



COPPE/UFRJ

ANÁLISE DO USO DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL PARA O
PROJETO DE BACIAS DE BOMBAS DE CAPTAÇÃO DE GRANDE PORTE

Otávio Souza Pires

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Química, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Orientador: Paulo Laranjeira da Cunha Lage

Rio de Janeiro
Setembro de 2009

ANÁLISE DO USO DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL PARA O
PROJETO DE BACIAS DE BOMBAS DE CAPTAÇÃO DE GRANDE PORTE

Otávio Souza Pires

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO
ALBERTO LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE
ENGENHARIA (COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE
JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A
OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA
QUÍMICA.

Aprovada por:

Prof. Paulo Laranjeira da Cunha Lage, D.Sc.

Prof. Argimiro Resende Secchi, D.Sc.

Dr. Carlos Eduardo Fontes da Costa e Silva, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

SETEMBRO DE 2009

Pires, Otávio Souza

Análise do Uso de Fluidodinâmica Computacional para o Projeto de Bacias de Bombas de Captação de Grande Porte /Otávio Souza Pires. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2009.

XXII, 126 p.: il.; 29, 7cm.

Orientador: Paulo Laranjeira da Cunha Lage

Dissertação (mestrado) – UFRJ/COPPE/Programa de Engenharia Química, 2009.

Referências Bibliográficas: p. 112 – 115.

1. Vórtices. 2. Bacia. 3. Rotação. 4. Fluidodinâmica Computacional. 5. Bomba. I. Lage, Paulo Laranjeira da Cunha. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Química. III. Título.

*(in memoriam) Ao meu amado
Pai, cujos ensinamentos e
exemplos deixados são minha
fonte de inspiração para todo e
sempre.*

Agradecimentos

Agradeço ao meu orientador, Professor Paulo Laranjeira da Cunha Lage, por todo engajamento, dedicação, solicitude, seriedade e disposição em ensinar demonstrados ao longo do desenvolvimento desta obra. Adicionalmente, agradeço aos meus colegas do laboratório de *Termofluidodinâmica Computacional* Fábio Pereira, Livia Jatobá, João Mitre e Professor Luiz Fernando por toda disponibilidade e solicitude vivamente comprovadas através de sua contínua e produtiva ajuda.

Não poderia deixar de agradecer à minha querida família, meu irmão Fábio, minha tia Yolanda e, em especial, à minha amada mãe Rosângela.

Agradeço também à Monique Guerra pelo apoio e compreensão em meus momentos de ausência.

Por fim, agradeço à Promon Engenharia, cuja política de incentivo à participação em programas de pós graduação foi fundamental para a conclusão de meu mestrado.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ANÁLISE DO USO DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL PARA O PROJETO DE BACIAS DE BOMBAS DE CAPTAÇÃO DE GRANDE PORTE

Otávio Souza Pires

Setembro/2009

Orientador: Paulo Laranjeira da Cunha Lage

Programa: Engenharia Química

Simulações numéricas foram conduzidas utilizando o software CFD (Computational Fluid Dynamics) comercial CFX 11.0 da ANSYS® para avaliar a habilidade de simulações RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), usando o modelo de turbulência BSL, na predição de escoamento de água, com superfície livre, em modelos de escala de laboratório de bacias de bombas de captação de grande porte, cujos dados experimentais estão disponíveis.

Dois arranjos de bacia foram simulados: O Arranjo A possui quebra vórtices e aletas de canto e o Arranjo B não apresenta tais dispositivos. Três simulações transientes bifásicas 3D foram conduzidas. As duas primeiras foram para o Arranjo A com a utilização de duas malhas diferentes para realização da análise de convergência. Os resultados apresentaram satisfatória concordância com os dados experimentais.

A terceira simulação foi conduzida para o Arranjo B. A comparação do perfil de escoamento entre os dois arranjos permitiu a avaliação da presença de quebra vórtices e aletas de canto na minimização da formação de vórtices na bacia. Variáveis foram definidas e usadas para comparar os resultados das simulações, demonstrando a menor presença de fenômenos hidráulico adversos na Arranjo A em relação ao Arranjo B. Tal fato concorda com os dados obtidos na literatura.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

ANALYSIS OF THE APPLICATION OF COMPUTATIONAL FLUID
DYNAMICS IN PUMP INTAKE DESIGNS

Otávio Souza Pires

September/2009

Advisor: Paulo Laranjeira da Cunha Lage

Department: Chemical Engineering

In this work, some numerical simulations were performed using the commercial CFD (Computational Fluid Dynamics) package CFX 11.0 from ANSYS to evaluate the ability of an advanced RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) model using the Reynolds Stress turbulence model BSL to predict the water flow with free surface in some layouts of laboratory-scale models for which experimental data are available.

Two bench-scale layouts were simulated: Layout A has splitters at the back and floor walls and corner fillets, while Layout B does not have such devices. Three 3D unsteady simulations were performed. The first two simulations were for Layout A with two different meshes, in order to perform a convergence analysis. These results were shown to be in good agreement with the available experimental data.

The third simulation was carried out using Layout B. The comparison of the flows for both bench-scale layouts allowed the evaluation of the effect of splitters and fillets as vortex eliminating devices. Convenient variables were defined to compare both flows. The simulations could predict that adverse hydraulic phenomena are stronger in Layout B than Layout A, as expected from the literature.

Sumário

Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xvi
Lista de Abreviaturas	xvii
Lista de Símbolos	xix
1 Introdução	1
1.1 Objetivo	2
1.2 Organização do texto	3
2 Revisão Bibliográfica	5
2.1 Fenômenos Hidráulicos	5
2.1.1 Descrição dos Fenômenos Hidráulicos	6
2.1.2 Análise de Grupos Adimensionais e Efeitos de Escala na Formação dos Vórtices	15
2.1.3 Recomendações de Projeto	17
2.1.4 Critérios de Aceitação	21
2.2 Aplicação de CFD ao Projeto de Bacias	22
3 Descrição dos Dados Experimentais	27
3.1 Aspectos Gerais	27
3.2 Desenvolvimento do modelo em escala reduzida	33
3.3 Obtenção dos dados experimentais	35
3.3.1 Perfil de velocidade	35
3.3.2 Ângulo de rotação	36

3.4	Condições operacionais	37
3.5	Análise qualitativa	37
3.6	Resultados	37
3.7	Instrumentação	38
4	Modelagem Geométrica	39
4.1	Descrição dos Arranjos	39
4.1.1	Desvios	40
4.1.2	AS750	40
4.1.3	AS750C	40
4.1.4	AS800C	41
4.1.5	AC800C	42
5	Modelagem Matemática	45
5.1	Conceitos Básicos	45
5.2	Equações de Transporte	46
5.3	Equação de Fração de Fase	46
5.4	Modelagem de Turbulência	46
6	Resultados e Discussões	49
6.1	Caracterização e descrição das malhas geradas	49
6.1.1	Malha do Arranjo AS750M	50
6.1.2	Malha 1 do Arranjo AS750C (AS750CM1)	53
6.1.3	Malha 2 do Arranjo AS750C (AS750CM2)	53
6.1.4	Malha do Arranjo AS800C (AS800CM)	53
6.1.5	Malha do Arranjo AC800C (AC800CM1)	53
6.1.6	Malha 2 do Arranjo AC800C (AC800CM2)	53
6.2	Simulações RANS preliminares estacionárias e transientes	62
6.2.1	Modelo de turbulência $k - \epsilon$	62
6.2.2	Modelo de turbulência SST	62
6.2.3	Modelo de turbulência SSG	65
6.2.4	Modelo de turbulência BSL	66
6.2.5	Aspectos Gerais das Simulações em Estado Estacionário	66
6.2.6	Simulações Transientes Preliminares	66

6.3	Simulações Transientes de Escoamento Bifásico	69
6.3.1	Análise de Convergência	72
6.3.2	Análise comparativa entre os resultados da simulação AC800CMBSLTbi1 e os resultados experimentais	79
6.3.3	Análise comparativa entre os resultados da simulação AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi	87
7	Conclusões e Sugestões	102
7.1	Resumo	102
7.2	Conclusões	103
7.2.1	Análise de Convergência	103
7.2.2	Comparação dos resultados da simulação AC800CMBSLTbi1 com os resultados experimentais.	104
7.2.3	Comparação entre os resultados das simulações AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi	106
7.2.4	Uso de fluidodinâmica computacional ou CFD para o projeto de bacias de bombas de captação de grande porte	108
7.3	Sugestões	110
	Referências Bibliográficas	112
A	Parâmetros de Entrada das Simulações AC800CMBSLTbi1, AC800CMBSLTbi2 e AS800CMBSLTbi	116
A.1	Pontos Monitores	116
A.2	Expressões	124

Lista de Figuras

2.1	Influência da configuração do canal de aproximação e do sentido de aproximação do fluido no perfil de escoamento ao longo de PBSAs [1].	8
2.2	Classificação dos vórtices de superfície [2].	9
2.3	Classificação dos vórtices submersos[1].	10
2.4	Desenho esquemático de um vortímetro extraído de ANSI/HI 9.8[1].	12
2.5	Representação gráfica dos vetores velocidade considerados no cálculo do ângulo de rotação. Figura extraída do relatório conclusivo do <i>Estudo Experimental</i> .	13
2.6	Medida da velocidade axial para avaliação do perfil de velocidade radial e circundiferencial. Figura extraída de HELLMANN [3].	14
2.7	Arranjo recomendado para projetos de PBSAs.	18
3.1	Concepções para instalação da grade rotativa. Figura extraída do relatório conclusivo do estudo experimental [3]. (a) Escoamento de Fluxo Central (b) Escoamento de Fluxo Lateral	28
3.2	Arranjo sem quebra vórtices nem aletas de canto.	30
3.3	Vórtice submerso oriundo da parede lateral do PBSA	31
3.4	Arranjo Completo com quebra vórtices e aletas de canto. Dimensões apresentadas em mm.	32
3.5	Arranjo Completo 3D com quebra vórtices e aletas de canto.	33
3.6	Região de medição do ângulo de rotação e do perfil de velocidade	36
3.7	Classificação dos vórtices submersos.	38
4.1	Arranjo AS750. (a) Vista lateral (b) Vista superior (c) Vista isométrica 1 (d) Vista isométrica 2	40

4.2	Arranjo AS750C. (a) Vista lateral (b) Vista superior (c) Vista isométrica 1 (d) Vista isométrica 2	41
4.3	Arranjo AS800C. (a) Vista lateral (b) Vista superior (c) Vista isométrica 1 (d) Vista isométrica 2 (e) Vista isométrica do <i>Volume 1</i>	43
4.4	Arranjo AC800C. (a) Vista lateral (b) Vista superior (c) Vista isométrica 1 (d) Vista isométrica 2 (e) Vista isométrica do volume 2 (f) Vista isométrica dos Volumes 1 e 2	44
6.1	Malha AS750M. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano YZ (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ	51
6.2	Malha AS750M. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ	52
6.3	Malha AS750CM1. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano ZX (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ	54
6.4	Malha AS750CM1. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ	55
6.5	Malha AS750CM2. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano ZX (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ	56
6.6	Malha AS750CM2. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ	57
6.7	Malha AS800CM. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano ZX (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ	58
6.8	Malha AS800CM. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ	59
6.9	Malha AC800CM1. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano ZX (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ	60
6.10	Malha AC800CM1. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ	61
6.11	Malha AC800CM2. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano ZX (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ	63
6.12	Malha AC800CM2. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ	64
6.13	Diferença de pressão observada na superfície do PBSA.	68

6.14	Condições de contorno adotadas para as simulações AC800CMBSLTbi1, AC800CMBSLTbi2 e AS800CMBSLTbi.	70
6.15	Superfícies de saída da TSP e TSS.	71
6.16	Regiões L1 à L8 selecionadas para a análise. (a) Vista Isométrica (b) Vista lateral (c) Vista superior.	74
6.17	Análise de convergência ao longo da região L1. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1 .	75
6.18	Análise de convergência ao longo da região L2. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1 .	75
6.19	Análise de convergência ao longo da região L3. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1 .	76
6.20	Análise de convergência ao longo da região L4. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1 .	76
6.21	Análise de convergência ao longo da região L5. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1 .	77
6.22	Análise de convergência ao longo da região L6. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1 .	77
6.23	Análise de convergência ao longo da região L7. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade v . (b) Razão das médias temporais $\langle v \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1 . .	78
6.24	Análise de convergência ao longo da região L8. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade v . (b) Razão das médias temporais $\langle v \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1 . .	78
6.25	Valores da média da magnitude das vorticidades e da vorticidade média obtidos na simulação AC800CMBSLTbi1	82

6.26	Plano de corte no centro do <i>Volume 2</i> . (a) Vista Isométrica (b) Vista do plano YX.	82
6.27	Média temporal de velocidade, projeção do plano de corte XY no centro do <i>Volume 2</i>	83
6.28	Comparação entre a velocidade temporal média normalizada obtida na simulação AC800CMBSLTbi1 e os dados experimentais ao longo do diâmetro D da TSP. (a) Seção L1. (b) Seção L2. (c) Seção L3. (d) Seção L4.	84
6.29	Comparação entre a velocidade temporal média normalizada obtida na simulação AC800CMBSLTbi1 e os dados experimentais nos anéis definidos no interior da TSP. (a) Anel 1. (b) Anel 2. (c) Anel 3. . . .	86
6.30	Diferença do nível de água entre as câmaras do PBSA no plano de corte ZX localizado no centro do PBSA. (a) Simulação AC800CMBSLTbi1. (b) Simulação AS800CMBSLTbi.	88
6.31	Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na média volumétrica do componente axial da vorticidade no <i>Volume 1</i>	90
6.32	Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na vorticidade média no <i>Volume 1</i>	91
6.33	Média temporal de velocidade, projeção do plano de corte XY no centro do <i>Volume 1</i> do Arranjo Simplificado.	92
6.34	Média temporal de velocidade, projeção do plano de corte XY no centro do <i>Volume 1</i> do Arranjo Completo.	93
6.35	Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSP	94
6.36	Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na média da magnitude das vorticidades na superfície de saída da TSS	96
6.37	Comparação entre as médias temporais acumuladas das velocidades axiais na seção L1 referente a simulação AC800CMBSLTbi1	97

6.38	Influência da presença de quebra vórtices e aletas de canto no perfil de velocidade média temporal no interior da TSP. Comparação entre as velocidades temporais médias normalizadas da simulação AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi. (a) Seção L1. (b) Seção L2. (c) Seção L3. (d) Seção L4.	98
6.39	Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na Pressão média na superfície de saída da TSP	100
6.40	Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na Pressão média na superfície de saída da TSS	101

Lista de Tabelas

3.1	Valores de vazão calculados através da equação 3.3 a partir das vazões do protótipo	34
3.2	Valores de Re e We para as vazões de projeto e máxima na TSP do modelo reduzido	35
3.3	Valores de vazão e nível utilizados para estudo do modelo reduzido . .	37
6.1	Número de nós das malhas	50
6.2	Parâmetros de qualidade das malhas	50
6.3	Condições de contorno I para simulações estacionárias e transientes de escoamento monofásico	65
6.4	Condições de contorno II para simulações estacionárias e transientes de escoamento monofásico	65
6.5	Condições de contorno III para simulações estacionárias e transientes de escoamento monofásico	69
6.6	Condições de contorno IV para simulações estacionárias e transientes de escoamento monofásico	69
6.7	Condições de contorno para as simulações transientes de escoamento bifásico	71
6.8	Tempo total simulado para as simulações AC800CMBSLTbi1, AC800CMBSLTbi2 e AS800CMBSLTbi	72

Lista de Abreviaturas

<i>VTM</i>	Velocidade Temporal Média, p. 20
AC800C	Arranjo completo de 800mm de altura, curto, p. 33
AC	Arranjo Completo, p. 33
AS750C	Arranjo simplificado de 750mm de altura, curto, p. 33
AS750	Arranjo simplificado de 750mm de altura, p. 33
AS800C	Arranjo simplificado de 800mm de altura, curto, p. 33
AS	Arranjo Simplificado, p. 33
BBSA	Bacia de Bomba de Sucção de Água, p. 2
CAM1	Câmara um do PBSA, p. 27
CAM2	Câmara dois do PBSA, p. 27
CAM3	Câmara três do PBSA, p. 27
CA	Canal de Aproximação, p. 2
CC	Condições de Contorno, p. 47
CFD	Computacional Fluid Dynamics, p. 2
DNS	Direct Numerical Simulation, p. 37
LES	Large Eddy Simulation, p. 21
PBSA	Poço de Bomba de Sucção de Água, p. 2
PIV	Particle Image Velocimetry, p. 22

PPBSA	Poço Pressurizado de Bomba de Sucção de Água, p. 24
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes, p. 24
SST	Sheare Stress Transport, p. 24
SS	Sino de Sucção, p. 27
TSP	Tubulação de Sucção Primária, p. 25
TSS	Tubulação de Sucção Secundária, p. 25
UTE	Usina termoelétrica, p. 1
VOF	Volume-of-Fluid, p. 37

Lista de Símbolos

A	Distância da linha de centro da tubulação de sucção até a entrada do PBSA, p. 19
B	Distância entre a parede traseira e a linha de centro da tubulação de sucção, p. 19
C	distância entre o fundo do PBSA e a entrada da tubulação de sucção da bomba (ou em relação ao eixo central de tubulações horizontais), p. 14
D	diâmetro da tubulação (ou da entrada do sino de sucção, caso exista), p. 14
D_{pa}	comprimento da palheta, p. 11
D_p	diâmetro da tubulação do protótipo, p. 29
D_r	diâmetro da tubulação do modelo reduzido, p. 29
F	Número de Froude, p. 14
F_p	número de Froude do protótipo, p. 29
F_r	número de Froude do modelo reduzido, p. 29
G	Configuração geométrica da BBSA, p. 15
H	Nível mínimo de líquido, p. 19
NR	número de revoluções medidas no intervalo de tempo ΔT , p. 11
NT	Número de Circulação, p. 14

P_{STSP}	Pressão média na superfície de saída da TSP, p. 63
P_{STSS}	Pressão média na superfície de saída da TSS, p. 63
Q_p	vazão da tubulação do protótipo, p. 29
Q_r	vazão da tubulação do modelo reduzido, p. 29
R	Número de Reynolds, p. 14
R_m	rotação média calculada, p. 11
S	Submergência, definida como a distância entre a entrada da tubulação de sucção da bomba (ou do sino de sucção, caso exista) e a superfície do líquido, p. 16
S_{min}	Submergência Mínima, p. 16
T	Circulação, p. 14
TV	Tipo de Vórtice, p. 15
V_t	velocidade tangencial no raio r do vórtice de superfície, p. 14
W	Largura do PBSA, p. 19
$W_{Z,STSP}$	Média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSP, p. 63
$W_{Z,STSS}$	Média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSS, p. 63
$W_{Z,V1}$	Média volumétrica da magnitude do componente axial da vorticidade no <i>Volume</i> 1, p. 63
We	Número de Weber, p. 14
X	Comprimento do PBSA, p. 19
Y	Distância entre a linha de centro da tubulação e a grade, p. 19
$Z1$	Comprimento da parede lateral do PBSA a partir da linha de centro da tubulação, p. 19

Z_2	Comprimento do fundo do PBSA a partir da linha de centro da tubulação, p. 19
ΔT	intervalo de tempo, p. 11
α	Ângulo entre os fundos do PBSA e do canal de aproximação, p. 19
β	Ângulo entre as paredes do PBSA e do canal de aproximação, p. 19
$\langle W_{Z,V1} \rangle$	Média temporal da média volumétrica da magnitude do componente axial da vorticidade no <i>Volume 1</i> , p. 63
ν	viscosidade cinemática do líquido, p. 14
ϕ	Ângulo de convergência entre a primeira seção do PBSA e parede do canal de aproximação, p. 19
$\langle \rangle$	Representação de média temporal, p. 56
$\langle U \rangle$	Projeção da média temporal da velocidade no plano XY, p. 62
$\langle u \rangle$	Média temporal de velocidade perpendicular a seção transversal da TSP, p. 62
ρ	massa específica do fluido, p. 14
$\underline{W_{Z,V1}}$	Média volumétrica do componente axial da vorticidade no <i>Volume 1</i> , p. 63
$\langle \underline{W_{Z,V1}} \rangle$	Média temporal da média volumétrica do componente axial da vorticidade no <i>Volume 1</i> , p. 63
ϑ	ângulo de rotação, p. 11
a	Comprimento da primeira seção do PBSA, p. 19
g	aceleração da gravidade, p. 14
h	Altura da primeira seção da PBSA, p. 19

r	raio do vórtice de superfície, p. 14
s	tensão superficial líquido, p. 14
u	velocidade média do fluido na tubulação (ou da entrada do sino de sucção, caso exista), p. 14
u_p	velocidade na tubulação do protótipo, p. 29
u_r	velocidade da tubulação do modelo reduzido, p. 29
u_t	velocidade tangencial média, p. 11
w	Largura da primeira seção do PBSA, p. 19
v1	Velocidade v para simulação AC800CMBSLTbi2, p. 56
v2	Velocidade v para simulação AC800CMBSLTbi1, p. 56
w1	Velocidade w para simulação AC800CMBSLTbi2, p. 56
w2	Velocidade w para simulação AC800CMBSLTbi1, p. 56
w	Componente da velocidade v em z , p. 56

Capítulo 1

Introdução

Sistemas de bombeamento de água de grande porte são operações unitárias adotadas em uma série de processos e variados sistemas de captação e abastecimento de água. Tais sistemas são extremamente importantes e suas aplicações vem se tornando cada vez mais presentes e fundamentais em nosso cotidiano.

Podemos citar uma série de aplicações, tais como o abastecimento de plantas industriais, distritos industriais e até grandes cidades realizado exclusivamente pela captação e bombeamento de água a partir de diferentes corpos hídricos. Estes, por sua vez, englobam rios, lagos, represas e mares localizados a centenas de quilômetros de distância do ponto de destino. De fato, atualmente, é difícil imaginar a existência de grandes cidades e processos industriais sem o abastecimento de água em grande escala, mesmo considerando seu uso sustentado. Muitas usinas e plantas industriais demandam uma grande quantidade de água e, conseqüentemente, elevada capacidade de bombeamento em seus sistemas internos. Usinas termoelétricas (UTE) utilizam sistemas de circulação de água abertos ou fechados para condensação do vapor exausto de suas turbinas; siderúrgicas, refinarias de petróleo, petroquímicas e novamente as termoelétricas utilizam água para o resfriamento de seus equipamentos em operação. Enfim, as possibilidades de aplicação dos sistemas de bombeamento são variadas e podem ser estendidas a muitos outros processos e plantas industriais, variando em escala conforme a característica de cada um deles.

Os custos de implantação, operação e a complexidade dos projetos de sistemas de bombeamento tornam-se cada vez mais relevantes a medida que a capacidade dos mesmos aumenta. Neste contexto, é fundamental que as bombas operem de

acordo com os critérios de performance definidos pelo fabricante. Um fator muito importante relacionado a performance das bombas é o projeto da Bacia de Bomba de Sucção de Água (BBSA), cujo objetivo é encaminhar o fluido entrante até a zona de sucção das bombas. Uma BBSA é composta basicamente de duas partes, o Canal de Aproximação (CA) e o Poço de Bomba de Sucção de Água (PBSA). O CA é projetado para encaminhar o fluido do corpo receptor até o PBSA. Neste último, são instaladas as bombas e todos os outros dispositivos intrínsecos ao sistema, como grades, peneiras rotativas, dispositivos quebra vórtice e outros. O projeto inadequado de uma BBSA pode desencadear a aparição de uma série de fenômenos hidráulicos que influenciarão de maneira muito negativa o processo de escoamento e a performance da bomba como um todo.

Os seguintes fenômenos hidráulicos não devem estar presentes em grande intensidade no processo de bombeamento de maneira a não afetar a performance das bombas instaladas na BBSA: vórtices submersos, vórtices de superfície, rotação excessiva do fluido e perfil de velocidade assimétrico na entrada do sino de sucção da bomba, variações excessivas de rotação e velocidade do fluido e intrusão de ar na água (entrada de bolhas de ar devido a turbulência na superfície da lâmina d'água).

1.1 Objetivo

O objetivo deste trabalho é analisar o uso de fluidodinâmica computacional (CFD) para o projeto de bacias de bombas de captação de grande porte, uma vez que seu dimensionamento inadequado acarreta fenômenos hidráulicos que afetam diretamente a performance das bombas do ponto de vista de eficiência, vazão, pressão, vibração, ruído, durabilidade e consumo de energia. Classicamente, os projetos de bacias são regidos por critérios de projeto descritos em normas. Entretanto, quando tais critérios de projeto não podem ser atendidos em sua íntegra, estudos experimentais em escala reduzida se fazem necessários para validação do projeto, acarretando em aumento de custos e em extensão de prazos. A utilização de fluidodinâmica computacional como ferramenta de auxílio a tais projetos objetiva, justamente, evitar a realização de estudos experimentais, minimizando, portanto, potenciais impactos negativos no orçamento e cronograma do empreendimento.

A estratégia de avaliação da viabilidade de utilização de fluidodinâmica computacional como ferramenta de auxílio a projetos de bacia é dividida basicamente em duas etapas: comparação dos resultados das simulações com dados experimentais obtidos em estudo de escala reduzida de uma bacia real e comparação dos resultados obtidos em simulações com ou sem a presença de quebra vórtices e aletas de canto. A idéia, neste último caso, é avaliar se a influência de dispositivos consagradamente utilizados em projetos de bacias na minimização de alguns dos fenômenos hidráulicos pode ser predita pelos modelos utilizados nas simulações CFD.

1.2 Organização do texto

Esta dissertação é dividida em sete capítulos. O capítulo dois apresenta a revisão bibliográfica separada em duas seções principais. Na primeira, são introduzidos experimentos e desenvolvidos todos os conceitos relacionados aos fenômenos hidráulicos encontrados em BBSA, assim como a classificação dos mesmos e aspectos de projeto. Na segunda, são apresentados os estudos CFD já realizados para a predição de tais fenômenos hidráulicos em BBSAs.

O capítulo três, denominado *Descrição dos Dados Experimentais*, apresenta as informações relevantes acerca do estudo experimental em escala reduzida desenvolvido para o projeto de uma BBSA de um sistema de bombeamento de uma UTE hoje em operação no Brasil. Tal estudo é denominado *Estudo Experimental* ao longo desta dissertação. O capítulo quatro, intitulado *Modelagem Geométrica*, apresenta informações sobre todas as geometrias e malhas desenvolvidas ao longo deste estudo para a condução das simulações. São apresentadas também todas as simplificações geométricas em relação a geometria descrita no capítulo três.

O capítulo cinco, chamado *Modelagem Matemática*, apresenta a conceituação matemática relacionada à simulação do escoamento bifásico.

O capítulo seis apresenta e discute todos os resultados obtidos ao longo deste estudo, sendo dividido em quatro seções principais. A primeira apresenta informações sobre as malhas geradas, a segunda discorre sobre as simulações preliminares conduzidas e os modelos de turbulência nelas empregados. A terceira seção compara os resultados simulados com os resultados do *Estudo Experimental* descrito no capítulo

três. Por fim, a última seção apresenta um estudo comparativo entre duas simulações, uma referente ao arranjo de um PBSA com quebra vórtices e aletas de canto e outra referente ao arranjo sem tais dispositivos.

O capítulo sete apresenta a conclusão do estudo e sugere investigações adicionais de maneira a se complementar as conclusões obtidas.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Fenômenos Hidráulicos

As décadas de 50, 60 e 70 foram marcadas por diversos estudos realizados no sentido de se identificar, classificar e quantificar os fenômenos hidráulicos presentes em Bacias de Bombas de Sucção de Água (BBSA) e de se compreender seus mecanismos de formação. Adicionalmente, inúmeros experimentos foram realizados com o objetivo de se identificar o grau de influência das variáveis de engenharia relacionadas as BBSAs, tais como, vazão, dimensões, velocidades, configurações e etc. na formação e magnitude dos fenômenos hidráulicos. Paralelamente a estes esforços foram investigadas soluções para minimização e/ou completa eliminação dos referidos fenômenos além do estabelecimento de critérios de projetos de BBSAs.

Os diversos estudos em questão evidenciaram a existência dos mesmos tipos de fenômenos hidráulicos em BBSAs. Ao longo das décadas de 70 e 80 surgiram publicações, incluindo artigos e normas, resumindo tais fenômenos e definindo critérios de aceitação e soluções mitigadoras durante a fase de projeto das BBSAs. Dentre estas publicações destacam-se os artigos *Modeling in design pumps* [4], *Pump Sump Design Experience: Summary* [5], *Scale Effects in Pump Sump Models* [2] e a norma *14th Edition Hydraulic Institute Standard* [6]. A partir da década de 90 surgiram novas versões das normas do *Hydraulic Institute* como a *Vertical Pump Standards* (ANSI/HI 2.1-2.5) [7] e a ANSI/HI 9.8 [1]. Todas elas apresentam basicamente a mesma conceituação e classificação dos fenômenos hidráulicos e concordam com as pesquisas realizadas nas décadas de 50, 60 e 70.

2.1.1 Descrição dos Fenômenos Hidráulicos

Segundo Tullins [4], Hecker [8] e ANSI/HI 9.8 [1] os seguintes fenômenos hidráulicos podem estar presentes:

- escoamento não uniforme e zonas de recirculação ao longo do PBSA,
- vórtices de superfície aerados e não aerados,
- vórtices submersos aerados não e aerados,
- rotação excessiva do fluido no interior do sino e da tubulação de sucção da bomba,
- perfil de velocidade não uniforme ao longo da tubulação de sucção,
- Intrusão de ar ou bolhas de ar no poço de sucção.

Zonas de Recirculação e Escoamento Não Uniforme

A presença de zonas de recirculação ao longo dos PBSAs é um fenômeno crítico relacionado ao projeto de BBSAs, pois pode desencadear a aparição de outros fenômenos hidráulicos que influenciarão de maneira muito negativa o processo de escoamento e a performance da bomba como um todo. Tais zonas de recirculação são causadas basicamente devido à geometria do canal de aproximação à montante do PSBA, cuja transição normalmente ocorre de forma abrupta. Adicionalmente, o sentido de aproximação do fluido (frontal ou lateral ao PBSA) é outro fator que influencia diretamente a formação de zonas de recirculação além de contribuir para um fluxo não uniforme ao longo do PBSA. Uma explicação mais formal para a formação de zonas de recirculação aborda o descolamento de camada limite que ocorre no encontro entre as paredes do canal de transição e do PBSA. [1, 4]

Há ainda um terceiro fator contribuinte para recirculação, o descolamento de camada limite ao longo do PBSA devido à presença de obstáculos como, por exemplo, o suporte do sino de sucção da bomba. [1, 4]

A recirculação promove dois efeitos importantes e indesejados ao processo de bombeamento: significativa influência na quantidade, intensidade e localização de

vórtices no PBSA e rotação do fluido em torno do sino de sucção da bomba. Estes efeitos são detalhados adiante. [4]

A figura 2.1, extraída de ANSI/HI 9.8 [1], apresenta a influência de diferentes configurações geométricas do canal de aproximação da BBSA e também do sentido de aproximação do fluido na formação de zonas de recirculação e perfis de velocidade.

Vórtices de Superfície

Os vórtices de superfície recebem este nome, pois se originam a partir da interface ar-água. Sua presença é um dos fenômenos mais observados em PBSAs. Eles são facilmente detectáveis tanto em PBSAs em escala real quanto em escala reduzida (modelo de teste) e seus impactos na performance das bombas são bastante conhecidos, tais como vibrações e perda de eficiência. Dependendo da geometria do PBSA, da capacidade da bomba e do nível de água, os vórtices de superfície podem conter ar em sua estrutura (vórtices aerados). Sua estabilidade e intensidade dependem de muitos fatores difíceis de serem previstos sem o estudo de modelos físicos em escala reduzida. Podem se desenvolver até atingir o rotor da bomba, causando variações nos campos de velocidade e pressão, que por sua vez, geram aumento de vibração e possível cavitação. No caso de vórtices aerados, ocorre ainda variação do campo de massa específica, devido à mistura ar-água, o que contribui de maneira ainda mais significativa para o aumento de vibração.[4]

Em caso de escoamento relativamente uniforme e existência de poucas zonas de recirculação ao longo de um PBSA, não é incomum encontrar-se vórtices de superfície em pares, um em cada lado da bomba. [4]

Em seus estudos experimentais, PADMANABHAN e HECKER [2] identificaram e classificaram os vórtices de superfície conforme a figura 2.2.

Nota-se que esta identificação perdura até hoje como uma das principais referências utilizadas para classificação de vórtices de superfície em PBSAs, tendo sido incorporada, inclusive, nas publicações do Hydraulic Institute, incluindo a norma ANSI/HI 9.8 [1], uma das principais normas orientativas utilizadas pela engenharia ocidental no desenvolvimento de projetos de BBSAs.

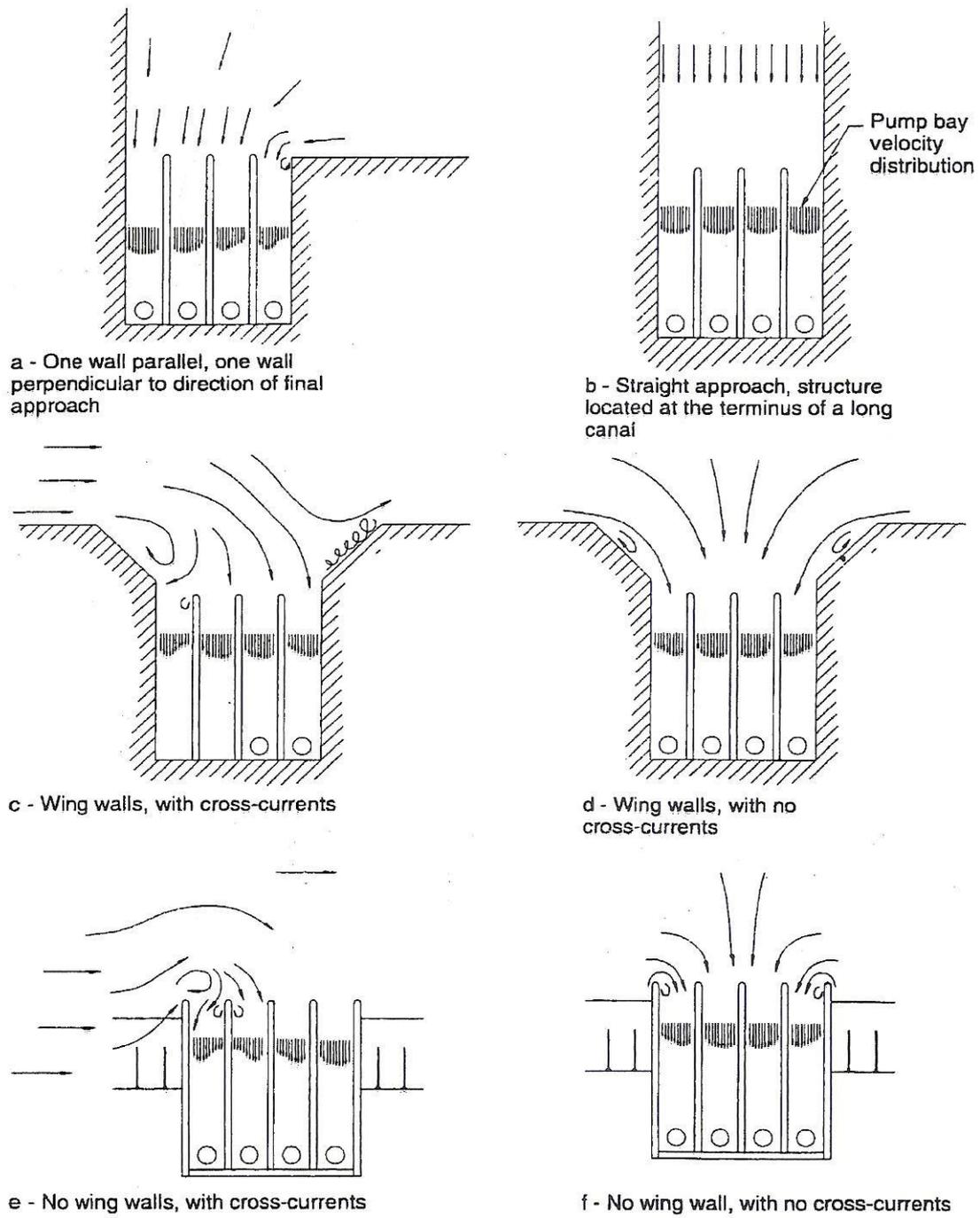


Figura 2.1: Influência da configuração do canal de aproximação e do sentido de aproximação do fluido no perfil de escoamento ao longo de PBSAs [1].

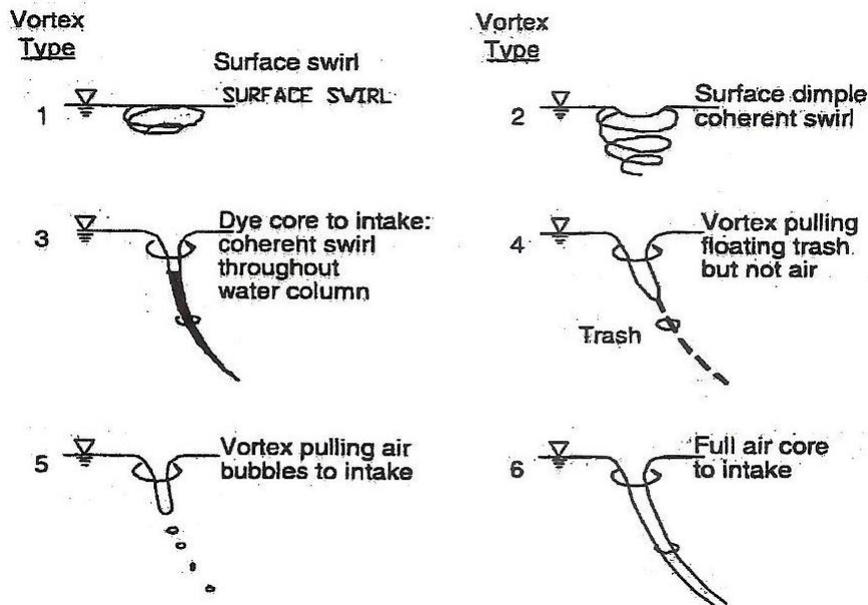


Figura 2.2: Classificação dos vórtices de superfície [2].

