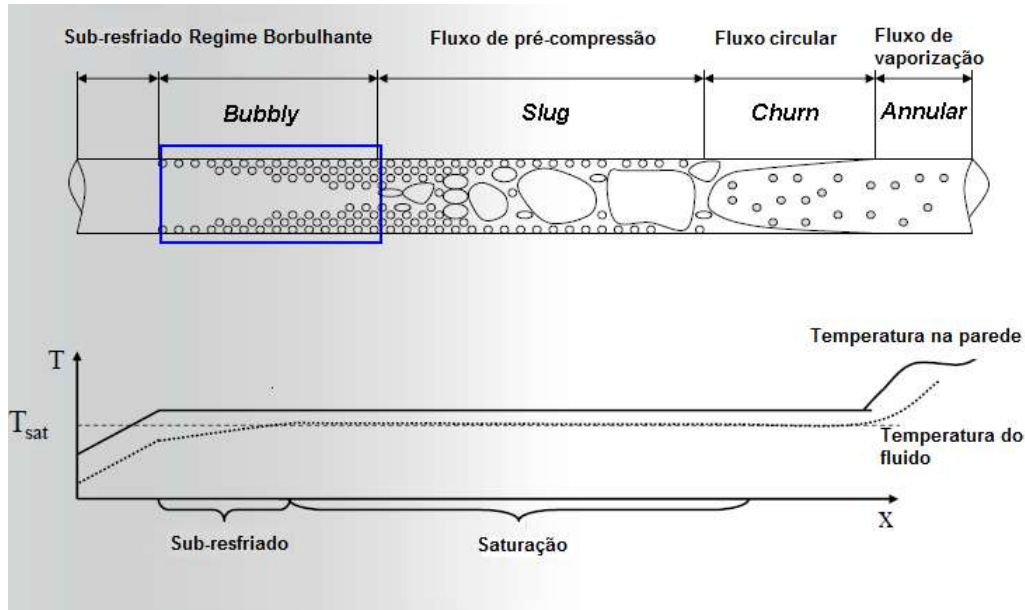
Em que v_{gj} , c_0 são a velocidade de deriva e os coeficientes de distribuição do modelo, respectivamente, sugerido por Ishii (2015).

Ishii (2015) também desenvolveu a equação constitutiva do parâmetro de distribuição para o fluxo de ebulição com base no efeito de bolhas nucleadas em uma distribuição de vazio, tal que:

$$c_0 = 1.2 - 0.2 \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} (1 - \exp(-18\alpha)) \quad (3.13)$$

As diferentes correlações de velocidades de deriva em vários regimes de fluxo de duas fases são formados de acordo com a quantidade de fração volumétrica do escoamento que pode ser visto pela Figura 28.

Figura 28 – Regime de ebulição nucleada.



Fonte: Autor.

De acordo com a literatura, o regime *bubbly* é proposto até o valor de 0,3 de fração volumétrica, o *slug* até 0,5, o *churn* até 0,8, e o *annular* até o valor de 1, tais que são propostos pelas equações abaixo.

Bubbly :

$$v_{gj} = \sqrt{2} \left(\frac{g\sigma\Delta p}{\rho_m^2} \right)^{1/4} \quad (3.14)$$

Slug :

$$v_{gj} = 0,35 \left(\frac{g\sigma\Delta p}{\rho_m^2} \right)^{1/4} \quad (3.15)$$

Churn :

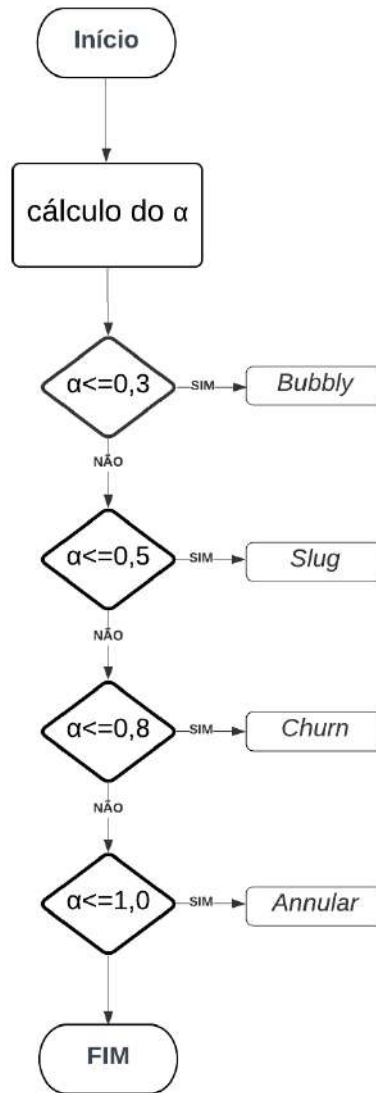
$$v_{gj} = \sqrt{2} \left(\frac{g\sigma\Delta p}{\rho_m^2} \right)^{1/4} \quad (3.16)$$

Annular :

$$v_{gj} = \sqrt{\frac{gD\Delta p(1-\alpha)}{0,015\rho_m}} \quad (3.17)$$

De acordo com a Figura 29, pode-se ver que a fração volumétrica gerada é utilizada para calcular a influência da velocidade proposta nas equações de 3.14 a 3.17 do modelo *drift flux*, em que depende do valor da geração de vapor, essa condição foi feita de forma interativa com condições matemáticas.

Figura 29 – Fluxograma da velocidade de desvio.



Fonte: Autor.

É importante ressaltar que essas equações são adequadas para modelos com dimensões geométricas pequenas cujo diâmetro não ultrapasse 50 *mm*.

3.2.3 Termo médio da mistura

Como a simulação se trata de um modelo multifásico, a densidade varia ao longo da simulação de acordo com a formação de vapor do sistema, dessa forma a densidade média é proporcional a fração volumétrica da fase líquida e da fase gasosa de acordo com a equação 3.18.

$$\rho_m = \alpha_1 \rho_1 + \alpha_2 \rho_2 \quad (3.18)$$

3.3 Condições de contorno

Foi utilizada uma geometria de 1 metro por 10 milímetros de raio. A temperatura de entrada foi de 50 graus célsius, visto que o fluido já está pré-aquecido no gerador do sistema, conforme a Figura 26.

A mistura a ser utilizada consiste no par brometo de lítio e água com concentração de 55 %. O fluxo de massa de 0.05 kg/s utilizado é compatível para que se tenha uma capacidade de refrigeração de um ar condicionado convencional de 9000 Btu/h.

Para realizar a simulação é necessário definir as condições de contorno que são utilizadas nas fronteiras, apresentadas na sequência.

3.3.1 Entrada do Tubo

Na entrada do tubo as condições de contorno estão estabelecidas por $v_{rm} = 0$, $v_{zm} = 0,001$, $\alpha = 0$, $k = \frac{2}{3}(U_{ref}T_i)^2$ e $\epsilon = c_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l}$

3.3.2 Parede do Tubo

As condições de contorno na parede do tubo também não oferecem problemas ao serem substituídas, pois os valores das variáveis neste contorno também possuem valores especificados. Tais que $v_{rm} = 0$, $v_{zm} = 0$.

Foi utilizada como condição de contorno da temperatura na parede, uma função que calcula a temperatura de acordo com o fluxo prescrito de energia, que no caso é o da irradiação solar, a equação mostrada abaixo é proposta por Versteeg e Malalasekera (2007).

$$S_u = \frac{\mu C_p T_w}{\sigma \Delta y p} A_{cell} \quad (3.19)$$

Onde μ é a viscosidade, σ a tensão, C_p o calor específico, T_w a temperatura da parede, A_{cell} a área da célula e $\Delta y p$ a diferença de distância na direção y .

A condição de contorno para a energia cinética turbulenta na parede foi proposta por Wilcox (1993), e é usado no presente programa.

$$k = \frac{(u^*)^2}{\sqrt{c_\mu f_\mu}} \quad (3.20)$$

A condição de contorno para ϵ na parede foi proposta por Wilcox (1993) na equação abaixo.

$$\epsilon = \frac{(u^*)^3}{ky} \quad (3.21)$$

Onde k é a constante de Von Karman e y é a distância normal da parede em que a condição limite é aplicada, c_μ e f_μ são constantes do modelo e u^* é a velocidade próximo a parede.

Essa condição é aplicada no primeiro volume interno da malha.

Para que se possa ter a influência da formação de vapor na resolução das equações governantes, é necessário a adição do termo fonte adimensionalizado de mudança de fase, em que pode se ver abaixo, esse termo é proposto na parede, pois é onde ocorre a intensidade de fonte de fluxo de irradiação solar proveniente da equação da temperatura.

$$S_u = N_{pch} \Gamma_2^* A \quad (3.22)$$

Onde N_{pch} é um número de mudança de fase do escoamento, o Γ_2^* representa a taxa de fluxo de massa na equação da continuidade da fase gasosa e A representa a área da seção transversal.

3.3.3 Condição de simetria

Devido à condição de simetria, o centro do tubo está sujeito às seguintes condições de contorno: $v_{rm} = 0$, $\frac{\partial v_{zm}}{\partial r} = 0$, $\frac{\partial \alpha}{\partial r} = 0$, $\frac{\partial P_m}{\partial r} = 0$, $\frac{\partial k}{\partial r} = 0$, $\frac{\partial \epsilon}{\partial r} = 0$, $\frac{\partial t}{\partial r} = 0$

3.3.4 Saída do tubo

Na saída do tubo temos como condições de contorno: $v_{rm} = 0$, $\frac{\partial v_{zm}}{\partial z} = 0$, $\frac{\partial \alpha}{\partial z} = 0$, $\frac{\partial P_m}{\partial z} = 0$, $\frac{\partial k}{\partial z} = 0$, $\frac{\partial \epsilon}{\partial z} = 0$, $\frac{\partial t}{\partial z} = 0$

3.3.5 Equações adimensionalizadas

As equações a serem resolvidas devem ser colocadas na forma adimensional, pois reduz o número de parâmetros independentes nas equações e tornam as soluções mais gerais para um determinado conjunto de parâmetros. A adimensionalização das equações ajuda a economizar tempo de computação, possibilitando assim maior facilidade de convergência da solução.

Este procedimento chamado de adimensionalização também possibilita segundo [Muniz \(2003\)](#), a utilização de números adimensionais que representem características importantes do problema, como é o caso do número de Reynolds em mecânica de fluidos.

O subscrito "ref" representa um valor de referência para todas as variáveis. Tais que $u^* = \frac{u}{u_{ref}}$, $v^* = \frac{v}{u_{ref}}$, $x^* = \frac{x}{H}$, $y^* = \frac{y}{H}$, $p^* = \frac{p}{p_{ref}}$, $\epsilon^* = \frac{\epsilon}{\epsilon_{ref}}$, $k^* = \frac{k}{k_{ref}}$, $\rho^* = \frac{\rho}{\rho_{ref}}$, $T^* = \frac{T}{T_{ref}}$.

Os valores de referência para energia cinética turbulenta e dissipação de energia são derivados com o auxílio da teoria de perturbação que é descrita em Wilcox (1993).

Além dos números mais usuais utilizados na adimensionalização de problemas envolvendo escoamento fluidos, também foram utilizados alguns números cruciais para a simulação bifásica, tais que se pode citar alguns abaixo nas Eqs. 3.23 a 3.30.

N_{pch} : ele representa o número de mudança de fase do escoamento, pois depende da adimensionalização e de um número característico utilizado para cada problema.

$$N_{pch} \equiv \frac{\Gamma_{2o} L_o}{\rho_{2o} v_{mo}} \quad (3.23)$$

Onde L_o é o comprimento característico, v_{mo} a velocidade característica, ρ_{2o} a densidade da fase gasosa e Γ_{2o} a taxa de fluxo de massa.

$$\Gamma = \frac{h_{lg} \Delta T}{H_{fg}} A \quad (3.24)$$

A variável Γ representa a taxa de fluxo de massa na equação da continuidade de fase gasosa. Onde ΔT é a variação de temperatura, h_{lg} o coeficiente de transferência de calor, H_{fg} a entalpia de vaporização e A a área.

Fr : representa a razão entre a inércia do escoamento e o campo externo (este último em muitas aplicações simplesmente devido a gravidade).

$$Fr \equiv \frac{v_{mo}^2}{|g_m| L_o} \quad (3.25)$$

Onde v_{mo} é uma velocidade de fluxo característica, g_m é, em geral, um campo externo característico, e L_o é um comprimento característico.

Pe : o número de Péclet é simplesmente definido como o produto do número de Reynolds, que descreve o regime de fluxo, e o número de Prandtl, que descreve a relação entre difusividade de quantidade de movimento e difusividade térmica. Se Pe é pequeno, a condução é importante.

$$Pe = \frac{v_{mo}}{\alpha_t L_o} \quad (3.26)$$

Onde v_{mo} é a velocidade característica, α_t a difusividade termica e L_o o comprimento característico.

N_D : o número de *drift* representa o fluxo de massa por área da simulação dividido pelo fluxo de massa por área característico do escoamento.

$$N_D \equiv \frac{\rho_{lo} V_{2jo}}{\rho_{mo} v_{mo}} \quad (3.27)$$

Onde ρ_{mo} é a densidade, ρ_{lo} a densidade da fase líquida e v_{mo} a velocidade característica.

Re : é um número adimensional usado em mecânica dos fluidos para o cálculo do regime de escoamento de determinado fluido sobre uma superfície. A significância fundamental do número de Reynolds é que ele permite avaliar o tipo do escoamento (a estabilidade do fluxo) e pode indicar se flui de forma laminar ou turbulenta.

$$Re \equiv \frac{\rho_{mo} v_{mo} L_o}{\mu_{mo}} \quad (3.28)$$

Onde ρ_{mo} é a densidade, v_{mo} a velocidade característica, L_o o comprimento característico e μ_{mo} a viscosidade.

We : o número de Weber é um número adimensional da mecânica dos fluidos, utilizado em fluxos com interface entre dois fluidos diferentes, ele pode ser interpretado como uma medida da inércia fluídica comparada com sua tensão superficial.

$$We \equiv \frac{\rho_{mo} v_{mo}^2 L_o}{\sigma} \quad (3.29)$$

Onde ρ_{mo} é a densidade, v_{mo} a velocidade característica, L_o o comprimento característico e σ a tensão superficial.

O Γ_2^* representa a taxa de geração de vapor da substância dividido pela taxa de geração de vapor característica.

$$\Gamma_2^* = \frac{\Gamma_2}{\Gamma_{2o}} \quad (3.30)$$

Ra : o número de Rayleigh descreve a relação entre flutuabilidade e viscosidade dentro de um fluido.

Pr : o número de Prandtl descreve a relação entre a difusividade dinâmica e a difusividade térmica.

3.3.6 Informações relevantes

Se o número de mudança de fase N_{pch} é muito maior do que o número de "deriva" N_D , os sistemas são controlados pelas mudanças de fases. No entanto, se $N_D \gg N_{pch}$, então o sistema é controlado pelas redistribuições de fases.

Se o número de "deriva" N_D é muito menor do que o número de mudança de fase N_{pch} , então o sistema é controlado por reação (mudança de fase) sendo a difusão de massa insignificante tendo em vista a equação de continuidade para a fase gasosa. Além disso, se o número de deriva N_D é muito menor do que a unidade, então todos os termos de deriva e o efeito interfacial de transferência mecânica de energia ϕ_m^i podem ser negligenciados nas equações de campo.

3.3.7 Equações governantes adimensionalizadas

As equações com os números adimensionais é vista de acordo com as equações abaixo de continuidade da massa da fase líquida Eq.3.31 e gasosa Eq.3.32, da quantidade de movimento na direção z Eq.3.33 e r Eq.3.34, da energia Eq.3.35 e da turbulência k Eq.3.36 e ϵ Eq.3.37.

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} (r^* \rho_m^* v_{rm}^*) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m^* v_{zm}^*) = 0 \quad (3.31)$$

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} (r^* \rho_g^* v_{rm}^* \alpha) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_g^* v_{zm}^* \alpha) = N_{Pch} \Gamma_2^* - N_D \frac{\alpha_g \rho_l^* \rho_g^*}{\rho_m^*} V_{gj}^* \quad (3.32)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} (r^* \rho_m^* v_{rm}^* v_{zm}^*) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m^* v_{zm}^* v_{zm}^*) = & -\frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \frac{1}{Re} \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} r^* (\bar{\tau}_{zz}^*) + \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial z} r^* (\bar{\tau}_{zz}^*) + \frac{1}{N_{fr}} \rho_m^* \frac{g_m}{|g_m|} \\ & + N_D \frac{\alpha_g \rho_l^* \rho_g^*}{(1-\alpha) \rho_m^*} V_{gj}^2 \end{aligned} \quad (3.33)$$

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} (r^* \rho_m^* v_{rm}^* v_{rm}^*) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m^* v_{zm}^* v_{rm}^*) = -\frac{\partial p^*}{\partial r^*} + \frac{1}{Re} \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} r^* (\bar{\tau}_{rz}^*) + \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial z} r^* (\bar{\tau}_{rz}^*) \quad (3.34)$$

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} (r^* \rho_m^* v_{rm}^* T^*) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m^* v_{zm}^* T^*) = \frac{1}{Pe} \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} r^* (\bar{q}_r^*) + \frac{1}{Pe} \frac{\partial}{\partial z} r^* (\bar{q}_r^*) + \frac{q_w}{Ac} \quad (3.35)$$

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} (r^* \rho_m^* v_{rm}^* k^*) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m^* v_{zm}^* k^*) = \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} r^* (\bar{\mu}^*) + \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \frac{\partial}{\partial z} r^* (\bar{\mu}^*) \quad (3.36)$$

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} (r^* \rho_m^* v_{rm}^* \epsilon^*) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m^* v_{zm}^* \epsilon^*) = \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r} r^* (\bar{\mu}^*) + \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \frac{\partial}{\partial z} r^* (\bar{\mu}^*) \quad (3.37)$$

Onde r^* é a distancia radial adimensional, ρ_m^* a densidade média adimensional, ρ_l^* a densidade liquida adimensional, ρ_g^* a densidade gasosa adimensional, v_{zm}^* a velocidade

média na direção axial, v_{rm}^* a velocidade média na direção radial, Pr o número de Prandtl, Ra o número de Rayleigh, Re o número de Reynolds, Pe o número de Péclet, μ^* a viscosidade, ϵ^* refere-se a variável adimensional épsilon da equação da turbulência, k^* refere-se a variável adimensional k da equação da turbulência, τ_{rz}^* a tensão difusiva, T^* a temperatura adimensional, g_m a gravidade média, N_D o número de *drift*, N_{pch} o número de mudança de fase, q_w a quantidade de fluxo de calor na parede, q_r^* o calor difusivo adimensional, α_g a fração volumétrica gasosa, Γ a taxa de fluxo de massa de vapor, V_{gj}^* a velocidade de desvio, N_{fr} o número de Froude, p^* a pressão de forma adimensional.

3.4 Volumes Finitos

O método dos volumes finitos (MVF) é largamente utilizado na discretização de equações diferenciais de problemas de conservação. Esse método trabalha diretamente com o balanço da conservação de propriedades do escoamento em pequenos volumes, denominados volumes de controle ([ANDRADE, 2014](#)).

Uma das vantagens do MVF sobre os outros é a garantia da conservação local das grandezas discretizadas. Este método trabalha diretamente com a forma conservativa (ou divergente) das equações de conservação, atribuindo ao MVF uma vantagem em relação ao método dos elementos finitos (MEF), onde a conservação ocorre apenas globalmente, além disso, assim como o MEF, o MVF lida com malhas não estruturadas de uma forma simples, o que confere uma vantagem também em relação ao método de diferenças finitas (MDF) ([ANDRADE, 2014](#)).

3.4.1 Malha

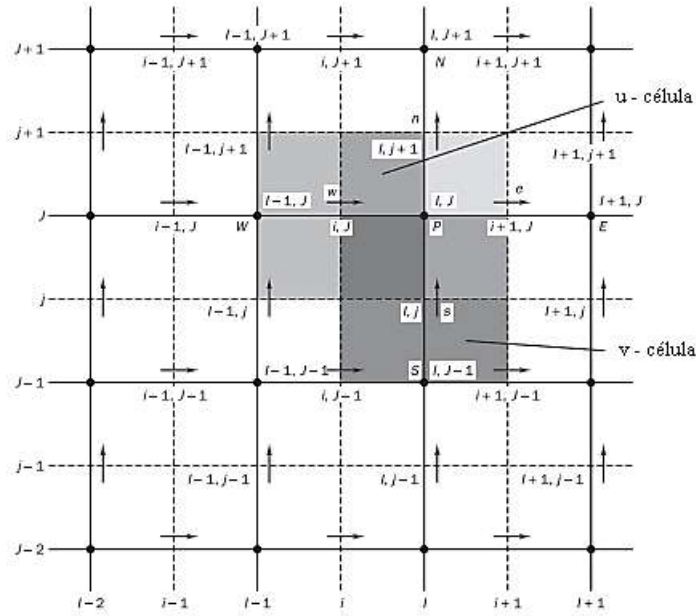
As variáveis solucionadas nas equações [3.1,3.2,3.3,3.4,3.5,3.7](#) são respectivamente as velocidades na direção z e r , a pressão, a temperatura, a energia cinética turbulenta k , e a taxa de dissipação de ϵ e a fração volumétrica. É importante ressaltar que como se trata de um modelo multifásico, temos duas equações da continuidade, a primeira para o estado líquido e a segunda para o estado gasoso. Dentre essas variáveis citadas acima, as velocidades são vetores, enquanto as outras são escalares.

Se todas essas variáveis forem solucionadas em relação a um volume específico, isso faz com que seja relacionado um campo de pressão não uniforme como sendo uniforme devido os volumes serem diferentes em relação a um vetor e a um escalar. Dessa forma, um campo de velocidade irreal iria ter que satisfazer a equação da continuidade, o que geraria mais incongruências na resolução das equações governantes. Esse problema foi descrito em [Patankar e Spalding \(1983\)](#).

Para diminuir esses erros, de acordo com [Harlow e Welch \(1965\)](#) o problema é resolvido utilizando pontos distintos para calcular vetores e escalares, que é chamado de

malha desencontrada. Os pontos de cálculos para vetores são desencontrados em relação aos pontos de cálculo para as variáveis escalares. De acordo com a Figura 30 abaixo, os volumes delimitados com um $\cdot$ são em relação as variáveis escalares, e os pontos com a delimitação de setas $\rightarrow$ horizontais e verticais são em relação aos vetores.

Figura 30 – Malha com pontos de vetores e escalares.

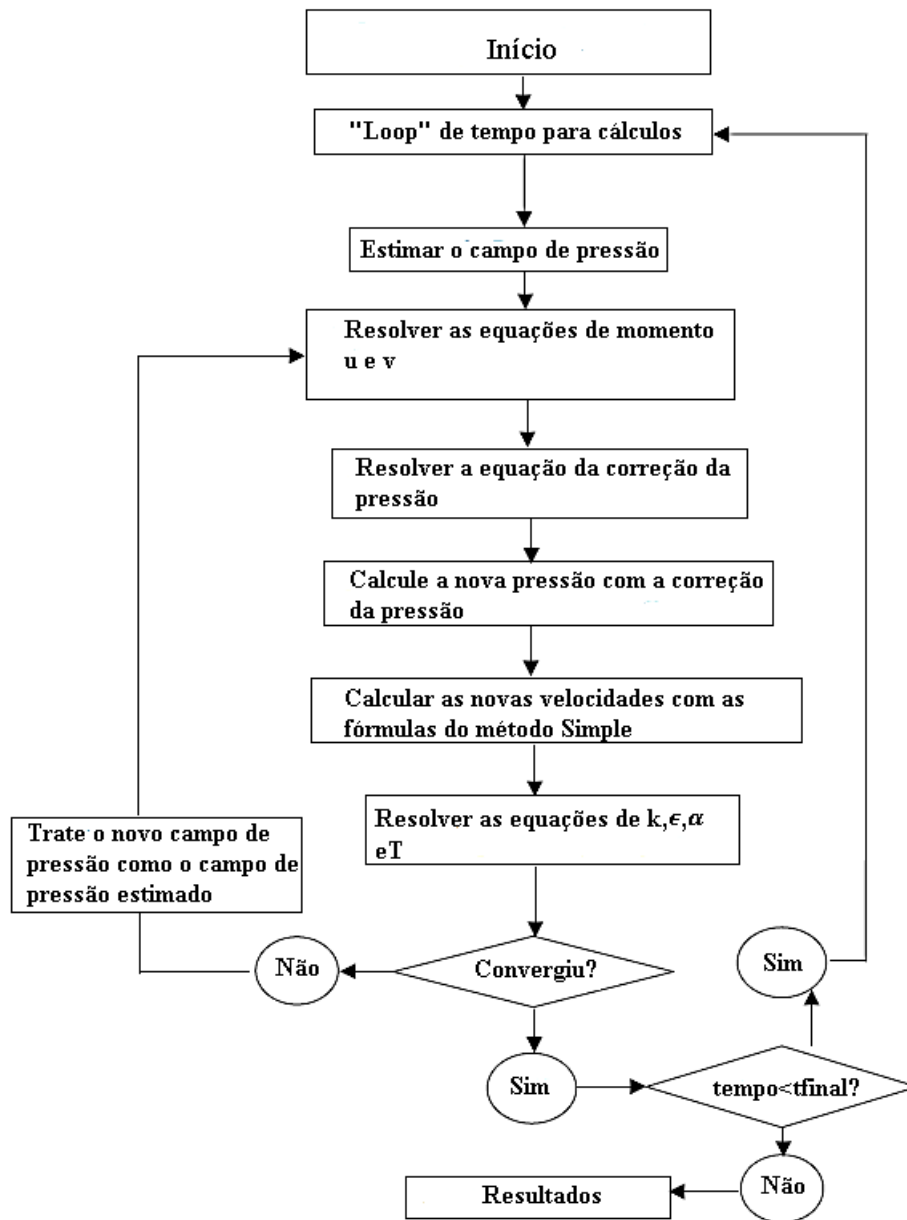


Fonte: Adaptada de [Versteeg e Malalasekera \(2007\)](#).

