



# **Simulação Numérica do escoamento de Gás Úmido em Placa de Orifício**

Bianca de Pley Almeida Teixeira

## **Projeto de Final de Curso**

### **Orientadores:**

Ricardo de Andrade Medronho, Ph. D.

Lucilla Coelho de Almeida, M. Sc.

Julho de 2015

# SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE GÁS ÚMIDO EM PLACA DE ORIFÍCIO

*Bianca de Pley Almeida Teixeira*

Projeto de Final de Curso submetido ao Corpo Docente da Escola de Química, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Engenheira Química.

Aprovado por:

---

Heloísa Lajas Sanches, D. Sc.

---

João Américo Aguirre Oliveira Jr., M. Sc.

---

Thiago Koichi Anzai, M. Sc.

Orientado por:

---

Ricardo de Andrade Medronho, Ph. D.

---

Lucilla Coelho de Almeida, M. Sc.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Julho de 2015

Teixeira, Bianca de Pley Almeida.

**Simulação numérica do escoamento de gás úmido em placa de orifício** / Bianca de Pley Almeida Teixeira. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2015.

xv, 76p.; il.

(Monografia) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, 2015.

Orientadores: Ricardo de Andrade Medronho e Lucilla Coelho de Almeida

1. Gás úmido. 2. Placa de orifício. 3. CFD. 4. Monografia. (Graduação – UFRJ/EQ). 5. Ricardo de Andrade Medronho, Ph. D e Lucilla Coelho de Almeida, M. Sc. I. Título.

“Bom mesmo é ir à luta com determinação, abraçar a vida com paixão,  
perder com classe e vencer com ousadia, porque o mundo pertence a  
quem se atreve e a vida é “muito” para ser insignificante”.

(Charlie Chaplin)

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço a Deus, que sempre me deu forças para encarar e superar de frente os obstáculos que a vida me propôs.

Aos meus orientadores Ricardo Medronho e Lucilla Almeida por todo o conhecimento compartilhado.

À minha família, apesar da distância, nunca deixou de me apoiar. Em especial agradeço a minha mãe, que mesmo sem entender nada do que eu faço me escutava quando o assunto era projeto final e todas as minhas aflições durante esta longa jornada de 5 anos de graduação. Eu não poderia deixar de agradecer à minha tia Isabel, pois foi ela que me recebeu aqui no Rio aos 15 anos de idade e me incentivou em tudo, principalmente nos estudos. Sem vocês eu dificilmente teria chegado aqui.

Ao meu amado Lucas da Paz, por estar ao meu lado nesses últimos 2 anos, me incentivando, compartilhando angústias, dúvida e me escutando, mesmo quando o assunto é CFD. Sem você eu nada teria conseguido.

À Fundação Osório, escola onde estudei durante o Ensino Médio por ter me feito chegar aqui.

Aos professores da Escola de Química, especialmente aos professores Ricardo Pires Peçanha e Eduardo Mach, que me fizeram perceber o meu lugar dentro da engenharia.

Aos colegas de trabalho da ESSS. Em especial: Clarissa Bergman pela oportunidade de estágio a mim concedida; Lucilla Almeida, João Aguirre e Raphael David por todo o conhecimento transmitido desde que entrei na ESSS; Amanda Briggs, Daniel Ludwig, Rodrigo Peralta e Sara Costa pelo suporte constante, sempre gentis e solícitos, ajudando-me neste início de carreira.

À Petrobras por ter fornecido os dados experimentais para validação do modelo proposto neste trabalho. Em especial ao Engenheiro Claudio da Costa e Silva (CENPES/PDEP/TPP), que foi quem liberou os dados.

Enfim, agradeço a todos aqueles que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

Resumo do Projeto de Final de Curso apresentado à Escola de Química como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenharia Química.

## **SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE GÁS ÚMIDO EM PLACA DE ORIFÍCIO**

Bianca de Pley Almeida Teixeira

Julho, 2015

Orientadores: Ricardo de Andrade Medronho, Ph. D.

Lucilla Coelho de Almeida, M. Sc.

A medição de gás úmido é um problema importante para muitas indústrias, em particular a indústria de óleo e gás, visto que é comum que medidores de vazão sejam instalados em aplicações onde há arrasto de líquido no escoamento gasoso. O efeito do escoamento de gás úmido em medidores de vazão por meio de pressão diferencial é complicado e existem várias pesquisas nesta área em todo o mundo com o objetivo de melhorar a compreensão deste problema, uma vez que a precisão de tais sistemas de medição é crucial em aplicações tais como controle de processos de produção e fiscalização.

Este trabalho teve como objetivo desenvolver uma metodologia para investigar o escoamento de gás úmido através de placa de orifício usando simulações CFD e comparar os resultados obtidos com dados experimentais. O modelo de dois fluidos, que se baseia numa abordagem Euleriana-Euleriana, foi utilizado para modelar o escoamento multifásico no interior do dispositivo. O gás (nitrogênio) foi considerado como a fase contínua, seguindo a lei dos gases ideais, enquanto que o líquido (querosene) foi tratado como fase secundária, como fluido Newtoniano e incompressível. Para lidar com a influência da turbulência, foi utilizado o modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  *Realizable*, com a lei de parede *Enhanced Wall Treatment*.

A queda de pressão prevista foi comparada com dados experimentais do NEL (*National Engineering Laboratory*) para um duto de 4" de diâmetro e diferentes concentrações de líquido ( $X_{LM}$  variando entre 0 e 0,3) a 15 bar. Os resultados das simulações mostraram-se muito próximos dos valores experimentais, apresentando desvios relativos abaixo de 5%, sendo a maioria dos resultados em torno de 2%. Devido à presença de líquido e à utilização de medidores de fluxo monofásico para a medida de gás úmido, erros consideráveis na medição de vazão são gerados, os quais podem ser superiores a 35% para os maiores valores de  $X_{LM}$ . Foi realizada a correção da vazão medida no escoamento de gás úmido por meio de quatro correlações empíricas. Após correção, praticamente todos os casos ficaram com erros entre  $\pm 5\%$ .

Abstract of a Final Project presented to Escola de Química/UFRJ as partial fulfillment of the requirements for the degree of Chemical Engineer.

## **NUMERICAL SIMULATION OF CONJUGATE HEAT TRANSFER IN CORRUGATED CHANNELS**

Bianca de Pley Almeida Teixeira

July, 2015

Advisors: Ricardo de Andrade Medronho, Ph. D.

Lucilla Coelho de Almeida, M. Sc.

Wet gas metering is an important problem to many industries, in particular the oil and gas industry, and it is common for gas meters to be installed in applications where some liquid entrainment exist in a predominantly gas flow. The effect of wet gas flow on differential pressure meters is complicated and there are several ongoing research programs worldwide aiming to improve the understanding of the reaction of these meters to wet gas flow, as the accuracy of such meter systems is crucial in applications like production process control and fiscal metering.

This work aimed to develop a methodology to investigate the flow of wet gas across a standard orifice plate meter by using CFD and compare the obtained results with experimental data. The two-fluid model, which is based on an Eulerian-Eulerian approach, was used to model the two-phase flow inside the device. The gas (nitrogen) was considered the continuous phase, following the ideal gas law, whereas the liquid (kerosene) was treated as the secondary phase, Newtonian and incompressible fluid. To deal with the turbulence influence, the realizable  $\kappa$ - $\epsilon$  model was used, with the enhanced version of the wall function treatment.

The predicted pressure drop was compared to experimental data from NEL (National Engineering Laboratory) for a 4-inch diameter pipe for different liquid amounts ( $X_{LM}$  ranging from 0 to 0.3) at 15 bar. The simulation results observed were very close to the experimental values, with relative deviations below 5%, with most of the errors around 2%. Due the presence of liquid, considerable errors in the measurement of the flow rate are generated and the Over-Reading was then compared to the experimental data, which showed measurement errors higher than 35% for the higher  $X_{LM}$ . Mass gas flow correction was performed using four different empirical correlations, which reduced these errors to within  $\pm 5\%$ .

## Sumário

Índice de Figuras .....	x
Índice de Tabelas.....	xii
Capítulo 1 – Introdução.....	1
1.1 Contexto e Motivação .....	1
1.2 Objetivos .....	2
1.3 Organização do texto.....	3
Capítulo 2 – Revisão da literatura .....	4
2.1 escoamento de gás úmido .....	4
2.2 Revisão das técnicas de medição de vazão .....	5
2.3 Revisão de trabalhos numéricos relevantes na área de medição de vazão de gás úmido	10
2.4 Correlações empíricas para o cálculo do <i>Over-Reading</i> .....	13
Capítulo 3 – Modelagem matemática.....	19
3.1 Padrões de escoamento em dutos horizontais e mapas de regime.....	19
3.2 Equações de conservação de massa e quantidade de movimento .....	22
3.3 escoamento multifásico .....	23
3.4 Teoria de turbulência.....	25
3.4.1 Simulação Numérica Direta ( <i>Direct Numerical Simulation</i> - DNS) .....	26
3.4.2 Simulação dos grandes vórtices ( <i>Large Eddy Simulation</i> – LES).....	27
3.4.3 Modelos de turbulência baseados nas equações médias de Navier-Stokes ( <i>Reynolds-averaged Navier-Stokes equations</i> – RANS) .....	27
3.4.3.1 Modelos baseados na hipótese de viscosidade turbulenta.....	29
3.4.3.2 Modelos baseados no transporte das componentes do tensor de Reynolds.....	32
3.4.3.3 Tratamento próximo à parede.....	34
Capítulo 4 – Fluidodinâmica Computacional.....	38
4.1 A estrutura de um código de <i>CFD</i> .....	38
4.1.1 Pré-processamento .....	38
4.1.2 Solução numérica .....	39
4.1.3 Pós-processamento .....	41
Capítulo 5 – Metodologia.....	42
5.1 Descrição dos casos estudados .....	42
5.2 Domínio geométrico.....	45
5.3 Malha computacional .....	47

5.4	Procedimento numérico.....	50
5.5	Pós-processamento.....	52
Capítulo 6 – Resultados e Discussão.....		53
6.1	Convergência de malha.....	53
6.2	Verificação das funções de parede para o modelo de turbulência k- $\epsilon$ <i>Realizable</i> e comparação com dados experimentais.....	55
6.3	Análise de diferentes vazões volumétricas de gás seco e comparação com dados experimentais.....	56
6.4	Determinação de diâmetro de gota.....	60
6.5	Resultados das simulações de gás úmido e comparação com dados experimentais ...	62
6.6	Análise comparativa de <i>Over-Reading</i> com dados experimentais e correlações empíricas.....	67
Capítulo 7 – Conclusões e Sugestões.....		73
7.1	Conclusões.....	73
7.2	Sugestões para trabalhos futuros.....	74
Referências.....		75

## Índice de Figuras

Figura 2-1. Medidor de vazão tipo turbina.....	6
Figura 2-2. Medidor de vazão tipo vórtice.....	7
Figura 2-3. Medidor de vazão por efeito Coriolis.....	8
Figura 3-1. Padrões de escoamento em dutos horizontais – (a) Escoamento estratificado, (b) Escoamento em golfadas e (c) Escoamento anular misto.....	20
Figura 3-2. Mapa de regimes de escoamento da Shell.....	21
Figura 3-3. Subdivisões da região próxima à parede.....	36
Figura 4-1. A tarefa do método numérico: (a) Equação diferencial e (b) Sistema de equações algébricas.....	39
Figura 5-1. Características geométricas do medidor de vazão tipo placa de orifício.....	46
Figura 5-2. Detalhamento da placa de orifício (Dimensões da Tabela 5-6).....	47
Figura 5-3. Vetores usados para computar a qualidade ortogonal para cada célula.....	49
Figura 5-4. Detalhes das malhas nas regiões de parede – (a) Malha 01, (b) Malha 02 e (c) Malha 03.....	49
Figura 5-5. Detalhes das malhas nas seções de entrada – (a) Malha 01, (b) Malha 02 e (c) Malha 03.....	49
Figura 5-6. Detalhes das malhas na região do orifício – (a) Malha 01, (b) Malha 02 e (c) Malha 03.....	50
Figura 5-7. Condições de contorno empregadas nas simulações.....	51
Figura 5-8. Pontos de medição de pressão.....	52
Figura 6-1. Convergência em malha em termos de queda de pressão.....	54
Figura 6-2. Perfis de pressão (esquerda) e velocidade (direita): (a) Malha 01, (b) Malha 02 e (c) Malha 03.....	55
Figura 6-3. Perfis de pressão (esquerda) e velocidade (direita): (a) vazão de 200 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> , (b) vazão de 300 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> , (c) vazão de 400 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> e (d) vazão de 500 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> .....	58
Figura 6-4. Vetores de velocidade: (a) vazão de 200 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> , (b) vazão de 500 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> .....	58
Figura 6-5. Pressão na linha central passando por toda a extensão do domínio para as quatro vazões de gás analisadas.....	59
Figura 6-6. Velocidade na linha central passando por toda a extensão do domínio para as quatro vazões de gás analisadas.....	59
Figura 6-7. Comparação da queda de pressão obtida numericamente com os resultados experimentais para as quatro vazões de gás analisadas.....	60
Figura 6-8. Fração volumétrica de líquido – vazão de gás 200 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> (esquerda) e vazão de gás 500 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> (direita): (a) 100 μm, (b) 250 μm, (c) 500 μm e (d) 1000 μm.....	61

Figura 6-9. Comparação da queda de pressão obtida numericamente com os resultados experimentais.....	65
Figura 6-10. Fração volumétrica de líquido – vazão de gás 200 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> (esquerda) e vazão de gás 500 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> (direita): (a) XLM = 0,01 e (b) XLM = 0,3. ....	66
Figura 6-11. Perfis de velocidade para a vazão de 200 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> – velocidade do gás (esquerda) e velocidade do líquido (direita): (a) XLM = 0,01 e (b) XLM = 0,3.....	67
Figura 6-12. Perfis de velocidade para a vazão de 500 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> – velocidade do gás (esquerda) e velocidade do líquido (direita): (a) XLM = 0,01 e (b) XLM = 0,3.....	67
Figura 6-13. Over-Reading versus XLM - Comparação dos resultados de CFD com dados experimentais e quatro correlações empíricas – 200 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> .....	68
Figura 6-14. Over-Reading versus XLM - Comparação dos resultados de CFD com dados experimentais e quatro correlações empíricas – 300 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> .....	69
Figura 6-15. Over-Reading versus XLM - Comparação dos resultados de CFD com dados experimentais e quatro correlações empíricas – 400 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> .....	69
Figura 6-16. Over-Reading versus XLM - Comparação dos resultados de CFD com dados experimentais e quatro correlações empíricas – 500 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> .....	70
Figura 6-17. Erros de medição antes e após correção por diversas correlações – 200 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> . ....	71
Figura 6-18. Erros de medição antes e após correção por diversas correlações – 300 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> . ....	71
Figura 6-19. Erros de medição antes e após correção por diversas correlações – 400 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> . ....	72
Figura 6-20. Erros de medição antes e após correção por diversas correlações – 500 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> . ....	72

## Índice de Tabelas

Tabela 2-1. Resumo dos trabalhos numéricos anteriores. ....	13
Tabela 2-2. Faixa de validade da correlação de Murdock. ....	15
Tabela 2-3. Faixa de validade da correlação de Chisholm. ....	16
Tabela 2-4. Faixa de validade da correlação de Smith e Leang. ....	17
Tabela 2-5. Faixa de validade da correlação de Lin. ....	18
Tabela 3-1. Valores das constantes do modelo k-ε Realizable. ....	32
Tabela 3-2. Descrição das funções de parede. ....	37
Tabela 5-1. Casos analisados – Dados experimentais do gás seco. ....	42
Tabela 5-2. Casos analisados – Dados experimentais do gás úmido para vazão de 200 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> . ....	43
Tabela 5-3. Casos analisados – Dados experimentais do gás úmido para vazão de 300 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> . ....	44
Tabela 5-4. Casos analisados – Dados experimentais do gás úmido para vazão de 400 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> . ....	44
Tabela 5-5. Casos analisados – Dados experimentais do gás úmido para vazão de 500 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> . ....	45
Tabela 5-6. Dimensões da geometria do medidor de vazão tipo placa de orifício. ....	46
Tabela 5-7. Número de elementos e qualidade ortogonal das malhas utilizadas na convergência em malha. ....	48
Tabela 6-1. Resultados de convergência de malha (queda de pressão experimental de 0,325 bar). ....	54
Tabela 6-2. Resultados – comparação entre as funções de parede (queda de pressão experimental de 0,325 bar) ....	56
Tabela 6-3. Comparação entre as quedas de pressão experimentais e simuladas para diferentes vazões volumétricas de gás – simulações monofásicas ....	57
Tabela 6-4. Influência do diâmetro de gota na queda de pressão simulada e sua comparação com os resultados experimentais ....	61
Tabela 6-5. Comparação entre a queda de pressão simulada e a experimental para diferentes concentrações de líquido no escoamento de gás úmido em placa de orifício para vazão de 200 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> . ....	63
Tabela 6-6. Comparação entre a queda de pressão simulada e a experimental para diferentes concentrações de líquido no escoamento de gás úmido em placa de orifício para vazão de 300 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> . ....	63

Tabela 6-7. Comparação entre a queda de pressão simulada e a experimental para diferentes concentrações de líquido no escoamento de gás úmido em placa de orifício para vazão de 400 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.....64

Tabela 6-8. Comparação entre a queda de pressão simulada e a experimental para diferentes concentrações de líquido no escoamento de gás úmido em placa de orifício para vazão de 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.....64

## NOMENCLATURA

### Letras latinas

$A_p$	Área projetada na direção do escoamento
$C_d$	Coefficiente de descarga
$C_D$	Coefficiente de arrasto
$d$	Diâmetro do orifício
$D$	Diâmetro interno da tubulação
$F$	Ângulo de chamfro
$\mathbf{F}$	Vetor de forças externas por unidade de volume
$Fr$	Número de Froude
$L_1$	Espaçamento relativo das tomadas de pressão
$m$	Vazão mássica
$m_{g,Apparent}$	Vazão mássica incorreta
OR	<i>Over-Reading</i>
$P$	Pressão
$Re_D$	Número de Reynolds, $Re_D = \rho u D / \mu$
$T$	Espessura do orifício
$\mathbf{u}$	Vetor velocidade
$W$	Espessura da placa
$X_{LM}$	Parâmetro de Lockhart-Martinelli
$X_{Murdock}$	Parâmetro de Murdock
$Y$	Distância normal à parede
$y^+$	Distância adimensional normal à parede

## Letras gregas

$\beta$	Relação de diâmetro equivalente
$\rho$	Massa específica do fluido
$\Delta P$	Diferencial de pressão
$\mu_t$	Viscosidade turbulenta
$\kappa$	Energia cinética turbulenta
$\varepsilon$	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta
$\omega$	Frequência de turbulência
$\epsilon$	Desvio relativo
$\gamma$	Fator de expansibilidade

## Subscrito

g	Fase gasosa
l	Fase líquida

# Capítulo 1 – Introdução

## 1.1 Contexto e Motivação

A medição de gás úmido está se tornando um problema cada vez mais importante para a indústria de óleo e gás, visto que é comum que medidores de vazão sejam instalados em aplicações onde há arrasto de líquido no escoamento gasoso. Uma vez que o processamento primário que os gases sofrem nas instalações de produção, em muitos casos, não é suficiente para remover todo o líquido ou condensado presentes no gás antes da realização do processo de medição de vazão, frações de líquido são arrastadas juntamente com o gás, de maneira que o mesmo não é medido em condições monofásicas [1].

Placas de orifício são dispositivos utilizados para medição de vazão, nos quais há uma tomada de pressão de cada lado da placa e calcula-se a vazão por meio da queda de pressão devido à restrição a passagem do fluido. É um dos medidores mais utilizados na indústria para a medição de vazão de gás, devido à sua relativa simplicidade, facilidade de instalação e manutenção, boa confiabilidade e custo relativamente baixo. Seu desempenho em medições monofásicas tem sido estudado ao longo de muitos anos, permitindo a obtenção de um banco de dados considerável. Além disso, placas de orifício estão bem documentadas nas normas.

Entretanto, pouco se sabe sobre o escoamento de gás úmido no interior deste medidor de vazão. A tendência é que a pressão diferencial seja sobrestimada em relação à mesma com gás seco, ou seja, a queda de pressão é maior que aquela que seria produzida caso o escoamento fosse monofásico e, conseqüentemente, a vazão de gás obtida por tais medidores em relação à vazão real é maior [2, 3, 4]. Com isso, erros consideráveis na medida da queda de pressão são gerados. Essa sobrestimação da vazão é geralmente chamada de *Over-Reading*.

Diante disso, é extremamente importante que a correção dessa vazão medida seja realizada, de maneira a diminuir a incerteza associada ao uso de medidores de vazão monofásicos para a medida de gás úmido. Essa correção pode ser realizada por meio de correlações empíricas que serão apresentadas neste trabalho.

## 1.2 Objetivos

Conforme descrito na Seção 1.1, há um grande interesse pela área de medição de vazão de gás úmido.

Dessa forma, este trabalho visa avaliar o comportamento do gás úmido no interior de medidores de vazão tipo placa de orifício através de simulações utilizando Fluidodinâmica Computacional (CFD), com validação da metodologia de simulação através de dados experimentais de queda de carga em diferentes vazões de gás e diversas frações de líquido.

O uso de CFD como ferramenta de projeto vem ganhando força com o aumento do poder computacional disponível e a eficiência dos códigos empregados. Com isso, a realização de simulações numéricas permite a redução dos custos experimentais na construção de protótipos e a realização de testes, assim como permite obter uma riqueza de detalhes da hidrodinâmica no interior dos dispositivos que seria impossível de ser obtida por métodos experimentais.

Nesse sentido, o principal objetivo deste trabalho é obter uma metodologia numérica eficiente para modelagem do escoamento de gás úmido em placa de orifício que forneça uma concordância adequada entre resultados numéricos e experimentais.

Para isto, o trabalho foi dividido em duas etapas. A primeira etapa contemplou o escoamento apenas de gás, na qual se objetivou melhor entender o escoamento no interior do equipamento de medição. Já na segunda etapa, avaliou-se o escoamento de gás úmido em diferentes vazões de gás e diversas frações volumétricas de líquido.

### **1.3 Organização do texto**

No Capítulo 2 é apresentada uma breve revisão da literatura sobre assuntos relacionados a este trabalho.

Os fundamentos teóricos da modelagem que embasaram a formulação e análise do escoamento de gás úmido em placa de orifício são apresentados no Capítulo 3.

O Capítulo 4 apresenta detalhadamente a estrutura de um código de CFD.

A metodologia de solução do presente estudo é descrita em detalhes no Capítulo 5.

No Capítulo 6 são apresentados e discutidos os resultados obtidos a partir das formulações descritas nos Capítulo 3, Capítulo 4 e Capítulo 5. Os resultados são comparados com dados experimentais.

Por fim, as conclusões do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros são apresentadas no Capítulo 7.

