



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
Programa de Pós-graduação em Engenharia Química



Pedro Augusto Almeida de Macedo

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DE AERAÇÃO
INDUZIDA POR TUBOS VENTURI**

Uberlândia – MG

2022



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
Programa de Pós-graduação em Engenharia Química



**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DE AERAÇÃO
INDUZIDA POR TUBOS VENTURI**

Pedro Augusto Almeida de Macedo

Orientadores: Luiz Gustavo Martins Vieira
Marcio Ricardo Salla

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Uberlândia – MG

2022

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

M141 Macedo, Pedro Augusto Almeida de, 1995-
2022 Avaliação experimental e numérica de aeração induzida
por Tubos Venturi [recurso eletrônico] / Pedro Augusto
Almeida de Macedo. - 2022.

Orientador: Luiz Gustavo Martins Vieira.
Coorientador: Marcio Ricardo Salla.
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de
Uberlândia, Pós-graduação em Engenharia Química.
Modo de acesso: Internet.
Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.di.2022.97>
Inclui bibliografia.

1. Engenharia química. I. Vieira, Luiz Gustavo Martins
,1976-, (Orient.). II. Salla, Marcio Ricardo,1976-,
(Coorient.). III. Universidade Federal de Uberlândia.
Pós-graduação em Engenharia Química. IV. Título.

CDU: 66.0

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:

Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091



ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Química				
Defesa de:	Mestrado Acadêmico, 04/2022, PPGEQ				
Data:	11 de fevereiro de 2022	Hora de início:	14:00	Hora de encerramento:	16:10
Matrícula do Discente:	11922EQU010				
Nome do Discente:	Pedro Augusto Almeida de Macedo				
Título do Trabalho:	Avaliação de Aeração em Tubos Venturi				
Área de concentração:	Desenvolvimento de Processos Químicos				
Linha de pesquisa:	Processos de Separação				
Projeto de Pesquisa de vinculação:	Transferência de calor e massa em processos agroindustriais				

Reuniu-se por meio de webconferência, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Química, assim composta: Professores Doutores: Iran Eduardo Lima Neto - DEHA/UFC; Yanne Novais Kyriakidis - FEMEC/UFU; Rafael Bruno Vieira - PPGEQ/UFU; Marcio Ricardo Salla - PPGEC/UFU, coorientador e Luiz Gustavo Martins Vieira - PPGEQ/UFU, orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Prof. Dr. Luiz Gustavo Martins Vieira, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir, o senhor presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente aos examinadores, que passaram a arguir o candidato. Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o candidato:

Aprovado.

A banca sugeriu a alteração do título da dissertação de mestrado para "**Avaliação experimental e numérica de aeração induzida por tubos Venturi**". Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Marcio Ricardo Salla, Professor(a) do Magistério Superior**, em 11/02/2022, às 16:15, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Luiz Gustavo Martins Vieira, Professor(a) do Magistério Superior**, em 11/02/2022, às 16:15, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Yanne Novais Kyriakidis, Professor(a) Substituto(a) do Magistério Superior**, em 11/02/2022, às 16:15, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Rafael Bruno Vieira, Professor(a) do Magistério Superior**, em 11/02/2022, às 16:15, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Iran Eduardo Lima Neto, Usuário Externo**, em 11/02/2022, às 16:16, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **3356632** e o código CRC **B6C07204**.

AGRADECIMENTOS

À minha mãe Eliana e minha avó Ana por todo carinho, ensinamentos e apoio durante toda minha vida.

Ao meu eterno amigo Flávio Wander, *in memoriam*, pelos nossos 11 anos de amizade, pela companhia, ajuda em problemas de TI, conversas sobre a vida, risadas e por todo esse tempo ter sido uma pessoa incrível que sempre me inspirei e que sempre esteve próximo a mim.

Aos meus amigos Vinícius e Lucian que, por mais que a distância física entre nós seja enorme, sempre estivemos próximos. Agradeço muito pelas risadas, conversas, conselhos e apoio desde sempre.

Ao meu amigo de infância Saulo, pela companhia e conversas durante todos esses anos.

Aos amigos da pós-graduação, Marcus, Gabriela e Gisele, por toda a ajuda, conversas e companhia em Uberlândia.

Aos professores e orientadores Luiz Gustavo e Marcio Salla, por acreditarem no projeto, pela ajuda, paciência e pelos conhecimentos.

*“Where we find difficulty we may always expect
that a discovery awaits us.”*

C.S. Lewis

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS	iv
LISTA DE SÍMBOLOS	vii
RESUMO.....	ix
ABSTRACT	x
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. OBJETIVOS.....	2
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1. Aeração.....	3
2.2. Tubo Venturi	4
2.3. Transferência de massa.....	8
2.3.1. Teoria dos dois filmes	8
2.3.2. Coeficiente volumétrico de transferência de massa K_{La}	12
2.4. Aeração experimental em tubo Venturi.....	13
2.5. Aeração em tubo Venturi por Fluidodinâmica Computacional (CFD)	22
3. MATERIAL E MÉTODOS	26
3.1. Avaliação teórica das grandezas hidráulicas	26
3.1.1. Cálculo da vazão volumétrica de ar nas condições operacionais em que ocorria a aeração	
34	
3.2. Descrição da unidade experimental.....	35
3.2.1. Tubo de Venturi	38
3.2.2. Manômetro diferencial	41
3.2.3. Determinação da Curva Característica dos tubos Venturi	42
3.2.4. Medidor de oxigênio dissolvido.....	44
3.3. Simulações numéricas de fluidodinâmica computacional.....	45
3.3.1. Regime permanente.....	45
3.3.2. Regime transiente.....	47
3.4. Determinação do coeficiente volumétrico de transferência de massa.....	48
3.4.1. Calibração do oxímetro	48
3.4.2. Processo de deaeração para início dos testes experimentais	50
3.4.3. Aeração do sistema	51

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	51
4.1. Avaliação teórica das grandezas hidráulicas	51
4.1.1. Estimativa da vazão volumétrica de água em função das características do sistema de aeração	51
4.1.2. Pressão à montante do Venturi	54
4.1.3. Pressão na garganta do tubo de Venturi	57
4.1.4. Condições que proporcionam aeração	59
4.2. Vazão volumétrica de ar succionado pelo tubo de Venturi	60
4.3. Curvas características dos Tubos Venturi	61
4.4. Determinação da vazão de ar succionada	62
4.5. Simulações fluidodinâmicas	63
4.5.1. Regime permanente	63
4.5.2. Regime transiente	65
4.6. Capacidade de aeração do tubo Venturi	71
5. CONCLUSÃO.....	75
REFERÊNCIAS	77
APÊNDICE A	82
EQUAÇÃO DE COLEBROOK-WHITE IMPLEMENTADA EM VBA.....	82
APÊNDICE B.....	83
PLANILHA DE CÁLCULOS	83
APÊNDICE C	85
CÁLCULO MANÔMETRO	85
APÊNDICE D	87
LEITURAS DO MANÔMETRO E MEDIÇÃO DE VAZÃO	87
APÊNDICE E.....	103
CURVAS DE AERAÇÃO DO VENTURI	103