Vórtices Submersos

Os vórtices submersos recebem este nome, pois se originam abaixo da interface ar-água. Sua posição e intensidade dependem da distância relativa entre o sino de sucção da bomba e os limites do PBSA e a quantidade e intensidade de zonas de recirculação ao longo do PBSA. Podem ser encontrados partindo das paredes ou do fundo do mesmo. [4]

Os vórtices de fundo são comuns na maioria das instalações. A existência de zonas de recirculação ao longo do PBSA promove estabilidade, elevada intensidade e sentido de rotação constante aos vórtices submersos. Se o escoamento é relativamente uniforme, apresentando poucas zonas de recirculação, os vórtices podem ser instáveis, mudando frequentemente seu sentido de rotação, sendo possível, também, a aparição de um par de vórtices de mesma intensidade, mas sentidos de rotação opostos. [4]

Os vórtices de fundo normalmente se desenvolvem até a linha de centro do sino de sucção, podendo atingir o rotor da bomba. Tal fato pode gerar cavitação, assim como observado no caso dos vórtices de superfície, causando erosão no rotor. [4]

Os vórtices de paredes (oriundos das paredes) geralmente se desenvolvem até a superfície interna do sino de sucção podendo atingir as extremidades do rotor da

bomba, região de máxima velocidade. Como resultado, podem ocorrer cavitação e vibração intensas, principalmente em sistemas de grande porte. [4]

O número e intensidade dos vórtices de parede dependem, assim como no caso dos vórtices de fundo, da distancia relativa entre o sino de sucção da bomba e os limites do PBSA e da quantidade e intensidade de zonas de recirculação ao longo do PBSA. Se o escoamento é relativamente uniforme, apresentando poucas zonas de recirculação, não é incomum a aparição de quatro vórtices de parede, dois deles de mesma intensidade, apresentando rotações opostas e dispostos respectivamente nas duas paredes laterais do PSBA. Outros dois oriundos da parede traseira da PSBA, dispostos simetricamente e apresentando, também, rotações opostas. [4]

Os vórtices submersos podem atingir intensidade suficientemente alta de maneira a captar possíveis bolhas de ar presentes no interior do PSBA intruídas através da interface ar-água, tornando-se, então, vórtices submersos aerados. Isto ocorre devido à baixa pressão gerada na região central da estrutura do vórtice. [4]

A norma ANSI/HI 9.8 [1] identifica e classifica os vórtices submersos conforme figura 2.3.

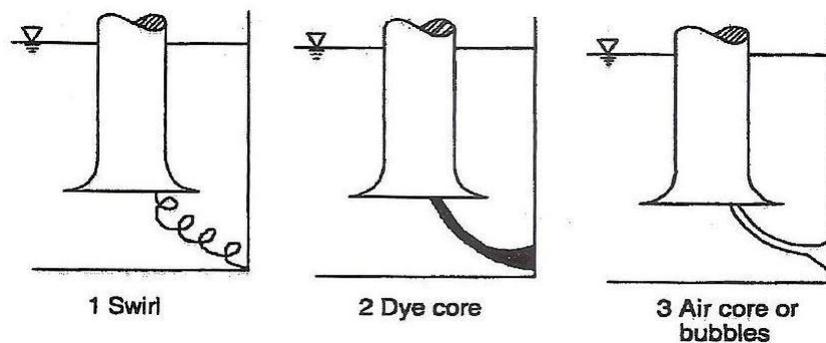


Figura 2.3: Classificação dos vórtices submersos[1].

Rotação Excessiva do Fluido no Interior do Sino e na Tubulação de Sucção da Bomba

Conforme já mencionado, a presença de zonas de recirculação no PBSA pode promover rotação excessiva do fluido no trecho de sucção da bomba, causando alteração do ângulo de ataque do fluido no rotor. Como o mesmo é projetado considerando

fluxo axial ao longo do trecho de sucção, tal diferença no ângulo promove descolamento de camada limite no rotor causando vibrações, possível cavitação e redução do rendimento da bomba. Como regra geral, quanto mais intensa é a rotação, mais pronunciados serão os efeitos adversos. [4]

O sentido de rotação pode ser definido ou variar com o tempo. Quanto maior for a taxa de variação do sentido de rotação do fluido, mais adversos serão os efeitos na performance da bomba. [1]

Ângulo de rotação

A rotação do fluido no interior da tubulação de sucção da bomba pode ser expressa quantitativamente por meio do ângulo de rotação [1].

Conforme ANSI/HI 9.8 [1], o ângulo de rotação é obtido por meio da utilização de um vortímetro, que consiste em um aparelho que mede o número de revoluções ao longo do tempo de um dispositivo com duas paletas dispostas perpendicularmente entre si, dentro da tubulação de sucção, conforme figura 2.4, extraída de ANSI/HI 9.8 [1]. O comprimento e largura das palhetas são, respectivamente 75% e 60% do diâmetro interno da tubulação. A zona de medição é localizada à 4 diâmetros de distância da entrada da tubulação (ou do sino de sucção, caso exista). A medida que o fluido escoar pela tubulação, sua própria rotação gira o dispositivo e o medidor contabiliza o número de revoluções ao longo do tempo. Após algum tempo, e contabilizado-se o número de revoluções, a rotação média é determinada. Conhecendo-se o comprimento da paleta, é possível calcular-se a velocidade tangencial média (u_t) que é perpendicular à velocidade u .

A velocidade tangencial média (u_t) é definida conforme a seguinte equação:

$$u_t = \pi D_{pa} R_m \quad (2.1)$$

Onde, D_{pa} é o comprimento da paleta e R_m é a rotação média calculada.

$$R_m = NR/\Delta T \quad (2.2)$$

Onde NR é o número de revoluções medidas no intervalo de tempo ΔT

O ângulo de rotação (ϑ) é uma medida de quantas vezes a velocidade média, na seção transversal da tubulação, é maior do que a velocidade tangencial média

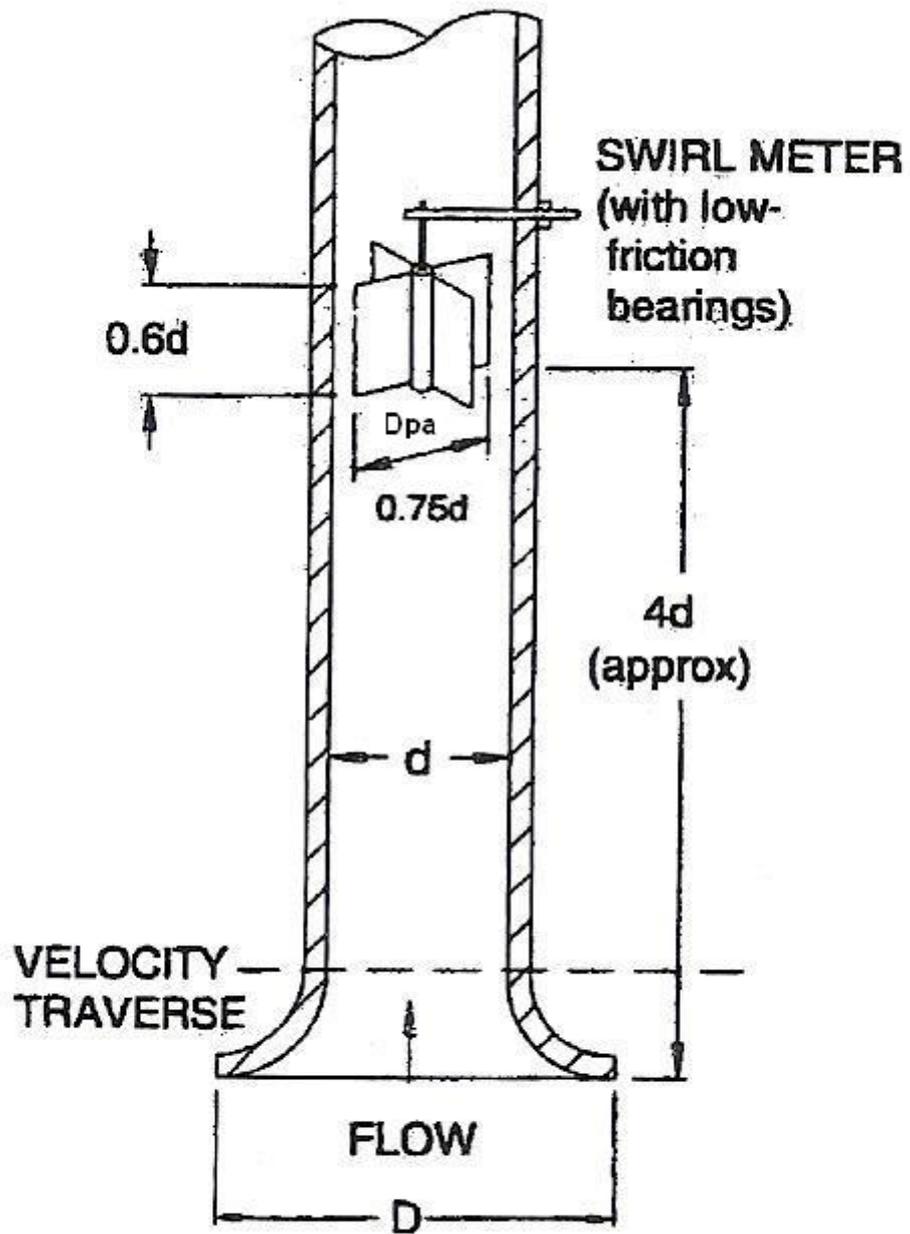


Figura 2.4: Desenho esquemático de um vortímetro extraído de ANSI/HI 9.8[1].

aferida pelo dispositivo, sendo definido como se segue:

$$\vartheta = \arctan u_t/u \quad (2.3)$$

A figura 2.5 apresenta graficamente os vetores velocidade considerados no cálculo do ângulo de rotação.

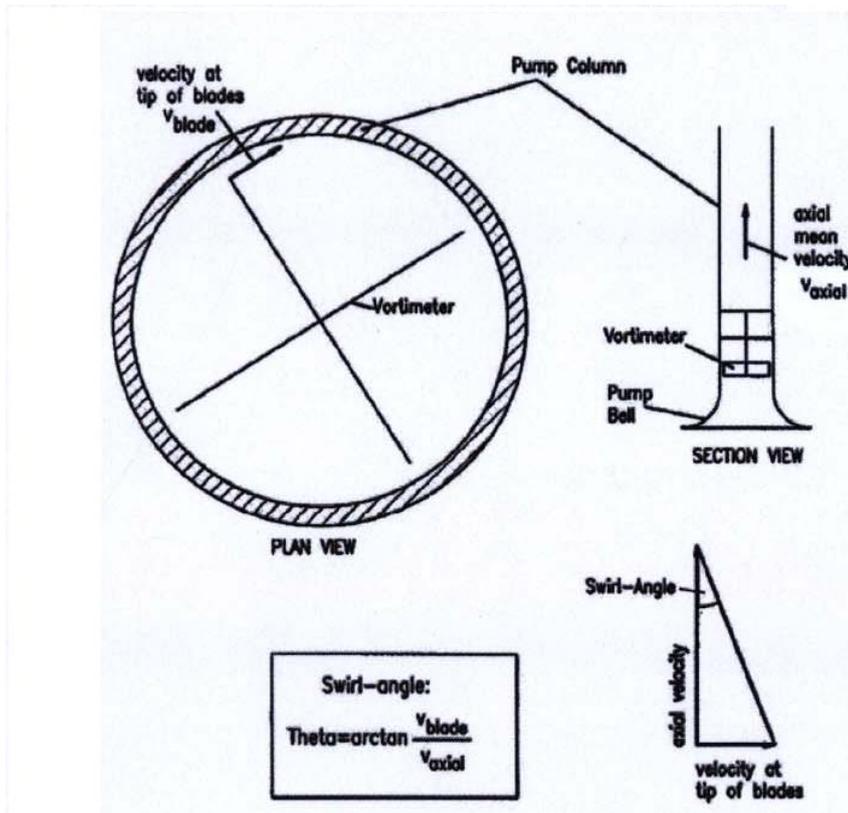


Figura 2.5: Representação gráfica dos vetores velocidade considerados no cálculo do ângulo de rotação. Figura extraída do relatório conclusivo do *Estudo Experimental*.

Perfil de Velocidade Não Uniforme ao Longo da Tubulação de Sucção

O perfil de velocidade ao longo da tubulação de sucção da bomba é diretamente afetado por todos os fenômenos descritos até agora, ou seja, presença de vórtices, rotação do fluido, zonas de recirculação e descolamentos de camada limite. O nível de assimetria dependerá da intensidade de cada fenômeno, além dos efeitos sinérgicos ocorridos devido à presença simultânea de tais fenômenos. [1, 4]

O nível de uniformidade do perfil de velocidade normalmente é avaliado quantitativamente pela obtenção da velocidade axial (perpendicular à seção transversal da

tubulação) por meio de tubos de Pitot. A simetria do escoamento é avaliada radial e circunferencialmente (círculos concêntricos ao eixo axial da tubulação), conforme apresentado na figura 2.6.

Um escoamento uniforme apresenta os mesmos valores de velocidade axial em todos os pontos de um determinado anel. A velocidade é maior quanto mais próximo ao centro da tubulação estiver o anel. Já a velocidade ao longo do eixo radial deve apresentar perfil de velocidade pistonado (no caso de escoamento turbulento) e simétrico, cujo ponto de maior velocidade está no centro da tubulação. Quanto mais pronunciados são os fenômenos hidráulicos, menos simétrico e uniforme será o campo de velocidade [1, 4].

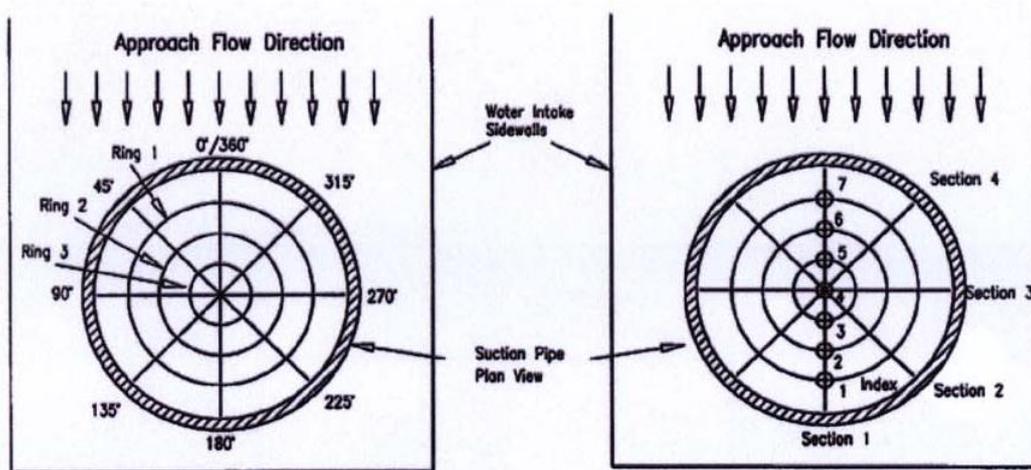


Figura 2.6: Medida da velocidade axial para avaliação do perfil de velocidade radial e circundiferencial. Figura extraída de HELLMANN [3].

A avaliação da simetria e uniformidade do escoamento são dois dos fatores mais importantes a serem considerados no projeto de BBSAs. A seção 2.1.4 apresenta os critérios de aceitação, baseada em análises qualitativas e quantitativas para o desenvolvimento de projetos[1, 4].

2.1.2 Análise de Grupos Adimensionais e Efeitos de Escala na Formação dos Vórtices

Anwar et al. [9], Hecher [8], Padmanabhan e Hecker [2] e Knauss [10] mostraram que a estrutura e magnitude dos vórtices em PBSA são governadas, além da forma e geometria da BBSA, pelos seguintes grupos adimensionais:

$$uD/T, u/\sqrt{gD}, S/D, uD/\nu, u^2D/(\sigma/\rho) \text{ e } C/D, \text{ onde,}$$

u = velocidade média do fluido na tubulação (ou da entrada do sino de sucção, caso exista)

D = diâmetro interno da tubulação (ou da entrada do sino de sucção, caso exista)

g = aceleração da gravidade

S = definida como a distância entre a entrada da tubulação de sucção da bomba (ou do sino de sucção, caso exista) e a superfície do líquido ou então em relação ao eixo central no caso tubulações horizontais.

ν = viscosidade cinemática do líquido

σ = tensão superficial líquido

ρ = massa específica do fluido

C = distância entre o fundo do PBSA e a entrada da tubulação de sucção da bomba (ou em relação ao eixo central de tubulações horizontais)

O grupo adimensional $u^2D/(\sigma/\rho)$ é definido como o Número de Weber (We) e representa a razão entre os efeitos inerciais e os da tensão superficial.

O grupo adimensional uD/ν é definido como o Número de Reynolds (Re) e representa a razão entre forças inerciais e viscosas.

O grupo adimensional u/\sqrt{gD} é definido como o Número de Froude (F) e representa a razão entre forças inerciais e gravitacionais.

O grupo adimensional uD/T é definido como Número de Circulação (NT), onde T é designado Circulação, matematicamente definido como $T = 2\pi rV_t$, sendo V_t a velocidade tangencial no raio r do vórtice de superfície. T está relacionado ao tamanho e intensidade do vórtice.

Em experimento realizado em um PBSA piloto de geometria definida e variando o nível e vazão de água, Anwar et al. [9] evidenciaram que, dependendo da combinação de tais valores, alguns grupos adimensionais, originalmente dependentes entre si, tornam-se independentes. Adicionalmente, e ainda dependendo dos

efeitos das variações de nível e vazão, determinados grupos apresentam pronunciada influência na característica e magnitude dos vórtices, enquanto outros podem ser desprezados.

Evidenciou-se também que NT torna-se pouco dependente do Número de Reynolds quando $Re > 3 \times 10^4$ e mais dependente de S/D quando $Re > 1 \times 10^4$. Mostrou-se que NT é dependente de S/D para qualquer valor de We e menos dependente do Número de Weber quando $W > 1 \times 10^4$. De fato, considerando que Re representa a razão entre forças viscosas e inerciais e We a razão entre efeitos inerciais e tensão superficial, Zielinski e Villemonte [11] e Daggett e Keulegan [12], por meio de experimentos adicionais, concluíram que a característica e magnitude dos vórtices não são influenciadas pela tensão superficial e viscosidade do fluido quando Re e We são maiores que 3×10^4 e 120 respectivamente.

Também constatou-se [9] que uma pequena redução no nível de água (h) e/ou aumento da vazão, gera aumento do tamanho e magnitude dos vórtices. Em contrapartida, o aumento da rugosidade relativa nas paredes do PBSA ajuda a diminuir a intensidades de tais vórtices.

Como interpretação prática do estudo dos grupos adimensionais, ANSI/HI 9.8 [1] observa que, considerando os valores Re e W acima dos valores supracitados, a característica e magnitude dos vórtices tornam-se função de F , S/D e G , conforme equação abaixo:

$$TV = f(F, S/D, G) \quad (2.4)$$

onde,

TV = Tipo de Vórtice, ou seja, vórtices de diferentes formas e intensidades de acordo com o nível de turbulência presente no escoamento.

G = Configuração geométrica da BBSA

Padmanabhane e Hecker [2] estudaram a influência da redução de escala na característica do escoamento em PSBAs reduzidos (escala de laboratório) de maneira a se garantir que os fenômenos hidráulicos observados em tais modelos reduzidos fossem equivalentes aos observados em escalas maiores. O estudo caracterizou-se pela análise qualitativa e quantitativa do escoamento, em três escalas diferentes (1:1, 1:2 e 1:4). Conclui-se que, se os PSBAs em diferentes escalas apresentarem o mesmo Número de Froude, os fenômenos hidráulicos presentes nas diferentes escalas serão,

em geral, equivalentes. De fato, o Número de Froude é o principal parâmetro utilizado nas reduções de escala de PBSAs. Observa-se que a escala deve ser reduzida considerando-se que Re e We devam estar acima de 3×10^4 e 120 respectivamente para que os efeitos viscosos e de tensão superficial sejam desprezíveis. Neste contexto, as variáveis da equação 2.4 são as mesmas para o modelo de escala reduzida e o real, o que implica dizer que os fenômenos hidráulicos presentes em ambas são equivalentes.

2.1.3 Recomendações de Projeto

Conforme apresentado na seção anterior, o padrão de escoamento é influenciado pela geometria da BBSA ($PSBA + CA$) e condições operacionais (vazão, nível, velocidade e etc.). Neste contexto, ANSI/HI 9.8 [1] apresenta recomendações de projeto baseado em inúmeros experimentos realizados ao longo das décadas de 60, 70 e 80. Tais recomendações têm como objetivo garantir que os fenômenos hidráulicos, caso existam, estejam dentro dos limites aceitáveis descritos no item 2.1.4. Caso as recomendações não sejam seguidas em sua íntegra, isso não significa que os fenômenos hidráulicos ocorrerão fora dos limites aceitáveis, entretanto, não será possível afirmar que eles concordarão com os critérios de aceitação estipulados. Neste cenário, testes em escala reduzida se fazem necessários para verificar se o projeto proposto atende aos critérios de aceitação.

Os requisitos básicos de projeto necessários para a performance adequada do sistema de bombeamento incluem:

- Nível de água adequado para evitar-se a formação de vórtices
- Largura e altura adequadas para limitar a velocidade de escoamento em, no máximo, $0,5 m s^{-1}$ na seção transversal do PBSA. Deve ser longo suficiente para promover a dissipação de zonas de recirculação, melhorando a uniformidade do escoamento próximo a região de sucção da bomba

A Submergência Mínima S , já definida como a distância entre a entrada da tubulação de sucção da bomba (ou do sino de sucção, caso exista) e a superfície do líquido, tem um valor mínimo para a prevenção da formação de vórtices de intensidade elevada, o qual é baseada, em parte, no Número de Froude. A seguinte

equação semi-empírica foi desenvolvida por Kecker, G.E. [8] para determinar-se a Submersão Mínima (S_{min}) durante o projeto de BBSAs.

$$S_{min} = D(1 + 2,3Fr) \quad (2.5)$$

onde as unidades de S_{min} são as mesmas de D .

ANSI/HI 9.8 [1] recomenda que as dimensões da BBSA sejam determinadas considerando-se valores múltiplo de D . Esta estratégia garante similaridade geométrica entre os componentes da BBSA e similaridade entre os padrões de escoamento encontrados.

A figura 2.7 apresenta o arranjo recomendado por ANSI/HI 9.8 e suas respectivas dimensões em função do diâmetro D .

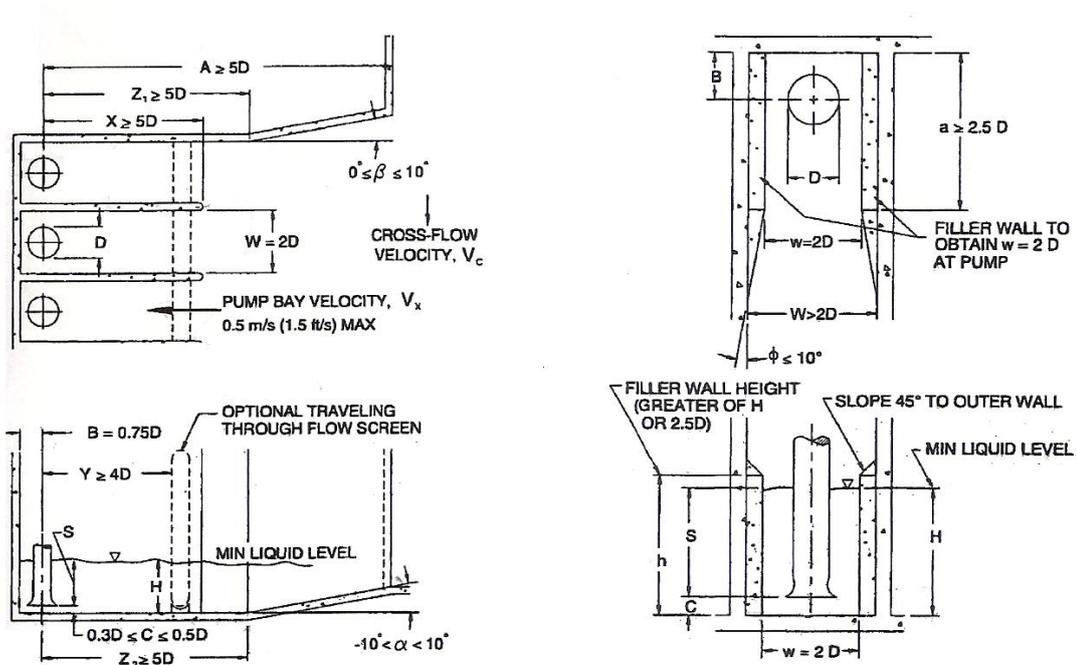


Figura 2.7: Arranjo recomendado para projetos de PBSAs.

Figura extraída de ANSI/HI 9.8 [1].

Os valores recomendados das variáveis apresentados na figura 2.7 são definidos abaixo:

1. A , distância da linha de centro da tubulação de sucção até a entrada do PBSA

(Assumindo que o fluxo cruzado na entrada do PBSA é insignificante¹)

$$A \geq 5D \quad (2.6)$$

2. a , comprimento da primeira seção do PBSA

$$a \geq 2,5D \quad (2.7)$$

3. B , distância entre a parede traseira e a linha de centro da tubulação de sucção

$$B = 0,75D \quad (2.8)$$

4. C , distância entre a entrada do sino de sucção e o fundo

$$0,3D < C < 0,5D \quad (2.9)$$

5. D , diâmetro interno do sino de sucção, que deve ser calculado de acordo com os seguintes casos:

Caso 1: $Q < 1134m^3/h$

$$0,9ms^{-1} < v < 2,7ms^{-1} \quad (2.10)$$

Caso 2: $1134m^3/h < Q < 4536m^3/h$

$$0,9ms^{-1} < v < 2,4ms^{-1} \quad (2.11)$$

Caso 3: $Q > 4536m^3/h$

$$1,2ms^{-1} < v < 2,1ms^{-1} \quad (2.12)$$

6. S_{min} , Submergência mínima da bomba. Vide equação 2.5

¹O fluxo cruzado é considerado significativo quando $Vc > 0,5Vx$, onde Vc é a velocidade média de escoamento no CA e Vx a velocidade média de escoamento no PBSA, conforme apresentado na figura 2.7.

7. H , nível mínimo de líquido

$$H = S_{min} + D \quad (2.13)$$

8. h , Altura da primeira seção da PBSA

$$h = \min(H, 2, 5D) \quad (2.14)$$

9. W , Largura do PBSA

$$W \geq 2D \quad (2.15)$$

10. w , largura da primeira seção do PBSA

$$w = 2D \quad (2.16)$$

11. X , comprimento do PBSA (assumindo que o fluxo cruzado na entrada do PBSA é insignificante)

$$X \geq 5D \quad (2.17)$$

12. Y , distância entre a linha de centro da tubulação e a grade (opcional)

$$Y \geq 4D \quad (2.18)$$

13. $Z1$, comprimento da parede lateral do PBSA a partir da linha de centro da tubulação (Assumindo que o fluxo cruzado na entrada do PBSA é insignificante)

$$Z1 \geq 5D \quad (2.19)$$

14. $Z2$, comprimento do fundo do PBSA a partir da linha de centro da tubulação

$$Z2 \geq 5D \quad (2.20)$$

15. α , ângulo entre os fundos do PBSA e do canal de aproximação

$$-10^\circ \leq \alpha \leq 10^\circ \quad (2.21)$$

16. β , ângulo entre as paredes do PBSA e do canal de aproximação

$$0^\circ \leq \beta \leq 10^\circ \quad (2.22)$$

17. ϕ , ângulo de convergência entre a primeira seção do PBSA e parede do canal de aproximação

$$\phi \leq 10^\circ \quad (2.23)$$

2.1.4 Critérios de Aceitação

O projeto final de uma BBSA deve garantir a performance adequada do sistema de bombeamento. ANSI/HI 9.8 [1] definiu os seguintes critérios de aceitação para BBSAs em escala reduzida.

Vórtices de Superfície

- Apenas os vórtices de superfície dos tipos 1 e 2 podem estar presentes
- Vórtices de superfície do tipo 3 podem estar presentes apenas se ocorrerem em um tempo inferior a 10% do tempo total

Vórtices Submersos

- Apenas os vórtices submersos do tipo 1 podem estar presentes
- Vórtices submersos do tipo 2 podem estar presentes, apenas se ocorrerem em um tempo inferior a 10% do tempo total

Ângulo de rotação

- O ângulo de rotação deve ser inferior a 5% considerando 10 minutos de medição contínua

- O ângulo de rotação deve ser inferior a 7% e ocorrer em um tempo inferior a 10% do tempo total, considerando 10 a 30 segundos de medição contínua.
- A rotação do fluido deve ser estável e não apresentar variações abruptas em seu sentido de rotação, principalmente no momento em que o ângulo de rotação estiver próximo ao valor máximo aceitável.

Velocidade Temporal Média (*VTM*)

- A *VTM* em um ponto específico ao longo da tubulação de sucção da bomba (ou do sino de sucção caso exista) deve estar dentro da faixa de mais ou menos 10% da velocidade média de escoamento considerando toda a seção transversal da tubulação (ou do sino de sucção caso exista)
- O desvio padrão da *VTM* deve ser inferior a 10%.

2.2 Aplicação de CFD ao Projeto de Bacias

Uma intensa pesquisa bibliográfica revelou que a literatura referente à simulação numérica de escoamentos em BBSA é bastante limitada. A primeira tentativa de simulação deste tipo de problema foi realizada por Tagomori e Gotoh em 1989 [13] por meio da aplicação do método dos volumes finitos para solução da equação média de Reynolds da equação de Navier-Stokes (RANS em inglês) em conjunto com o modelo de turbulência $k - \epsilon$. Simulações foram conduzidas de maneira a avaliar a influência do perfil de escoamento não uniforme do fluido na entrada do PBSA na formação dos vórtices e de dispositivos como quebra vórtices na formação dos mesmos. No entanto, não há informação no artigo sobre os detalhes do método numérico utilizado e a validação de sua solução é restrita a comparações qualitativas de resultados visuais de experimentos.

Takata et al. (1992) [14] relataram a utilização de Large Eddy Simulations (LES) de escoamento em BBSA de baixo número de Reynolds ($1,5 \times 10^4 < Re < 5,5 \times 10^4$) utilizando o modelo submalha de viscosidade turbulenta de Smagorinsk, um método de diferenças finitas de segunda ordem com integração temporal explícita. Funções de parede foram utilizadas para as condições de contorno nas paredes. As simulações foram conduzidas considerando um PBSA com quebra vórtice vertical para estudar

a influência de assimetrias do escoamento ao longo do CA na formação dos vórtices. Foi utilizada uma malha de 252 mil nós para os cálculos, um valor bastante baixo para a utilização de LES, considerando a complexidade do escoamento.

Lu et al. (1997) [15] utilizaram abordagem similar a de Tagomori [13] e o mesmo modelo de turbulência para investigar a influência da geometria das paredes e do sino de sucção no perfil de escoamento ao longo do PBSA e na tubulação de sucção.

Constantinescu e Patel[16, 17] resolveram a RANS e um modelo de turbulência $k - \epsilon$ modificado para estudar a formação de vórtices de superfície e submersos em um PBSA de geometria simplificada. As equações foram resolvidas utilizando-se um método de solução acoplado e totalmente implícito. Simulações com $Re = 20000$ foram conduzidas em três malhas diferentes apresentando, respectivamente, 220000, 450000 e 550000 células. A análise de convergência evidenciou uma diferença de 25% entre os valores de vorticidade dos vórtices de superfície encontrados nas simulações das duas malhas menores e 4% entre os valores referentes às duas malhas maiores, o que sugeria a necessidade de uma malha mais refinada. Entretanto, tal refinamento adicional não era possível devido à limitação dos computadores da época.

Experimentos foram conduzidos por Rajendran et al.[18] com o objetivo de validar a simulação de Constantinescu e Patel[16, 17] e subsidiar a análise dos resultados de futuras simulações. O modelo de laboratório foi projetado com o objetivo de reproduzir os principais fenômenos hidráulicos encontrados em BBSAs, principalmente, os vórtices de superfície e submersos. Sua geometria é simples para viabilizar a construção de malhas pouco complexas, diminuindo, portanto, o tempo de simulação. O experimento contemplou visualizações do escoamento e medidas experimentais via Particle Image Velocimetry (PIV) em diferentes regiões ao redor da tubulação de sucção. Concluiu-se que a simulação conduzida por Rajendran et al.[18] previu, de maneira satisfatória, o mesmo número de vórtices identificados no estudo experimental, assim como sua localização entre as paredes, superfícies e o sino de sucção da bomba. Entretanto, o modelo falhou ao prever a magnitude e tamanho dos vórtices. Tais vórtices identificados no estudo experimental são menores e mais intensos quando comparados aos resultados do modelo. As duas causas mais prováveis para este fato estão relacionadas à inadequação do modelo de turbulência utilizado, que não considera anisotropia no tensor de Reynolds, e a premissa adotada de regime

estacionário, já que características transientes do escoamento foram observadas no estudo experimental.

Rajendran e Patel [19] publicaram posteriormente um artigo contendo informações detalhadas sobre o estudo experimental conduzido, tendo sido, em seguida, utilizado por alguns pesquisadores para validação de seus modelos. Constantinescu e Patel [20] conduziram uma simulação utilizando o modelos de turbulência $k - \omega$ para investigar a influência da rugosidade relativa das paredes do PBSA na formação dos vórtices e usaram estes dados.

Ansar et al. [21] conduziram simulações de escoamento em BBSAs com tomada d'água simples e dupla utilizando uma versão simplificada do modelo de Constantinescu e Patel [16, 17] em uma malha relativamente grosseira de 150000 células. Ansar et al. [21] também consideraram condição de deslizamento livre nas paredes da BBSA. Eles concluíram que o modelo previu, satisfatoriamente, o perfil de escoamento ao longo do BBSA observado nos estudos experimentais conduzidos por Ansar [22]. Entretanto, falhou ao prever a localização dos vórtices de superfície.

Li et al. [23] (veja também Li et al. [24]) utilizaram o código U2RANS para simular e avaliar o escoamento em BBSAs. Tal código permitia a utilização de malhas com refino local, o que promovia grande flexibilidade na modelagem da malha, permitindo que zonas de maior importância do escoamento fossem mais refinadas em detrimento de zonas de menor importância. O modelo de turbulência $k - \epsilon$ clássico foi utilizado considerando diversas configurações geométricas de BBSA. Entretanto, para fins de validação, simulações foram conduzidas considerando-se as geometrias adotadas por Rajendran et al. [18] e Ansar [22]. Foram construídas malhas de 330000 e 480000 células para a simulação dos estudos de Rajendran et al. [18] e Ansar [22] respectivamente. Os resultados, segundo a conclusão do estudo, apresentaram satisfatória concordância com os dados experimentais.

No geral, todos os estudos supracitados apresentam características e considerações similares. Foi adotado regime de escoamento estacionário e utilizados modelos de turbulência $k - \epsilon$ e $k - \omega$ com solução das equações de RANS em geometrias simples, malhas pouco refinadas, sem refino local (e Li et al. [23]) e resíduos de erro elevados. Adicionalmente, os modelos de turbulência adotados apresentam certa dificuldade em capturar escoamentos altamente rotacionais devido à hipótese

de isotropia. Neste contexto, os resultados das simulações acima se aplicam apenas para a predição de zonas de aparição de vórtices submersos e, com menos relevância, de vórtices de superfície. Tais modelos falham na predição do tamanho, estrutura e magnitude dos vórtices. Além da hipótese de isotropia, este fato pode ser atribuído à condução de simulações em estado estacionário. Os vórtices são estruturas instáveis, que oscilam ao longo de seu eixo e podem desaparecer e ressurgir ao longo do tempo. Esta instabilidade é uma das principais causas de problemas hidráulicos em BBSAs e, naturalmente, não pode ser capturada em escoamentos estacionários.

Considerando as limitações acima descritas, e já com maior capacidade de processamento disponível, Tokyay e Constantinescu [25] conduziram estudos de validação de modelo usando LES (Large Eddy Simulation). Para a validação, os resultados da simulação foram comparados com dados obtidos via PIV por Yullin et al. [26] em estudo experimental de uma BBSA contendo dois canais de aproximação e uma bomba. Adicionalmente, foi conduzida uma simulação estacionária utilizando modelo RANS e o modelo de turbulência SST (Shear Stress Transport) com o objetivo de melhor caracterizar a performance de LES na predição dos vórtices quando comparado à abordagem utilizada nos anos precedentes como a aplicação de modelo RANS com modelos de turbulência de duas equações. Duas malhas foram geradas, uma de aproximadamente 1,5 milhões de células para o SST e outra de aproximadamente 5 milhões de células para LES. As duas malhas são refinadas o suficiente para permitir a integração das equações até as paredes sem a utilização de funções de parede. O refino da malha junto às paredes garante $0,5 < y^+ < 2$. Para a análise de convergência da simulação SST foi realizada uma simulação adicional com malha de aproximadamente 1,1 milhão de células e concluiu-se que a posição e magnitude dos vórtices nas zonas de interesse diferiam menos que 3%. A simulação referente à malha de 1,5 milhões de células apresentou uma redução do resíduo das componentes da velocidade de 4 – 5 ordens de magnitude em relação aos valores iniciais. O artigo não apresenta análise de convergência para a simulação LES. Para esta última foram utilizados 24 processadores e o tempo de simulação total foi de 300 tempos de residência do fluido na tubulação de sucção, equivalendo a 3 semanas de simulação e requerendo 10000 horas de CPU. Ainda segundo os autores, uma solução estatisticamente estacionária foi obtida após 60 tempos de residência.

O estudo de Tokyay e Constantinescu [25] demonstrou que a simulação LES é capaz de captar não somente as características qualitativas do escoamento como também as características quantitativas dos principais vórtices de parede tais como sua localização, forma e tamanho, além da distribuição de vorticidade e turbulência em seus núcleos. O PBSA do estudo experimental foi projetado com uma laje para se evitar a formação de vórtices de superfície. Quando isso ocorre, o poço é designado Poço Pressurizado de Bomba de Sucção de Água (PPBSA). Considerando uma avaliação qualitativa dos resultados, a simulação SST apresentou boa concordância com os valores médios da simulação LES e resultados experimentais, entretanto, falhou ao prever a distribuição de energia cinética turbulenta ao longo do escoamento, em particular nas regiões com presença de vórtices de parede.

Capítulo 3

Descrição dos Dados

Experimentais

3.1 Aspectos Gerais

As simulações apresentadas nesta dissertação foram desenvolvidas, em parte, com o objetivo de reproduzir os dados obtidos no estudo experimental conduzidos por HELLMANN[3]. Todos os procedimentos e atividades descritas neste capítulo foram integralmente conduzidas por HELLMANN[3]. Neste contexto, toda a modelagem geométrica e dados de processo considerados nas simulações procuram reproduzir da maneira mais fidedigna possível as configurações reais adotadas nos experimentos em questão. Portanto, o objetivo deste capítulo é caracterizar e apresentar detalhadamente as informações mais importantes referentes a tais experimentos.