## Capítulo 2 – Revisão da literatura

Este capítulo apresenta uma breve revisão da literatura sobre assuntos relacionados a este trabalho, com o objetivo de identificar as oportunidades de contribuição deste estudo.

### 2.1 Escoamento de gás úmido

Não há um consenso sobre a definição de gás úmido na comunidade internacional. Steven [2], por exemplo, o define como sendo um fluxo com fração volumétrica de gás maior que 95%, enquanto que outros autores [5] e [6] defendem que a fração volumétrica de gás deve ser superior a 90%. Por outro lado, existem alguns pesquisadores [3, 7] que definem gás úmido como sendo um gás contendo uma fração volumétrica máxima de líquido correspondente a um parâmetro de Lockhart-Martinelli igual a 0,3. Contudo, em 2012, a norma ISO/TR 11583 (extensão da norma ISO 5167) forneceu uma definição clara de gás úmido: escoamento de gás contendo uma fração volumétrica de líquido menor que 5%.

Em instalações de produção, apesar do processamento primário que o gás natural sofre, em muitos casos, não é o suficiente para remover toda a água ou o condensado presente no gás. Desta forma, frações de líquido são arrastadas juntamente com o gás natural, e o fluido não escoar no medidor de vazão em condição monofásica.

Atualmente, existem no mercado medidores capazes de medir as vazões de gás natural e líquido presentes em um escoamento multifásico. No entanto, esses medidores são extremamente caros e complexos, o que dificulta e, na maioria dos casos, inviabiliza a sua utilização nas instalações de produção. Além disso, há pouca experiência acumulada mundialmente na utilização desses medidores de gás úmido (*Wet Gas Meters*) [8].

Dessa forma, para a medição de vazão de gás em escoamentos de gás úmido são utilizados em geral medidores de vazão monofásicos, especialmente quando a vazão de gás-líquido não varia significativamente e pode ser determinada por outros métodos, como a técnica de traçadores químicos ou radioativos. Neste caso, o efeito da presença de líquido sobre a medição de vazão deve ser conhecido, de forma que correlações permitem a correção do valor medido para o valor real de vazão de gás.

Em muitos casos, entretanto, nenhuma correção é realizada sobre a medição de vazão de gás natural determinada pelos medidores monofásicos, mesmo em condição de gás úmido. Para frações bem reduzidas de líquido, o acréscimo na incerteza pode ser aceitável, no entanto, caso a fração de líquido presente no escoamento seja considerável, os erros gerados tendem a ser bastante elevados quando não se realiza a correção da vazão obtida pelos medidores monofásicos [8].

Quando gás úmido escoar através de medidores do tipo pressão diferencial como Venturi, v-cone ou placa de orifício há a tendência de sobrestimar a queda de pressão em relação à mesma de gás seco, o que resulta na sobrestimação da vazão medida (*Over-Reading*).

## **2.2 Revisão das técnicas de medição de vazão**

A grande variedade de aplicações, cada uma com diferentes requisitos, faz com que exista um grande número de medidores disponíveis que utilizam os mais variados princípios de medição. A escolha do medidor dependerá do tipo de fluido, da exatidão exigida, da faixa de operação, do custo, da complexidade, da facilidade de leitura e do tempo de vida em serviço [9]. A seguir serão apresentados os principais tipos de medidores de vazão.

### **2.2.1 Rotâmetros**

Rotâmetros são medidores de vazão por área variável, nos quais a vazão do fluido eleva um flutuador em um tubo cônico, aumentando a área de passagem do fluido. A posição do flutuador dentro do tubo é proporcional à vazão do fluido.

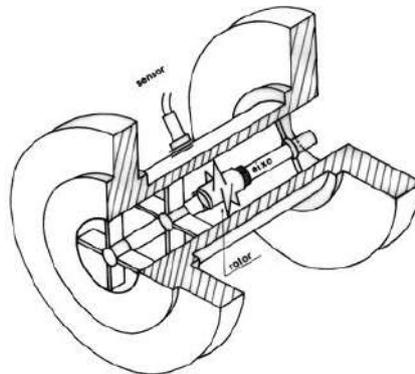
O fluido que se deseja medir escoar através do tubo da base para o topo do tubo, o qual é colocado sempre em posição vertical. Quando não há fluxo, o flutuador permanece na base do tubo e seu diâmetro maior é, em geral, selecionado de tal maneira que bloqueia a pequena extremidade do tubo quase que completamente.

Quando o fluido começa a escoar e atinge o flutuador, este é elevado pelo fluido e estabiliza numa dada posição, em consequência do equilíbrio da sua força peso com o empuxo do escoamento mais a força de arrasto. A posição na qual o flutuador estabiliza ao longo do tubo é usada para a indicação da vazão de um determinado fluido [10].

### 2.2.2 Medidor de vazão tipo turbina

O medidor de vazão tipo turbina é um dos instrumentos mais importantes utilizados nos processos industriais para a medição de vazão de líquido [9]. Esse medidor é constituído, basicamente, por um rotor montado axialmente na tubulação. O rotor é provido de aletas que o fazem girar quando passa um fluido na tubulação do processo, como ilustrado na Figura 2-1.

O fluido passa no interior da turbina, fazendo girar um rotor em uma velocidade angular que é proporcional à velocidade do fluido e, portanto, proporcional à vazão do fluido [11].



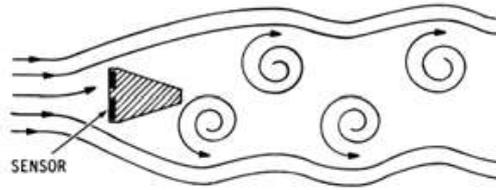
**Figura 2-1. Medidor de vazão tipo turbina.**

Fonte: Adaptado de Hasan, A. H. A. M. [9].

### 2.2.3 Medidor de vazão tipo vórtice

O princípio de funcionamento dos medidores de vazão do tipo vórtice baseia-se na observação de um fenômeno físico que ocorre quando uma corrente fluida encontra um obstáculo. A partir de uma determinada velocidade, uma esteira se forma à jusante do objeto, pelo surgimento de vórtices, gerados alternadamente de cada lado do obstáculo, conforme ilustrado na Figura 2-2. A frequência desse fenômeno oscilatório depende do tamanho e do formato do objeto, bem como da velocidade do fluxo do fluido [12].

À medida que o fluxo aumenta, a velocidade de formação dos vórtices aumenta na mesma taxa, de forma que o número de vórtices gerado é diretamente proporcional à vazão passando através do dispositivo [12].



**Figura 2-2. Medidor de vazão tipo vórtice.**

Fonte: Schneider, P. S. [10].

#### **2.2.4 Medidor de vazão por ultrassom**

A ideia básica dos sistemas de medição que utilizam sensores ultrassônicos consiste em transmitir ondas de ultrassom por meio de um transdutor emissor. Após a interação com o meio de propagação, estas ondas são recebidas no transdutor receptor. A partir do sinal recebido e levando em consideração o sinal transmitido, são realizadas operações de processamento de sinais para estimação da velocidade do fluido e conseqüentemente da vazão. Os métodos mais comuns utilizados são por efeito Doppler e por determinação do tempo de trânsito [13].

#### **2.2.5 Medidor de vazão do tipo eletromagnético**

Segundo a norma ISO 6817, o medidor eletromagnético é um medidor de vazão que utiliza o princípio da Lei de Indução Magnética de Faraday, em que a força-eletromotriz (f.e.m.) é induzida ortogonalmente a um campo magnético gerado, quando um corpo condutor atravessa o mesmo. O medidor de vazão eletromagnético cria então um campo magnético perpendicular ao escoamento do líquido que, ao ser atravessado pelo fluido condutor, induz uma f.e.m. perpendicular ao escoamento e ao campo magnético. Essa f.e.m. provoca então uma diferença de potencial nos eletrodos do medidor que é proporcional à velocidade do escoamento, a partir da qual é possível calcular a vazão [13].

Esse tipo de medidor somente é aplicável a fluidos condutores elétricos e possui as seguintes vantagens: não interfere no escoamento e independe do conhecimento das propriedades físicas do fluido (massa específica e viscosidade) e das variáveis do processo (pressão e temperatura). O medidor de vazão eletromagnético é aplicado para a medição de produtos químicos altamente corrosivos, fluidos com sólidos em suspensão, lama, água, polpa de papel, etc [10].

## 2.2.6 Medidor de vazão por efeito Coriolis

O medidor de vazão por efeito Coriolis é um medidor de vazão mássica e o seu princípio de medição baseia-se na combinação de fenômenos de inércia e de aceleração centrípeta [10].

O escoamento a ser medido é separado em duas partes por meio de dois tubos paralelos, em forma de “U”, e ao fim destes tubos a vazão volta a ser conduzida por um único tubo, conforme ilustrado na Figura 2-3. Próximo da parte inferior de cada tubo em “U” existem eletroímãs que fazem os dois tubos oscilarem em suas frequências naturais de vibração, cuja amplitude não ultrapassa alguns milímetros.

Com o passar do fluido pelos tubos, em função desta oscilação, surge uma torção nos tubos cuja defasagem permite a medição da vazão mássica. Esta defasagem é medida por sensores magnéticos instalados nas partes retas dos tubos em “U” [10].

O medidor de vazão por efeito Coriolis é normalmente usado para medição de vazão mássica de líquido, porém tem sido utilizado também para a medição de gases de alta massa específica [11].

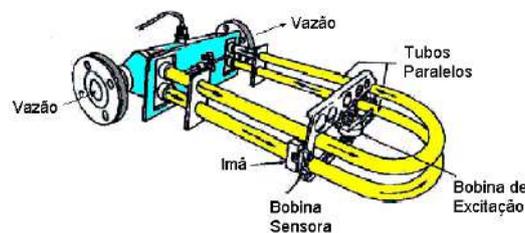


Figura 2-3. Medidor de vazão por efeito Coriolis.

## 2.2.7 Medidor de vazão termal

Assim como o medidor de vazão por efeito Coriolis, o medidor de vazão termal também é um medidor de vazão mássica. Os medidores de vazão termal são baseados na troca térmica de um fluido através do seu escoamento em contato com um corpo de temperatura diferente do fluido objeto da medição [13].

Existem dois tipos básicos de medidores termal. O primeiro tipo mede a taxa de perda de calor que ocorre quando um líquido ou um gás flui ao longo de um elemento aquecido. O elemento de aquecimento pode ser um termistor ou um termopar. No

segundo tipo, o aumento da temperatura do fluido, quando ele é aquecido por uma bobina, fornece o fluxo de massa. Em ambos os tipos, o fluxo de massa pode ser calculado a partir das propriedades do fluido [11].

### 2.2.8 Medidor de vazão por pressão diferencial

Dentre os medidores de vazão baseados na queda de pressão por obstrução de área, os principais são os do tipo Venturi (bocal e tubo), bocal de fluxo e placa de orifício. A norma ISO 5167 apresenta as seguintes definições desses quatro medidores [14]:

**Bocal Venturi:** dispositivo que consiste em uma entrada convergente, que é um bocal padronizado pela ISA 1932, conectado a um trecho cilíndrico conhecido como “garganta”, seguido de uma seção cônica de expansão chamada “divergente”.

**Tubo Venturi:** dispositivo que consiste em uma entrada cônica convergente conectada a um trecho cilíndrico chamado “garganta”, seguida de uma seção cônica de expansão chamada “divergente”.

**Bocal de fluxo:** dispositivo que consiste em uma entrada convergente conectada a uma seção cilíndrica conhecida como “garganta”.

**Placa de orifício:** placa fina na qual foi usinada uma abertura.

Como o medidor de vazão estudado neste trabalho foi a placa de orifício, esta subseção do trabalho foca na descrição da metodologia de cálculo da vazão por este medidor.

A ISO 5167 parte 2 é uma norma técnica que especifica a geometria e o método de utilização (instalação e condições de operação) de placas de orifício quando elas são instaladas em condutos forçados para determinar a vazão de fluidos que escoam através da tubulação [14].

Como já mencionado acima, as placas de orifício são utilizadas para medição de vazão por meio da técnica de diferencial de pressão, uma vez que as mesmas ao serem inseridas numa tubulação pela qual escoar um fluido geram uma queda de pressão devido à restrição de passagem. Com isso, por meio da tomada de pressão de cada lado da placa tem-se a queda de pressão ( $\Delta P$ ) e a partir desta calcula-se a vazão mássica ( $m$ ), de acordo com a norma ISO 5167-2 [14], por meio da Equação (1). Como esta equação

depende do coeficiente de descarga (Equação (2)), que por sua vez é dependente do número de Reynolds ( $Re_D$ ), o qual é dependente da própria vazão que deve ser calculada, há a necessidade da realização de um procedimento iterativo para o cálculo da vazão mássica.

$$m = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}} \gamma \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta P \rho} \quad (1)$$

onde,

$$C_d = 0,5961 + 0,0261\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521 \left( \frac{10^6 \beta}{Re_D} \right)^{0,7} \\ + (0,0188 + 0,0063A)\beta^{3,5} \left( \frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3} \\ + (0,043 + 0,080e^{-10L_1})(1 - 0,11A) \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,031(M'_2 \\ - 0,8M'_2{}^{1,1})\beta^{1,3} \quad (2)$$

$$A = \left( \frac{19000\beta}{Re_D} \right)^{0,8} \quad (3)$$

$$L_1 = L'_2 = \frac{25,4}{D} \quad (\text{Para o caso de tomada de pressão tipo flange}) \quad (4)$$

$$M'_2 = \frac{2L'_2}{1 - \beta} \quad (5)$$

onde,

$d$  é o diâmetro do orifício,  $\beta$  é a relação de diâmetro equivalente,  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $L_1$  e  $L'_2$  são espaçamentos relativos das tomadas de pressão.

### 2.3 Revisão de trabalhos numéricos relevantes na área de medição de vazão de gás úmido

Com o objetivo de gerar uma base de conhecimento que seria de extrema importância para o desenvolvimento da metodologia numérica utilizada neste trabalho, foi realizada

uma busca dos principais trabalhos numéricos na área de medição de gás úmido existentes na literatura.

Em 2006, Geng, Y. et al. [5] investigaram, numérica e experimentalmente, o escoamento de gás úmido em medidor de vazão tipo placa de orifício ranhurada (medidor alternativo a placa de orifício padrão). Na parte numérica do trabalho foi utilizado o pacote comercial FLUENT 6.0. O gás úmido foi modelado utilizando o modelo de mistura e o modelo de turbulência k- $\epsilon$  *Standard*. Os autores comparam a placa de orifício ranhurada com uma placa de orifício padrão, ambas com  $\beta=0,5$ . Os resultados indicaram que a placa ranhurada possui algumas características superiores, em relação à placa padrão, tais como a exigência de um trecho reto de tubulação menor para a recuperação da pressão, além da não acumulação de líquido tanto à montante quanto à jusante da placa ranhurada. Diante disso, duas novas correlações para o cálculo de *Over-Reading* em placas ranhuradas foram propostas pela primeira vez.

Em 2007, Reader-Harris et al. [15] avaliaram, numérica e experimentalmente, o escoamento de gás úmido em medidor de vazão tipo tubo Venturi. Os autores deste trabalho fazem parte do laboratório *National Engineering Laboratory* (NEL). Foram investigadas três combinações gás-líquido, sendo elas: nitrogênio-querosene, argônio-querosene e nitrogênio-água. Além disso, foram estudados dois valores de relação de diâmetro equivalente,  $\beta$ , sendo eles: 0,6 e 0,75. Na parte numérica do trabalho foi utilizado o pacote comercial FLUENT 6.3, o gás úmido foi modelado utilizado abordagem multifásica Euleriana-Euleriana e o modelo de turbulência k- $\epsilon$  *Standard*. Os resultados mostraram que a mudança do tipo de gás apresenta pouca influência no desempenho do tubo Venturi, ao passo que a mudança do tipo de líquido mostrou um maior impacto na performance do medidor.

Em 2011, Kumar & Bing [6] apresentaram um estudo numérico, utilizando o pacote comercial FLUENT 6.3, do escoamento de gás úmido em medidor de vazão tipo placa de orifício ranhurada. Os autores avaliaram quatro configurações geométricas de orifícios, sendo três retangulares (variando a razão de aspecto de 1,5 a 3,0) e uma circular, comparativamente com um caso de placa de orifício padrão ( $\beta=0,4$  para todos os casos avaliados). O gás úmido foi modelado utilizado o modelo de transporte de espécies e o modelo de turbulência k- $\epsilon$  *Standard*. Os resultados indicaram que a performance, em termos de queda de pressão e recuperação de pressão, é melhor para os

casos das placas ranhuradas do que para a placa de orifício padrão. Entretanto, a configuração dos orifícios não exerceu nenhum efeito sobre a queda de pressão, embora a configuração retangular com razão de aspecto de 3,0 tenha apresentado uma maior recuperação da pressão após passagem pelos orifícios.

Em 2012, Denghui He & Bofeng Bai [16] conduziram uma investigação numérica, utilizando o pacote comercial FLUENT 6.3, do escoamento de gás úmido em medidor de vazão tipo Venturi, utilizando uma abordagem Lagrangeana para modelar o escoamento multifásico (modelo DPM do FLUENT) e o modelo de filme (*wall-film model*) foi utilizado nas paredes para capturar o padrão de escoamento anular. Foram comparados cinco modelos de turbulência ( $k-\varepsilon$  *Standard*,  $k-\varepsilon$  *Realizable*,  $k-\varepsilon$  *RNG (Renormalized Group)*,  $k-\omega$  *Standard* e RMS). O modelo  $k-\varepsilon$  *Standard* foi o que melhor representou os dados experimentais. Os resultados mostraram que o líquido acumulou na seção convergente do tubo Venturi e um jato anular de líquido foi formado. Além disso, foi observado pelos autores que a pressão estática no escoamento de gás úmido é instável e diminui muito mais ao longo da garganta do que no escoamento de gás seco. Diante disso, este trabalho sugere estender o comprimento da garganta e diminuir o ângulo convergente.

Em 2014, Xu, Y. et al. [17] realizaram um estudo numérico, utilizando o pacote comercial FLUENT 6.3, do escoamento de gás úmido em medidor de vazão tipo Venturi de garganta longa. Neste trabalho foram comparadas as abordagens multifásicas Euleriana-Euleriana e Euleriana-Lagrangeana e para lidar com a turbulência foi utilizado o modelo RSM. Os resultados indicaram que a queda de pressão na seção convergente do Venturi usando abordagem Lagrangeana é menor que para o caso da abordagem Euleriana, ao passo que na seção divergente, os dois modelos apresentam resultados análogos. Os autores indicam a abordagem Euleriana-Euleriana como sendo mais apropriada para a previsão do escoamento de gás úmido. Os resultados foram validados com dados experimentais e correlações para a previsão do *Over-Reading* foram propostas.

A Tabela 2-1 apresenta um resumo dos trabalhos numéricos apresentados nesta seção.

**Tabela 2-1. Resumo dos trabalhos numéricos anteriores.**

<b>Autor</b>	<b>Tipo de medidor</b>	<b>Fluidos de trabalho</b>	<b>Modelo de turbulência</b>	<b>Abordagem multifásica</b>
Geng, Y. et al. (2006)	Placa de orifício ranhurada	ar-água	<i>k-ε Standard</i>	Modelo de mistura
Reader-Harris et al. (2007)	Tubo Venturi	nitrogênio- querosene; argônio-querosene; nitrogênio-água	<i>k-ε Standard</i>	Abordagem Euleriana
Kumar & Bing (2011)	Placa de orifício ranhurada	ar-água	<i>k-ε Standard</i>	Modelo de transporte de espécies
Denghui He & Bofeng Bai (2012)	Tubo Venturi	nitrogênio- querosene	<i>k-ε Standard, k-ε Realizable, k-ε RNG, k-ω Padrão e RSM</i>	Abordagem Lagrangeana (DPM) e modelo de filme
Xu, Y. et al. (2014)	Venturi de garganta longa	metano-água	RSM	Abordagens Lagrangeana (DPM) e Euleriana

## 2.4 Correlações empíricas para o cálculo do *Over-Reading*

Como já mencionado na Seção 1.1, medidores de vazão tipo placa de orifício foram projetados para medição de vazão de gás seco. Diante disso, quando tais medidores são utilizados para a medição de gás úmido, a tendência é que a pressão diferencial seja sobrestimada em relação à mesma com gás seco, devido à presença do líquido. Essa sobrestimação da pressão é chamada de *Over-Reading*, que é a razão entre a vazão mássica calculada de acordo com a ISO 5167-2 ( $m_{g,Apparent}$ ) e a vazão real de gás ( $m_g$ ), segundo a Equação (6).

Com isso, nesta seção serão descritas as principais correlações empíricas para o cálculo do *Over-Reading* em placa de orifício existentes na literatura [9, 18].

$$\text{Over – Reading} = \frac{m_{g,Apparent}}{m_g} \quad (6)$$

### 2.4.1 Correlação de Murdock

Em 1962, Murdock [19] realizou um estudo sobre o caso geral de fluxo de duas fases através de uma placa de orifício e desenvolveu uma equação para o cálculo do *Over-Reading*, dada pela Equação (7), na qual ele introduz uma constante experimental. Para a obtenção desta correlação, Murdock assumiu que o fluxo é estratificado e não considerou a tensão de cisalhamento entre as fases.

A correlação proposta por Murdock é função do parâmetro de Murdock ( $X_{\text{Murdock}}$ ), uma versão modificada do parâmetro de Lockhart-Martinelli, dado pela Equação (8).

Nos experimentos, Murdock testou os seguintes fluidos: ar/água, gás/água salgada, gás/hidrocarboneto líquido. As faixas de validade para as quais a correlação se aplica podem ser visualizadas na Tabela 2-2.

$$O. R_{\text{Murdock}} = 1 + 1,26. X_{\text{mod}} \quad (7)$$

$$X_{\text{Murdock}} = \gamma \frac{C_{d,g} m_l}{C_{d,l} m_g} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (8)$$

onde,

$\rho_g$  e  $\rho_l$  - massas específicas do gás e do líquido, respectivamente;

$m_g$  e  $m_l$  - vazões mássicas do gás e do líquido, respectivamente;

$C_{d,g}$  e  $C_{d,l}$  - coeficientes de descarga do gás e do líquido, respectivamente;

$\gamma$ - fator de expansibilidade.

**Tabela 2-2. Faixa de validade da correlação de Murdock.**

Parâmetro	Faixa de validade
Diâmetro do orifício [mm]	25,4 e 31,7
Diâmetro da tubulação [mm]	63,5 e 102
Razão de diâmetros – $\beta$ [ ]	0,25 – 0,5
$X_{\text{murdock}}$	0,041 – 0,25
Pressão de Operação [MPa]	0,101 – 6,3

## 2.4.2 Correlação de Chisholm

Entre 1967-1977, Chisholm [20, 21] realizou primeiramente um estudo sobre o caso geral de fluxo de duas fases através de uma placa de orifício e mais tarde modificou a correlação desenvolvida por meio da introdução de condições operacionais de maior qualidade. Com isso, ele desenvolveu uma equação para o cálculo do *Over-Reading*, dada pela Equação (9), na qual ele considera a influência da pressão e inclui os efeitos da tensão de cisalhamento entre as fases, o que foi negligenciado por Murdock. Entretanto, a correlação também assume que o fluxo é estratificado. A correlação proposta por Chisholm é função do parâmetro de Lockhart-Martinelli ( $X_{LM}$ ), dado pela Equação (11).