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Variação na Carga Piezométrica para o Tubo de Venturi (BAYLAR et al., 2009).	5
Figura 2.2 - escoamento interno através de um bocal genérico (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2014).....	5
Figura 2.3 – Representação esquemática das linhas de corrente em um Venturi (CAETANO, 2014).....	6
Figura 2.4 - Tubo de Venturi excêntrico (SCHARF, 2015).....	7
Figura 2.5 - Tubo de Venturi clássico truncado (SCHARF, 2015).	7
Figura 2.6 - Gradientes de concentração entre duas fases em contato onde o soluto é transferido do gás para o líquido (WELTY et al., 2008).	9
Figura 2.7 - Sucção de ar produzida por um tubo Venturi (BAYLAR; OZKAN; OZTURK, 2005).....	13
Figura 2.8 - Comportamento do escoamento passando pelo Venturi com água nas vazões de: (a) 0,38 L/s; (b) 0,76 L/s (BAUER; FREDRICKSON; TSUCHIYA, 1963).	14
Figura 2.9 - Comportamento do escoamento passando pelo Venturi com água nas vazões de: (a) 1,14 L/s; (b) 1,52 L/s (BAUER; FREDRICKSON; TSUCHIYA, 1963)	15
Figura 2.10 - Diagrama esquemático da unidade (Adaptado: MANDAL, 2010).	17
Figura 2.11 - Esquema experimental do biorreator equipado com um Venturi (THALASSO; NAVEAU; NYNS, 1995).....	18
Figura 2.12 - Esquema da planta para transferência de massa (RODRIGUEZ et al., 2012)....	21
Figura 2.13 - Contornos de fração de volume de ar (BAYLAR et al., 2009).	23
Figura 2.14 - Dispersão de líquido na fase gasosa através de três orifícios de injeção de líquido em um lavador Venturi (GUERRA et al., 2012).	24
Figura 2.15 - Contornos da distribuição de bolhas na seção de saída do cone divergente (WILSON et al., 2021).	26
Figura 3.1 - Representação esquemática do circuito hidráulico contendo um tanque de armazenamento, uma bomba centrífuga, um tubo Venturi e uma tubulação de comprimento L ($L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6$) e diâmetro D	27
Figura 3.2 - Definição dos pontos para aplicação da Equação de Bernoulli: (1) nível do tanque aberto à pressão atmosférica, (2) descarga do líquido da tubulação para o tanque, (3) conexão entre a tubulação e a montante do tubo Venturi e (4) garganta do tubo Venturi.....	30

Figura 3.3 - Configuração do sistema nas condições operacionais que ocorria o processo de aeração.....	34
Figura 3.4 - Unidade experimental montada para os testes experimentais de aeração.	36
Figura 3.5 - Tanque utilizado para o fornecimento de água ao sistema.	37
Figura 3.6 - Bomba centrífuga utilizada para recirculação de água do sistema.	38
Figura 3.7 - Desenho esquemático do Venturi com $\beta = 0,5$	39
Figura 3.8 – Desenho esquemático do Venturi com $\beta = 0,4$	39
Figura 3.9 - Desenho esquemático do Venturi com $\beta = 0,3$	39
Figura 3.10 - Desenho esquemático do Venturi com $\beta = 0,2$	40
Figura 3.11 - Desenho 3D do Venturi com $\beta = 0,4$ no <i>software</i> SolidWorks.	40
Figura 3.12 - Impressões 3D realizadas para os $\beta =$ (a) 0,2; (b) 0,3; (c) 0,4 e (d) 0,5.....	41
Figura 3.13 - Manômetro diferencial utilizado para avaliação da queda de pressão no tubo Venturi.	42
Figura 3.14 - Esquema apresentando o manômetro conectado ao Venturi.	43
Figura 3.15 - Aparelho utilizado para avaliar a quantidade de oxigênio dissolvido.	44
Figura 3.16 - Malha hexaédrica exemplificada ($\beta = 0,3$ para a simulação em regime permanente).	45
Figura 3.17 - Detalhe da malha híbrida gerada na garganta do Venturi exemplificada para $\beta = 0,4$. (a) visualização da mesma no Ansys Fluent 19.3 (b) visualização da mesma através de um corte longitudinal no Ansys 19.3 Meshing.	48
Figura 3.18 - Proteção da sonda envolvida por uma rede em <i>nylon</i>	50
Figura 4.1 - Vazão volumétrica de água.	51
Figura 4.2 – Superfície de resposta para a vazão volumétrica de água em função da potência da bomba e comprimento da tubulação.	53
Figura 4.3 - Superfície de resposta para a vazão volumétrica de água em função da potência da bomba e diâmetro de tubulação.	54
Figura 4.4 - Pressão absoluta à montante do tubo Venturi.	55
Figura 4.5 - Superfície de resposta para a pressão à montante em função da potência da bomba e diâmetro de tubulação.	56
Figura 4.6 - Pressão absoluta na garganta do tubo de Venturi.	57
Figura 4.7 - Superfície de resposta para a pressão na garganta em função do comprimento e diâmetro da tubulação.	59
Figura 4.8 - Curva característica de ΔP em função de Q para os $\beta = 0,2; 0,3; 0,4$ e $0,5$	62
Figura 4.9 - Vazão de entrada de água (Q) em função de velocidade de ar succionada (Q_{ar}).	63

Figura 4.10 - Comparativo entre os dados obtidos experimentalmente e os simulados no Fluent para o $\beta = 0,2; 0,3; 0,4$ e $0,5$	64
Figura 4.11 - Perfil de velocidades para o $\beta = 0,4$ na velocidade inicial de $1,44$ m/s.	65
Figura 4.12 - Contorno de fração volumétrica para $\beta = 0,2$	67
Figura 4.13 - Contorno de fração volumétrica para $\beta = 0,3$	67
Figura 4.14 - Contorno de fração volumétrica para $\beta = 0,4$	67
Figura 4.15 - Contorno de fração volumétrica para $\beta = 0,5$	68
Figura 4.16 - Frações de ar na condição de contorno de saída para (a) $\beta = 0,2$; (b) $\beta = 0,3$; (c) $\beta = 0,4$ e (d) $\beta = 0,5$	69
Figura 4.17 - Contornos de pressão absoluta para o $\beta = 0,4$ na velocidade inicial de $1,4376$ m/s.	70
Figura 4.18 - Detalhes da região de alta turbulência presente no Venturi com $\beta = 0,4$	71
Figura 4.19 – Comparação entre a formação de bolhas entre o (a) $\beta = 0,2$ e (b) $\beta = 0,5$ no tanque estudado.	72
Figura C.1 - Esquema apresentando o manômetro conectado ao Venturi utilizado para o cálculo de ΔP	85
Figura E.1 - Curvas de aeração para o tubo de Venturi com $\beta = 0,2$	103
Figura E.2 - Curvas de aeração para o tubo de Venturi com $\beta = 0,3$	105
Figura E.3 - Curvas de aeração para o tubo de Venturi com $\beta = 0,4$	106
Figura E.4 - Curvas de aeração para o tubo de Venturi com $\beta = 0,5$	108

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Matriz de Planejamento do tipo 3^k para o estudo teórico dos efeitos das variáveis P_B , L e D sobre a geração de vácuo na garganta do tubo Venturi.	28
Tabela 3.2 - Níveis dos fatores que compõem o planejamento 3^k	28
Tabela 3.3 – Valores dos parâmetros utilizados na Equação (3.10) para estimativa da vazão volumétrica de água a 20°C.	32
Tabela 3.4 – Parâmetros operacionais utilizados na solução numérica do escoamento nos tubos Venturi.	46
Tabela 4.1 – Efeito das variáveis independentes para a resposta vazão de água.	52
Tabela 4.2 - Efeito das variáveis independentes para a resposta pressão à montante.	55
Tabela 4.3 - Efeito das variáveis independentes para a resposta pressão na garganta.	57
Tabela 4.4 - Condições que proporcionam aeração.....	60
Tabela 4.5 - Velocidade e vazão volumétrica do ar nas condições de aeração.	61
Tabela 4.6 – Comparação dos resultados referentes a queda de pressão obtida experimentalmente e simulada em regime transiente.....	66
Tabela 4.7 – Valores obtidos para o K_{La} para as diferentes geometrias estudadas.....	72
Tabela B.1 – Cálculos obtidos pela rotina no Excel para determinação dos valores de velocidade e vazão de água.....	83
Tabela B.2 – Cálculos obtidos pela planilha no Excel para determinação da pressão à montante, pressão na garganta, velocidade do ar e perda de carga referente ao ar.	84
Tabela D.1 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 39,8 cm para o $\beta = 0,2$	87
Tabela D.2 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 35,1 cm para o $\beta = 0,2$	87
Tabela D.3 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 28,2 cm para o $\beta = 0,2$	88
Tabela D.4 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 25,2 cm para o $\beta = 0,2$	88
Tabela D.5 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 20,1 cm para o $\beta = 0,2$	89
Tabela D.6 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 14,9 cm para o $\beta = 0,2$	89