Os experimentos referem-se a modelos desenvolvidos, em escala 1 : 10, para o projeto de um PBSA real de uma torre de resfriamento de uma UTE de grande porte atualmente em operação no Brasil. Cada modelo em escala reduzida foi concebido para a utilização de duas bombas verticais de sucção de água, sendo uma de alta capacidade (utilizada para o bombeamento da água de resfriamento para os condensadores da UTE) e a outra de menor porte (utilizada para a distribuição de água de serviço da UTE). A tubulação de sucção referente à bomba de grande porte é designada Tubulação de Sucção Primária (TSP) enquanto a tubulação referente à bomba de menor porte é designada Tubulação de Sucção Secundária (TSS).

Durante o desenvolvimento deste estudo experimental foram testados diferentes

modelos de maneira a se evitar que os fenômenos hidráulicos ocorressem fora dos limites de aceitação definidos na seção 2.1.4 (com especial atenção à formação de vórtices e rotação excessiva do fluido na TSP), o que interferiria negativamente na performance das bombas. Os modelos em questão são compostos de duas tubulações de sucção, anteparos, telas, grades rotativas, quebra vórtices e aletas de canto com o objetivo de melhorar o perfil de escoamento.

A performance dos modelos foi testada variando-se o nível de água e vazão de sucção da TSP. Paralelamente foram feitas medidas do perfil de velocidade e rotação na região dentro da TSP onde o rotor da bomba vertical se encontraria no PBSA real, denominado protótipo, a ser construído. Adicionalmente foram realizadas análises qualitativas com a utilização de corantes para a detecção de vórtices de superfície e submersos. A vazão da TSS foi mantida constantes em todos os casos.

Na primeira fase de desenvolvimento do modelo foram testadas duas concepções diferentes para a instalação da grade rotativa, a concepção de fluxo central e fluxo lateral. A figura 3.1 apresenta as duas concepções. A primeira considera que o escoamento através da grade rotativa ocorre de fora para dentro e a segunda que o escoamento ocorre de dentro para fora. Os teste iniciais demonstraram que o arranjo de fluxo central confere maior simetria e uniformidade ao escoamento. Adicionalmente, o arranjo proposto evita elevada turbulência nas proximidades da TSS.

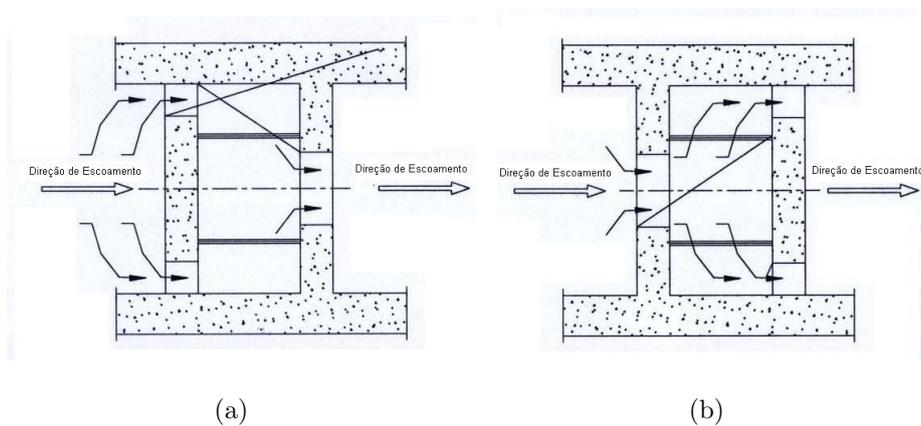


Figura 3.1: Concepções para instalação da grade rotativa. Figura extraída do relatório conclusivo do estudo experimental [3]. (a) Escoamento de Fluxo Central (b) Escoamento de Fluxo Lateral

Após definido o arranjo da grade rotativa, testou-se a performance de um arranjo sem quebra vórtices nem aletas de canto. A figura 3.2 apresenta a configuração do arranjo testado. O modelo é dividido em três câmaras: câmara 1 (CAM1), câmara 2 (CAM2) e câmara 3 (CAM3). A CAM1 recebe a massa de água entrante no modelo, redirecionando-a para a CAM2. Esta, por sua vez, é projetada para a instalação da grade rotativa. Após a passagem pela grade o fluido é encaminhado para a CAM3, onde é succionado pelas duas bombas. As aberturas dos anteparos 2 e 3 são projetadas para garantir o máximo possível um escoamento uniforme e simétrico na saída da grade rotativa. Durante o experimento evidenciou-se a presença de vórtices submersos sob o sino de sucção da TSP e alto ângulo de rotação médio, calculado conforme metodologia apresentada na seção 2.1.1.

Com o objetivo de se melhorar a performance do modelo acima, foram incorporados aos mesmos, quebra vórtices horizontais e verticais. Durante o experimento, evidenciou-se diminuição do ângulo de rotação médio. No entanto, foi detectada a presença de vórtices de parede. A figura 3.3 apresenta fotografia de um vórtice de parede identificado durante o experimento.

Aletas de canto foram então incorporadas ao modelo acima com o objetivo de se eliminar a presença de vórtices de paredes. Os resultados do experimento demonstraram que, além do ângulo de rotação médio encontrar-se dentro dos limites definidos na seção 2.1.4, não foram detectados vórtices de nenhuma natureza.

A figura 3.4 apresenta as configurações final do protótipo desenvolvido. Os diâmetros da TSP e da entrada do sino de sucção (SS) são respectivamente 1040 e 1580mm, sendo que o comprimento da zona de transição parabólica entre a entrada do SS e o começo da TSP é 240mm. A distância entre a entrada do SS e o fundo do PBSA é 790mm, já a distância entre a linha de centro da TSP e a parede de fundo é 1185mm. Os diâmetros da TSS e da entrada do sino de sucção (SS) são respectivamente 120mm e 200mm, sendo que o comprimento da zona de transição parabólica entre a entrada do SS e o começo da TSP é 120mm. A distância entre a entrada do SS da TSS e o fundo do PBSA é 3000mm, já a distância entre a linha de centro da TSS e a parede de fundo é 3785mm. O comprimento da CAM1 é 6700mm, sendo que a distância entre a entrada da PBSA e o anteparo 1 é 1000mm. Os anteparos um, dois e três apresentam espessura de 500mm. O comprimento das

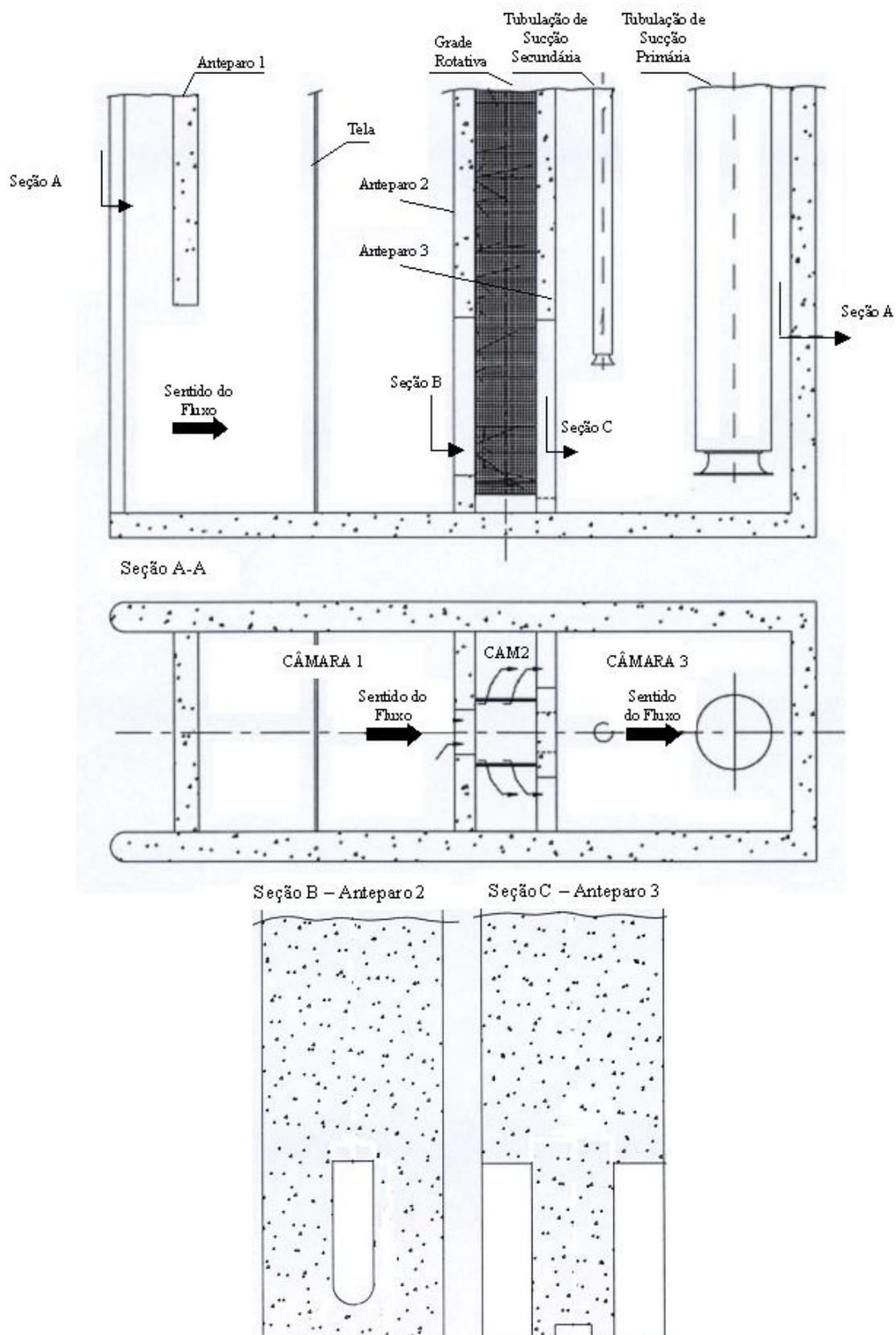


Figura 3.2: Arranjo sem quebra vórtices nem aletas de canto.

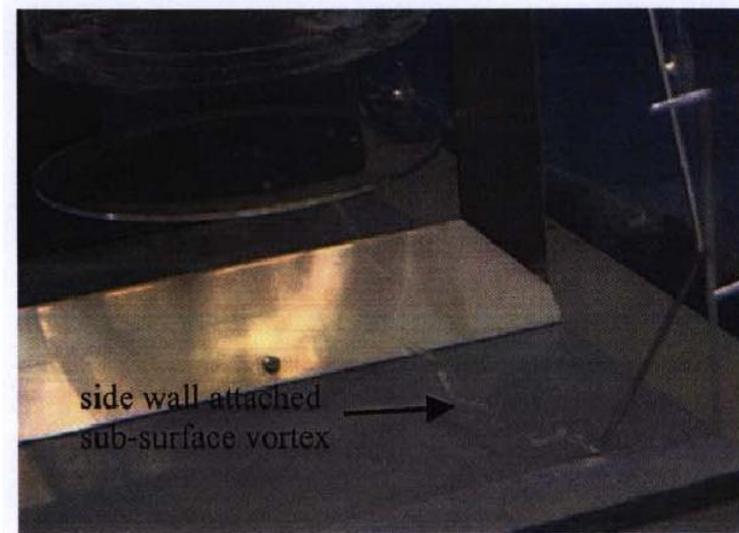


Figura 3.3: Vórtice submerso oriundo da parede lateral do PBSA

CAM1 e CAM2 são, respectivamente, 1250mm e 4750mm . A zona de passagem do anteparo dois é constituída de uma seção retangular de 900mm de largura e 2750mm de altura e uma seção semicircular de 450mm de raio. Já o anteparo três apresenta três seções de passagem retangulares e independentes, duas delas apresentam largura e comprimento de respectivamente 1100mm e 3900mm e a terceira largura de 300mm e altura de 800mm . A largura da região de entrada do fluido (entrada da CAM1) é 4000mm . A altura da PBSA é superior a 7500mm . As saídas da TSP e TSS estão localizadas em elevação superior a 7500mm de altura em relação ao fundo da PBSA.

Todos os modelos testados possuem escala 1 : 10 em relação ao protótipo e apresentam em comum a configuração do canal de aproximação, posição, e distância entre as bombas, localização dos filtros rotativos e demais dimensões. Todavia, diferem em relação a presença de quebra vórtices e aletas de canto. Portanto, todas as dimensões apresentadas na figura 3.4, após mudança de escala, podem ser consideradas iguais, quando aplicável, à figura 3.2.

A figura 3.5 apresenta uma visualização 3D do arranjo final do modelo para melhor o entendimento. Telas e grades rotativas não estão representadas no desenho 3D.

O estudo experimental em questão apresenta, adicionalmente, o desenvolvimento de outro modelo de BBSA que atinge o mesmo nível de performance do último mod-

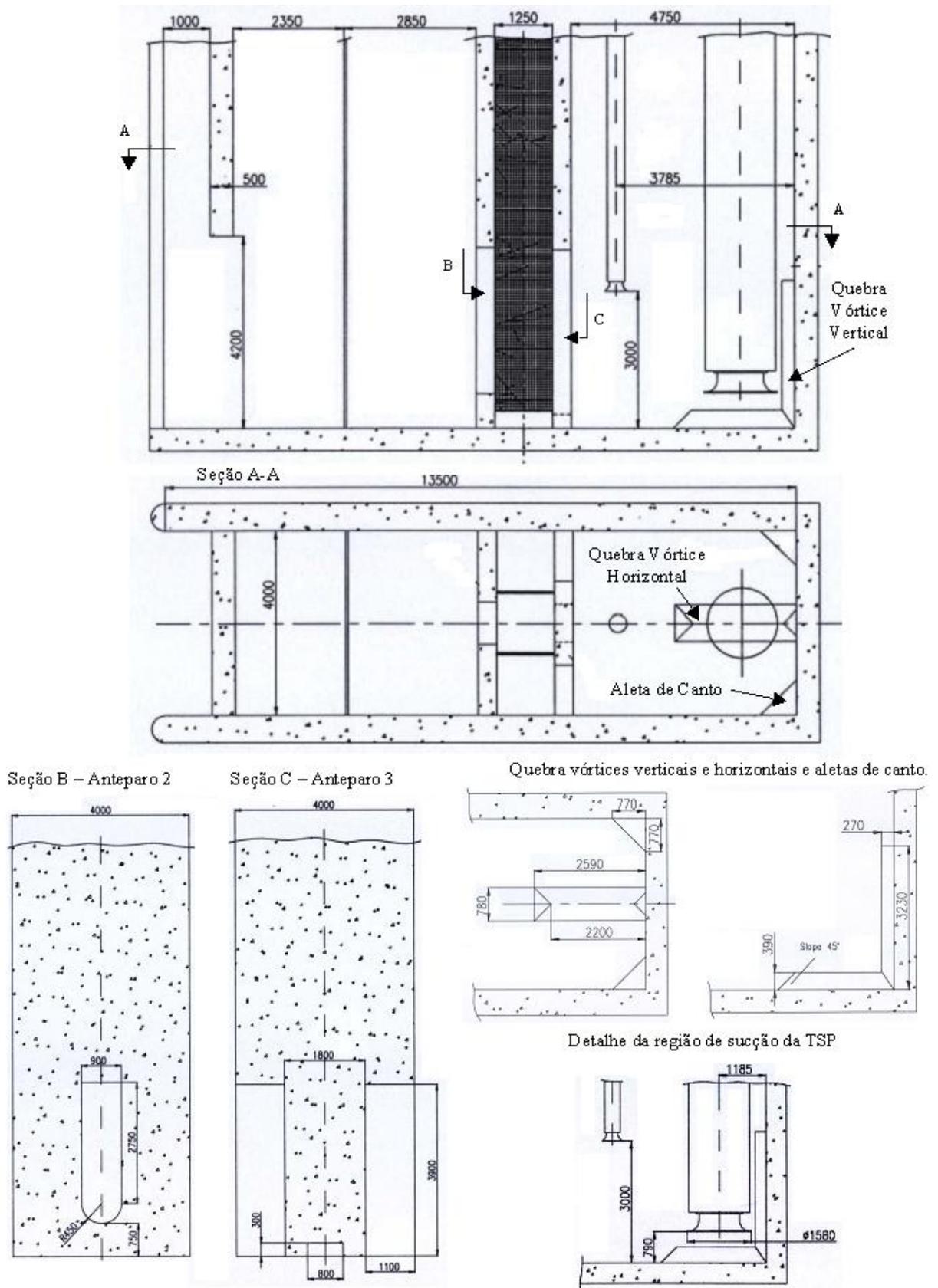


Figura 3.4: Arranjo Completo com quebra vórtices e aletas de canto. Dimensões apresentadas em mm.

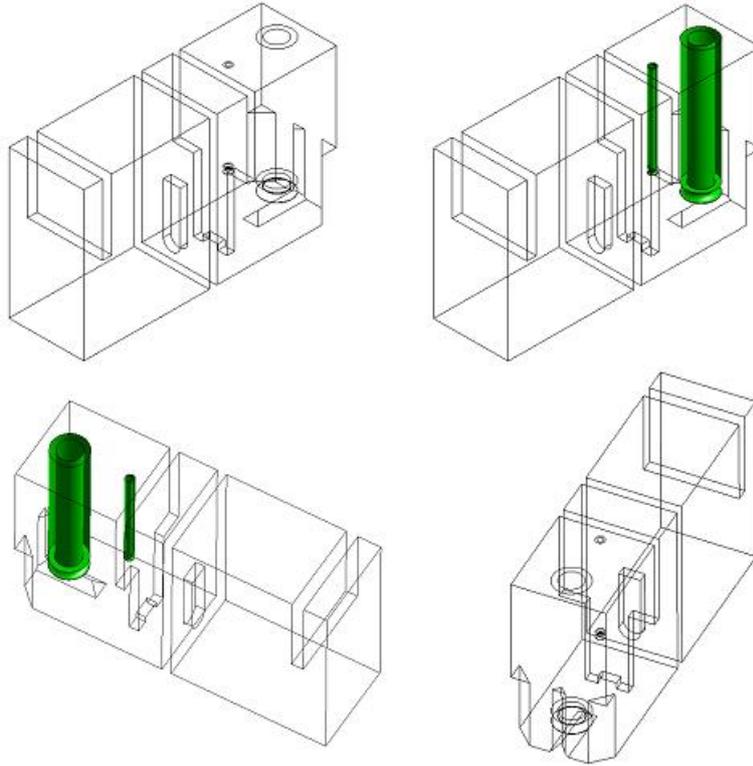


Figura 3.5: Arranjo Completo 3D com quebra vórtices e aletas de canto.

elo aqui apresentado. Entretanto, apenas o modelo apresentado acima foi considerado para o desenvolvimento das simulações CFD. Assim, toda e qualquer informação sobre o modelo adicional supracitado não está contemplada neste capítulo. Para informações mais detalhadas sobre o estudo experimental relatado neste capítulo, vide [3].

3.2 Desenvolvimento do modelo em escala reduzida

A redução de escala realizada neste experimento atendeu aos critérios descritos na seção 2.1.2 de maneira a se garantir representatividade entre o protótipo (modelo em escala real) e o modelo reduzido. O seguinte procedimento foi, portanto, adotado:

1. As vazões da TSP e TSS foram calculadas de maneira que o modelo em escala reduzida apresentasse o mesmo número de Froude do protótipo (escala real), ou seja, $F_p = F_r$, onde F_p representa F do protótipo e F_r representa F do

modelo reduzido. Assim temos:

$$\frac{u_p}{\sqrt{gD_p}} = \frac{u_r}{\sqrt{gD_r}} \quad (3.1)$$

Onde u_p é a velocidade na tubulação do protótipo, u_r é a velocidade da tubulação do modelo reduzido, D_p é o diâmetro da tubulação do protótipo e D_r é o diâmetro da tubulação do modelo reduzido.

Manipulando a equação acima, temos:

$$Q_r = Q_p \left(\frac{D_r}{D_p} \right)^{5/2} \quad (3.2)$$

Onde Q_r é a vazão da tubulação do modelo reduzido e Q_p é a vazão da tubulação do protótipo.

Considerando $D_r/D_p = 0,1$ (fator de escala adotado no experimento), temos:

$$Q_r = 0,0031623Q_p \quad (3.3)$$

A equação 3.3 é utilizada para a determinação da vazão do modelo reduzido a partir da vazão do protótipo, considerando redução de escala 1 : 10, garantindo-se, portanto, o mesmo número de Froude entre ambos.

A tabela 3.1 apresenta os valores das vazões calculadas para o modelo reduzido a partir das vazões do protótipo.

Tabela 3.1: Valores de vazão calculados através da equação 3.3 a partir das vazões do protótipo

	Protótipo	Modelo Reduzido
Vazão de projeto na TSP (m^3/h)	18320	58
Vazão máxima na TSP (m^3/h)	22900	72
Vazão de projeto na TSS (m^3/h)	960	3

2. Considerando as vazões calculadas e apresentadas na tabela 3.1, checou-se os valores dos números de Weber e Reynolds¹ para a nova escala. Observa-se

¹Re foi calculado considerando-se o diâmetro da entrada do sino de sucção

que, conforme estabelecido na seção 2.1.2, We e Re devem ser superiores, respectivamente a 120 e 3×10^4 . A tabela 3.2 apresenta os valores de We e Re para as duas vazões (projeto e máxima) na TSP do modelo reduzido.

Tabela 3.2: Valores de Re e We para as vazões de projeto e máxima na TSP do modelo reduzido

	Vazão de projeto ($58m^3/h$)	Vazão máxima ($72m^3/h$)
Re	$1,3 \times 10^5$	$1,62 \times 10^5$
We	1458	2278

Como é possível observar os valores encontra-se bastante acima dos limites mínimos descritos na seção 2.1.2.

3.3 Obtenção dos dados experimentais

Duas análises quantitativas diferentes foram realizadas ao longo do experimento: determinação do perfil de velocidade dentro da TSP por meio da medição da velocidade u (perpendicular à seção transversal da tubulação) e determinação do ângulo de rotação definido na seção 2.1.1.

3.3.1 Perfil de velocidade

Os dados da velocidade u foram obtidos pela utilização de tubo de Pitot, tendo sido o perfil de velocidade avaliado radial e circunferencialmente (círculos concêntricos ao eixo axial da tubulação), conforme figura 2.6. No entanto, o estudo não definiu a posição exata dentro do TSP onde as medidas foram tomadas. Apenas informou que tais medições foram realizadas na elevação onde o rotor da bomba vertical estaria presente, caso esta fosse uma BBSA real. De fato, analisando as fotografias tiradas e o filme gerado ao longo do estudo, é possível localizar com bastante precisão a elevação da região de medição. Entretanto, não é possível definir a distância entre e a linha de centro da tubulação e os anéis onde as medidas de velocidade foram tomadas. Sabe-se que foram realizadas medidas em 25 pontos diferentes, distribuídas sob a forma de três anéis concêntricos apresentando, cada

um deles, oito medidas de velocidade distribuídas uniformemente ao longo do anel. A medida de velocidade restante foi realizada no centro da TSP.

3.3.2 Ângulo de rotação

Os ângulos de rotação (ϑ), já definidos na seção 2.1.1, calculados no experimento, foram determinados na mesma região dentro da TSP onde os perfis de velocidade foram obtidos. A figura 3.6 apresenta a região de medição para obtenção dos dados.

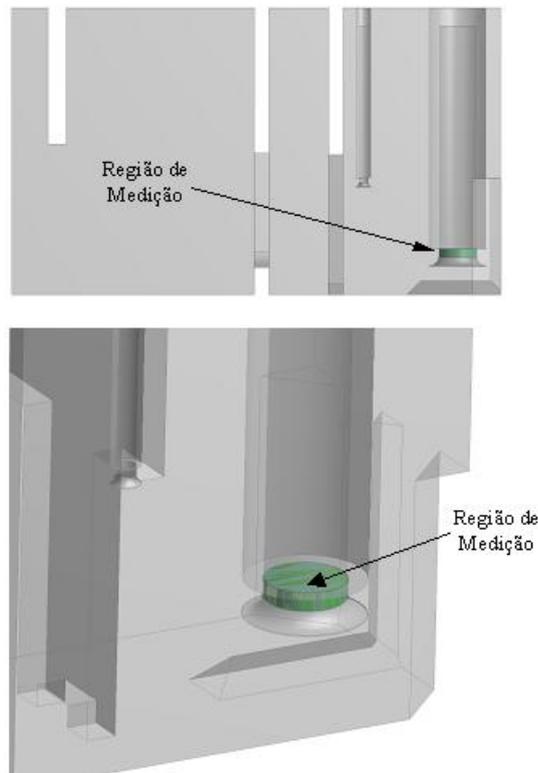


Figura 3.6: Região de medição do ângulo de rotação e do perfil de velocidade

O aparato experimental utilizado é diferente do recomendado na seção 2.1.1. Enquanto a norma ANSI/HI 9.8[1] recomenda que o comprimento e largura das palhetas sejam, respectivamente $0,75D$ e $0,6D$, as medidas adotadas neste experimento consideram comprimento de $0,95D$ e largura inferior a $0,6D$. A zona de medição também difere da altura de $4D$ a partir da entrada do sino de sucção, recomendada na seção 2.1.1.

O relatório do experimento informa apenas os valores médios obtidos para ϑ , não apresentando, explicitamente, o intervalo de tempo considerado para a obtenção de

tais médias. Deve-se considerar, todavia, que o relatório cita critério de aceitação descrito em ANSI/HI 9.8[1] (ver seção 2.1.4) que apresenta os tempos de medição requeridos para a condução de experimentos desta natureza.

3.4 Condições operacionais

Todas as medições apresentadas na seção 3.3 foram realizadas em diferentes condições operacionais, variando-se a vazão na TSP e o nível de água do modelo. A tabela 3.3 apresenta todas as condições operacionais consideradas no experimento.

Tabela 3.3: Valores de vazão e nível utilizados para estudo do modelo reduzido

Teste	Vazão (m^3/h)	Nível (mm)
101	58	450
102	72,5	450
103	58	600
104	72,5	600
105	58	750
106	72,5	750

3.5 Análise qualitativa

Além dos dados quantitativos coletados, foram conduzidas análises qualitativas com o objetivo de detectar-se a presença de vórtices de superfície e submersos. A análise qualitativa dos vórtices baseou-se na classificação de vórtices apresentada na figura 3.7, extraída do relatório conclusivo do estudo experimental [3].

3.6 Resultados

O resultados deste experimento serão apresentados no capítulo de resultados à medida que se fizerem necessários.

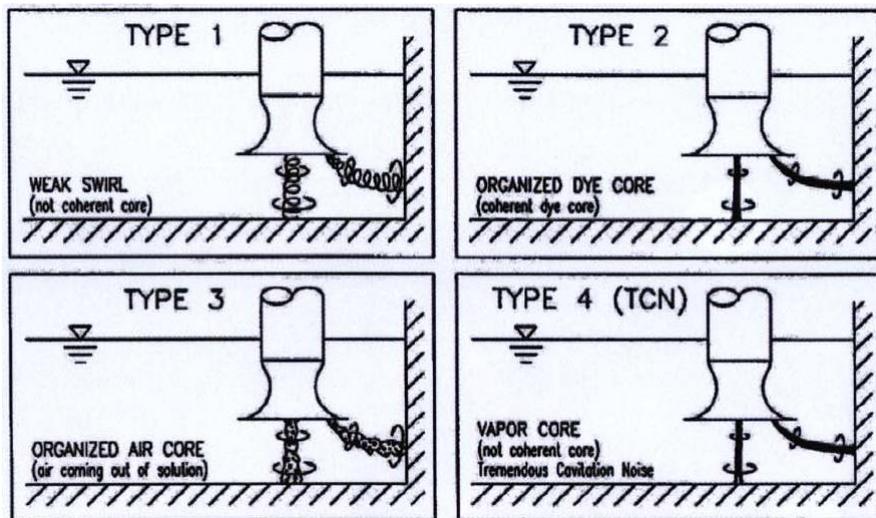


Figura 3.7: Classificação dos vórtices submersos.

3.7 Instrumentação

Para informações sobre os instrumentos de medição utilizados e seus respectivos erros de medição associados, consulte [3].

Capítulo 4

Modelagem Geométrica

Este capítulo apresenta informações sobre todos os arranjos modelados para as simulações CFD e também seus respectivos desvios em relação ao arranjo descrito no experimento relatado no capítulo três. A descrição das malhas é apresentada no capítulo seis.

4.1 Descrição dos Arranjos

Quatro arranjos diferentes foram modelados para a condução das simulações CFD, tendo sido classificados em dois grupos principais: arranjo simples (AS) e arranjo completo (AC). O AS não apresenta quebra-vórtices nem aletas de canto na CAM3. Em contrapartida, o AC apresenta tais dispositivos na CAM3 conforme geometria descrita no capítulo três. Os arranjos também diferem em relação à altura e comprimento dos PBSAs modelados. Tais arranjos são identificados como se segue:

- AS750 - Arranjo simplificado de $750mm$ de altura
- AS750C - Arranjo simplificado de $750mm$ de altura, curto
- AS800C - Arranjo Completo de $800mm$ de altura
- AS800C - Arranjo Completo de $800mm$ de altura, curto

Informações adicionais acerca dos arranjos supracitados são definidos nas seções seguintes.

4.1.1 Desvios

As telas e grades rotativas utilizadas no modelo descrito no capítulo três não foram consideradas na modelagem dos arranjos para simulação CFD. Desvios adicionais referentes a cada arranjo são definidos na descrição dos mesmos.

4.1.2 AS750

O Arranjo AS750 apresenta as mesmas dimensões descritas na figura 3.4, excetuando-se as saídas da TSP e TSS, cujas elevações encontram-se a $750mm$ de distância do fundo da PBSA. O arranjo AS750 está representado na figura 4.1.

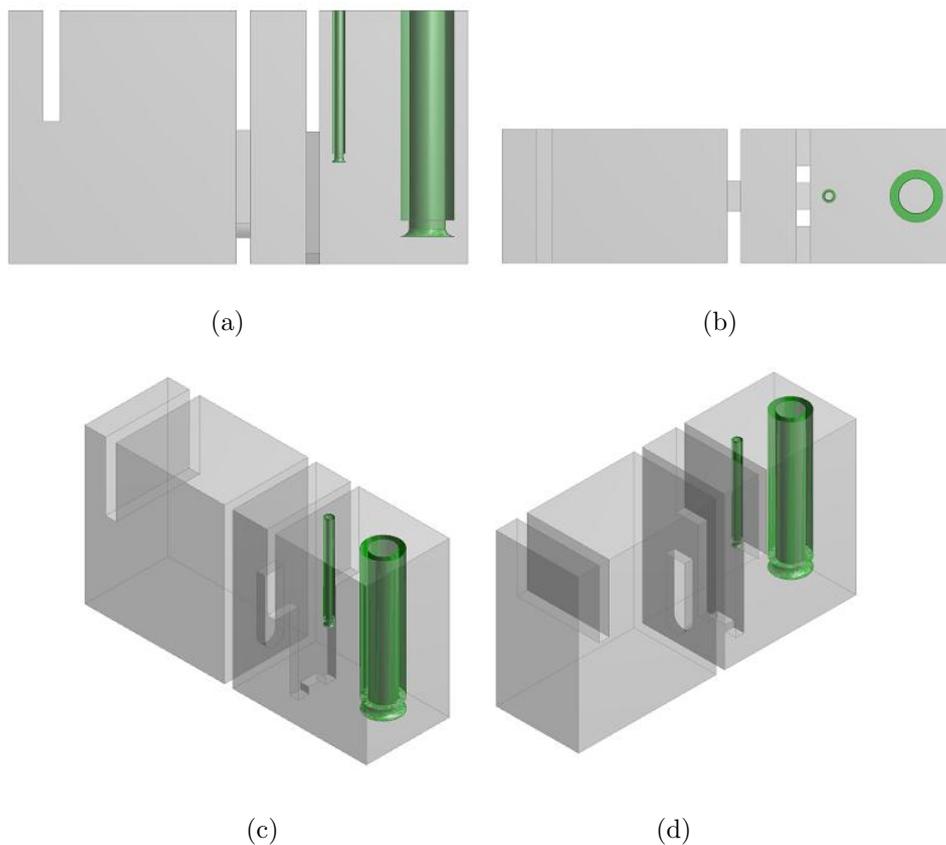


Figura 4.1: Arranjo AS750. (a) Vista lateral (b) Vista superior (c) Vista isométrica 1 (d) Vista isométrica 2

4.1.3 AS750C

Todas as dimensões do arranjo AS750C são idênticas as do arranjo AS750, excetuando-se o comprimento da CAM1. O arranjo AS750C recebe a designação

”curto”, justamente pelo fato do comprimento da CAM1 ser menor quando comparado a CAM1 do arranjo AS750. A figura 3.4 apresenta as dimensões do arranjo AS750C. O comprimento total da nova CAM1 é $520mm$, sendo que a região entre a entrada da PBSA e o anteparo um não é mais modelada. Logo, a largura e altura da região de entrada do fluido (entrada da CAM1) são, respectivamente, $400mm$ e $420mm$. A figura 4.2 apresenta o arranjo AS750C para melhor entendimento.

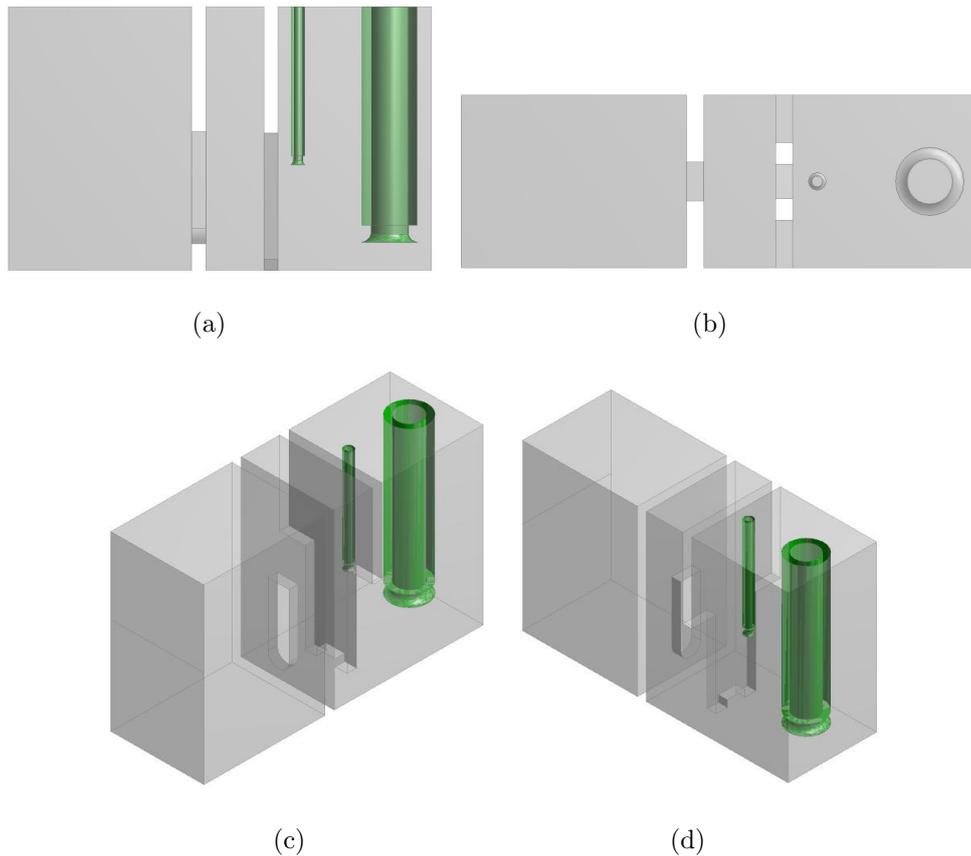


Figura 4.2: Arranjo AS750C. (a) Vista lateral (b) Vista superior (c) Vista isométrica 1 (d) Vista isométrica 2

4.1.4 AS800C

As dimensões do arranjo AS800C são idênticas as do arranjo AS750C, excetuando-se a altura do PBSA, passando a apresentar o valor de $800mm$ ao invés de $750mm$. A figura 4.3 apresenta as dimensões do arranjo AS800C. Observa-se que a elevação das saídas da TSP e TSS foram mantidas iguais aos valores do arranjo AS750C, ou seja, $750mm$. Adicionalmente, foi criado um volume na geometria,

definido como *Volume 1*, utilizado para o cálculo de propriedades médias espaciais. A figura 4.3(e) apresenta a localização do *Volume 1*.

4.1.5 AC800C

As dimensões do arranjo AC800C são idênticas as do arranjo AS800C, no entanto, o primeiro apresenta quebre-vórtices horizontais e verticais e aletas de canto. Daí sua designação "arranjo completo", pois reproduz exatamente as configurações dos quebra-vórtices e aletas de canto apresentadas no experimento descrito no capítulo três. As figuras 4.4 apresenta o arranjo em questão. Adicionalmente, foram criados dois volumes na geometria, definidos como *Volume 1* e *Volume 2*, utilizados para o cálculo de propriedades médias espaciais. O *Volume 1* é o mesmo apresentado na figura 4.3(e), já o *Volume 2* é apresentado na figura 4.4(e). A figura 4.4(f) apresenta ambos os volumes.