3.4.2 Método *Simple*

A equação da continuidade é incluída no procedimento de solução através da introdução da equação de correção de pressão com um algoritmo *Simple* usado no presente programa, essa equação foi utilizada conforme mostrado em [Patankar e Spalding \(1983\)](#) e [Muniz et al. \(1995\)](#).

Para resolver a equação da correção da pressão juntamente com as outras equações pelo método *Simple*, é necessário utilizar um algoritmo computacional que resolvam as equações mostradas na Figura 31.

Figura 31 – Fluxograma do Método *Simple*.

Fonte: Adaptada de [Prakash, Turan e Thorpe \(2006\)](#).

Como se trata de um modelo multifásico, a primeira equação do estado líquido é resolvida para a correção da pressão pelo método *Simple* e a equação da continuidade para o estado gasoso é solucionada para a variável α que é a fração volumétrica formada no escoamento. Vale ressaltar que essa fração volumétrica gerada é utilizada para calcular a influência da velocidade propostas na equações de 3.14 a 3.17 do modelo *drift flux* conforme o fluxograma mostrado na Figura 29.

3.5 Método tridiagonal

O método para resolução de equações utilizado é o método tridiagonal. Em álgebra linear, o Algoritmo de Thomas (ou Algoritmo de matriz tridiagonal), é um método algébrico oriundo de uma simplificação da eliminação gaussiana para resolução de sistemas de equações tridiagonais.

O processo de cálculo é feito com ciclos de iterações até que uma solução convergente seja obtida, segundo [Versteeg e Malalasekera \(2007\)](#) é ideal para resolver problemas multidimensionais e é amplamente utilizado em programas CFD, além de exigir uma baixa capacidade de hardware caso seja solucionado de forma computacional.

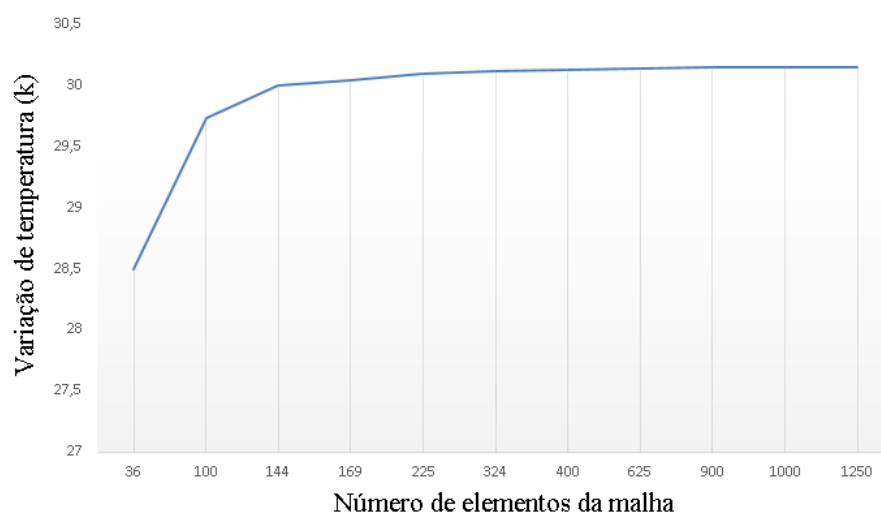
3.5.1 Esquemas de interpolação

O sistema híbrido foi o utilizado nesse trabalho, em que é uma junção do método de diferenças centrais com o método exponencial. Esse método de interpolação foi utilizado conforme desenvolvido por [Patankar e Spalding \(1983\)](#).

3.6 Malha (presente programa)

Os testes de independência das malhas foram realizadas na geometria da bomba de bolha com o valor de irradiação solar de 800 W/m^2 e foi visto que após a faixa de 1000 elementos, a variação de resultado apresentou diferença de valor irrisório, dessa forma a malha utilizada foi a de 1250 elementos com 25 elementos na direção radial e 50 elementos na direção axial, foi utilizado refino na região da parede onde ocorre a irradiação solar.

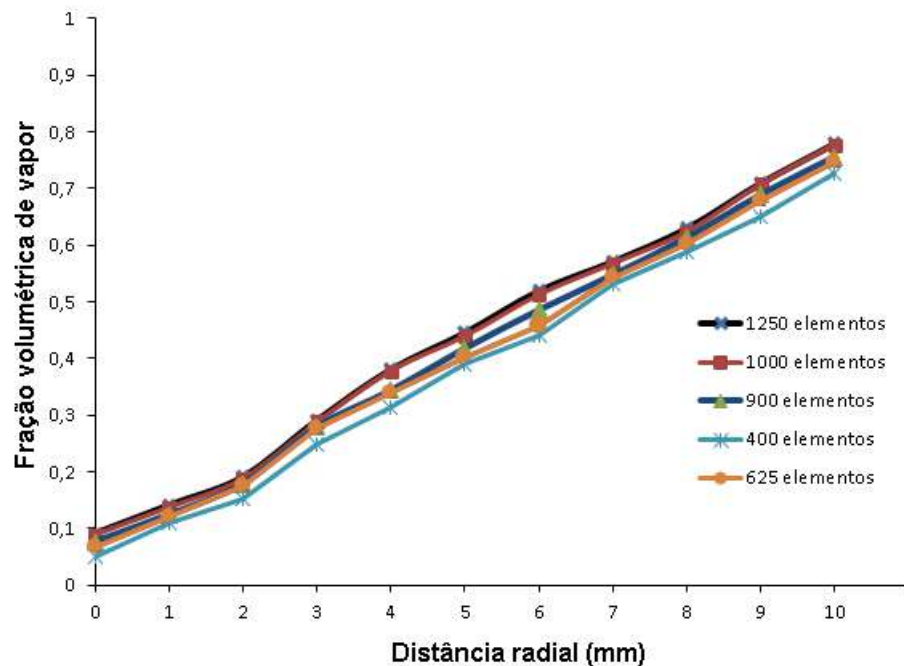
Figura 32 – Refino da malha.



Fonte: Autor

Pode-se ver também pela figura abaixo que a análise com 1000 e 1250 elementos, os resultados estão sobrepostos, evidenciando a independência da malha para a distribuição de fração volumétrica ao longo do raio com a irradiação solar de 1000 W/m^2 .

Figura 33 – Refino da malha pelo presente programa.

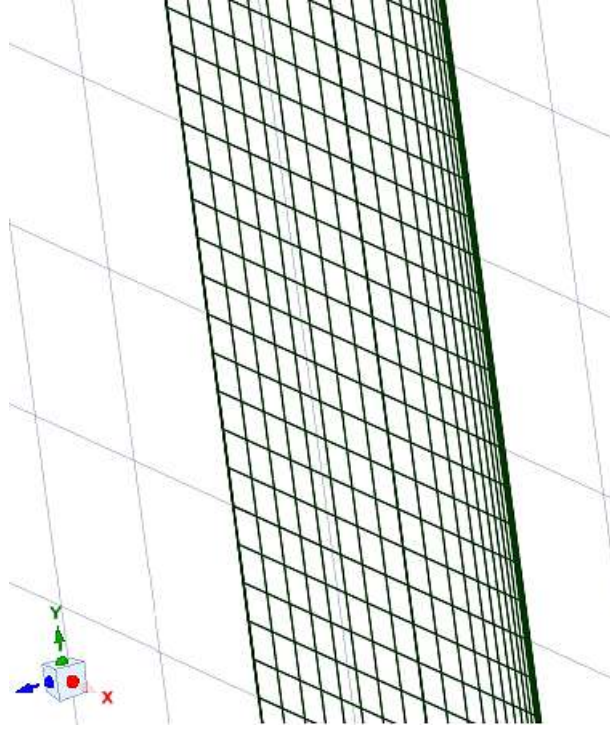


Fonte: Autor

3.6.1 Refino de malha (presente programa)

Os pontos da malha foram feitos de acordo com [Prakash, Turan e Thorpe \(2006\)](#) em que é gerada uma malha refinada perto da parede. Na figura abaixo pode-se ver esse refino da malha escolhida pelo estudo de independência da malha, que foi a de 1250 elementos, 25 elementos na direção radial e 50 elementos na direção axial.

Figura 34 – Refino de malha na parede pelo presente programa.



Fonte: Autor

3.7 Ansys Fluent ©

A simulação foi realizada também com o software Ansys Fluent utilizando os mesmos parâmetros de geometria, seguem abaixo os detalhes da metodologia aplicada nessa simulação.

3.7.1 Equação governantes (Ansys Fluent ©)

De acordo com [Fluent \(2018\)](#), seguem abaixo as equações governantes da continuidade, Eq.3.38, da quantidade de movimento, Eq.3.39, e da energia, Eq.3.40, que são utilizadas aqui.

$$\frac{\partial(\alpha\rho)}{\partial t} + \nabla(\alpha_g\rho_g u_g) = \sum_{g=1}^n m_g \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial(\alpha_g\rho_g u_g)}{\partial t} + \nabla(\alpha_g\rho_g u_l u_l) = -\nabla p + \nabla(u_g(\nabla \vec{u}_l + \nabla \vec{u}_g)) + \alpha_g\rho_g \vec{g} \quad (3.39)$$

$$\frac{\partial\rho h_l}{\partial t} + \nabla(\alpha_l u_l h_l) = \nabla(\alpha_l(\zeta_L + \zeta_L^t)) + \frac{\alpha_l}{\rho_l} \frac{\partial\rho}{\partial t} + \frac{\alpha_l}{\rho_l} u_l \nabla p - \frac{\Gamma_e h_l}{\rho_l} + \frac{q_w A_w}{\rho_l} \quad (3.40)$$

Onde $\vec{u}_g$, $\vec{u}_l$, são as componentes de velocidade, ρ_g a massa específica da fase gasosa, h_l a entalpia da mistura, α_g a fração volumétrica da fase gasosa, α_l a fração volumétrica

da fase líquida, ∇p o gradiente de pressão, $\vec{g}$ o termo de aceleração gravitacional, μ_g a viscosidade dinâmica, A_w a área da seção, Γ_e a taxa de geração de vapor, q_w o fluxo de calor. Os termos $\delta_L + \delta_L^t$ correspondem a soma dos fluxos de calor molecular e turbulento de cada fase.

A simulação realizada no Ansys fluent utilizou as equações também do modelo k-epsilon para o modelo de turbulência.

3.7.2 Transferência de massa

Para que o software simule a geração de vapor ao longo do sistema é necessária a utilização de um modelo de equações de transferência de massa, em que no Fluent considera o modelo *Lee* de transferência de massa, esse termo na simulação do fluent é devido ao fluxo em ebulição que ocorre no sistema. O modelo *Lee* é proposto pela equação abaixo:

$$M_g = coeff \rho_l \alpha_l \frac{T_l - T_{sat}}{T_{sat}} \quad (3.41)$$

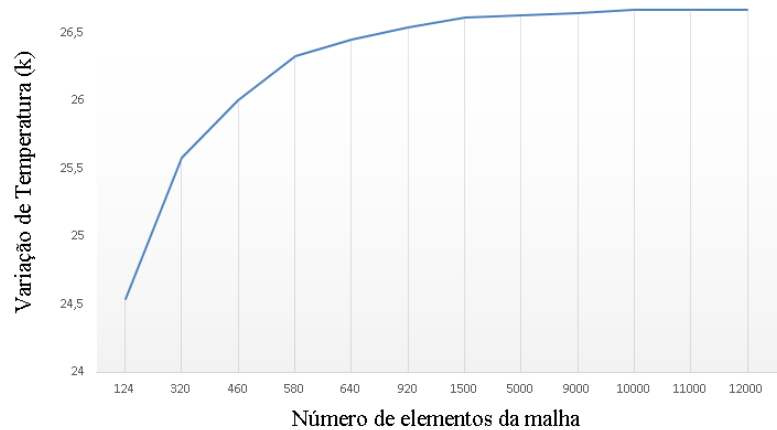
Onde *coeff* corresponde a um coeficiente do modelo, ρ_l corresponde a densidade da fase líquida, α_l a fração volumétrica da fase líquida, T_l a temperatura da fase líquida e T_{sat} a temperatura de saturação. O modelo utiliza para a geração de vapor exclusivamente essa equação, em que o fator positivo de ganho de temperatura do sistema faz com que ocorra a evaporação ao longo do escoamento, diferentemente do modelo *drift flux* que têm outros termos incluídos na equação.

Segundo [Hibiki e Ishii \(2000\)](#) as equações requerem essas relações para modelar o escoamento entre fases. Vale ressaltar que não existe uma correlação padrão para os modelos bifásicos e sim modelos proposto por diversos autores. No Ansys Fluent foi utilizado o método de primeira ordem para a equação da energia, turbulência, momento e o método *Simple* para o acoplamento pressão-velocidade.

3.7.3 Refino da malha Ansys Fluent

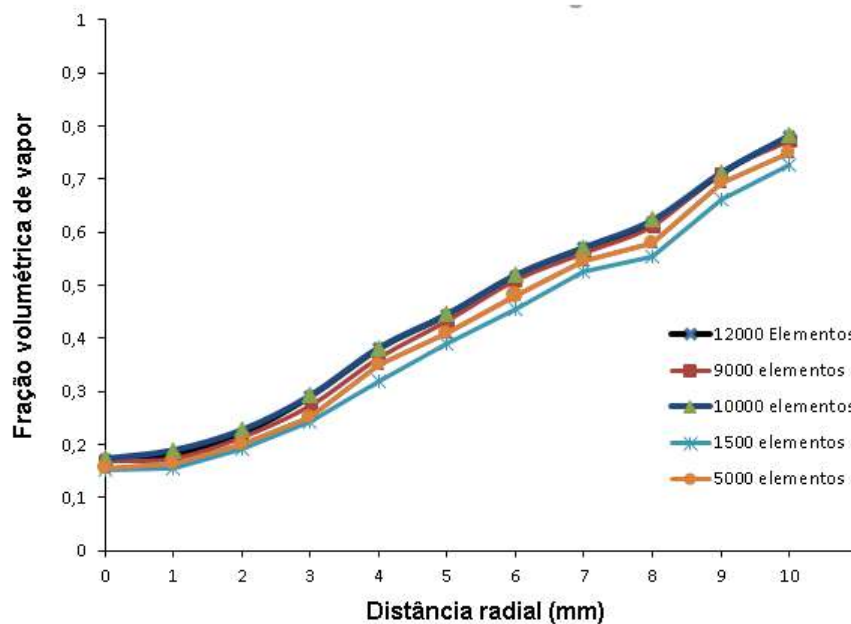
O refino da malha foi verificado tomando como base as mesmas condições do programa Fortran. Os dados obtidos podem ser vistos de acordo com as figura abaixo. Observa-se que a partir do numero de 10000 elementos, o refino da malha não apresenta mais efeito relevante nos valores calculados. Diante disso, a malha com 12000 elementos foi considerada como domínio computacional no software Ansys Fluent. Ela considera 40 elementos na direção radial com 300 elementos na direção da altura.

Figura 35 – Refino da malha pelo software Ansys Fluent.



Fonte: Autor

Figura 36 – Refino da malha pelo software Ansys Fluent.



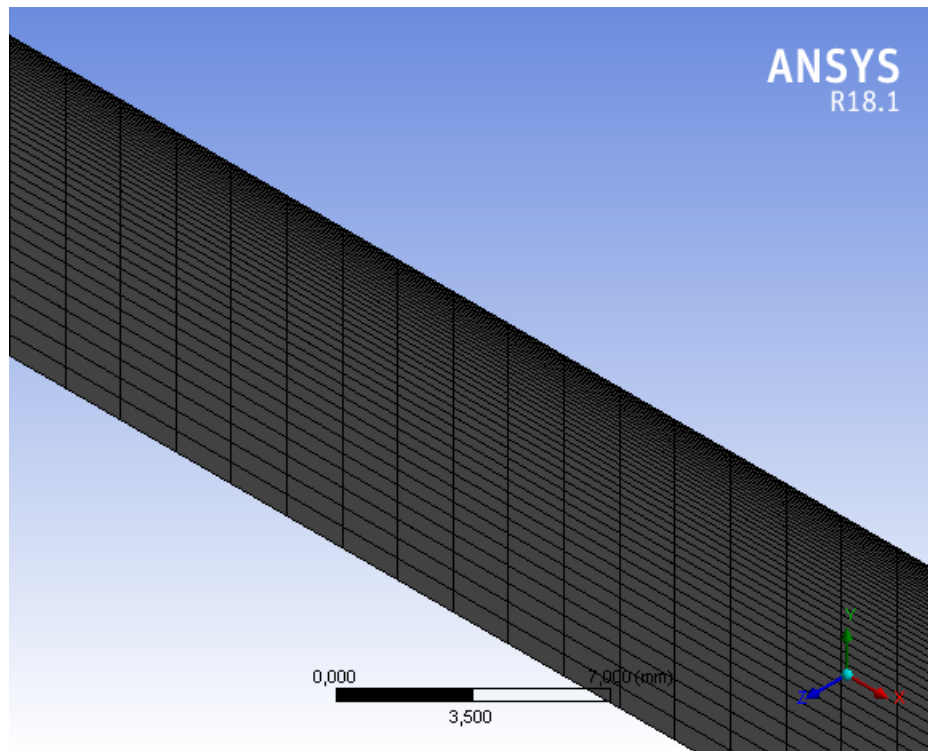
Fonte: Autor

Pode-se ver também pela figura acima que a análise com 10000 e 12000 elementos, os resultados estão sobrepostos, evidenciando a independência da malha para a distribuição de fração volumétrica ao longo do raio com a irradiação solar de 1000 W/m^2 .

Vale ressaltar que para a realização da simulação no Ansys foi feito um refino de malha na região da parede do tubo, com a função "*bias type*" na geração de malha, para que com isso fosse possível o melhor calculo e refino do gradiente de temperatura com a obtenção de elementos de malhas menores na parede. É importante frisar que gradientes de variáveis de solução são necessários para avaliar os fluxos difusivos, eles podem ser determinados por três métodos de calculo no Ansys Fluent, o "*Least Squares Cell-Based*

Gradient", *"Green-Gauss Node-Based Gradient"* e o *"Green-Gauss Cell-Based Gradient"*, tal que o utilizado nesse trabalho foi o *"Green-Gauss Cell-Based Gradient"*, visto que apresenta maior acurácia e minimiza a ocorrência de falsa difusão na simulação quando se utiliza elementos de malha menores na região da parede. Esse refino pode ser visto pela Figura 37 em que a extremidade superior que representa a parede do tubo contém volumes de malha mais refinados para o melhor cálculo do gradiente de temperatura.

Figura 37 – Refino de malha na parede.



Fonte: Autor

4 Resultados e Discussões

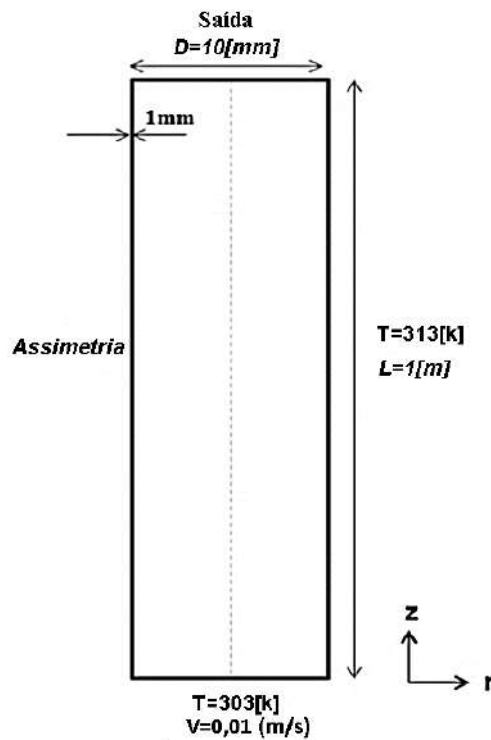
4.1 Simulação

4.1.1 Verificação

O programa desenvolvido em volumes finitos foi comparado com as mesmas condições de contorno e volume de solução no software comercial *Ansys Fluent*¹.

A malha utilizada na simulação foi a obtida pelo estudo de malha proposto na seção 3.6 da metodologia, em ambos os programas (Fluent e Fortran), com as condições de contorno exemplificadas na Figura 38 abaixo.

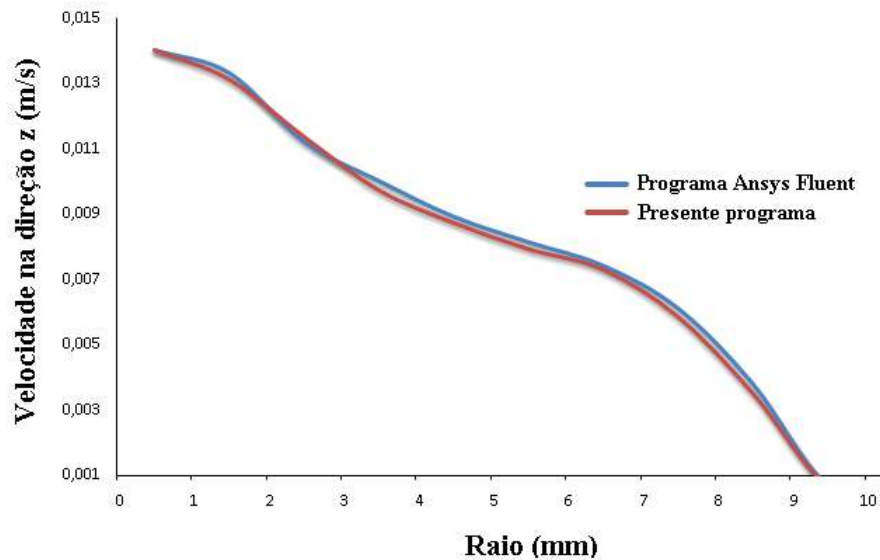
Figura 38 – Condição de contorno para verificação do programa



Fonte: Autor.

Dessa forma foi possível a verificação do programa com o software comercial de acordo com a Figura 39.

¹ ANSYS Fluent é um desenvolvedor de programas de simulação para engenharia sediado em Canonsburg, Pensilvânia, Estados Unidos.

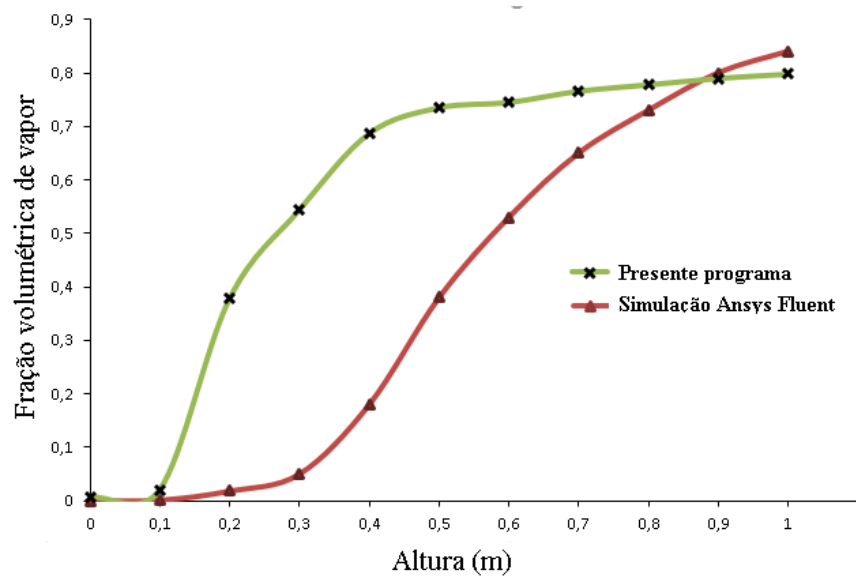
Figura 39 – Perfil de velocidade v_{zm} ao longo do raio, em $z=0,5$ m.