Tabela D.7 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 10,0 cm para o $\beta = 0,2$.	90
Tabela D.8 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 5,2 cm para o $\beta = 0,2$.	90
Tabela D.9 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 0,5 cm para o $\beta = 0,2$.	91
Tabela D.10 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 26,0 cm para o $\beta = 0,3$.	91
Tabela D.11 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 20,2 cm para o $\beta = 0,3$.	92
Tabela D.12 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 16,8 cm para o $\beta = 0,3$.	92
Tabela D.13 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 14,8 cm para o $\beta = 0,3$.	93
Tabela D.14 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 10,2 cm para o $\beta = 0,3$.	93
Tabela D.15 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 5,0 cm para o $\beta = 0,3$.	94
Tabela D.16 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 0,2 cm para o $\beta = 0,3$.	94
Tabela D.17 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 8,0 cm para o $\beta = 0,4$.	95
Tabela D.18 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 5,0 cm para o $\beta = 0,4$.	95
Tabela D.19 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 3,0 cm para o $\beta = 0,4$.	96
Tabela D.20 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 0,0 cm para o $\beta = 0,4$.	96
Tabela D.21 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -2,0 cm para o $\beta = 0,4$.	97
Tabela D.22 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -3,0 cm para o $\beta = 0,4$.	97
Tabela D.23 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -1,4 cm para o $\beta = 0,5$.	98

Tabela D.24 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -2,0 cm para o $\beta = 0,5$	98
Tabela D.25 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -3,0 cm para o $\beta = 0,5$	99
Tabela D.26 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -4,0 cm para o $\beta = 0,5$	99
Tabela D.27 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -5,0 cm para o $\beta = 0,5$	100
Tabela D.28 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -5,6 cm para o $\beta = 0,5$	100
Tabela D.29 - Resultados obtidos experimentalmente e numericamente para o $\beta = 0,2$ e o desvio entre eles.....	101
Tabela D.30 - Resultados obtidos experimentalmente e numericamente para o $\beta = 0,3$ e o desvio entre eles.....	101
Tabela D.31 - Resultados obtidos experimentalmente e numericamente para o $\beta = 0,4$ e o desvio entre eles.....	102
Tabela D.32 - Resultados obtidos experimentalmente e numericamente para o $\beta = 0,5$ e o desvio entre eles.....	102

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área [$M^0L^2T^0$]
c_A^*	Concentração de saturação de A [$ML^{-3}T^0$]
$c_{A,i}$	Concentração do constituinte A na interface em equilíbrio [$ML^{-3}T^0$]
$c_{A,L}$	Concentração do constituinte A na fase líquida [$ML^{-3}T^0$]
D	Diâmetro [M^0LT^0]
D_g	Diâmetro da garganta [M^0LT^0]
f	Fator de atrito [$M^0L^0T^0$]
F	Força de corpo [MLT^{-2}]
g	Gravidade [M^0LT^{-2}]
H	Constante de Henry [$M^1L^2T^{-2}$]
h	Altura [M^0LT^0]
H_B	Carga fornecida pela bomba [M^0LT^0]
h_C	Perda de carga total [M^0LT^0]
h_{CD}	Perda de carga distribuída [M^0LT^0]
h_{CL}	Perda de carga localizada [M^0LT^0]
k_G	Coefficiente convectivo de transferência de massa na fase gasosa [MLT^{-1}]
K_G	Coefficiente global de transferência de massa da fase gasosa [MLT^{-1}]
k_L	Coefficiente convectivo de transferência de massa na fase líquida [MLT^{-1}]
K_L	Coefficiente global de transferência de massa da fase líquida [MLT^{-1}]
$K_{L,a}$	Coefficiente volumétrico de transferência de massa [$M^0L^0T^{-1}$]
K_s	Coefficiente de perda do acessório [$M^0L^0T^0$]
L	Comprimento da tubulação [M^0LT^0]
N	Número de condições [$M^0L^0T^0$]
$N_{A,z}$	Fluxo mássico de A na direção z [$ML^{-2}T^{-1}$]
P	Pressão [$ML^{-1}T^{-2}$]
p_A^*	Pressão parcial de A em equilíbrio [$ML^{-1}T^{-2}$]
$p_{A,G}$	Pressão parcial do constituinte A na fase gasosa [$ML^{-1}T^{-2}$]
$p_{A,i}$	Pressão parcial do constituinte A na interface em equilíbrio [$ML^{-1}T^{-2}$]
P_B	Potência da bomba [$M^0L^2T^{-3}$]

P_g	Pressão na garganta do tubo de Venturi [$ML^{-1}T^{-2}$]
P_m	Pressão à montante do tubo de Venturi [$ML^{-1}T^{-2}$]
Q	Vazão volumétrica [$M^0L^3T^{-1}$]
R^2	Coefficiente de determinação [$M^0L^0T^0$]
$u_{m,i}$	Velocidade mássica média [M^0LT^{-1}]
u_{Dk}	Velocidade de deriva [M^0LT^{-1}]
v	Velocidade [M^0LT^{-1}]
V	Volume [$M^0L^3T^0$]
X_1	Variável codificada potência da bomba [$M^0L^0T^0$]
X_2	Variável codificada comprimento da tubulação [$M^0L^0T^0$]
X_3	Variável codificada diâmetro da tubulação [$M^0L^0T^0$]
z	Cota [M^0LT^0]

Símbolos gregos

α_k	Fração de volume da fase k [$M^0L^0T^0$]
β	Razão entre o diâmetro da garganta e o diâmetro da entrada [$M^0L^0T^0$]
ΔP	Queda de pressão [$M^0L^{-1}T^{-2}$]
ε	Rugosidade [$M^0L^1T^0$]
θ	Ângulo da seção divergente [$M^0L^0T^0$]
λ	Altura da coluna de ar no manômetro [M^0LT^0]
μ_m	Viscosidade da mistura [$ML^{-1}T^{-1}$]
ρ	Densidade [$ML^{-3}T^0$]

RESUMO

Com a crescente necessidade de oxigênio em diversas áreas como na indústria petroquímica, bioquímica, farmacêutica, saneamento ambiental e piscicultura, o uso de dispositivos aeradores se torna cada vez mais importante. No entanto, devido ao alto consumo de energia por tais dispositivos, torna-se necessária a busca por novas fontes de aeração. O presente trabalho tem como objetivo estudar a aeração em tubo Venturi, que proporciona a oxigenação sem a utilização de equipamentos mecânicos fornecedores de ar. Ao escoar um fluido pressurizado por uma seção transversal inferior à seção original da tubulação, há um aumento na velocidade do escoamento e uma redução na pressão. Geometricamente, em um tubo Venturi, a variação da seção transversal na tubulação ocorre, de montante para jusante, a partir de uma redução gradual do diâmetro (seção convergente), seguida por uma seção estrangulada de diâmetro fixo (garganta) e, a partir daí, uma ampliação gradual de diâmetro (seção divergente). Na região estrangulada da garganta, quando a pressão se torna inferior à pressão atmosférica, ocorre uma sucção de ar externo a partir de um orifício instalado na parede dessa garganta. A estratégia metodológica adotada neste estudo engloba cálculos teóricos hidráulicos, experimentos hidráulicos e simulações computacionais. Inicialmente, com auxílio de um planejamento fatorial (3^3) e ferramentas estatísticas, avaliou-se teoricamente a interferência das variáveis potência da bomba (P_B), comprimento da tubulação total (L) e diâmetro da tubulação (D) na capacidade de geração de vácuo na garganta do tubo Venturi. Para isso, fixou-se a razão geométrica β em 0,5 (essa razão geométrica β é a divisão do diâmetro interno da tubulação na região da garganta pelo diâmetro interno da tubulação original). Na sequência, com as variáveis P_B , L e D fixas, foi avaliada, em uma unidade experimental, a aplicabilidade do tubo Venturi em quatro razões geométricas β distintas (0,2, 0,3, 0,4 e 0,5) por meio de: relação entre a vazão volumétrica e a pressão diferencial garganta/tubulação a montante; capacidade de oxigenação mensurada pelo coeficiente volumétrico de transferência de massa K_{LA} . Na sequência, a fim de complementar a análise experimental, foram realizadas simulações do escoamento com e sem injeção de ar na região da garganta, por meio da técnica de fluidodinâmica computacional. Com os resultados, estatisticamente verificou-se que o diâmetro da tubulação apresenta maior influência na capacidade de geração de vácuo na garganta do tubo Venturi, quando comparado à potência da bomba e ao comprimento da tubulação. Quanto menor for a razão geométrica β , maiores são a queda de pressão e a sucção por parte do Venturi. Experimentalmente, considerando-se a maior vazão volumétrica de água, obteve-se uma queda de pressão igual a $1,2 \cdot 10^5$ Pa e $4,4 \cdot 10^4$ Pa, respectivamente, para β igual a 0,2 e 0,5. Através de cálculos teóricos, para β igual a 0,2 e 0,5, a vazão de ar succionada na garganta foi igual a 1,5 e 0,48 L/s, respectivamente. Obteve-se uma correlação entre os resultados experimentais e numéricos da pressão diferencial, alcançando um desvio médio de 6,33%. Por fim, verificou-se que o K_{LA} para o sistema ficou na faixa de 0,0033 a $0,0040 \text{ s}^{-1}$, sendo o melhor valor obtido em β igual a 0,4. Com isso, considera-se o tubo Venturi viável para a aeração do meio líquido, apresentando-se, assim, como uma alternativa aos processos convencionais.