Nos experimentos, Chisholm testou os seguintes fluidos: vapor/misturas aquosas. As faixas de validade para a quais a correlação se aplica podem ser visualizadas na Tabela 2-3.

$$O. R_{\text{Chisholm}} = \sqrt{1 + C. X_{LM} + X_{LM}^2} \quad (9)$$

$$C = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{1/4} + \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{1/4} \quad (10)$$

$$X_{LM} = \frac{m_l}{m_g} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (11)$$

**Tabela 2-3. Faixa de validade da correlação de Chisholm.**

<b>Parâmetro</b>	<b>Faixa de validade</b>
Diâmetro do orifício [mm]	9,5 e 25,4
Diâmetro da tubulação [mm]	51
Razão de diâmetros – $\beta$ [ ]	0,186 – 0,498
$X_{LM}$	0,5 – 5,0
Pressão de Operação [MPa]	1,0 – 7,0

### **2.4.3 Correlação de Smith & Leang**

Em 1975, Smith e Leang [22] desenvolveram um modelo para a previsão do *Over-Reading*, dado pela Equação (12), no qual a presença do líquido é contabilizada por meio da introdução de um parâmetro chamado “fator de bloqueio” (BF) (Equação (13)), que representa o bloqueio parcial existente na área transversal do duto devido à presença do líquido. Esta correlação pode ser utilizada tanto para placas de orifício quanto para medidores de vazão do tipo Venturi.

Nos experimentos, Smith e Leang testaram os seguintes fluidos: vapor/água. As faixas de validade para a quais a correlação se aplica podem ser visualizadas na Tabela 2-4.

( 12 )

$$O. R_{S\&L} = \frac{1}{(BF)}$$

onde,

( 13 )

$$BF = 0,637 + 0,4211x - \frac{0,00183}{x^2}$$

onde, x é a qualidade, dada por:

( 14 )

$$x = \frac{m_g}{m_T}$$

**Tabela 2-4. Faixa de validade da correlação de Smith e Leang.**

Parâmetro	Faixa de validade
Diâmetro do orifício [mm]	5,27 e 31,50
Diâmetro da tubulação [mm]	6,35 – 168,02
Razão de diâmetros – $\beta$ [ ]	0,1875 – 0,8303
$x$ [ ]	0,0061 – 0,9672
Pressão de Operação [MPa]	0,0827 – 4,03

#### 2.4.4 Correlação de Lin

Assim como Chisholm, em 1982, Lin [23] desenvolveu uma correlação, dada pela Equação (15), que também incluiu os efeitos de cisalhamento entre as fases por meio da inclusão do parâmetro  $\theta$  (Equação (16)). Além disso, também considera os efeitos da pressão e assume fluxo estratificado. O modelo foi validado com os seguintes fluidos: vapor/R-113 (1,1,2-tricloro-1,2,2-trifluoretano). As faixas de validade para a quais a correlação se aplica podem ser visualizadas na Tabela 2-5.

$$O. R_{Lin} = 1 + \theta. X_{LM} \quad (15)$$

$$\theta = 1,48625 - 9,26541 \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right) + 44,6954 \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^2 - 60,615 \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^3 - 5,12966 \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^3 + 26,5743 \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^4 \quad (16)$$

**Tabela 2-5. Faixa de validade da correlação de Lin.**

<b>Parâmetro</b>	<b>Faixa de validade</b>
Diâmetro do orifício [mm]	10 – 20
Diâmetro da tubulação [mm]	32
Razão de diâmetros – $\beta$ [ ]	0,312 – 0,625
Pressão de Operação [MPa]	1,961 – 2,863

Todas as correlações descritas nesta seção têm em comum a necessidade de se saber a priori as vazões de gás e líquido, o que não é prático.

## Capítulo 3 – Modelagem matemática

### 3.1 Padrões de escoamento em dutos horizontais e mapas de regime

Num escoamento de gás úmido diferentes configurações interfaciais podem ser assumidas. Essas diferentes configurações são conhecidas como padrões ou regimes de escoamento. Uma forma muito utilizada para prever esses padrões de escoamento são os mapas de regime de escoamento.

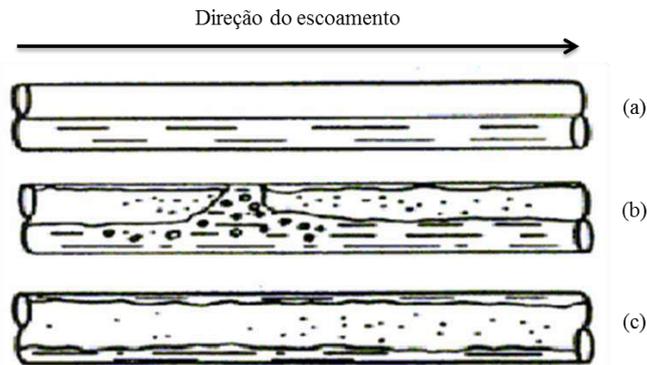
Diante disso, a definição do regime de escoamento é de grande importância visto que cada um dos diferentes padrões possui propriedades particulares. Nesse contexto, vale ressaltar que os mecanismos que controlam os coeficientes de transferência de massa, calor e a perda de carga em um sistema bifásico estão intrinsecamente correlacionados ao padrão de escoamento.

São descritos a seguir, os três padrões mais comumente encontrados em escoamentos de gás úmido em dutos horizontais [24, 25]. A Figura 3-1 apresenta a morfologia dos diferentes padrões descritos.

**Escoamento Estratificado** (*Stratified Flow*): Padrão que prevalece em baixas vazões de gás úmido e baixas pressões. A fração líquida escoar na base do duto, enquanto que o gás flui sobre a parte superior da interface entre as fases. A interface gás-líquido divide de forma clara e visível as duas fases. Conforme a vazão de gás é aumentada, a interface gás-líquido passa a apresentar ondas que viajam no sentido do escoamento, neste caso o padrão de escoamento é conhecido como estratificado-ondulado (*Wavy Stratified Flow*).

**Escoamento em Golfadas** (*Slug Flow*): Se a carga de líquido é aumentada, isto é, se valores de  $X_{LM}$  próximos de 0,3 são atingidos, o escoamento em golfadas se desenvolve. Golfadas de líquido a altas velocidades são observadas, podendo ser definidas como ondas de grande amplitude. As golfadas se diferenciam das ondas que se formam no regime estratificado-ondulado porque as primeiras realmente bloqueiam a seção transversal do duto, enquanto as últimas, caso toquem o topo do canal, o fazem momentaneamente. Nas proximidades da fase gasosa formam-se turbilhões de líquido, responsáveis pelo surgimento de bolhas. Flutuações de pressão são típicas neste regime, visto que a pressão do gás atrás da golfada é muito maior do que a pressão à sua frente.

**Escoamento Anular** (*Annular Flow*): Se a vazão de gás é aumentada ainda mais, o líquido forma um filme em torno da parede do duto, enquanto o gás fica confinado na porção central. Observa-se, portanto, um núcleo de gás a altas velocidades. Na interface gás-líquido, algumas perturbações de pequena amplitude são observadas. O filme usualmente é mais espesso no fundo do que no topo do canal, dependendo das vazões de gás e líquido. É possível que o gás contenha uma porção da fase líquida sob a forma de gotículas, neste caso é conhecido como escoamento anular misto.



**Figura 3-1. Padrões de escoamento em dutos horizontais – (a) Escoamento estratificado, (b) Escoamento em golfadas e (c) Escoamento anular misto.**

Fonte: Adaptada de Steven, R. [25].

Como já mencionado, a determinação do regime de escoamento é fundamental para a escolha da modelagem multifásica. Diante disso, neste trabalho foi utilizado o mapa de regime de escoamento desenvolvido pela Shell. Este mapa é bem conhecido e amplamente utilizado por engenheiros na indústria de produção de gás natural. A Figura 3-2 ilustra o mesmo, que é função do parâmetro de Lockhart-Martinelli, número de Froude do gás e número de Froude do líquido. O parâmetro de Lockhart-Martinelli já foi definido na Seção 2.4. O número de Froude é um adimensional que representa a relação entre as forças de inércia e as forças gravitacionais. Os números de Froude do gás e do líquido são definidos de acordo com as Equações (17) e (18), respectivamente.

$$Fr_g = \frac{U_{sg}}{g \cdot D} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l - \rho_g}} \quad (17)$$

$$Fr_l = \frac{U_{sl}}{g \cdot D} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_g}}$$

É importante ressaltar que os mapas de regime são restritos às condições (diâmetro de linha, tipos de fluidos, etc) nas quais foram desenvolvidos. O mapa da Shell foi desenvolvido a partir de experimentos realizados nas instalações de gás úmido de Trondheim na Noruega. Os experimentos foram realizados em dutos de 4". Como fluidos de trabalho foram utilizados nitrogênio e óleo diesel, pressão de operação na faixa de 15 a 90 bar, número de Froude do gás máximo de 4,8 e velocidade máxima da fase gasosa igual a 17 m s<sup>-1</sup>. Diante disso, este mapa se enquadra nas condições operacionais estudadas neste projeto: duto de 4", fluidos de trabalho nitrogênio e querosene (assim como o óleo diesel é uma fração do petróleo), pressão de operação de 15 bar, número de Froude do gás máximo de 4,8 e velocidade da fase gasosa máxima de 17 m s<sup>-1</sup>.

Os casos simulados neste projeto estão plotados na Figura 3-2. Pode-se notar que o padrão de escoamento previsto para os casos em questão é estratificado, para baixas vazões de gás e baixos valores de  $X_{LM}$  e, anular, para vazões mais altas de gás e valores de  $X_{LM}$  mais elevados. Contudo, embora o mapa da Shell indique a formação do regime anular, como os estudos foram focados na captura da queda de pressão associada à placa de orifício, não houve uma grande preocupação com o desenvolvimento desse regime de escoamento, visto que a literatura indica diversas dificuldades associadas à captura do regime anular.

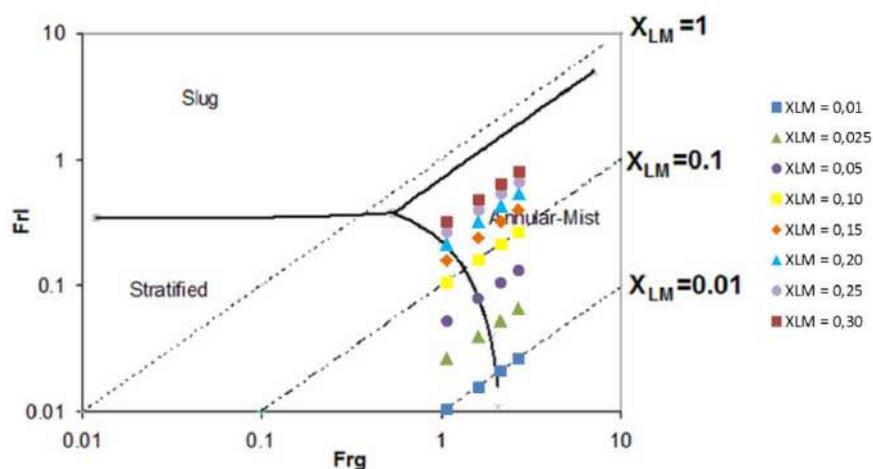


Figura 3-2. Mapa de regimes de escoamento da Shell.

Fonte: Steven, R. & Hall, A. [3].

### 3.2 Equações de conservação de massa e quantidade de movimento

As equações básicas do escoamento de fluidos são enunciados matemáticos das leis físicas de conservação (de massa e de quantidade de movimento). A hipótese do contínuo é considerada, ou seja, o fluido é considerado um meio contínuo e todas as propriedades do fluido são funções contínuas do espaço e do tempo.

A equação de conservação da massa é derivada através do balanço entre a taxa líquida de fluxo de massa para fora da superfície de controle e a taxa de variação de massa dentro do volume de controle. A equação de conservação da massa em coordenadas cartesianas retangulares, frequentemente chamada de equação da continuidade, é dada pela Equação (19):

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (19)$$

Numa notação vetorial mais compacta:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{u} = 0 \quad (20)$$

A equação da conservação da quantidade de movimento é obtida por um balanço entre o fluxo de quantidade de movimento linear (também chamado de *momentum*), que entra e que sai de um volume de controle diferencial, e as forças externas (de corpo e de superfície) agindo sobre o volume de controle. Essa relação é uma forma da segunda lei de Newton, onde as forças são representadas pelas tensões sobre o volume de controle. Os valores das tensões são obtidos a partir de relações constitutivas envolvendo as deformações sofridas pelo volume de controle e pelas propriedades do fluido.

Para um fluido Newtoniano, a relação entre as tensões e as deformações sofridas pelo volume de controle é linear. Expressando então as relações através das propriedades do fluido e dos gradientes de velocidade obtém-se a Equação (21), também chamada de equação de Navier-Stokes, expressa em termos de variáveis primárias e na forma mais geral.

$$\frac{D\rho\mathbf{u}}{Dt} = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu[(\nabla\mathbf{u}) + (\nabla\mathbf{u})^T]] + \mathbf{F} \quad (21)$$

onde  $\mu$  é a viscosidade dinâmica ou cisalhante,  $p$  a pressão estática e  $\mathbf{F}$  o vetor de forças externas por unidade de volume.

Essas equações, exibidas na forma vetorial, são mais comumente utilizadas na área de análise numérica na forma indicial como mostradas na Equação (22) e na Equação (23).

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} \quad (j = 1, 2, 3), \text{ sobre } \Omega, t \geq 0 \quad (22)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + \rho g_i \quad (23)$$

### 3.3 Escoamento multifásico

Diversas classificações são apresentadas na literatura para modelos de escoamentos multifásicos. Uma das mais utilizadas na literatura classifica os modelos em duas grandes abordagens, Euleriana-Euleriana e Euleriana-Lagrangeana. Esta classificação diz sobre como são consideradas as fases dispersas. No primeiro caso, tanto a fase contínua quanto a dispersa são consideradas como meios contínuos, onde um sistema de referência Euleriano é utilizado para a dedução das equações governantes. Na abordagem Euleriana-Lagrangeana ou, simplesmente, Lagrangeana, é resolvida uma equação da conservação da quantidade de movimento para cada partícula, ou grupos de partículas, em um sistema de referência que se movimenta com a partícula (Lagrangeano) [26].

#### 3.3.1 Modelagem Euleriana-Lagrangeana

A abordagem Euleriana-Lagrangeana, resolve um sistema de equações de conservação (massa, quantidade de movimento, energia etc.) para a fase contínua e, com os campos de velocidades desta fase, são calculadas as forças exercidas sobre as partículas dispersas (bolhas, gotas ou partículas sólidas), a partir das quais são calculadas as

trajetórias destas partículas. A Equação (24) fornece o valor da velocidade das partículas em cada posição.

$$m_p \frac{dv_i}{dt} = \frac{1}{2} \rho C_D A_p |u_i - v_i| (u_i - v_i) + F_i \quad (24)$$

onde,

$m_p$  é a massa da partícula,  $v$  é a velocidade da fase discreta,  $F_i$  é a soma das forças na direção  $i$ ,  $C_D$  é o coeficiente de arrasto e  $A_p$  é a área projetada das partículas na direção principal do escoamento.

O cálculo da velocidade de dada partícula é feito para uma determinada posição inicial e, a partir deste valor e de um passo de tempo de referência estipulado, se define uma nova posição para aquela mesma partícula. Este cálculo é repetido até que a partícula deixe o domínio de simulação ou até que o tempo limite de cálculo seja atingido, deixando traçada, durante o processo, a sua trajetória.

A principal limitação deste modelo é que este é restrito a escoamentos dispersos, e com baixas frações volumétricas das fases dispersas, de forma que as interações partícula-partícula sejam negligenciadas. Em escoamentos densos, nos quais as colisões entre as partículas passam a ser dominantes, esta abordagem perde validade.

Uma vantagem deste modelo é o fácil tratamento para sistemas polidispersos, isto é, sistemas nos quais as partículas possuem uma distribuição de tamanho relativamente larga e não pode ser considerado um único tamanho de partícula. No modelo Euleriano-Euleriano, para cada faixa de diâmetro considerada, devem ser consideradas diferentes “pseudo-fases” com diferentes tamanhos de partículas, requerendo a solução de um sistema de equações de conservação (massa e quantidade de movimento) adicional para cada faixa de diâmetros de partícula considerado.

### 3.3.2 Modelagem Euleriana-Euleriana

Na abordagem Euleriana-Euleriana ambas as fases são tratadas como fases contínuas interpenetrantes. Sendo assim cada uma delas é governada por leis de conservação (massa e quantidade de movimento). Isso faz com que o custo computacional deste tipo de modelagem seja bastante elevado, já que para cada fase se resolverá um conjunto completo de equações de balanço.

Diferentemente da abordagem Lagrangeana, a abordagem Euleriana da fase dispersa permite que se trabalhe com maiores concentrações de partículas, por esta razão esta modelagem constitui-se, na atualidade, na abordagem mais utilizada para resolução de escoamentos multifásicos. Porém, quando trabalhamos com este esquema não é possível tratar vários tamanhos de partículas diretamente em uma única fase, mas sim considerando cada diâmetro de partícula como uma fase distinta, ou seja, quanto maior a variedade de tamanhos de partículas, maior será o custo computacional da simulação.

### 3.4 Teoria de turbulência

Os escoamentos turbulentos são caracterizados por flutuações instantâneas de velocidade, temperatura e outros escalares. Como consequência destas flutuações, o estado turbulento em um fluido contribui significativamente para o transporte de *momentum*, calor e massa na maioria dos escoamentos de interesse prático.

A maioria dos escoamentos de interesse na engenharia está no regime turbulento. O escoamento do ar sobre a asa de um avião, da água em contato com o casco de um navio ou de derivados de petróleo através de uma tubulação são exemplos de situações onde o regime turbulento é predominante.

O “*Glossary of Oceanographic Terms*” [27] apresenta a seguinte definição para escoamento turbulento: “É um estado de escoamento do fluido no qual as velocidades instantâneas exibem flutuações irregulares e aparentemente aleatórias tal que, na prática, apenas propriedades estatísticas podem ser reconhecidas e submetidas a uma análise”.

Escoamentos turbulentos são bastante complexos, mas podem ser caracterizados pelos seguintes pontos [28]:

- Irregularidade: a aleatoriedade das flutuações presentes no escoamento turbulento o torna imprevisível, obrigando o uso de ferramentas estatísticas para a análise;
- Difusividade aumentada: habilidade para misturar ou transportar propriedades a taxas muito mais elevadas (várias ordens de magnitude) do que aquelas alcançadas pela difusão molecular;

- Flutuações tridimensionais de vorticidade: intensas flutuações de vorticidade estão presentes nos escoamentos turbulentos, flutuações que não conseguem se manter em escoamentos bidimensionais, o que torna o escoamento turbulento tridimensional por definição;
- Alta dissipação de energia: o aumento nas taxas de cisalhamento interno do fluido, a constante produção de energia cinética turbulenta e a dissipação de energia nas menores escalas tornam o escoamento turbulento altamente dissipativo; por esse motivo, a turbulência necessita de uma fonte constante de energia para ser mantida;
- Fenômeno contínuo: embora as menores escalas do escoamento turbulento sejam, algumas vezes, muitas ordens de grandeza inferiores às maiores escalas, elas continuam bem maiores que as escalas moleculares, assim o fenômeno pode ser tratado como um problema contínuo governado pelas equações da mecânica dos fluidos;
- Larga faixa de escalas de comprimento e tempo: um escoamento turbulento deve envolver vórtices de uma larga faixa de escalas de comprimento e tempo.

Como já mencionado anteriormente, a turbulência causa o aparecimento de vórtices com uma larga faixa de comprimentos e escalas de tempo que interagem de uma forma dinamicamente complexa. Devido à importância dos escoamentos turbulentos na engenharia, uma grande quantidade de trabalhos vem sendo desenvolvida na busca de modelos capazes de capturar seus efeitos. As abordagens para a solução de escoamentos turbulentos podem ser agrupadas nos três tipos a seguir.

### **3.4.1 Simulação Numérica Direta (*Direct Numerical Simulation* - DNS)**

Esta técnica de modelagem é conhecida na literatura inglesa por *Direct Numeric Simulation* (DNS), e consiste em resolver as equações instantâneas de Navier-Stokes para todos os pontos da malha e para todas as escalas temporais e espaciais do movimento. O problema é que o escoamento turbulento é sempre tridimensional e

transiente, caracterizado pela presença de uma miríade de vórtices que ocupam uma larga faixa de escalas de comprimento e de tempo e, portanto, para a resolução de todas estas escalas é requerida uma discretização espacial e temporal extremamente refinada, o que demanda um elevado custo computacional, e por isso praticamente não é utilizado para cálculos industriais de escoamentos. Atualmente sua validade está na geração de dados que podem ser utilizados na validação de novos modelos propostos [29].

### **3.4.2 Simulação dos grandes vórtices (*Large Eddy Simulation* – LES)**

A Simulação das Grandes Escalas (SGE) ou *Large Eddy Simulation* (LES) é uma alternativa disponível para a simulação numérica de escoamentos turbulentos. O método envolve filtragem espacial das equações de Navier-Stokes transientes antes dos cálculos, na qual ocorre a separação das grandes estruturas da turbulência, ou seja, os grandes vórtices que transportam energia e quantidade de movimento, das pequenas estruturas, representadas pelos pequenos vórtices. Os efeitos dos menores vórtices, que não são resolvidos, são incluídos através do chamado modelo de escala sub-malha. A modelagem necessária para as componentes sub-malha do escoamento é bastante simples, quando comparada à necessária em modelos tipo *RANS*. Como neste caso equações transientes devem ser resolvidas e também a malha computacional deve ser bem refinada, a demanda de recursos computacionais em termos de armazenamento e volume de cálculos é grande. No entanto, esta técnica está começando a ser aplicada em alguns problemas de CFD industriais [29].

### **3.4.3 Modelos de turbulência baseados nas equações médias de Navier-Stokes (*Reynolds-averaged Navier-Stokes equations* – RANS)**

Os modelos de turbulência baseados na decomposição de Reynolds são também conhecidos como modelos RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*). Neste caso, o modelo foca no escoamento médio e nos efeitos da turbulência nas propriedades médias. As variáveis são decompostas utilizando a média temporal de Reynolds. Dessa forma, seus valores instantâneos são decompostos em valores médios e flutuações.

Para as componentes da velocidade, tem-se:

$$u_i = U_i + u'_i \quad (i = 1, 2, 3) \quad (25)$$

onde  $U_i$  e  $u'_i$  são as médias e flutuações, respectivamente, das componentes da velocidade.