Fonte: Autor.

Na Figura 39 é possível observar que as variações do software comercial foram baixas em relação ao programa desenvolvido em Fortran, apresentando diferenças máximas de 5%.

4.1.2 Verificação do modelo multifásico

Figura 40 – Comparação o programa Ansys Fluent



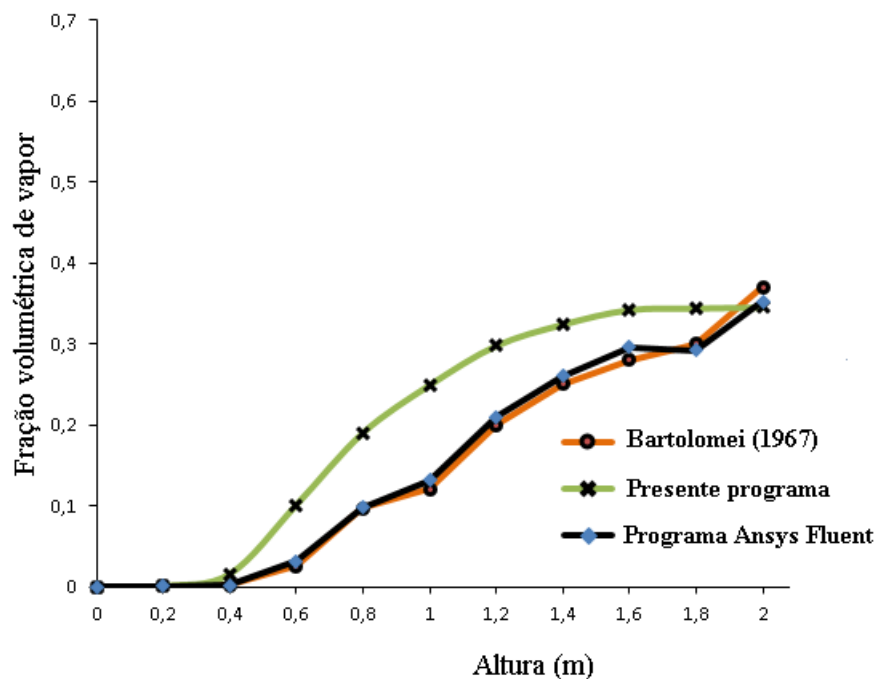
Fonte: Autor.

Na Figura 40, apresenta-se uma comparação do modelo do Ansys Fluent com o obtido pela simulação em Fortran.

Para o fenômeno da transferência de massa, o modelo proposto por Fortran se baseia no modelo *drift flux* em que se fundamenta em uma velocidade de arrasto que é correlacionado ao regime das bolhas geradas, já na simulação pelo Ansys Fluent foi utilizado o modelo *Lee* que consiste na utilização de uma constante de evaporação para a transferência de massa interfacial. No modelo Lee o único processo de transferência de massa utilizado é o previsto na equação Eq.3.41, já no modelo *drift flux* além da taxa de fluxo de massa para a geração de vapor, é influenciado também pela velocidade de arrasto que é proposto nas equações de 3.14 a 3.17. Essa adição da velocidade de desvio no modelo *drift flux* é justamente a influencia do regime das bolhas geradas ao longo do escoamento que faz com que ocorra fração volumétrica distinta em relação ao modelo *Lee* do simulado no Ansys Fluent. Dessa forma as duas simulações apresentam comportamentos diferentes na formação de vapor ao longo da altura, porém os valores de fração volumétrica finais ao longo do tubo são bem próximos, que é o objetivo da simulação aqui proposta, analisar os valores de forma macro ao longo da saída do gerador do sistema.

4.1.3 Comparação com resultados experimentais

Figura 41 – Comparação com resultados experimentais



Fonte: Autor.

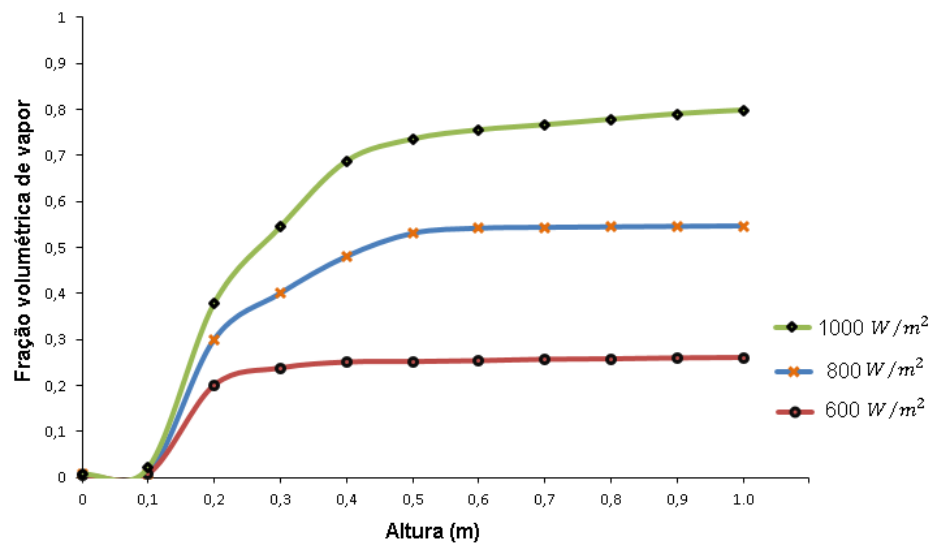
Os dados para essa validação são diferentes, o raio utilizado tem o valor de 7,7 mm com altura de 2 m, o fluxo de calor desse modelo consistiu em 570 W/m^2 e fluxo de massa de $900 \text{ kg/m}^3\text{s}$. Na Figura 41 é possível comparar o modelo do programa em Fortran com o modelo de Bartolomei e Chanturiya (1967) que se trata de um modelo experimental de um fluido multifásico, porém somente com uma substância simples, a

água, com a adição de calor nas paredes ocorrendo o fenômeno da bomba de bolha, embora se tenham diferenças dos valores ao longo da altura, o pico de valor máximo do modelo é bem próximo com o experimental de [Bartolomei e Chanturiya \(1967\)](#). É importante ressaltar que é escassa a quantidade de resultados experimentais na literatura analisando o fenômeno da transferência de massa da bomba de bolha ao longo do escoamento. Apesar de carecer dessas análises é possível comparar a temperatura máxima atingida do gerador do sistema com o trabalho de [Hammad \(1995\)](#), em que foi construído um protótipo de climatização por absorção por coletores solares o qual obteve a temperatura máxima do gerador (coletor solar) do sistema de 97°C , esse experimento foi realizado em regiões que possuíam intensidade acima de 600 W/m^2 , o que demonstra uma boa proximidade com os resultados obtidos na simulação que podem ser vistos de acordo com a Figura 45.

4.1.4 Resultados

Na Figura 42, pode-se observar os três fluxos de calor apresentados, a formação de vapor de acordo com altura do tubo cresce de forma intensa até a altura de 0.3 metros e estabiliza seu valor de forma quase constante.

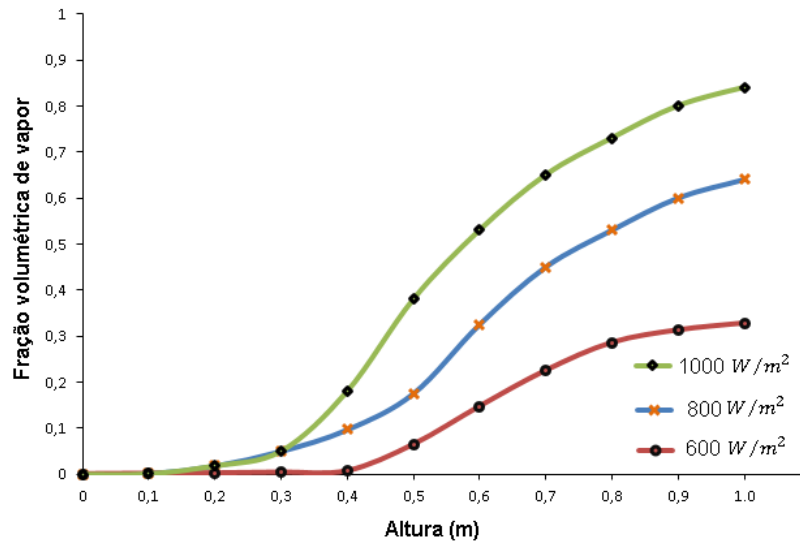
Figura 42 – Comparação da formação de vapor com diferentes fluxo de calor.



Fonte: Autor.

Na Figura 43, pode-se ver a geração de vapor no software Ansys Fluent, em que devido ao modelo de transferência de massa ser distinto, a formação ocorre mais lenta ao longo da altura do tubo da geometria, entretanto os valores finais atingidos são próximos ao modelo *drift flux* simulado pelo presente programa.

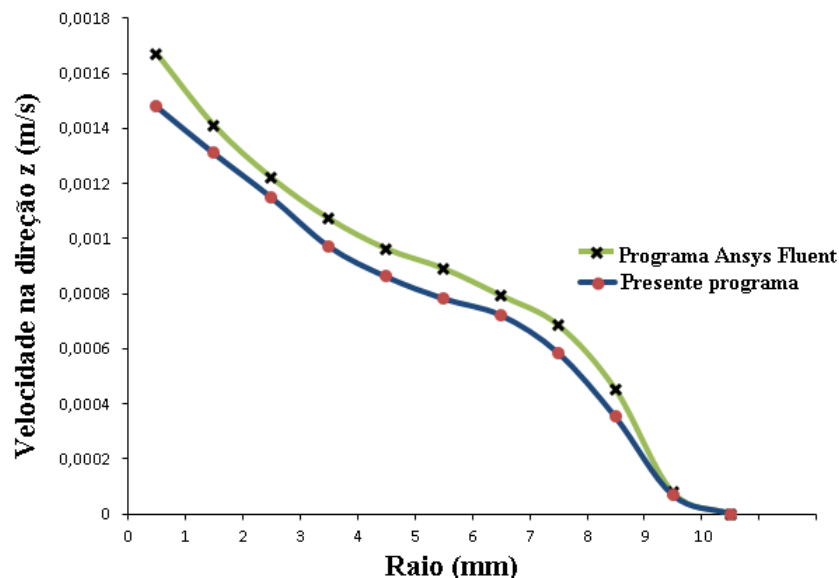
Figura 43 – Comparação da formação de vapor com diferentes fluxos de calor (Ansys Fluent).



Fonte: Autor.

Na Figura 44 pode-se ver o aumento de valor da velocidade do tubo em relação a região de assimetria, um dos motivos disso ocorre devido a formação de vapor do escoamento multifásico, que faz com que a velocidade da mistura aumente de forma expressiva em relação a velocidade inicial prescrita na entrada do escoamento.

Figura 44 – Perfil de velocidade v_{zm} ao longo do raio, em $z=1,0$ m. .

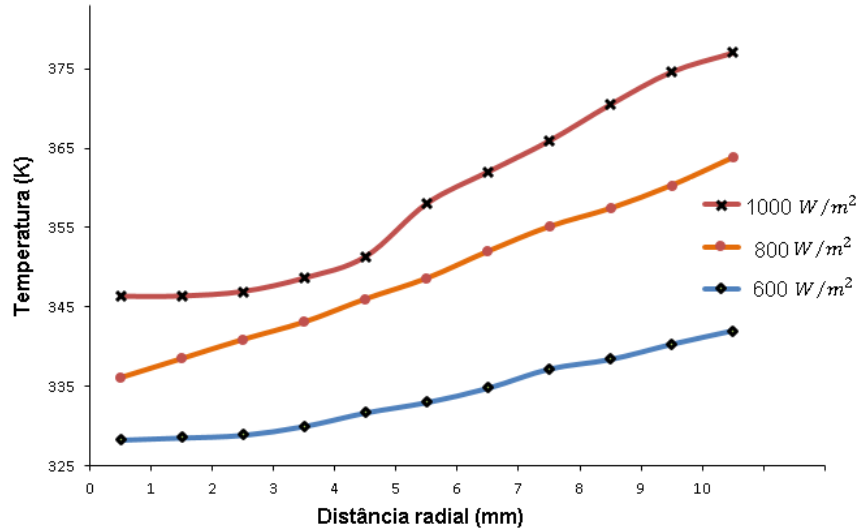


Fonte: Autor.

Com a mudança de velocidade, alguns parâmetros do escoamento são também intensificados como o numero de Weber que cresce de forma quadrática em relação a velocidade do fluido, ele representa a medida da inércia fluídica comparada com sua tensão

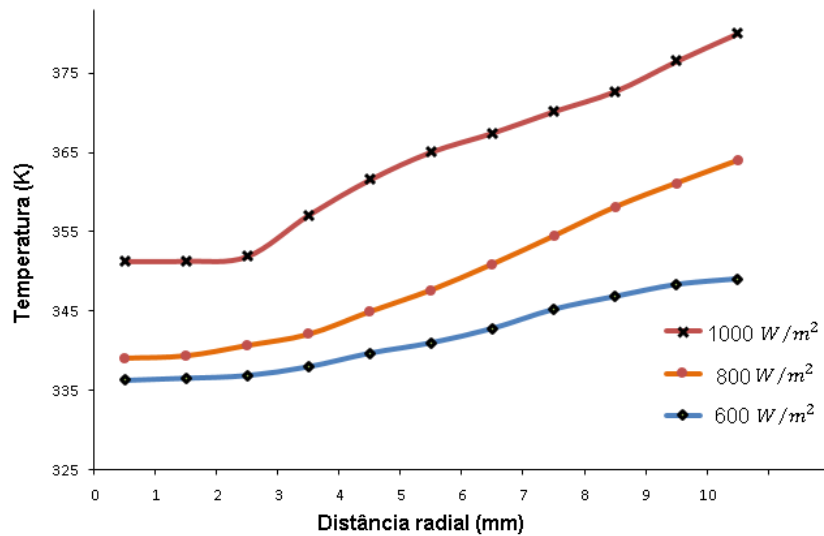
superficial, dessa forma sua influência se intensifica no termo difusivo do modelo *drift flux*, com o aumento da velocidade.

Figura 45 – Distribuição da temperatura ao longo do raio com variação do fluxo de calor.



Fonte: Autor.

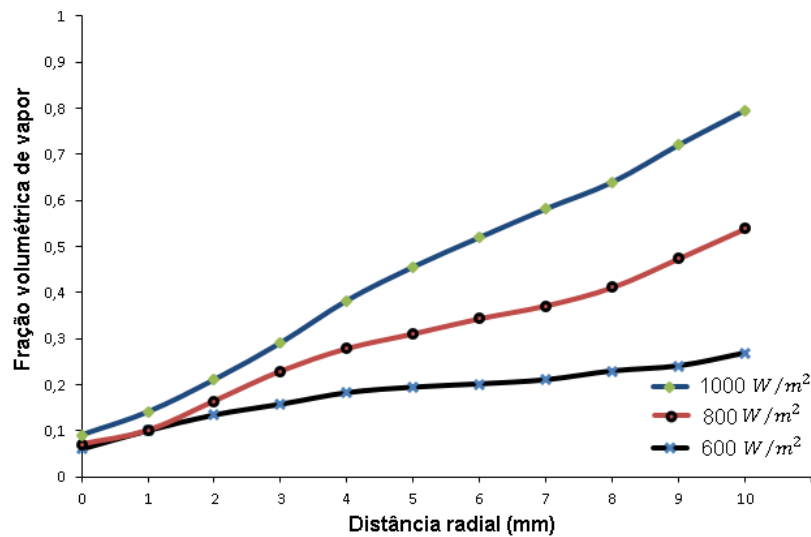
Figura 46 – Distribuição da temperatura ao longo do raio com variação do fluxo de calor (Ansys Fluent).



Fonte: Autor.

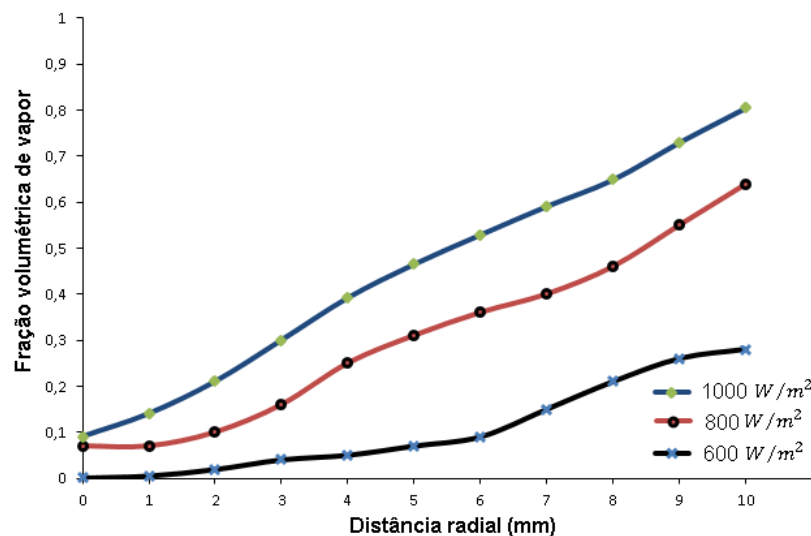
Nas Figuras 45 e 46 mostram que as temperaturas são maiores próximo à parede devido ao fluxo de calor e que de acordo com a distância na direção radial há uma diminuição dessa temperatura, de forma que atinge a saturação apenas nas regiões mais próximas da parede. É importante ressaltar que os valores atingidos de temperaturas do presente programa e no Ansys Fluent são condizentes com os valores obtidos na literatura com sistemas que utilizam irradiação solar como o trabalho experimental de [Hammad \(1995\)](#) e a simulação computacional de [Ferreira \(2018\)](#).

Figura 47 – Distribuição da fração volumétrica em relação a distância radial.



Fonte: Autor.

Figura 48 – Distribuição da fração volumétrica em relação a distância radial (Ansys Fluent).



Fonte: Autor.

De acordo com a Figura 47 a fração volumétrica (geração de vapor) é alta no final, pois aí temos o maior gradiente de fluxo de calor que beneficia a transferência de massa entre as fases porque depende do maior nível de energia da mistura. É importante citar que na Figura 48 a simulação obtida no Ansys Fluent também ocorre uma distribuição de temperatura ao longo do raio da geometria.

Pode se observar pelas simulações que a formação de vapor no sistema é intensa, dessa forma de acordo com Ishii e Chawla (1979), quando isso ocorre sistema é controlado pela mudança de fase, sendo os efeitos de transferência de massa mais relevantes do que

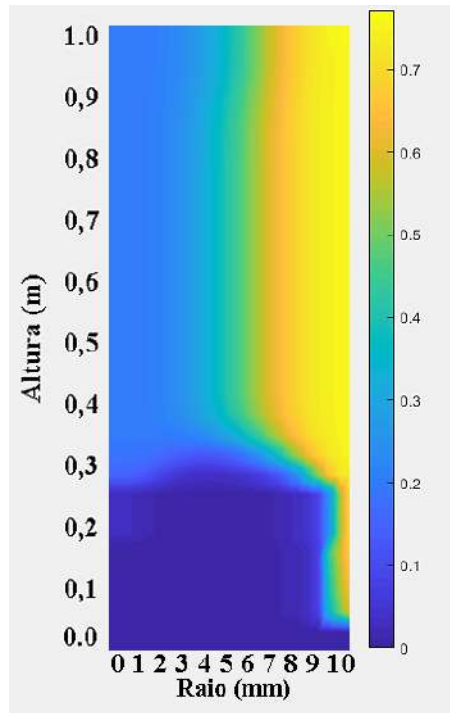
os efeitos difusivos proposto pela equação do modelo *drift flux*.

4.1.5 Análise da densidade média

A densidade média variou bastante ao longo do escoamento apresentando valores mínimos de 227 e máximos de 798 kg/m^3 na simulação com 1000 W/m^2 , a mudança de densidade também é responsável pela mudança de fase do escoamento visto que eleva a flutuabilidade do fluido e favorece a coalescência de bolhas individuais, formando assim bolsões de vapor. O motivo de uma ampla variação da densidade se dá pelo fato do escoamento ser bifásico, dessa forma a diferença de densidade entre um líquido e um gás chega a ser na ordem de 1000 vezes de diferença, o que justifica a ampla faixa de valores da densidade média na Figura 51.

4.1.6 Análise gráfica

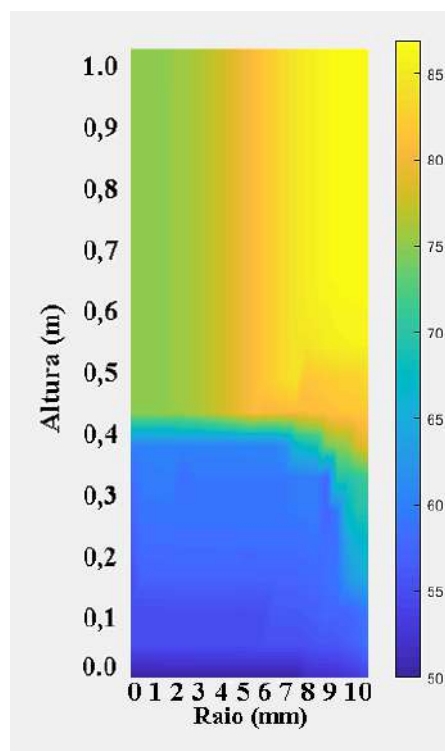
Figura 49 – Distribuição da fração volumétrica para 1000 W/m^2 .



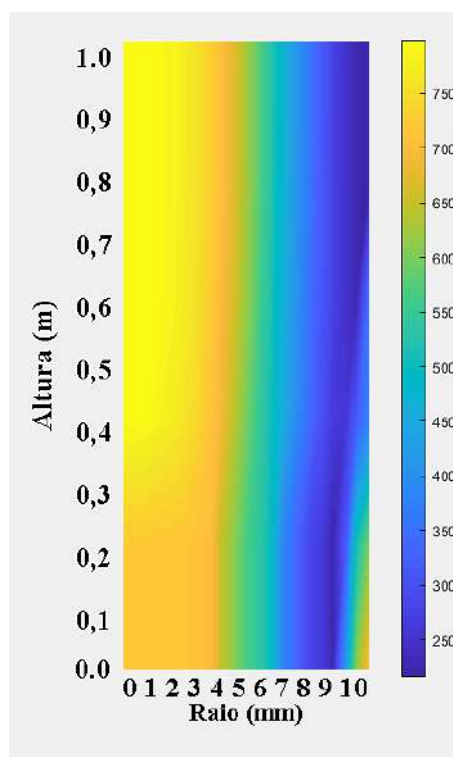
Fonte: Autor.

Com a Figura 49 acima pode-se perceber a formação de vapor ao longo da parede do tubo, com um decréscimo do gradiente em relação ao raio da geometria.

Com a Figura 50, pode-se perceber a distribuição de temperatura ao longo da geometria.

Figura 50 – Distribuição de temperatura para 800 W/m^2 .

Fonte: Autor.

Figura 51 – Distribuição de densidade kg/m^3 para 1000 W/m^2 .

Fonte: Autor.

Com a Figura 51, tem-se a distribuição de densidade ao longo da geometria.

4.1.7 Análise de turbulência

A análise de turbulência do modelo k-épsilon apresentou magnitude de valores de intensidade baixa no escoamento tanto no modelo Fluent quanto no modelo programado em Fortran. A Energia turbulenta (k) apresentou valor máximo de $6.71\text{e-}09 \frac{m^2}{s^2}$ e taxa de dissipação turbulenta (ϵ) máxima de $5.4683\text{e-}10 \frac{m^2}{s^3}$, no Ansys Fluent os valores também foram inexpressivos com valores de Energia turbulenta (k) de $9.011\text{e-}09 \frac{m^2}{s^2}$ e taxa de dissipação turbulenta (ϵ) máxima de $2.034 \text{e-}9 \frac{m^2}{s^3}$. Essa baixa influência da turbulência é devido ao fluxo de massa exigido para o sistema de climatização, que apresenta um valor somente de $0.05 \frac{kg}{s}$ para a capacidade de climatização de 9000 Btu/h.

4.2 Análise formação de vapor

A formação de vapor é o objetivo do gerador do sistema de absorção aqui estudado e conclui-se que essa geração ocorre pela transferência de massa interfacial do escoamento ocasionado pelo aquecimento de temperatura proposto pela irradiação solar na parede do fluido, isso pode ser visto pela equação abaixo, em que Γ representa a taxa de fluxo de massa, pode-se perceber que com o acréscimo de temperatura gerado pela irradiação solar, o termo ΔT aumenta, favorecendo assim a formação de vapor no escoamento, pode-se observar pela Figura 45 que a simulação com fluxo de $1000 \frac{W}{m^2 K}$ apresentou temperatura de 375 Kelvin, o que faz com que a diferença de temperatura em relação a de saturação, apresente valor positivo.