Palavras-chave: tubo de Venturi, aeração, fluidodinâmica computacional.

ABSTRACT

With the growing demand of oxygen by many industries and study areas, as like environmental sanitation, pisciculture, petrochemical, biochemical and pharmaceutical industries, aerators became a really important part of the process by those industries. However, due to the huge amount of consumed energy by aerators, a search for new sources of aeration in those systems became necessary. The present work has, as the main objective, the study of Venturi aerators, which provides systems oxygenation without using any air supplier mechanical equipment. As a pressurized fluid flows through the converging section, there is a progressive increase in the fluid velocity and a drop in the pressure. Geometrically, in a Venturi tube, the change in cross-sectional area occurs from upstream to downstream, due to a progressive diameter reduction (convergent section), followed by a throttled section with a fixed diameter (throat) and, after this section, a gradual diameter expansion (diverging section). In the throttled portion, when the pressure drop became lower than the atmospheric pressure, an air injection occurs, through an orifice connected in the throat. In this study, the methodological approach adopted includes hydraulic theoretical calculations, hydraulic experiments and computational simulations. At first, by performing a factorial experimental design (3^3) and through statistical tools, a system was evaluated, through theoretical calculations, to determine which, between the variables studied pump power (P_B), length (L) and tubulation diameter (D), were having a bigger impact in the process of air suction at the Venturi tube throat. In this regard, the geometrical ratio between the internal throat diameter and the internal inlet diameter (β) was fixed at the value of 0.5. Furthermore, using the variables P_B , L e D at a fixed value, through an experimental unit, the Venturi tube applicability with four distinct geometrical ratios (0.2, 0.3, 0.4 and 0.5) was evaluated, by means of: a relationship between volumetric flow rate and the differential pressure in the throat/inlet upstream portion; oxygenation capacity evaluated through an estimation of the volumetric coefficient of mass transfer (K_{La}). After, in order to complement the experimental analysis, flow numerical simulations were performed with and without air injection at the throat portion, through computational fluid dynamics. The theoretical results, statistically, indicate a bigger influence in the air suction capacity, at the throat section, by the tubulation diameter, between the dependent variables studied (pump power, length and tubulation diameter). Also, a certain influence of the geometric ratio in the pressure drop and air suction, as its value lowered, bigger pressure drop values were evaluated and suction increased by the Venturi aerator, obtaining, through experiments, $1.2 \cdot 10^5$ Pa for the ratio of 0.2 and $4.4 \cdot 10^4$ Pa for the 0.5, at the condition of higher flow rate by the experimental unit. Through theoretical calculations, for the ratio of 0.2 and 0.5, the air flow rate obtained was $1.5 \cdot 10^{-3}$ and $4.8 \cdot 10^{-4}$ m³/s, respectively. Beyond that, the results obtained for the differential pressure indicates a correlation between the experimental and numerical results, with a mean deviation of 6.33%. Finally, the K_{La} obtained was in the range of 0.0033 and 0.0040 s⁻¹, and the best value was found with the geometric ratio of 0.4. Besides that, the Venturi tube is considered viable, due to the possibility of aeration in a liquid medium, becoming thus, an alternative to conventional processes.

Key-words: Venturi tube, aeration, computational fluid dynamics.

1. INTRODUÇÃO

Um dos indicadores primordiais para definir a qualidade da água é a quantidade de oxigênio dissolvido. Nesse sentido, o oxigênio é essencial para uso humano e para a vida aquática no geral. Diversos processos químicos e biológicos utilizam o oxigênio dissolvido em sua reação química ou processo respiratório, acarretando a diminuição de sua concentração no meio aquoso. O processo físico de transferência ou absorção de oxigênio ocorre da atmosfera para o meio aquoso no sentido de repor o oxigênio utilizado nesses processos naturais. No entanto, o oxigênio é levemente solúvel na água (aproximadamente 6 mg/L a 20°C e 1 atm) e sua solubilidade na água depende de diversos fatores como a existência de outras espécies químicas dissolvidas no meio, pressão parcial do oxigênio na fase gasosa, temperatura das fases, dentre outros fatores (BAYLAR; OZKAN, 2006).

O tratamento aeróbio de efluente depende do fornecimento de oxigênio para o desenvolvimento dos microrganismos e consequente biodegradação da matéria orgânica (SALLA, 2002).

Ainda faz parte da realidade brasileira o lançamento de efluentes brutos industriais e domésticos em cursos de água naturais. Neste contexto, a vida aquática é diretamente afetada pelo lançamento desordenado e consequente diminuição na concentração de oxigênio dissolvido (FEITOSA FILHO; BOTREL; PINTO, 1998). Nesse sentido, a autodepuração, que é o fenômeno em que se busca o estágio inicial encontrado antes do lançamento de efluentes e é realizada por mecanismos naturais, não é suficiente para eliminar altas concentrações de matérias orgânicas e reestabelecer a concentração mínima de oxigênio dissolvido para a vida aquática.

Os métodos convencionais de aeração possuem alto consumo de energia como, por exemplo, os difusores que precisam da utilização de um compressor para o fornecimento de ar ao sistema e, por conta disso, o processo acaba não sendo eficiente em termos energéticos (RODRIGUEZ et al., 2012). Dessa forma, alternativas para aeração são necessárias para suprir a necessidade atual de oxigênio.

O tubo Venturi proporciona a oxigenação sem a utilização de equipamentos mecânicos fornecedores de ar. Ao escoar um fluido pressurizado por uma seção transversal inferior à seção original da tubulação, há um aumento na velocidade do escoamento e uma redução na pressão. Geometricamente, em um tubo Venturi, a variação da seção transversal na tubulação ocorre, de montante para jusante, a partir de uma redução gradual do diâmetro (seção convergente),

seguida por uma seção estrangulada de diâmetro fixo (garganta) e, a partir daí, uma ampliação gradual de diâmetro (seção divergente). Na região estrangulada da garganta, quando a pressão se torna inferior à pressão atmosférica, ocorre uma sucção de ar externo a partir de um orifício instalado na parede dessa garganta, o que permite a aeração do meio líquido. De acordo com Caetano (2014), Feitosa Filho et al. (1998) e Gianjacomio (2017), o tubo Venturi pode ser utilizado na medição da vazão volumétrica e na aeração de sistemas aquáticos, como aquicultura. Tais dispositivos representam uma interessante alternativa ao sistema convencional por possuir um simples funcionamento, baixo custo, um baixo consumo de energia e uma alta eficiência para suprir a necessidade de oxigênio dissolvido no meio líquido (BAYLAR; OZKAN; OZTURK, 2005; BINÍ, 1993).

1.1. OBJETIVOS

O presente trabalho teve como objetivo geral, por meio equacionamentos teóricos, experimentos e simulações computacionais, avaliar a influência da razão geométrica entre o diâmetro interno da tubulação na região da garganta e o diâmetro interno da tubulação original (β) de um tubo Venturi no processo de aeração em meio líquido.