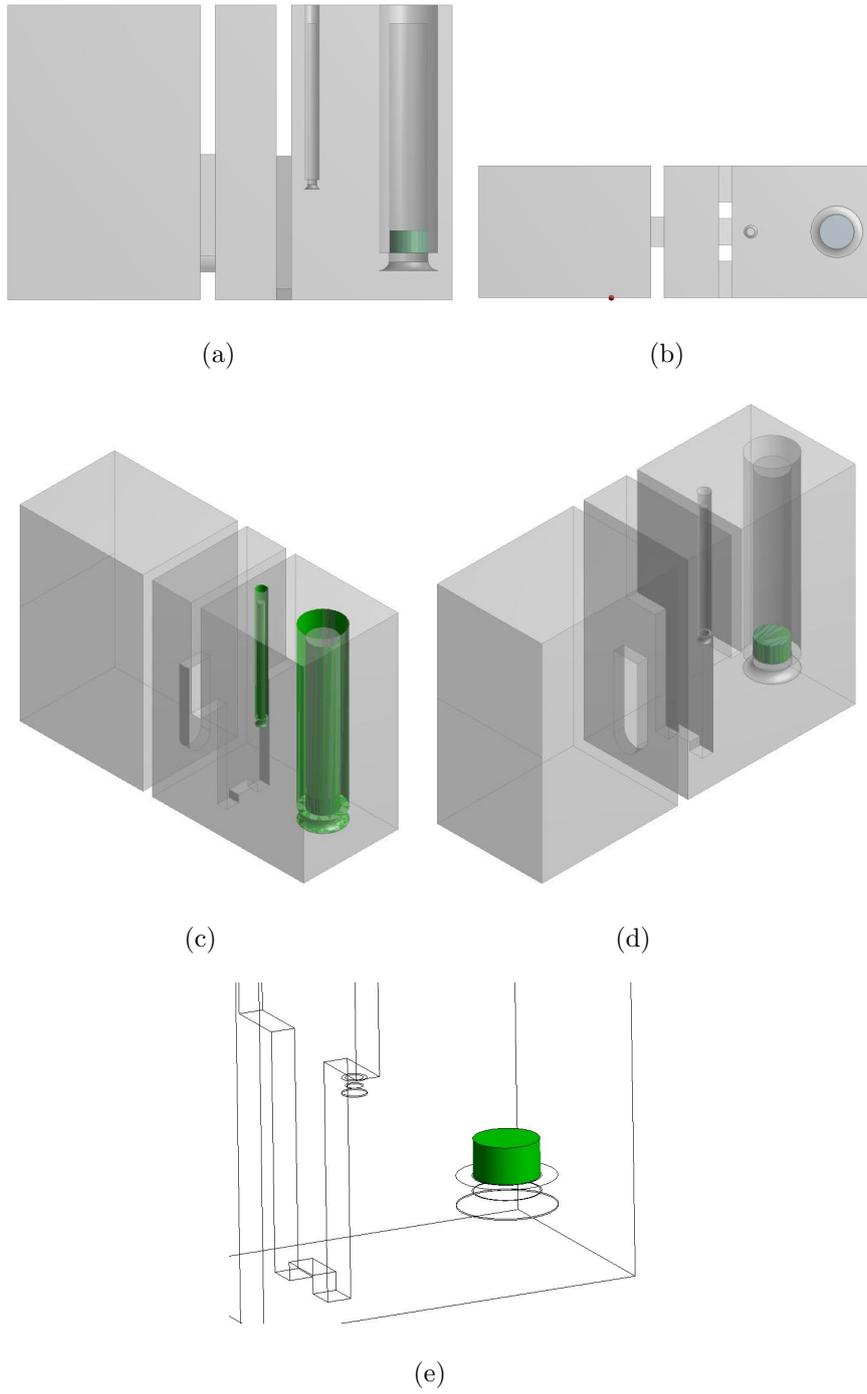


Figura 4.3: Arranjo AS800C. (a) Vista lateral (b) Vista superior (c) Vista isométrica 1 (d) Vista isométrica 2 (e) Vista isométrica do *Volume 1*

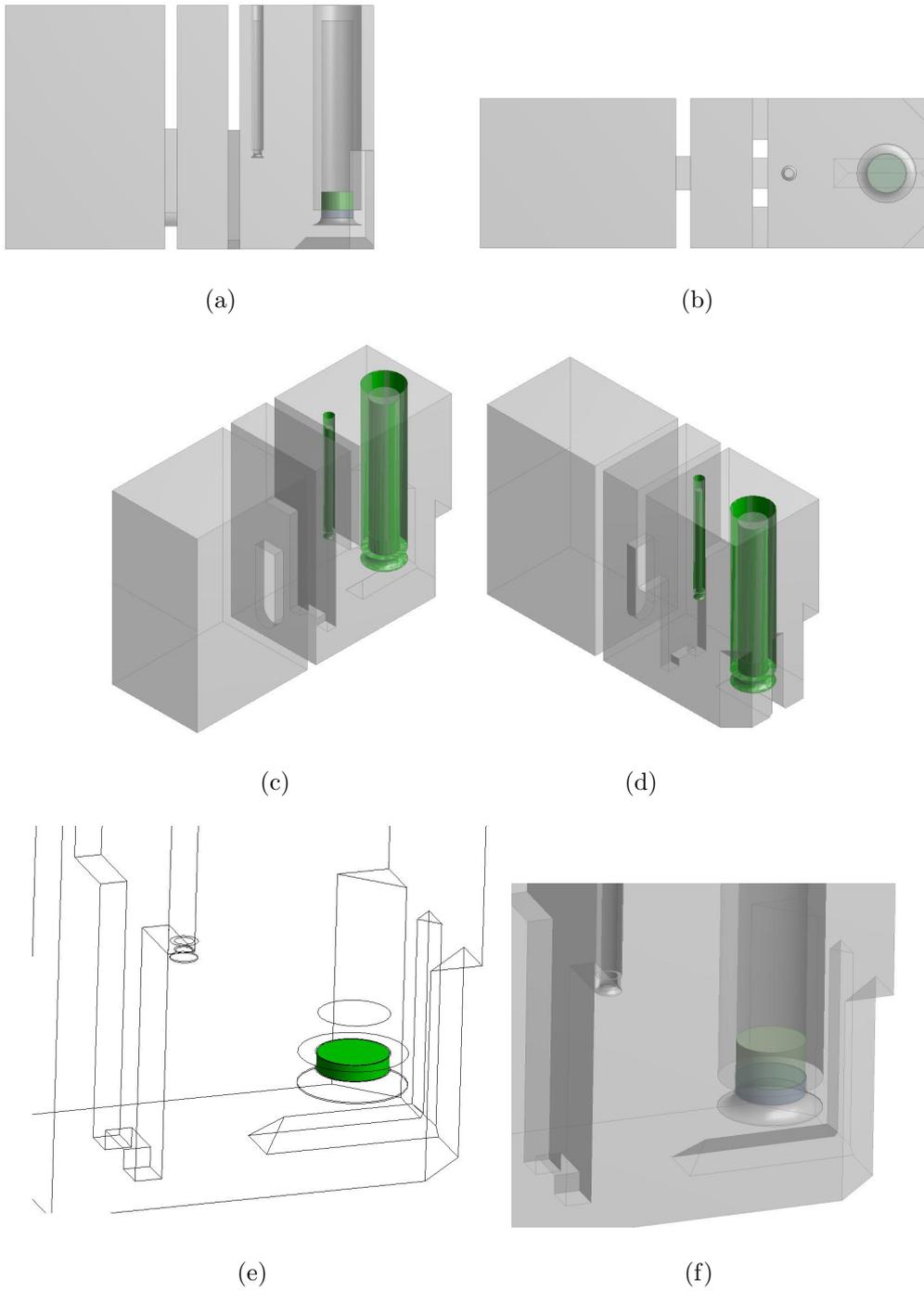


Figura 4.4: Arranjo AC800C. (a) Vista lateral (b) Vista superior (c) Vista isométrica 1 (d) Vista isométrica 2 (e) Vista isométrica do volume 2 (f) Vista isométrica dos Volumes 1 e 2

Capítulo 5

Modelagem Matemática

5.1 Conceitos Básicos

Para a solução CFD do escoamento multifásico, duas abordagens se destacam na literatura [27]. Ambas calculam o campo de velocidade da fase contínua usando sua equação de conservação de quantidade de movimento, enquanto que o escoamento da fase dispersa é calculado de modo Lagrangeano, considerando entidades discretas (bolhas, gotas ou partículas), ou como uma fase contínua, onde todas as fases são vistas como meios interpenetrantes, na chamada abordagem Euleriana-Euleriana.

O Volume de Fluido (VOF - *Volume-of-Fluid*) é uma abordagem refinada, onde a movimentação das interfaces entre as fases existentes é resolvida pelo modelo [28, 29]. Um único campo de escoamento é considerado e as fases são diferenciadas pela variação das propriedades do fluido através da interface. Esta classe de métodos foi implementada com sucesso para o cálculo de escoamento de frente livre em problemas de física simples [28, 29], mas ainda é proibitivo a simulação de problemas mais complexos devido ao imenso custo computacional.

O modelo Euleriano-Euleriano usa as equações de conservação de massa e *momentum* médias para descrever os perfis dinâmicos de ambas as fases em uma escala de tamanho superior à molecular e é baseada na promediação das equações de conservação usando médias volumétrica, temporal ou amostral [30, 31, 32]. Em aplicações industriais é comum que as fases se encontrem bem misturadas e o número de partículas, gotas ou bolhas seja muito grande e, portanto, o processo de média se torna necessário para caracterizar a mistura.

5.2 Equações de Transporte

As equações de transporte descritas abaixo (equação da *Continuidade* (5.1) e equação de *Navier Stokes de Média de Reynolds* (5.2)) já estão apresentadas em sua forma simplificada considerando escoamento monofásico e isotérmico.

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (5.1)$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau - \overline{\rho \mathbf{u} \otimes \mathbf{u}}) + S_M \quad (5.2)$$

5.3 Equação de Fração de Fase

A equação de fração de fase descrita abaixo (5.3) foi utilizada neste estudo para o acompanhamento da interface entre os fluidos.

$$\frac{\partial(\rho_i \epsilon_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_i v \epsilon_i) = 0 \quad (5.3)$$

Onde, $i = 1, 2$

5.4 Modelagem de Turbulência

A modelagem da turbulência é de grande importância na descrição correta de escoamentos multifásicos em simulações CFD e geralmente começa pela decomposição de Reynolds na qual a velocidade instantânea é dividida na soma de uma velocidade média \mathbf{u} e uma velocidade flutuante \mathbf{u}' . Como as equações da continuidade e de balanço de *momentum* são escritas em função da velocidade instantânea, estas podem ser reescritas aplicando a média de Reynolds para uma escala de tempo Δt . Esta escala de tempo deve ser maior que a escala de tempo das flutuações de velocidade e menores que a escala de tempo do processo transiente a ser modelado. Desta forma, o termo de tensão de Reynolds surge na equação de *momentum* a partir do processo de média, de modo a considerar os efeitos de turbulência. A modelagem da turbulência tende a focar determinados efeitos e, portanto, as equações de seus modelos podem variar de forma significativa dependendo das hipóteses assumidas em sua formulação.

Uma das abordagens para modelar a tensão de Reynolds é baseada na teoria de viscosidade de BOUSSINESQ [33] onde se considera que, assim como as tensões viscosas em um escoamento laminar, as tensões turbulentas são proporcionais ao gradiente da velocidade média do escoamento. Baseando-se na viscosidade laminar, Boussineq introduziu o conceito de viscosidade turbulenta como uma propriedade que depende da turbulência local. Contudo, existe a necessidade de modelos para calculá-la.

A identificação dos fenômenos de turbulência em escoamentos multifásicos teve início há mais de duas décadas atrás. O trabalho de BRAUER [34] deu um dos primeiros passos na modelagem ao identificar diferentes fontes de turbulência e propôr suas formulações. Abaixo estão listadas as principais causas de geração de turbulência em escoamentos multifásicos.

- Turbulência de Reynolds — definida pelas flutuações de velocidade, como no caso monofásico. Também é válido para escoamentos multifásicos, porém outros efeitos, como a flutuação de fase, devem ser avaliados.
- Turbulência de Interface — ocorre pela diferença de tensão superficial na interface quando existe transferência de massa na última.
- Turbulência por Deformação — induzida pelo movimento da superfície das bolhas.
- Turbulência por Interação de População — devido às interações entre partículas ou bolhas em movimento [35].

Ao longo dos anos, foram desenvolvidos vários modelos para inclusão dos efeitos de turbulência em simulações CFD monofásicas [36, 37] e apenas alguns destes foram adaptados para os casos multifásicos.

Os seguintes modelos de turbulência foram utilizados neste estudo:

Modelos de turbulência usando a hipótese de Boussinesq (isotrópicos de duas equações): $k - \epsilon$ e SST .

Modelos de turbulência para o tensor de Reynolds (anisotrópicos): SSG e BSL .

O modelo BSL para o tensor de Reynolds é descrito abaixo, uma vez que foi o principal modelo utilizado neste trabalho. Informações sobre os outros modelos aqui relatados podem ser encontradas no manual do CFX 11.0 da ANSYS®.

Modelo para tensor de Reynolds padrão:

$$\frac{\partial \rho \overline{u_i u_j}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \rho \overline{u_i u_j}) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{2}{3} C_S \rho \frac{k^2}{\epsilon} \right) \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right) = P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \epsilon + \phi_{ij} + P_{ij,b} \quad (5.4)$$

Onde,

$$P_{ij} = -\rho \overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} - \rho \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \quad (5.5)$$

e

$$P_{ij,b} = B_{ij} - C_{BUO} \left(B_{ij} - \frac{1}{3} B_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (5.6)$$

Modelo BSL para tensor de Reynolds:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(U_k\rho\omega)}{\partial x_k} = & \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k + P_{\omega b} - \beta_3 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \right) + \\ & (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_2 \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (5.7)$$

Capítulo 6

Resultados e Discussões

Este capítulo apresenta os resultados e discussões acerca das simulações conduzidas ao longo deste estudo. Neste contexto os seguintes aspectos são considerados:

- Caracterização e descrição das malhas geradas para a condução das simulações
- Modelos de turbulência utilizados
- Características transientes e estacionárias
- Escoamento monofásico e bifásico
- Comparação entre os resultados da simulação e os resultados experimentais

6.1 Caracterização e descrição das malhas geradas

Todas as malhas foram geradas utilizando-se o programa ICEM CFX 11.0 da ANSYS®.

Conforme apresentado no capítulo quatro, foram geradas seis malhas diferentes. A Tabela 6.1 apresenta o número de nós de cada uma delas, já a Tabela 6.2 apresenta os maiores valores encontrados nas malhas para *Razão de Aspecto* e *Razão Volumétrica* e os menores *Ângulos de Face*. Tais parâmetros estão associados a qualidade dos elementos da malha. A qualidade é um parâmetro importante, pois quanto melhor a qualidade da malha, maior a facilidade de convergência numérica. A *Razão Volumétrica* é a razão entre o volume do elementos vizinhos na malha

(maior/menor) e a *Razão de Apecto* é a razão entre os comprimentos característicos dos elementos vizinhos (maior/menor).

Tabela 6.1: Número de nós das malhas

Malha	Número de nós
<i>AS750M</i>	318423
<i>AS750CM1</i>	321950
<i>AS750CM2</i>	673351
<i>AS800CM</i>	739637
<i>AC800CM1</i>	596311
<i>AC800CM2</i>	1418079

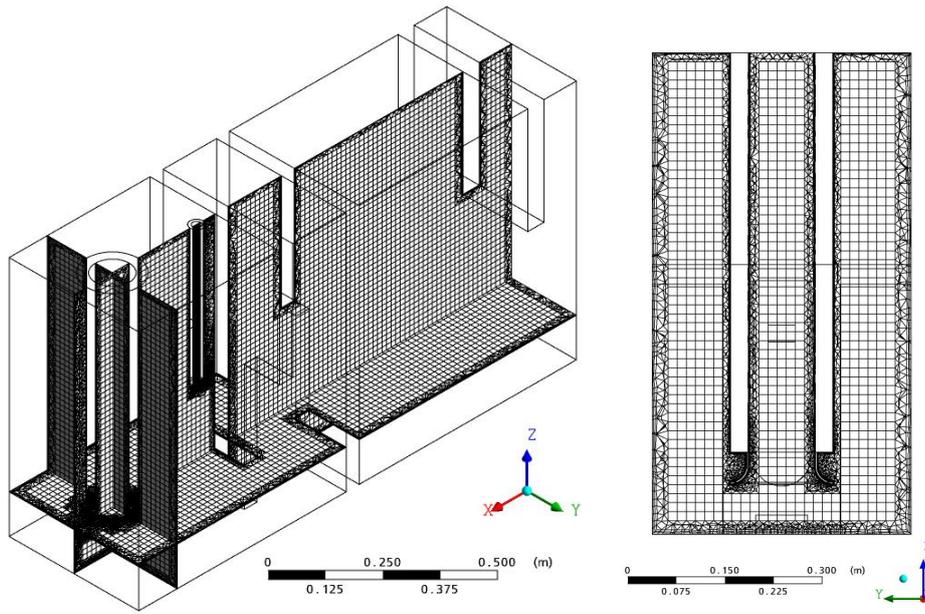
Tabela 6.2: Parâmetros de qualidade das malhas

Malha	Máxima <i>Razão de Aspecto</i>	Máxima <i>Razão Volumétrica</i>	Menor <i>Ângulo de Face</i>
<i>AS750M</i>	1466	213,0	8,0°
<i>AS750CM1</i>	342,4	257,5	0,61°
<i>AS750CM2</i>	89,1	160,6	8,0°
<i>AS800CM</i>	65,9	78,7	6,1°
<i>AC800CM1</i>	68,0	138,9	3,2°
<i>AC800CM2</i>	19,1	69,9	4,7

As seções seguintes apresentam informação adicionais sobre cada uma das malhas geradas.

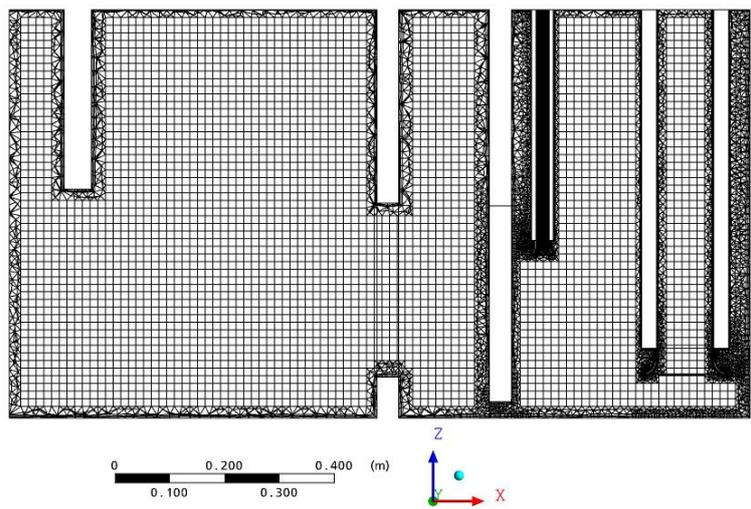
6.1.1 Malha do Arranjo AS750M

A malha AS750M apresenta três camadas de prisma nas paredes da PBSA e cinco camadas nas superfícies internas e externas da TSP e TSS. Não há camada de prisma nas superfícies de entrada e saída de água e ar. A malha apresenta predominância de elementos hexaédricos (hexacore). As figuras 6.1 e 6.2 apresentam diferentes vistas da malha em questão.

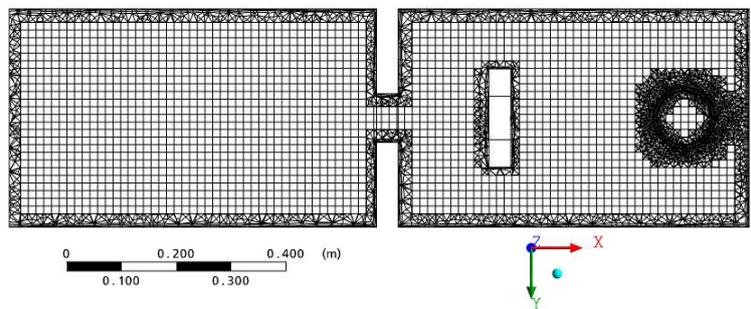


(a)

(b)

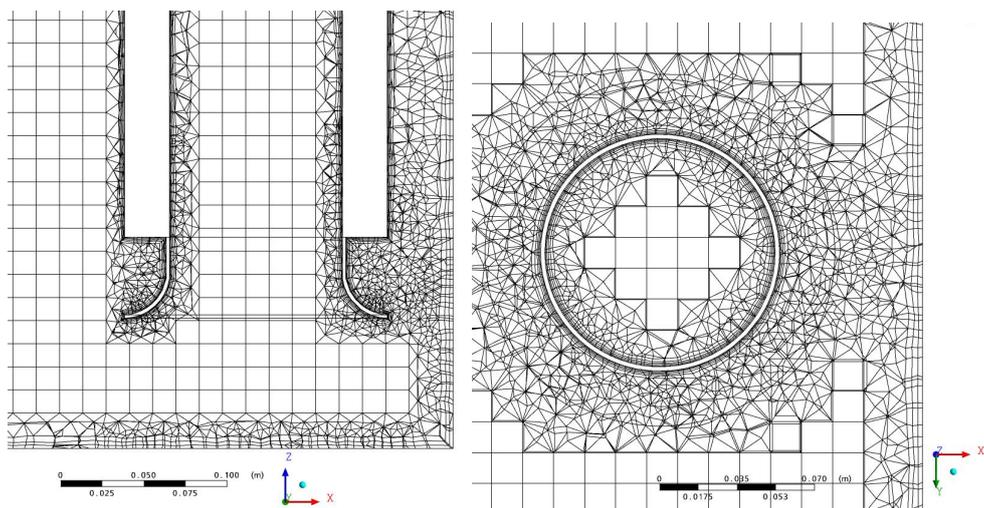


(c)



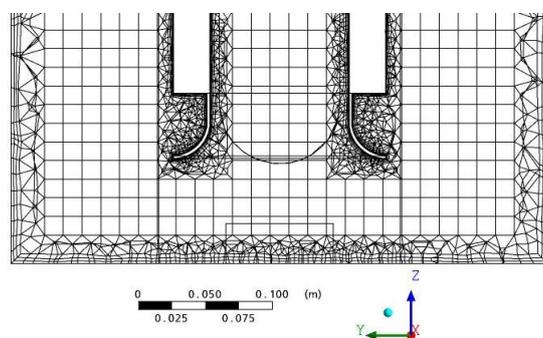
(d)

Figura 6.1: Malha AS750M. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano YZ (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ



(a)

(b)



(c)

Figura 6.2: Malha AS750M. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ

6.1.2 Malha 1 do Arranjo AS750C (AS750CM1)

A malha AS750CM1 apresenta três camadas de prisma nas paredes da PBSA e cinco camadas nas superfícies internas e externas da TSP e TSS. Não há camada de prisma nas superfícies de entrada e saída de água e ar. A malha apresenta predominância de elementos hexaédricos (hexacore). As figuras 6.3 e 6.4 apresentam diferentes vistas da malha em questão.

6.1.3 Malha 2 do Arranjo AS750C (AS750CM2)

A malha AS750CM2 apresenta três camadas de prisma nas paredes da PBSA e cinco camadas nas superfícies internas e externas da TSP e TSS. Não há camada de prisma nas superfícies de entrada e saída de água e ar. A malha apresenta predominância de elementos hexaédricos (hexacore). As figuras 6.5 e 6.6 apresentam diferentes vistas da malha em questão.

6.1.4 Malha do Arranjo AS800C (AS800CM)

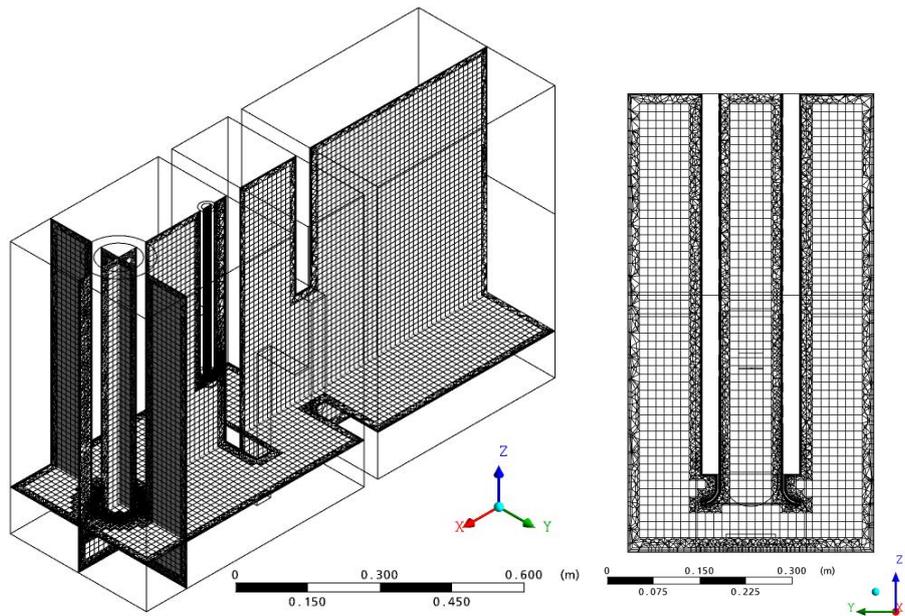
A malha AS800CM apresenta três camadas de prisma nas paredes da PBSA assim como nas superfícies internas e externas da TSP e TSS. Não há camada de prisma nas superfícies de entrada e saída de água e ar. A malha apresenta predominância de elementos tetraédricos. As figuras 6.7 e 6.8 apresentam diferentes vistas da malha em questão.

6.1.5 Malha do Arranjo AC800C (AC800CM1)

A malha AC800CM2 apresenta três camadas de prisma nas paredes da PBSA assim como nas superfícies internas e externas da TSP e TSS. Não há camada de prisma nas superfícies de entrada e saída de água e ar. A malha apresenta predominância de elementos hexaédricos (hexacore). As figuras 6.9 e 6.10 apresentam diferentes vistas da malha em questão.

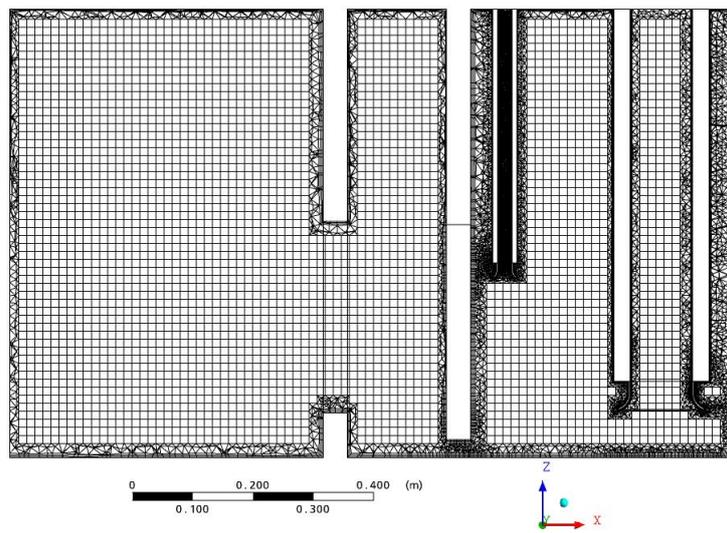
6.1.6 Malha 2 do Arranjo AC800C (AC800CM2)

A malha AC800CM2 apresenta três camadas de prisma nas paredes da PBSA assim como nas superfícies internas e externas da TSP e TSS. Não há camada de

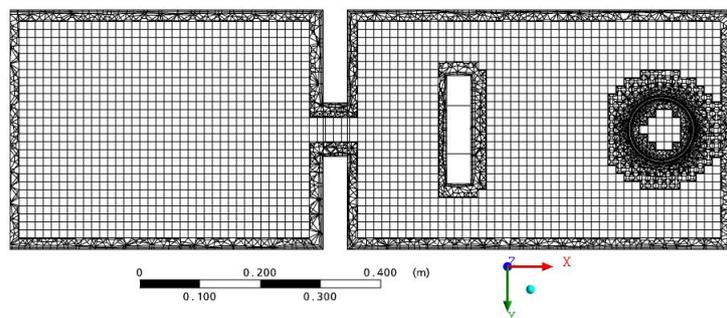


(a)

(b)

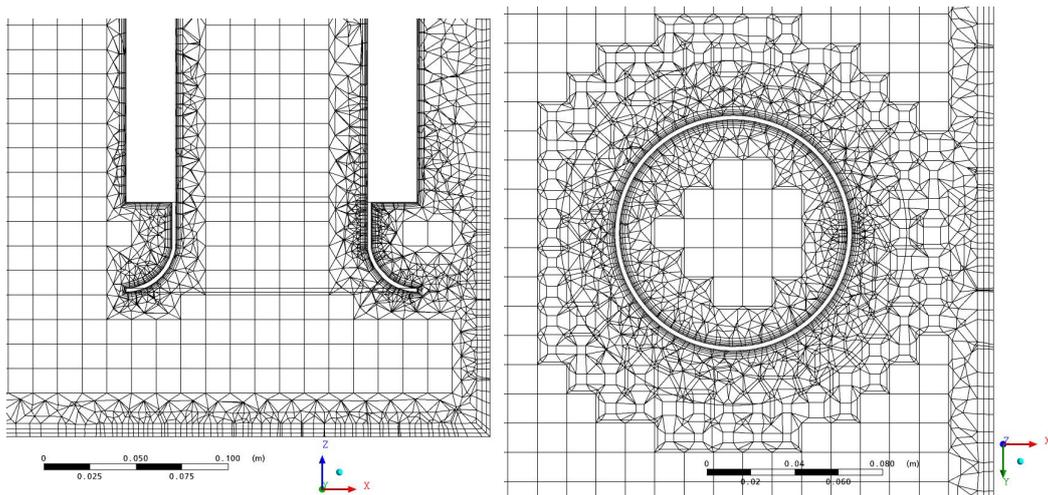


(c)



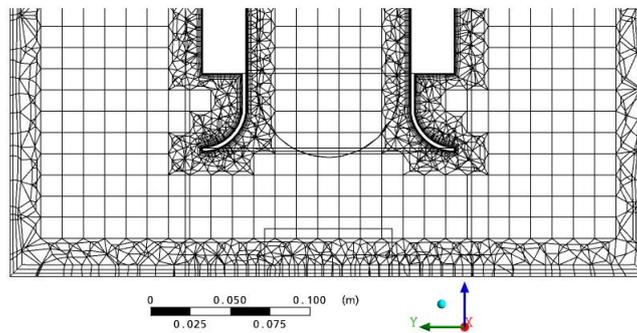
(d)

Figura 6.3: Malha AS750CM1. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano ZX (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ



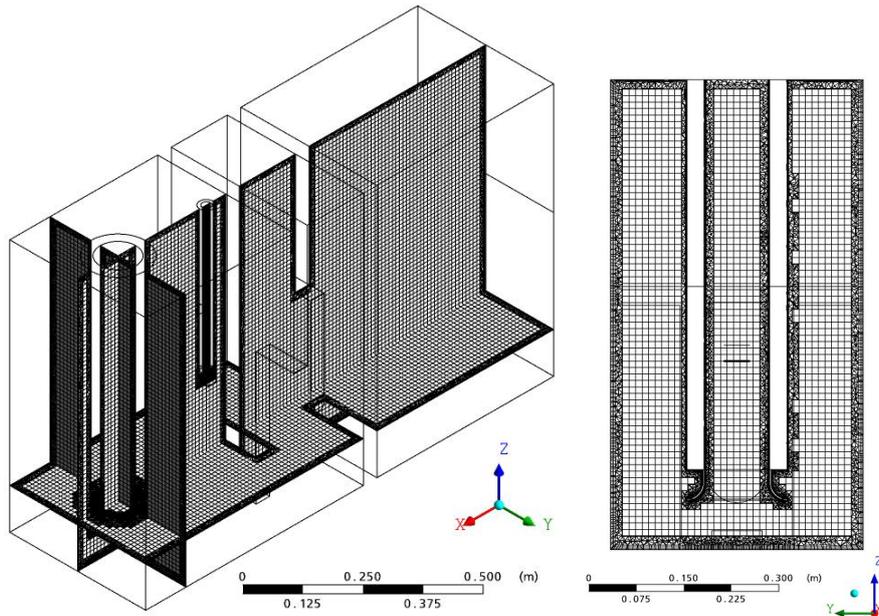
(a)

(b)



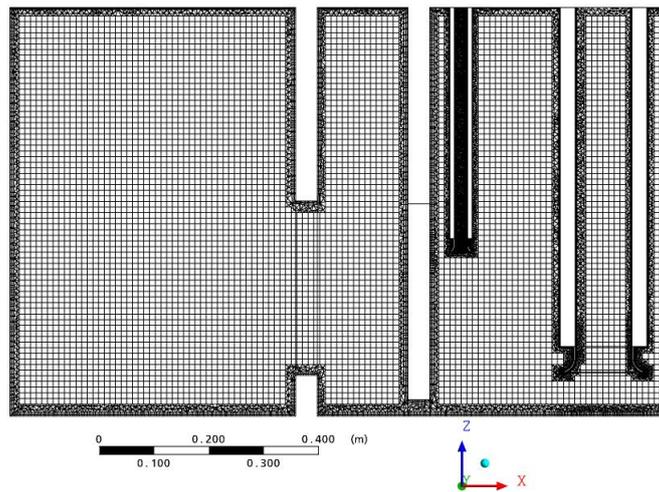
(c)

Figura 6.4: Malha AS750CM1. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ

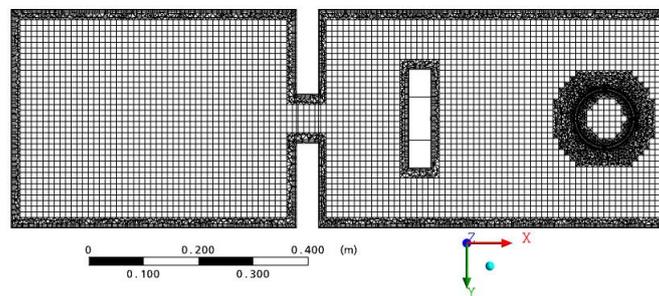


(a)

(b)

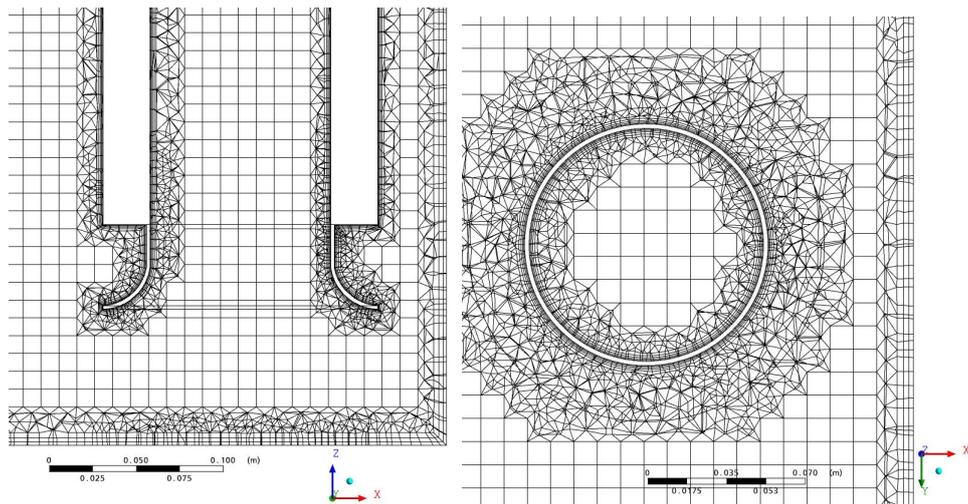


(c)



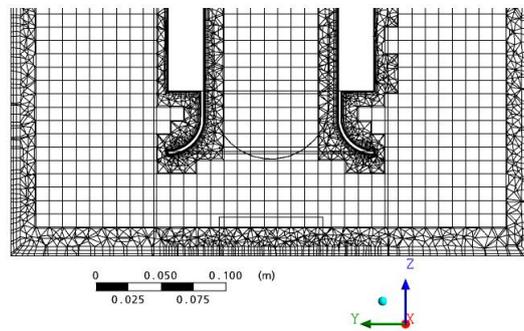
(d)

Figura 6.5: Malha AS750CM2. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano ZX (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ



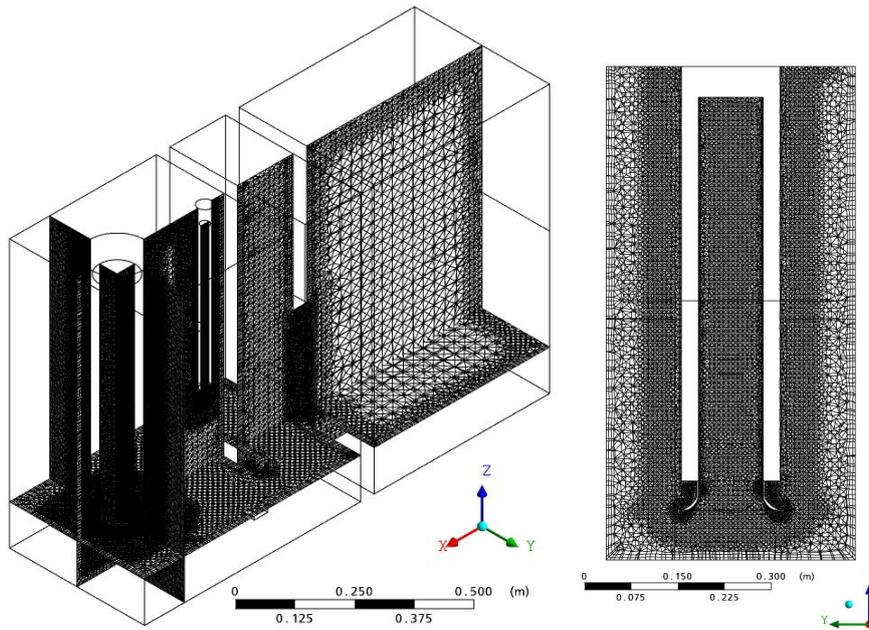
(a)

(b)



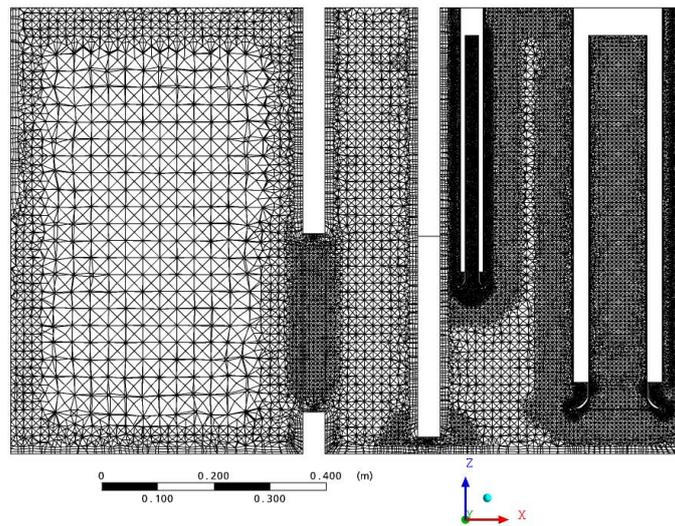
(c)

Figura 6.6: Malha AS750CM2. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ

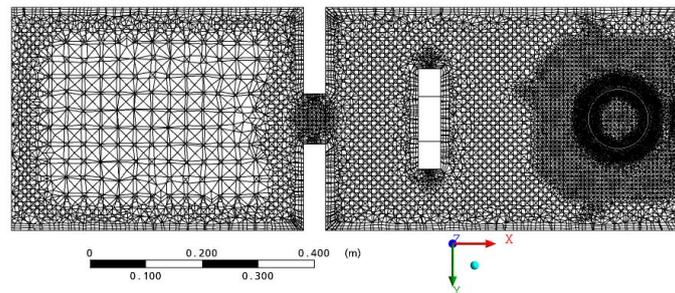


(a)