O termo h_{lg} também é de fundamental importância para a ocorrência da formação de vapor e ele representa o coeficiente de transferência de calor do líquido para o gasoso do escoamento, ele apresentou valor de $110 \frac{W}{m^2 K}$, vale frisar que o valor é de intensidade considerada sutil pelo fato do escoamento apresentar velocidades baixas para o sistema de climatização proposto.

$$\Gamma = \frac{h_{lg}\Delta T}{H_{fg}} \quad (4.1)$$

Pode-se citar que o Γ (taxa de fluxo de massa) apresentou valor para a intensidade de $1000 \frac{W}{m^2}$ de $0,6 \frac{kg}{m^2 s}$, o que está de acordo com o trabalho de Benhmidene, Arjun e Chaouachi (2019) em que ele afirma que para fluxos de irradiação solar de baixa intensidade, obedece uma faixa de 0,1 a $2,0 \frac{kg}{m^2 s}$.

5 Conclusões

O presente programa foi desenvolvido com base nas equações governantes com o método de volumes finitos. E após uma série de interações com o método TDMA, foram solucionadas as equações do problema para a continuidade na fase líquida e gasosa, quantidade de movimento, energia, fração volumétrica e turbulência.

Vale ressaltar que por conta de ser um modelo multifásico, a resolução das equações não é uma tarefa trivial por conta de depender de parâmetros específicos para cada caso simulado e não existir um modelo próprio para uma longa faixa de valores, dependendo muito de correlações aplicadas a cada caso simulado, pois a depender do caso alguns termos das equações governantes podem necessitar de mudanças. O modelo *drift flux* utilizado no trabalho apresentou valores condizentes com a literatura e com o método proposto.

O modelo de turbulência k-épsilon clássico de Launder e Spalding (1974), apresentou valores condizentes com a literatura com magnitude de influência baixa no escoamento, devido a velocidade média do fluido ser baixa por conta de ser um sistema de climatização, em que os valores necessários de fluxo de massa total para o sistema ser na ordem de 0,05 kg/s para uma capacidade de 9000 Btu/h, o que faz com que a velocidade em cada tubo seja de intensidade moderada, tendo assim uma influencia tímida de valores de turbulência.

Para o fator de relaxação, com a abordagem rigorosa da condição de simetria e condições de fonte de calor e transferência de massa foi utilizado em torno de 0,1 a 0,3, dependendo da equação a ser resolvida. Esse valor está condizente com a literatura, visto que de acordo com [Versteeg e Malalasekera \(2007\)](#) esse valor pode ter magnitude maior que 0 até o valor unitário, dependendo assim o valor adotado da complexidade do caso e termos a serem solucionados na simulação.

O estudo de independência de malha mostrado na seção 3.6 apresentou resultados favoráveis para a realização da simulação com o valor de 1250 elementos para a malha do presente programa e 12000 elementos no programa do Ansys Fluent.

As equações foram solucionadas pelo modelo *drift flux* e utilizados números adimensionais próprios do caso a ser simulado proposto por [Ishii \(2015\)](#). Para a geração do empuxo com a formação de vapor dentro do tubo ao longo do escoamento foi fundamental a transferência de massa interfacial exemplificada na seção 4.2.

Vale ressaltar que o modelo em Fortran foi amplamente comparado nos resultados com o modelo simulado pelo software Ansys Fluent, apresentando boa proximidade nos resultados de distribuição de temperatura e fração volumétrica ao longo do raio e também com os valores de turbulência. A maior diferença entre as duas simulações foi percebida

pela formação de vapor em relação a altura que foi vista pelas Figuras 42 e 43, o que já era esperado devido os modelos de transferências de massas serem diferentes, no programa Fortran foi utilizado o *drift flux* em que se tem a utilização de uma velocidade de desvio que muda de acordo com o regime de bolhas da simulação enquanto no Ansys Fluent foi utilizado o modelo *Lee*.

Com a análise de diferentes de fluxos de calor, foi constatado que a irradiação solar de 600 W/m^2 apresentou valores de fração volumétrica consideráveis, contudo os de valores de 800 W/m^2 e 1000 W/m^2 foi que o sistema apresentou melhores resultados para geração de vapor. Isso ocorre, pois com fluxos maiores de energia como fonte do sistema, a transferência de massa em kg/s na equação da continuidade gasosa apresenta acréscimo de valor, pois intensifica o termo da Eq.4.1 na parte da variação de temperatura.

É possível ver que a distribuição de temperatura e fração volumétrica no eixo r ocorre com valores mais intensos nas extremidade da parede com diminuição ao longo da geometria, embora os valores sejam mais baixos ao longo da geometria em r , isso já era esperado e não apresenta danos ao gerador do sistema, pois bastam que os valores mais intensos de fração volumétrica sejam próximos a parede da tubulação. Pode-se citar também que a distribuição de temperatura e fração volumétrica ao longo do eixo axial teve seus valores mais intensos de acordo com o aumento da altura do tubo conforme pode ser visto pelas Figuras 49 e 50. Isso também foi analisado por Jo (2012) e Ferreira (2018).

É valido inferir que o modelo presente apresenta boas aproximações com modelos de outros autores, visto que Benhmidene, Arjun e Chaouachi (2019) constatou em sua simulação CFD em regime estacionário com os pares amônia e água, que os fluxos máximos de fração volumétrica no escoamento com a intensidade de fluxo de calor de 1000 W/m^2 , chegam a valores próximos de 0,8.

Apesar de operar em condições limitadas de fluido devido à baixa vazão mássica e calor da fonte térmica, o sistema de simulação proposto revelou ser uma boa ferramenta para o modelamento do escoamento em ebulição nucleada do gerador do sistema de absorção, apresentando frações volumétricas na saída com valores satisfatórios, que é o objetivo do gerador do sistema de absorção, e também valores de velocidades, temperatura e turbulência condizentes com a literatura.

5.1 Trabalhos futuros

Este sistema apresentou bons resultados, no entanto é preciso mais alguns estudos para validar os dados levantados.

Dentre eles, destaca-se a construção de um protótipo de bancada em que possibilite a verificação das equações do modelo multifásico com a realidade, visto que na literatura, é

limitado o numero de trabalhos com análise bifásica com os pares brometo de lítio e água com simulação computacional em que sejam propostos modelos que envolvam os fenômenos de ebulição nucleada e transferência de massa presentes em simulações de bomba de bolha.

Pois dessa forma seria possível comprovar os dados simulados e também propor termos adicionais empíricos que rejam o escoamento em ebulição nucleada que utilizem fontes de calores baixas para sistemas de climatização por absorção.

Referências

- ABREU, A. F. de; HUKAI, R. Y. **Sistema de refrigeração por absorção intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas**. São Paulo: Programa Interunidades de Pós-graduação e energia da Universidade de São Paulo, 1999.
- ADEWUSI, S.; ZUBAIR, S. M. Second law based thermodynamic analysis of ammonia–water absorption systems. **Energy conversion and management**, Elsevier, v. 45, n. 15-16, p. 2355–2369, 2004.
- ALMEIDA, I.; BARBOSA, C.; FONTES, F. Análise exergética de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito operando com o par $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. **HOLOS**, v. 3, p. 69, 09 2010.
- ALMEIDA, P. R. **Modelagem Termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção para condensar o vapor de água perdido em usinas siderúrgicas e termoeletricas**. Dissertação (Mestrado) — Programa de Pós-graduação em energias renováveis, Brasil, 2020.
- AMAN, J.; TING, D. S.; HENSHAW, P. Modelling and analysis of bubble pump parameters for vapor absorption refrigeration systems. In: **ASHRAE Annual Conference**. [S.l.: s.n.], 2016.
- ANDRADE, H. C. C. de. O método dos volumes finitos aplicado a escoamentos de convecção forçada e natural. **Rio de Janeiro**, 2014.
- ANEEL, A. Atlas de energia elétrica do Brasil. **Agência Nacional de Energia, Brasília**, 2019.
- ANEEL, A. Atlas de energia elétrica do Brasil. **Agência Nacional de Energia, Brasília**, 2021.
- ANEEL, R. N. N. 482. **Estabelece as condições gerais para o acesso de microgeração e minigeração distribuída aos sistemas de distribuição de energia elétrica, o sistema de compensação de energia elétrica, e dá outras providências**, v. 17, 2012.
- ARAÚJO, J. J. P. d. et al. Simulação de uma unidade de refrigeração por absorção usando o par água-amônia nos regimes permanente e transiente. Universidade Federal da Paraíba, 2014.
- ÁVILA, M. L. d. **Análise comparativa entre coletores solares planos e coletores solares a vácuo**. Dissertação (B.S. thesis) — Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2017.
- BAJPAI, V. Design of solar powered vapour absorption system. In: **Proceedings of the World Congress on Engineering**. [S.l.: s.n.], 2012. v. 3, p. 4–6.

- BARTOLOMEI, G.; CHANTURIYA, V. Experimental study of true void fraction when boiling subcooled water in vertical tubes. **Thermal Engineering**, v. 14, n. 2, p. 123–128, 1967.
- BASU, N.; WARRIER, G. R.; DHIR, V. K. Wall heat flux partitioning during subcooled flow boiling: Part 1—model development. **J. Heat Transfer**, v. 127, n. 2, p. 131–140, 2005.
- BENHMIDENE, A.; ARJUN, K. S.; CHAOUACHI, B. Cfd parametric investigation for two-phase flow of ammonia-water mixing in bubble pump tube. **Thermal Science**, n. 00, p. 324–324, 2019.
- BENHMIDENE, A.; CHAOUACHI, B. Investigation of pressure drop in the bubble pump of absorption-diffusion cycles. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 161, p. 114101, 2019.
- BENHMIDENE, A. et al. Modelling of heat flux received by a bubble pump of absorption-diffusion refrigeration cycles. **Heat and Mass Transfer**, v. 47, p. 1341–1347, 11 2014.
- BENHMIDENE, A. et al. Simulation of ammonia-water two phase flow in bubble pump. In: . [S.l.: s.n.], 2017.
- BENHMIDENE, A.; SUNIL, A.; CHAOUACHI, B. Cfd parametric investigation for two-phase flow of ammonia-water mixing in bubble pump tube. **Thermal Science**, v. 25, p. 324–324, 01 2019.
- BERECHE, R. **Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural**. Tese (Doutorado) — Master's thesis, Universidade Estadual de Campinas, 2007.
- BERGMAN, T. L. et al. Fundamentals of heat and mass transfer. 2011. **Google Scholar**, p. 310–317, 2015.
- CARVALHO, E. N. Modelagem e simulação de unidades resfriadoras de líquidos por absorção h₂o-libr de simples e duplo efeito, incluindo o efeito de aditivos e clima local. 2007.
- CARVALHO, E. N. Modelagem e simulação de unidades resfriadoras de líquidos por absorção h₂o-libr de simples e duplo efeito, incluindo o efeito de aditivos e clima local. 2007.
- CORTEZ, L. "histórico e considerações sobre a refrigeração por absorção". **"Estudos Técnicos e Economia de Energia em Refrigeração"**, 1 .a Edição, Vol. 1, Editora: Universidade do Amazonas, Manaus, 1998.
- DOSSAT R. J., H. T. J. ed. prentice hall of refrigeration. **5ª edição**, 2001.
- EICKER, U. Low energy cooling for sustainable buildings. **John Wiley Sons**, 2009.
- EPE, N. T. Análise da inserção da geração solar na matriz elétrica brasileira. **Nota Técnica da EPE**, Rio de Janeiro, p. 25, 2021.

EUROPEIA, C. Energia solar térmica: manual sobre tecnologias, projecto e instalação. **Programa ALTENER**. Lisboa: COMISSÃO EUROPEIA, 2004.

FERREIRA, S. P. **Análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção de vapor com dessorção do refrigerante por energia solar**. Dissertação (Mestrado) — Programa de Pós-graduação em energias renováveis, Brasil, 2018.

FLUENT, A. Ansys fluent. **Academic Research. Release**, v. 14, 2018.

GAO, H. et al. Experimental study on operation characteristics of bubble pump with different working fluids. In: IEEE. **2013 International Conference on Materials for Renewable Energy and Environment**. [S.l.], 2013. v. 1, p. 79–84.

GAO, H. et al. Experimental study on operation characteristics of bubble pump with different working fluids. **ICMREE 2014 - Proceedings: 2014 International Conference on Materials for Renewable Energy and Environment**, v. 1, p. 79–84, 08 2014.

HAMMAD, A. Optimization study of a solar refrigeration system works by libr-h₂o absorption cycle. **J. Appl. Energy**, v. 52, n. 5, p. 519–533, 1995.

HARLOW, F. H.; WELCH, J. E. Numerical calculation of time-dependent viscous incompressible flow of fluid with free surface. **The physics of fluids**, American Institute of Physics, v. 8, n. 12, p. 2182–2189, 1965.

HEATING, A. S. of. **Refrigerating and air-conditioning engineers**. [S.l.]: Ashrae New York, 1981.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption chillers and heat pumps**. [S.l.]: CRC press, 2016.

HIBIKI, T.; ISHII, M. One-group interfacial area transport of bubbly flows in vertical round tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 43, n. 15, p. 2711–2726, 2000.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of heat and mass transfer**. [S.l.]: Wiley, 2007.

ISHII, M.; CHAWLA, T. C. Local drag laws in dispersed two-phase flow. **Argonne National Lab. Report**, ANL-79-105., 1979.

ISHII, M. H. **Drift-flux model**. In **Thermo-Fluid Dynamics of Two Phase Flow**. [S.l.]: pages 361–395. Springer., 2015.

JARUWONGWITTAYA T.; CHEN, G. A review: renewable energy with absorption chillers in thailand. . **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 14, n. 5, p. 1437–1444,, 2010.

JEONG, S.; LEE, S.-K.; KOO, K.-K. Pumping characteristics of a thermosyphon applied for absorption refrigerators with working pair of libr/water. **Applied thermal engineering**, Elsevier, v. 18, n. 12, p. 1309–1323, 1998.

JO, S. Numerical simulations of bubble pumps for diffusion-absorption refrigeration. 2012.

- KANDLIKAR, S. G. Two-phase flow patterns, pressure drop, and heat transfer during boiling in minichannel flow passages of compact evaporators. **Heat Transfer Engineering**, Taylor & Francis, v. 23, n. 1, p. 5–23, 2002.
- KREPPER, E.; RZEHA, R. Cfd for subcooled flow boiling: Analysis of debora tests. **The Journal of Computational Multiphase Flows**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 6, n. 3, p. 329–359, 2014.
- LACKME, C. **Two Regimes of a Spray Column in Counter-current Flow**. [S.l.]: Symp.Heat Transfer R. D. 70: 59-63. ., 1973.
- LI, Z.; SUMATHY, K. Technology development in the solar absorption air-conditioning systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 4, n. 3, p. 267–293, 2000. ISSN 1364-0321. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032199000167>>.
- LISTER, G. The design and evaluation of a pumping system for a three fluid absorption refrigeration plant (b. sc. thesis). **University of Cape Town, Cape Town, South Africa**, 1996.
- MAIA, L. O. A. Ciclo frigorífico por absorção água-amônia utilizando energia solar não concentrada. **COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil**, 1986.
- MAZOUZ, S.; MANSOURI, R.; BELLAGI, A. Experimental and thermodynamic investigation of an ammonia/water diffusion absorption machine. **International Journal of refrigeration**, Elsevier, v. 45, p. 83–91, 2014.
- MEDEIROS, B. L. "estudo experimental de uma máquina a absorção água amônia para refrigeração de baixa potência operando com energias elétrica e solar". **Tese de doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos/USP, São Carlos, SP, Brasil**, 1981.
- MUNIZ, A. R. Desenvolvimento de um método de volumes finitos de alta ordem para a simulação de escoamentos de fluidos viscoelásticos. 2003.
- MUNIZ, L. A. R. et al. Metodo dos volumes finitos aplicados a problemas de escoamentos bidimensionais na região de entrada de dutos cilindricos. [sn], 1995.
- NAKAHARA, N.; MIYAKAWA, Y.; YAMAMOTO, M. Experimental study on house cooling and heating with solar energy using flat plate collector. **Solar Energy**, Elsevier, v. 19, n. 6, p. 657–662, 1977.
- NICKLIN, D. The air-lift pump: theory and optimisation. **Trans. Instn. Chem. Engrs.**, v. 41, p. 29–39, 1963.
- NOBERTO, L. G. d. M. **Análise de um sistema de refrigeração por absorção com mistura água-brometo de lítio**. Dissertação (B.S. thesis) — Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2018.
- OCHOA, A. **Análise Exergoeconômica de um chiller de absorção de 10TR integrado a um sistema de microgeração com microturbina a gás de 30 kW**. Tese (Doutorado) — Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). UFPE, Recife, Pernambuco, Brazil, 2010.

- PATANKAR, S. V.; SPALDING, D. B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. In: **Numerical prediction of flow, heat transfer, turbulence and combustion**. [S.l.]: Elsevier, 1983. p. 54–73.
- PENG, D.; ZHANG, X. Modeling and performance analysis of solar air pretreatment collector/regenerator using liquid desiccant. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 34, n. 3, p. 699–705, 2009.
- PRAKASH, M.; TURAN, O.; THORPE, G. R. **Program NATCON: For the numerical solution of buoyancy-driven laminar and turbulent flows in differentially heated cavities**. Tese (Doutorado) — Victoria University, 2006.
- RATTNER, A. S.; GARIMELLA, S. Coupling-fluid heated bubble pump generators: Experiments and model development. **Science and Technology for the Built Environment**, Taylor Francis, v. 21, n. 3, p. 332–347, 2015.
- SITU, R. et al. Bubble lift-off size in forced convective subcooled boiling flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 48, n. 25-26, p. 5536–5548, 2005.
- SOARES, G. F. C. et al. Avaliação de desempenho de um sistema de climatização por absorção de vapor utilizando energia solar. **Conexões-Ciência e Tecnologia**, v. 10, n. 5, p. 43–48, 2017.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.
- SÖZEN, A. Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems. **Energy Conversion and Management**, v. 42, p. 1699–1716, 09 2001.
- TIBA, C.; FRAIDENRAICH, N. Atlas solarimétrico do brasil: banco de dados solarimétricos. **Recife: Ed. Universitária da UFPE**, 2000.
- TSILINGIRIS, P. The absorption chiller in large scale solar pond cooling design with condenser heat rejection in the upper convecting zone. **Solar energy**, Elsevier, v. 49, n. 1, p. 19–27, 1992.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. [S.l.]: Pearson education, 2007.
- WANG, C. et al. Visualization study on thermo-hydrodynamic behaviors of a flat two-phase thermosyphon. **Energies**, v. 11, p. 2295, 08 2018.
- WANG, L. et al. Thermoeconomic evaluation and optimization of libh₂o double absorption heat transformer driven by flat plate collector. **Energy conversion and management**, Elsevier, v. 162, p. 66–76, 2018.
- WANG, X.; WU, L. Analysis and performance of flat-plate solar collector arrays. **Solar energy**, Elsevier, v. 45, n. 2, p. 71–78, 2000.
- WILBUR, P. J.; MITCHELL, C. E. Solar absorption air conditioning alternatives. **Solar Energy**, Elsevier, v. 17, n. 3, p. 193–199, 1975.

WILCOX, D. C. Comparison of two-equation turbulence models for boundary layers with pressure gradient. **AIAA journal**, v. 31, n. 8, p. 1414–1421, 1993.

YEUNG, M. et al. Performance of a solar-powered air conditioning system in hong kong. **Solar energy**, Elsevier, v. 48, n. 5, p. 309–319, 1998.

YOSHIDA, F.; AKITA. Performance of gas bubble columns: Volumetric liquidphase. **Mass Transfer Coefficient and Gas Holdup**, **AIChEJ.** 11: 9-13., 1965.

Apêndices

APÊNDICE A – FOTOS

A.0.1 Características Termodinâmicas do brometo de lítio

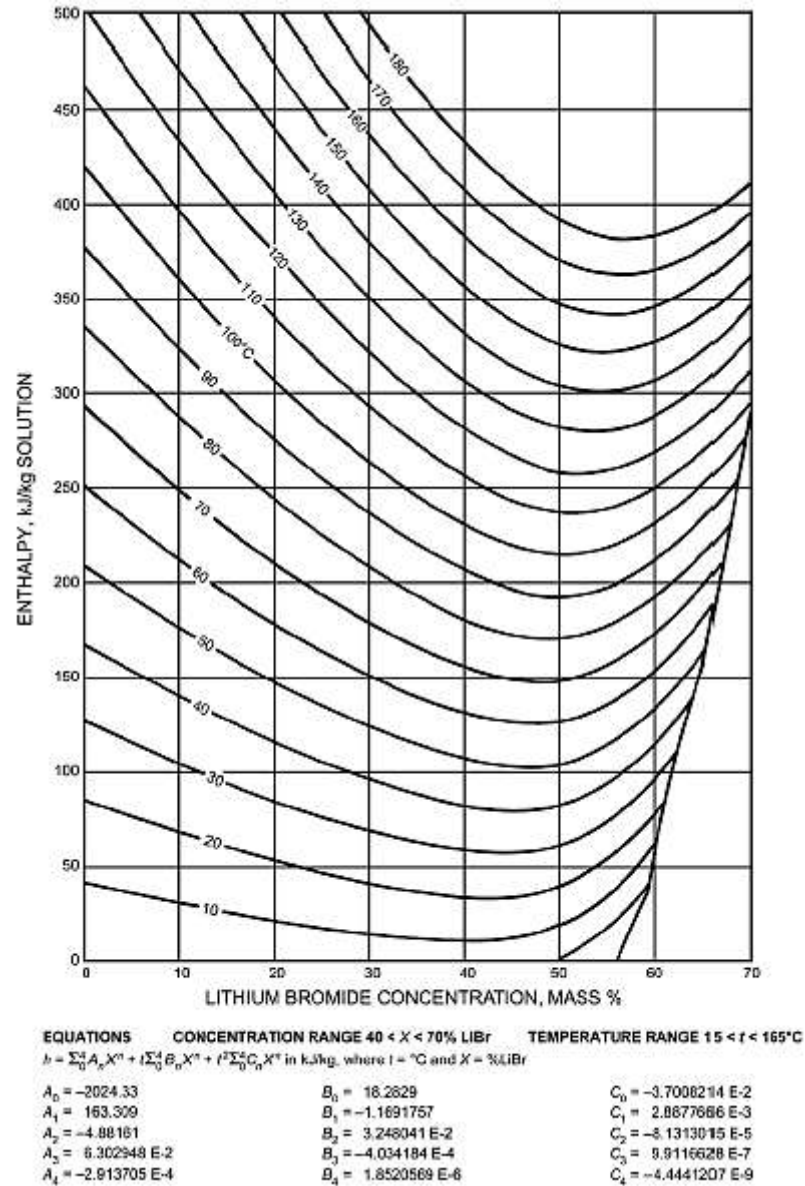
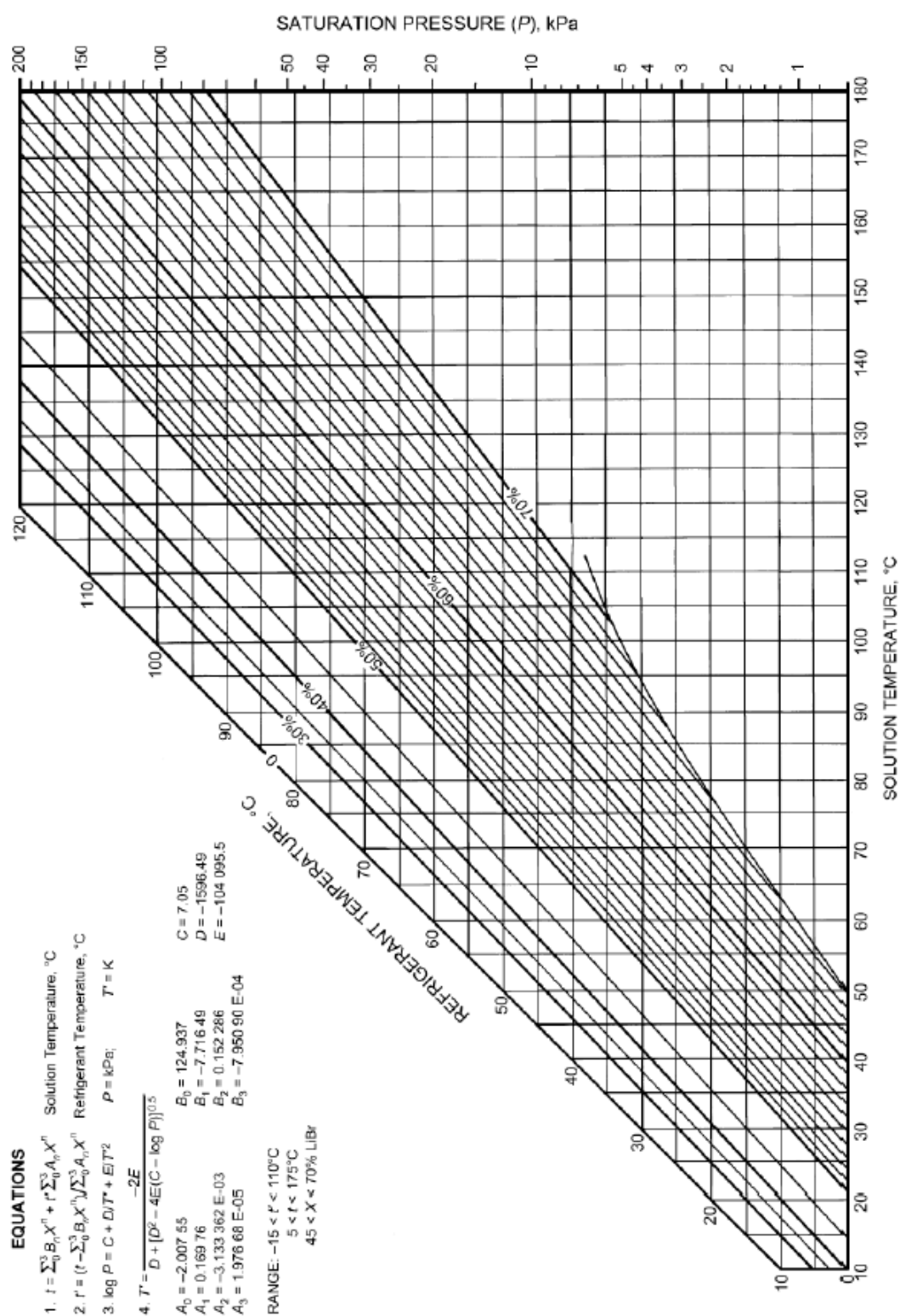


Figura 52 – Diagrama entalpia concentração $H_2O/LiBr$.