Logo, essa dissertação teve como objetivos específicos:

- avaliar teoricamente a interferência das variáveis potência da bomba (P_B), comprimento da tubulação total (L) e diâmetro da tubulação (D) na capacidade de geração de vácuo na garganta do tubo Venturi;
- propor uma unidade experimental com tubo Venturi para promover a aeração da água mediante a sucção natural de ar pela garganta do dispositivo;
- analisar o efeito de quatro razões geométricas β (0,2, 0,3, 0,4 e 0,5) sobre o processo de aeração na unidade experimental concebida;
- determinar experimentalmente as curvas características, as quais relacionam a queda de pressão em função da vazão volumétrica, dos tubos Venturi em conformidade com cada β utilizado;
- aplicar subsidiariamente as técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD) para visualizar particularidades do escoamento nos dispositivos Venturi em escoamento permanente e transiente.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção são abordados diversos aspectos, tais como importância da aeração, tipos e usos de tubos Venturi, conceito de transferência de massa entre ar e água e método de quantificação, além de levantamento bibliográfico de estudos experimentais e computacionais relacionados à aeração por tubo Venturi.

2.1. Aeração

A aeração é objeto de estudo de inúmeros autores devido a uma necessidade de oxigênio em diversos setores, como na indústria petroquímica, que utiliza a aeração para aumentar a demanda bioquímica de oxigênio e quebrar cadeias longas de hidrocarbonetos de efluentes tóxicos, facilitando assim a biodegradabilidade de tais componentes. Além disso, com uma maior quantidade de oxigênio, tem-se uma menor geração de sulfeto de hidrogênio no processo de degradação, beneficiando ainda mais o tratamento biológico de efluentes (GHIMIRE; WANG, 2019).

Na indústria bioquímica tem-se como exemplo a utilização em biorreatores, nos quais a aeração exerce uma função essencial no tratamento de lodo ativado produzido em estações de tratamento de efluentes domésticos, fornecendo oxigênio necessário para que os microrganismos realizem a decomposição biológica de compostos orgânicos. Neste caso, tem-se como exemplo a utilização de sopradores industriais, agitadores mecânicos e compressores para tal fornecimento de O₂ (DREWNOWSKI et al., 2019).

O efluente da indústria farmacêutica possui, em maior parte de sua composição, compostos orgânicos. Nesse sentido, um tratamento biológico aeróbio torna-se viável para tornar o lançamento de rejeitos dessa indústria menos poluente. Como exemplo, tem-se o tratamento de efluentes contendo antibiótico em um reator UASB (*Upflow Anaerobic Sludge Blanket*), fornecendo oxigênio através de dois difusores de ar para o crescimento de bactérias que consomem a matéria orgânica presente (RANA; SHAH, 2014).

Por outro lado, Feitosa Filho et al. (1997) citam a importância de oxigênio dissolvido na água para a piscicultura, sendo um fator primordial para uma qualidade de vida adequada para as espécies aquáticas. De acordo com os autores, o fornecimento do oxigênio pode ser feito de modo artificial, quando os meios naturais não são suficientes, através da utilização de bombas à vácuo, compressores, queda de água, dentre outros.

No entanto, de acordo com Drewnowski et al. (2019), o consumo de energia ocasionado pelo processo de aeração está entre 50 e 90% do consumo total de uma planta de tratamento. Dessa forma, o tubo Venturi se torna uma alternativa atrativa, por conta da não necessidade de equipamentos mecânicos para o fornecimento de ar aos processos.

2.2. Tubo Venturi

Os primeiros sistemas medidores de vazão tipo tubo Venturi a serem desenvolvidos para aplicações industriais foram os de configuração geométrica do tipo convergente-divergente. Nesse sentido, em 1797, o filósofo italiano Giovanni Battista Venturi publicou um trabalho intitulado “Pesquisas Experimentais sobre o Princípio de Comunicação Lateral do Movimento nos Fluidos Aplicado à Interpretação de Diferentes Fenômenos Hidráulicos”, onde o mesmo desenvolveu a primeira pesquisa sobre tais medidores. No entanto, somente em 1881, Clemens Herschel desenvolveu o tubo de Venturi, sendo de fato criada a primeira aplicação industrial para o trabalho de Venturi, onde Herschel utilizou o tubo para estimar a vazão de água passando por uma tubulação (BAYLAR; OZKAN; UNSAL, 2010; DELMÉE, 1982).

O Venturi se encaixa na categoria dos elementos primários geradores de pressão diferencial, sendo utilizado para medir de forma indireta a vazão de fluidos, os quais se baseiam na aceleração de uma corrente fluida passando por um bocal com diâmetro inferior à entrada. Seu princípio é de que, através de uma variação na velocidade causada pela diferença de área, se tenha uma variação na pressão. Essa queda de pressão (ΔP) pode ser medida através de medidores de pressão diferencial, sendo eletrônico ou mecânico, ou de um manômetro. A partir dos valores coletados de pressão pode-se obter a vazão através de uma análise teórica (DELMÉE, 1982; FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2014).

O tubo é dividido em três partes importantes: o cone de entrada, uma seção convergente, a qual possui a finalidade de aumentar a progressivamente a velocidade do fluido; a garganta onde ocorre a medição de baixa pressão; e o cone de saída, uma seção divergente, onde a velocidade é diminuída progressivamente até se igualar a da entrada (DELMÉE, 1982). A parte convergente do tubo possui certa eficiência em aumentar a velocidade (energia cinética) do fluido pressurizado e diminuir a carga de pressão. Por outro lado, a parte divergente realiza o oposto, diminui a velocidade e aumenta a carga de pressão, como mostrado na Figura 2.1 (BAYLAR et al., 2009).

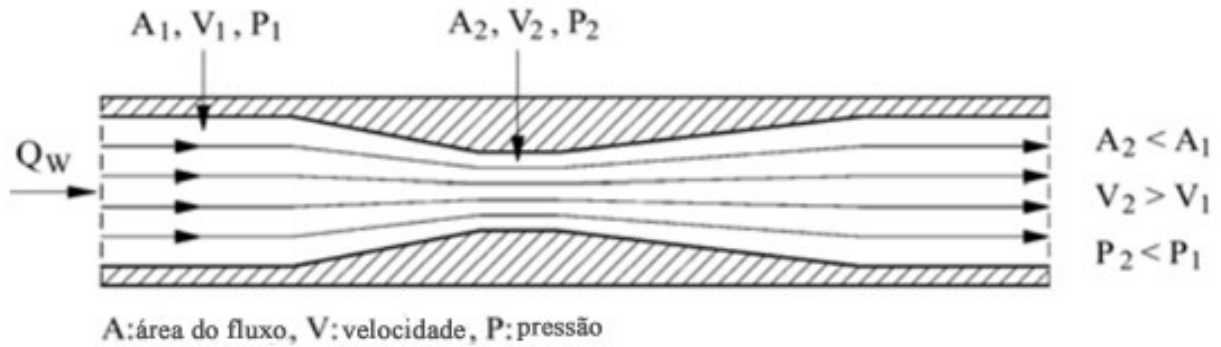


Figura 2.1 - Variação na Carga Piezométrica para o Tubo de Venturi (BAYLAR et al., 2009).

No Venturi, a passagem do fluido pela seção convergente não causa uma significativa queda de pressão, quando comparado a uma placa de orifício, devido ao estrangulamento ser de forma gradativa, não formando uma *vena contracta* ao passar pela seção de aumento de velocidade. A *vena contracta* ocorre quando se tem em um escoamento uma redução brusca e rápida de área ocasionando uma zona de recirculação, conforme mostra as linhas tracejadas da Figura 2.2, a jusante da garganta (seção 2). A corrente principal, ao passar por essa seção de área reduzida, aumenta sua velocidade e, logo em seguida, ocorre uma separação do escoamento, diminuindo sua velocidade para preencher o duto. Tal efeito é causado pela incapacidade do fluido em preencher rapidamente toda a área após a garganta causando, dessa forma, uma instabilidade nas linhas de corrente (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2014).