(b)

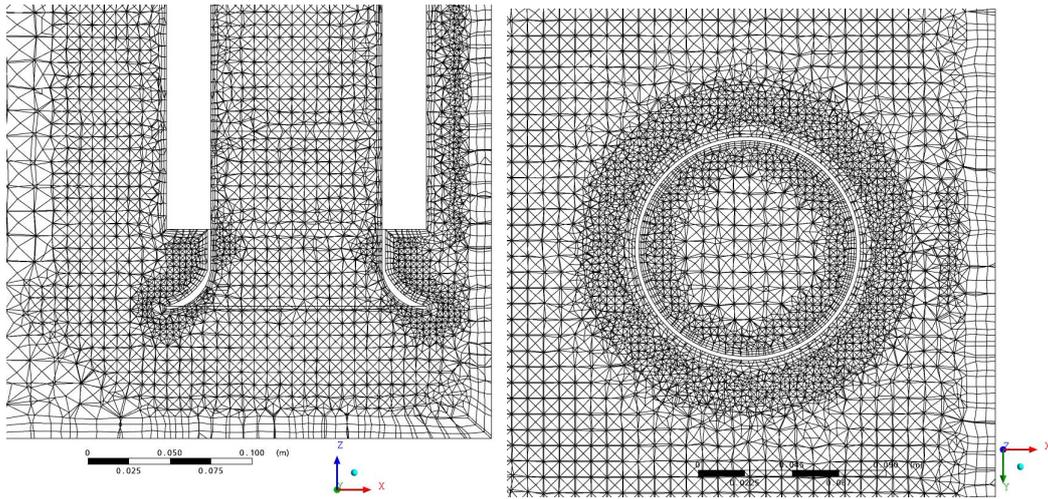


(c)



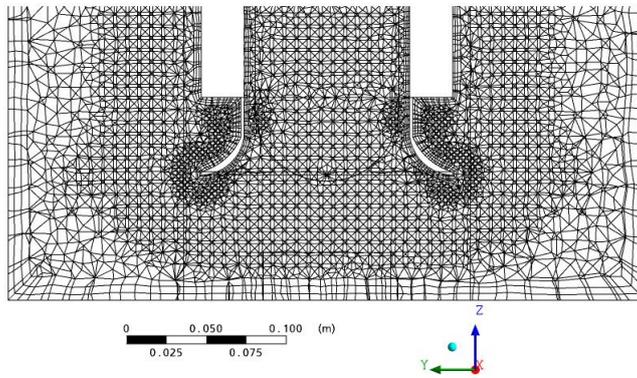
(d)

Figura 6.7: Malha AS800CM. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano ZX (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ



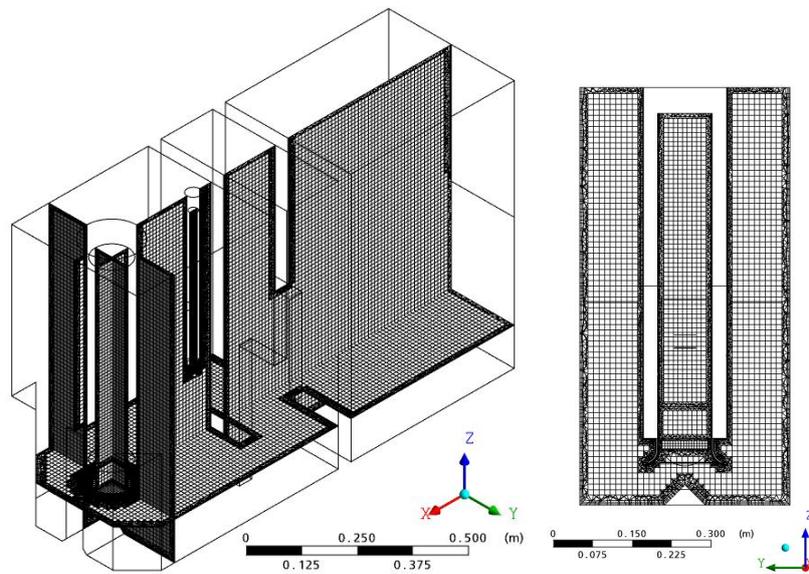
(a)

(b)



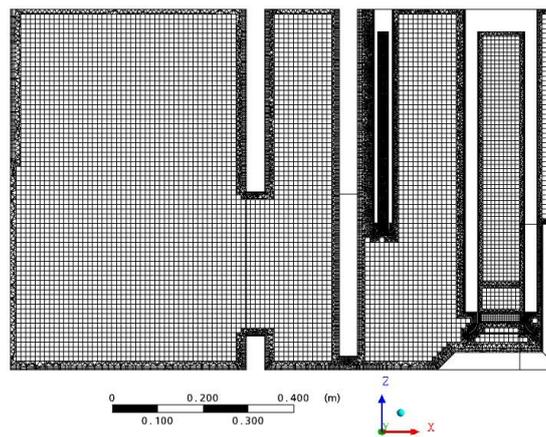
(c)

Figura 6.8: Malha AS800CM. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ

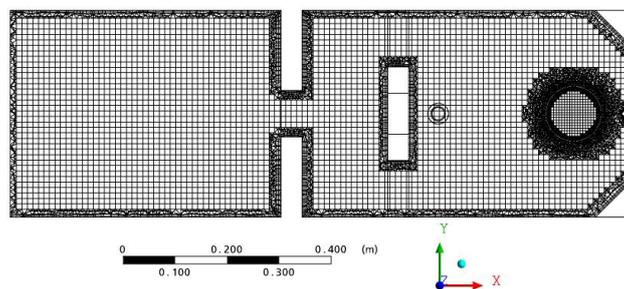


(a)

(b)

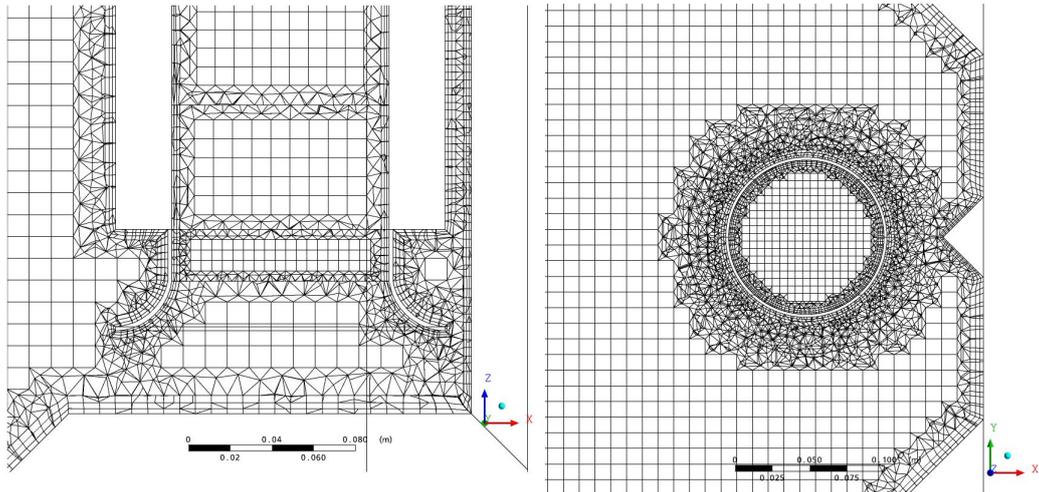


(c)



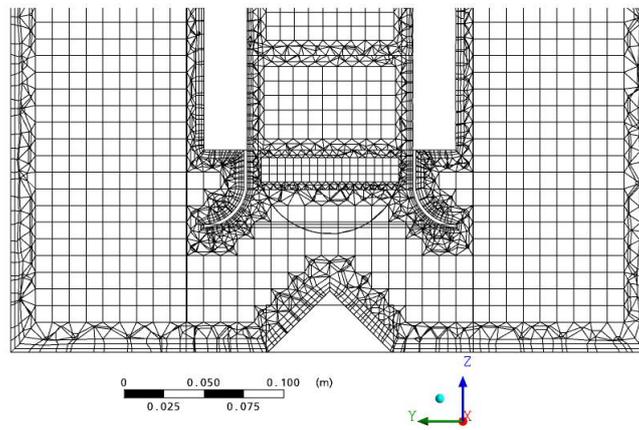
(d)

Figura 6.9: Malha AC800CM1. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano ZX (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ



(a)

(b)



(c)

Figura 6.10: Malha AC800CM1. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ

prisma nas superfícies de entrada e saída de água e ar. A malha apresenta predominância de elementos tetraédricos. As figuras 6.11 e 6.12 apresentam diferentes vistas da malha em questão.

6.2 Simulações RANS preliminares estacionárias e transientes

Inicialmente simulações RANS estacionárias e transientes para escoamento monofásico foram conduzidas utilizando-se os modelos de turbulência $k - \epsilon$, *SST*, *SSG* e *BSL*.

6.2.1 Modelo de turbulência $k - \epsilon$

Inicialmente o modelo de turbulência $k - \epsilon$ foi utilizado para a obtenção de informações preliminares sobre as características do escoamento. Foi utilizada a malha AS750M e considerado estado estacionário. Os resíduos máximos das equações de conservação para os componentes de velocidade e para a pressão foram estipulados em 10^{-5} para a convergência. A tabela 6.3 apresenta as condições de contorno (CC) consideradas para a condução da simulação. Esta simulação é designada AS750MKE.

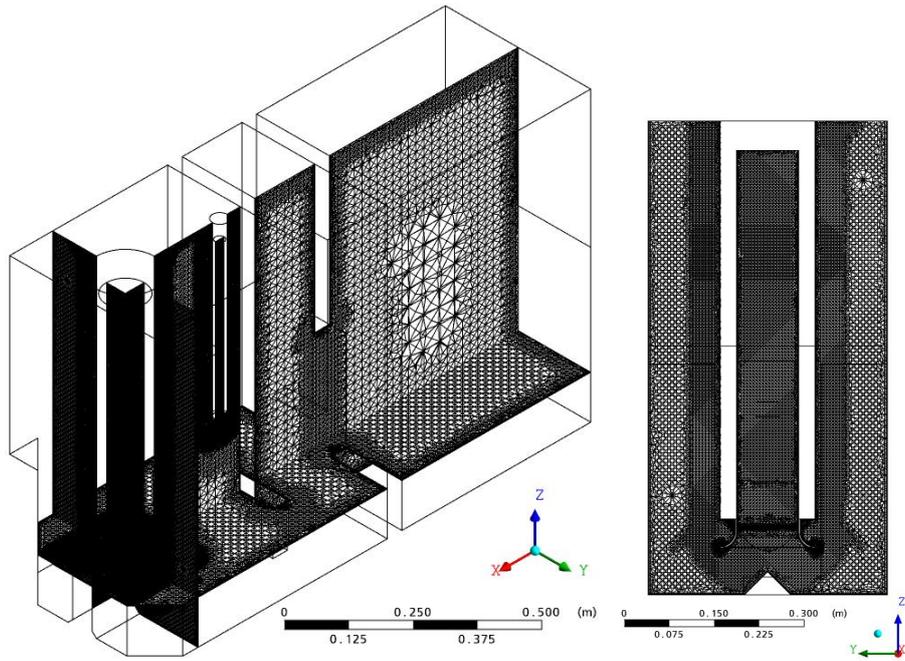
Uma segunda simulação estacionária foi conduzida utilizando-se a malha AS750CM1 e as novas condições de contorno descritas na tabela 6.4. Esta simulação é designada AS750MKE2.

Após 1200 interações evidenciou-se que os resíduos das equações discretizadas oscilam, respectivamente, em valores próximos a 10^{-3} e 10^{-4} para as duas simulações.

Considerando o resíduo máximo estipulado em 10^{-5} , e os cálculos realizados em dupla precisão, a convergência não foi atingida em nenhuma das duas simulações. Tal fato sugere a existência de estado transiente.

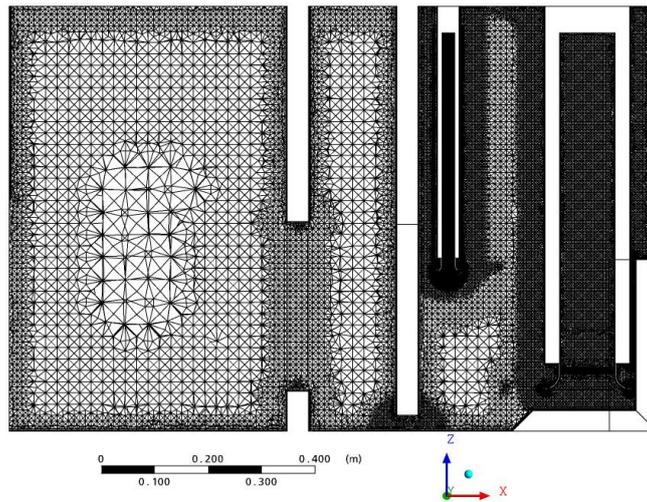
6.2.2 Modelo de turbulência *SST*

Conduziu-se uma simulação estacionária utilizando-se o modelo de turbulência *SST*. Novamente foi utilizada a malha AS750M. Para convergência, os resíduos

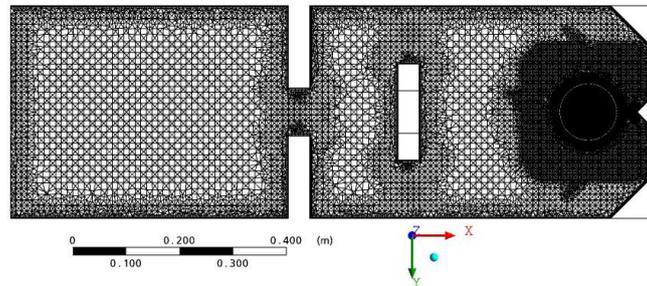


(a)

(b)



(c)



(d)

Figura 6.11: Malha AC800CM2. (a) Vista dos planos XZ, ZY e YX (b) Vista do Plano ZX (c) Vista do plano YX (d) Vista do plano YZ

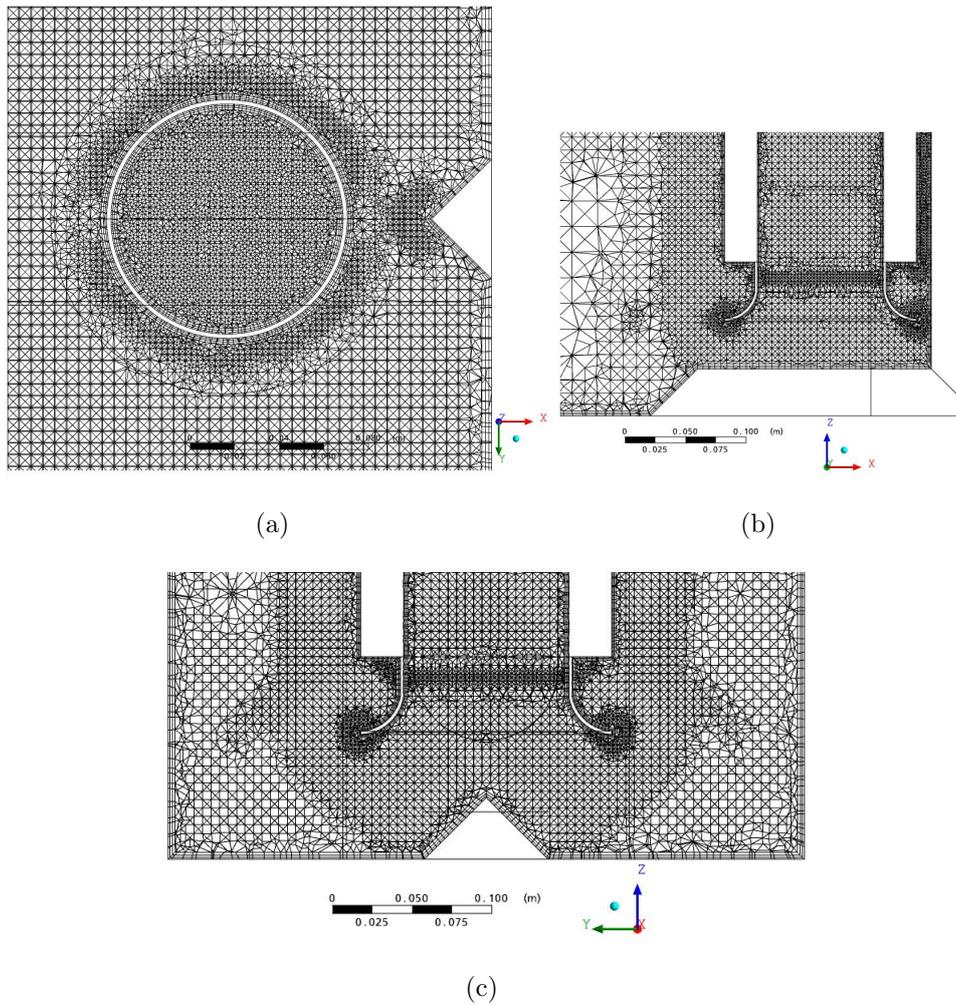


Figura 6.12: Malha AC800CM2. (a) Vista aproximada do plano ZX (b) Vista aproximada do plano YX (c) Vista aproximada do plano YZ

Tabela 6.3: Condições de contorno I para simulações estacionárias e transientes de escoamento monofásico

Vazão da TSP	$58m^3h^{-1}$
Vazão da TSS	$3m^3h^{-1}$
Condição de entrada do PBSA	Aberto (opening)
Condição de Saída da TSP	Saída (outlet)
Condição de Saída da TSS	Saída (outlet)
Condição da superfície do PBSA	Deslizamento (free slip)
Condição das paredes da PBSA	Não deslizamento (no slip)

Tabela 6.4: Condições de contorno II para simulações estacionárias e transientes de escoamento monofásico

Vazão da TSP	$58m^3h^{-1}$
Vazão da TSS	$3m^3h^{-1}$
Condição de entrada do PBSA	Entrada (inlet)
Condição de Saída da TSP	Aberto (opening)
Condição de Saída da TSS	Saída (outlet)
Condição da superfície do PBSA	Deslizamento (free slip)
Condição das paredes da PBSA	Não deslizamento (no slip)

máximos das equações discretizadas foram estipulados em 10^{-5} . As condições de contorno foram as mesmas apresentadas na tabela 6.3. Esta simulação é designada AS750MSST1.

Após 1200 interações evidenciou-se que o resíduos dos momentos e pressão oscilam, respectivamente, em valores próximos a 10^{-3} e 10^{-4} , não tendo sido atingido, portanto, a convergência conforme o valor estipulado. Tal fato sugere, novamente, a existência de estado transiente.

6.2.3 Modelo de turbulência *SSG*

Realizou-se nova simulação em estado estacionário utilizando-se o modelo de turbulência SSG e a malha AS750M. Os resíduos máximos dos momentos e pressão foram definidos em 10^{-5} . As condições de contorno foram as mesmas apresentadas na tabela 6.3. Esta simulação é designada AS750MSSG1.

Após 200 interações evidenciou-se que dois resíduos das equações oscilam entre 10^{-2} e 10^{-1} . Novamente, a convergência não foi atingida.

6.2.4 Modelo de turbulência *BSL*

Outras duas simulações foram conduzidas utilizando-se o modelo de turbulência *BSL*, uma para a malha *AS750M* e outra para a malha *AS750CM1*. Foi assumido estado estacionário. Os resíduos máximos das equações foram estipulados em 10^{-5} para a convergência. As condições de contorno consideradas para a simulação com malhas *AS750M* e *AS750CM1* foram as mesmas consideradas nas tabelas 6.3 e 6.5 respectivamente. Tais simulações são designadas, respectivamente, *AS750MBSL1* e *AS750CM1BSL1*. Não houve convergência nestas simulações.

6.2.5 Aspectos Gerais das Simulações em Estado Estacionário

Podemos observar que independente do modelo de turbulência utilizado e das condições de contorno consideradas, as simulações estacionárias supracitadas não atingiram convergência. Tal fato concorda com as observações apresentadas na seção 2.1.1. De fato o escoamento em *BBSAs* é predominantemente transiente, caracterizado pela presença de vórtices instáveis que oscilam sobre o próprio eixo, surgindo e desaparecendo ao longo do tempo. Considerando o exposto, simulações transientes fizeram-se necessárias.

6.2.6 Simulações Transientes Preliminares

Somente os modelos de turbulência *SSG* e *BSL* foram utilizados nas simulação transientes. Esta escolha foi baseada no fato dos outros modelos de turbulência utilizados anteriormente considerarem a hipótese de turbulência isotrópica. Os modelos de turbulência *SSG* e *BSL* são modelos de tensores de Reynolds e, portanto, permitem anisotropia, característica encontrada em escoamentos rotacionais. De fato os dados experimentais do capítulo três e os relatos encontrados na literatura (ver seção 2.1.1) caracterizam o escoamento em *BBSAs* como rotacionais, principalmente, na região de entrada das tubulações de sucção.

Considerando o somatório das vazões da TSP e TSS e o volume do PBSA determinou-se o tempo de residência fluidodinâmico em 20 segundos. Para boa representatividade dos dados obtidos, são necessários, pelo menos, dois tempos de residência de simulação, ou seja, 40 segundos. Para a convergência em cada passo de integração, que usa o método implícito de segunda ordem, o critério adotado foi que todos os resíduos máximos das equações discretizadas serem menores que 10^{-4} . O passo de tempo foi controlado para a manutenção do número de Courant máximo entre 0,5 e 1

Modelo de turbulência SSG

Duas simulações transientes foram conduzidas utilizando-se o modelo de turbulência SSG, uma para a malha AS750M e outra para a malha AS750CM1. Estas simulações são designadas AS750MSSGT1 e AS750CM1SSGT1 respectivamente, cujas condições de contorno são as mesmas descritas nas tabelas 6.3 e 6.4 respectivamente.

Constatou-se que não era possível dar prosseguimento a nenhuma das duas simulações devido a ocorrência de erro na solução antes do primeiro segundo de simulação. Tal erro é analisado adiante.

Modelo de turbulência BSL

Cinco simulações foram conduzidas utilizando-se o modelo de turbulência BSL para as malhas AS750M, AS750CM1 e AS750CM2. A primeira simulação, designada simulação AS750MBSLT1, utilizou as CCs da tabela 6.3 e a malha AS750M. As simulações designadas AS750CM1BSLT1 e AS750CM1BSLT2 utilizaram as CCs da tabela 6.4 e a malha AS750CM1. A simulação AS750CM1BSLT3 utilizou as CCs da tabela 6.6 e, também, a malha AS750CM1. A última simulação, designada AS750CM2BSLT1, utilizou as CCs da tabela 6.6 e a malha AS750CM2. Embora tenha-se conseguido conduzir 6 segundos de simulação, foi constatado o mesmo tipo de erro ocorrido nas simulações transientes com modelo de turbulência SSG. Após análise, conclui-se que o erro na solução ocorre devido à condição escolhida de escoamento monofásico. O filme do escoamento gerado no experimento do capítulo 3 revela uma superfície de água bastante instável, turbulenta e com formação de bolhas

de ar (tais bolhas apresentam energia apenas para penetrar poucos centímetros além da interface ar-água). Mais importante, foi verificada a existência de diferença de nível de água entre as três câmaras do modelo reduzido.

Este tipo de comportamento não pode ser reproduzido considerando escoamento monofásico, pois não há interface ar-água. De fato, o escoamento ao longo do PBSA tende a deformar a superfície, ou em outras palavras, a interface ar-água move-se livremente de acordo com a intensidade dos vórtices. Portanto, os efeitos gerados ao longo da simulação monofásica são aumento e diminuição de pressão na superfície do modelo ao invés de deformação da interface ar-água. Estas variações de pressão mostraram-se muito elevadas, provocando, portanto, o erro na solução.

A figura 6.13 apresenta os valores de pressão observados na superfície do PBSA momentos antes da ocorrência de erro no solver.

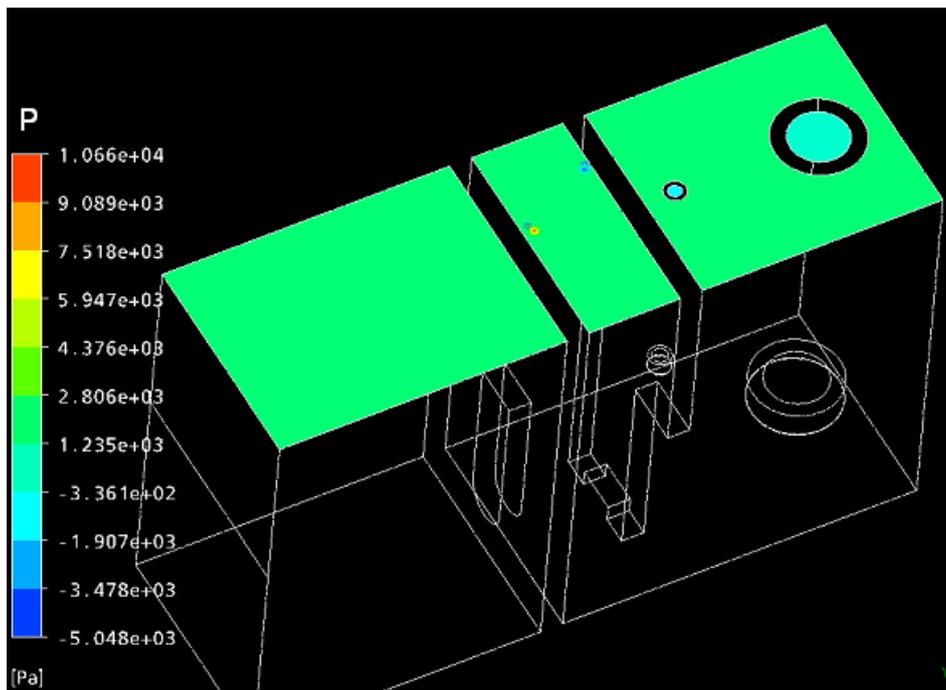


Figura 6.13: Diferença de pressão observada na superfície do PBSA.

A solução encontrada para este problema foi a condução de simulações em estado transiente e escoamento bifásico com acompanhamento da interface.

Tabela 6.5: Condições de contorno III para simulações estacionárias e transientes de escoamento monofásico

Vazão da TSP	$58m^3h^{-1}$
Vazão da TSS	$3m^3h^{-1}$
Condição de entrada do PBSA	Entrada (inlet)
Condição de Saída da TSP	Saída (outlet)
Condição de Saída da TSS	Saída (outlet)
Condição da superfície do PBSA	Deslizamento (free slip)
Condição das paredes da PBSA	Não deslizamento (no slip)

Tabela 6.6: Condições de contorno IV para simulações estacionárias e transientes de escoamento monofásico

Vazão da TSP	$58m^3h^{-1}$
Vazão da TSS	$3m^3h^{-1}$
Condição de entrada do PBSA	Entrada (inlet)
Condição de Saída da TSP	Aberto (opening)
Condição de Saída da TSS	Aberto (opening)
Condição da superfície do PBSA	Deslizamento (free slip)
Condição das paredes da PBSA	Não deslizamento (no slip)

6.3 Simulações Transientes de Escoamento Bifásico

Após interpretação dos resultados das simulações preliminares, simulações transientes adicionais para escoamento bifásico foram conduzidas utilizando somente o modelo de turbulência BSL com o objetivo de comparar os resultados obtidos nas simulações e no estudo experimental descrito no capítulo três. Adicionalmente outra simulação foi conduzida para analisar a influência da presença e ausência de quebre-vórtices horizontais e verticais e aletas de canto no ângulo de rotação do fluido na entrada da TSP.

Três simulações transientes para o escoamento bifásico ar-água foram conduzidas utilizando o modelo de turbulência supracitado. As simulações são designadas AC800CMBSLTbi1, AC800CMBSLTbi2 e AS800CMBSLTbi. As duas primeiras uti-

lizaram, respectivamente, as malhas AC800CM e AC800CM2 referentes ao arranjo completo AC800C, ou seja, incluindo quebra-vórtices horizontais e verticais e aletas de canto. Já a última simulação utilizou a malha AS800CM, referente ao arranjo simplificado AS800C, ou seja, não considera os quebra vórtices e aletas. Foram utilizadas as mesmas CCs para as três simulações, conforme apresentado na tabela 6.7, assim como os resíduos das equações foram definidos em 10^{-4} . O passo de tempo foi controlado para a manutenção do número de Courant máximo entre 1 e 4 ao longo das simulações AC800CMBSLTbi1 e AC800CMBSLTbi2 e entre 1 e 2 ao longo da simulação AS800CMBSLTbi. O apêndice A apresenta informação sobre os pontos monitores definidos para as simulações. A figura 6.14 apresenta as CCs utilizadas para as simulações AC800CMBSLTbi1, AC800CMBSLTbi2 e AS800CMBSLTbi.

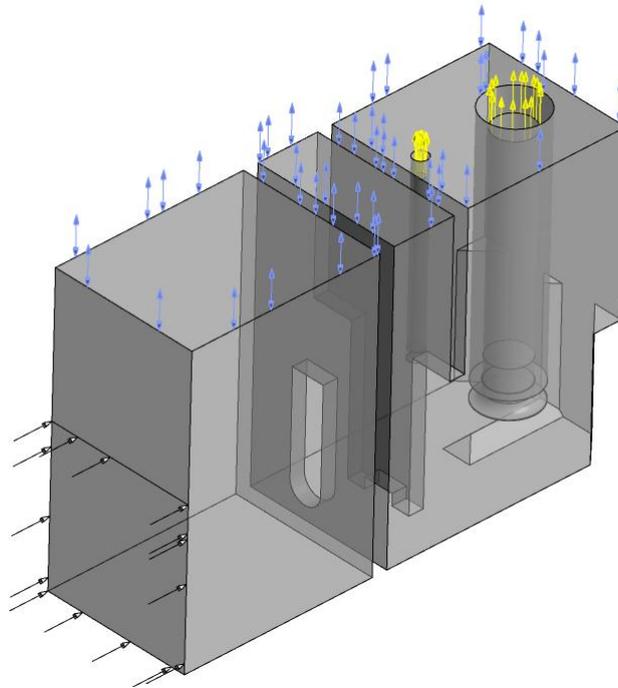


Figura 6.14: Condições de contorno adotadas para as simulações AC800CMBSLTbi1, AC800CMBSLTbi2 e AS800CMBSLTbi.

Ao todo foram criados 52 (cinquenta e dois) pontos monitores diferentes para o acompanhamento das simulações. Trinta e nove pontos monitores localizam-se no interior da TSP e outros sete no interior da TSS, onde foram acompanhados os valores das três componentes da velocidade em cada ponto monitor. Outros quatro pontos monitores foram criados para acompanhar a pressão e vorticidade médias nas superfícies de saída da TSP e TSS. Tais superfícies são apresentadas na figura 6.15.

Tabela 6.7: Condições de contorno para as simulações transientes de escoamento bifásico

Vazão da TSP	$58\text{m}^3\text{h}^{-1}$
Vazão da TSS	$3\text{m}^3\text{h}^{-1}$
Condição de entrada do PBSA (água)	Entrada (inlet)
Condição de Saída da TSP (água)	Saída (outlet)
Condição de Saída da TSS (água)	Saída (outlet)
Condição da superfície do PBSA (ar)	Aberto (opening)
Condição das paredes da PBSA	Não deslizamento (no slip)

Finalmente, pontos monitores foram criados para acompanhar a vorticidade média na direção Z (\underline{W}_Z) e a média da magnitude da vorticidade na direção Z (W_Z) nos *volumes* 1 e 2 definidos nas seções 4.1.4 e 4.1.5 e representados nas figuras 4.3(e) e 4.4(e). No caso de \underline{W}_Z o sentido de rotação do fluido é levado em consideração nos cálculos, enquanto, que na W_Z , apenas o valor do módulo é considerado.

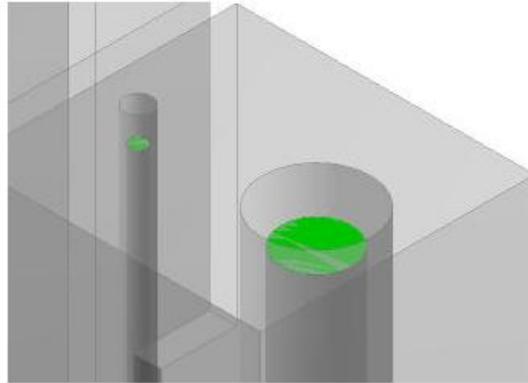


Figura 6.15: Superfícies de saída da TSP e TSS.

Após a análise de convergência de malha realizada entre as simulações AC800CMBSLTbi1 e AC800CMBSLTbi2, os resultados das mesmas foram comparados com os resultados do experimento descrito no capítulo 3. Em seguida, a simulação AS800CMBSLTbi foi conduzida para se verificar a influência dos quebravórtices horizontais e verticais e aletas de canto na intensidade de rotação do fluido na entrada da TSP. Esta verificação foi realizada por meio da comparação dos valores dos pontos monitores de vorticidades das simulações AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi. Os pontos monitores de pressão média também foram compara-

dos.

A tabela 6.8 apresenta o tempo total simulado e o tempo de simulação necessário para a condução das simulações AC800CMBSLTbi1, AC800CMBSLTbi2 e AS800CMBSLTbi. As simulações AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi iniciaram-se com o fluido em repouso, já a simulação AC800CMBSLTbi2 iniciou-se utilizando os dados interpolados referentes ao trigésimo primeiro segundo da simulação AC800CMBSLTbi1. Tais simulação foram executadas no cluster do laboratório de termofluidodinâmica computacional do Programa de Engenharia Química da COPPE.

Tabela 6.8: Tempo total simulado para as simulações AC800CMBSLTbi1, AC800CMBSLTbi2 e AS800CMBSLTbi

Simulação	Tempo total simulado	Tempo de simulação	Observação
AC800CMBSLTbi1	80 s	aprox. 60 dias	Foram utilizados 24 a 48 núcleos de processamento
AC800CMBSLTbi2	20 s	aprox. 25 dias	Foram utilizados 80 núcleos de processamento
AS800CMBSLTbi	87 s	aprox. 60 dias	Foram utilizados 24 a 48 núcleos de processamento

Os arquivos de resultados foram gravados a cada meio segundo de simulação.

6.3.1 Análise de Convergência

A análise de convergência foi realizada comparando-se a média temporal da magnitude da vorticidade ($\langle W_{z,v1} \rangle$) e a média temporal da vorticidade ($\langle W_{z,v1} \rangle$) na direção Z calculadas no *Volume 1* das simulações AC800CMBSLTbi1 e AC800CMBSLTbi2. Foram considerados 22s de intervalo de tempo para o cálculo da média temporal. No caso da simulação AC800CMBSLTbi1, o intervalo de tempo selecionado considera a faixa de 31s a 53s de simulação. Já na simulação AC800CMBSLTbi2 o intervalo de tempo selecionado considera a faixa de 0s a 22s de simulação. Como a simulação AC800CMBSLTbi2 foi iniciada com os dados interpolados do trigésimo primeiro segundo de simulação da simulação AC800CMBSLTbi1,

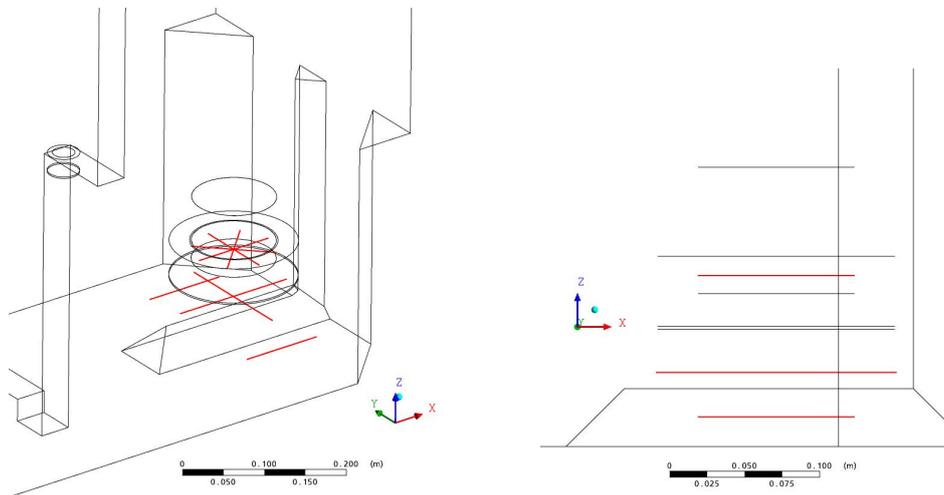
a análise comparativa usa o mesmo período de tempo. A média temporal da velocidade v , assim como a média temporal de sua componente em z , denominada velocidade w , também foram comparadas considerando o mesmo intervalo de tempo, em regiões definidas no interior da TSP e entre a entrada da TSP e as paredes laterais e o fundo do PBSA, conforme apresentado na figura 6.16. Os desvios padrão dos valores das vorticidades também foram calculados. Considerou-se a média aritmética igual a media temporal, uma vez que os passos de tempo se mantiveram praticamente constantes no intervalo de tempo em questão.

O valor de $\langle W_{z,v1} \rangle$ para a simulação AC800CMBSLTbi1 é $17,0s^{-1}$ sendo seu desvio padrão de $0,45s^{-1}$. Já para a simulação AC800CMBSLTbi2 o valor de $\langle W_{z,v1} \rangle$ é $28,5s^{-1}$ sendo seu desvio padrão de $1,72s^{-1}$. Nota-se um aumento de 67% do valor calculado da vorticidade em Z para um aumento de 238% do número de nós entre as malhas AC800CM1 e AC800CM2.

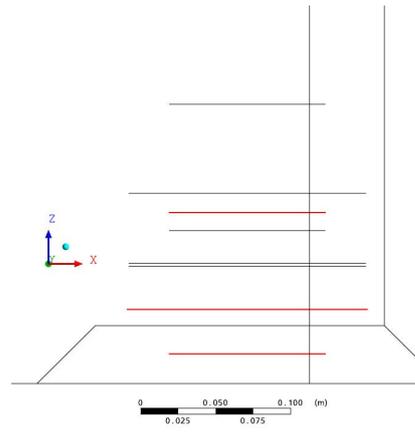
Já para $\langle W_{z,v1} \rangle$, o valor para a simulação AC800CMBSLTbi1 é $0,83s^{-1}$ sendo seu desvio padrão de $0,41s^{-1}$. Já para a simulação AC800CMBSLTbi2 a média temporal em Z é $0,37s^{-1}$ sendo seu desvio padrão de $0,69s^{-1}$. Nota-se um diminuição de 55% do valor calculado da vorticidade para um aumento de 238% do número de nós entre as malhas AC800CM1 e AC800CM2.