Fonte: [Heating \(1981\)](#).

Figura 53 – Gráfico de equilíbrio $H_2O/LiBr$.Fonte: [Heating \(1981\)](#).

APÊNDICE B – Programa desenvolvido na linguagem Fortran

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
!      Adaptado de NATCON, de Mahesh Prakash.      *
>>      *
!*****
PROGRAM TESTE

INCLUDE 'common.txt'

OPEN(6,FILE='TEA.TXT',STATUS='OLD')
!C File TEA.OUT stores the numerical output.

OPEN(9,FILE='TEA2.TXT',STATUS='OLD')
!C File TEA.OUT stores the numerical output.

OPEN(7,FILE='CONV.TXT',STATUS='OLD')
!C File CONV.DAT stores the convergence with respect to time data for unsteady calculations
>>.

OPEN(10,FILE='DUMP.TXT',STATUS='OLD',FORM='UNFORMATTED')
!C File DUMP stores the entire solution field in binary form for later use.

OPEN(5,FILE='IN3.TXT',STATUS='OLD')
!C File IN3.TXT stores the numerical output.

OPEN(8,FILE='TESTE90.TXT',STATUS='OLD')
!C File DUMP stores the entire solution field in binary form for later use.

!DADOS FORNECIDOS
CALL READATA

!CALCULO DA GEOMETRIA UTILIZADA
CALL INIT

! LENDO CAMPOS DO ARQUIVO DUMP.TXT CASO ESSA SIMULAÇÃO POR A CONTINUAÇÃO DE UMA ANTERIOR
IF(VALUE.EQ.0.0D0) THEN
  READ(10) ((U(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
  READ(10) ((V(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
  READ(10) ((P(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
  READ(10) ((T(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
  READ(10) ((TE(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
  READ(10) ((ED(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
  READ(10) ((DEN(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
  READ(10) ((GAMH(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
  READ(10) ((VIS(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
END IF
REWIND 10

WRITE(*,*) 'STEADY = ',STEADY
WRITE(*,*) 'NLTSTP = ',NLTSTP
WRITE(*,*) 'NFTSTP = ',NFTSTP
WRITE(*,*) 'NITER = ',NITER
WRITE(*,*) 'NI = ',NI
WRITE(*,*) 'NJ = ',NJ
WRITE(*,*) 'DT(1) = ',DT(1)
PAUSE ' Aperte Enter para continuar'

RESORU=0.
RESORV=0.
RESORM=0.
RESORT=0.
RESORT2=0.
RESORK=0.
RESORE=0.
RESORALPHA=0.
! The residual source values are initialised

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

```

! INITIAL OUTPUT
WRITE(6,210)
WRITE(6,230) RALI
WRITE(6,223) PRANDL
WRITE(6,260) DENSIT
WRITE(6,250) VISCOS
WRITE(6,222) TH,TC

HEDU='U_VEL'
HEDV='V_VEL'
HEDP='PRESSURE'
HEDK='K_TURB'
HEDD='EPSY_TURB'
HEDT='TEMPER'
HEDALPHA='VOLUME FRACTION'
HEDM='DENSITY'
HEDVIS='VISCOS'
HEDGAM='GAMA'
HEDSF='STREAM_FUNC'

XU(1)=0
YV(1)=0

IF(INCALU) CALL PRINT1(1,1,XU,Y,U,HEDU)
IF(INCALV) CALL PRINT1(1,1,X,YV,V,HEDV)
IF(INCALP) CALL PRINT1(1,1,X,Y,P,HEDP)
IF(INCALK) CALL PRINT1(1,1,X,Y,TE,HEDK)
IF(INCALD) CALL PRINT1(1,1,X,Y,ED,HEDD)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,T,HEDT)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,ALPHA,HEDALPHA)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,DEN,HEDM)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,VIS,HEDVIS)
IF(INCALK) CALL PRINT1(1,1,X,Y,GAMH,HEDGAM)

RESORM=RESORM/((NI-2)*(NJ-2))
RESORU=RESORU/((NI-3)*(NJ-2))
RESORV=RESORV/((NI-2)*(NJ-3))
RESORT=RESORT/((NI-2)*(NJ-2))
RESORK=RESORK/((NI-2)*(NJ-2))
RESORE=RESORE/((NI-2)*(NJ-2))

! BEGIN ITERATION LOOP
TIME=TFIRST
WRITE(*,*) 'TEMPO INICIAL = ',TIME
WRITE(*,*) 'ITERACAO INICIAL NO TEMPO NFTSTP = ',NFTSTP
WRITE(*,*) 'ITERACAO FINAL NO TEMPO NLTSTP = ',NLTSTP

DO 3000 ITSTEP=NFTSTP,NLTSTP
!DT(ITSTEP)=TSTEP
DT(ITSTEP)=GREAT
IF(.NOT.STEADY) THEN
    TIME=TIME+DT(ITSTEP)
    DT(ITSTEP)=TSTEP
END IF

WRITE(*,*) 'INTERVALO DE TEMPO DT(',ITSTEP,') = ',DT(ITSTEP)
WRITE(*,*) 'TEMPO = ',TIME

WRITE(*,310) IMON,JMON

! Time step loop for unsteady calculations
! INNER ITERATION LOOP
315 NITER=NITER+1

IPV=1
DO WHILE (IPV.LT.50)
    IF(INCALU) CALL CALCU

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

      IF(INCALV) CALL CALCV
      IF(INCALP) CALL CALCP
      IF(INCALK) CALL CALCTE
      IF(INCald) CALL CALCED
      IF(INCALT) CALL CALCT
      IF(INCALT) CALL CALCALPHA
      IPV=IPV+1
END DO

! UPDATE FLUID PROPERITIES (PRINCIPALMENTE A VISCOSIDADE TURBULENTA)

IF(INPRO) CALL PROPS
! Fluid properties are updated. In case of turbulent flow this means the introduction of
! turbulent viscosity. Since the actual fluid properties are constant, INPRO can be taken
! as FALSE for laminar flow calculations.

WRITE(*,311) NITER,RESORU,RESORV,RESORM,RESORT,RESORK,RESORE,RESORT2

! These outputs are printed on the screen after every iteration.

IF(MOD(NITER,INDPRI).NE.0) GO TO 376
376  SORCE=AMAX1(RESORM,RESORU,RESORV,RESORT,RESORK,RESORE)
! SORCE is the maximum of mass, momentum and thermal energy residuals.

IF(NITER.EQ.MAXIT) GOTO 302

! MAXIT represents the maximum number of internal iterations within a time step.
! For steady calculations, MAXIT represents the maximum number of iterations

!302 D=5

IF(SORCE.GT.SORMAX) GOTO 315

IF(NITER.LE.20) GOTO 315
!C The value of residual source sum can be lower than SORMAX at the beginning of the
!C iteration process. Therefore NITER is allowed to go to a value of atleast 20
!C irrespective of the value of SORCE. The least value assigned to NITER is arbitrary but
!C generally 20 to 50 iterations are found to be sufficient.

302 IF(.NOT.STEADY) THEN
!C-----INTERMEDIATE OUTPUT FOR TRANSIENT CALCULATIONS
WRITE(*,*) "TIME STEP"
WRITE(*,407) ITSTEP
! Printed on the screen after each time iteration.

! Printed in the output file TEA.OUT
IF(INCALU) CALL PRINT1(1,1,XU,Y,U,HEDU)
IF(INCALV) CALL PRINT1(1,1,X,YV,V,HEDV)
IF(INCALP) CALL PRINT1(1,1,X,Y,P,HEDP)
IF(INCALK) CALL PRINT1(1,1,X,Y,TE,HEDK)
IF(INCald) CALL PRINT1(1,1,X,Y,ED,HEDD)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,T,HEDT)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,ALPHA,HEDALPHA)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,DENM,HEDM)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,VIS,HEDVIS)
IF(INCALK) CALL PRINT1(1,1,X,Y,GAMH,HEDGAM)

!C Outputs for checking convergence
DO 3001 J=2,NJM1
I=(NI+2)/2
UC(I,J)=ABS(U(I,J))
UM(J)=U(I,J)
UMAX=MAXVAL(UM)
!C UMAX represents the maximum of u velocity at the vertical midplane of the cavity.
3001 CONTINUE
WRITE(7,406) TIME,UMAX

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
! Printed as convergence with respect to time data in the output data file CONV.DAT
! UPDATE VARIABLES FOR THE NEXT TIME STEP
IF(INCALU) CALL UPDATE(U,UO)
IF(INCALV) CALL UPDATE(V,VO)
IF(INCALP) CALL UPDATE(P,PO)
IF(INCALK) CALL UPDATE(TE,TEO)
IF(INCALT) CALL UPDATE(ED,EDO)
IF(INCALT) CALL UPDATE(T,TO)
IF(INCALT) CALL UPDATE(DEN,DENO)

END IF

3000 CONTINUE

! This is the end of time iterations.
! Printed in the output data file TEA.OUT as final output.
IF(INCALU) CALL PRINT1(1,1,XU,Y,U,HEDU)
IF(INCALV) CALL PRINT1(1,1,X,YV,V,HEDV)
IF(INCALP) CALL PRINT1(1,1,X,Y,P,HEDP)
IF(INCALK) CALL PRINT1(1,1,X,Y,TE,HEDK)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,ED,HEDD)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,T,HEDT)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,ALPHA,HEDALPHA)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,DEN,HEDM)
IF(INCALT) CALL PRINT1(1,1,X,Y,VIS,HEDVIS)
IF(INCALK) CALL PRINT1(1,1,X,Y,GAMH,HEDGAM)

! ESCRIVENDO CAMPOS DE RESULTADOS FINAIS NO ARQUIVO DUMP.TXT PARA PODER SER USADO
! EM UMA PRÓXIMA SIMULAÇÃO
CALL DUMP

! CALCULATION OF STREAM FUNCTION
NIH=NI/2
NIHP=NI/2+1

DO 112 I=2,NIH
DO 113 J=2,NJM1
VN(I,J)=0.5*(V(I,J)+V(I,J+1))
SF(I,J)=VN(I,J)*SEW(I)+SF(I-1,J)
113 CONTINUE
112 CONTINUE
DO 114 I=NIM1,NIHP,-1
DO 118 J=2,NJM1
VN(I,J)=0.5*(V(I,J)+V(I,J+1))
SF(I,J)=VN(I,J)*SEW(I)+SF(I+1,J)
118 CONTINUE
114 CONTINUE
DO 116 I=2,NIM1
DO 116 J=2,NJM1
116 SF(I,J)=ABS(SF(I,J))

CALL PRINT1(1,1,X,Y,SF,HEDSF)

DO 451 I=1,NI
DO 452 J=1,NJ
TREF=100
!Pref=1000*(UREF**2)
Pref=100000
T(I,J)=T(I,J)*TREF
U(I,J)=U(I,J)*UREF
V(I,J)=V(I,J)*UREF
P(I,J)=Pref*P(I,J)
TE(I,J)= TE(I,J)*(UREF**2)
ED(I,J)= ED(I,J)*(UREF**3)/(H)

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
      DEN(I,J)=DEN(I,J)*1000
      VIS(I,J)=VIS(I,J)*1
      DENM(I,J)=DENM(I,J)*1000
452 CONTINUE
451 CONTINUE
DO 453 I=1,NI
453 X(I)=X(I)*H
DX1=X(2)-XU(2)
DX2=X(3)-X(2)
DX=DX1+DX2
WRITE(6,402)

DO 401 J=2,NJM1
I=(NI+2)/2
U(I,J)=ABS(U(I,J))
UM(J)=U(I,J)
UMAX=MAXVAL(UM)
HFLUXN=(T(2,J)*DX**2-T(3,J)*DX1**2-TH*(DX**2-DX1**2))/(DX1*DX**2-DX*DX1**2)
!C The heat flux, HFLUXN, is calculated using a second order Taylor series
!C approximation.
ANUN=-HFLUXN*H/DELT
ANUN=ABS(ANUN)
!C ANUN represents the local nusselt number at the hot wall.
ANUN1=ANUN*SNS(J)
!C SNS(J) represents dy.
SUMN=SUMN+ANUN1
!C SUMN represents the average nusselt number
ANUN=ANUN/RALI**0.25
WRITE(6,403)Y(J),ANUN
401 CONTINUE
DO 415 I=2,NIM1
J=(NJ+2)/2
V(I,J)=ABS(V(I,J))
VM(I)=V(I,J)
VMAX=MAXVAL(VM)
415 CONTINUE
WRITE(6,404)
WRITE(6,405)SUMN,UMAX,VMAX,H

!-----
>>-----

!C OUTPUTS FOR PLOTTING USING TECPLOT
DO 421 I=1,NI
421 X(I)=X(I)/H
WRITE(8,*) 'TITLE="TECPLOT PLOTS"'
WRITE(8,*) 'VARIABLES="X" "Y" "T" "U" "V" "P" "SF" "DEN"'
WRITE(8,*) 'ZONE F=POINT, I=', NI, ', J=', NJ

DO 522 J=1,NJ
DO 522 I=1,NI
522 WRITE(8,503)X(I),Y(J),T(I,J),UN(I,J),VN(I,J),P(I,J),SF(I,J),DEN(I,J)

IF(INCALU) CALL PRINT3(1,1,XU,Y,U,HEDU)
IF(INCALV) CALL PRINT3(1,1,X,YV,V,HEDV)
IF(INCALP) CALL PRINT3(1,1,X,Y,P,HEDP)
IF(INCALK) CALL PRINT3(1,1,X,Y,TE,HEDK)
IF(INCALT) CALL PRINT3(1,1,X,Y,ED,HEDD)
IF(INCALT) CALL PRINT3(1,1,X,Y,T,HEDT)
IF(INCALT) CALL PRINT3(1,1,X,Y,ALPHA,HEDALPHA)
IF(INCALT) CALL PRINT3(1,1,X,Y,DENM,HEDM)
IF(INCALT) CALL PRINT3(1,1,X,Y,VIS,HEDVIS)
IF(INCALK) CALL PRINT3(1,1,X,Y,GAMH,HEDGAM)
PRINT*,UREF

STOP

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
!----- FORMAT STAMENTS -----
>>-----

210 FORMAT(1H0,47X,'TURBULENT FLOW IN A CAVITY '/////)
222 FORMAT(///1H0,15X,'THERMAL BOUNDARY CONDITIONS ARE - - -'//&
&1H0,25X,'SIDE WALL TEMPERATURES = '2(1PE11.3)//&
&1H0,25X,'ADIABATIC TOP AND BOTTOM WALLS '//)
223 FORMAT(1H0,15X,'PRANDTL NUMBER',T60,1H=,3X,1PE11.3)
230 FORMAT(1H0,15X,'RAYLEIGH NUMBER ',T60,1H=,3X,1PE11.3)
250 FORMAT(1H0,15X,'LAMINAR VISCOSITY ',T60,1H=,3X,1PE11.3)
260 FORMAT(1H0,15X,'FLUID DENSITY ',T60,1H=,3X,1PE11.3)
311 FORMAT(1H ,18,4X,1PE10.3,3X,1PE10.3)
402 FORMAT(///5X,1H1,7X,5HYV(I),6X,10HS.S.COEFF., 'NUSELT NO. ',25X,'Y(I)')
403 FORMAT(/5X,1PE11.3,2X,1PE11.3)
404 FORMAT('AVERAGE NUSELT NUMBER',5X,'UMAX',5X,'VMAX',5X,'H')
405 FORMAT(/5X,1PE11.3,4X,1PE11.3,4X,1PE11.3,4X,1PE11.3)
406 FORMAT(1H ,1PE11.3,4X,1PE11.3)
407 FORMAT(1H ,16)
503 FORMAT(1PE11.3,2X,1PE11.3,2X,1PE11.3,2X,1PE11.3,2X,1PE11.3,2X,1PE11.3,2X,1PE11.3,&
&2X,1PE11.3,2X,1PE11.3)

310 FORMAT(1H0,'ITER ', 'I-----ABSOLUTE RESIDUAL SOURCE SUM&
&S-----I I-----FIELD VALUES AT MONITORING LOCATION', '&
&('I2','I2','I' / 2X,'NO.',3X,'UMOM',6X,'VMOM',6X,'MA&
&SS',6X,'ENER',6X,'TKIN',6X,'DISP',10X,'U',9X,'V',9X,'P',9X,'T',9X,&
&'K',9X,'D'//)

END TESTE

! *****
!
! *****SUBROTINA CALCED DE CALCULO DA DISSIPACAO DA TURBULENCIA *****
!
! *****
SUBROUTINE CALCED

INCLUDE 'common.txt'

DO 100 I=2,NIM1
DO 101 J=2,NJM1
!COMPUTE AREAS AND VOLUME
AREANS=SEW(I)
AREAEW=SNS(J)
VOL=SNS(J)*SEW(I)
R1=(PRANDL/RALI)**0.5
!-----
>>-----
! Como a equação trata se dos valores medios dos fluxos, é necessário o calculo da fração v
>>olumetrica do liquido denominada como ALPHA2(I,J), isso é possível devido a equação abaixo
! , já que o valor de ALPHA(I,J) é calculado pela equação da continuidade da fase gasosa
! O valor da densidade média é calculado de acordo com a equação abaixo, pois ela depende d
>>o valor da fração volumetrica do liquido e de vapor da mistura
!-----
>>-----
ALPHA2(I,J)=1-ALPHA(I,J)
ALPHA2(I,J)=1-ALPHA(I,J)
DENM(I,J)=(ALPHA2(I,J)*DEN(I,J))+(ALPHA(I,J)*DENG(I,J))

! CALCULATE CONVECTION COEFFICIENTS
GN=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I,J+1))*V(I,J+1)
GS=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I,J-1))*V(I,J)
GE=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I+1,J))*U(I+1,J)
GW=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I-1,J))*U(I,J)
CN=GN*AREANS*X(I)
CS=GS*AREANS*X(I)
CE=GE*AREAWE*XU(I)

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

CW=GW*AREAWEW*XU(I)
! CALCULATE DIFFUSION COEFFICIENTS
CAPPA=.41
PRED=CAPPA*CAPPA/(C2-C1)/(CMU**.5)

! The diffusion term: ++yyRaPrxxRaPrtt has the fluid
! viscosity and eddy viscosity as separate identities.
GAMN=R1*0.5*(VIS(I,J)+VIS(I,J+1)-2.0)/PRED+R1
GAMS=R1*0.5*(VIS(I,J)+VIS(I,J-1)-2.0)/PRED+R1
GAME=R1*0.5*(VIS(I,J)+VIS(I+1,J)-2.0)/PRED+R1
GAMW=R1*0.5*(VIS(I,J)+VIS(I-1,J)-2.0)/PRED+R1
DN=GAMN*AREANS/DYNP(J)
DS=GAMS*AREANS/DYPS(J)
DE=GAME*AREAWEW/DXEP(I)
DW=GAMW*AREAWEW/DXPW(I)

!SOURCE TERMS
SMP=CN-CS+CE-CW

CP=AMAX1(0.0,SMP)
CPO=CP
! ASSEMBLE MAIN COEFFICIENTS
IF (INH) THEN
  AN(I,J)=DN*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CN/DN))+AMAX1(-CN,0.)
  AS(I,J)=DS*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CS/DS))+AMAX1(CS,0.)
  AE(I,J)=DE*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CE/DE))+AMAX1(-CE,0.)
  AW(I,J)=DW*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CW/DW))+AMAX1(CW,0.)
END IF
IF (INCEN) THEN
  AN(I,J)=AMAX1(-CN,0.)+DN-0.5*ABS(CN)
  AS(I,J)=AMAX1(CS,0.)+DS-0.5*ABS(CS)
  AE(I,J)=AMAX1(-CE,0.)+DE-0.5*ABS(CE)
  AW(I,J)=AMAX1(CW,0.)+DW-0.5*ABS(CW)
END IF
IF (STEADY) THEN
  APO(I,J)=0.0
ELSE
  SU(I,J)=CPO*ED(I,J)+APO(I,J)*EDO(I,J)
END IF
! The coefficient c3 does not have a universally acceptable form. The form
! suggested by Henkes (1990) i.e.,  $u/v_{\text{tanhc3}}$  is used here.
C3=ABS((V(I,J)+V(I,J+1))/(U(I,J)+U(I+1,J)))
C3=TANH(C3)
SU(I,J)=SU(I,J)+(1/R1)*C1*F1*CMU*CD*DENM(I,J)*GEN(I,J)*VOL*TE(I,J)/(VIS(I,J)-1.0+1.E-8)

SP(I,J)=-CP
! Represents the addition of the term: kfc22
! No changes have been made in representing this term.
SP(I,J)=SP(I,J)-C2*F2*DENM(I,J)*ED(I,J)*VOL/TE(I,J)
101 CONTINUE
100 CONTINUE
! ENTRY MODED has information regarding boundary conditions for energy
! dissipation (Sectio 14).
CALL MODED

! RESORE represents the residual source term for energy dissipation.
RESORE=0.0
DO 300 I=2,NIM1
DO 301 J=2,NJM1
  AP(I,J)=AN(I,J)+AS(I,J)+AE(I,J)+AW(I,J)+APO(I,J)-SP(I,J)
  RESOR=AN(I,J)*ED(I,J+1)+AS(I,J)*ED(I,J-1)+AE(I,J)*ED(I+1,J)+AW(I,J)*ED(I-1,J)-AP(I,J)*ED(I,
  >>J)+SU(I,J)
  VOL=SNS(J)*SEW(I)
  SORVOL=GREAT*VOL
  IF (-SP(I,J).GT.0.5*SORVOL) RESOR=RESOR/SORVOL
  RESORE=RESORE+ABS(RESOR)
! UNDER-RELAXATION

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
! URFE represents under-relaxation factor employed for energy dissipation ED(I,J)

AP(I,J)=AP(I,J)/URFE
SU(I,J)=SU(I,J)+(1.-URFE)*AP(I,J)*ED(I,J)
301 CONTINUE
300 CONTINUE
! NSWPD represents the number of internal iterations used for calculating ED(I,J)
DO 400 N=1,NSWPD
!400 CALL LISOLV(2,2,NI,NJ,IT,JT,ED)
400 CALL LISOLV(2,2,ED)
DO 401 I=2,NIM1
DO 401 J=2,NJM1
401 ED(I,J)=AMAX1(ED(I,J),SMALL)
RETURN
END

! *****
!
! *****SUBROTINA CALCTE DE CALCULO DA ENERGIA CINÉTICA TURBULENTA K
!
! *****
SUBROUTINE CALCTE

INCLUDE 'common.txt'

! PRTE represents k.
PRTE=1.0
DO 100 I=2,NIM1
DO 101 J=2,NJM1

!C COMPUTE AREAS AND VOLUME
AREANS=SEW(I)
AREAEW=SNS(J)
VOL=SNS(J)*SEW(I)
!-----
>>-----
! Como a equação trata se dos valores medios dos fluxos, é necessário o calculo da fração v
>>olumetrica do liquido denominada como ALPHA2(I,J), isso é possível devido a equação abaixo
!, já que o valor de ALPHA(I,J) é calculado pela equação da continuidade da fase gasosa
!O valor da densidade média é calculado de acordo com a equação abaixo, pois ela depende d
>>o valor da fração volumetrica do liquido e de vapor da mistura
!-----
>>-----
ALPHA2(I,J)=1-ALPHA(I,J)
DENM(I,J)=(ALPHA2(I,J)*DEN(I,J)+(ALPHA(I,J)*DENG(I,J))

!C CALCULATE CONVECTION COEFFICIENTS
GN=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I,J+1))*V(I,J+1)
GS=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I,J-1))*V(I,J)
GE=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I+1,J))*U(I+1,J)
GW=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I-1,J))*U(I,J)
CN=GN*AREANS*X(I)
CS=GS*AREANS*X(I)
CE=GE*AREAEW*XU(I)
CW=GW*AREAEW*XU(I)

GAMN=R1*0.5*(VIS(I,J)+VIS(I,J+1)-2.0)/PRTE+R1
GAMS=R1*0.5*(VIS(I,J)+VIS(I,J-1)-2.0)/PRTE+R1
GAME=R1*0.5*(VIS(I,J)+VIS(I+1,J)-2.0)/PRTE+R1
GAMW=R1*0.5*(VIS(I,J)+VIS(I-1,J)-2.0)/PRTE+R1
DN=GAMN*AREANS/DYNP(J)
DS=GAMS*AREANS/DYPS(J)
DE=GAME*AREAEW/DXEP(I)
DW=GAMW*AREAEW/DXPW(I)

! SOURCE TERMS

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
SMP=CN-CS+CE-CW
CP=AMAX1(0.0,SMP)
CPO=CP
DUDX=(U(I+1,J)-U(I,J))/SEW(I)
DVDY=(V(I,J+1)-V(I,J))/SNS(J)
DUDY=((U(I,J)+U(I+1,J)+U(I,J+1)+U(I+1,J+1))/4.-(U(I,J)+U(I+1,J)+U(I,J-1)+U(I+1,J-1))/4.)/SN
>>S(J)
DVDX=((V(I,J)+V(I,J+1)+V(I+1,J)+V(I+1,J+1))/4.-(V(I,J)+V(I,J+1)+V(I-1,J)+V(I-1,J+1))/4.)/SE
>>W(I)

GEN(I,J)=R1*(2.*(DUDX**2+DVDY**2)+(DUDY+DVDX)**2)*(VIS(I,J)-1.0+1.E-6)

! BUOYANCY TERM

DTDY=(T(I,J+1)-T(I,J))/DYPS(J)

! GENB(I,J) represents the term: yTRaPr1GTtk=.

GENB(I,J)=-(1/R2)*(VIS(I,J)-1.0+1.E-8)*PRANDL*DTDY/PRANDT

! ASSEMBLE MAIN COEFFICIENTS

IF (INHY) THEN
  AN(I,J)=DN*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CN/DN))+AMAX1(-CN,0.)
  AS(I,J)=DS*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CS/DS))+AMAX1(CS,0.)
  AE(I,J)=DE*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CE/DE))+AMAX1(-CE,0.)
  AW(I,J)=DW*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CW/DW))+AMAX1(CW,0.)
END IF
IF (INCEN) THEN
  AN(I,J)=AMAX1(-CN,0.)+DN-0.5*ABS(CN)
  AS(I,J)=AMAX1(CS,0.)+DS-0.5*ABS(CS)
  AE(I,J)=AMAX1(-CE,0.)+DE-0.5*ABS(CE)
  AW(I,J)=AMAX1(CW,0.)+DW-0.5*ABS(CW)
END IF
IF (STEADY) THEN
  APO(I,J)=0.0
ELSE
  APO(I,J)=DEN(I,J)*VOL/DT(ITSTEP)
ENDIF
SU(I,J)=CPO*TE(I,J)+APO(I,J)*TEO(I,J)
SU(I,J)=SU(I,J)+GEN(I,J)*VOL
IF (INCALB) THEN
  SU(I,J)=SU(I,J)+GENB(I,J)*0.01*VOL
END IF
SP(I,J)=-CP

!C The term is included as a variable part of the source term, i.e., as SP. Note that
!C the relationship: 2tkfcPrRa= is used to express as:
!C t22kfcPrRa. This procedure is adopted to increase numerical stability.
!C The factor 1.E-6 is included in t=(VIS(I,J)-1.0) in order to avoid division by
!C zero.
SP(I,J)=SP(I,J)-(1/R1)*CD*CMU*DEN(I,J)**2*TE(I,J)*VOL/(VIS(I,J)-1.0+1.E-6)
101 CONTINUE
100 CONTINUE
! ENTRY MODTE has information regarding boundary conditions for turbulence
! kinetic energy (Section 14).
CALL MODTE
! RESORK represents the residual source term for turbulent kinetic energy.
RESORK=0.0
DO 300 I=2,NIM1
DO 301 J=2,NJM1
  AP(I,J)=AN(I,J)+AS(I,J)+AE(I,J)+AW(I,J)+APO(I,J)-SP(I,J)
  RESOR=AN(I,J)*TE(I,J+1)+AS(I,J)*TE(I,J-1)+AE(I,J)*TE(I+1,J)+AW(I,J)*TE(I-1,J)-AP(I,J)*TE(I,
>>J)+SU(I,J)
  VOL=SEW(I)*SNS(J)
  GREAT=1.E20
  SORVOL=GREAT*VOL

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

IF (-SP(I,J).GT.0.5*SORVOL) RESOR=RESOR/SORVOL
RESORK=RESORK+ABS(RESOR)
! UNDER-RELAXATION
! URFK represents under-relaxation factor for turbulent kinetic energy.
AP(I,J)=AP(I,J)/URFK
SU(I,J)=SU(I,J)+(1.-URFK)*AP(I,J)*TE(I,J)
301 CONTINUE
300 CONTINUE
! NSWPK represents the number of internal iterations used to solve the turbulent
! kinetic energy equation.
DO 400 N=1,NSWPK
!400 CALL LISOLV(2,2,NI,NJ,IT,JT,TE)
400 CALL LISOLV(2,2,TE)
DO 401 I=2,NIM1
DO 401 J=2,NJM1
401 TE(I,J)=AMAX1(TE(I,J),SMALL)
RETURN
END

!*****
!
!*****SUBROTINA LISOLV DE SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES LINEARES*****
!
!*****

!SUBROUTINE LISOLV(ISTART,JSTART,NIM1,NJM1,PHI,AN,AS,AE,AP,AW,SU,NJ)
SUBROUTINE LISOLV(ISTART,JSTART,PHI)

INCLUDE 'common.txt'

REAL*8 PHI(80,80),A(90),B(90),C(90),D(90)
!DIMENSION AN(80,80),AS(80,80),AE(80,80),AW(80,80),SU(80,80),AP(80,80)
!REAL YP

NIM1=NI-1
NJM1=NJ-1
JSTM1=JSTART-1
A(JSTM1)=0.0D0

!COMMENCE W-E SWEEP
DO 19 I=ISTART,NIM1
C(JSTM1)=PHI(I,JSTM1)

!COMMENCE S-N TRAVERSE
DO 20 J=JSTART,NJM1
!C ASSEMBLE TDMA COEFFICIENTS
A(J)=AN(I,J)

! (A(J) represents aj in Equation (14))
B(J)=AS(I,J)
! (B(J) represents bj in Equation (14))
C(J)=AE(I,J)*PHI(I+1,J)+AW(I,J)*PHI(I-1,J)+SU(I,J)
! (C(J) represents cj in Equation (14))
D(J)=AP(I,J)
! (D(J) represents dj in Equation (14))

!CALCULATE COEFFICIENTS OF RECURRENCE FORMULA
TERM=1./(D(J)-B(J)*A(J-1))
A(J)=A(J)*TERM

20 C(J)=(C(J)+B(J)*C(J-1))*TERM

! The recurrence formulae (18) and (19) for Pj and Qj are stored in A(J) and C(J) here.
! OBTAIN NEW PHI"S
DO 122 JJ=JSTART,NJM1
J=NJ+JSTM1-JJ
122 PHI(I,J)=A(J)*PHI(I,J+1)+C(J)

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