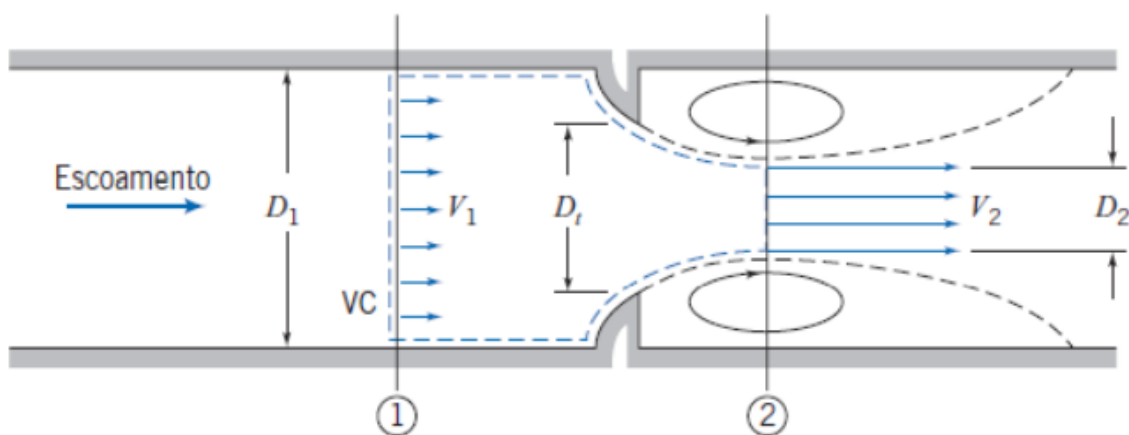


Figura 2.2 - Escoamento interno através de um bocal genérico (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2014).

As linhas de corrente nessa seção são essencialmente retas, o que evidencia a incapacidade do fluido de alterar de forma brusca sua orientação. Além disso, conforme

observado na Figura 2.2, é formada uma área de diâmetro D_2 . Nesse sentido, quando se tem *vena contracta* em um escoamento com um diâmetro da garganta muito inferior ao diâmetro inicial, como ocorre em placas de orifício, a área desse escoamento com diâmetro D_2 torna-se difícil de ser determinada. Para a determinação dessa área torna-se necessário um escoamento com número de Reynolds alto, ou seja, turbulento. Além disso, quando os contornos da garganta são abruptos, como, por exemplo, no tipo de entrada borda-viva, os efeitos de atrito são expressivos (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2014).

No caso do Venturi, o efeito descrito anteriormente não ocorre devido ao estrangulamento ser de forma gradativa, apresentando, dessa forma, vantagens com relação à placa de orifício para ser utilizado como medidor. Suas linhas de escoamento, conforme evidenciado pela Figura 2.3, são de maneira ordenada, possibilitando, assim uma melhor análise do escoamento ao passar pela região convergente (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2014 apud CAETANO, 2014).

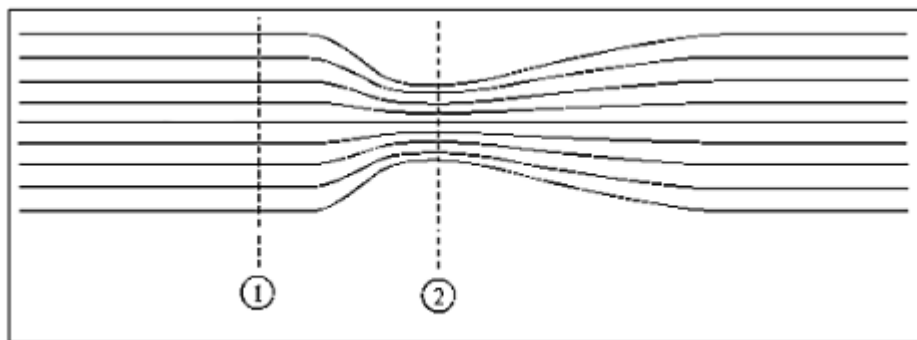


Figura 2.3 – Representação esquemática das linhas de corrente em um Venturi (CAETANO, 2014).

Por apresentar tais características, o tubo Venturi possui diversos tipos e aplicações. Para a medição de líquidos e sólidos em suspensão, de acordo com Delmée (1982), é utilizado o tipo excêntrico, em que, de modo a evitar a formação de bolsas e acúmulo de sólidos, as geratrizes inferiores dos cones e do tubo de medição estão no mesmo plano. Com a passagem de líquido por esse elemento primário, ocorre uma autolimpeza, desprendendo qualquer sólido acumulado. Tal tipo de tubo é mostrado na Figura 2.4.

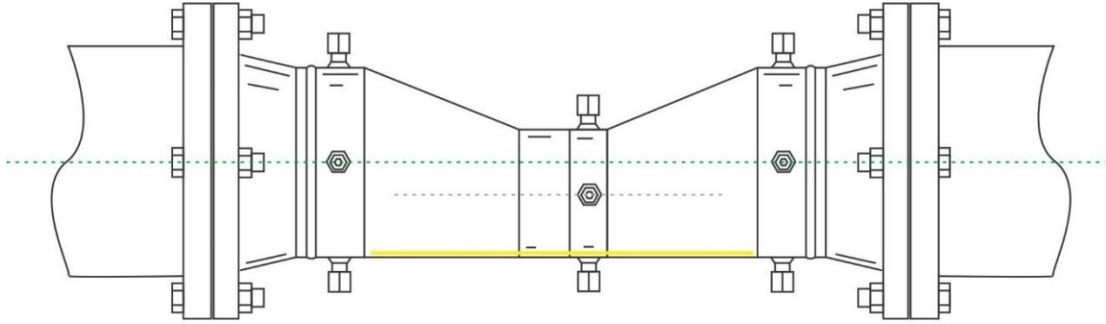


Figura 2.4 - Tubo de Venturi excêntrico (SCHARF, 2015).

No caso do tubo clássico, dentre suas aplicações, Delmée (1982) cita que a norma ISO/R 781 prevê sua utilização apenas para medição em líquidos incompressíveis. No entanto, sua faixa de aplicação está ligada ao material utilizado na sua construção, sendo que existem propostas para a utilização em fluidos compressíveis. A Figura 2.5 apresenta o tubo descrito.

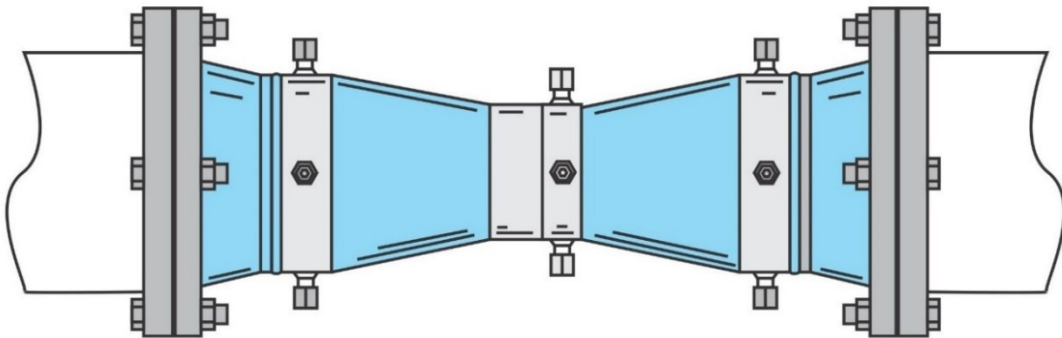


Figura 2.5 - Tubo de Venturi clássico truncado (SCHARF, 2015).

No caso do tubo clássico com cone convergente bruto de fundição, o material utilizado na sua fundição é areia, sua garganta é usinada e as interseções entre os cilindros e cones são arredondadas. Para este caso, recomenda-se ser utilizado em tubulações de 100 a 800 mm de comprimento e relações de diâmetro (β) entre 0,3 e 0,75 (DELMÉE, 1982).

Outro exemplo de tubo clássico é o com cone convergente usinado, neste caso o que o difere do descrito anteriormente é o cone de entrada usinado. Além disso, as interseções entre os cilindros e os cones poderão ser arredondadas ou não. Recomenda-se a utilização para tubulações de 50 a 250 mm de comprimento e para β entre 0,4 e 0,75 (DELMÉE, 1982).