Da mesma forma, para a pressão e outras grandezas escalares, tem-se:

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (26)$$

onde,  $\Phi$  representa um escalar tal como pressão, energia, etc.

Substituindo expressões dessa forma nas variáveis das equações de continuidade e *momentum* e realizando uma média temporal, chega-se as seguintes equações:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i U_j) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial U_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (28)$$

Estas equações têm a mesma forma geral das equações instantâneas de Navier-Stokes, porém agora dependem apenas de grandezas médias, exceto pelo termo  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ , conhecido como Tensor de Reynolds, que é o responsável por levar em conta os efeitos da turbulência no escoamento e este precisa ser modelado para resolver o problema de fechamento da Equação (28).

Portanto, um modelo de turbulência é um conjunto de equações que permite o fechamento do problema da turbulência. Com o modelo, é possível determinar os termos extras nas equações médias de Navier-Stokes, as chamadas tensões de Reynolds, e os fluxos térmicos turbulentos nas equações de energia média de Reynolds. O modelo de turbulência é usado na solução numérica das equações de Navier-Stokes e de energia média de Reynolds, permitindo a simulação de aspectos importantes de escoamentos turbulentos encontrados em engenharia.

Como os recursos computacionais necessários para cálculos razoavelmente acurados são modestos, esta abordagem tem sido a mais utilizada nas últimas três décadas. Isto porque esta é a abordagem com menor custo computacional para o cálculo de escoamentos turbulentos. Neste trabalho apenas esta abordagem foi utilizada, dessa forma a seguir um maior detalhamento dos modelos RANS será apresentado.

### **3.4.3.1 Modelos baseados na hipótese de viscosidade turbulenta**

Modelos baseados na hipótese de viscosidade turbulenta resolvem nenhuma, uma ou duas equações diferenciais para as quantidades turbulentas das quais a viscosidade turbulenta e a difusividade térmica turbulenta são determinadas. Eles são baseados na hipótese de que existe uma analogia entre as forças viscosas e as componentes do tensor de Reynolds. Os modelos diferenciais de viscosidade turbulenta podem ser subdivididos em modelos de uma equação (modelo Spalart-Allmaras, por exemplo) e modelos de duas equações (modelos k- $\epsilon$  e k- $\omega$ , por exemplo), sendo que os modelos de duas equações são os mais populares no cálculo de escoamentos em processos industriais.

A vantagem desta abordagem é o custo computacional relativamente baixo associado ao cálculo da viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ . No caso do modelo Spalart-Allmaras, apenas uma equação de transporte adicional é resolvida (representando a viscosidade turbulenta). No caso dos modelos k- $\epsilon$  e k- $\omega$ , duas equações de transporte adicionais são resolvidas (energia cinética turbulenta, k, e a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta,  $\epsilon$  ou a frequência de turbulência,  $\omega$ ) e  $\mu_t$  é computada como uma função de k e  $\epsilon$  ou k e  $\omega$ .

A desvantagem dos modelos baseados na hipótese de viscosidade turbulenta é que eles assumem que as componentes normais do tensor de Reynolds (em escoamentos cisalhantes) são isotrópicas, hipótese errônea, levando a predições incorretas do escoamento médio em alguns casos. No entanto, esta abordagem vem sendo largamente empregada em escoamentos de interesse industrial e tem mostrado uma boa acurácia.

#### **3.4.3.1.1 Modelos k- $\epsilon$**

Os modelos k- $\epsilon$  representam os modelos de duas equações mais amplamente difundidos, sendo atualmente os modelos de turbulência mais utilizados em simulações industriais.

Estes modelos têm sido extensivamente validados para diversas aplicações, apresentando boa precisão e robustez.

Estes modelos envolvem a modelagem de duas equações diferenciais de transporte, uma para  $k$ , e outra para  $\varepsilon$ . Como exemplos destes modelos, pode-se citar o  $k$ - $\varepsilon$  *Standard*,  $k$ - $\varepsilon$  *RNG (Renormalized Group)* e  $k$ - $\varepsilon$  *Realizable* [26].

O modelo utilizado neste trabalho foi o  $k$ - $\varepsilon$  *Realizable*, com isso esta subseção do trabalho foca na descrição deste modelo.

### **Modelo $k$ - $\varepsilon$ *Realizable*:**

O modelo  $k$ - $\varepsilon$  *Realizable* foi proposto por Shih et al. [30] na intenção de corrigir algumas deficiências existentes no modelo  $k$ - $\varepsilon$  *Standard*. Nesse sentido o  $k$ - $\varepsilon$  *Realizable* difere do  $k$ - $\varepsilon$  *Standard* em dois pontos importantes:

- Ele apresenta uma nova formulação para a viscosidade turbulenta, envolvendo a variável  $C_\mu$ , originalmente proposta por Reynolds;
- Ele propõe uma equação de transporte modificada para  $\varepsilon$  baseada na equação dinâmica da média quadrática da flutuação da vorticidade.

### **Equações de transporte**

As equações de transporte para  $k$  e  $\varepsilon$  no modelo  $k$ - $\varepsilon$  *Realizable* são as seguintes, respectivamente:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (29)$$

e,

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) & \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{U \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_b + S_\varepsilon & \end{aligned} \quad (30)$$

onde,

$$C_1 = \max \left[ 0,43; \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (31)$$

$\nu$  é a viscosidade cinemática, dada por  $\nu = \mu/\rho$ .

$G_k$  representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade, dada pela Equação (32).

$$G_k = \rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \quad (32)$$

$G_b$  é a geração de energia cinética turbulenta devido ao empuxo, dada pela Equação (33).

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (33)$$

onde,  $g_i$  é a componente do vetor gravitacional na direção  $i$ .

$Y_M$  representa a contribuição da flutuação da dilatação em escoamentos turbulentos compressíveis, dada pela Equação (34).

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (34)$$

onde,  $M_t$  é o número de Mach turbulento, definido como:

$$M_t = \sqrt{\frac{\overline{\kappa}}{a^2}} \quad (35)$$

onde,  $a \equiv \sqrt{\gamma RT}$  é a velocidade do som.

$C_2$  e  $C_{1\varepsilon}$  são constantes.  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são números de Prandtl turbulentos para  $k$  e  $\varepsilon$ , respectivamente.  $S_k$  e  $S_\varepsilon$  são termos fontes. As constantes do modelo são apresentadas na Tabela 3-1.

Tabela 3-1. Valores das constantes do modelo k-ε *Realizable*.

Variável	$C_2$	$C_{1\varepsilon}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
Valor	1,9	1,44	1,0	1,2

### Modelagem da viscosidade turbulenta:

Assim como nos outros dois modelos k-ε, a viscosidade turbulenta é computada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (36)$$

A diferença entre o modelo k-ε *Realizable* e os outros modelos k-ε é que  $C_\mu$  não é uma constante, mas sim calculada pela Equação (37).

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (37)$$

onde,

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (38)$$

$A_0$  e  $A_S$  são constantes dadas por:

$$A_0 = 4,04 \text{ e } A_S = \sqrt{6} \cos\phi$$

onde,

$$\Phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), W = S \frac{S_{ij}S_{ik}S_{ki}}{\xi^3}, \xi = \sqrt{S_{ij}S_{ji}}, S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (39)$$

### 3.4.3.2 Modelos baseados no transporte das componentes do tensor de Reynolds

Os modelos baseados na aproximação de viscosidade turbulenta são limitados pela hipótese de Boussinesq de relação linear entre o tensor de tensões de Reynolds e o tensor de deformação do escoamento médio. Portanto, eles não funcionam bem em

escoamentos complexos com forte anisotropia de turbulência como escoamentos com curvatura de linhas de corrente, zonas de separação, altas rotações, etc.

Os modelos de transporte dos componentes do tensor de Reynolds (do inglês *Reynolds Stress Model, RSM*) não usam o conceito de viscosidade turbulenta de Boussinesq. Equações de transporte para as tensões turbulentas são modeladas diretamente, junto com uma equação de transporte para uma quantidade turbulenta que permita estimar uma escala de comprimento da turbulência. Em princípio, os modelos diferenciais de tensões de Reynolds devem se desempenhar melhor que os modelos lineares de viscosidade turbulenta em todos os aspectos por levarem em conta os efeitos de não equilíbrio local e de anisotropia de turbulência.

O termo de produção exato e a anisotropia inerente na modelagem dos tensores de Reynolds tornam os modelos de transporte do tensor de Reynolds mais adequados a escoamentos complexos, incluindo efeitos de curvatura, mudanças repentinas na taxa de cisalhamento, escoamentos secundários e empuxo.

No modelo diferencial dos tensores de Reynolds faz-se  $\overline{u'_i u'_j}$  satisfazer a uma equação de transporte. Uma equação separada deve ser resolvida para cada um dos seis componentes independentes do tensor de Reynolds.

As equações de transporte para as tensões de Reynolds em um escoamento incompressível, de um fluido newtoniano e com propriedades constantes podem ser escritas como:

$$\frac{\partial \rho \overline{u'_i u'_j}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho U_k \overline{u'_i u'_j}) = P_{ij} - \epsilon_{ij} + \Phi_{ij} + D_{ij}^T \quad (40)$$

Onde os termos do lado direito da Equação (40) são os seguintes:

O termo de produção:

$$P_{ij} = - \left( \overline{u'_i u'_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u'_i u'_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right) \quad (41)$$

O termo de dissipação:

$$\epsilon_{ij} = 2\nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}} \quad (42)$$

O termo de pressão-deformação:

$$\Phi_{ij} = \frac{p}{\rho} \overline{\left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)} \quad (43)$$

O termo de difusão turbulenta:

$$D_{ij}^T = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \overline{\rho u'_i u'_j u'_k} + \overline{p'(\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)} \right] \quad (44)$$

### 3.4.3.3 Tratamento próximo à parede

Escoamentos turbulentos são fortemente afetados pela presença de paredes. O campo médio de velocidade é afetado pela condição de não deslizamento que deve ser satisfeita na parede. Além disso, a turbulência também é alterada pela presença de paredes: muito perto da parede, o amortecimento viscoso reduz as flutuações tangenciais de velocidade, enquanto a cinemática reduz as flutuações normais; na parte mais externa da região próxima à parede, a turbulência aumenta rapidamente pela produção de energia cinética turbulenta devido aos elevados gradientes de velocidade média.

A correta modelagem do escoamento próximo à parede é crucial, uma vez que a parede é a principal fonte de turbulência e vorticidade. Além disso, nesta região tem-se elevados gradientes, ou seja, o transporte de *momentum* e outros escalares ocorrem numa taxa mais elevada.

Muitos experimentos já demonstraram que a região próxima à parede pode ser subdividida em três camadas. Na camada mais interna, chamada de subcamada viscosa, o escoamento é praticamente molecular e o transporte de momentum, massa e energia é dominado pela viscosidade laminar. Na camada mais externa, chamada de camada turbulenta, os efeitos turbulentos dominam. Ademais, existe uma região de transição entre a subcamada viscosa e a camada turbulenta onde os efeitos viscosos e turbulentos são igualmente importantes. Esta região é chamada de camada logarítmica. A Figura 3-3 ilustra essas subdivisões, plotadas em coordenadas semi-logarítmica.

### Subcamada viscosa:

Como consequência da condição de não deslizamento, a velocidade do fluido na parede sólida é igual a velocidade da parede. De acordo com a Lei da Viscosidade de Newton, a tensão de cisalhamento na superfície,  $\tau_o$ , é expressa pela Equação (45).

$$\tau_o = \rho\nu \frac{dU}{dy} \quad (45)$$

Uma vez que esta camada é muito fina supõe-se que a tensão de cisalhamento permaneça constante ao longo de toda a sua espessura. Assim, integrando a Equação (45) ao longo desta espessura resulta numa equação que governa o perfil de velocidade  $u$  na subcamada viscosa, dado pela Equação (46):

$$u = \frac{\tau_o}{\rho\nu} y \quad (46)$$

Na obtenção desta equação linear foi considerado que a velocidade  $u$  é nula em  $y = 0$  (condição de não deslizamento).

Outra relação importante no estudo de camada limite é a chamada velocidade de atrito, que é expressa pela Equação (47).

$$u_* = \sqrt{\tau_o/\rho} \quad (47)$$

Dividindo-se a Equação (46) por  $u_*$  obtém-se uma relação adimensional para a velocidade e para a distância normal à parede, da seguinte forma:

$$\frac{u}{u_*} = \frac{\sqrt{\tau_o/\rho}}{\nu} y \quad (48)$$

Onde  $u/u_* \equiv u^+$  e  $(\sqrt{\tau_o/\rho}/\nu)y \equiv y^+$  definem, respectivamente, a velocidade e a distância em termos adimensionais. Da Equação (48) conclui-se que  $u^+ = y^+$ , mostrando a relação linear que existe entre os adimensionais. A subcamada viscosa é muito fina e se estende da superfície até  $y^+ = 5$ .

### Camada turbulenta:

Para  $y^+ > 30$  tem-se a camada turbulenta. Nesta região, a tensão de cisalhamento,  $\tau$ , varia suavemente com a distância à parede, fazendo com que a forma do perfil de

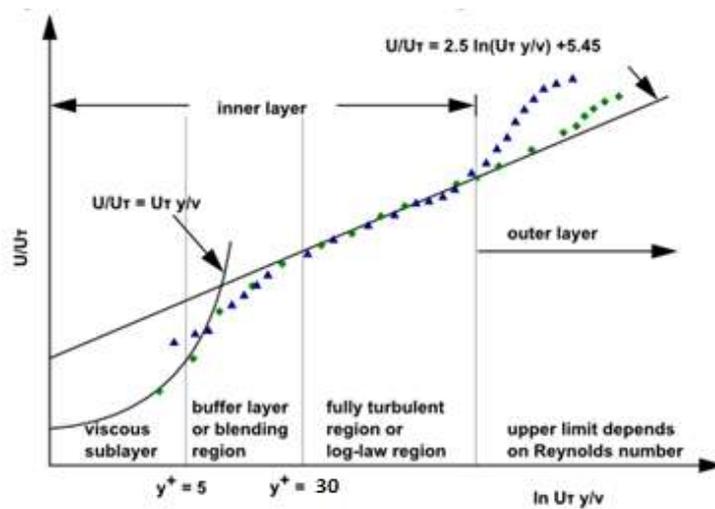
velocidade muda em relação àquele da subcamada viscosa. Esse perfil é descrito pela Equação (49).

$$\frac{u}{u_*} = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C \quad (49)$$

Onde  $\kappa = 0,4$  e  $C = 5$ , são constantes. Com esses valores a Equação (49) se transforma em:

$$\frac{u}{u_*} = 2,5 \ln \left( \frac{u_* y}{\nu} \right) + 5 \quad (50)$$

As Equações (48) e (50) descrevem os dois perfis de velocidade nas regiões viscosa e turbulenta, respectivamente. Vale ressaltar que para  $5 < y^+ < 30$  existe uma região onde tanto o efeito viscoso como o turbulento são importantes (região de ajuste dos dois perfis), descrito por  $u^+ = 5 \ln(y^+ + 0,205) - 3,27$ .



**Figura 3-3. Subdivisões da região próxima à parede.**

Fonte: Retirado de ANSYS Fluent Theory Guide [26].

Existem duas abordagens para lidar com a modelagem da região próxima à parede. Em uma das abordagens a região mais interna, afetada pela viscosidade não é resolvida. Em vez disso, funções semi-empíricas, chamadas de “leis de parede”, são utilizadas. Assim tem-se a vantagem de malhas relativamente grosseiras poderem ser utilizadas. Em uma segunda abordagem, os modelos de turbulência são modificados para permitir que a região seja resolvida até a parede, incluindo a subcamada viscosa. Porém, neste caso, malhas bastante refinadas são requeridas.

## Funções de parede:

Funções de parede são funções semi-empíricas que fazem a “ponte” entre a solução próxima à parede e seu valor na parede. Têm-se funções de parede para a velocidade (vistas nesta seção) e temperatura média (e demais escalares) e fórmulas para as quantidades turbulentas.

No *software* Fluent existem quatro “funções de parede” disponíveis. Uma breve descrição de cada uma delas pode ser visualizada na Tabela 3-2. Essas quatro funções de parede foram testadas e comparadas na Seção 6.2 deste trabalho.

Tabela 3-2. Descrição das funções de parede.

Funções de parede	Descrição
<i>Standard</i>	Assume a hipótese de equilíbrio local; gera resultado ruim conforme a malha é refinada na direção normal à parede ( $y^+ < 11$ ), gerando erros nos cálculos das tensões e transferência de calor.
<i>Scalable</i>	Evita a deterioração da função de parede <i>Standard</i> quando a malha tem $y^+ < 11$ e produz resultados consistentes mesmo quando a malha é refinada demais. Para $y^+ > 11$ , é idênticas à função <i>Standard</i> .
<i>Non-equilibrium</i>	Leva em conta efeitos de não-equilíbrio que são desprezados na função <i>Standard</i> ; os gradientes de pressão são considerados na distorção dos perfis de velocidade; é recomendada para escoamentos complexos envolvendo separação e recolamento de camada limite.
<i>Enhanced Wall Treatment</i>	Combina o modelo de duas camadas e as <i>enhanced wall functions</i> . Preserva acurácia da abordagem de duas camadas para malhas refinadas próximo à parede, sem redução de acurácia para malhas que “pedem” funções de parede.

Fonte: ANSYS Fluent Theory Guide [26].

## Capítulo 4 – Fluidodinâmica Computacional

A Fluidodinâmica Computacional (do inglês, *Computational Fluid Dynamics – CFD*) é a análise de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados, tais como reações químicas, através de simulações computacionais [31].

O CFD é extremamente útil para simular um componente ou um sistema em sua fase de projeto inicial ou mesmo um sistema real existente para analisar seu comportamento, além de possibilitar a análise do impacto da implementação de modificações no projeto original ou nas condições operacionais do sistema.

A técnica é extremamente poderosa e cobre uma vasta área de aplicações industriais e não-industriais. Alguns exemplos são: aerodinâmica de aeronaves e veículos, hidrodinâmica de navios, processos químicos (mistura e separação), resfriamento e aquecimento de equipamentos, distribuição de poluentes e efluentes e até mesmo aplicações em áreas biomédicas, tais como escoamento sanguíneo através de artérias e veias.

### 4.1 A estrutura de um código de *CFD*

Todos os códigos de *CFD* contêm três elementos principais: um pré-processador, um *solver* e um pós-processador. A seguir, será detalhada a função de cada um desses elementos no contexto de um código de *CFD*.

#### 4.1.1 Pré-processamento

O pré-processamento consiste da entrada de um problema de escoamento em um programa de *CFD* através de uma interface amigável e uma transformação subsequente desta entrada em uma forma adequada de ser usada pelo *solver*. As atividades do usuário em um estágio de pré-processamento envolvem:

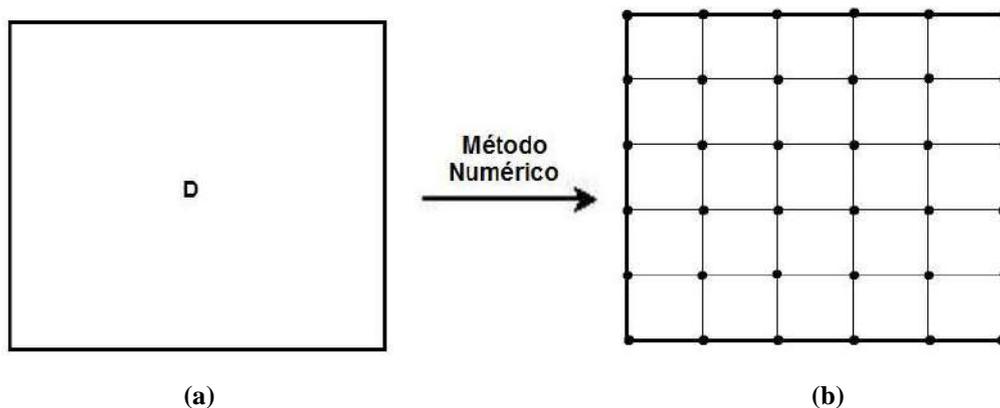
- Definição da geometria da região de interesse (domínio computacional);
- Geração da malha (subdivisão do domínio em um número de subdomínios menores);

- Seleção dos fenômenos físicos e químicos que precisam ser modelados, adotando as simplificações possíveis;
- Definição das propriedades dos fluidos;
- Especificação das condições de contorno apropriadas.

#### 4.1.2 Solução numérica

A tarefa de um método numérico é resolver uma ou mais equações diferenciais, substituindo as derivadas existentes por expressões algébricas, obtidas através da discretização das equações diferenciais, que envolvem a função incógnita. A discretização envolve uma aproximação numérica da equação diferencial, para um número discreto de pontos, com um determinado erro. Mais perto da solução exata será a solução numérica quanto maior o número de pontos [31].

A Figura 4-1 exemplifica a tarefa do método numérico, que é transformar uma equação diferencial, definida num domínio  $D$ , em um sistema de equações algébricas. Para isso, derivadas de variáveis existentes na equação diferencial devem ser substituídas pelos valores discretos dessas variáveis. Transformar as derivadas em termos que contêm a variável significa integrar a equação diferencial, e as diversas maneiras de fazê-lo são o que caracteriza o tipo do método numérico. Existem vários métodos: diferenças finitas, elementos finitos, volumes finitos e métodos espectrais.



**Figura 4-1. A tarefa do método numérico: (a) Equação diferencial e (b) Sistema de equações algébricas.**

Fonte: Adaptada de Maliska [31].

Neste trabalho, foi empregado o método dos volumes finitos, que é comum aos códigos de CFD bem estabelecidos, como CFX®, Fluent®, Phoenics® e Star-CD®.

De uma forma resumida, os algoritmos numéricos consistem das seguintes etapas:

- Integração das equações governantes do escoamento do fluido sobre todos os volumes de controle do domínio;
- Discretização – conversão das equações integrais resultantes em um sistema de equações algébricas;
- Solução das equações algébricas por um método iterativo.

O primeiro passo, a integração do volume de controle, distingue o método dos volumes finitos de todas as outras técnicas de *CFD*. As declarações resultantes expressam a (exata) conservação das propriedades relevantes para cada célula de tamanho finito. Esta relação clara entre o método numérico e os princípios da conservação física é uma das principais atrações do método dos volumes finitos e torna seu conceito muito mais simples de se entender por engenheiros do que os métodos de elementos finitos ou métodos espectrais.