```

19 CONTINUE

RETURN

END SUBROUTINE LISOLV

!*****
!
!*****SUBROTINA CALCU DE CALCULO DA VELOCIDADE U*****
!
!*****
SUBROUTINE CALCU

INCLUDE 'common.txt'

DO 200 I=3,NIM1
DO 201 J=2,NJM1

! COMPUTE AREAS AND VOLUME
AREANS=SEWU(I)
! represents staggered area in the x-direction and applies to fluid in the y-direction
AREAEW=SNS(J)
!represents non-staggered area in the y-direction and applies to fluid in the x-direction
VOL=SEWU(I)*SNS(J)
ALPHA2(I,J)=1-ALPHA(I,J)
DENM(I,J)=(ALPHA2(I,J)*DEN(I,J))+(ALPHA(I,J)*DENG(I,J))

GN=0.5*(DENM(I,J+1)+DENM(I,J))*V(I,J+1)
GNW=0.5*(DENM(I-1,J)+DENM(I-1,J+1))*V(I-1,J+1)
GS=0.5*(DENM(I,J-1)+DENM(I,J))*V(I,J)
GSW=0.5*(DENM(I-1,J)+DENM(I-1,J-1))*V(I-1,J)
GE=0.5*(DENM(I+1,J)+DENM(I,J))*U(I+1,J)
GP=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I-1,J))*U(I,J)
GW=0.5*(DENM(I-1,J)+DENM(I-2,J))*U(I-1,J)

CN=0.5*(GN+GNW)*AREANS*X(I)
CS=0.5*(GS+GSW)*AREANS*X(I)
CE=0.5*(GE+GP)*AREAEW*XU(I)
CW=0.5*(GP+GW)*AREAEW*XU(I)

R1=(PRANDL/RALI)**0.5

VISN=0.25*(VIS(I,J)+VIS(I,J+1)+VIS(I-1,J)+VIS(I-1,J+1))
VISS=0.25*(VIS(I,J)+VIS(I,J-1)+VIS(I-1,J)+VIS(I-1,J-1))

DN=((1/Re)*VISN*AREANS/DYNP(J))
DS=((1/Re)*VISS*AREANS/DYPS(J))
DE=((1/Re)*VIS(I,J)*AREAEW/DXEPU(I))
DW=((1/Re)*VIS(I-1,J)*AREAEW/DXPWU(I))

SMP=CN-CS+CE-CW
CP=AMAX1(0.0,SMP)
CPO=CP

IF (INHY) THEN
AN(I,J)=DN*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CN/DN))+AMAX1(-CN,0.)
AS(I,J)=DS*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CS/DS))+AMAX1(CS,0.)
AE(I,J)=DE*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CE/DE))+AMAX1(-CE,0.)
AW(I,J)=DW*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CW/DW))+AMAX1(CW,0.)
END IF

IF (INCEN) THEN
AN(I,J)=AMAX1(-CN,0.)+DN-0.5*ABS(CN)
AS(I,J)=AMAX1(CS,0.)+DS-0.5*ABS(CS)
AE(I,J)=AMAX1(-CE,0.)+DE-0.5*ABS(CE)

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
AW(I,J)=AMAX1(CW,0.)+DW-0.5*ABS(CW)
END IF

IF(STEADY) THEN
  APO(I,J)=0.0
ELSE
  APO(I,J)=DEN(I,J)*VOL/DT(ITSTEP)
END IF

DU(I,J)=AREAEW
SU(I,J)=CPO*U(I,J)+DU(I,J)*(P(I-1,J)-P(I,J))+APO(I,J)*UO(I,J)
SP(I,J)=-CP

! Extra term to improve numerical stability: ())+yvuxRaPrt
DUDXP=(U(I+1,J)-U(I,J))/DXEPU(I)
DUDXM=(U(I,J)-U(I-1,J))/DXFW(I)
SU(I,J)=R1*(VIS(I,J)*DUDXP-VIS(I-1,J)*DUDXM)/SEWU(I)*VOL+SU(I,J)
GAMP=0.25*(VIS(I,J)+VIS(I-1,J)+VIS(I,J+1)+VIS(I-1,J+1))

DVDXP=(V(I,J+1)-V(I-1,J+1))/DXFW(I)
GAMM=0.25*(VIS(I,J)+VIS(I-1,J)+VIS(I,J-1)+VIS(I-1,J-1))
DVDXM=(V(I,J)-V(I-1,J))/DXFW(I)
SU(I,J)=SU(I,J)+R1*(GAMP*DVDXP-GAMM*DVDXM)/SNS(J)*VOL

201 CONTINUE
200 CONTINUE

CALL MODU

! The residual source term RESORU gives an idea about the convergence of the
! solution. RESORU is the difference in the total source term between two
! consecutive iteration steps.

RESORU=0.0
DO 300 I=3,NIM1
DO 301 J=2,NJM1
  AP(I,J)=AN(I,J)+AS(I,J)+AE(I,J)+AW(I,J)+APO(I,J)-SP(I,J)

  DU(I,J)=DU(I,J)/AP(I,J)

  RESOR=AN(I,J)*U(I,J+1)+AS(I,J)*U(I,J-1)+AE(I,J)*U(I+1,J)+AW(I,J)*U(I-1,J)-AP(I,J)*U(I,J)+SU
>>(I,J)
  VOL=SEW(I)*SNS(J)
  SORVOL=GREAT*VOL
  IF(-SP(I,J).GT.0.5*SORVOL) RESOR=RESOR/SORVOL
  RESORU=RESORU+ABS(RESOR)

  AP(I,J)=AP(I,J)/URFU
  SU(I,J)=SU(I,J)+(1.-URFU)*AP(I,J)*U(I,J)
  DU(I,J)=DU(I,J)*URFU
301 CONTINUE
300 CONTINUE

NSWPU=1
DO 500 N=1,NSWPU
500 CALL LISOLV(3,2,U)

RETURN
END SUBROUTINE CALCU

! *****
!
! *****SUBROTINA PROMOD PARA AS CONDICAOES DE CONTORNO
!
! *****

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

```

SUBROUTINE PROMOD

INCLUDE 'common.txt'

! For the fluid properties. No changes are required for this part.
ENTRY MODPRO
RETURN

ENTRY MODU

! TOP WALL
J=NJM1
DO 210 I=3,NJM1
210 U(I,J+1)=0.0D0

! WEST WALL
! I=2 represents the west wall because u-velocity is calculated on a staggered grid
! in the x-direction
I=3
DO 213 J=2,NJM1
213 U(I-1,J)=0.0D0

! BOTTOM WALL
J=2
DO 214 I=3,NJM1
214 U(I,J-1)=0.0D0

! EAST WALL
I=NJM1
DO 217 J=2,NJM1
217 U(I+1,J)=0.0D0
RETURN
! represents boundary conditions for v-velocity. No slip and impermeable boundary
! conditions are applied at the wall.

ENTRY MODV

! WEST WALL
I=2
DO 310 J=3,NJM1
V(I-1,J)=V(I,J)
310 AV(I,J)=0.0
! TOP WALL
J=NJM1
DO 313 I=2,NJM1
V(I,J+1)=V(I,J)
313 AN(I,J)=0.0
! EAST WALL
I=NJM1
DO 314 J=3,NJM1
314 V(I+1,J)=0.0D0

! BOTTOM WALL
! J=2 represents the bottom wall because v-velocity is calculated on a staggered
! grid in the y-direction
J=3
DO 317 I=2,NJM1
!Valor da velocidade de entrada do fluxo
317 V(I,J-1)=0.0001

RETURN

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

ENTRY MODP

RETURN

! represents thermal boundary conditions. The horizontal walls (top and bottom
! walls) are adiabatic whereas the vertical walls (east and west walls) are at a
! constant temperature.

ENTRY MODT

! TOP WALL (ADIABATIC)

! The adiabatic boundary condition: $\partial y/T =$ at $y=0$ and $y=H$, are approximated

! by a first order Taylor series approximation. A better approximation was not
! required because of the fine grids close to the wall.

J=NJM1

DO 500 I=2,NJM1

T(I,J+1)=T(I,J)

500 AN(I,J)=0.0

! WEST WALL (CONSTANT TEMPERATURE TH)

I=2

DO 501 J=2,NJM1

T(I-1,J)=T(I,J)

501 CONTINUE

! BOTTOM WALL (ADIABATIC)

J=2

DO 504 I=2,NJM1

504 T(I,J-1)=0.5

! EAST WALL (CONSTANT TEMPERATURE TC)

I=NJM1

DO 505 J=2,NJM1

AREANS=SEW(I)

AREAEW=SNS(J)

VOL=SNS(J)*SEW(I)

lo=1

!TEMPERATURA WALL DE ACORDO COM A EQUAÇÃO 9.13 VERSTEEG(2008)

PRANDL=4.6

CP=4186 !AGUA, DEPOIS VER PARA MISTURA"

CPm=2170 !MISTURA"

DXEP(I)=X(I+1)-X(I)

VISCOSIDADEMI=0.0000099634

SU1=1000

sucarac=500

sufonte=SU1/sucarac

sufonte2=800*AREAEW

T(I+1,J)=(sufonte2/AREAEW)*(PRANDL/VISCOSIDADEMI)*(DXEP(I)/CPm)

505 CONTINUE

RETURN

! represents boundary conditions for the turbulent kinetic energy. One can use the
! natural boundary condition for k which is zero at the wall. This is quite
! straightforward. The boundary condition arising out of perturbation which is
! derived in Wilcox (1993) is used in the present program. This boundary condition
! is given by the equation: $\partial k/\partial y = -u_*^2$ (where u_* is the friction velocity) close to
! the wall. The boundary condition is applied at the first inner grid point.

ENTRY MODTE

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

```

! TOP WALL
J=NJM1
YP=YV(NJ)-Y(NJM1)
DO 610 I=2,NIM1
  TE(I,J+1)=TE(I,J)
610 AN(I,J)=0
!C WEST WALL
I=2
XP=X(2)-XU(2)
DO 620 J=2,NJM1

620 TE(I-1,J)=TE(I,J)

!C BOTTOM WALL
J=2
YP=Y(2)-YV(2)
DO 630 I=2,NIM1
!630 TE(I,J)=(0.0000001)
630 TE(I,J)=R1*(2/3)*(UREF*T(I,J))**(2)
!630 TE(I,J)=0
!C EAST WALL
factorint=0.001
I=NIM1
XP=XU(NI)-X(NIM1)
DO 640 J=2,NJM1
TAU=1.0*ABS(V(I,J))/XP
USTAR=R1**0.5*SQRT(TAU/DEN(I,J))
640 TE(I,J)=factorint*R1*USTAR**2/SQRT(CMU*CD)

RETURN

! represents boundary conditions for energy dissipation. There are no natural
! boundary conditions for . Therefore the boundary condition from perturbation
! theory is used here. ()yu3*= (where is Von Karmans constant and y
! is the normal distance from the wall at which the boundary condition is applied) is
! the boundary condition for and occurs close to the wall. This boundary
! condition is again applied at the first inner grid point.

ENTRY MODED

! TOP WALL
YP=YV(NJ)-Y(NJM1)
J=NJM1
DO 710 I=2,NIM1
  ED(I,J+1)=ED(I,J)
710 AN(I,J)=0
! WEST WALL
XP=X(2)-XU(2)
I=2
DO 720 J=2,NJM1
720 ED(I-1,J)=ED(I,J)
factorint=0.001
! BOTTOM WALL
YP=Y(2)-YV(2)
J=2
DO 730 I=2,NIM1

C1=0.09

730 ED(I,J)=factorint*0.5*C1**(0.75)*(TE(I,J))**(3/2)/(0.07))
! EAST WALL

XP=XU(NI)-X(NIM1)
I=NIM1
DO 740 J=2,NJM1

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
TAU=1.0*ABS(V(I,J))/XP
USTAR=R1**0.5*SQRT(TAU/DEN(I,J))
740 ED(I,J)=factorint*R1**(2)*USTAR**3/(CAPPA*XP)

RETURN

ENTRY MODALPHA2
! TOP WALL (ADIABATIC)
! The adiabatic boundary condition:  $\partial y/T =$  at  $y=0$  and  $y=H$ , are approximated
! by a first order Taylor series approximation. A better approximation was not
! required because of the fine grids close to the wall.
J=NJM1
DO 5001 I=2,NIM1
ALPHA(I,J+1)=ALPHA(I,J)

5001 AN(I,J)=0.0

! WEST WALL (CONSTANT TEMPERATURE TH)
I=2
DO 5012 J=2,NJM1
ALPHA(I-1,J)=ALPHA(I,J)

5012 CONTINUE

! BOTTOM WALL (ADIABATIC)
J=2
DO 5042 I=2,NIM1
5042 ALPHA(I,J-1)=0.0
ALPHA(I,J)=0.0

! EAST WALL (CONSTANT TEMPERATURE TC)

!Essa condição de contorno é de suma importancia o correto funcionamento, pois o termo font
>>e de geração de vapor é introduzido nela
!Esse termo deve ser feito pela equação proposta abaixo ""SU(I,J)=NPCH*GAMA2"" em que npch
>>é o numero adimensional de mudança de fase, e o gama é a fonte/fontecaract
!fontecaract é um valor adimensional característico

I=NIM1
DO 506 J=2,NJM1
AREANS=SEW(I)
AREAEW=SNS(J)
VOL=SNS(J)*SEW(I)

!OUTRO TERMO ADIMENSIONAL
!Phase change number
!"PODE SER VISTO NA PAG 374 DO LIVRO ISHII"
!ESSE TERMO SE REFERE A FORMAÇÃO DE VAPOR VEZES O COMPRIMENTO CARACTERISTICO (SOBRE A DENSI
>>DADE DO VAPOR VEZES A VELOCIDADE MEDIA CARACTERISTICA)"

FONTECARAC=1.5
HCON=110
HENTALP=2570
Tsatsat=0.68
DELTAT=T(I,J)-Tsatsat

FONTE=((HCON*DELTAT)/(HENTALP))*AREAEW
IF(FONTE<=0) THEN
SU(I,J)=0
ELSE

DEN2=0.02
VMCARAC=0.13
NPCH=(FONTECARAC*LO)/(DEN2*VMCARAC)

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
GAMA2=FUNTE/FONTECARAC
SU(I,J)=NPCH*GAMA2

END IF

506 CONTINUE
RETURN

END SUBROUTINE PROMOD

!*****
!
!*****SUBROTINA CALCV DE CALCULO DA VELOCIDADE V*****
!
!*****

SUBROUTINE CALCV

INCLUDE 'common.txt'

! Note that J starts from 3. Due to staggering, J=2 represents dummy points.
DO 100 I=2,NIM1
DO 101 J=3,NJM1
! COMPUTE AREAS AND VOLUME
AREANS=SEW(I)
! represents non-staggered area in the x-direction and applies to fluid in the y-direction.
AREAEW=SNSV(J)
! represents staggered area in the y-direction and applies to fluid in the x-direction.
VOL=SEW(I)*SNSV(J)

ALPHA2(I,J)=1-ALPHA(I,J)
DENM(I,J)=(ALPHA2(I,J)*DEN(I,J))+(ALPHA(I,J)*DENG(I,J))

! CALCULATE CONVECTION COEFFICIENTS
GN=0.5*(DENM(I,J+1)+DENM(I,J))*V(I,J+1)
GP=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I,J-1))*V(I,J)
GS=0.5*(DENM(I,J-1)+DENM(I,J-2))*V(I,J-1)
GE=0.5*(DENM(I+1,J)+DENM(I,J))*U(I+1,J)
GSE=0.5*(DENM(I,J-1)+DENM(I+1,J-1))*U(I+1,J-1)
GW=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I-1,J))*U(I,J)
GSW=0.5*(DENM(I,J-1)+DENM(I-1,J-1))*U(I,J-1)
CN=0.5*(GN+GP)*AREANS*X(I)
CS=0.5*(GP+GS)*AREANS*X(I)
CE=0.5*(GE+GSE)*AREAEW*XU(I)
CW=0.5*(GW+GSW)*AREAEW*XU(I)

DG=0.0012
DL=1.2

C=1.2-0.2*(DG/DL)**(0.5)
G=9.81 !M/S^2
TENSÃO=0.0728 !N/M
D=0.01
Númeroweber=(DENM(I,J)*D*V(I,J)**2)/(TENSÃO)
DELTARHO=DEN(I,J)-DENG(I,J)

!COMENTARIO DAS EQUAÇÕES ABAIXO"
!Condições para difentes tipos de regime de fluxo, variando do fluxo slug ao Annular"
!para cada valor de fração volumetrica da fase 2(vapor), muda-se a regime de fluxo, podendo
>> variar de slug até 0.3, churn até 0.5 e annular até 1.0
!Equação proposta por Ishii

IF (ALPHA(I,J)<=0.3) THEN
VGJ1=númeroweber*(2** (0.5)*(G*TENSÃO*DELTARHO)/(DEN(I,J)))** (0.25)
!Slug
ELSEIF (ALPHA(I,J)<=0.5) THEN