Por fim, existe o clássico com cone convergente em chapa bruta soldada fabricado por calandragem e soldagem, sendo, geralmente, não usinado para grandes dimensões. Sua aplicação se dá para tubulações entre 200 e 1200 mm e para β entre 0,4 e 0,7 (DELMÉE, 1982).

Para a construção de um Venturi preciso, Delmée (1982) recomenda que o diâmetro D no cilindro de entrada não deve possuir uma diferença acima de $0,01 * D$ do diâmetro interno da tubulação; o cone convergente com ângulo de $21^\circ (\pm 1^\circ)$; a garganta, com diâmetro d , deve ter comprimento igual ao diâmetro; o cone divergente deve ser um tronco de cone com ângulo entre 7 e 15° e seu diâmetro não pode ser inferior ao diâmetro da garganta; a fabricação pode ser realizada com qualquer material, desde que siga as normas descritas e as tomadas de pressão a montante e na garganta devem ser feitas na parede do tubo e serem separadas, com diâmetro entre 4 e 10 mm, sem, entretanto, exceder $0,1 D$ e $0,13 d$, respectivamente.

Segundo Manzano et al. (2016), tubos Venturi comerciais possuem β na faixa entre $0,12$ a $0,50$, um ângulo da seção convergente entre 10° e 75° e na seção divergente entre 5° e 31° .

2.3. Transferência de massa

2.3.1. Teoria dos dois filmes

De acordo com Metcalf e Eddy (2002), diversas teorias foram publicadas no passado com o intuito de propor um mecanismo para explicar a transferência de massa entre uma interface gás-líquido. No entanto, para 95% dos casos, a teoria proposta por Lewis e Whitman (1924) possui certa simplicidade em sua explicação quando comparada às outras teorias propostas, apresentando os mesmos resultados que modelos mais complexos (METCALF; EDDY, 2002).

Lewis e Whitman (1924) propuseram um modelo teórico onde, entre a interface gás-líquido, há duas camadas finas chamadas de filmes, como mostra a Figura 2.6. Uma camada está localizada na fase líquida e outra na fase gasosa, as quais permanecem estagnadas, independentemente do quão turbulento um fluxo pode ocorrer no seio das fases líquida e gasosa. Além disso, uma resistência à passagem das moléculas da fase gasosa para a líquida é proporcionada pelos dois filmes.

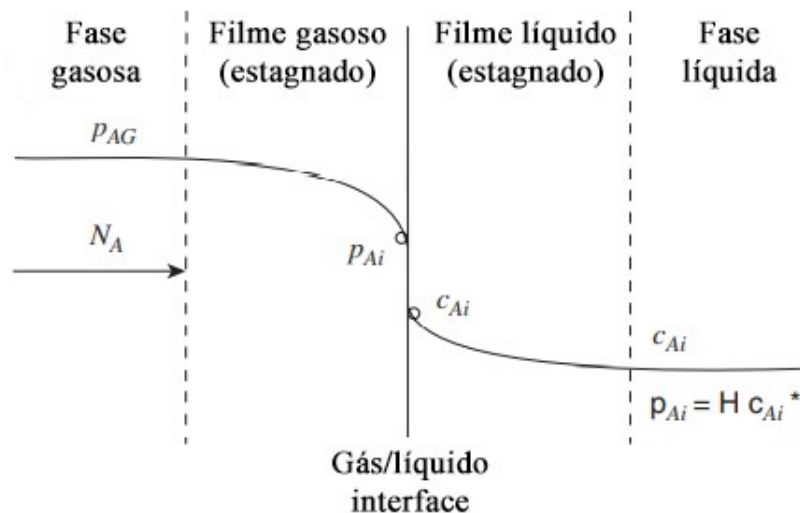


Figura 2.6 - Gradientes de concentração entre duas fases em contato onde o soluto é transferido do gás para o líquido (WELTY et al., 2008).

O processo de difusão atua essencialmente na transferência de soluto através dos filmes devido à não existência de correntes de convecção. Tal processo ocorre através do filme gasoso numa taxa proporcional à diferença de concentrações entre o gás presente na fase gasosa (*bulk*) e no filme. Já para o caso do filme líquido, a difusão depende da diferença de concentração do soluto no líquido da interface e sua concentração no seio da fase líquida. Além disso, como os filmes são muito finos, a quantidade de soluto neles, quando comparada à quantidade que se difunde através deles, é desprezível (LEWIS; WHITMAN, 1924).

A taxa de transferência de massa de um gás através do filme gasoso deve ser igual à taxa de transferência através do filme líquido, em condições de regime-permanente (METCALF; EDDY, 2002), conforme as Equações (2.1), (2.2) e (2.3):

$$N_{A,z} = k_G(p_{A,G} - p_{A,i}) \quad (2.1)$$

$$N_{A,z} = k_L(c_{A,i} - c_{A,L}) \quad (2.2)$$

Igualando (2.1) e (2.2):

$$N_{A,z} = k_G(p_{A,G} - p_{A,i}) = k_L(c_{A,i} - c_{A,L}) \quad (2.3)$$

sendo $N_{A,z}$ o fluxo mássico de A na direção z ($\text{kgmol}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$); k_G o coeficiente convectivo de transferência de massa na fase gasosa ($\text{kgmol}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{Pa})$); k_L o coeficiente convectivo de transferência de massa na fase líquida ($\text{kgmol}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{kgmol}/\text{m}^3)$); $p_{A,G}$ a pressão parcial

do constituinte A na fase gasosa (Pa); $p_{A,i}$ a pressão parcial do constituinte A na interface em equilíbrio com concentração (Pa); $c_{A,i}$ a concentração do constituinte A na interface em equilíbrio com pressão parcial $p_{A,i}$ do constituinte A no gás (kgmol/m³); $c_{A,L}$ concentração do constituinte A na fase líquida (kgmol/m³).

Devido à não praticidade na utilização da Equação (2.3) causada pela dificuldade de se estimar os valores da pressão parcial ($p_{A,i}$) e da concentração ($c_{A,i}$) na interface, torna-se necessário uma forma mais apropriada para determinação dos parâmetros. Nesse sentido, utiliza-se comumente o coeficiente global de transferência de massa da fase gasosa (K_G) e da fase líquida (K_L). Assumindo que toda a resistência à transferência de massa é causada pelo filme líquido, obtém-se a Equação (2.4) (METCALF; EDDY, 2002; WELTY et al., 2008).

$$N_A = K_L(c_A^* - c_{A,L}) \quad (2.4)$$

sendo c_A^* a concentração de saturação de A em equilíbrio com $p_{A,G}$ e $c_{A,L}$ (kgmol/m³); K_L o coeficiente global de transferência de massa da fase líquida (kgmol/(m².s.kgmol/m³)).

Da mesma forma, a Equação (2.5) representa toda a resistência à transferência de massa causada pelo filme gasoso.

$$N_A = K_G(p_{A,G} - p_A^*) \quad (2.5)$$

sendo p_A^* a pressão parcial de A em equilíbrio com a composição da fase líquida $c_{A,L}$; K_G o coeficiente global de transferência de massa da fase gasosa (kgmol/(m².s.Pa)).

Assim, uma relação entre esses coeficientes globais e os coeficientes individuais de cada fase pode ser obtida quando a relação de equilíbrio é linear, quando se tem baixas concentrações e a lei de Henry é obedecida, como mostra as Equações (2.6), (2.7) e (2.8) (METCALF; EDDY, 2002; WELTY et al., 2008).

$$P_{A,G} = Hc_A^* \quad (2.6)$$

$$p_A^* = Hc_{A,L} \quad (2.7)$$

$$p_{A,i} = Hc_{A,i} \quad (2.8)$$

sendo H a constante de Henry ($\text{Pa}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{kgmol}^{-1}$).