A conservação de uma variável qualquer  $\phi$  do escoamento, por exemplo, uma componente da velocidade ou entalpia, através de um volume de controle pode ser expressa como um balanço entre vários processos que a levam a aumentar ou diminuir. Em outras palavras, temos:

$$\left( \begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{mudança de} \\ \phi \text{ no volume} \\ \text{de controle} \\ \text{com respeito} \\ \text{ao tempo} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Taxa líquida} \\ \text{de aumento} \\ \text{de } \phi \text{ devido} \\ \text{à convecção} \\ \text{no volume} \\ \text{de controle} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Taxa líquida} \\ \text{de aumento} \\ \text{de } \phi \text{ devido} \\ \text{à difusão no} \\ \text{volume de} \\ \text{controle} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Taxa líquida} \\ \text{de geração} \\ \text{de } \phi \text{ dentro} \\ \text{do volume} \\ \text{de controle} \end{array} \right)$$

Códigos de *CFD* contêm técnicas de discretização adequadas ao tratamento de problemas de transporte, convecção e difusão, assim como para termos fontes (associados à criação ou destruição de  $\phi$ ) e para a taxa de mudança em relação ao tempo. Os fenômenos físicos que estão por trás são complexos e não-lineares, logo uma abordagem iterativa para solução é necessária.

### **4.1.3 Pós-processamento**

Assim como no pré-processamento, uma grande quantidade de trabalho no desenvolvimento dos pós-processadores vem sendo realizada. Devido ao aumento da popularidade das estações de trabalho de engenharia, muitas das quais com marcante capacidade de processamento gráfico, os pacotes de *CFD* estão agora equipados com ferramentas versáteis de visualização de dados, como por exemplo, a visualização do domínio geométrico e malha, vetores, contornos e superfícies 2D e 3D, trajetória de partículas, etc. Também é possível a visualização dinâmica dos resultados através de animações. Essas ferramentas fornecem ao engenheiro uma capacidade de análise completa do fenômeno sendo modelado.

## Capítulo 5 – Metodologia

### 5.1 Descrição dos casos estudados

Inicialmente, com o objetivo de melhor entender o escoamento no interior do equipamento de medição, foram realizadas simulações monofásicas, as quais contemplaram o escoamento do gás seco. Estas foram validadas por meio dos dados experimentais apresentados na Tabela 5-1.

**Tabela 5-1. Casos analisados – Dados experimentais do gás seco.**

Vazão volumétrica [m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ]	Vazão mássica de gás na entrada [Kg s <sup>-1</sup> ]	Pressão de operação [Pa]	Queda de pressão experimental [bar]
200	1,055	1626470	0,051
300	1,580	1630050	0,115
400	2,081	1607884	0,203
500	2,656	1643612	0,325

A fim de validar a metodologia numérica de modelagem de medidor de vazão tipo placa de orifício para medição de gás úmido, os resultados obtidos via CFD foram comparados com dados experimentais obtidos no laboratório *National Engineering Laboratory* (NEL), os quais relacionam a queda de pressão para diversas vazões de gás e diversos valores do parâmetro de Lockhart-Martinelli ( $X_{LM}$ ). Estes dados experimentais são mostrados nas Tabelas 5-2 a 5-5.

Diante disso, o presente trabalho foi dividido em duas etapas, sendo a primeira referente ao escoamento de gás seco e a segunda referente ao escoamento de gás úmido. Na 1ª etapa deste projeto foram realizados testes de convergência de malha e análises de leis de parede para o modelo de turbulência k- $\epsilon$  *Realizable*. Nesta etapa foram avaliadas quatro vazões de gás (200, 300, 400 e 500 [m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>]).

Na 2ª etapa foi avaliado o escoamento de gás úmido para as quatro vazões de gás já analisadas na etapa monofásica, para frações crescentes de líquido (referentes aos

parâmetros  $X_{LM}$  de 0,01; 0,025; 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25 e 0,30) e uma pressão de 15 bar. As Tabelas 5-1 a 5-5 resumem as condições experimentais avaliadas e os respectivos valores de queda de carga obtidos experimentalmente, parâmetro que foi utilizado para comparação com os resultados numéricos.

**Tabela 5-2. Casos analisados – Dados experimentais do gás úmido para vazão de  $200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ .**

<b>Vazão volumétrica [<math>\text{m}^3 \text{ h}^{-1}</math>]</b>	<b><math>X_{LM}</math></b>	<b>Vazão mássica de gás na entrada [<math>\text{Kg s}^{-1}</math>]</b>	<b>Vazão mássica de líquido na entrada [<math>\text{Kg s}^{-1}</math>]</b>	<b>Pressão de operação [Pa]</b>	<b>Queda de pressão experimental [bar]</b>
200	0,010	1,055	0,068	1625971	0,051
200	0,025	1,054	0,170	1626873	0,054
200	0,050	1,054	0,340	1627848	0,058
200	0,100	1,058	0,677	1629326	0,065
200	0,150	1,056	1,016	1630899	0,073
200	0,200	1,059	1,359	1632186	0,081
200	0,250	1,060	1,697	1632273	0,086
200	0,300	1,061	2,042	1633599	0,094

**Tabela 5-3. Casos analisados – Dados experimentais do gás úmido para vazão de 300 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.**

Vazão volumétrica [m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ]	X <sub>LM</sub>	Vazão mássica de gás na entrada [Kg s <sup>-1</sup> ]	Vazão mássica de líquido na entrada [Kg s <sup>-1</sup> ]	Pressão de operação [Pa]	Queda de pressão experimental [bar]
300	0,010	1,584	0,102	1630605	0,115
300	0,025	1,587	0,255	1632287	0,121
300	0,050	1,583	0,508	1633807	0,128
300	0,100	1,590	1,017	1636558	0,146
300	0,150	1,593	1,530	1638583	0,162
300	0,200	1,594	2,040	1641177	0,180
300	0,250	1,598	2,551	1643488	0,200
300	0,300	1,602	3,061	1645562	0,221

**Tabela 5-4. Casos analisados – Dados experimentais do gás úmido para vazão de 400 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.**

Vazão volumétrica [m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ]	X <sub>LM</sub>	Vazão mássica de gás na entrada [Kg s <sup>-1</sup> ]	Vazão mássica de líquido na entrada [Kg s <sup>-1</sup> ]	Pressão de operação [Pa]	Queda de pressão experimental [bar]
400	0,010	2,119	0,136	1637431	0,204
400	0,025	2,125	0,340	1639741	0,215
400	0,050	2,126	0,678	1642095	0,231
400	0,100	2,135	1,358	1647649	0,265
400	0,150	2,142	2,040	1651426	0,302
400	0,200	2,146	2,722	1655148	0,340
400	0,250	2,150	3,403	1659757	0,378
400	0,300	2,157	4,078	1664755	0,418

**Tabela 5-5. Casos analisados – Dados experimentais do gás úmido para vazão de 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.**

Vazão volumétrica [m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ]	X <sub>LM</sub>	Vazão mássica de gás na entrada [Kg s <sup>-1</sup> ]	Vazão mássica de líquido na entrada [Kg s <sup>-1</sup> ]	Pressão de operação [Pa]	Queda de pressão experimental [bar]
500	0,010	2,665	0,170	1646259	0,324
500	0,025	2,670	0,424	1649613	0,343
500	0,050	2,674	0,847	1653414	0,369
500	0,100	2,688	1,698	1660486	0,429
500	0,150	2,697	2,548	1667491	0,490
500	0,200	2,716	3,399	1676078	0,553
500	0,250	2,720	4,242	1681452	0,613
500	0,300	2,717	5,077	1688704	0,671

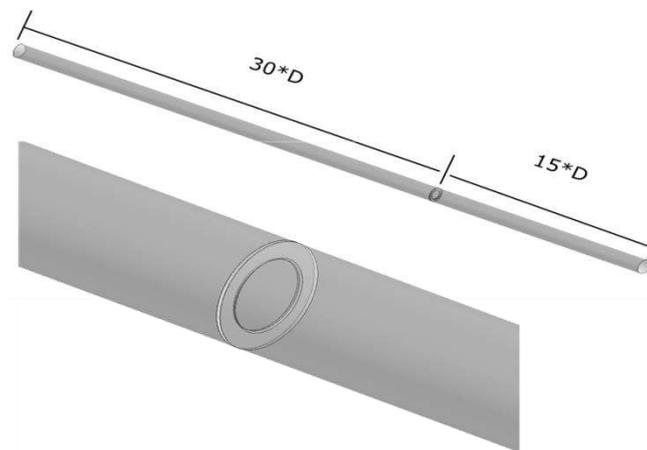
## 5.2 Domínio geométrico

A geometria do medidor de vazão foi construída de acordo com as dimensões gerais estabelecidas nas normas ISO 5167-2 e N-2279 [14], conforme apresentado na Tabela 5-6. O software utilizado para geração da geometria foi o ANSYS DesignModeler® 14.0.

A Figura 5-1 apresenta o domínio de cálculo simulado, o qual representa um domínio tridimensional e a Figura 5-2 apresenta um maior detalhamento da geometria. O diâmetro interno da tubulação é de 102,3 mm (4"). Esse domínio foi estendido em 30 vezes o diâmetro interno à montante da placa de orifício e a 15 vezes à jusante, que se mostrou suficiente para permitir o desenvolvimento do escoamento.

**Tabela 5-6. Dimensões da geometria do medidor de vazão tipo placa de orifício.**

<b>Parâmetro</b>	<b>Dimensão</b>
Espessura da placa, W	3,18 mm
Espessura do orifício, T	1,58 mm
Ângulo do chanfro, F	45 °
Diâmetro interno da tubulação, D	102,3 mm
Diâmetro do orifício, d	67,5 mm
Relação de diâmetro equivalente, $\beta$	0,6598



**Figura 5-1. Características geométricas do medidor de vazão tipo placa de orifício.**

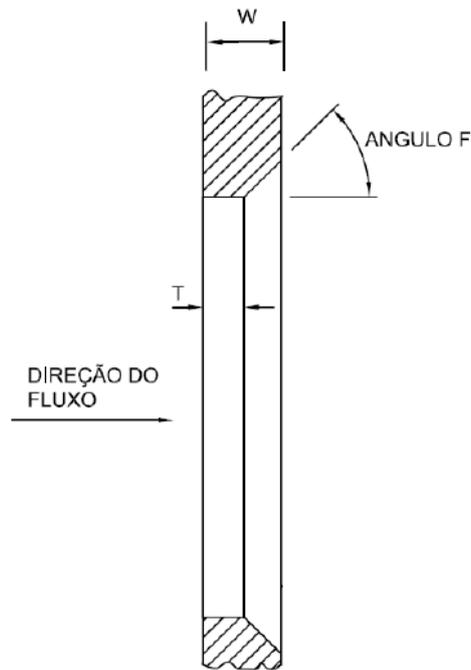


Figura 5-2. Detalhamento da placa de orifício (Dimensões da Tabela 5-6).

### 5.3 Malha computacional

Numericamente, as formas encontradas de se calcular um escoamento dependem de uma discretização do espaço em pequenos domínios, que podem ser volumes ou pontos (nós). A maioria dos códigos comerciais de CFD utiliza o método dos volumes finitos e, portanto, resolve as equações em sua forma integral para inúmeros volumes de controle que compõem o domínio computacional.

Nesse sentido, a malha computacional, gerada utilizando o software ICEM CFD 14.0, foi construída a partir apenas de elementos hexaédricos. Optou-se por uma malha hexaédrica devido às vantagens atreladas a este tipo de malha, tais como possuir as faces dos elementos alinhadas com as direções do escoamento, o que diminui erros numéricos. Além disso, o uso de malhas hexaédricas também diminui o número total de elementos para um mesmo tamanho característico de malha em comparação à malha tetraédrica.

Foi realizado um estudo de convergência em malha, no qual foram comparadas malhas de diferentes tamanhos, como apresentado na Tabela 5-7. Essas malhas foram refinadas próximo às paredes devido aos elevados gradientes que se estabelecem nestas regiões

devido à camada limite. Nesse sentido, houve uma grande preocupação quanto à distância do primeiro elemento até à parede.

**Tabela 5-7. Número de elementos e qualidade ortogonal das malhas utilizadas na convergência em malha.**

Malha	Nº de elementos (milhões)	Qualidade ortogonal
1	0,5	0,60
2	1,0	0,65
3	1,5	0,65

Vale ressaltar que uma malha computacional de boa qualidade é extremamente importante para uma simulação de CFD, uma vez que se trabalha com um método numérico de solução e objetiva-se obter um resultado final que seja independente da malha adotada. Nesse sentido, na Tabela 5-7 também é possível observar a qualidade ortogonal de cada malha utilizada, que é um critério de qualidade que varia de 0 a 1 e quanto mais próximo de 0 menor é a qualidade da malha. A qualidade ortogonal para uma célula é calculada como o mínimo entre as seguintes quantidades (Equações (51) e (52)) calculadas para cada uma das faces  $i$ :

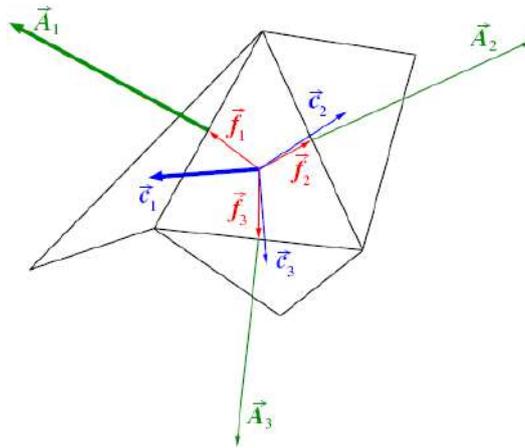
$$\frac{\vec{A}_i \vec{f}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|} \quad (51)$$

onde  $\vec{A}_i$  é o vetor normal à face e  $\vec{f}_i$  é o vetor que parte do centroide da célula para o centroide da face.

$$\frac{\vec{A}_i \vec{c}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{c}_i|} \quad (52)$$

onde  $c_i$  é o vetor que parte do centroide da célula para o centroide da célula adjacente, que compartilha a mesma face.

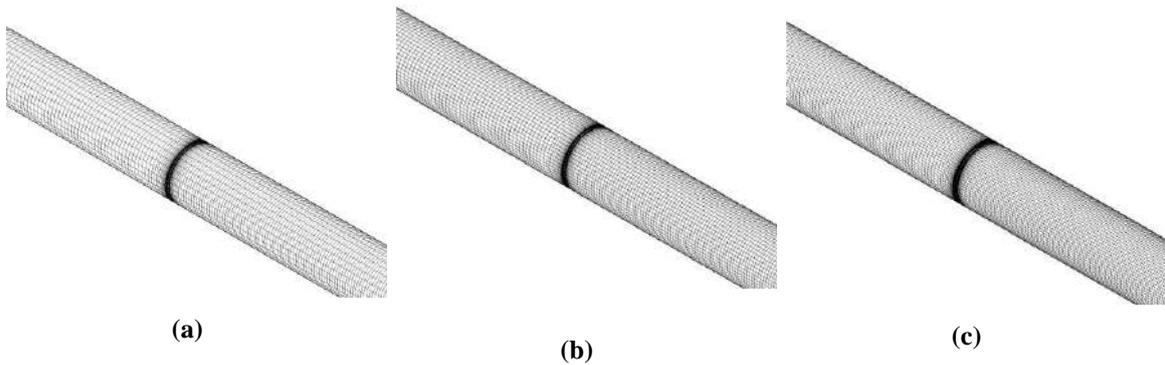
A Figura 5-3 ilustra os vetores usados para determinar a qualidade ortogonal de cada célula.



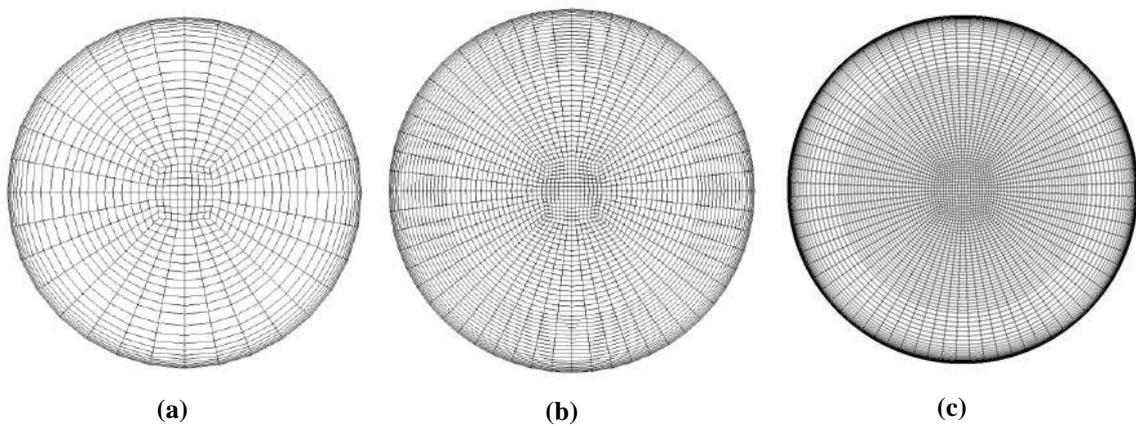
**Figura 5-3. Vetores usados para computar a qualidade ortogonal para cada célula.**

Fonte: Retirado de ANSYS Fluent Theory Guide [26].

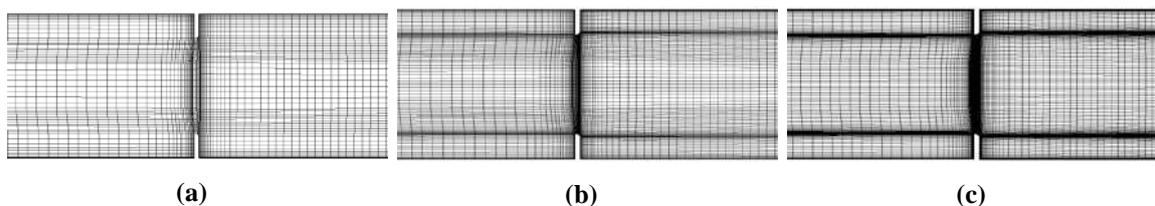
Alguns detalhes das malhas utilizadas nas simulações podem ser visualizados nas Figura 5-4, Figura 5-5 e Figura 5-6.



**Figura 5-4. Detalhes das malhas nas regiões de parede – (a) Malha 01, (b) Malha 02 e (c) Malha 03.**



**Figura 5-5. Detalhes das malhas nas seções de entrada – (a) Malha 01, (b) Malha 02 e (c) Malha 03.**



**Figura 5-6. Detalhes das malhas na região do orifício – (a) Malha 01, (b) Malha 02 e (c) Malha 03.**

## 5.4 Procedimento numérico

Para a solução numérica das equações de transporte foi utilizado o *software* de simulação ANSYS Fluent® 14.0, o qual resolve as equações de transporte (conservação de massa, quantidade de movimento, espécies, etc) através do método de volumes finitos [26].

Nesse método de resolução numérica, a pressão e a velocidade são armazenadas nos centros das células. Assim, é preciso um esquema de interpolação para o cálculo dos valores dessas variáveis nas faces dos volumes de controle a fim de se calcular os termos convectivos. Esquemas de discretização espacial de segunda ordem (*Second Order Upwind*) foram selecionados para os termos convectivos das equações de *momentum*, energia cinética turbulenta e taxa de dissipação turbulenta de energia. O esquema escolhido para o acoplamento pressão-velocidade foi o algoritmo SIMPLE, que usa uma relação entre a velocidade e as correções da pressão para impor a conservação da massa e obter o campo de pressão. Para a avaliação dos gradientes foi utilizado o método *Green-Gauss Node Based*.

Em uma primeira etapa do projeto o escoamento foi considerado monofásico (escoamento apenas de gás) e as simulações foram rodadas em regime estacionário, considerando a hipótese de gás ideal, desta forma a equação da energia também foi resolvida.

Na etapa seguinte do projeto, o escoamento foi considerado bifásico (escoamento de gás e líquido) e as simulações foram rodadas de forma transiente, acompanhando-se o escoamento ao longo do tempo de simulação, até que o regime estacionário fosse atingido. O passo de tempo utilizado para as simulações foi da ordem de  $2,5 \times 10^{-4}$  s e o critério de convergência adotado foi de resíduo máximo inferior a  $10^{-4}$ .

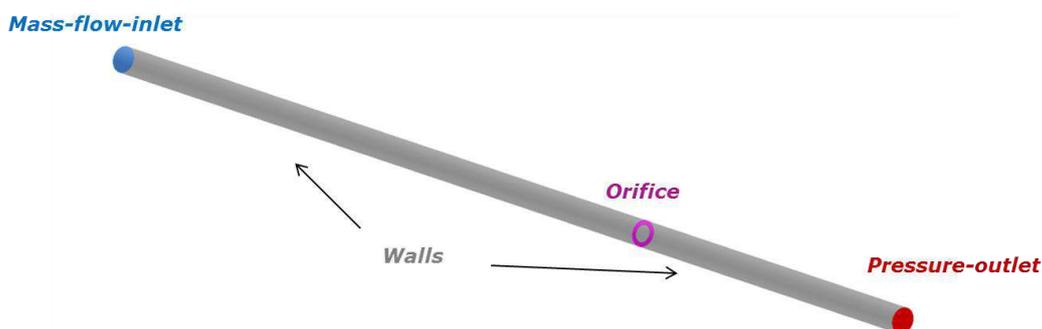
Para simular o escoamento de gás úmido no interior da placa de orifício foi utilizada a abordagem Euleriana, na qual as equações de transporte de quantidade de movimento e continuidade são resolvidas para cada uma das fases, enquanto que o campo de pressão é compartilhado.

A fase gasosa (nitrogênio) foi considerada como a fase contínua (fase primária), enquanto que a fase líquida (querosene) foi considerada dispersa (fase secundária). Vale ressaltar que é fundamental para a modelagem multifásica a prescrição de um diâmetro de gota para fase dispersa. Nesse sentido, foi necessário realizar um estudo para a definição do diâmetro das gotas, que será mais bem detalhado na Seção 6.4.

Para modelar a interação entre as fases foi prescrito um coeficiente de arrasto simétrico, recomendado para escoamentos onde a fase secundária em uma região pode se tornar a fase primária em outra região [26].

As condições de contorno prescritas estão descritas a seguir, de acordo com a Figura 5-7:

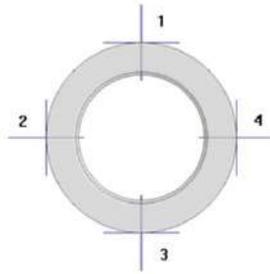
- *Mass-flow-inlet*: Vazão mássica de ambas as fases prescrita na entrada, de acordo com o caso em estudo (Seção 5.1) e intensidade turbulenta de 5%;
- *Pressure-outlet*: Pressão relativa igual a zero prescrita na saída do domínio e intensidade turbulenta de 5%;
- *Orifice wall* e *walls*: Paredes com condição de não-deslizamento.



**Figura 5-7. Condições de contorno empregadas nas simulações.**

## 5.5 Pós-processamento

As medidas de pressão nas simulações foram realizadas a 1 in à montante e 1 in à jusante da placa de orifício, em quatro pontos igualmente espaçados distribuídos radialmente, como pode ser observado na Figura 5-8. Em seguida essa queda de pressão foi comparada com o valor experimental e o desvio relativo foi calculado pela Equação (53).