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
      VGJ1=(0.35*(G*D*DELTARHO)/(DEN(I,J)))**(0.5)
      !Churn
      ELSEIF (ALPHA(I,J)<=0.8) THEN
      VGJ1=(2** (0.5) *(G*TENSAO*DELTARHO)/(DEN(I,J)))**(0.25)
      !Churn
      ELSE
      VGJ1=((G*D*DELTARHO*(1-ALPHA(I,J)))/(0.015*DEN(I,J)))**(0.50)
      ENDIF
      !Annular
      !D1=RHO_G/RHO_F
      D1=1 !DE ACORDO COM FIG 14.6 (ISHII,1977)

      VGJ(I,J)=(DENM(I,J)*(VGJ1+(C-1)*V(I,J)))/(DENM(I,J)-(C-1)*ALPHA(I,J)*(DL-DG))
      !ADIMENSIONAIS!!!!
      !DENSITY RATIO"
      DENLIQCARACTE=1000
      DENGASCARACTE=1
      NDEN=(DENGASCARACTE/DENLIQCARACTE)
      VMO=UREF
      !"NUMERO ADIMENSIONAL"
      !"O NUMERO ADIMENSIONAL NA EQUAÇÃO DA FASE GASOSA É O (DRIFT NUMBER) QUE PODE SER VISTO NA
      >>PAG 374 DO LIVRO ISHII"
      !(ELE CONSISTE NA MULTIPLICAÇÃO DA DENSIDADE VEZES A VELOCIDADE DE DRIFT) / (SOBRE A DENSID
      >>ADE VEZES A VELOCIDADE NORMAL DO ESCOAMENTO)"
      !D20=(DEN(I,J)*VGJ(I,J))/(DENM(I,J)*V(I,J))
      D20=(DEN(I,J)*VGJ(I,J))/(DENM(I,J)*VMO)
      AUX1(I,J)=(NDEN*D20*D20)*(ALPHA(I,J)*DEN(I,J)*DENG(I,J))/((1-ALPHA(I,J))*DENM(I,J))*(VGJ(I,
      >>J)**2)

      DN1=AUX1(I,J+1)*AREANS
      DS1=AUX1(I,J-1)*AREANS
      DE1=AUX1(I+1,J)*AREAEW
      DW1=AUX1(I-1,J)*AREAEW

      !ADIMENSIONAIS!!!!
      !DENSITY RATIO"

      DENLIQCARACTE=1000
      DENGASCARACTE=100
      NDEN=(DENLIQCARACTE/DENGASCARACTE)

      !"NUMERO ADIMENSIONAL"
      !"O NUMERO ADIMENSIONAL NA EQUAÇÃO DA FASE GASOSA É O (DRIFT NUMBER) QUE PODE SER VISTO NA
      >>PAG 374 DO LIVRO ISHII"
      !(ELE CONSISTE NA MULTIPLICAÇÃO DA DENSIDADE VEZES A VELOCIDADE DE DRIFT) / (SOBRE A DENSID
      >>ADE VEZES A VELOCIDADE NORMAL DO ESCOAMENTO)"
      !D20=(DEN(I,J)*VGJ(I,J))/(DENM(I,J)*V(I,J))

      D20=(DEN(I,J)*VGJ(I,J))/(DENM(I,J)*1)

      ! CALCULATE DIFFUSION COEFFICIENTS
      VISE=0.25*(VIS(I,J)+VIS(I+1,J)+VIS(I,J-1)+VIS(I+1,J-1))
      VISW=0.25*(VIS(I,J)+VIS(I-1,J)+VIS(I,J-1)+VIS(I-1,J-1))
      DN=((1/Re)*VIS(I,J)*AREANS/DYNPV(J))+DN1
      DS=((1/Re)*VIS(I,J-1)*AREANS/DYPSV(J))+DS1
      DE=((1/Re)*VISE*AREAEW/DXEP(I))+DE1
      DW=((1/Re)*VISW*AREAEW/DXPW(I))+DW1

      ! CALCULATE COEFFICIENTS OF SOURCE TERMS
      SMP=CN-CS+CE-CW
      CP=AMAX1(0.0,SMP)
      CPO=CP
      ! ASSEMBLE MAIN COEFFICIENTS
      IF (INHY) THEN
      AN(I,J)=DN*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CN/DN))+AMAX1(-CN,0.)
      AS(I,J)=DS*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CS/DS))+AMAX1(CS,0.)

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

AE(I,J)=DE*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CE/DE))+AMAX1(-CE,0.)
AW(I,J)=DW*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CW/DW))+AMAX1(CW,0.)
END IF
IF (INCEN) THEN
  AN(I,J)=AMAX1(-CN,0.)+DN-0.5*ABS(CN)
  AS(I,J)=AMAX1(CS,0.)+DS-0.5*ABS(CS)
  AE(I,J)=AMAX1(-CE,0.)+DE-0.5*ABS(CE)
  AW(I,J)=AMAX1(CW,0.)+DW-0.5*ABS(CW)
END IF

IF (STEADY) THEN
  APO(I,J)=0.0
ELSE
  APO(I,J)=DEN(I,J)*VOL/DT(ITSTEP)
END IF

DV(I,J)=AREANS
SU(I,J)=CPO*V(I,J)+DV(I,J)*(P(I,J-1)-P(I,J))+APO(I,J)*VO(I,J)

TREF=0.0D0
INCALBV=.TRUE.
IF (INCALBV) THEN

  SU(I,J)=SU(I,J)+(R1*DENM(I,J)*(VOL)*0.98*0.1)

END IF
SP(I,J)=-CP

! Extra term to improve numerical stability: ()++yvuxRaPrt
DUDYP=(U(I+1,J)-U(I+1,J-1))/DYPS(J)
GAMP=0.25*(VIS(I,J)+VIS(I+1,J)+VIS(I,J-1)+VIS(I+1,J-1))
GAMM=0.25*(VIS(I,J)+VIS(I-1,J)+VIS(I,J-1)+VIS(I-1,J-1))
DUDYM=(U(I,J)-U(I,J-1))/DYPS(J)
SU(I,J)=SU(I,J)+R1*(GAMP*DUDYP-GAMM*DUDYM)/SEW(I)*VOL
DVDYP=(V(I,J+1)-V(I,J))/DYNPV(J)
RGAMP=VIS(I,J)
DVDYM=(V(I,J)-V(I,J-1))/DYPSV(J)
RGAMM=VIS(I,J-1)
SU(I,J)=SU(I,J)+R1*(RGAMP*DVDYP-RGAMM*DVDYM)/SNSV(J)*VOL
101 CONTINUE
100 CONTINUE

CALL MODV
! RESORV represents the residual source term for the y-directional momentum
! equation.
RESORV=0.0
DO 300 I=2,NIM1
DO 301 J=3,NJM1
  AP(I,J)=AN(I,J)+AS(I,J)+AE(I,J)+AW(I,J)+APO(I,J)-SP(I,J)
  DV(I,J)=DV(I,J)/AP(I,J)
  RESOR=AN(I,J)*V(I,J+1)+AS(I,J)*V(I,J-1)+AE(I,J)*V(I+1,J)+AW(I,J)*V(I-1,J)-AP(I,J)*V(I,J)+SU
  >>(I,J)
  VOL=SEW(I)*SNS(J)
  SORVOL=GREAT*VOL
  IF (-SP(I,J).GT.0.5*SORVOL) RESOR=RESOR/SORVOL
  RESORV=RESORV+ABS(RESOR)
! UNDER-RELAXATION
! URFV represents under-relaxation factor for v velocity.
  AP(I,J)=AP(I,J)/URFV
  SU(I,J)=SU(I,J)+(1.-URFV)*AP(I,J)*V(I,J)
  DV(I,J)=DV(I,J)*URFV
301 CONTINUE
300 CONTINUE

! Subroutine LISOLV (Section7) is used to solve the y-directional momentum equation.
! NSWPV represents the number of internal iterations used for v.

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
DO 800 N=1,NSWPV
!800 CALL LISOLV(2,3,NI,NJ,IT,JT,V)
800 CALL LISOLV(2,3,V)
RETURN
! ENTRY MODV has information regarding boundary conditions for v (Section 14).

END SUBROUTINE CALCV

!*****
!
!*****SUBROTINA DE CALCULO DA CORREÇÃO DA PRESSÃO*****
!
!*****
SUBROUTINE CALCP

INCLUDE 'common.txt'

RESORM=0.0D0
DO 100 I=2,NIM1
DO 101 J=2,NJM1

! COMPUTE AREAS AND VOLUME
! Areas and volume are non-staggered.

AREANS=SEW(I)
AREAEW=SNS(J)
VOL=SNS(J)*SEW(I)

! CALCULATE COEFFICIENTS
! Interface densities are required but densities are available only at the main grid
! points. Therefore they need to be interpolated.

ALPHA2(I,J)=1-ALPHA(I,J)
DENM(I,J)=(ALPHA2(I,J)*DEN(I,J))+(ALPHA(I,J)*DENG(I,J))

DENN=0.5*(DEN(I,J)+DEN(I,J+1))
DENS=0.5*(DEN(I,J)+DEN(I,J-1))
DENE=0.5*(DEN(I,J)+DEN(I+1,J))
DENW=0.5*(DEN(I,J)+DEN(I-1,J))
AN(I,J)=DENN*AREANS*DV(I,J+1)
AS(I,J)=DENS*AREANS*DV(I,J)
AE(I,J)=DENE*AREAEW*DU(I+1,J)
AW(I,J)=DENW*AREAEW*DU(I,J)

! CALCULATE SOURCE TERMS
CN=DENN*V(I,J+1)*AREANS
CS=DENS*V(I,J)*AREANS
CE=DENE*U(I+1,J)*AREAEW
CW=DENW*U(I,J)*AREAEW
SMP=CN-CS+CE-CW

! Note that there is no SP term in Equation (31). Thus SP(I,J)=0.
SP(I,J)=0.0
IF(STEADY) THEN
SU(I,J)=-SMP
ELSE

! incompressible. However this term is retained to maintain generality.
SU(I,J)=-SMP*(DENO(I,J)-DEN(I,J))*VOL/DT(ITSTEP)
END IF

! COMPUTE SUM OF ABSOLUTE MASS SOURCES
! RESORM represents the residual mass source.

RESORM=RESORM+ABS(SMP)
101 CONTINUE

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
100 CONTINUE

CALL MODP
DO 300 I=2,NIM1
DO 301 J=2,NJM1
301 AP(I,J)=AN(I,J)+AS(I,J)+AE(I,J)+AW(I,J)-SP(I,J)
300 CONTINUE

NSWPP=3
DO 400 N=1,NSWPP
400 CALL LISOLV(2,2,PP)

! VELOCITIES
DO 500 I=2,NIM1
DO 501 J=2,NJM1
IF(I.NE.2) U(I,J)=U(I,J)+(DU(I,J)*(PP(I-1,J)-PP(I,J)))
IF(J.NE.2) V(I,J)=V(I,J)+(DV(I,J)*(PP(I,J-1)-PP(I,J)))
501 CONTINUE
500 CONTINUE

! PRESSURES (WITH PROVISION FOR UNDER-RELAXATION)
! IPREF and JPREF are reference values for pressure for the guess pressure field.
! URFP represents under-relaxation factor for pressure.

IPREF=2
JPREF=2

PPREF=PP(IPREF,JPREF)
DO 502 I=2,NIM1
DO 503 J=2,NJM1
P(I,J)=P(I,J)+URFP*(PP(I,J)-PPREF)

PP(I,J)=0.0
503 CONTINUE
502 CONTINUE

RETURN
END SUBROUTINE CALCP

!*****
!
!*****SUBROTINA PROPS DE CALCULO DA VISCOSIDADE*****
!
!*****

SUBROUTINE PROPS

INCLUDE 'common.txt'

DO 100 I=2,NIM1
DO 100 J=2,NJM1

!C GAMH(I,J) represents the ratio of fluid viscosity and fluid Prandtl number.
!C If the fluid properties are variable then VISOLD and GAMHOLD store the values
!C of VIS(I,J) and GAMH(I,J) from the previous iteration. For laminar flow there is
!C no such change since the fluid viscosity, is not a function of any other variable
!C like temperature. However for turbulent flow the eddy viscosity,  $\epsilon$ , is
!C incorporated in the definition of VIS(I,J). Thus VIS(I,J) and GAMH(I,J) vary
!C with every iteration.

VISOLD=VIS(I,J)
GAMHOLD=GAMH(I,J)

!C If ED(I,J) equals zero, there is no turbulence. Thus VIS(I,J) equals the fluid

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
!C viscosity.
IF (ED(I,J).EQ.0) GOTO 102

!C The eddy viscosity has the following form:2tkfcPrRa=
!C Note that VIS(I,J) represents the sum total of fluid viscosity and eddy viscosity.

VIS(I,J)=(1/R1)*DEN(I,J)*TE(I,J)**2*CMU*CD/ED(I,J)+1.0
GO TO 101
102 VIS(I,J)=1.0

!C UNDER RELAX VISCOSITY
!C URFVIS represents the under-relaxation factor for viscosity
!C URFG represents the under-relaxation factor for GAMH(I,J)

101 VIS(I,J)=URFVIS*VIS(I,J)+(1.-URFVIS)*VISOLD
GAMH(I,J)=1.0+(VIS(I,J)-1.0)*PRANDL/PRANDT
GAMH(I,J)=URFG*GAMH(I,J)+(1.-URFG)*GAMHOLD
100 CONTINUE
RETURN
END

!*****
!
!*****SUBROTINA CALCT DE CALCULO DA TEMPERATURA*****
!
!*****

SUBROUTINE CALCT

INCLUDE 'common.txt'

DO 100 I=2,NIM1
DO 101 J=2,NJM1
!COMPUTE AREAS AND VOLUME
!non-staggered areas and volume have been used.
AREANS=SEW(I)
AREAEW=SNS(J)
VOL=SNS(J)*SEW(I)

ALPHA2(I,J)=1-ALPHA(I,J)
DENM(I,J)=(ALPHA2(I,J)*DEN(I,J)+(ALPHA(I,J)*DENG(I,J))
!CALCULATE CONVECTION COEFFICIENTS
GN=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I,J+1))*V(I,J+1)
GS=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I,J-1))*V(I,J)
GE=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I+1,J))*U(I+1,J)
GW=0.5*(DENM(I,J)+DENM(I-1,J))*U(I,J)
CN=GN*AREANS*X(I)
CS=GS*AREANS*X(I)
CE=GE*AREAEW*XU(I)
CW=GW*AREAEW*XU(I)

! CALCULATE DIFFUSION COEFFICIENTS
! R2 represents the non-dimensional factor RaPr.
GAMN=0.5*(GAMH(I,J)+GAMH(I,J+1))
GAMS=0.5*(GAMH(I,J)+GAMH(I,J-1))
GAME=0.5*(GAMH(I,J)+GAMH(I+1,J))
GAMW=0.5*(GAMH(I,J)+GAMH(I-1,J))

DG=0.0012
DL=1.2
C=1.2-0.2*(DG/DL)**(0.5)
G=9.81
TENSÃO=0.0728 !N/M
DELTARHO=DEN(I,J)-DENG(I,J)

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

D=0.01

!COMENTARIO DAS EQUAÇÕES ABAIXO"
!Condições para difentes tipos de regime de fluxo, variando do fluxo slug ao Annular"
!para cada valor de fração volumetrica da fase 2(vapor), muda-se a regime de fluxo, podendo
>> variar de slug até 0.3, churn até 0.5 e annular até 1.0
!

IF (ALPHA(I,J) <= 0.3) THEN
VGJ1 = (2** (0.5) * (G*TENSAO*DELTARHO) / (DEN(I,J))) ** (0.25)
!Slug
ELSEIF (ALPHA(I,J) <= 0.5) THEN
VGJ1 = (0.35 * (G*D*DELTARHO) / (DEN(I,J))) ** (0.5)
!Churn
ELSEIF (ALPHA(I,J) <= 0.8) THEN
VGJ1 = (2** (0.5) * (G*TENSAO*DELTARHO) / (DEN(I,J))) ** (0.25)
!Churn
ELSE
VGJ1 = (((G*D*DELTARHO*(1-ALPHA(I,J))) / (0.015*DEN(I,J)))) ** (0.50)
ENDIF
!Annular
!D1=RHO_G/RHO_F
D1=1 !DE ACORDO COM FIG 14.6 (ISHII,1977)

VGJ(I,J) = (DENM(I,J) * (VGJ1 + (C-1) * V(I,J))) / (DENM(I,J) - (C-1) * ALPHA(I,J) * (DL-DG))
!AUX1(I,J) = (ALPHA(I,J) * (DEN(I,J) * DENG(I,J))) / (DENM(I,J)) * VGJ(I,J)

!ADIMENSIONAIS!!!!
!DENSITY RATIO"
DENLIQCARACTE=1000
DENGASCARACTE=100
NDEN = (DENLIQCARACTE/DENGASCARACTE)

!"NUMERO ADIMENSIONAL"
!"O NUMERO ADIMENSIONAL NA EQUAÇÃO DA FASE GASOSA É O (DRIFT NUMBER) QUE PODE SER VISTO NA
>> PAG 374 DO LIVRO ISHII"
!(ELE CONSISTE NA MULTIPLICAÇÃO DA DENSIDADE VEZES A VELOCIDADE DE DRIFT) / (SOBRE A DENSID
>> ADE VEZES A VELOCIDADE NORMAL DO ESCOAMENTO)"
!D20 = (DEN(I,J) * VGJ(I,J)) / (DENM(I,J) * V(I,J))

D20 = (DEN(I,J) * VGJ(I,J)) / (DENM(I,J) * 1)
AUX3 = NDEN / ((1-ALPHA(I,J)) + (ALPHA(I,J) * NDEN))
DELTAI = 0.1
AUX1(I,J) = (-AUX3 * D20) * (ALPHA(I,J) * DEN(I,J) * DENG(I,J)) / (DENM(I,J)) * VGJ(I,J) * DELTAI

alfa = 0.000000000016
vcarac = 0.00001
LO = 1
!NUMERO DE PECLET
!DDEVE SER UTILIZADO NA EQUAÇÃO ADIMENSIONAL
!O número Péclet é um número sem dimensão, nomeado em homenagem ao físico francês Jean Clau
>> de Eugène Péclet.
!O número de Péclet é definido como a razão entre a taxa de advecção de uma quantidade fis
>> ica pelo fluxo
!e a taxa de difusão (matéria ou calor) da mesma quantidade, impulsionada por um gradiente
>> apropriado.
!Portanto, devemos distinguir entre o número do peclet para transferência de massa e transf
>> erência de calor.

!Em problemas de transferência de calor,
!o número de Péclet é a proporção da energia térmica convectada ao fluido pela energia térm
>> ica conduzida dentro do fluido.
!O número de Péclet é simplesmente definido como o produto do número de Reynolds , que d
>> escreve o regime de fluxo , e o número de Prandtl ,
!que descreve a relação entre difusividade de momento e difusividade térmica. Se Pe é peque
>> no, a condução é importante.

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

peclet=vcara/(alfa/(LO))

DN=(1/peclet)*(1/R2)*GAMN*AREANS/DYNP(J)
DS=(1/peclet)*(1/R2)*GAMS*AREANS/DYPS(J)
DE=(1/peclet)*(1/R2)*GAME*AREAEW/DXEP(I)
DW=(1/peclet)*(1/R2)*GAMW*AREAEW/DXPW(I)

! SOURCE TERMS
SMP=CN-CS+CE-CW
CP=AMAX1(0.0,SMP)
CPO=CP
!ASSEMBLE MAIN COEFFICIENTS
IF (INH) THEN
AN(I,J)=DN*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CN/DN))+AMAX1(-CN,0.)
AS(I,J)=DS*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CS/DS))+AMAX1(CS,0.)
AE(I,J)=DE*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CE/DE))+AMAX1(-CE,0.)
AW(I,J)=DW*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CW/DW))+AMAX1(CW,0.)
END IF
IF (INCEN) THEN
AN(I,J)=AMAX1(-CN,0.)+DN-0.5*ABS(CN)
AS(I,J)=AMAX1(CS,0.)+DS-0.5*ABS(CS)
AE(I,J)=AMAX1(-CE,0.)+DE-0.5*ABS(CE)
AW(I,J)=AMAX1(CW,0.)+DW-0.5*ABS(CW)
END IF
IF (STEADY) THEN
APO(I,J)=0.0
ELSE
APO(I,J)=DEN(I,J)*VOL/DT(ITSTEP)
END IF

SU(I,J)=CPO*T(I,J)+APO(I,J)*TO(I,J)
SP(I,J)=-CP
101 CONTINUE
100 CONTINUE
CALL MODT
! RESORT represents the residual source for thermal energy.
RESORT=0.0
DO 300 I=2,NIM1
DO 301 J=2,NJM1
AP(I,J)=AN(I,J)+AS(I,J)+AE(I,J)+AW(I,J)+APO(I,J)-SP(I,J)
RESOR=AN(I,J)*T(I,J+1)+AS(I,J)*T(I,J-1)+AE(I,J)*T(I+1,J)+AW(I,J)*T(I-1,J)-AP(I,J)*T(I,J)+SU
>>(I,J)
VOL=SEW(I)*SNS(J)
SORVOL=GREAT*VOL
IF (-SP(I,J).GT.0.5*SORVOL) RESOR=RESOR/SORVOL
RESORT=RESORT+ABS(RESOR)
! UNDER-RELAXATION
! URFT represents under-relaxation factor for temperature.
AP(I,J)=AP(I,J)/URFT
SU(I,J)=SU(I,J)+(1.0-URFT)*AP(I,J)*T(I,J)
301 CONTINUE
300 CONTINUE
NSWPT=1
! NSWPT represents the number of internal iterations applied to the thermal energy
! equation.
DO 400 N=1,NSWPT
!400 CALL LISOLV(2,2,NI,NJ,IT,JT,T)
400 CALL LISOLV(2,2,T)
RETURN
END SUBROUTINE CALCT

SUBROUTINE CALCALPHA

INCLUDE 'common.txt'

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

DO 100 I=2,NIM1
DO 101 J=2,NJM1

!COMPUTE AREAS AND VOLUME
!non-staggered areas and volume have been used.