As figuras 6.17, 6.18, 6.19, 6.20, 6.21, 6.22, 6.23 e 6.24 apresentam os perfis de velocidade média temporal para as regiões L1 à L8, respectivamente. A velocidade v é apresentada nas seções L7 e L8 e a velocidade w nas demais seções. As figuras apresentam a comparação direta de velocidade, assim como a razão entre as velocidades da simulação AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1 para a avaliação das diferenças de velocidade obtidas nas duas simulações. Nota-se que a análise do valor da razão torna-se pouco apropriada quando os valores de velocidade decrescem rapidamente ou estão próximos de zero, o que é observado pelo aumento ou diminuição abrupto dos valores da razão. Tal fato ocorre em pontos próximos à superfície interna da TSP e em regiões onde há recirculação e, portanto, variação do sinal da velocidade, o que gera valores de velocidade próximos a zero.

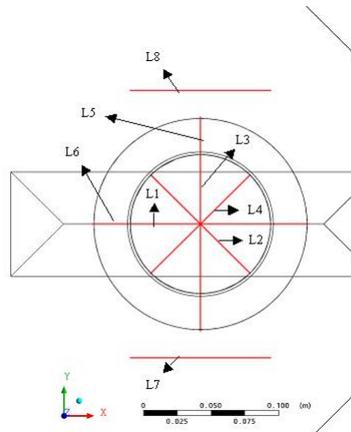
O perfil de velocidade das figuras 6.17(a), 6.18(a), 6.19(a), 6.20(a) demonstra que há mais oscilações no perfil radial de velocidade da TSP na simulação AC800CMBSLTbi2 quando comparado à simulação AC800CMBSLTbi1. Nota-se



(a)



(b)



(c)

Figura 6.16: Regiões L1 à L8 selecionadas para a análise. (a) Vista Isométrica (b) Vista lateral (c) Vista superior.

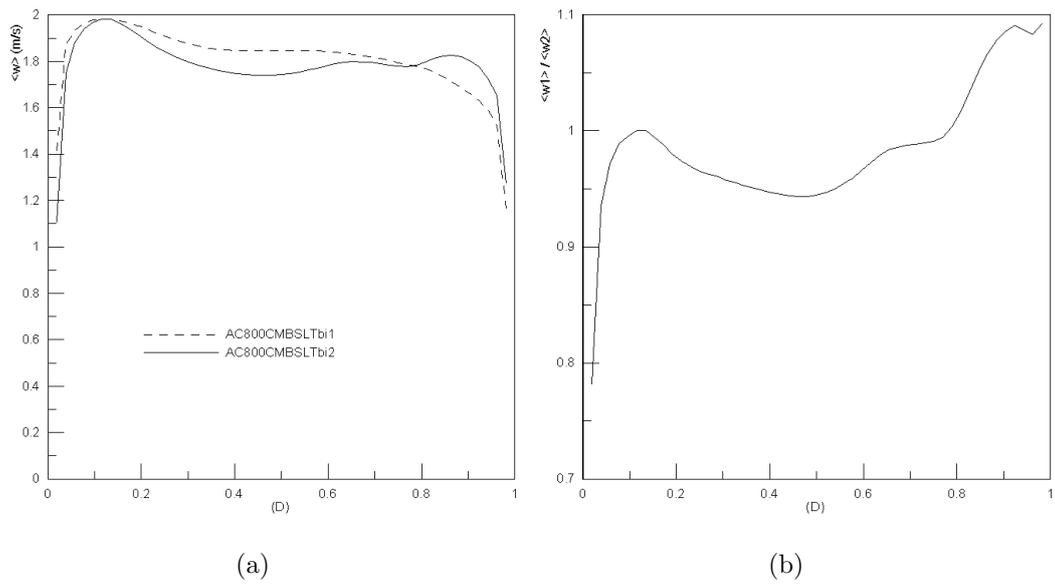


Figura 6.17: Análise de convergência ao longo da região L1. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1

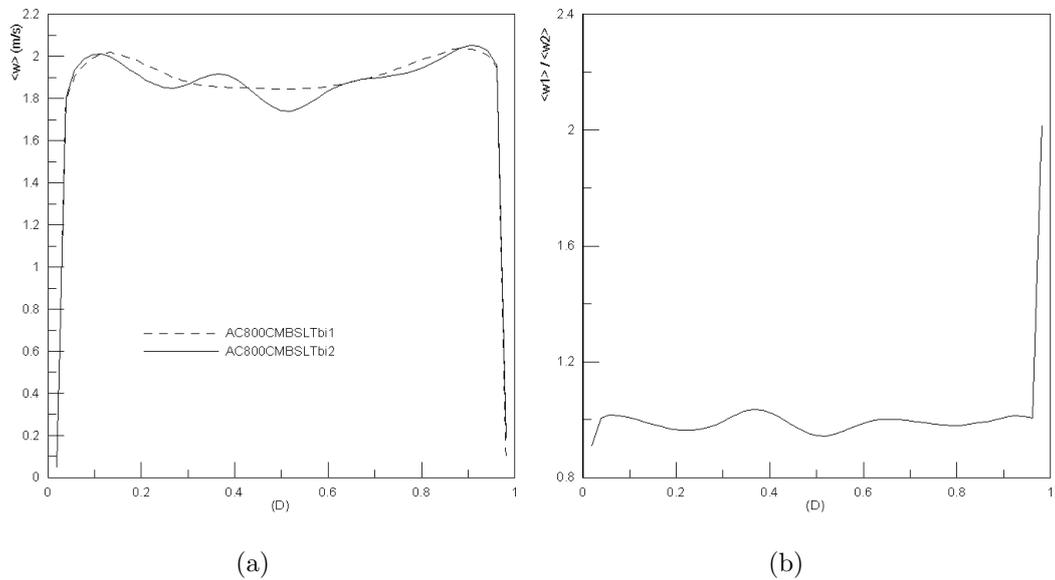


Figura 6.18: Análise de convergência ao longo da região L2. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1

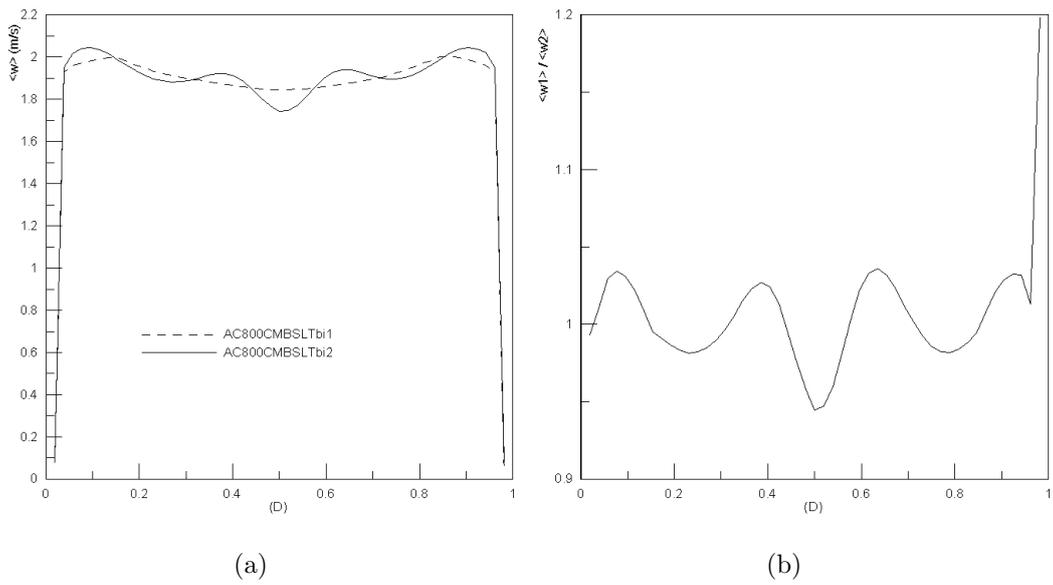


Figura 6.19: Análise de convergência ao longo da região L3. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTb2 e AC800CMBSLTb1

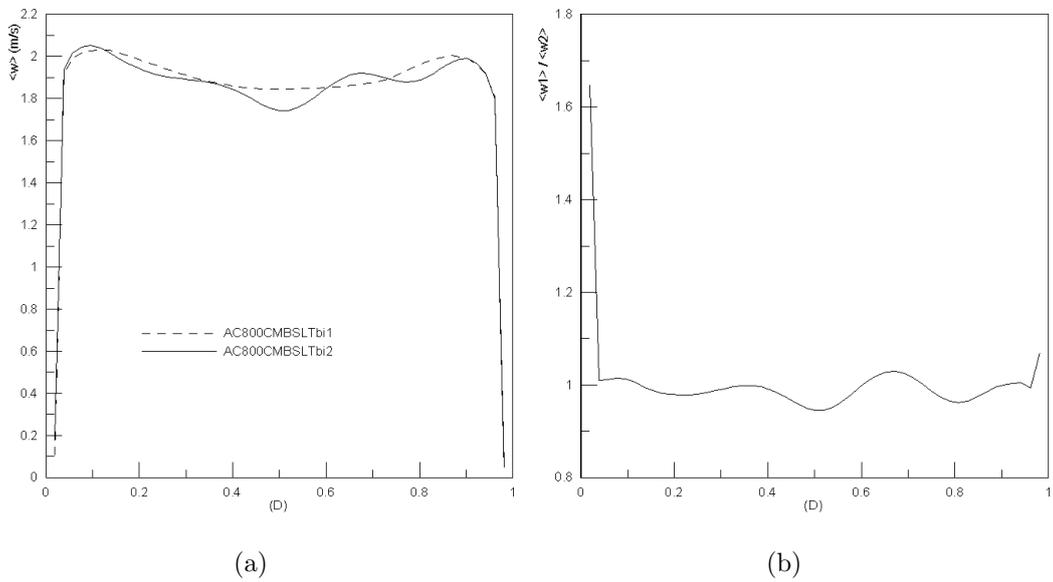


Figura 6.20: Análise de convergência ao longo da região L4. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTb2 e AC800CMBSLTb1

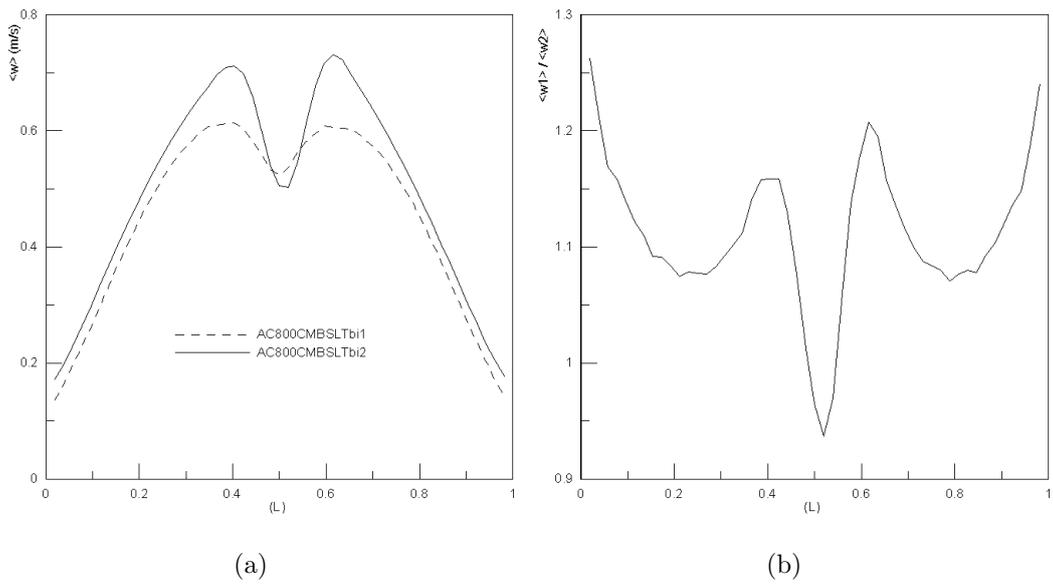


Figura 6.21: Análise de convergência ao longo da região L5. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1

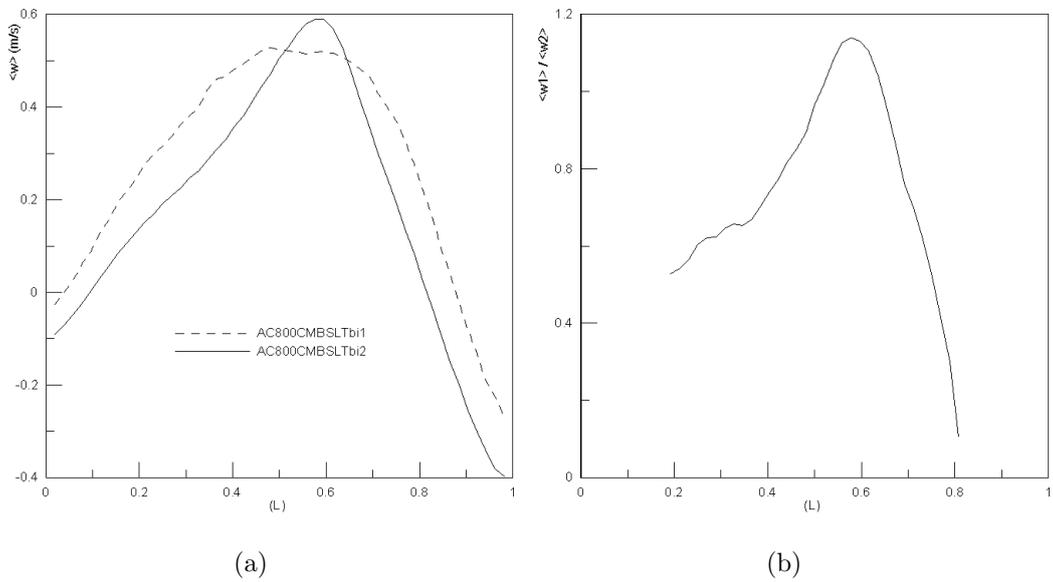


Figura 6.22: Análise de convergência ao longo da região L6. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade w . (b) Razão das médias temporais $\langle w \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1

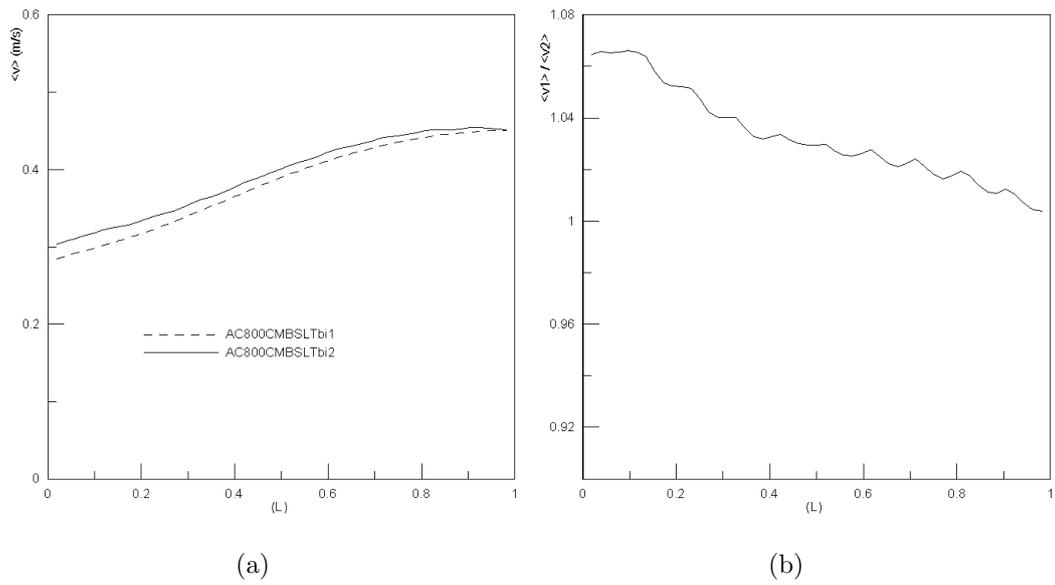


Figura 6.23: Análise de convergência ao longo da região L7. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade v . (b) Razão das médias temporais $\langle v \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1

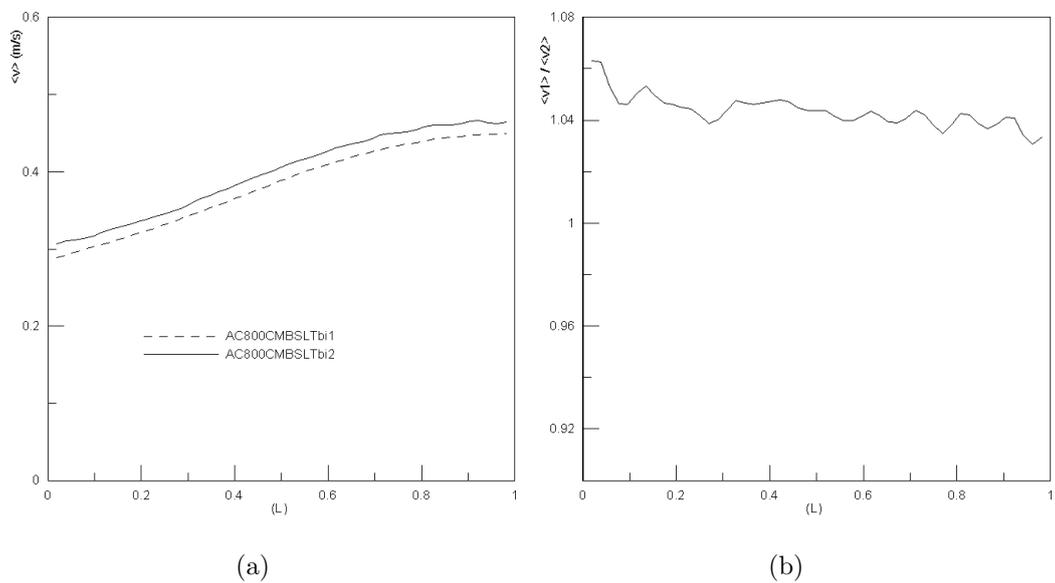


Figura 6.24: Análise de convergência ao longo da região L8. (a) Comparação entre as médias temporais de velocidade v . (b) Razão das médias temporais $\langle v \rangle$ entre as simulações AC800CMBSLTbi2 e AC800CMBSLTbi1

que, desprezando as regiões supracitadas onde a análise das razões é inapropriada, as diferenças entre as velocidades obtidas na duas simulações não superam 6%. As diferenças observadas sugerem que a utilização de malhas mais refinadas melhorariam a performance da simulação do ponto de vista da detecção de variações de velocidades mais suaves ao longo de seções axiais da TSP.

Já o perfil de velocidade das figuras 6.21(a) e 6.22(a) demonstra que, embora haja diferenças nos valores de velocidade, ambas as simulações reproduzem as mesmas características do perfil de escoamento. A seção L5 apresenta perfil parabólico de velocidade com redução abrupta da velocidade em sua região central. Já a seção L6 revele zonas de recirculação em ambas as simulações, uma vez que há alteração no sinal dos valores de velocidade. Nota-se que a razão entre velocidades torna-se maior devido aos valores de velocidade envolvidos serem menores.

Analisando o perfil de velocidade das figuras 6.23(a) e 6.24(a), nota-se satisfatória concordância entre os resultados das simulações, estando a diferença entre as velocidades abaixo de 7%.

6.3.2 Análise comparativa entre os resultados da simulação AC800CMBSLTbi1 e os resultados experimentais

Os resultados temporais médios obtidos na simulação AC800CMBSLTbi1 foram calculados na mesma região dentro da TSP onde as medidas experimentais descritas no capítulo 3 foram obtidas, ou seja, o *Volume 2*, apresentado na figura 3.6, equivale à região de estudo apresentada na figura 4.4(e). Os seguintes parâmetros foram comparados na referida região:

- ângulo (ϑ) de rotação médio.
- Perfil radial da velocidade axial média temporal
- Perfil circunferencial da velocidade axial média temporal

Adicionalmente, foi conduzida uma análise qualitativa entre as características na interface ar-água obtida na simulações e as características observadas no filme do estudo experimental.

Determinação do Ângulo de rotação médio a partir das vorticidades

Preliminarmente, a média temporal da média da magnitude da vorticidade na direção Z e a vorticidade média temporal foram calculadas considerando, respectivamente, os intervalos de tempo de 10s à 80s e 31s à 80s conforme a figura 6.25. O primeiro intervalo desconsiderou a faixa de 0s à 10s devido a zonas de instabilidades explicadas na seção 6.3.3. Já o segundo intervalo inicia-se somente no trigésimo primeiro segundo, pois a necessidade deste novo ponto monitor não havia sido identificada até então. Os valores médios temporais para os intervalos em questão são respectivamente $23,95s^{-1}$ e $0,21s^{-1}$. Em seguida as médias temporais calculadas foram convertidas em ângulo de rotação médio (ϑ).

Nota-se que a média temporal é bastante inferior a média da magnitude do componente da vorticidade. Isto ocorre porque há zonas específicas, dentro do *Volume 2* analisado, onde o fluido apresenta rotações em sentidos opostos, ou seja, há valores positivos e negativos de vorticidade considerados para o cálculo da média. A figura 6.27 apresenta vista superior de um corte no centro do *Volume 2*, plano XY, evidenciando a presença de zonas de diferentes sentidos de rotação limitadas pela linha de centro do quebra vórtices horizontal. A posição do plano de corte é detalhada na figura 6.26. É muito importante que esta evidência seja bem interpretada antes de comparações diretas com os resultados experimentais. Tais resultados, por sua vez, foram obtidos via técnicas de medição intrusivas, ou seja, pela utilização de palhetas em contato direto com o fluido (vide figura 2.4). O processo de medição, portanto, necessariamente, altera o perfil de escoamento do fluido dentro da TSP, tornando a comparação entre os dados experimentais e os da simulação ainda mais difícil. Uma hipótese considerada é que os vórtices de rotações opostas, evidenciados na simulação, "competem" entre si para girar o dispositivo, ou seja, a resultante das forças sobre as palhetas contribui para a rotação do dispositivo ora para um lado, ora para outro. Já a média da magnitude do componente Z da vorticidade também é muito importante, pois nos indica que a vorticidade média local no fluido no *Volume 2* é bastante maior que seu valor médio, o que é um forte indicativo de que ângulo de ataque do fluido no impelidor da bomba não é adequado para garantir adequada performance da mesma. Ainda considerando a hipótese do balanço de forças nas palhetas do dispositivo, um valor negativo de vorticidade média significaria rotação

em um sentido, enquanto valores positivos significariam rotação em sentido oposto. Portanto, analisando os resultados apresentados no gráfico do componente Z da vorticidade ao longo do tempo, seria possível correlacioná-los com as rotações captadas pelo dispositivo. Neste contexto, combinando-se as equações 6.1 e 6.2, a rotação média R_m , definida pela equação 2.2, pode ser determinada[38].

$$W_Z = (\nabla \times v)_Z = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (6.1)$$

$$R_m = \frac{1}{2}(\nabla \times \mathbf{v})_Z = \frac{1}{2}W_Z \quad (6.2)$$

O ângulo de rotação médio calculado no estudo experimental é $1,85^\circ$. Já os ângulos de rotação médios calculados a partir de $W_{Z,V2}$ e $\underline{W_{Z,V2}}$, usando as equações 2.1 e 2.3 são, respectivamente, $35,8^\circ$ e $1,04^\circ$. Os resultados acima sugerem que a hipótese do balanço de forças e o uso do valor da média temporal do componente Z da vorticidade parecem ser adequados, uma vez que o valor do ângulo ϑ baseado na média temporal do componente Z da vorticidade é bastante próximo ao resultado experimental.

Perfil radial da velocidade axial média temporal

As médias temporais de velocidade $\langle W \rangle$ (perpendicular a seção transversal da TSP) foram calculadas considerando o intervalo de tempo de $47s$ à $80s$, o que equivale a cerca de 1,7 tempos de residência. O perfil de velocidade médio temporal foi analisado nas regiões L1, L2, L3 e L4 apresentadas na figura 6.16(c), que estão sobre o plano de corte do *Volume 2*, já apresentado na figura 6.26. Tais regiões equivalem às apresentadas na figura 2.6. As velocidades axiais médias temporais foram normalizadas dividindo-se os valores pela velocidade axial média de escoamento do fluido na TSP, ou seja, $1,89ms^{-1}$. A figura 6.28 apresenta a comparação entre os dados experimentais e os dados obtidos através da simulação AC800CMBSLTbi1.

Observa-se, na figura 6.28, que, nas quatro seções analisadas, a velocidade máxima simulada não se encontra no centro da TSP. Tal distorção é um fenômeno comumente encontrado conforme apresentado na seção 2.1.1. É possível notar-se semelhanças qualitativas entre os dados experimentais e os da simulação apresentados nas figuras 6.28(b), 6.28(c) e 6.28(d). Basicamente tais dados demonstram

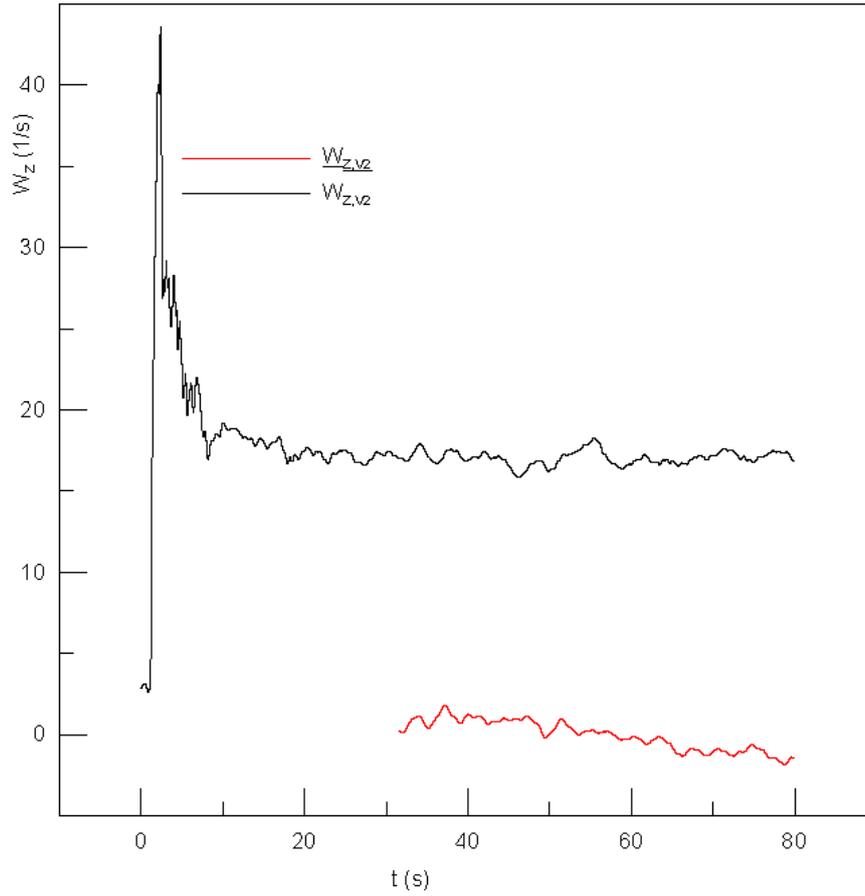


Figura 6.25: Valores da média da magnitude das vorticidades e da vorticidade média obtidos na simulação AC800CMBSLTbi1

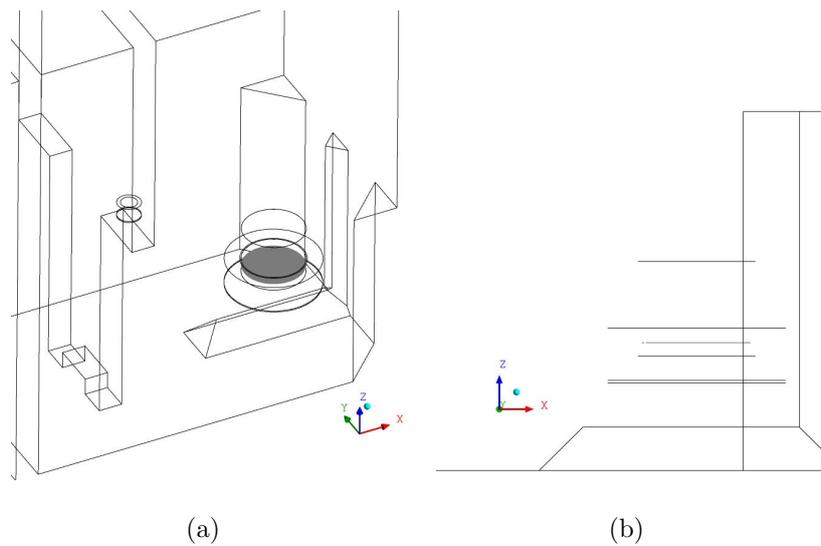


Figura 6.26: Plano de corte no centro do *Volume 2*. (a) Vista Isométrica (b) Vista do plano YX.

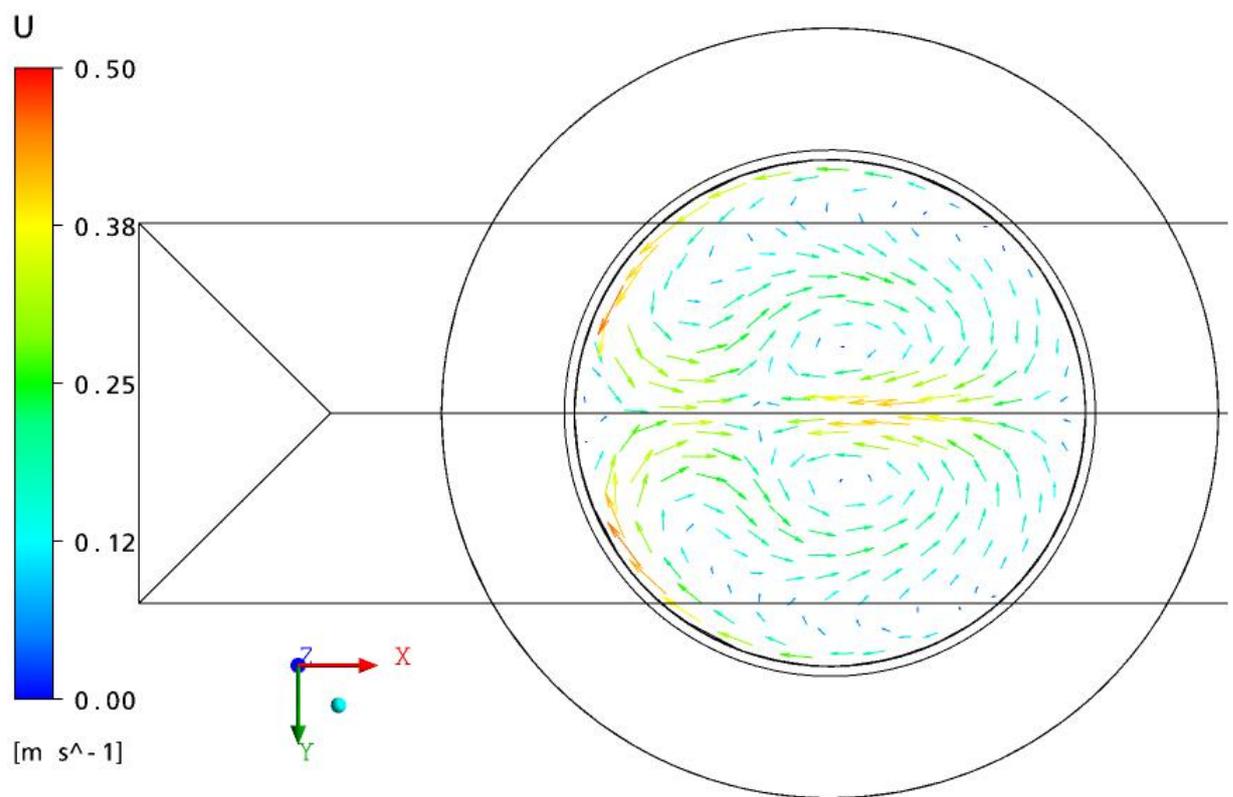


Figura 6.27: Média temporal de velocidade, projeção do plano de corte XY no centro do *Volume 2*.

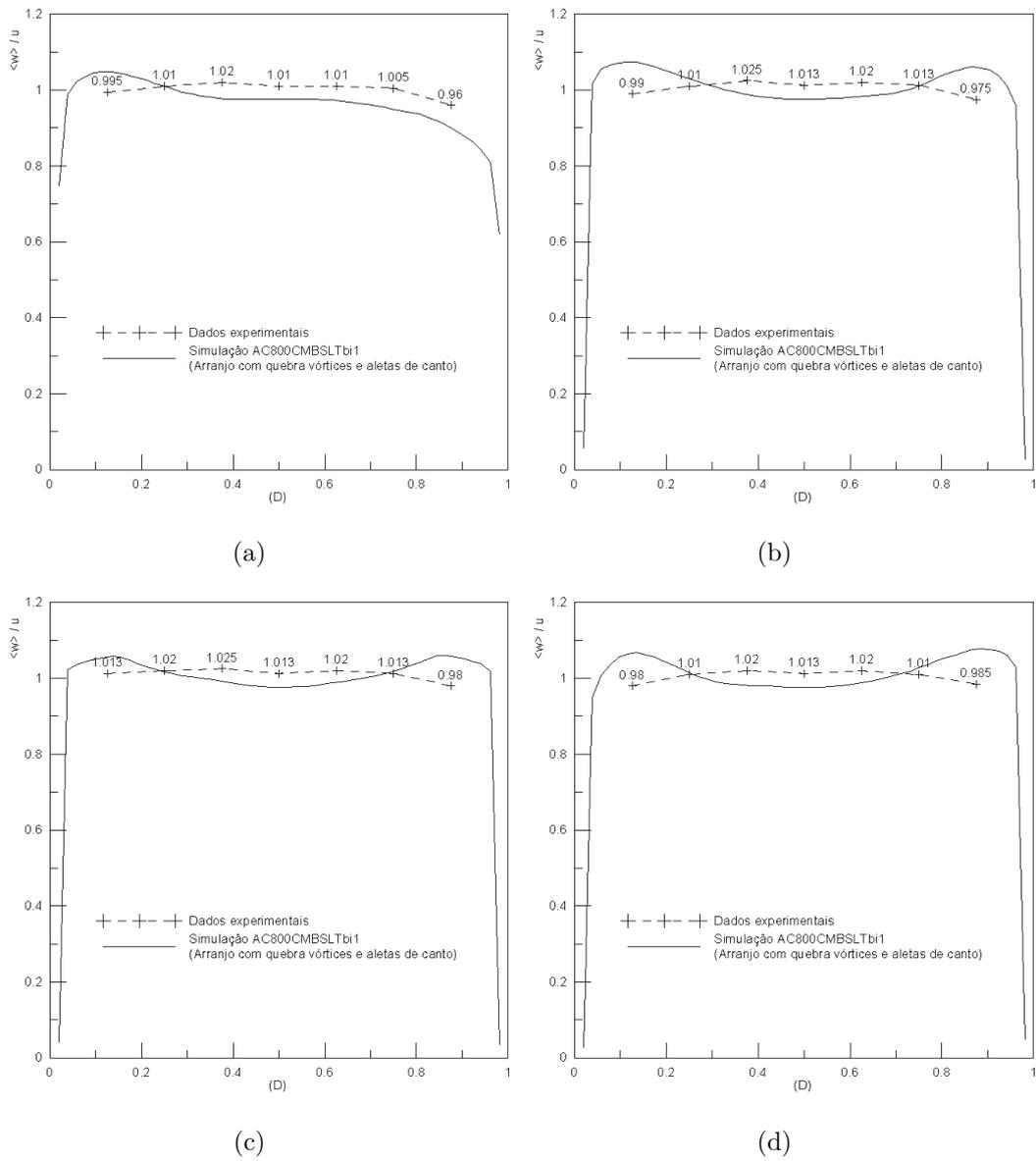


Figura 6.28: Comparação entre a velocidade temporal média normalizada obtida na simulação AC800CMBSLTb1 e os dados experimentais ao longo do diâmetro D da TSP. (a) Seção L1. (b) Seção L2. (c) Seção L3. (d) Seção L4.

que os pontos de maior velocidade axial no interior da TSP encontram-se nas faixas localizadas entre o centro da TSP e sua superfície interna, embora, no caso dos dados da simulação, as velocidades máximas encontram-se mais próximas a superfície interna da TSP quando comparadas aos dados experimentais. Do ponto de vista quantitativo, os dados experimentais apresentam menor diferença entre as velocidades mínimas e máximas obtidas quando comparados com os dados da simulação, que apresentam uma diferença um pouco maior, no entanto, dentro da faixa de $\pm 10\%$ conforme estabelecido na seção 2.1.4.

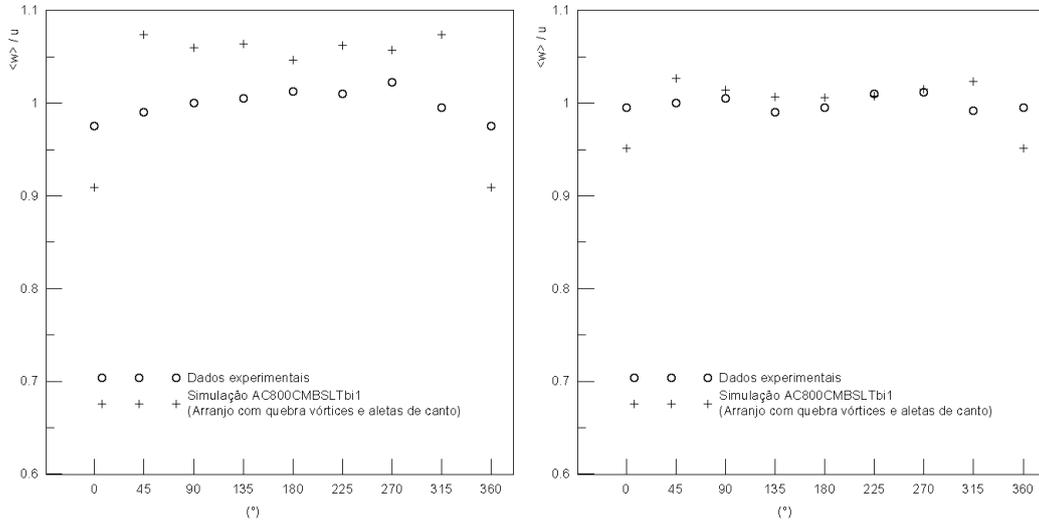
Perfil circunferencial da velocidade axial média temporal

As médias temporais de velocidade foram calculadas considerando o mesmo intervalo de tempo e região descrita na seção acima. As velocidades médias temporais foram comparadas com os dados experimentais obtidos nas posições indicadas nos três anéis apresentados na figura 2.6. O anel um localiza-se mais próximo a parede da TSP enquanto o anel três mais próximo do centro da TSP. As distâncias entre o centro da TSP e o anel três, entre os anéis e entre o anel um e a parede da TSP são as mesmas. A figura 6.29 apresenta a comparação entre os dados experimentais e os dados obtidos através da simulação AC800CMBSLTb1.