**Figura 5-8. Pontos de medição de pressão.**

$$\epsilon[\%] = \frac{|\text{valor experimental} - \text{valor numérico}|}{\text{valor experimental}} * 100 \quad (53)$$

## Capítulo 6 – Resultados e Discussão

Neste Capítulo, apresenta-se a análise dos resultados obtidos numericamente para o escoamento de gás úmido em placa de orifício. O Capítulo foi dividido em seis subseções. Na Seção 6.1 é feita uma análise de convergência em malha para a condição operacional de vazão mais alta, para o caso de escoamento monofásico. Na Seção 6.2 é realizada uma análise das funções de parede disponíveis na interface do FLUENT para o modelo de turbulência  $k-\varepsilon$  *Realizable*, bem como uma comparação com dados experimentais de gás seco. Na Seção 6.3, diferentes vazões volumétricas de gás seco são analisadas e comparadas com dados experimentais. A Seção 6.4 apresenta uma análise de diferentes diâmetros de gota, de forma a determinar o valor mais adequado deste parâmetro a ser utilizado nas simulações multifásicas. Na Seção 6.5 são apresentados os resultados para as quatro vazões de gás e as diferentes frações de líquido, bem como uma comparação com dados experimentais de gás úmido. Na Seção 6.6 uma análise comparativa de *Over-Reading* com dados experimentais e correlações empíricas é feita.

### 6.1 Convergência de malha

Para se garantir que os resultados obtidos nas simulações sejam independentes da malha utilizada, foram realizadas variações nos números de elementos das malhas até que se encontrasse a distribuição adequada para as simulações sem aumento excessivo de tempo computacional.

A Tabela 6-1 apresenta os resultados de convergência de malha, realizado em simulações monofásicas com a condição operacional de maior vazão ( $500 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ ), utilizando a função de parede *Enhanced Wall Treatment (EWT)* do modelo de turbulência  $k$ -epsilon *Realizable*. Estes resultados estão sendo comparados com o valor experimental de queda de pressão igual a 0,325 bar. O desvio relativo foi computado, de acordo com a Equação (53) e é mostrado na Tabela 6-1. Já a Figura 6-1 apresenta estes resultados em forma de gráficos de queda de pressão versus número de elementos da malha, onde a linha vermelha tracejada representa o valor experimental.

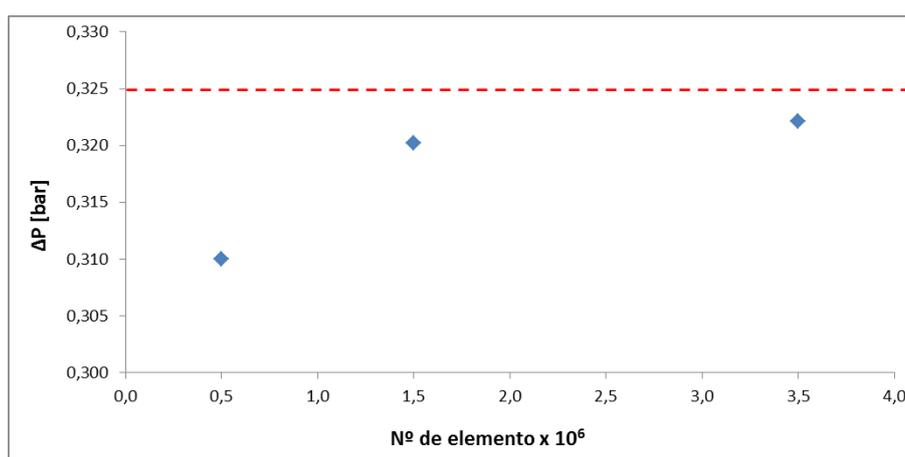
Ainda na Tabela 6-1 podemos visualizar os valores médios de  $y^+$  obtidos em tais simulações. Estes valores foram calculados como sendo uma média em todas as paredes

do domínio. Estes valores de  $y^+$  mostram que os primeiros centroides das três malhas analisadas encontram-se fora da subcamada viscosa e, portanto, a função de parede *Standard* está sendo utilizada para o tratamento próximo à parede. Dessa forma, todas as malhas estão adequadas ao modelo de turbulência utilizado.

É possível observar a convergência dos resultados de queda de pressão para o valor experimental, pois ao passar da malha 01 para a malha 02 observa-se uma queda de 3,2% no desvio relativo, ao passo que ao se passar da malha 02 para a malha 03, esta queda é de apenas 0,5%. Portanto, a malha 02 foi escolhida para a realização das simulações, pois a queda de 0,5% no desvio relativo não justificaria o aumento do custo computacional atrelado ao uso da malha 03, que apresenta 50% a mais de elementos que a malha 02.

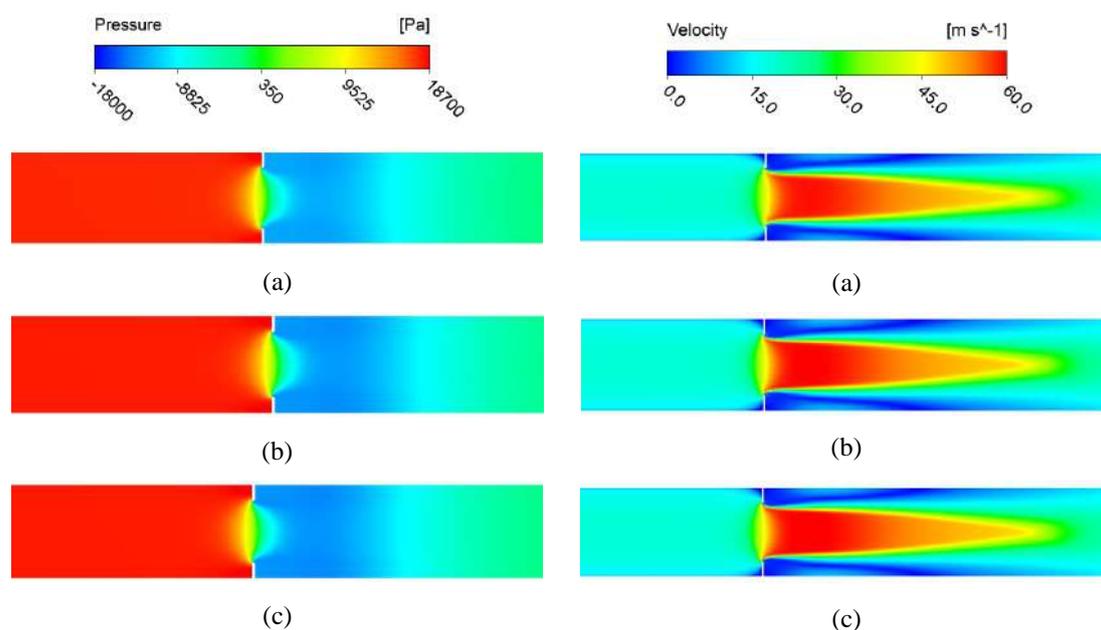
**Tabela 6-1. Resultados de convergência de malha (queda de pressão experimental de 0,325 bar)**

Malha	Nº de elementos (milhões)	$\Delta P$ [bar]	$\epsilon$ [%]	$y^+$ médio
01	0,5	0,310	4,7	98,07
02	1,0	0,320	1,5	78,82
03	1,5	0,322	1,0	10,00



**Figura 6-1. Convergência em malha em termos de queda de pressão.**

A seguir, apenas a título de ilustração, são apresentados perfis de pressão e velocidade (Figura 6-2), para as três malhas analisadas em um plano longitudinal que corta o domínio no centro. Como pode ser visto, qualitativamente, os perfis praticamente não se alteram de uma malha para a outra.



**Figura 6-2. Perfis de pressão (esquerda) e velocidade (direita): (a) Malha 01, (b) Malha 02 e (c) Malha 03.**

A partir dos resultados apresentados para a análise de convergência de malha, este trabalho utilizou a malha de número 02, que apresenta em torno de 1,5 milhões de elementos.

## **6.2 Verificação das funções de parede para o modelo de turbulência k- $\epsilon$ *Realizable* e comparação com dados experimentais**

Esta seção apresenta uma comparação entre as funções de parede *Standard*, *Scalable*, *Non-equilibrium* e *Enhanced Wall Treatment (EWT)*. A Tabela 6-2 mostra os resultados de queda de pressão obtidos nas simulações para as quatro diferentes funções de parede, comparativamente com o valor experimental de 0,325 bar, para a condição de escoamento monofásico e vazão de  $500 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ .

Todas as funções de parede analisadas foram capazes de prever com acurácia a queda de pressão em uma placa de orifício para um escoamento monofásico, apresentando erros inferiores a 1,5% em relação ao valor experimental. Portanto, a função *EWT* foi escolhida entre as avaliadas devido à sua independência em relação ao tamanho de malha nas regiões próximas às paredes. Esta função de parede possui uma boa acurácia para malhas refinadas próximo às paredes ( $y^+$  próximo de 1) e faz uso da função *Standard* quando a distância do primeiro elemento até a parede é grande o suficiente para o primeiro centróide se localizar fora da subcamada viscosa.

**Tabela 6-2. Resultados – comparação entre as funções de parede (queda de pressão experimental de 0,325 bar)**

<b>Função de parede</b>	<b><math>\Delta P</math> [bar ]</b>	<b><math>\epsilon</math> [%]</b>	<b><math>y^+</math> médio</b>
<i>Standard</i>	0,321	1,2	76,59
<i>Scalable</i>	0,323	1,2	77,20
<i>Non-Equilibrium</i>	0,321	1,3	79,23
<i>EWT</i>	0,320	1,5	78,82

### **6.3 Análise de diferentes vazões volumétricas de gás seco e comparação com dados experimentais**

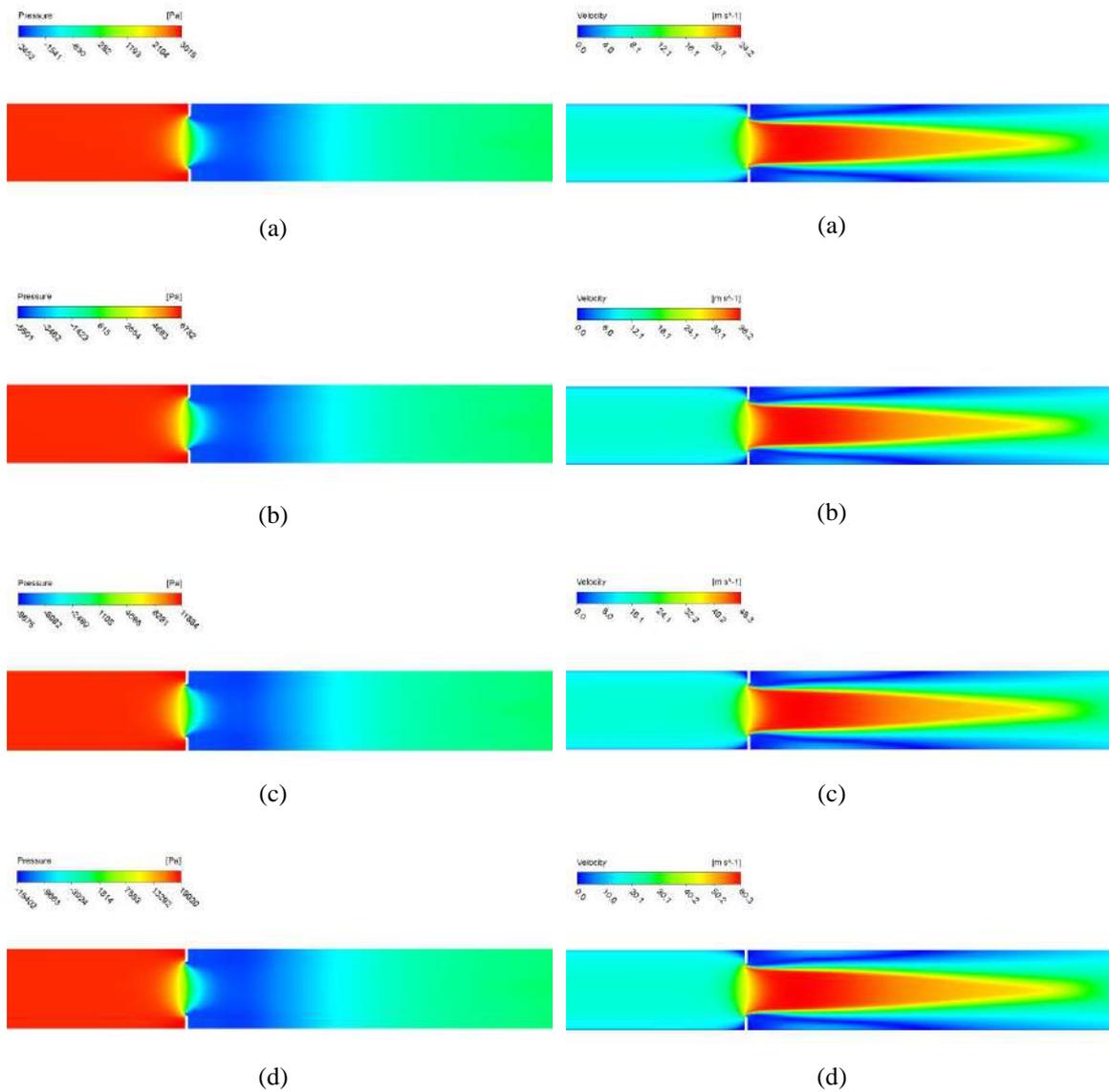
A Tabela 6-3 apresenta os resultados de queda de pressão obtidos nas simulações para as quatro diferentes vazões de gás seco (200, 300, 400 e 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>), comparativamente com o valor experimental para cada uma dessas condições. Estas simulações foram realizadas utilizando a malha de número 02 e a função de parede *Enhanced Wall Treatment*, conforme determinado nas seções 6.1 e 6.2, respectivamente.

Verifica-se que, para todos os casos analisados, os desvios relativos obtidos foram de no máximo 1,5%, sendo o caso de 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup> o que apresentou o maior erro, validando a metodologia adotada para as simulações.

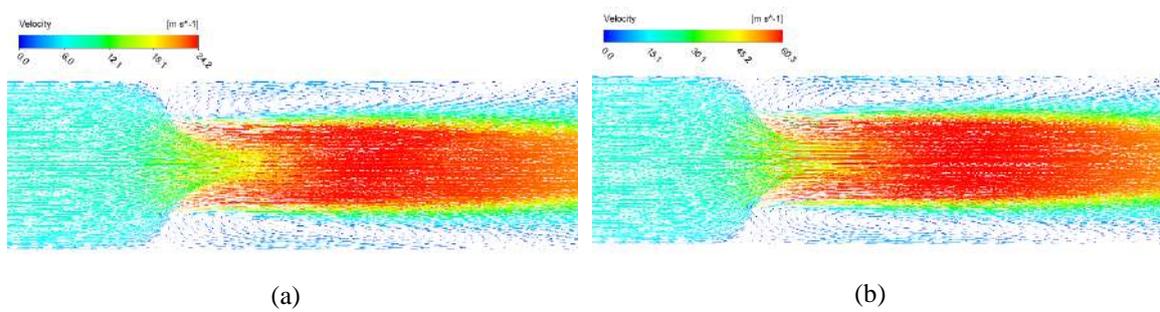
**Tabela 6-3. Comparação entre as quedas de pressão experimentais e simuladas para diferentes vazões volumétricas de gás – simulações monofásicas**

Vazão [m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ]	$\Delta P$ Experimental [bar ]	$\Delta P$ Numérico [bar ]	$\epsilon$ [%]
200	0,051	0,051	0,7
300	0,115	0,114	0,9
400	0,203	0,200	1,1
500	0,325	0,320	1,5

A Figura 6-3 apresenta os perfis de pressão e velocidade na região da placa de orifício, para as quatro vazões de gás seco estudadas. Pelos perfis de pressão, nota-se a perda de energia logo após a passagem do fluxo pela placa de orifício. Já os perfis de velocidade mostram a aceleração do gás ao passar pela placa. Nota-se também a formação de uma zona de recirculação à jusante da placa de orifício, conforme ilustrado na Figura 6-4, para a menor e maior vazão de gás analisada. Diante disso, todas as características esperadas para o escoamento em placa de orifício foram observadas nas simulações numéricas empregando a metodologia desenvolvida neste trabalho.

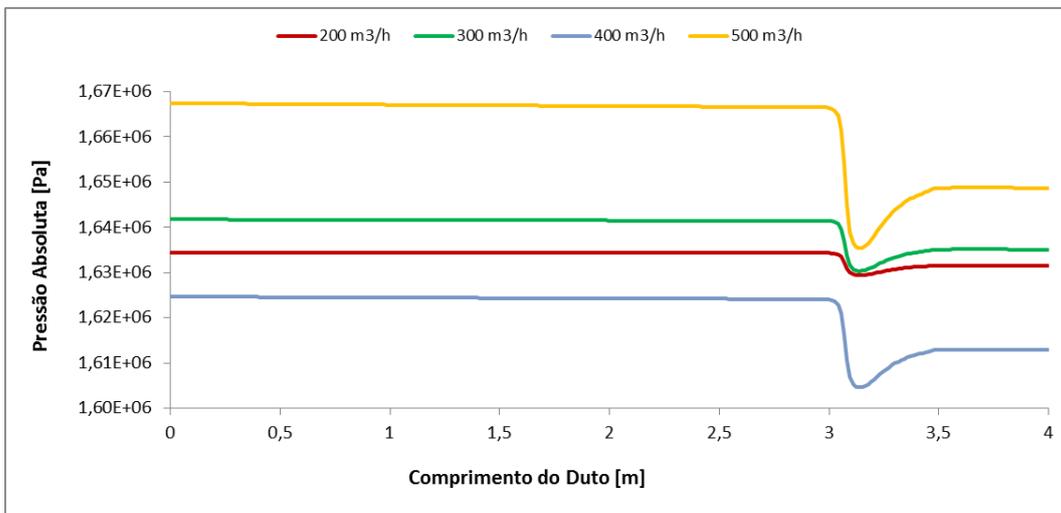


**Figura 6-3.** Perfis de pressão (esquerda) e velocidade (direita): (a) vazão de 200 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>, (b) vazão de 300 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>, (c) vazão de 400 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup> e (d) vazão de 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

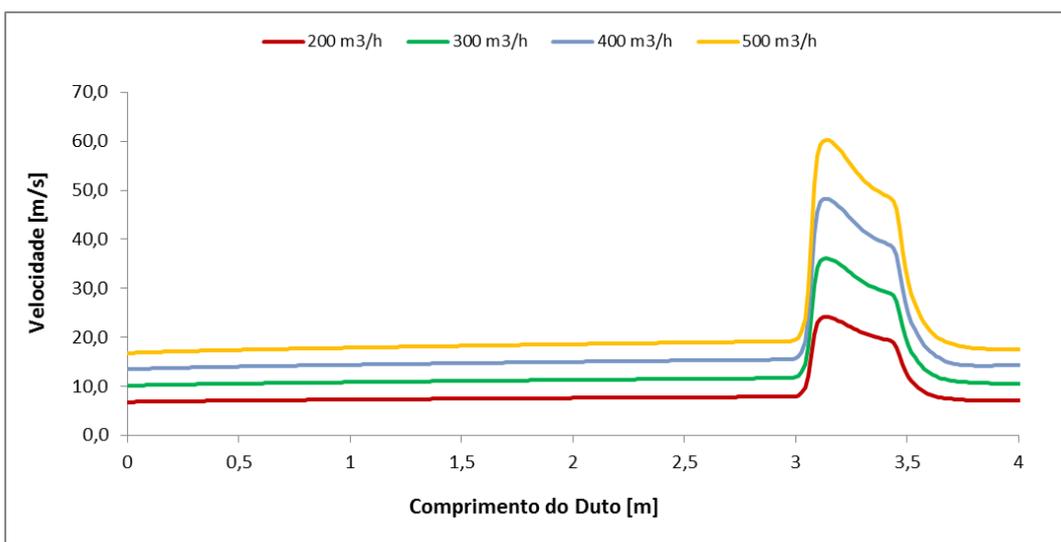


**Figura 6-4.** Vetores de velocidade: (a) vazão de 200 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>, (b) vazão de 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

Na Figura 6-5 e Figura 6-6 são apresentados os perfis de pressão e velocidade, respectivamente, os quais foram calculados na linha central passando por toda a extensão do domínio, para as quatro vazões de gás estudadas. Destaca-se que cada uma das simulações tem uma diferente pressão de operação, as quais podem ser vistas na Tabela 5-1. Por este motivo o perfil de pressão absoluta ao longo do comprimento inicia-se num diferente ponto em cada um dos casos. Estes perfis estão coerentes e de acordo com o esperado pelos perfis vistos na literatura.

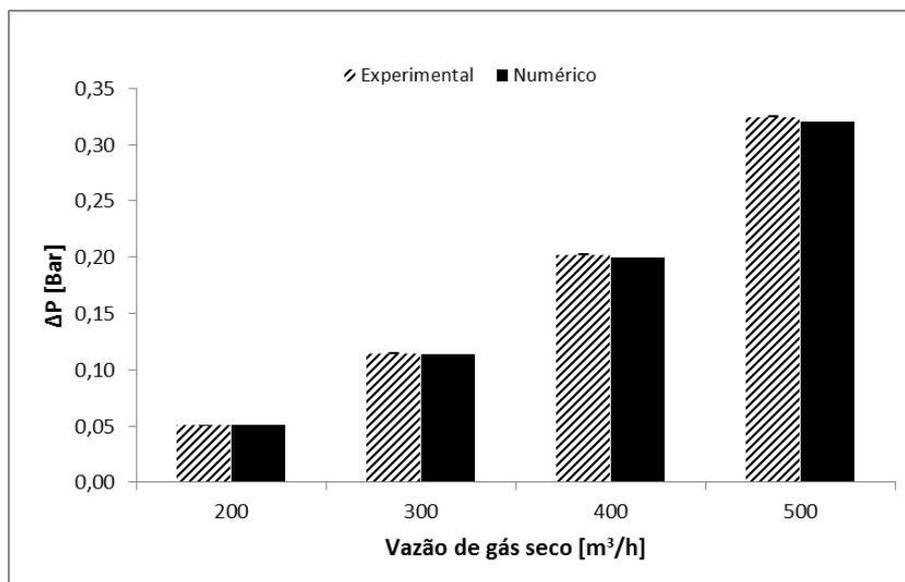


**Figura 6-5. Pressão na linha central passando por toda a extensão do domínio para as quatro vazões de gás analisadas.**



**Figura 6-6. Velocidade na linha central passando por toda a extensão do domínio para as quatro vazões de gás analisadas.**

A Figura 6-7 apresenta uma comparação entre os dados experimentais e o resultado numérico obtido neste trabalho para as quatro vazões de gás seco estudadas mostrando a concordância dos resultados obtidos. Dessa forma, a metodologia de simulação mostrou-se válida e esta foi utilizada na segunda etapa deste trabalho, a qual contempla a simulação do escoamento de gás úmido em placa de orifício.