AREANS=SEW(I)
AREAEW=SNS(J)
VOL=SNS(J)*SEW(I)
ALPHA2(I,J)=1-ALPHA(I,J)
DENM(I,J)=(ALPHA2(I,J)*DEN(I,J))+(ALPHA(I,J)*DENG(I,J))

!CALCULATE CONVECTION COEFFICIENTS

GN=0.5*(DENG(I,J)+DENG(I,J+1))*V(I,J+1)
GS=0.5*(DENG(I,J)+DENG(I,J-1))*V(I,J)
GE=0.5*(DENG(I,J)+DENG(I+1,J))*U(I+1,J)
GW=0.5*(DENG(I,J)+DENG(I-1,J))*U(I,J)
CN=GN*AREANS*X(I)
CS=GS*AREANS*X(I)
CE=GE*AREAEW*XU(I)
CW=GW*AREAEW*XU(I)

DG=0.0012
DL=1.2
C=1.2-0.2*(DG/DL)**(0.5)
G=9.81
TENSÃO=0.0728 !N/M
DELTARHO=DEN(I,J)-DENG(I,J)
D=0.01

!COMENTARIO DAS EQUAÇÕES ABAIXO"
!Condições para difentes tipos de regime de fluxo, variando do fluxo slug ao Annular"
!para cada valor de fração volumetrica da fase 2(vapor), muda-se a regime de fluxo, podendo
>> variar de slug até 0.3, churn até 0.5 e annular até 1.0
!Equação proposta por Ishii

IF(ALPHA(I,J)<=0.3) THEN
VGJ1=(2**(0.5)*(G*TENSÃO*DELTARHO)/(DEN(I,J))**(0.25)
!Slug
ELSEIF(ALPHA(I,J)<=0.5) THEN
VGJ1=(0.35*(G*D*DELTARHO)/(DEN(I,J))**(0.5)
!Churn
ELSEIF(ALPHA(I,J)<=0.8) THEN
VGJ1=(2**(0.5)*(G*TENSÃO*DELTARHO)/(DEN(I,J))**(0.25)
!Churn
ELSE
VGJ1=((G*D*DELTARHO*(1-ALPHA(I,J)))/(0.015*DEN(I,J))**(0.50)
ENDIF

!Annular
!D1=RHO_G/RHO_F
D1=1 !DE ACORDO COM FIG 14.6 (ISHII,1977)
VGJ(I,J)=(DENM(I,J)*(VGJ1+(C-1)*V(I,J)))/(DENM(I,J)-(C-1)*ALPHA(I,J)*(DL-DG))

!"NUMERO ADIMENSIONAL"
!"O NUMERO ADIMENSIONAL NA EQUAÇÃO DA FASE GASOSA É O (DRIFT NUMBER) QUE PODE SER VISTO NA
>> PAG 374 DO LIVRO ISHII"
!(ELE CONSISTE NA MULTIPLICAÇÃO DA DENSIDADE VEZES A VELOCIDADE DE DRIFT) / (SOBRE A DENSID
>>ADE VEZES A VELOCIDADE NORMAL DO ESCOAMENTO)"
!D20=(DEN(I,J)*VGJ(I,J))/(DENM(I,J)*V(I,J))

DENMO=500 !KG/M^3!
VGJCARAC=0.13
DENSCARAC=1000
D20=(DENSCARAC*VGJCARAC)/(DENMO*UREF)

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
AUX1(I,J)=D20*((ALPHA(I,J)*(DEN(I,J)*DENG(I,J)))/(DENM(I,J))*VGJ(I,J))

GAMN=0.5*(GAMH(I,J)+GAMH(I,J+1))
GAMS=0.5*(GAMH(I,J)+GAMH(I,J-1))
GAME=0.5*(GAMH(I,J)+GAMH(I+1,J))
GAMW=0.5*(GAMH(I,J)+GAMH(I-1,J))

GAMN1=D20*((ALPHA(I,J+1)*(DEN(I,J+1)*DENG(I,J+1)))/(DENM(I,J))*VGJ(I,J+1))
GAMS1=D20*((ALPHA(I,J-1)*(DEN(I,J-1)*DENG(I,J-1)))/(DENM(I,J))*VGJ(I,J-1))
GAME1=D20*((ALPHA(I+1,J)*(DEN(I+1,J)*DENG(I+1,J)))/(DENM(I,J))*VGJ(I+1,J))
GAMW1=D20*((ALPHA(I-1,J)*(DEN(I-1,J)*DENG(I-1,J)))/(DENM(I,J))*VGJ(I-1,J))

DN1=GAMN1*AREANS*X(I)
DS1=GAMS1*AREANS*X(I)
DE1=GAME1*AREAEW*XU(I)
DW1=GAMW1*AREAEW*XU(I)

DN=R1*VISG(I,J)*GAMN*AREANS/DYNP(J)+DN1
DS=R1*VISG(I,J)*GAMS*AREANS/DYPS(J)+DS1
DE=R1*VISG(I,J)*GAME*AREAEW/DXEP(I)+DE1
DW=R1*VISG(I,J)*GAMW*AREAEW/DXPW(I)+DW1

! SOURCE TERMS

SMP=CN-CS+CE-CW
CP=AMAX1(0.0,SMP)
CPO=CP
!ASSEMBLE MAIN COEFFICIENTS
IF (INHY) THEN
  AN(I,J)=DN*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CN/DN))+AMAX1(-CN,0.)
  AS(I,J)=DS*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CS/DS))+AMAX1(CS,0.)
  AE(I,J)=DE*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CE/DE))+AMAX1(-CE,0.)
  AW(I,J)=DW*AMAX1(0.,1-0.5*ABS(CW/DW))+AMAX1(CW,0.)
END IF
IF (INCEN) THEN
  AN(I,J)=AMAX1(-CN,0.)+DN-0.5*ABS(CN)
  AS(I,J)=AMAX1(CS,0.)+DS-0.5*ABS(CS)
  AE(I,J)=AMAX1(-CE,0.)+DE-0.5*ABS(CE)
  AW(I,J)=AMAX1(CW,0.)+DW-0.5*ABS(CW)
END IF
IF (STEADY) THEN
  APO(I,J)=0.0
ELSE
  APO(I,J)=DEN(I,J)*VOL/DT(ITSTEP)
END IF

SU(I,J)=CPO*ALPHA(I,J)+APO(I,J)*HO(I,J)
SP(I,J)=-CP
101 CONTINUE
100 CONTINUE
URFA=0.001

CALL MODALPHA2
! RESORT represents the residual source for thermal energy.
RESORT2=0.0
DO 300 I=2,NIM1
DO 301 J=2,NJM1
  AP(I,J)=AN(I,J)+AS(I,J)+AE(I,J)+AW(I,J)+APO(I,J)-SP(I,J)
  RESOR=AN(I,J)*ALPHA(I,J+1)+AS(I,J)*ALPHA(I,J-1)+AE(I,J)*ALPHA(I+1,J)+AW(I,J)*ALPHA(I-1,J)-A
  >>P(I,J)*ALPHA(I,J)
  VOL=SEW(I)*SNS(J)
  SORVOL=GREAT*VOL
  IF (-SP(I,J).GT.0.5*SORVOL) RESOR=RESOR/SORVOL
  RESORT2=RESORT2+ABS(RESOR)
! UNDER-RELAXATION
! URFA represents under-relaxation factor for VOLUME FRACTION.
AP(I,J)=AP(I,J)/URFA

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
SU(I,J)=SU(I,J)+(1.0-URFA)*AP(I,J)*ALPHA(I,J)
301 CONTINUE
300 CONTINUE
NSWPA=1
! NSWPA represents the number of internal iterations applied to the thermal energy
! equation.
DO 400 N=1,NSWPA
!400 CALL LISOLV(2,2,NI,NJ,IT,JT,T)
400 CALL LISOLV(2,2,ALPHA)
RETURN
END SUBROUTINE CALCALPHA

!*****
!
!*****SUBROTINA PARA ESCREVER RESULTADOS EM ARQUIVOS*****
!
!*****

SUBROUTINE PRINT1(ISTART,JSTART,XPHI,YPHI,PHI,HEAD)

INCLUDE 'common.txt'

REAL*8 PHI(80,80),XPHI(80),YPHI(80),STORE(500)
CHARACTER*24 F,F4,HI,HY,HEAD

DATA F/'(3X,A3,I5,10I10,8X,A3)'/
DATA F4/'1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11'/
!C Values for each variable are printed in groups of 11 columns. A typical
!C output is shown after the subroutine.
DATA HI/' I = ',HY/' Y = '/

ISKIP=1
JSKIP=1
ISTA=ISTART-11
100 ISTA=ISTA+11
IEND=ISTA+10
IEND=MIN0(NI,IEND)
IEL=IEND-ISTA
INUM=2*IEL-1

IF(ISTA.EQ.ISTART)THEN
WRITE(6,115)
WRITE(6,110)HEAD
ELSE
WRITE(6,115)
ENDIF

IF(IEL.GT.1) THEN
F(11:12)=F4(INUM:INUM+1)
WRITE(6,F)HI,(I,I=ISTA,IEND),HY
ELSE
WRITE(6,111)HI,ISTA,HY
END IF

WRITE(6,112)

DO 101 JJ=JSTART,NJ,JSKIP
J=JSTART+NJ-JJ
DO 120 I=ISTA,IEND
A=PHI(I,J)
IF(ABS(A).LT.1.E-20) A=0.0
120 STORE(I)=A

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

```
101 WRITE(6,113) J, (STORE(I), I=ISTA, IEND, ISKIP), YPHI(J)
```

```
WRITE(6,114) (XPHI(I), I=ISTA, IEND, ISKIP)
IF(IEND.LT.NI) GO TO 100
```

```
RETURN
```

```
110 FORMAT(1H0,20(2H'-),7X,6A6,7X,20(2H'*))
111 FORMAT(3X,A3,I5,8X,A3)
112 FORMAT(3X)
113 FORMAT(1H ,I3,1P13E13.4,0PF7.3)
114 FORMAT(4HOX= ,1P12E13.4)
115 FORMAT(///)
```

```
END SUBROUTINE PRINT1
```

```
!*****
!
!*****SUBROTINA PARA ESCREVER PHI NA TELA
!
!*****
```

```
SUBROUTINE PRINT2(ISTART,JSTART,XPHI,YPHI,PHI,HEAD)
```

```
INCLUDE 'common.txt'
```

```
REAL*8 PHI(80,80),XPHI(80),YPHI(80),STORE(500)
CHARACTER*24 F,F4,HI,HY,HEAD
```

```
DATA F/'(3X,A3,I5,10I10,8X,A3)'/
DATA F4/'1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11'/
DATA HI/' I = ',HY/' Y = '
```

```
ISKIP=1
JSKIP=1
ISTA=ISTART-11
5100 ISTA=ISTA+11
IEND=ISTA+10
IEND=MIN0(NI,IEND)
IEL=IEND-ISTA
INUM=2*IEL-1
```

```
IF(ISTA.EQ.ISTART) THEN
WRITE(*,5115)
WRITE(*,5110) HEAD
ELSE
WRITE(*,5115)
ENDIF
```

```
IF(IEL.GT.1) THEN
F(11:12)=F4(INUM:INUM+1)
WRITE(*,F) HI, (I,I=ISTA,IEND), HY
ELSE
WRITE(*,5111) HI, ISTA, HY
END IF
```

```
!PAUSE'E DA1H 1'
WRITE(*,5112)
```

```
!PAUSE'E DA1H 2'
```

```
DO 5101 JJ=JSTART,NJ,JSKIP
J=JSTART+NJ-JJ
```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
      DO 5120 I=ISTA,IEND
      !PAUSE'E DAIH 2.1'
      A=PHI(I,J)
      !PAUSE'E DAIH 2.2'
      IF (ABS(A).LT.1.E-20) A=0.0
5120 STORE(I)=A
      !PAUSE'E DAIH 2.3'
5101 WRITE(*,5113) J, (STORE(I),I=ISTA,IEND,ISKIP),YPHI(J)

      !PAUSE'E DAIH 3'

      WRITE(*,5114) (XPHI(I),I=ISTA,IEND,ISKIP)

      !PAUSE'E DAIH 4'

      IF(IEND.LT.NI)GO TO 5100

      RETURN

5110 FORMAT(1H0,20(2H'-),7X,6A6,7X,20(2H'*))
5111 FORMAT(3X,A3,I5,8X,A3)
5112 FORMAT(3X)
5113 FORMAT(1H ,I3,1P13E13.4,0PF7.3)
5114 FORMAT(4HOX= ,1P12E13.4)
5115 FORMAT(///)

      END SUBROUTINE PRINT2

      !*****
      !
      !*****SUBROTINA INIT DE CALCULO DA GEOMETRIA E INICIALIZAÇÃO DOS CAMPOS *
      !
      !*****
      !SUBROUTINE INIT (XU,YV,UREF,X,Y,DXPW,DXEP,DYPS,DYNP,DXPWU,DXEPU,DYPSV,DYNPV,SEW,SNS,SEWU,SN
>>SV,&
      !&U,UO,V,VO,P,PO,PP,T,TO,UN,VN,TE,TEO,ED,EDO,DEN,DENO,VIS,GAMH,DU,DV,SUMN,SU,SP)

      SUBROUTINE INIT

      INCLUDE 'common.txt'

      ! CALCULATE GEOMETRICAL QUANTITIES
      X(1)=XU(2)
      X(NI)=XU(NI)
      DO 103 I=2,NIM1
      X(I)=0.5*(XU(I+1)+XU(I))
      103 CONTINUE
      Y(1)=YV(2)
      Y(NJ)=YV(NJ)
      DO 102 J=2,NJM1
      Y(J)=0.5*(YV(J+1)+YV(J))
      102 CONTINUE

      DXPW(1)=0.0
      DXEP(NI)=0.0

      DO 110 I=1,NIM1
      DXEP(I)=X(I+1)-X(I)
      110 DXPW(I+1)=DXEP(I)

      DYPS(1)=0.0
      DYNP(NJ)=0.0

      DO 104 J=1,NJM1
      DYNP(J)=Y(J+1)-Y(J)

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

104 DYPS(J+1)=DYNP(J)

DXPWU(1)=0.0
DXPWU(2)=0.0

DXEPU(1)=0.0
DXEPU(NI)=0.0

DO 115 I=2,NIM1
DXEPU(I)=XU(I+1)-XU(I)
115 DXPWU(I+1)=DXEPU(I)
DYPSV(1)=0.0
DYPSV(2)=0.0

DYNPV(1)=0.0
DYNPV(NJ)=0.0

DO 106 J=2,NJM1
DYNPV(J)=YV(J+1)-YV(J)
106 DYPSV(J+1)=DYNPV(J)

DO 107 I=1,NI
107 SEW(I)=DXEPU(I)

DO 108 J=1,NJ
108 SNS(J)=DYNPV(J)

DO 109 I=1,NI
109 SEWU(I)=DXPW(I)

DO 111 J=1,NJ
111 SNSV(J)=DYPS(J)

DO 300 I=1,NI
DO 300 J=1,NJ

!Valores Iniciais"
U(I,J)=0.001+SMALL
UO(I,J)=SMALL
V(I,J)=0.001+SMALL
ND(I,J)=SMALL
VO(I,J)=SMALL
P(I,J)=SMALL
PO(I,J)=SMALL
PP(I,J)=SMALL
VGJ(I,J)=1+SMALL
T(I,J)=0.5
TO(I,J)=0.1
HT(I,J)=0.5
HO(I,J)=0.5
UN(I,J)=SMALL
VN(I,J)=SMALL
ALPHA(I,J)=0.2+SMALL
AUX1(I,J)=0.01+SMALL
AUX2(I,J)=SMALL
TE(I,J)=SMALL
TEO(I,J)=SMALL
ED(I,J)=SMALL
EDO(I,J)=SMALL
DEN(I,J)=1+SMALL

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

DENG(I,J)=0.002+SMALL
DENM(I,J)=0.15+SMALL
DENO(I,J)=1+SMALL
VIS(I,J)=1.0+SMALL
VISG(I,J)=0.01+SMALL
GAMH(I,J)=1.0+SMALL
DU(I,J)=0.0
DV(I,J)=0.0
SF(I,J)=0.0
SUMN=0.0

! DU(I,J) and DV(I,J) are quantities associated with the velocity correction equation.
! The velocity correction equation is discussed in Section 9.
SU(I,J)=0.0
! SU(I,J) represents the overall source term and is equivalent to term b in Patankar
! (1980).
SP(I,J)=0.0
! SP(I,J) represents SP in S=SC+SP.
300 CONTINUE
DO 301 J=1,NJ
HT(1,J)=1.0
301 HT(NI,J)=0.0

END SUBROUTINE INIT

!*****
!
!*****SUBROTINA READATA DE LEITURA DE DADOS*****
!
!*****

SUBROUTINE READATA

INCLUDE 'common.txt'

!OPEN(26,FILE='IN1.TXT')
OPEN(26,FILE='in6.dat')

!READ(26,'(//)')
READ(26,*)
READ(26,*)
READ(26,*)GREAT,NITER,SMALL,NFTSTP,NLTSTP,STEADY,TFIRST
WRITE(*,*)"GREAT NITER SMALL NFTSTP NLTSTP STEADY TFIRST"
WRITE(*,*)GREAT,NITER,SMALL,NFTSTP,NLTSTP,STEADY,TFIRST
READ(26,*)
IF(STEADY)NFTSTP=1
IF(STEADY)NLTSTP=1
IF(STEADY)DT(1)=GREAT
READ(26,*)IT,JT
WRITE(*,*)"IT JT"
WRITE(*,*)IT,JT
!READ(26,'(//)')
READ(26,*)
READ(26,*)NSWPU,NSWPV,NSWPP,NSWPK,NSWPD,NSWPT
WRITE(*,*)"NSWPU NSWPV NSWPP NSWPK NSWPD NSWPT"
WRITE(*,*)NSWPU,NSWPV,NSWPP,NSWPK,NSWPD,NSWPT
!READ(26,'(//)')
READ(26,*)
READ(26,*)NI,NJ,ELBYH
WRITE(*,*)"NI NJ ELBYH"
WRITE(*,*)NI,NJ,ELBYH

!C TIME STEP FOR UNSTEADY CALCULATIONS
!READ(26,'(//)')
READ(26,*)
READ(26,*)

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

READ(26,*) TSTEP
WRITE(*,*) "TSTEP"
WRITE(*,*) TSTEP

!C DEPENDENT VARIABLE, DISCRETIZATION AND RESTART OPTIONS
!READ(26,' (/) ')
READ(26,*)
READ(26,*)
READ(26,*) INCALU, INCALV, INCALP, INCALK, INCALD, INPRO, INCALT
WRITE(*,*) "INCALU INCALV INCALP INCALK INCALD INPRO INCALT"
WRITE(*,*) INCALU, INCALV, INCALP, INCALK, INCALD, INPRO, INCALT
READ(26,*)
READ(26,*) INCALB, INHY, INCEN, VALUE
WRITE(*,*) "INCALB INHY INCEN VALUE"
WRITE(*,*) INCALB, INHY, INCEN, VALUE

!C FLUID PROPERTIES
!READ(26,' (/) ')
READ(26,*)
READ(26,*)
READ(26,*) DENSIT, PRANDL, VISCOS, CPP
WRITE(*,*) "DENSIT PRANDL VISCOS CPP"
WRITE(*,*) DENSIT, PRANDL, VISCOS, CPP

!C ALPHAF represents the thermal diffusivity of the fluid and is defined as Pr=
ALPHAF=VISCOS/(DENSIT*PRANDL)

!C TURBULENCE CONSTANTS
!READ(26,' (/) ')
READ(26,*)
READ(26,*)
READ(26,*) CMU, CD, C1, C2, CAPP, ELOG, PRTE, PRANDT
WRITE(*,*) "CMU CD C1 C2 CAPP ELOG PRTE PRANDT"
WRITE(*,*) CMU, CD, C1, C2, CAPP, ELOG, PRTE, PRANDT
READ(26,*)
READ(26,*) F1, F2
WRITE(*,*) "F1, F2"
WRITE(*,*) F1, F2

!C PRED represents , the turbulent Prandtl number for .
PRED=CAPP*CAPP/(C2-C1)/(CMU**.5)
PFUN=PRANDL/PRANDT
PFUN=9.24*(PFUN**0.75-1.0)*(1.0+0.28*EXP(-0.007*PFUN))

!C BOUNDARY VALUES
!READ(26,' (/) ')
READ(26,*)
READ(26,*)
READ(26,*) TH, TC
WRITE(*,*) "TH TC"
WRITE(*,*) TH, TC

!C INTERNAL HEAT GENERATION AND RAYLEIGH NUMBER
!READ(26,' (/) ')
READ(26,*)
READ(26,*)
READ(26,*) QGENER, RALI
WRITE(*,*) "QGENER RALI"
WRITE(*,*) QGENER, RALI

!C TREF represents the reference temperature.
!C BEITA represents , the thermal expansion coefficient of the fluid.
!C DELT represents T.

TREF=(TC+TH)/2
BEITA=1/(273.15+TREF)
DELT=TH-TC

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

!C PRESSURE CALCULATION
!READ(26,'( /) ')
READ(26,*)
READ(26,*)
READ(26,*) IPREF,JPREF
WRITE(*,*)"IPREF JPREF"
WRITE(*,*) IPREF,JPREF

!C PROGRAM CONTROL AND MONITOR
!READ(26,'( /) ')
READ(26,*)
READ(26,*)
READ(26,*) MAXIT, IMON, JMON, URFU, URFV
WRITE(*,*)"MAXIT IMON JMON URFU URFV"
WRITE(*,*)"MAXIT, IMON, JMON, URFU, URFV"
READ(26,*)
READ(26,*) URFP, URFE, URFK, URFV
WRITE(*,*)"URFP URFE URFK URFV"
WRITE(*,*) URFP, URFE, URFK, URFV
READ(26,*)
READ(26,*) URFV, URFVIS, INDPRI, SORMAX, Re
WRITE(*,*)"URFV URFVIS INDPRI SORMAX INCALBV Re "
WRITE(*,*) URFV, URFVIS, INDPRI, SORMAX, Re

! CAVITY DIMENSIONS
H=((RALI*VISCOS*ALPHA)/ (DENSIT*9.81*BEITA*DELT))**0.3333
! EL represents L the length of the cavity
EL=H*ELBYH

! GRID GENERATION FUNCTIONS

NIM1=NI-1
NJM1=NJ-1
NIM2=NI-2
NJM2=NJ-2

DO 1 I=2,NI
!multiplicação por 0.1, pois a dimensão na região y("r") é menor que o comprimento Y("z")
>>)
!XU(I)=0.01*ELBYH*((I-2)/DFLOAT(NIM2))

XU(I)=ELBYH*((I-2)/DFLOAT(NIM2)-1/(2.D0*3.14159D0))*&
&DSIN(2.D0*3.14159D0*(I-2)/DFLOAT(NIM2))

1 CONTINUE

DO 105 J=2,NJ
!YV(J)=((J-2)/DFLOAT(NJM2))
YV(J)=((J-2)/DFLOAT(NJM2)-1/(2*3.14159))*&
&DSIN(2.D0*3.14159D0*(J-2)/DFLOAT(NJM2))

105 CONTINUE

! NON-DIMENSIONALISATION
! UREF represents uref, the reference value for velocity.
UREF=ALPHA*(PRANDL*RALI)**0.5/H
! R1 and R2 are the non-dimensional numbers given by RaPr and RaPr
R1=(PRANDL/RALI)**0.5
R2=(PRANDL*RALI)**0.5

CLOSE(26)

END SUBROUTINE READATA

```

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95
!*****
!
!*****SUBROTINA DUMP PARA ESCREVER CAMPOS EM ARQUIVO*****
!
!*****

!SUBROUTINE DUMP(NI,NJ,U,V,P,T,TE,ED,DEN,GAMH,VIS)
SUBROUTINE DUMP

INCLUDE 'common.txt'

!DIMENSION U(80,80),V(80,80),P(80,80),T(80,80),TE(80,80),ED(80,80),DEN(80,80),GAMH(80,80),V
>>IS(80,80)

!OPEN(10,FILE='DUMP.TXT',STATUS='OLD',FORM='UNFORMATTED')

WRITE(10)((U(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
WRITE(10)((V(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
WRITE(10)((P(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
WRITE(10)((T(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
WRITE(10)((HT(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
WRITE(10)((TE(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
WRITE(10)((ED(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
WRITE(10)((DEN(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
WRITE(10)((GAMH(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)
WRITE(10)((VIS(I,J),I=1,NI),J=1,NJ)

RETURN
END

!*****
!
!*****SUBROTINA UPDATE DE ATUALIZAÇÃO DE CAMPOS P/O PRÓX. INT. DE TEMPO *
!
!*****

!SUBROUTINE UPDATE(PHI,PHIO,NI,NJ,IT,JT)
SUBROUTINE UPDATE(PHI,PHIO)

INCLUDE 'common.txt'

DIMENSION PHI(80,80),PHIO(80,80)
! PHI(I,J) stands for any variable u, v, T, p, k, or the fluid density. PHIO(I,J)
! stands for the value of the same variable at the previous time step.
NIM1=NI-1
NJM1=NJ-1
DO 100 I=2,NIM1
DO 100 J=2,NJM1
100 PHIO(I,J)=PHI(I,J)
RETURN
END

SUBROUTINE PRINT3(ISTART,JSTART,XPHI,YPHI,PHI,HEAD)

INCLUDE 'common.txt'

REAL*8 PHI(80,80),XPHI(80),YPHI(80),STORE(500)
CHARACTER*24 F,F4,HI,HY,HEAD

DATA F/'(3X,A3,I5,10I10,8X,A3)'/
DATA F4/'1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11'/
!C Values for each variable are printed in groups of 11 columns. A typical
!C output is shown after the subroutine.
DATA HI/' I = ',HY/' Y = '/

ISKIP=1

```

C:\Users\Gustavo\Desktop\mestrado02\testefortram\teste24_01semcoment.F95

```

JSKIP=1
ISTA=ISTART-11
100 ISTA=ISTA+11
IEND=ISTA+10
IEND=MIN0 (NI, IEND)
IEL=IEND-ISTA
INUM=2*IEL-1

IF (ISTA.EQ. ISTART) THEN
WRITE (9,115)
WRITE (9,110) HEAD
ELSE
WRITE (9,115)
ENDIF

IF (IEL.GT.1) THEN
F(11:12)=F4 (INUM:INUM+1)
WRITE (9,F) HI, (I,I=ISTA,IEND), HY
ELSE
WRITE (9,111) HI, ISTA, HY
END IF

WRITE (9,112)

DO 101 JJ=JSTART, NJ, JSKIP
J=JSTART+NJ-JJ
DO 120 I=ISTA, IEND
A=PHI (I, J)
IF (ABS (A) .LT. 1.E-20) A=0.0
120 STORE (I)=A
101 WRITE (9,113) J, (STORE (I), I=ISTA, IEND, ISKIP), YPHI (J)

WRITE (9,114) (XPHI (I), I=ISTA, IEND, ISKIP)
IF (IEND.LT.NI) GO TO 100

RETURN

110 FORMAT (1H0, 20 (2H' -), 7X, 6A6, 7X, 20 (2H' *))
111 FORMAT (3X, A3, I5, 8X, A3)
112 FORMAT (3X)
113 FORMAT (1H , I3, 1P13E13.4, 0PF7.3)
114 FORMAT (4H0X= , 1P12E13.4)
115 FORMAT (///)

END SUBROUTINE PRINT3

```