Podemos observar analisando a figura 6.29 que os dados obtidos na simulação tornam-se mais próximos aos dados experimentais a medida que a região de análise distancia-se da parede da TSP. A figura 6.29(c), referente ao anel três, apresenta resultados bastante parecidos aos experimentais, refletindo corretamente a mesma amplitude de variação de velocidade. A figura 6.29(b) ainda apresenta satisfatória concordância com os dados experimentais, embora a amplitude prevista seja um pouco maior do que os dados experimentais. A figura 6.29(a), referente ao anel um, mais próximo à parede, apresenta maiores divergências entre os resultados da simulações e os experimentais. Tal fato sugere que a geração de uma nova malha, com maior qualidade e/ou mais refinada na região próxima a parede, se faz necessária.

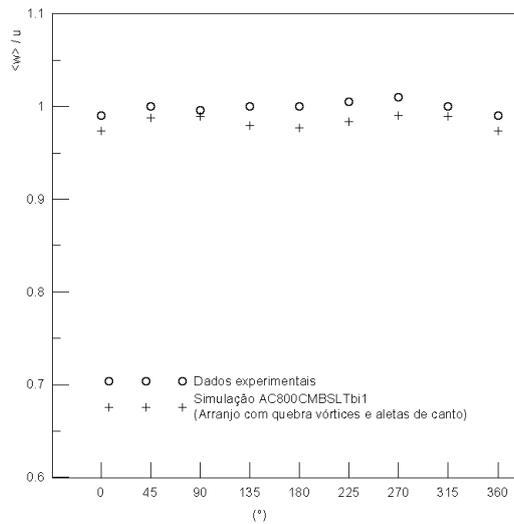
Análise da interface Ar Água

A figura 6.30(a) representa a média temporal da fração volumétrica (R) da água ao longo do nível do PBSA. Os resultados foram calculados considerando o intervalo



(a)

(b)



(c)

Figura 6.29: Comparação entre a velocidade temporal média normalizada obtida na simulação AC800CMBSLTb1 e os dados experimentais nos anéis definidos no interior da TSP. (a) Anel 1. (b) Anel 2. (c) Anel 3.

de tempo de 47s à 80s para a simulação AC800CMBSLTbi1. É possível observar que a CAM3 apresenta o menor nível de água, seguido, respectivamente, pelas CAM2 e CAM1. A análise do filme gerado no estudo experimental revela que as diferenças de nível reproduzidas na simulação, de fato, ocorrem. Tal diferença de nível é atribuída à perda de carga ocorrida ao longo do PBSA.

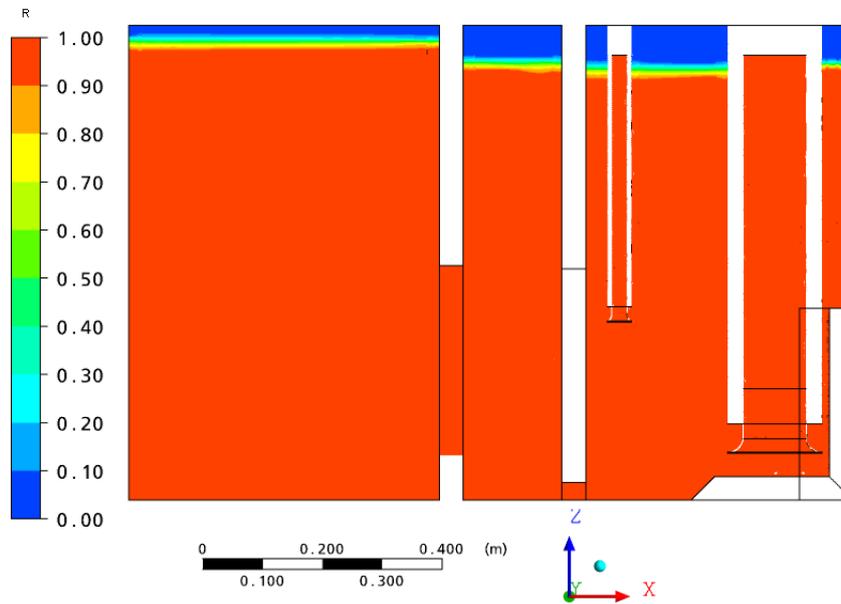
6.3.3 Análise comparativa entre os resultados da simulação AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi

Os seguintes parâmetros foram comparados entre as duas simulações:

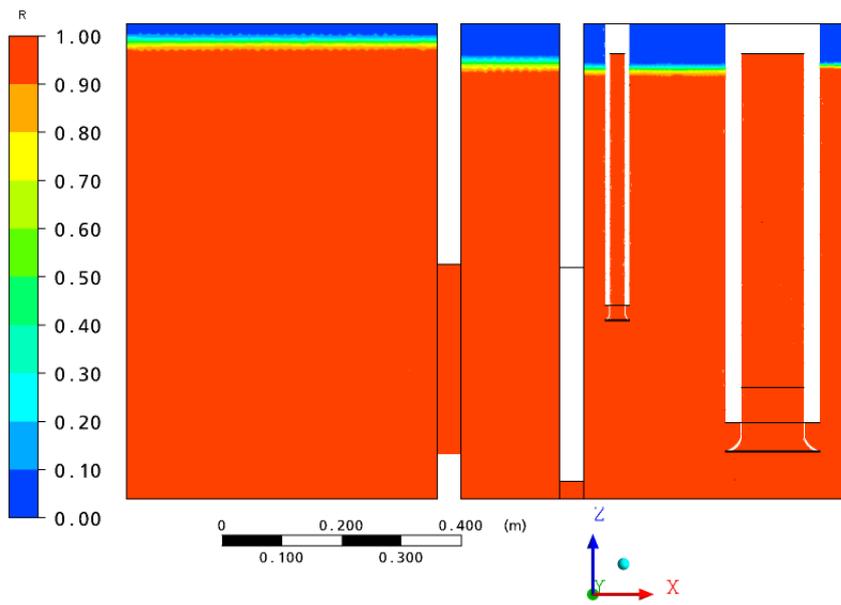
- Média volumétrica da magnitude do componente axial da vorticidade no *Volume 1* ($W_{Z,V1}$)
- Média volumétrica do componente axial da vorticidade no *Volume 1* ($\underline{W_{Z,V1}}$)
- Média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSP ($W_{Z,STSP}$)
- Média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSS ($W_{Z,STSS}$)
- Média temporal do perfil da velocidade axial nas regiões L1, L2, L3 e L4 definidas na figura 6.16(c)
- Pressão média na superfície de saída da TSP (P_{STSP})
- Pressão média na superfície de saída da TSS (P_{STSS})

Média volumétrica da magnitude do componente axial da vorticidade no *Volume 1*

A figura 6.31 apresenta os valores de $W_{Z,V1}$ calculados para os casos com quebra vórtices e aletas de canto (AC800CMBSLTbi1) e sem tais dispositivos (AS800CMBSLTbi). Podemos observar que, em ambas as simulações, ocorrem zonas de alta instabilidade da vorticidade entre zero e sete segundos. Tal efeito



(a)



(b)

Figura 6.30: Diferença do nível de água entre as câmaras do PBSA no plano de corte ZX localizado no centro do PBSA. (a) Simulação AC800CMBSLTbi1. (b) Simulação AS800CMBSLTbi.

pode ser atribuído a aceleração inicial do fluido, pois a condição inicial de partida da simulação considera o fluido em repouso. Após este período, os valores tornam-se mais estáveis, passando a oscilar dentro de limites de amplitude relativamente bem definidos. Nota-se o efeito benéfico da presença de quebra vórtices e aletas de canto no escoamento através dos valores da média volumétrica da magnitude do componente axial da vorticidade do arranjo completo bastante reduzidos em relação aos valores do arranjo simplificado. Calculou-se a média temporal da média volumétrica da magnitude do componente axial da vorticidade no *Volume 1* $\langle W_{Z,V1} \rangle$ considerando-se o intervalo de tempo de 10s à 80s para ambas as simulações, ou seja, excluindo-se a faixa de instabilidade. O valor de $\langle W_{Z,V1} \rangle$ para o arranjo completo é $17,2s^{-1}$ sendo seu desvio padrão de $0,58s^{-1}$. Já para o arranjo simplificado a média temporal é $26,3s^{-1}$ sendo seu desvio padrão de $0,45s^{-1}$. Nota-se uma diminuição de 34% da média temporal no *Volume 1*. Tais resultados concordam com as recomendações encontradas na literatura para a utilização de quebra-vórtices para minimização da rotação do fluido no interior de tubulações e também para supressão total ou parcial de vórtices de superfície ou submersos[1, 5].

Média volumétrica do componente axial da vorticidade no *Volume 1*

A figura 6.32 apresenta os valores de $\underline{W_{Z,V1}}$ calculados para os casos com quebra vórtices e aletas de canto (AC800CMBSLTbi1) e sem tais dispositivos (AS800CMBSLTbi). O ponto monitor desta última simulação só foi configurado a partir do quinquagésimo quinto segundo de simulação. Podemos observar um comportamento distinto entre os valores calculadas. Para o Arranjo Simplificado, $\underline{W_{Z,V1}}$ inverte seu sinal doze vezes em pouco mais de trinta segundos, já para o Arranjo Completo ocorrem quatro trocas de sinal em quase cinquenta segundos. A troca de sinal da média volumétrica do componente axial da vorticidade sugere que, na média, o fluido contido no *Volume 1*, no caso do AS, muda seu sentido de rotação com maior frequência quando comparado ao AC. Adicionalmente, os resultados da simulação AS800CMBSLTbi indicam abrupta mudança no sentido de rotação, conforme observado no intervalo de tempo de 65s a 75s. Já a simulação AC800CMBSLTbi1 apresenta transição no sentido de rotação de maneira mais suave. De fato, um dos critérios de aceitação descritos na seção 2.1.4, recomenda que não

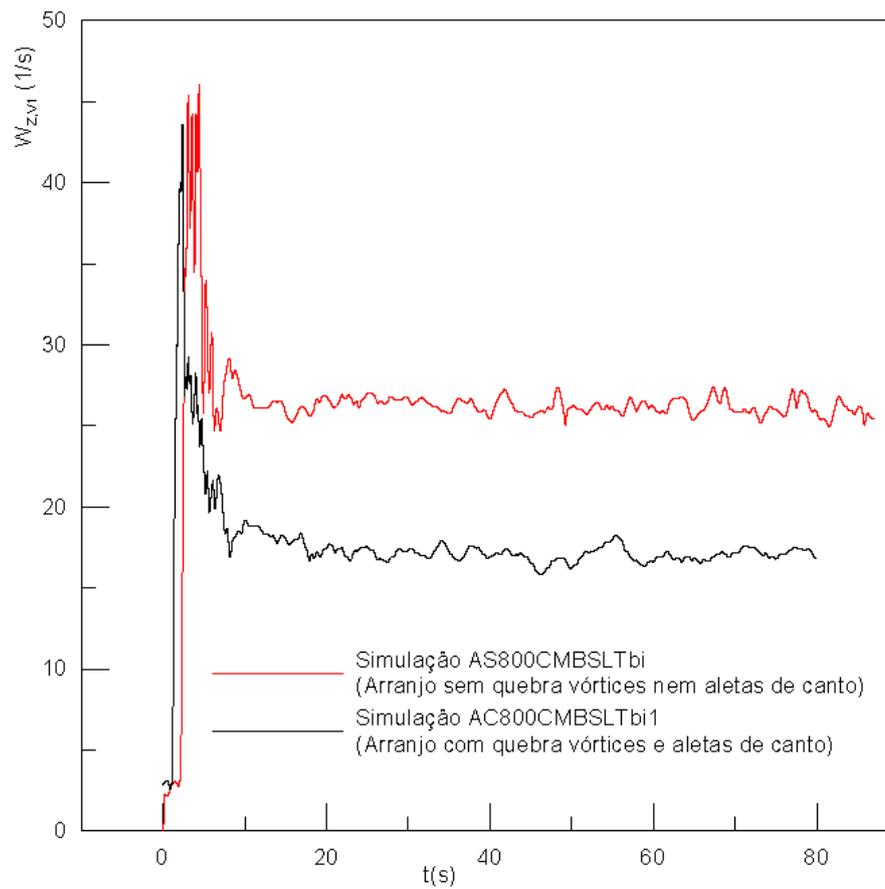


Figura 6.31: Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na média volumétrica do componente axial da vorticidade no *Volume 1*

deve ocorrer variações abruptas no sentido de rotação do fluido, sendo tal efeito minimizado pela presença de quebra-vórtices e aletas de canto.

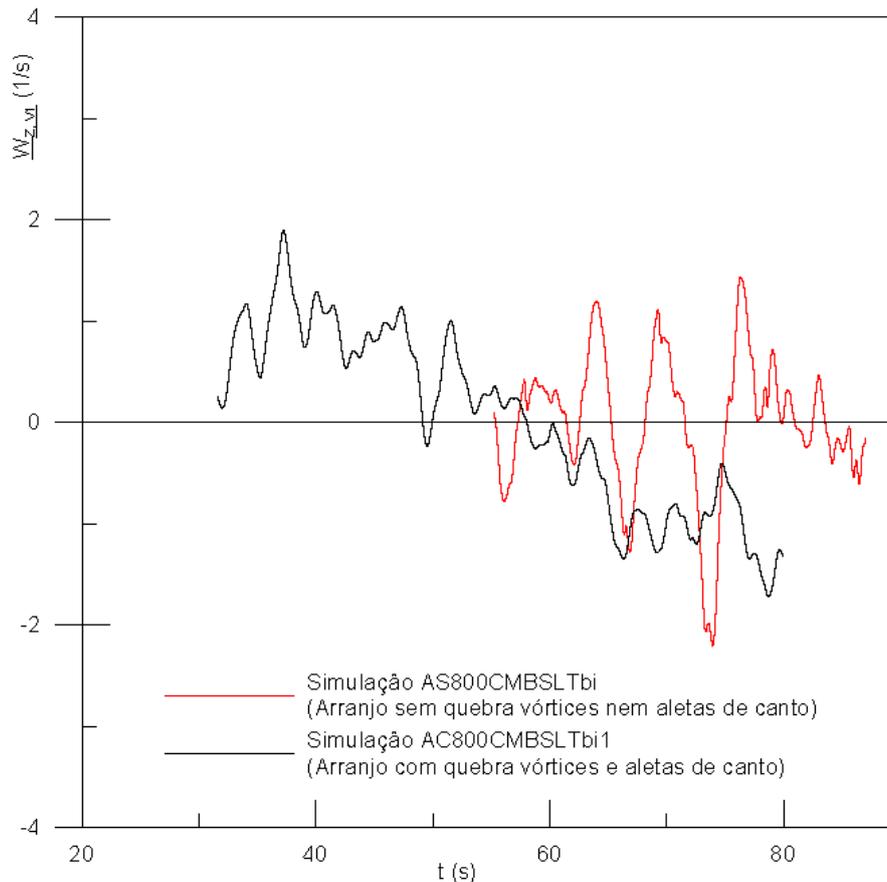


Figura 6.32: Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na vorticidade média no *Volume 1*

Comparando-se as projeções da média temporal de velocidade no plano de corte XY no centro do *Volume 1*, entre os Arranjos Simplificado e Completo, percebemos o mesmo fenômeno descrito na seção 6.3.2, ou seja, há zonas específicas onde o fluido apresenta rotações em sentidos opostos. As figuras 6.34 e 6.33 apresentam vista superior de um corte no centro do *Volume 1*, plano XY, para o AC e AS, respectivamente, evidenciando a presença de zonas de diferentes sentidos de rotação. Comparando os perfis de velocidade, podemos perceber que os vórtices apresentados na figura 6.33 não se dispõem de maneira simétrica conforme evidenciado na figura 6.34. Isto se dá pela ausência dos quebra vórtices e aletas de canto no AS. Adicionalmente, percebemos, analisando a escala de cores, que a magnitude das velocidades é maior no AS, o que corrobora com constatações anteriores de que os quebra-vórtices e aletas de canto contribuem diretamente para a diminuição do nível de rotação

do fluido. As médias temporais de velocidade foram calculadas considerando os intervalos de tempo apresentados na seção 6.3.3.

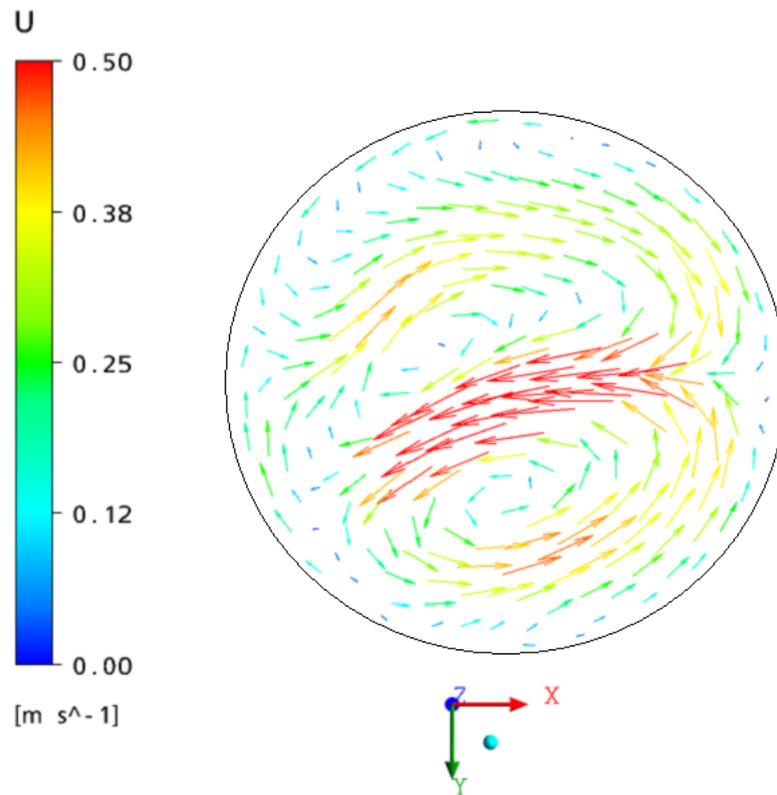


Figura 6.33: Média temporal de velocidade, projeção do plano de corte XY no centro do *Volume 1* do Arranjo Simplificado.

Média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSP

A figura 6.35 apresenta os valores de $W_{Z,STSP}$ calculados para os casos com quebra vórtices e aletas de canto (AC800CMBSLTbi1) e sem tais dispositivos (AS800CMBSLTbi). Podemos observar que, em ambas as simulações, ocorrem zonas de alta instabilidade no valor de $W_{Z,STSP}$ entre zero e sete segundos. Tal afeito pode ser atribuído a aceleração inicial do fluido, pois a condição inicial de partida da simulação considera o fluido em repouso. Findo este período, o valor da média da magnitude em área do componente axial da vorticidade torna-se mais estável, passando a oscilar dentro de limites de amplitude relativamente bem definidos. Nota-se o efeito benéfico da presença de quebra vórtices e aletas de canto no escoamento por

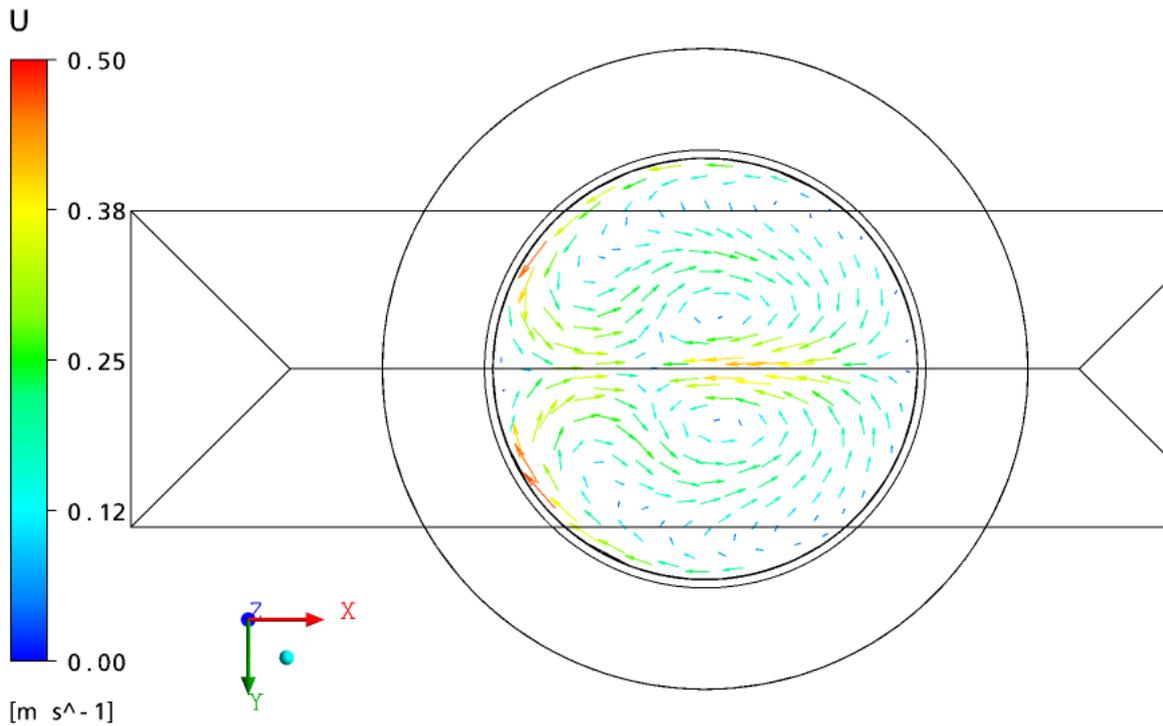


Figura 6.34: Média temporal de velocidade, projeção do plano de corte XY no centro do *Volume 1* do Arranjo Completo.

meio dos valores da média para o arranjo completo bastante reduzidos em relação aos valores do arranjo simplificado. Calculou-se a média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSP considerando-se o intervalo de tempo de $10s$ à $80s$ para ambas as simulações, ou seja, excluindo-se a faixa de instabilidade. O valor da média para o arranjo completo é $3,98s^{-1}$ sendo seu desvio padrão de $0,23s^{-1}$. Já para o arranjo simplificado é $7,23s^{-1}$ sendo seu desvio padrão de $0,51s^{-1}$. Nota-se uma diminuição de 55% da média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSP. Tais resultados sugerem que a diminuição da vorticidade do fluido na entrada da TSP, causada pela presença dos quebra vórtices e aletas de canto, propaga-se por toda a tubulação até chegar a superfície de saída da mesma. Portanto, os efeitos benéficos do uso de quebra vórtices e aletas de canto ocorrem ao longo de toda TSP.

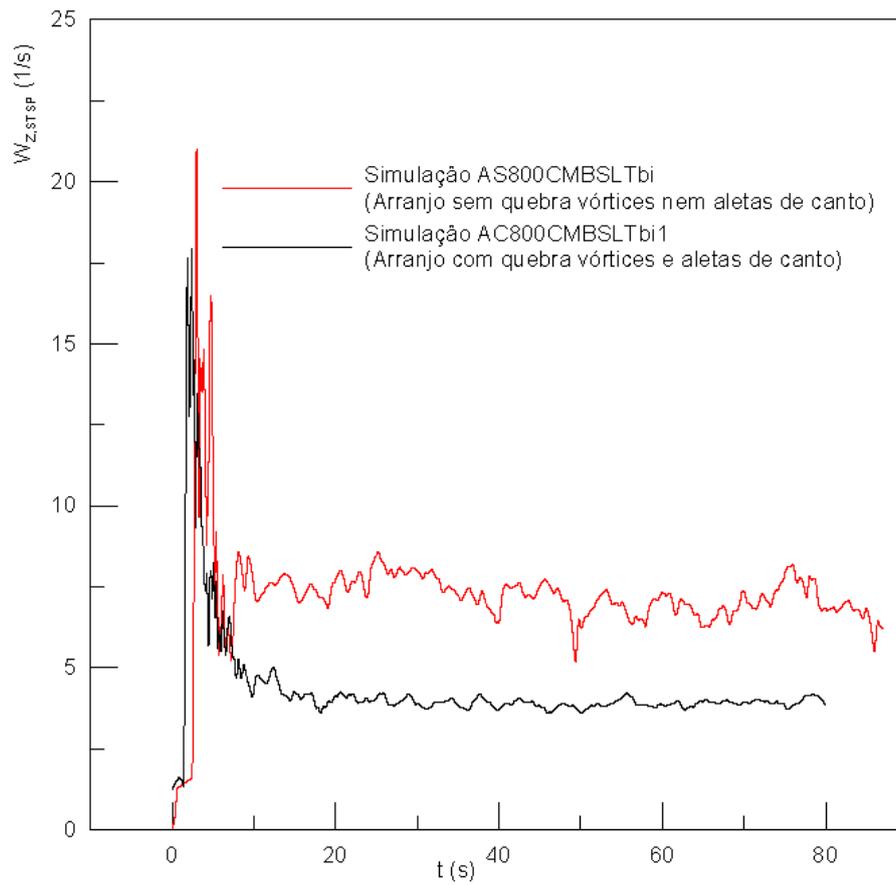


Figura 6.35: Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSP

Média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSS

A figura 6.36 apresenta os valores de $W_{Z,STSS}$ calculados para os casos com quebra vórtices e aletas de canto (AC800CMBSLTbi1) e sem tais dispositivos (AS800CMBSLTbi). Podemos observar que, em ambas as simulações, há forte oscilação de $W_{Z,STSS}$ ao longo de toda a simulação. É observado que os valores para o AS oscilam dentro de limites de amplitude relativamente bem definidos, já os valores para o AC apresentam grande variação de amplitude ao longo do tempo. Calculou-se a média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSS considerando-se o intervalo de tempo de 10s à 80s para ambas as simulações. A média temporal para o arranjo completo é $5,78s^{-1}$ sendo seu desvio padrão de $4,1s^{-1}$. Já para o arranjo simplificado a média temporal é $7,08s^{-1}$ sendo seu desvio padrão, também, de $4,1s^{-1}$. Nota-se uma diminuição de 18% da média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSS. Embora tal diminuição seja, aparentemente, considerável, é necessário observar os altos valores de desvio padrão calculados, o que demonstra que não houve melhoria das oscilações da vorticidade entre o AS e AC. A melhora pouco relevante da média da magnitude das vorticidades na superfície de saída da TSS pode ser explicada pelo fato do quebra vórtice horizontal não estar localizado próxima a entrada do sino de sucção da TSS. De fato, não há nenhum dispositivo instalado no PBSA com o objetivo de minimizar o nível de rotação do fluido no interior da TSS.

Perfil da velocidade axial média temporal nas regiões L1, L2, L3 e L4

As médias temporais de velocidade $\langle w \rangle$ (perpendicular a seção transversal da TSP) foram calculadas considerando o intervalo de tempo de 47s à 80s e 55s a 87s para as simulações AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi respectivamente. Nota-se que a análise comparativa é feita em um intervalo de tempo diferente pois a função de média acumulada do CFX solver foi configurada em diferentes momentos para as duas simulações. Entretanto, a análise é válida, uma vez que o comportamento pseudo-estacionário observado para as velocidade axiais tornam as médias acumuladas praticamente constante ao longo da simulação, conforme observado na figura

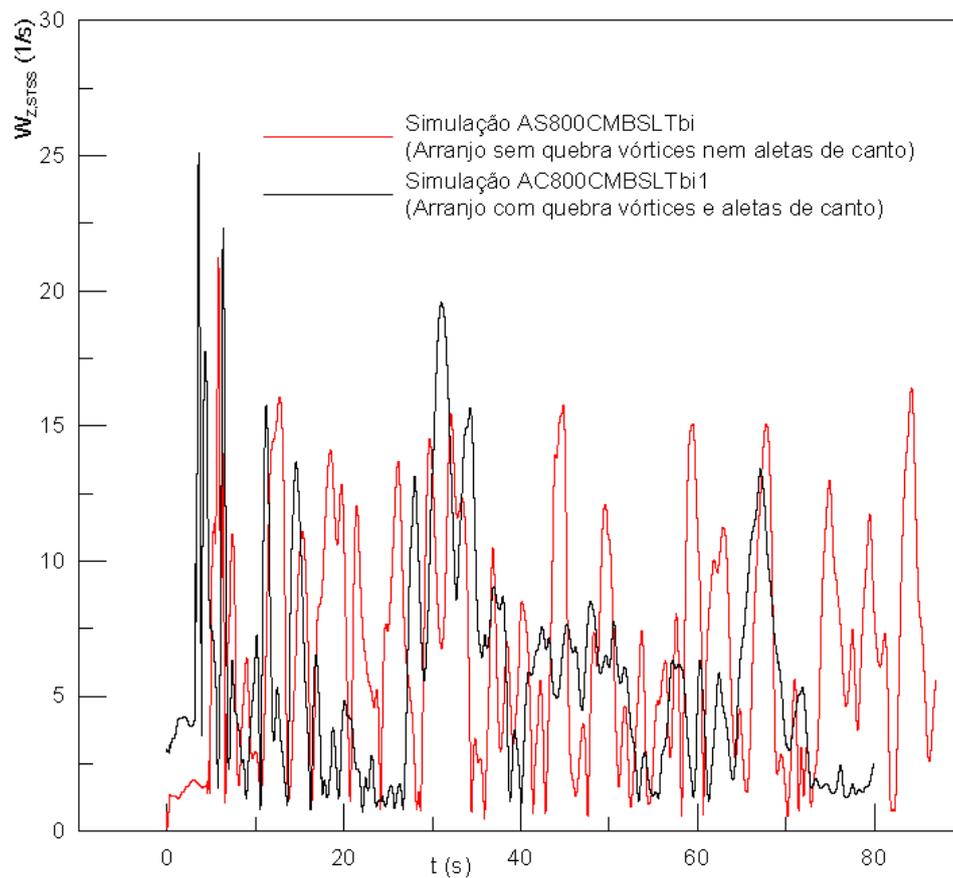


Figura 6.36: Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na média da magnitude das vorticidades na superfície de saída da TSS

6.37. Nesta há a comparação entre o perfil de velocidade axial temporal média entre os intervalos de tempo de 32s à 47s e 47s à 80s para a simulação AC800CMBSLTbi1. Observa-se que os valores das médias são praticamente idênticos.

As velocidades médias temporais foram normalizadas dividindo-se os valores pela velocidade axial média de escoamento do fluido na TSP, ou seja, $1,89\text{ms}^{-1}$. A figura 6.38 apresenta a comparação entre os resultados das simulações AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi.

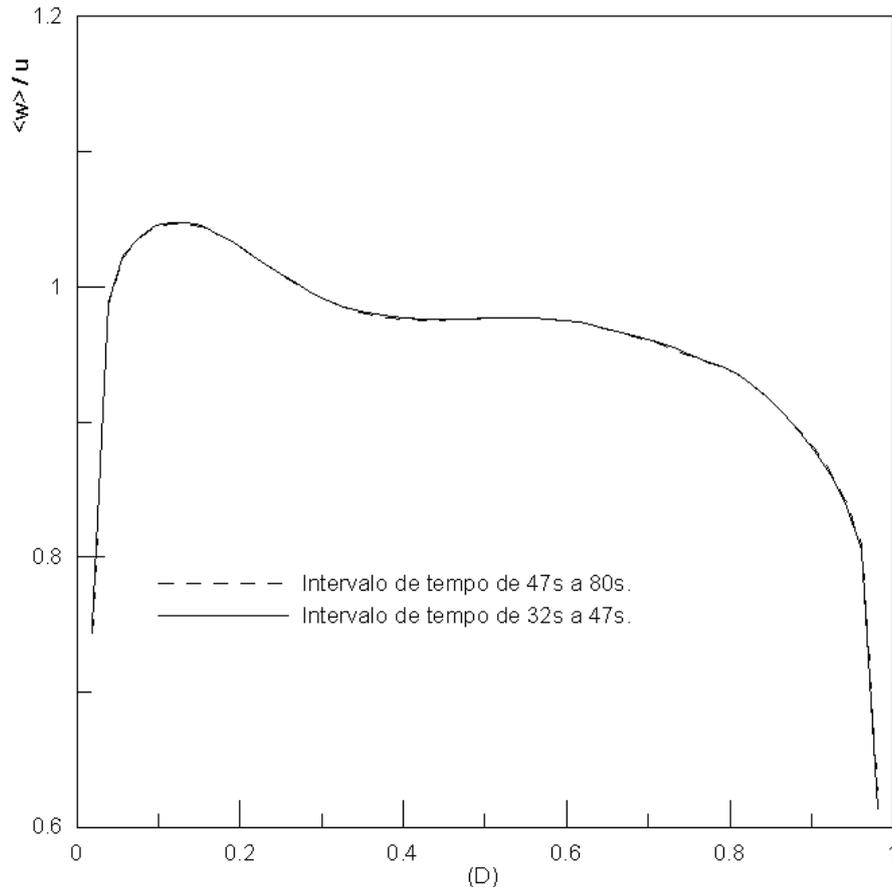


Figura 6.37: Comparação entre as médias temporais acumuladas das velocidades axiais na seção L1 referente a simulação AC800CMBSLTbi1

Ao analisarmos a figura 6.38 podemos constatar algumas diferenças suaves entre os perfis de velocidade no Arranjo Completo e Arranjo Simplificado. Na seção L1, por exemplo, observamos que o perfil de velocidade do AS apresenta distribuição de velocidade mais simétrica, no entanto, as velocidades máximas encontram-se longe do centro da tubulação. Já no AC é encontrado um perfil de velocidade parabólico na faixa de $0,7D$ à $1D$, o que sugere uma pequena melhora no perfil de

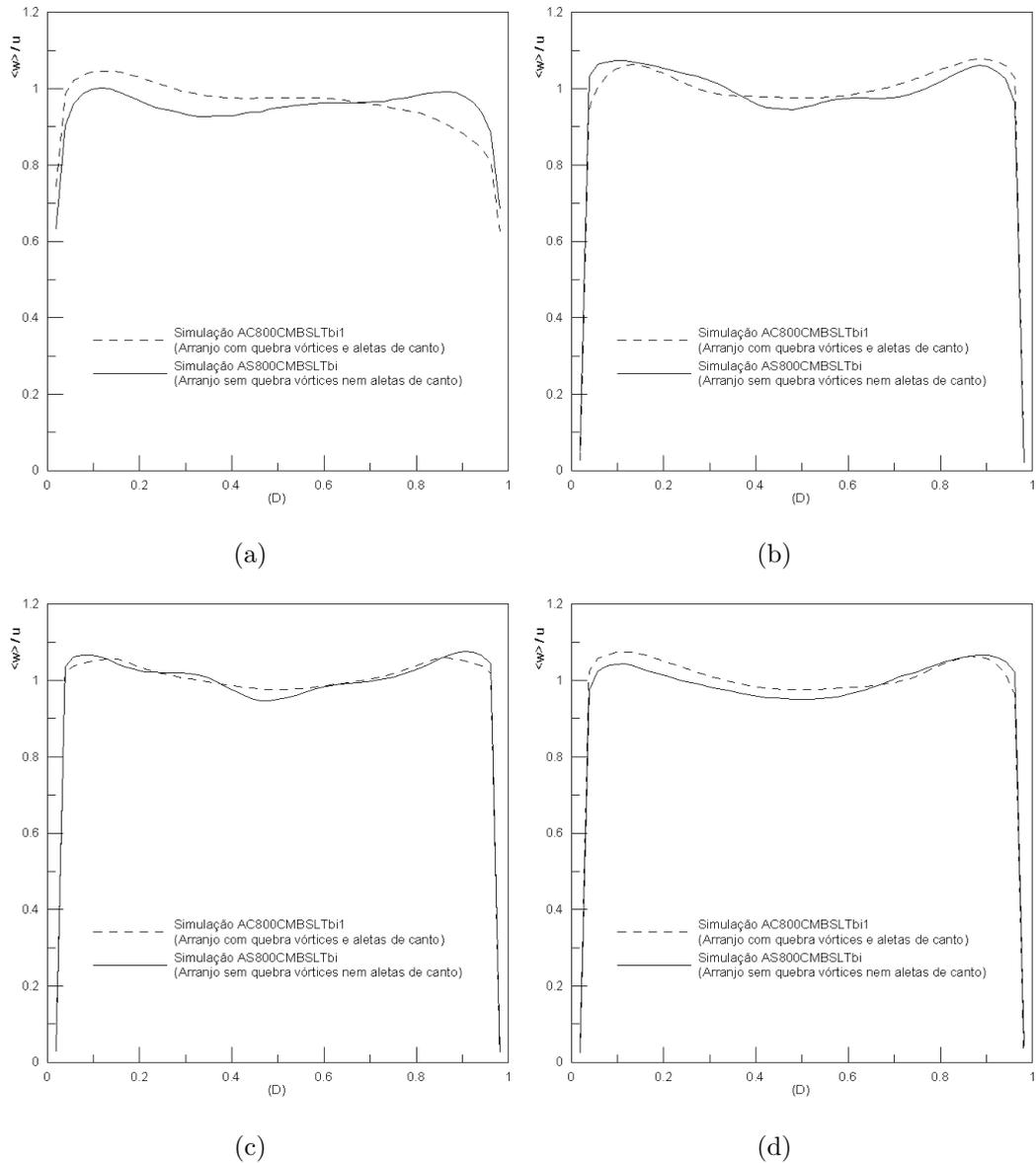


Figura 6.38: Influência da presença de quebra vórtices e aletas de canto no perfil de velocidade média temporal no interior da TSP. Comparação entre as velocidades temporais médias normalizadas da simulação AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi. (a) Seção L1. (b) Seção L2. (c) Seção L3. (d) Seção L4.

escoamento nesta região. Analisando as seções L2 e L3, percebemos que, embora as velocidades máximas permaneçam afastadas do centro da TSP, há menos oscilação de velocidade ao longo do eixo radial no Arranjo Completo, quando comparado ao Arranjo Simplificado. Na seção L4, praticamente não é constatada diferença na oscilação da velocidade média temporal nem diferenças consideráveis no perfil de velocidade. Todas as curvas analisadas sugerem que a presença de quebra vórtices e aletas de canto não melhoram o perfil de escoamento na TSP de maneira muito relevante, sendo sua utilização, portanto, mais importante para a redução do nível de rotação do fluido e na melhoria de sua dinâmica de rotação.