**Figura 6-7. Comparação da queda de pressão obtida numericamente com os resultados experimentais para as quatro vazões de gás analisadas.**

#### **6.4 Determinação de diâmetro de gota**

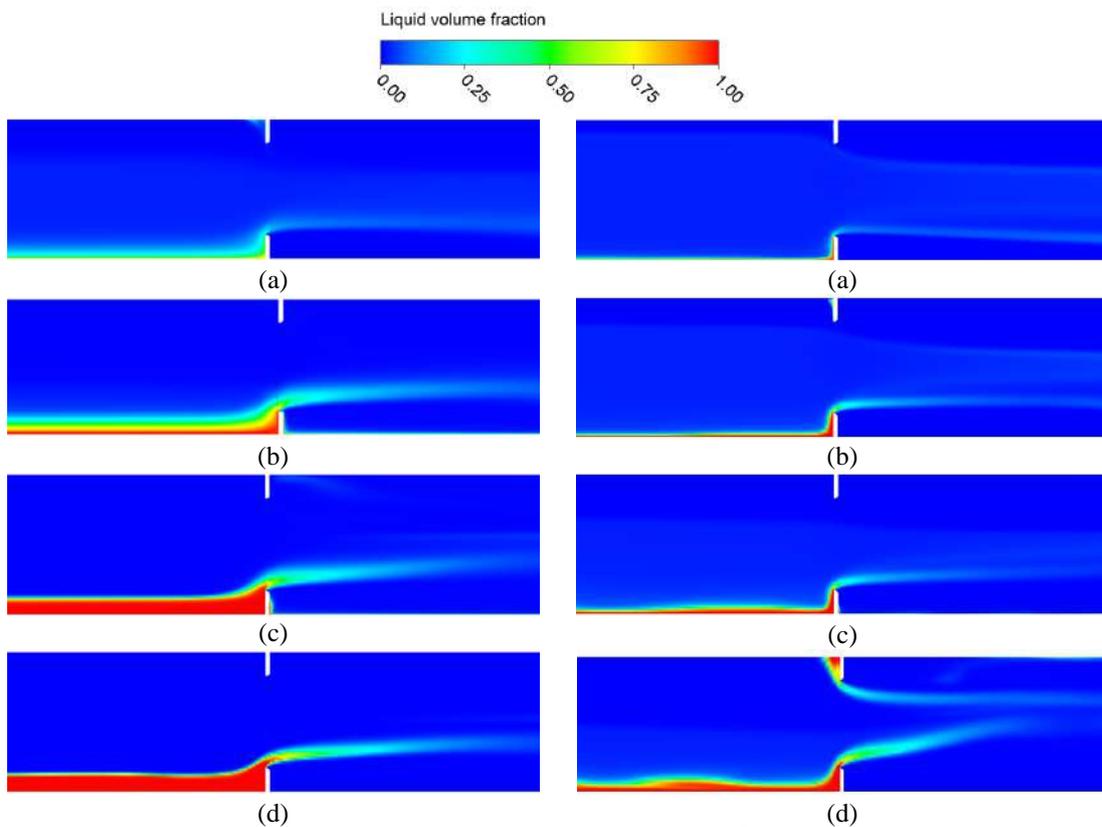
A área interfacial (obtido diretamente através do diâmetro da gota) é um parâmetro de extrema importância em simulações multifásicas, uma vez que esta está diretamente relacionado com a transferência de *momentum* entre as fases. Diante disso, análises de sensibilidade foram realizadas, de forma a identificar o diâmetro de gota que melhor reproduz os dados experimentais para os casos de vazão volumétrica iguais a 200 e 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup> e parâmetro  $X_{LM}$  de 0,15.

Foram avaliados quatro valores de diâmetro de gota para cada uma das duas vazões volumétricas, sendo eles: 100, 250, 500 e 1000 μm. Os resultados obtidos para cada um dos diâmetros foram comparados com resultados experimentais de queda de pressão e podem ser visualizados na Tabela 6-4.

A Figura 6-8 apresenta a fração volumétrica de líquido na região da placa de orifício para os quatro diâmetros. Observa-se que, com o aumento do diâmetro das gotas, a concentração de líquido na parte inferior da tubulação também aumenta devido às forças gravitacionais.

**Tabela 6-4. Influência do diâmetro de gota na queda de pressão simulada e sua comparação com os resultados experimentais**

Diâmetro [ $\mu\text{m}$ ]	Vazão = $200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ e $X_{LM} = 0,15$			Vazão = $500 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ e $X_{LM} = 0,15$		
	$\Delta P$ Experimental [bar]	$\Delta P$ Numérico [bar]	$\epsilon$ [%]	$\Delta P$ Experimental [bar]	$\Delta P$ Numérico [bar]	$\epsilon$ [%]
100	0,073	0,078	7,9	0,490	0,482	1,7
250	0,073	0,077	5,3	0,490	0,480	2,0
500	0,073	0,072	1,6	0,490	0,467	4,7
1000	0,073	0,065	10,0	0,490	0,455	7,2



**Figura 6-8. Fração volumétrica de líquido – vazão de gás  $200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  (esquerda) e vazão de gás  $500 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  (direita): (a)  $100 \mu\text{m}$ , (b)  $250 \mu\text{m}$ , (c)  $500 \mu\text{m}$  e (d)  $1000 \mu\text{m}$ .**

Diante dos resultados apresentados acima para os quatro diâmetros de gota avaliados, pôde-se constatar que o diâmetro de 500  $\mu\text{m}$  foi o que melhor se ajustou aos dados experimentais referentes à vazão de 200  $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$ , ao passo que no caso da vazão de 500  $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$ , o diâmetro que apresentou menor desvio relativo em relação aos dados experimentais foi o de 100  $\mu\text{m}$ . Analisando as duas escolhas possíveis: ao adotar o diâmetro de 100  $\mu\text{m}$  os desvios relativos são de 7,9 e 1,7% para as vazões de 200 e 500  $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$ , respectivamente; enquanto que, ao adotar o diâmetro de 500  $\mu\text{m}$  tem-se desvios relativos de 1,6 e 4,7% para as vazões de 200 e 500  $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$ , respectivamente. Diante destes dois cenários, optou-se pela escolha do diâmetro de 500  $\mu\text{m}$ , pois este leva a menos de 5% de desvios relativos para ambas as vazões. Dessa forma, este diâmetro de gota foi adotado nas simulações seguintes.

## **6.5 Resultados das simulações de gás úmido e comparação com dados experimentais**

Nesta seção são apresentadas as comparações realizadas para as quatro diferentes vazões de gás (200, 300, 400 e 500  $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$ ) e oito concentrações diferentes de líquido, representadas pelo parâmetro de Lockhart-Martinelli ( $X_{LM} = 0,01; 0,025; 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3$ ). Conforme definido na Seção 6.4, todas as simulações foram rodadas com o diâmetro de gota da fase dispersa de 500  $\mu\text{m}$  e as análises foram focadas em distribuição das fases, perfis de pressão, perfis de velocidade e análise de desvios relativos entre os resultados numéricos.

Os resultados obtidos nas simulações das diversas condições operacionais avaliadas neste projeto foram comparados com resultados experimentais de queda de pressão e podem ser visualizados nas Tabelas 6-5 a 6-8. Já a Figura 6-9 apresenta esta comparação de forma gráfica, indicando a boa concordância dos resultados obtidos, os quais apresentaram desvios relativos abaixo de 5%, sendo a maioria deles em torno de 2%. Além disso, pode ser observado que baixas frações volumétricas de líquido (menores valores de  $X_{LM}$ ) não afetam, significativamente, a queda de pressão do sistema, se assemelhando ao caso monofásico. Porém, à medida que  $X_{LM}$  aumenta, a queda de pressão na placa de orifício aumenta significativamente.

**Tabela 6-5. Comparação entre a queda de pressão simulada e a experimental para diferentes concentrações de líquido no escoamento de gás úmido em placa de orifício para vazão de 200 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.**

$X_{LM}$	Fração volumétrica de líquido	$\Delta P$ Experimental [bar]	$\Delta P$ Numérico [bar]	$\epsilon$ [%]
0,010	0,15	0,051	0,051	0,3
0,025	0,38	0,054	0,053	1,6
0,050	0,75	0,058	0,056	2,1
0,100	1,48	0,065	0,063	3,7
0,150	2,22	0,073	0,070	3,1
0,200	2,94	0,081	0,078	3,4
0,250	3,64	0,086	0,083	3,7
0,300	4,35	0,094	0,091	2,8

**Tabela 6-6. Comparação entre a queda de pressão simulada e a experimental para diferentes concentrações de líquido no escoamento de gás úmido em placa de orifício para vazão de 300 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.**

$X_{LM}$	Fração volumétrica de líquido	$\Delta P$ Experimental [bar]	$\Delta P$ Numérico [bar]	$\epsilon$ [%]
0,010	0,15	0,115	0,117	1,6
0,025	0,38	0,121	0,121	0,5
0,050	0,75	0,128	0,129	0,9
0,100	1,49	0,146	0,144	1,3
0,150	2,22	0,162	0,166	2,3
0,200	2,95	0,180	0,183	1,5
0,250	3,65	0,200	0,199	0,3
0,300	4,35	0,221	0,221	0,2

**Tabela 6-7. Comparação entre a queda de pressão simulada e a experimental para diferentes concentrações de líquido no escoamento de gás úmido em placa de orifício para vazão de 400 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.**

$X_{LM}$	Fração volumétrica de líquido	$\Delta P$ Experimental [bar]	$\Delta P$ Numérico [bar]	$\epsilon$ [%]
0,010	0,15	0,204	0,202	1,1
0,025	0,38	0,215	0,218	1,3
0,050	0,75	0,231	0,236	2,3
0,100	1,49	0,265	0,269	1,8
0,150	2,22	0,302	0,309	2,3
0,200	2,94	0,340	0,337	0,9
0,250	3,66	0,378	0,371	1,9
0,300	4,35	0,418	0,409	2,2

**Tabela 6-8. Comparação entre a queda de pressão simulada e a experimental para diferentes concentrações de líquido no escoamento de gás úmido em placa de orifício para vazão de 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.**

$X_{LM}$	Fração volumétrica de líquido	$\Delta P$ Experimental [bar]	$\Delta P$ Numérico [bar]	$\epsilon$ [%]
0,010	0,15	0,324	0,322	0,5
0,025	0,38	0,343	0,340	0,8
0,050	0,75	0,369	0,358	3,0
0,100	1,49	0,429	0,426	0,9
0,150	2,23	0,490	0,467	4,8
0,200	2,94	0,553	0,536	3,0
0,250	3,65	0,613	0,600	2,1
0,300	4,36	0,671	0,638	4,9

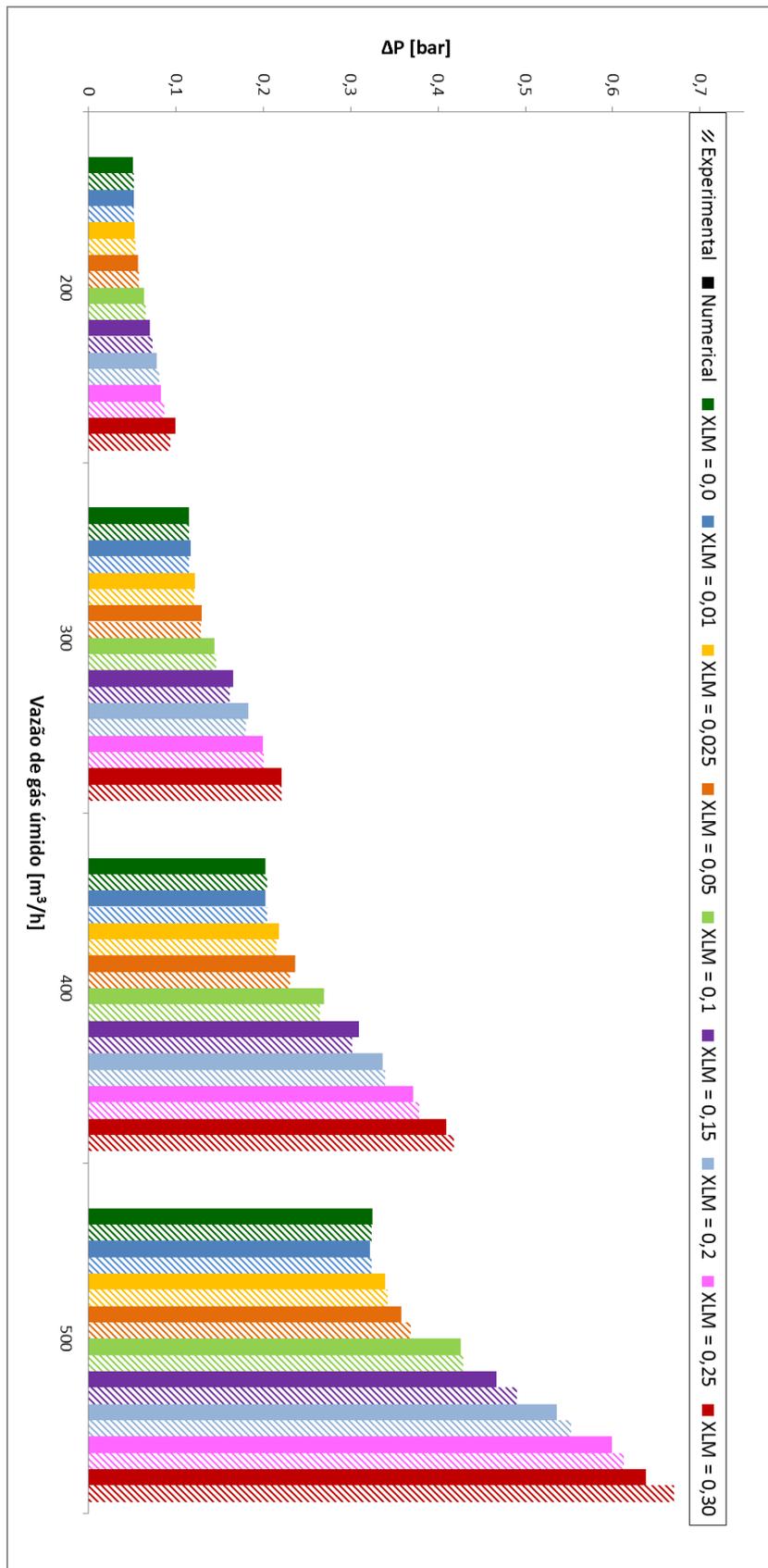
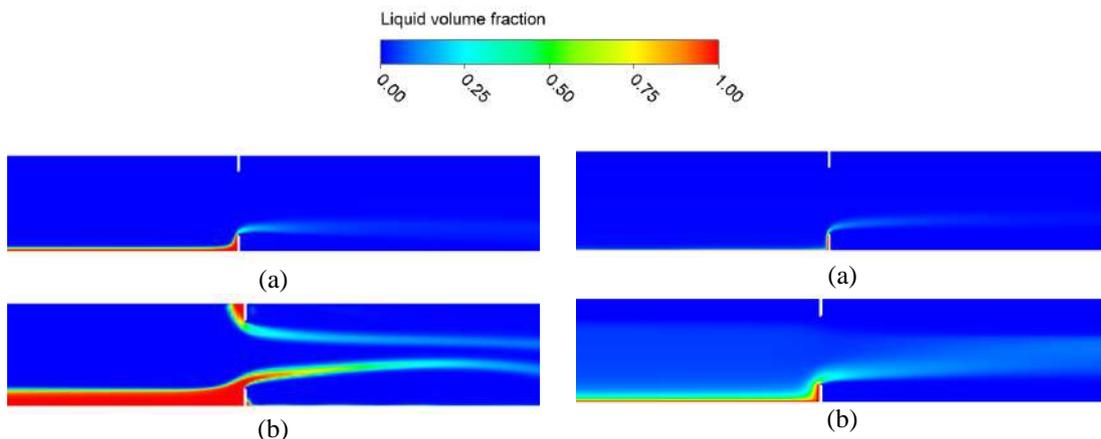


Figura 6-9. Comparação da queda de pressão obtida numericamente com os resultados experimentais.

A Figura 6-10 apresenta contornos de fração volumétrica de líquido para os casos com vazões de 200 e 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>, a fim de ilustrar o comportamento do líquido na corrente de gás para as concentrações mínima e máxima de líquido analisadas neste trabalho (Lockhart-Martinelli de 0,01 e 0,3). O padrão de escoamento observado para ambas as concentrações de líquido para a vazão de 200 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup> foi estratificado à montante da placa de orifício e disperso à jusante da placa de orifícios devido à aceleração do fluxo ao passar pela restrição. Já a vazão de 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup> apresenta uma maior dispersão do líquido antes da placa de orifício, configurando o padrão de escoamento disperso.

Além disso, foi observada uma alta concentração de líquido na parte inferior da tubulação, principalmente nos casos com  $X_{LM}$  igual a 0,3, indicando que a abordagem Euleriana-Euleriana é a mais apropriada para representar este comportamento, já que esta consegue representar toda a gama de concentrações de líquido, ao contrário da abordagem Euleriana-Lagrangeana.

Na Figura 6-11 e Figura 6-12 podem-se visualizar os perfis de velocidade do gás e do líquido para os casos com vazões de 200 e 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>, respectivamente, e parâmetros  $X_{LM}$  de 0,01 e 0,3. Estas figuras mostram que o líquido acelera devido à restrição, e a velocidade relativa entre as fases é responsável pelo aumento da perda de energia, comparativamente com o caso monofásico.



**Figura 6-10.** Fração volumétrica de líquido – vazão de gás 200 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup> (esquerda) e vazão de gás 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup> (direita): (a)  $X_{LM} = 0,01$  e (b)  $X_{LM} = 0,3$ .

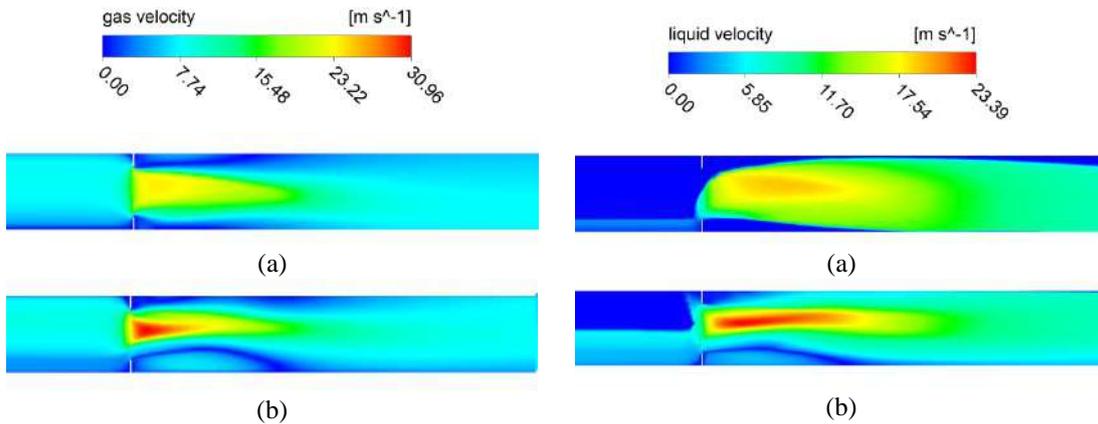


Figura 6-11. Perfis de velocidade para a vazão de  $200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  – velocidade do gás (esquerda) e velocidade do líquido (direita): (a)  $X_{LM} = 0,01$  e (b)  $X_{LM} = 0,3$ .

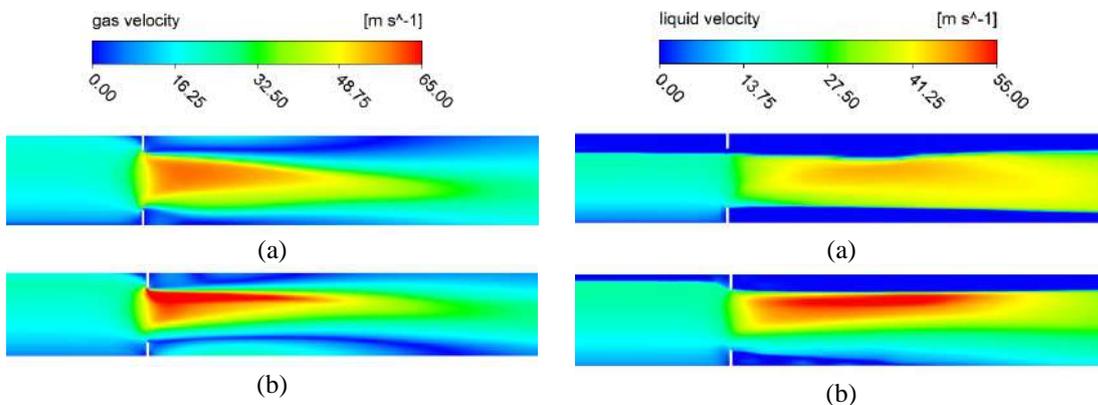


Figura 6-12. Perfis de velocidade para a vazão de  $500 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  – velocidade do gás (esquerda) e velocidade do líquido (direita): (a)  $X_{LM} = 0,01$  e (b)  $X_{LM} = 0,3$ .

## 6.6 Análise comparativa de *Over-Reading* com dados experimentais e correlações empíricas

Na área de medição de gás úmido, a análise de *Over-Reading* (Equação (6)) é crucial, uma vez que a tendência dos medidores é sobrestimar a queda de pressão e por consequência a vazão prevista pelos mesmos. Isso ocorre devido às perdas de energia nas interfaces entre o gás e o líquido, quando ocorre o escoamento através do medidor, além da perda adicional de energia devido à aceleração do líquido ao passar pela restrição (orifício da placa). Além disso, ocorre uma redução da área transversal ao escoamento devido à presença do líquido causando um bloqueio parcial no duto, o que causa um aumento da velocidade do gás e consequentemente da queda de pressão.

Nesse sentido, foi realizada uma comparação entre os *Over-Readings* previstos experimentalmente, pelas simulações e por quatro diferentes correlações empíricas, que podem ser visualizados nas Figuras 6-13 a 6-16, para as quatro vazões de gás avaliadas. Pode-se observar que à medida que fração volumétrica de líquido aumenta, ocorre também o aumento desse *Over-Reading*, além da similaridade entre os resultados simulados e os experimentais.

Além disso, é possível observar uma grande conformidade entre os resultados tanto experimentais quanto simulados com as correlações empíricas avaliadas, com exceção da correlação de Smith & Leang, a qual apresentou um comportamento diferente das outras. Tal diferença pode ser explicada devido ao fato dessa correlação ter uma abordagem diferente das demais. Como já mencionado na Seção 2.4, essa correlação depende de um parâmetro que representa o bloqueio parcial gerado pela presença do líquido, ao passo que as outras três correlações dependem do  $X_{LM}$ , que representa a fração volumétrica de líquido.