Pressão média na superfície de saída da TSP

A figura 6.39 apresenta os valores de P_{STSP} calculados para os casos com quebra vórtices e aletas de canto (AC800CMBSLTbi1) e sem tais dispositivos (AS800CMBSLTbi). Podemos observar que a amplitude das oscilações da pressão média referente ao AS é, pelo menos, o dobro da amplitude observada para o caso do AC. A variação do campo de pressão próximo ao rotor da bomba é um dos principais fatores causadores de vibração em sistemas de bombeamento, conforme apresentado ao longo da seção 2.1.1. Portanto, esta menor amplitude observada pode ser interpretada como um indicativo de que o sistema de bombeamento venha a operar com menos vibração e ruído quando comparado ao arranjo simplificado.

Pressão média na superfície de saída da TSS

A figura 6.40 apresenta os valores de P_{STSS} calculados para os casos com quebra vórtices e aletas de canto (AC800CMBSLTbi1) e sem tais dispositivos (AS800CMBSLTbi). Observa-se que, embora percebam-se melhorias, a diminuição da amplitude de oscilação na superfície da saída da TSS não é tão pronunciada quanto a diminuição observada na TSP. Novamente, isto se dá pelo fato do quebra vórtice horizontal não estar localizado próxima a entrada do sino de sucção da TSS. Mesmo assim efeitos benéficos indiretos foram observados.

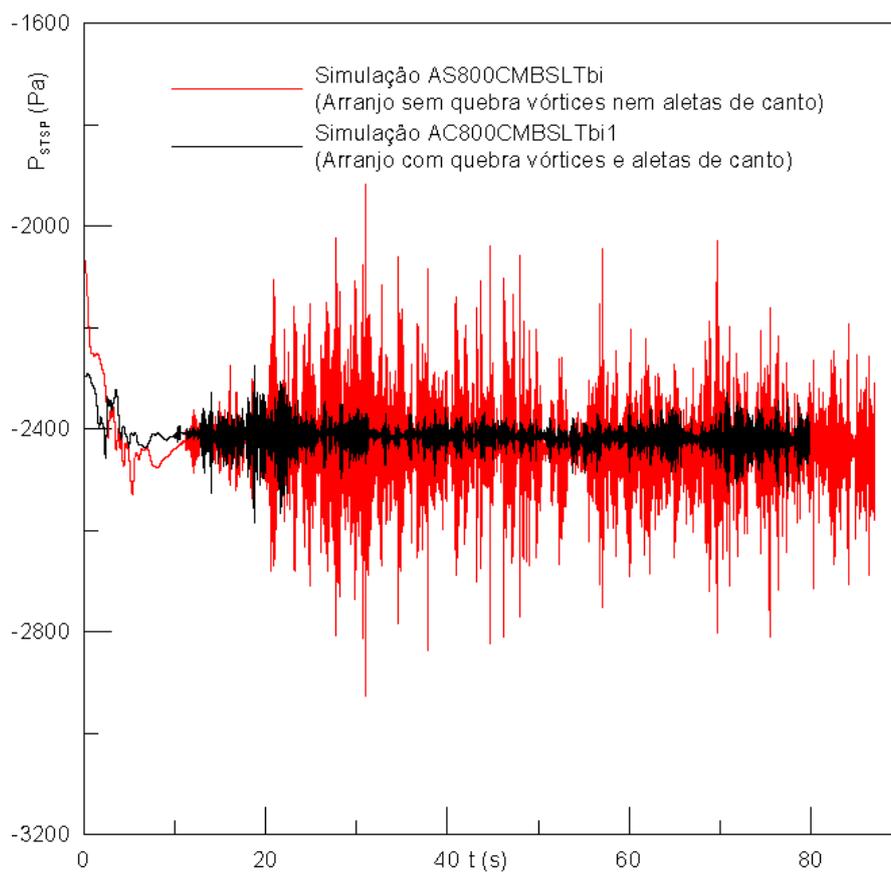


Figura 6.39: Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na Pressão média na superfície de saída da TSP

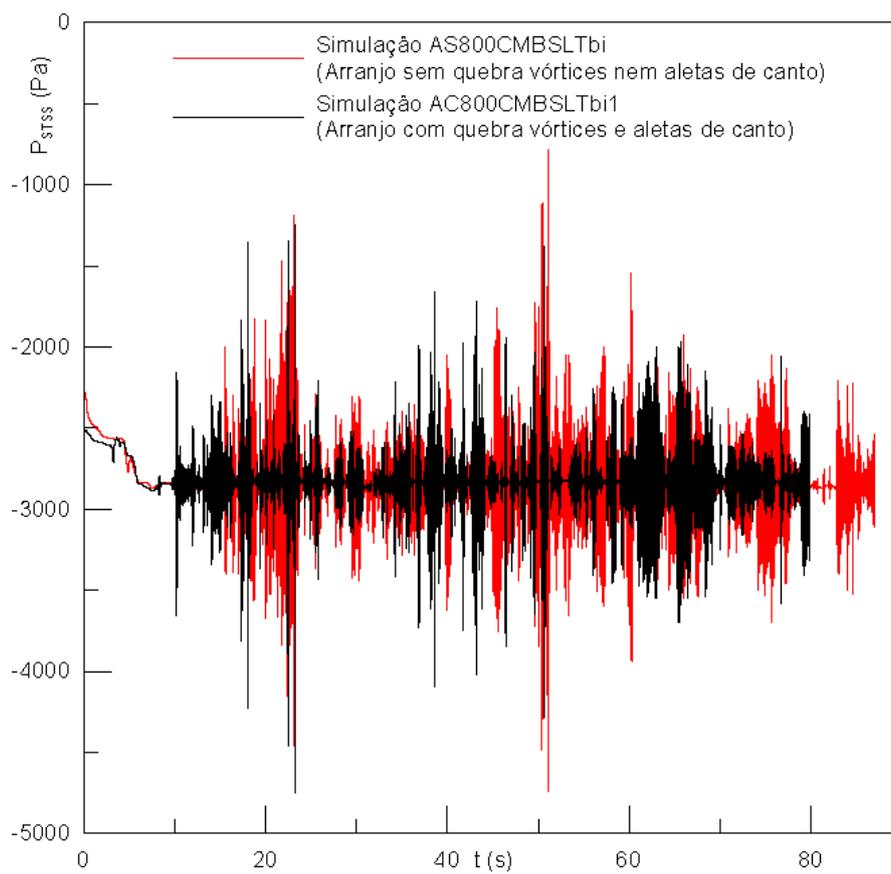


Figura 6.40: Efeito da presença de quebra vórtices e aletas de canto na Pressão média na superfície de saída da TSS

Capítulo 7

Conclusões e Sugestões

7.1 Resumo

Este trabalho avaliou o uso de fluidodinâmica computacional ou CFD para o projeto de bacias de bombas de captação de grande porte, uma vez que seu dimensionamento inadequado acarreta fenômenos hidráulicos que afetam diretamente a performance das bombas. O procedimento de avaliação da viabilidade de utilização de fluidodinâmica computacional como ferramenta de auxílio à projetos de bacias foi dividido como se segue:

1. Geração de seis malhas diferentes de acordo com o arranjo de bacia considerado.
2. Condução de doze simulações RANS estacionária e transientes preliminares considerando diferentes modelos de turbulência.
3. Condução de três simulações RANS transientes bifásicas utilizando o modelo de turbulência BSL.
4. Realização de análise de convergência entre as simulações AC800CMBSLTbi1 e AC800CMBSLTbi2.
5. Comparação dos resultados da simulação AC800CMBSLTbi1 com os resultados experimentais.
6. Comparação entre os resultados das simulações AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi.

As malhas AS750M, AS750CM1, AS750CM2, AS800CM e AS800CM1 e AS800CM2, definidas nas tabelas 6.1 e 6.2 foram geradas baseadas nos arranjos AS750, AS750C, AS800C e AS800C. As três primeiras malhas foram utilizadas para as doze simulações preliminares adotando-se os modelos de turbulência $k - \epsilon$, SST , SSG e BSL . Já as outras três malhas foram utilizadas para as três simulações transientes bifásicas adotando-se o modelo de turbulência BSL . O critério de convergência estipulou os resíduos máximos das equações discretizadas inferiores a 10^{-5} para as simulações estacionárias e 10^{-4} para as simulações transientes, tendo sido o número de Courant, para estas últimas, mantido entre 0,5 e 4.

Independentemente do modelo de turbulência adotado, nenhuma das simulações RANS estacionárias convergiu. Diante disso, concluiu-se que o escoamento é transiente. Já as simulações RANS transientes monofásicas apresentaram problemas na solução devido à imposição de uma condição de contorno incorreta. De fato, os experimentos revelaram diferença de nível de água entre as três câmaras do modelo reduzido. Tal condição não pode ser reproduzida em simulações monofásicas. Logo, concluiu-se que a condução de simulações transientes bifásicas fazia-se necessária. Tal fato é comprovado quando observamos a diferença de nível de água entre as câmaras apresentadas na figura 6.30.

Logo abaixo são resumidas todas as simulações realizadas ao longo deste estudo:

Simulações preliminares: AS750MKE, AS750MSST1, AS750MSSG1, AS750MBSL1, AS750CM1BSL1, AS750MSSGT1, AS750CM1SSGT1, AS750MBSLT, AS750CM1BSLT1, AS750CM1BSLT2, AS750CM1BSLT3 e AS750CM2BSLT.

Simulações transientes bifásicas: AC800CMBSLTbi1, AC800CMBSLTbi2 e AS800CMBSLTbi1.

7.2 Conclusões

7.2.1 Análise de Convergência

Foi realizada análise de convergência entre as simulações AC800CMBSLTbi1 e AC800CMBSLTbi2. Os resultados descritos na seção 6.3.1 revelam que, de maneira geral, as velocidades médias temporais calculadas nas regiões de análise definidas na

figura 6.16 apresentam diferença inferior à 7% e que os perfis de velocidade da simulação AS800CMBSLTbi1 apresentam satisfatória concordância com os resultados obtidos na simulação AC800CMBSLTbi2, embora, esta última, tenha conseguido reproduzir maiores oscilações no perfil de velocidade axial no interior da TSP quando comparada à primeira. Já a comparação da média temporal da magnitude das vorticidades para a simulação AC800CMBSLTbi2 apresentou valor 67% superior ao calculado na simulação AC800CMBSLTbi1. A simulação AC800CMBSLTbi2 utilizou a malha AC800CM2, cujo número de nós é 238% superior ao da malha AC800CM1, utilizada na simulação AC800CMBSLTbi1.

As diferenças observadas sugerem que a utilização de malhas mais refinadas melhoraram a performance da simulação do ponto de vista da detecção de variações de velocidades mais suaves ao longo de seções retas da TSP e também da predição da vorticidade com maior acurácia. Todavia, a utilização da malha AC800CM1 mostrou-se satisfatoriamente adequada para a comparação os resultados da simulação AC800CMBSLTbi1 com os resultados experimentais e também para a análise da influência da presença de quebra vórtices e aletas de canto em comparação à simulação AS800CMBSLTbi1. Adicionalmente, a condução da simulação AC800CMBSLTbi2 contemplando o intervalo de dois ou três passos de tempo mostrou-se pouco viável quando são considerados os custos computacionais envolvidos e já apresentados na tabela 6.8.

7.2.2 Comparação dos resultados da simulação AC800CMBSLTbi1 com os resultados experimentais.

Os seguintes parâmetros foram comparados:

- ângulo (ϑ) de rotação médio.
- Perfil radial da velocidade axial média temporal
- Perfil circunferencial da velocidade axial média temporal
- Nível de água nas câmaras um, dois e três

Os ângulos (ϑ) de rotação médios foram determinados na simulação AC800CMBSLTbi1 transformando-se a média temporal da média volumétrica da magnitude do componente axial da vorticidade e a média temporal da média volumétrica do componente axial da vorticidade calculadas, em ângulo (ϑ) de rotação médio. Os resultados sugerem que a hipótese do balanço de forças, produzido pela existência de zonas de rotação e sentidos opostos nos *Volume 2*, nas palhetas do dispositivo parece ser mais correta, uma vez que (ϑ) calculado a partir da média temporal da média volumétrica do componente axial da vorticidade está mais próximo dos resultados experimentais quando comparado ao (ϑ) calculado a partir da média temporal da média volumétrica da magnitude do componente axial da vorticidade.

As médias temporais da velocidade axial foram calculadas considerando o intervalo de tempo de 47s à 80s e o perfil de velocidade médio temporal foi analisado nas regiões L1, L2, L3 e L4 apresentadas na figura 6.16(c). As velocidades médias temporais foram normalizadas dividindo-se os valores pela velocidade axial média de escoamento do fluido na TSP, ou seja, $1,89ms^{-1}$. Pôde-se observar que a simulação AC800CMBSLTbi1 foi capaz de prever o fato da zona de maior velocidade dentro da TSP não encontrar-se no centro da mesma. Tal fato é uma das principais características encontradas no interior de TSP de PBSAs. Observa-se, entretanto, que o estudo experimental revelou que este efeito é menos intenso em relação ao previsto na simulação.

As médias temporais de velocidade axial foram calculadas para os anéis um, dois e três considerando o intervalo de tempo de 47s à 80s para a simulação AC800CMBSLTbi1. Os resultados demonstraram que os dados obtidos na simulação tornavam-se mais próximos aos dados experimentais a medida que a região de análise distanciava-se da parede da TSP, o que sugere a utilização de malhas mais refinadas na região próxima a parede da TSP. Todavia, conclui-se, que a simulação é capaz de reproduzir de maneira satisfatória o nível de assimetria na velocidade constatado no estudo experimental.

As diferenças de nível de água nas câmaras um, dois e três, obtidas na simulação AC800CMBSLTbi1, foram comparadas com os resultados experimentais. Foi possível observar que a CAM3 apresenta o menor nível de água, seguido, respectivamente, pelas CAM2 e CAM1. A análise do filme gerado no estudo experimental

revela que as diferenças de nível reproduzidas na simulação, de fato, ocorrem. Tal diferença de nível é atribuída a perda de carga ocorrida ao longo do PBSA.

7.2.3 Comparação entre os resultados das simulações AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi

Os resultados das simulações AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi foram comparados para analisar-se a influência da presença de quebra vórtices e aletas de canto no perfil de escoamento do fluido ao longo do PBSA. Neste contexto, os seguintes parâmetros foram comparados:

- Média volumétrica da magnitude do componente axial da vorticidade no *Volume 1*
- Média volumétrica do componente axial da vorticidade no *Volume 1*
- Média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSP
- Média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSS
- Perfil da velocidade axial média temporal nas regiões L1, L2, L3 e L4 definidas na figura 6.16(c)
- Pressão média na superfície de saída da TSP
- Pressão média na superfície de saída da TSS

Nota-se o efeito benéfico da presença de quebra vórtices e aletas de canto no escoamento através dos valores da média volumétrica da magnitude do componente axial da vorticidade do arranjo completo bastante reduzidos em relação aos valores do arranjo simplificado. Tal redução concorda com as recomendações encontradas na literatura para a utilização de quebra-vórtices para minimização da rotação do fluido no interior de tubulações e também para supressão total ou parcial de vórtices de superfície ou submersos[1][5]. Adicionalmente, o mesmo efeito benéfico é observado

ao analisarmos os valores da vorticidade média. Para o Arranjo Simplificado, as trocas de sinal são mais frequentes quando comparadas o Arranjo Completo. Tal troca de sinal sugere que, na média, o fluido contido no *Volume 1*, no caso do AS, muda seu sentido de rotação com maior frequência quando comparado ao AC. Adicionalmente, os resultados da simulação AS800CMBSLTbi indicam abrupta mudança no sentido de rotação no caso do AS. De fato, um dos critérios de aceitação descritos na seção 2.1.4, recomenda que não deve ocorrer variações abruptas no sentido de rotação do fluido, sendo tal efeito minimizado pela presença de quebra-vórtices e aletas de canto.

O efeito benéfico da presença de quebra vórtices e aletas de canto no escoamento também foi evidenciado através da análise da média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSP. Os valores da média são menores para o AC quando comparado ao AS ao longo de toda a simulação.

A pressão média na superfície de saída da TSP calculada na simulação AC800CMBSLTbi1 apresentou menor frequência e amplitude de oscilação quando comparada aos resultados da simulação AS800CMBSLTbi. Tal fato implica em menor ruído e vibração.

O perfil da velocidade axial média temporal nas regiões L2, L3 e L4 definidas na figura 6.16(c) não apresentou melhora significativa, pois, independentemente do uso de quebra vórtices e aletas de canto, as velocidades axiais máximas permaneceram afastadas da região central da TSP. Já na região L1 foi observado, no AC, perfil de velocidade parabólico na faixa de $0,7D$ à $1D$, conforme figura 6.38, o que sugere uma pequena melhora no perfil de escoamento nesta região. No geral, entretanto, a presença de quebra vórtices e aletas de canto pouco influencia o perfil de velocidade axial médio temporal dentro da TSP.

A média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSS foi calculada para os casos com quebra vórtices e aletas de canto (AC800CMBSLTbi1) e sem tais dispositivos (AS800CMBSLTbi). Observou-se forte oscilação dos valores do componente axial da vorticidade ao longo de ambas as simulações. Os valores do AS oscilaram dentro de limites de amplitude relativamente bem definidos, já os valores do AC apresentaram grande variação de amplitude ao longo do tempo. Embora tenha-se notado uma diminuição de 18% da média

temporal da média da magnitude em área do componente axial da vorticidade na superfície de saída da TSS do AC, é necessário observar-se os altos valores de desvio padrão calculados, o que demonstra que não houve melhora das oscilações dos valores entre o AS e AC. Esta melhora pouco relevante pode ser explicada pelo fato do quebra vórtice horizontal não estar localizado próxima a entrada do sino de sucção da TSS.

Ao comparar-se os valores de pressão média na superfície de saída da TSS calculados para os casos com quebra vórtices e aletas de canto (AC800CMBSLTbi1) e sem tais dispositivos (AS800CMBSLTbi), observa-se que, embora percebam-se melhorias, a diminuição da amplitude de oscilação na superfície da saída da TSS, no caso do AC, não é tão pronunciada quanto a diminuição observada na TSP. Novamente, isto se dá pelo fato do quebra vórtice horizontal não estar localizado próxima a entrada do sino de sucção da TSS. Mesmo assim efeitos benéficos indiretos foram observados.

7.2.4 Uso de fluidodinâmica computacional ou CFD para o projeto de bacias de bombas de captação de grande porte

Considerando todos os resultados obtidos neste estudo, pode-se concluir que as simulações RANS transientes bifásicas (AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi) foram capazes de reproduzir os principais fenômenos hidráulicos encontrados nos experimentos de HELLMANN [3] e comumente relatados na literatura, excentuando-se os vórtices de superfície e vórtices submersos, não analisados neste trabalho. Adicionalmente, as simulações foram capazes de prever os efeitos causados no escoamento pela presença de quebra vórtices e aletas de canto, novamente em concordância com os efeitos relatados na literatura. Tal conclusão é baseada, portanto, nos seguintes fatos:

1. A simulação AC800CMBSLTbi1 reproduziu o perfil de escoamento rotacional evidenciado no estudo experimental e comumente relatado na literatura.
2. A análise comparativa entre os resultados das simulações AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi evidenciou o efeito significativo dos quebra vórtices e aletas

de canto na diminuição do escoamento rotacional no interior da TSP conforme descrito no estudo experimental e relatado na literatura.

3. A simulação AC800CMBSLTbi1 reproduziu, qualitativamente, o perfil de velocidade axial no interior da TSP em concordância com os dados experimentais, ou seja, foi possível reproduzir o efeito de não ocorrência de velocidade máxima na região central da TSP. A literatura relata que escoamentos assimétricos e não uniformes são comumente encontrados no interior de tubulações de sucção de bombas instaladas em bacias.
4. A análise comparativa entre os resultados das simulações AC800CMBSLTbi1 e AS800CMBSLTbi evidenciou o efeito dos quebra vórtices e aletas de canto na diminuição da frequência de oscilação da pressão média na superfície de saída da TSP e, mais destacadamente, a diminuição da amplitude de oscilação. De fato, conforme relatado na literatura, projetos de bacia deficientes apresentam bombas operando com maior ruído e vibração.

O fato das simulações supracitadas reproduzirem de maneira satisfatória os fenômenos hidráulicos em questão, não significa, entretanto, que o uso de fluidodinâmica computacional como ferramenta de auxílio aos projetos de bacias de bombas de captação de grande porte seja viável. É preciso considerar também o tempo necessário para a conclusão do estudo fluidodinâmico computacional. Os projetos de engenharia apresentam, cada vez mais, cronogramas de implementação extremamente agressivos, onde qualquer atraso em alguns dos componentes da rede de precedência de atividades, pode causar, potencialmente, atrasos no cronograma como um todo. Neste contexto, considerando os recursos computacionais hoje existentes, o tempo de simulação relatado neste trabalho, somado ao tempo necessário para a elaboração da malhas e interpretação dos resultados, parece, em princípio, ser a principal dificuldade para a utilização deste tipo de ferramenta ao longo de um projeto de engenharia. Cabe ressaltar, entretanto, o rápido desenvolvimento da capacidade de processamento dos computadores, o que certa e brevemente, viabilizará a condução das simulações em questão em um tempo bastante inferior ao atual.

7.3 Sugestões

Uma grande dificuldade encontrada ao longo deste estudo foi associar as vorticidades calculadas nas simulações ao ângulo de rotação médio determinado experimentalmente. Como já discutido, todos os métodos de medição e critérios de aceitação definidos em normas, são baseados em procedimentos de medição intrusivos que, necessariamente, alteram o perfil de escoamento na zona de interesse. Portanto, torna-se muito difícil comparar resultados obtidos em simulações, onde não há influência externa no escoamento, com resultados baseados em medições intrusivas. O vortímetro, descrito na seção 2.1.1, é um exemplo bastante representativo sobre este problema: suas duas palhetas alteram imediatamente o perfil de escoamento na zona de medição. Os dois vórtices previstos na simulação AC800CMBSLTbi1, por exemplo, deixariam de existir, transformando-se, provavelmente, em um único, mas com menor intensidade. Portanto, não é possível saber, de fato, o real desvio entre os resultados calculados na simulação e os resultados experimentais.

Como sugestão, as normas poderiam incorporar em suas revisões futuras, critérios de aceitação baseados em medições não intrusivas, ou seja, ao invés de afirmarem que a validação de um projeto é limitada a um determinado ângulo de rotação médio, por exemplo, poderia-se, como critério alternativo, definir um nível de vorticidade axial máximo permitido no interior da tubulação de sucção. Tal parâmetro seria obtido, digamos, por medição via PIV. Estes novos critérios de aceitação dariam ao projetista a flexibilidade de conduzir, de acordo com sua conveniência, estudos clássicos (experimentais) ou estudos fluidodinâmicos computacionais.

Para a complementação deste trabalho, as seguintes questões podem ser futuramente estudadas:

- Avaliação qualitativa e quantitativa da capacidade dos modelos utilizados na simulação de reproduzir vórtices de superfície e vórtices submersos.
- Condução de simulações transientes bifásicas utilizando-se modelos de turbulência de duas equações em malhas convergidas, avaliando se os mesmos são capazes de reproduzir os escoamentos rotacionais evidenciados no presente trabalho.
- Condução de simulações adicionais para diferentes valores de nível e vazão,

conforme estudo experimental de HELLMANN [3]

Referências Bibliográficas

- [1] INSTITUTE, H., *Pump Intake Design Standard (ANSI/HI 9.8)*. Hydraulic Institute: New Jersey, 1998.
- [2] PADMANABHAN, M., HECKER, G. E., “Scale Effects in Pump Sump Models”, *Journal of Hydraulic Engineering*, v. 110, 1984.
- [3] HELLMANN, H., *Sea Water Intake Model Investigation - TPP Termopernambuco Brazil*, Tech. Rep. TR 98-019, University of Kaiserslautern - Department of Mechanical Engineering - Institute of Fluid Flow Positive Displacement Machinery, University of Minnesota, 2002.
- [4] TULLIS, J. P., “Modeling in Design of Pump Pits”, *Journal of Hydraulic Division*, pp. 1053–1063, 1979.
- [5] SWEENEY, C. E., ELDER, A., HAY, D., “Pump Sum Design Experience: Summary”, *Journal of Hydraulic Division*, pp. 361–377, 1982.
- [6] INSTITUTE, H., *14th Edition Hydraulic Institute Standards*. Hydraulic Institute: New Jersey, 1983.
- [7] INSTITUTE, H., *Vertical Pump Standards (ANSI/HI 2.1-2.5)*. Hydraulic Institute: New Jersey, 1994.
- [8] HECKER, G. E., *Swirling Flow Problems at Intakes*. Rotterdam, 1987.
- [9] ANWAR, H. O., WELLER, J. A., A., M. B., “Similarity of Free Vortex at Horizontal Intake”, *Journal of Hydraulic Research*, v. 16, 1978.
- [10] KNAUSS, J., “Swirling flow problems at intakes.” *IAHR Hydraulic Structures Design Manual*, v. 94, pp. 745–757, 1987.

- [11] ZIELINSKI, P. B., VILLEMONTÉ, J. R., “Effect of Viscosity on Vortex Orifice Flow”, *Journal of Hydraulic Division*, v. 94, pp. 745–757, 1968.
- [12] DAGGETT, L. L., KEULEGAN, G. H., “Similitude in Free Surface Vortex Formations”, *Journal of Hydraulic Division*, v. 100, pp. 1565–1581, 1974.
- [13] TAGOMORI, M., GOTOH, M., “Flow patterns and vortices in pump sumps”, *Proc., Int. Symp. on Large Hydr. Machinery*, pp. 13–22, 1989.
- [14] TAKATA, I., KAWATA, Y., KOBAYASHI, T., et al., “Large eddy simulation of unstead turbulent swirl flow in a pump intake”, *Proc., 1st Computational Fluid Dyn. Eur. Conf. Elsevier Applied Science*, pp. 255–261, 1992.
- [15] LU, L. G., CAO, Z. G., ZHOU, J. R., “The optimum hydraulic design of pump intakes”, *Shui Li Xue Bao*, v. 3(1), pp. 16–25, 1997.
- [16] CONSTANTINESCU, S. G., PATEL, V. C., “Numerical simulation of flow in pump bays using near-wall turbulence models”, *IIHR Technical Rep N. 394*, 1998.
- [17] CONSTANTINESCU, S. G., PATEL, V. C., “Numerical model for simulation of pump pump intake flow and vortices”, *Journal of Hydraulic Engineering*, v. 124(2), pp. 123–124, 1998.
- [18] RAJENDRAN, V., CONSTANTINESCU, S. G., PATEL, V. C., “Experimental validation of a numerical model flow in pump intake bays”, *Journal of Hydraulic Engineering*, v. 125(11), pp. 1119–1125, 1999.
- [19] RAJENDRAN, V., PATEL, V. C., “Measurement of vortices in a model pump intake bay by PIV”, *Journal of Hydraulic Engineering*, v. 126(5), pp. 322–334, 2000.
- [20] CONSTANTINESCU, S. G., PATEL, V. C., “Role of turbulence model in prediction of pump bay vortices”, *IIHR Technical Rep N. 394*, v. 126(5), pp. 387–392, 2000.
- [21] ANSAR, M., NAKATO, T., CONSTANTINESCU, S. G., “Numerical simulation of inviscid three dimensional flows at single and dual pump intakes”, *Journal of Hydraulic Research*, v. 40(4), pp. 461–470, 2002.

- [22] ANSAR, M., *Experimental and theoretical studies of pump approach flow distribution at water intakes*, Ph.D. Thesis, Univ. of Iowa, 1997.
- [23] LI, S., YONG, L., SILVA, J. M., et al., “CFD model of three dimensional flow in practical water pump intakes”, *IIHR Technical Rep N. 419*, 2001.
- [24] LI, S., YONG, L., SILVA, J. M., et al., “Validation of a three dimensional numerical model for water pump intake”, *Journal of hydraulic research*, v. 42(3), pp. 282–292, 2004.
- [25] TOKYAY, T. E., CONSTANTINESCU, S. G., “Numerical model for simulation of pump pump intake flow and vortices”, *Journal of Hydraulic Engineering*, v. 132(12), pp. 1303–1315, 2006.
- [26] YULIN, W., YONG, L., XIAOMING, L., “PIV experiments on flow in a model suction pump”, *Research Report. Thermal Engineering Dept. Thermal Engineering Department, Tsinghua Univ., Tsinghu, China*, 2000.
- [27] VAN WACHEM, B. G. M., ALMSTEDT, A. E., “Methods for multiphase computational fluid dynamics”, *Chemical Engineering Journal*, v. 96, pp. 81–98, 2003.
- [28] SUSSMAN, M., PUCKETT, E. G., “A Coupled Level Set and Volume-of-Fluid Method for Computing 3D and Axisymmetric Incompressible Two-Phase Flows”, *Journal of Computational Physics*, v. 162, n. 2, pp. 301 – 337, 2000.
- [29] SILVA, L. F. L. R., FONTES, C. E., LAGE, P. L. C., “Front tracking in recirculating flows: a comparison between the TVD and RCM methods in solving the VOF equation”, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, v. 22, n. 1, pp. 105–116, 2005.
- [30] ISHII, M., *Thermo-fluid Dynamic Theory of Two-phase Flow*. Eyrolles: Paris, 1975.
- [31] ENWALD, H., PEIRANO, E., ALMSTEDT, A.-E., “Eulerian two-phase flow theory applied to fluidization”, *International Journal of Multiphase Flow*, v. 22, n. Supp. 1, pp. 21–66, 1996.

- [32] DREW, D. A., PASSMAN, S. L., *Theory of Multicomponent Fluids*. 1st ed. Springer, 1999.
- [33] BOUSSINESQ, J., “Théorie de l’Écoulement Tourbillant”, *Mem. Présentés par Divers Savants Acad. Sci. Inst. Fr.*, v. 23, pp. 46–50, 1877.
- [34] BRAUER, H., “Turbulenz in mehrphasigen Strömungen”, *Chem. Ing. Tech.*, v. 51, n. 10, pp. 934–948, 1979.
- [35] TSUCHIYA, K., OHSAKI, K., TAGUCHI, K., “Large and Small Bubble Interaction Patterns in a Bubble Column”, *International Journal of Multiphase Flow*, v. 22, n. 1, pp. 121–132, 1996.
- [36] LAUNDER, B., SPALDING, D., “The numerical computation of turbulent flows”, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v. 3, pp. 269–289, 1974.
- [37] WILCOX, D. C., *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries: California, 1994.
- [38] BIRD, R. B., STEWART, W. E., LIGHTFOOT, E. N., *Transport Phenomena*. John Wiley & Sons Inc.: Nova York, 1960.

Apêndice A

Parâmetros de Entrada das Simulações AC800CMBSLTbi1, AC800CMBSLTbi2 e AS800CMBSLTbi

Este apêndice apresenta informações relevantes extraídas do arquivo CCL do programa CFX-Pre da ANSYS®, onde são apresentadas as informações sobre os pontos monitores e expressões configuradas no programa antes do início das simulações.

A.1 Pontos Monitores

"...

```
MONITOR POINT:MedVortZVORT
  Expression Value = MediaVortZVORT
  Option = Expression
END
MONITOR POINT:MedVortZVORT2
  Expression Value = MediaVortZVORT2
  Option = Expression
END
MONITOR POINT:P180A1L0
```

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], -0.013 [m], 0.11 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:P180A1L1

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], -0.013 [m], 0.15 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:P180A1L2

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], -0.013 [m], 0.19 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:P180A2L0

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], -0.026 [m], 0.11 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:P180A2L1

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], -0.026 [m], 0.15 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:P180A2L2

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], -0.026 [m], 0.19 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:P180A3L0

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], -0.039 [m], 0.11 [m]
Option = Cartesian Coordinates

```

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P180A3L1
Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], -0.039 [m], 0.15 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P180A3L2
Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], -0.039 [m], 0.19 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P270A1L0
Cartesian Coordinates = 1.2185 [m], 0 [m], 0.11 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P270A1L1
Cartesian Coordinates = 1.2185 [m], 0 [m], 0.15 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P270A1L2
Cartesian Coordinates = 1.2185 [m], 0 [m], 0.19 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P270A2L0
Cartesian Coordinates = 1.2575 [m], 0 [m], 0.11 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

```

MONITOR POINT:P270A2L1

Cartesian Coordinates = 1.2575 [m], 0 [m], 0.15 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P270A2L2

Cartesian Coordinates = 1.2575 [m], 0 [m], 0.19 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P270A3L0

Cartesian Coordinates = 1.2705 [m], 0 [m], 0.11 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P270A3L1

Cartesian Coordinates = 1.2705 [m], 0 [m], 0.15 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P270A3L2

Cartesian Coordinates = 1.2705 [m], 0 [m], 0.19 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P360A1L0

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0.013 [m], 0.11 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P360A1L1

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0.013 [m], 0.15 [m]

```
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P360A1L2
Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0.013 [m], 0.19 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P360A2L0
Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0.026 [m], 0.11 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P360A2L1
Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0.026 [m], 0.15 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P360A2L2
Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0.026 [m], 0.19 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P360A3L0
Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0.039 [m], 0.11 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:P360A3L1
Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0.039 [m], 0.15 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
```

END

MONITOR POINT:P360A3L2

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0.039 [m], 0.19 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P90A1L0

Cartesian Coordinates = 1.2445 [m], 0 [m], 0.11 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P90A1L1

Cartesian Coordinates = 1.2445 [m], 0 [m], 0.15 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P90A1L2

Cartesian Coordinates = 1.2445 [m], 0 [m], 0.19 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P90A2L0

Cartesian Coordinates = 1.2055 [m], 0 [m], 0.11 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P90A2L1

Cartesian Coordinates = 1.2055 [m], 0 [m], 0.15 [m]

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w

END

MONITOR POINT:P90A2L2

Cartesian Coordinates = 1.2055 [m], 0 [m], 0.19 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:P90A3L0

Cartesian Coordinates = 1.1925 [m], 0 [m], 0.11 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:P90A3L1

Cartesian Coordinates = 1.1925 [m], 0 [m], 0.15 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:P90A3L2

Cartesian Coordinates = 1.1925 [m], 0 [m], 0.19 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:PCL0

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0 [m], 0.11 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:PCL1

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0 [m], 0.15 [m]
Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END

MONITOR POINT:PCL2

Cartesian Coordinates = 1.2315 [m], 0 [m], 0.19 [m]
Option = Cartesian Coordinates

```

    Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:PressaoPrimaria
    Expression Value = Pprimaria
    Option = Expression
END
MONITOR POINT:PressaoSecundaria
    Expression Value = Psecundaria
    Option = Expression
END
MONITOR POINT:SS1
    Cartesian Coordinates = 0.976 [m], 0 [m], 0.33 [m]
    Option = Cartesian Coordinates
    Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:SS2
    Cartesian Coordinates = 0.966 [m], 0 [m], 0.33 [m]
    Option = Cartesian Coordinates
    Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:SS3
    Cartesian Coordinates = 0.961 [m], 0 [m], 0.33 [m]
    Option = Cartesian Coordinates
    Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:SS4
    Cartesian Coordinates = 0.981 [m], 0 [m], 0.33 [m]
    Option = Cartesian Coordinates
    Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:SSPC
    Cartesian Coordinates = 0.971 [m], 0 [m], 0.33 [m]

```

```

Option = Cartesian Coordinates
Output Variables List = Velocity u,Velocity v,Velocity w
END
MONITOR POINT:VorticityZPrimaria
Expression Value = MeanVorticityPrimaria
Option = Expression
END
MONITOR POINT:VorticityZSecundaria
Expression Value = MeanVorticitySecundaria
Option = Expression
END
MONITOR POINT:VorticityZvort
Expression Value = MeanVorticityInVORT
Option = Expression
END
MONITOR POINT:VorticityZvort2
Expression Value = MeanVorticityInVORT2
Option = Expression
END
MONITOR RESIDUALS:
Option = Full
END
MONITOR TOTALS:
Option = Full
END
END

```

..."

A.2 Expressões

"...

EXPRESSIONS:

```

AirmagVorticityZ = abs(Air at 25 C.Vorticity Z )
CoefP = (areaAve(p)@Entrada -areaAve(p)@SaidaSecundaria
)/(-massFlow()@SaidaSecundaria )^2
DiffVazao = 1+massFlow()@SaidaSecundaria / VazaoSecundaria
MeanVorticityInVORT = volumeAve(magVortZ )@vortvolume
MeanVorticityInVORT2 = volumeAve(magVortZ )@vort2volume
MeanVorticityPrimaria = areaAve(magVortZ)@SaidaPrimaria
MeanVorticitySecundaria = areaAve(magVortZ)@SaidaSecundaria
MediaVortZVORT = volumeAve(Water.Vorticity Z )@vortvolume
MediaVortZVORT2 = volumeAve(Water.Vorticity Z )@vort2volume
Pambiente = 0 [Pa]
Phidrostatica = 997 [kg m^-3] * g * (0.75 [m] -z)*temLiquido + Pambiente
Pprimaria = areaAve(p)@SaidaPrimaria
Psecundaria = areaAve(p)@SaidaSecundaria
PsecundariaEst = areaAve(p )@Entrada - CoefP *VazaoSecundaria^2
VazVolPrimaria = 58 [m^3 h^-1]
VazVolSecundaria = 3 [m^3 h^-1]
VazaoPrimaria = VazVolPrimaria * densidade
VazaoSecundaria = VazVolSecundaria * densidade
VazaoTotal = VazaoPrimaria +VazaoSecundaria
Vr = u*cos(angulo)+v*sin(angulo)
abaixoNivel = 1-step(z/nivelLiquido -1)
acimaNivel = step(z/nivelLiquido -1)
angulo = atan2(y-y0,x-x0)
csi = atan2(Vr,w)
densidade = 997 [kg m^-3]
emPrimaria = (1-step(rPrimaria /0.06[m]-1))*step(z/0.08[m]-1)
emSecundaria = (1-step(rSecundaria /0.013[m]-1))*step(z/0.3[m]-1)
magVorticityZ = abs(Water.Vorticity Z )
nivelLiquido = 0.75 [m]
phi = atan2(vtheta,w)

```

```
rPrimaria = sqrt((x-1.232[m])^2+y^2)
rSecundaria = sqrt((x-0.971[m])^2+y^2)
temLiquido = abaixoNivel+acimaNivel*(emPrimaria+emSecundaria)
tres = 0.371736 [m^3]/(VazVolPrimaria +VazVolSecundaria )
vtheta = v*cos(angulo) -u*sin(angulo)
x0 = 1.2315 [m]
y0 = 0. [m]
```

..."