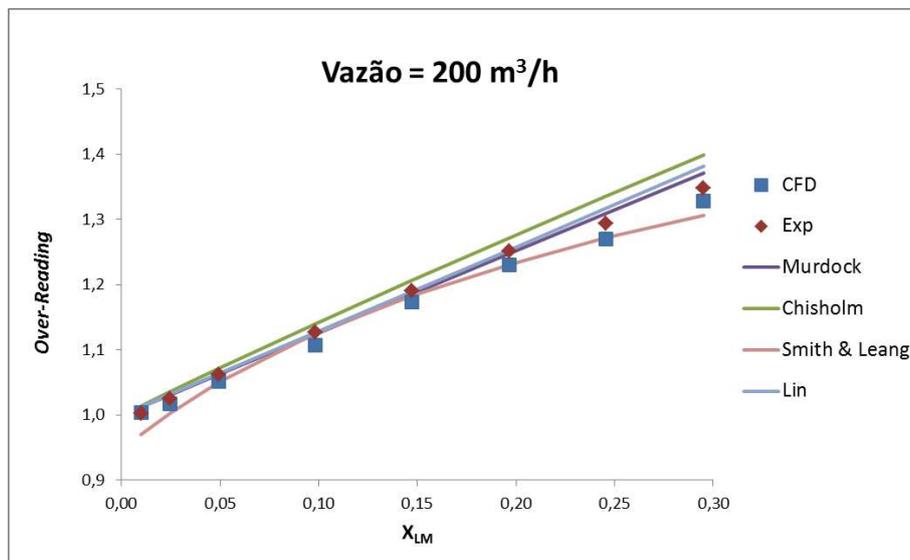
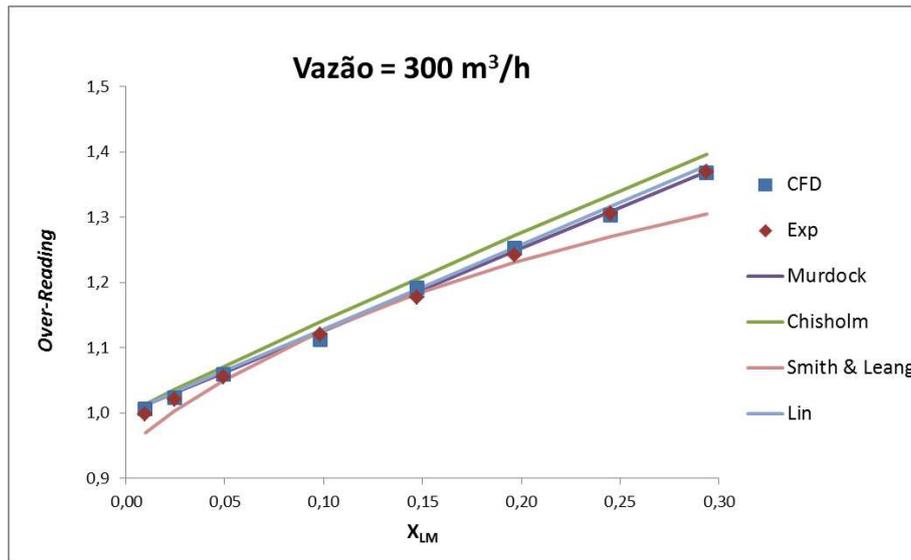
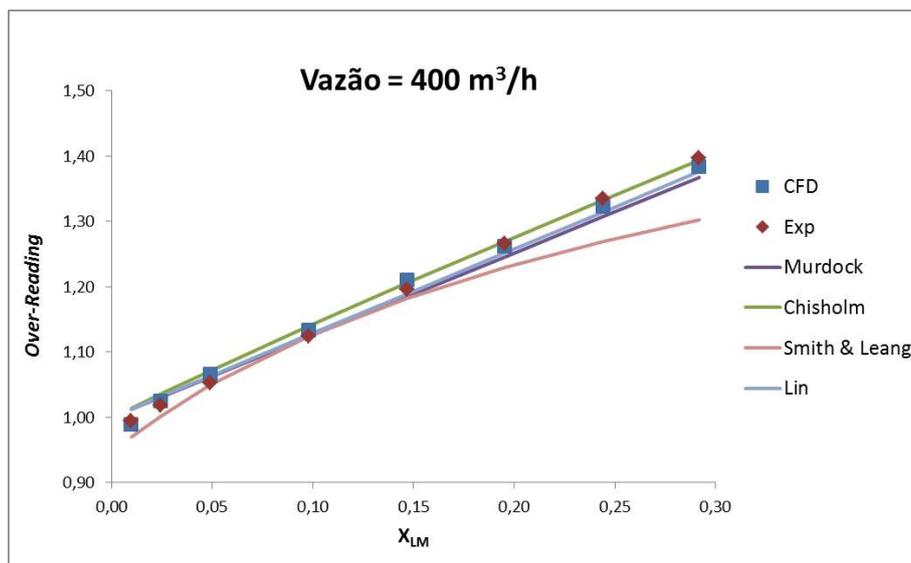


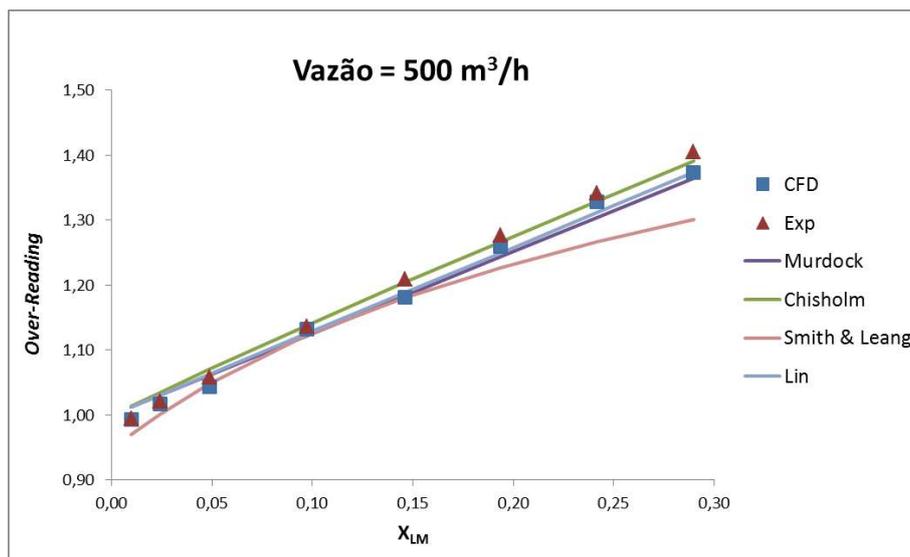
Figura 6-13. *Over-Reading* versus  $X_{LM}$  - Comparação dos resultados de CFD com dados experimentais e quatro correlações empíricas –  $200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ .



**Figura 6-14.** *Over-Reading* versus X<sub>LM</sub> - Comparação dos resultados de CFD com dados experimentais e quatro correlações empíricas – 300 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.



**Figura 6-15.** *Over-Reading* versus X<sub>LM</sub> - Comparação dos resultados de CFD com dados experimentais e quatro correlações empíricas – 400 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.



**Figura 6-16. Over-Reading versus  $X_{LM}$  - Comparação dos resultados de CFD com dados experimentais e quatro correlações empíricas –  $500 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ .**

As Figuras 6-17 a 6-20 apresentam os erros de medição para cada vazão de gás (resultados experimentais e numéricos) antes e após correções das vazões por diversas correlações. Nessas figuras os quadrados preenchidos estão relacionados aos resultados numéricos, enquanto que quadrados vazios mostram resultados experimentais.

Dessa forma, a utilização de medidores de vazão monofásicos para medida de vazão em escoamento de gás úmido (sem o uso de uma correlação para a correção da vazão de gás) gera erros consideráveis e à medida que a fração volumétrica de líquido aumenta esses erros tendem a ser bastante elevados. As Figuras 6-17 a 6-20 mostram que sem correção, para o parâmetro de Lockhart-Martinelli mais alto ( $X_{LM} = 0,30$ ) esses erros de medição são maiores que 35%, tanto para as simulações quanto para os experimentos. Após correção por diversas correlações, praticamente todos os casos ficaram com erros entre  $\pm 5\%$  (sendo a maioria entre  $\pm 3\%$ ), com exceção da correlação de Smith, que apresentou erros de até  $\pm 7\%$ , para as maiores frações de líquido.

Diante disso, é extremamente importante que a correção dessa vazão medida seja realizada, de maneira a diminuir a incerteza associada ao uso de medidores de vazão monofásicos para a medida de gás úmido. Essa correção pode ser realizada por meio das correlações empíricas apresentadas na Seção 2.4 deste trabalho.

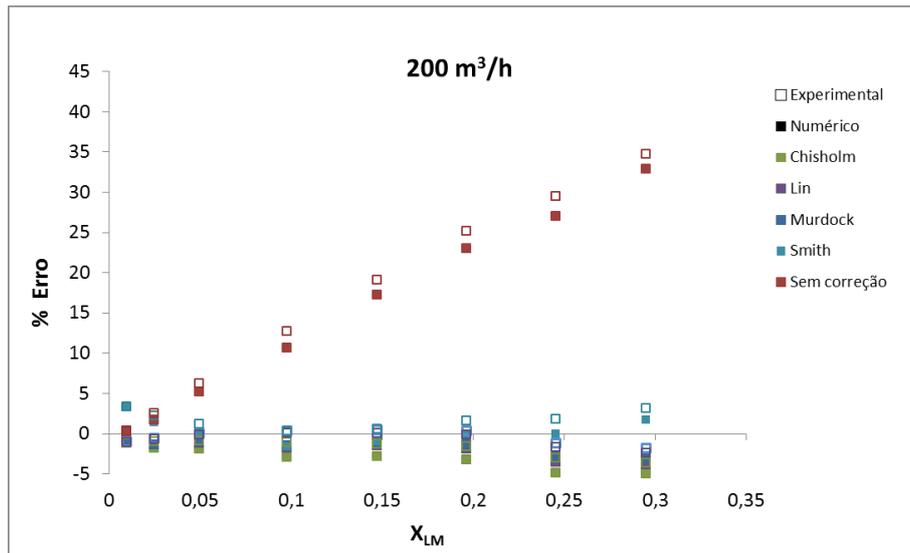


Figura 6-17. Erros de medição antes e após correção por diversas correlações – 200 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

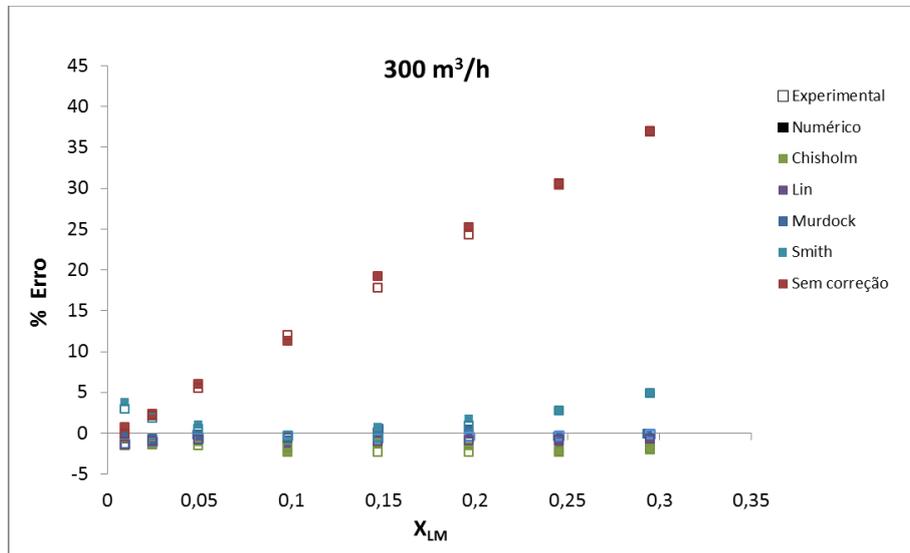


Figura 6-18. Erros de medição antes e após correção por diversas correlações – 300 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

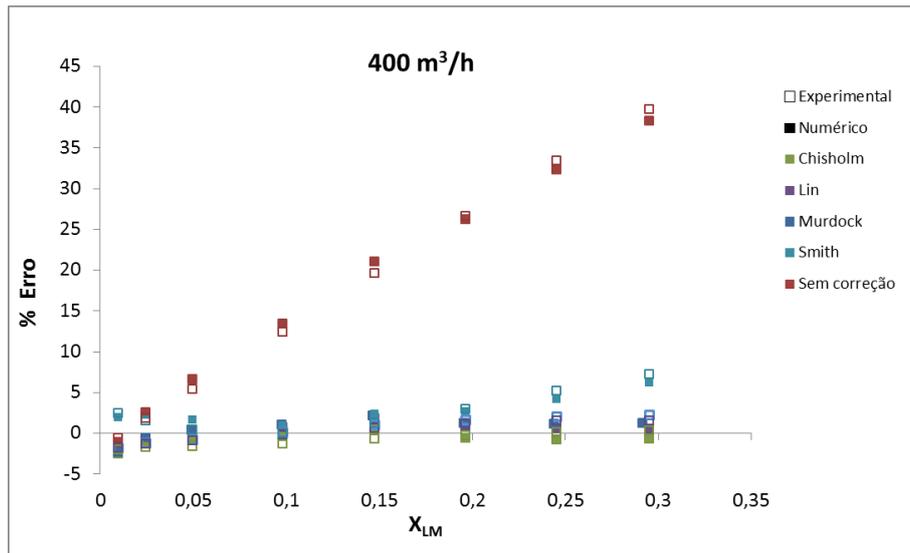


Figura 6-19. Erros de medição antes e após correção por diversas correlações – 400 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

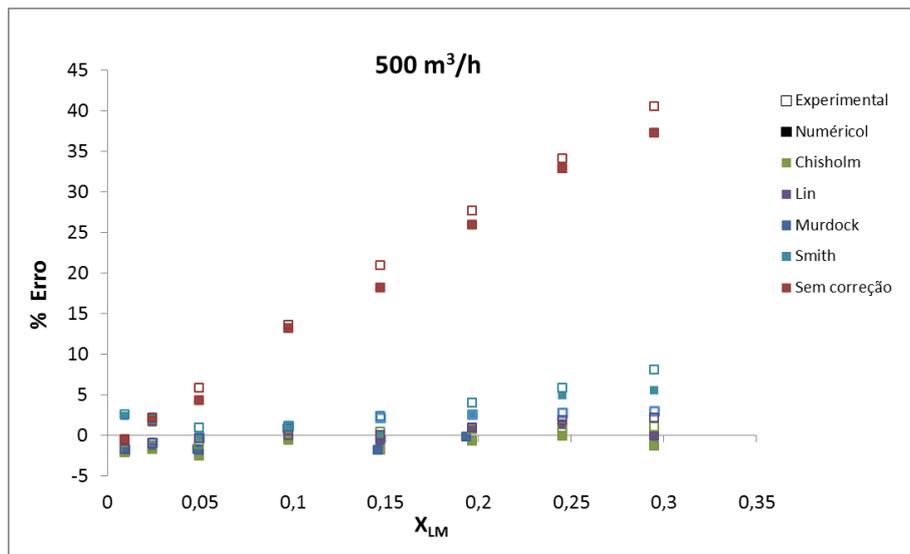


Figura 6-20. Erros de medição antes e após correção por diversas correlações – 500 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

## Capítulo 7 – Conclusões e Sugestões

### 7.1 Conclusões

Foram realizadas investigações numéricas de forma a avaliar o escoamento de gás úmido em medidor de vazão pressão diferencial tipo placa de orifício. As equações de conservação foram resolvidas utilizando o método de volumes finitos. Para atingir os objetivos propostos, este trabalho foi desenvolvido em duas etapas, sendo uma monofásica (gás seco) e a outra multifásica (gás úmido). O gás úmido foi modelado como nitrogênio e querosene, utilizando o modelo de turbulência  $k-\varepsilon$  *Realizable* e a abordagem Euleriana-Euleriana para lidar com o escoamento multifásico. Foram avaliadas quatro vazões de gás e oito concentrações de líquido. Os resultados obtidos foram confrontados com dados experimentais, em termos de queda de pressão. A partir do presente estudo, as seguintes conclusões podem ser feitas:

- O uso de CFD para cálculo da vazão de gás úmido permitiu analisar o comportamento do fluxo multifásico através do medidor. Observou-se a distribuição das fases e, conseqüentemente, o padrão de escoamento formado e os perfis de velocidades e pressão, os quais promoveram o melhor entendimento da sobrestimação da vazão medida por tais medidores devido às perdas de energia nas interfaces entre o gás e o líquido, além da perda adicional de energia devido à aceleração do líquido ao passar através da restrição.
- O modelo computacional proposto mostrou uma boa concordância entre as quedas de pressão simuladas e as experimentais, apresentando desvios relativos abaixo de 5%, sendo a maioria dos resultados em torno de 2%.
- A utilização de placa de orifício para medição de vazão em escoamento de gás úmido sem o uso de uma correlação para corrigir a vazão de gás gera erros consideráveis. Os erros de medição obtidos podem ser superiores a 35%, dependendo do parâmetro de Lockhart-Martinelli (quanto maior este parâmetro, maior o erro). Por esta razão, é de fundamental importância a correção da vazão mássica medida a fim de reduzir a incerteza associada à utilização de medidores de vazão monofásicos para medição de gás úmido.
- Foi realizada a correção, por meio de quatro correlações empíricas, da vazão calculada através da Equação (1) empregando as quedas de pressão simuladas no escoamento de gás úmido. Após correção, praticamente todos os casos ficaram

com erros entre  $\pm 5\%$  (sendo a maioria entre  $\pm 3\%$ ), com exceção da correlação de Smith, que apresentou erros de até  $\pm 7\%$ , para as maiores frações de líquido.

## **7.2 Sugestões para trabalhos futuros**

Para estudos futuros, sugere-se a avaliação de outros modelos multifásicos, tais como a abordagem Lagrangeana juntamente com o modelo de filme na tentativa de reduzir o custo computacional atrelado a este tipo de simulação, além de tentar reproduzir o regime de escoamento anular, o qual foi previsto pelos mapas de regime e não foi obtido neste trabalho.

## Referências

1. **Lide, F., Tao, Z. and Ningde, J.** A comparison of correlations used for Venturi wet gas metering in oil and gas industry. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2007, Vol. 57, p. 247-256.
2. **Steven, R.** Wet gas metering with a horizontally mounted Venturi meter. *Flow Measurement and Instrumentation*. 2002, Vol. 12, p. 361-372.
3. **Steven, R. & Hall, A.** Orifice plate meter wet gas flow performance. *Flow Measurement and Instrumentation*. 2009, Vol. 20, p. 141-151.
4. **Steven, R. & Kinney, J.** Effects of wet gas flow on gas orifice plate meters. *Colorado Engineering Experiment Station, Inc.*
5. **Geng, Y., Zheng, J., Shi, T.** Study on the metering characteristics of a slotted orifice for wet gas flow. *Flow Measurement and Instrumentation*. 2006, Vol. 17, p. 123-128.
6. **Kumar, P. & Bing, M. W. M.** A study of low pressure wet gas metering using slotted orifice meters. *Flow Measurement and Instrumentation*. 2011, Vol. 22, p. 33-42.
7. **Hall, A. R. W, Griffin, D. and Steven, R.** A discussion on wet gas flow parameter definitions, North sea flow measurement workshop. . 2007.
8. **de Oliveira, T. B. V.** Avaliação metrológica do desempenho do medidor tipo v-cone para medição de vazão de gás úmido. *Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Metrologia da PUC-Rio*. 2010.
9. **Hasan, A. H. A. M.** Multiphase flow rate measurement using a novel conductance venture meter: experimental and theoretical study in different flow regimes. *Tese de doutorado, University of Huddersfield*. 2010.
10. **Schneider, P. S.** Medição de velocidade e vazão de fluidos. *Apostila da disciplina Medições Térmicas, Universidade Federal do Rio Grande do Sul*. 2011.
11. **Miller, R. W.** *Flow Measurement Engineering Handbook*. Nova York : McGraw Hill Book, 1983.
12. **Gustavo, M. P.** Estudo do número de Strouhal em função do número de Reynolds em um anteparo triangular utilizando a técnica da análise tempo-frequência. *Dissertação de mestrado, Universidade de São Paulo*. 2006.
13. **Oliveira, M. A. A.** Desenvolvimento de um medidor de vazão termal inteligente. *Dissertação de mestrado, Universidade Estadual do Rio de Janeiro*. 2010.
14. International standard ISO 5167-2. Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full. 2003. 1ª ed.
15. **Reader-Harris, Michael, TUV NEL, et al.** Venturi-tube performance in wet gas: computation and experiment. *6th International North Sea Flow Measurement Workshop*. 2007.
16. **Bai, Denghui He & Bofeng.** Numerical Investigation of wet gas flow in Venturi meter. *Measurement and Instrumentation*. 2012, Vol. 28, p. 1-6.
17. **Xu, Y. et al.** Wet gas overreading characteristics of a long-throat Venturi at high pressure based on CFD. *Flow Measurement and Instrumentation*. 2014, Vol. 40, p. 247-255.
18. **Dong, F. & Tan, C.** Modification to mass flow rate correlation in oil-water two-phase flow by a v-cone flow meter in consideration of the oil-water viscosity ratio. *Meas. Sci. Technol.* 2010, Vol. 21.
19. **Murdock, J. W.** Two-phase flow measurements with orifices. *Journal of Basic Engineering*. 1962, Vol. 84, p. 419-433.
20. **Chisholm, D.** Flow of Incompressible Two-Phase Mixtures Through Sharp-Edged Orifices. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1967, Vol. 9, p. 72-78.
21. —. Research note: Two-Phase Flow Through Sharp-Edged Orifices. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1977, Vol. 19, p. 128-130.

22. **Smith, R. V. & Leang, J. T.** Evaluations of Correction For Two-Phase Flowmeter Three Current-One New. *Journal of Engineering for Power*. 1975, Vol. 97, p. 589-594.
23. **Lin, Z. H.** Two-phase flow measurements with sharp-edged orifices. *International Journal of Multiphase Flow*. 1982, Vol. 8, 683-693.
24. **Fonte, C. B.** Estudo de mapas de regimes de escoamento gás-líquido em dutos horizontais . *Projeto final de curso, Universidade Federal do Rio de Janeiro*. 2010.
25. **Steven, R.** Wet Gas Flow Metering With Gas Meter Technologies. *Colorado Engineering Experiment Station, Inc.*
26. **ANSYS-FLUENT.** Theory Guide. Release 14.5.7 : s.n., 2013. ANSYS Inc.
27. **Schwind, J. J.** *Geophysical Fluid Dynamics for Oceanographers*. s.l. : Prentice-Hall, 1980. p. 307.
28. **Tennekes, H. & Lumley, J. L.** *A first course in turbulence*. Londres : The MIT Press, 1970.
29. **Wilcox, D. C.** Turbulence Model for CFD. *DCW Industries, Inc.* La Canada, CA : s.n., 1993.
30. **Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A. Yang, Z. Zhu, J.** A New k- $\epsilon$  Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation. *Computers Fluids*. 1995, Vol. 24, p. 227-238.
31. **Maliska, C.** *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. Florianópolis : Ltc, 2004. v. 2.