Rearranjando a Equação (2.5), obtém-se a Equação (2.9).

$$\frac{1}{K_G} = \frac{p_{A,G} - p_A^*}{N_A} = \frac{p_{A,G} - p_{A,i}}{N_A} + \frac{p_{A,i} - p_A^*}{N_A} \quad (2.9)$$

Substituindo a Equação (2.7) e (2.8) no segundo termo da Equação (2.9), resulta na Equação (2.10).

$$\frac{1}{K_G} = \frac{p_{A,G} - p_{A,i}}{N_A} + \frac{H(c_{A,i} - c_{A,L})}{N_A} \quad (2.10)$$

Substituindo a Equação (2.1) e (2.2) na Equação (2.10), resulta na Equação (2.11).

$$\frac{1}{K_G} = \frac{1}{k_G} + \frac{H}{k_L} \quad (2.11)$$

Realizando o mesmo procedimento descrito anteriormente para o coeficiente global de transferência de massa da fase líquida, obtém-se a Equação (2.12).

$$\frac{1}{K_L} = \frac{1}{Hk_G} + \frac{1}{k_L} \quad (2.12)$$

Observa-se que as Equações (2.11) e (2.12) levam em consideração a resistência tanto da fase líquida quanto da fase gasosa por possuírem os termos k_G e k_L . Além disso, avalia-se que, quando se tem um alto valor para a constante de Henry na Equação (2.12), a resistência da fase líquida irá prevalecer no processo de transferência de massa. Para o caso de gases com baixa solubilidade, como o oxigênio (O_2), nitrogênio (N_2) e gás carbônico (CO_2) em água, o valor da constante de Henry possui um alto valor ao ponto de que a resistência da fase gasosa pode ser desprezada (METCALF; EDDY, 2002; WELTY et al., 2008).

A taxa de transferência de massa por volume por tempo é obtida multiplicando a Equação (2.4) pela área disponível A para a transferência de massa e dividindo pelo volume V, conforme a Equação (2.13).

$$N_A = K_L \frac{A}{V} (c_A^* - c_{A,L}) = K_L a (c_A^* - c_{A,L}) \quad (2.13)$$

sendo $K_L a$ o coeficiente volumétrico de transferência de massa (s^{-1}); A a área na qual ocorre a transferência de massa (m^2); V o volume no qual a concentração do constituinte aumenta (m^3).

2.3.2. Coeficiente volumétrico de transferência de massa $K_L a$

Diferentes métodos são utilizados para quantificação do coeficiente volumétrico de transferência de massa $K_L a$. Na grande maioria dos trabalhos, tal equação é calculada baseando-se num balanço de massa realizado em um tanque com mistura sem reação para a concentração de oxigênio na fase líquida (KADZINGA, 2015). Esse balanço de massa é apresentado na Equação (2.14), de acordo com Metcalf; Eddy (2002).

$$\begin{array}{l} \text{Taxa de acumulação do gás} \\ \text{no interior de um} \\ \text{sistema} \end{array} = \begin{array}{l} \text{Taxa de entrada do gás} \\ \text{nos limites do} \\ \text{sistema} \end{array} - \begin{array}{l} \text{Taxa de saída do} \\ \text{gás nos} \\ \text{limites do} \\ \text{sistema} \end{array} + \begin{array}{l} \text{Quantidade} \\ \text{de} \\ \text{gás absorvida} \\ \text{pelos limites} \\ \text{do sistema} \end{array} \quad (2.14)$$

De maneira simplificada:

$$\text{Acúmulo} = \text{Vazão mássica de entrada} - \text{Vazão mássica de saída} + \begin{array}{l} \text{Acréscimo devido} \\ \text{a} \\ \text{absorção} \end{array} \quad (2.15)$$

$$\frac{d(c_A V)}{dt} = 0 - 0 + r.V \quad (2.16)$$

sendo $d(c_A V)/dt$ a mudança na concentração por unidade de tempo ($g/(m^3.s)$); V o volume no qual a concentração do constituinte aumenta (m^3); r a massa de constituinte transferida por volume por tempo ($g/(m^3.s)$).

Substituindo a Equação (2.13) na Equação (2.16), para um volume constante, obtém-se a Equação (2.17).

$$\frac{d(c_a)}{dt} = K_L a (c_A^* - c_{A,L}) \quad (2.17)$$

Considerando a pressão parcial do soluto A constante, de modo que c_A^* também seja constante e, então, integrando a Equação (2.17) entre os limites de c_{A0} a c_A e de 0 a t , obtêm-se as Equações (2.18) e (2.19) (METCALF; EDDY, 2002).

$$\int_{c_{A0}}^{c_A} \frac{-dc_A}{c_A^*} = -K_L a \int_0^t dt \quad (2.18)$$

$$\ln \frac{c_A^* - c_A}{c_A^* - c_{A0}} = K_L a \cdot t \quad (2.19)$$

2.4. Aeração experimental em tubo Venturi

À medida que um fluido pressurizado escoar pelo tubo Venturi e se encaminha em direção ao centro do tubo, ao passar pela região de estrangulamento (diminuição da área disponível para escoamento) ocorre um aumento progressivo em sua velocidade e uma diminuição em sua pressão, até o mesmo atingir a garganta. Quando essa redução na pressão na garganta do tubo se torna inferior à pressão atmosférica, ocorre uma sucção de ar no orifício conectado à garganta e o fluxo, a partir desse ponto, se torna bifásico, conforme mostra a Figura 2.7. Tal fenômeno é chamado de efeito Venturi (BAYLAR; OZKAN; UNSAL, 2007).

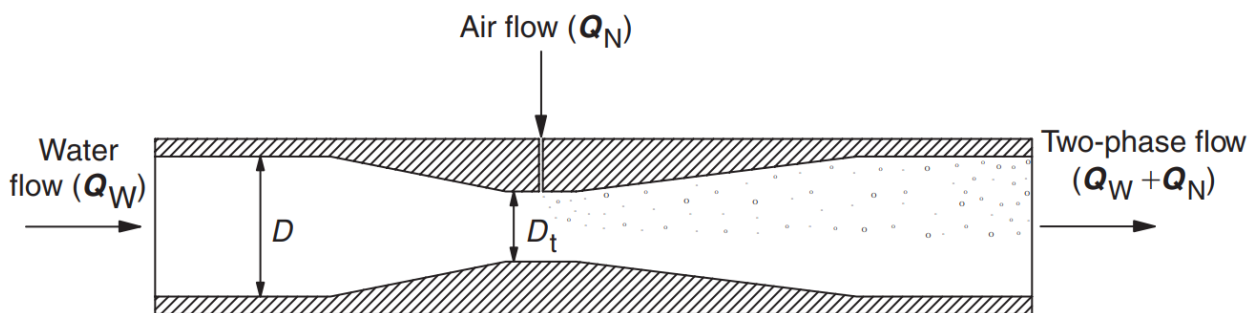


Figura 2.7 - Sucção de ar produzida por um tubo Venturi (BAYLAR; OZKAN; OZTURK,

Segundo Bauer; Fredrickson; Tsuchiya (1963), o fenômeno descrito anteriormente foi inicialmente avaliado por Jackson (1961). Em seu trabalho, Jackson (1961) apud Bauer; Fredrickson; Tsuchiya (1963) utilizou vários processos por jato avaliando a transferência de oxigênio em um sistema ar-água. Foi observada uma alta absorção e eficiência de transferência de oxigênio (quilogramas de oxigênio por watt) nos jatos e orifícios analisados. No entanto, dentre os avaliados, o Venturi apresentou-se como o mais eficiente.

Bauer; Fredrickson; Tsuchiya (1963) estudaram a absorção de gás carbônico (CO_2) pela água utilizando um Venturi em posição vertical e uma razão entre a garganta e diâmetro de entrada (β) de 0,5, avaliando os impactos da vazão de líquido e gás. Os autores descobriram que a vazão de água foi o fator mais que afetou a absorção de gás. Além disso, foi observado um aumento expressivo na fração de CO_2 absorvida na região turbulenta do escoamento. O aumento na vazão ocasiona um aumento na tensão de cisalhamento capaz de dispersar o CO_2 em bolhas finas, como mostrado nas Figuras 2.8 (0,38 e 0,76 L/s) e 2.9 (1,14 e 1,52 L/s), causando, assim, um aumento na superfície de contato com o líquido devido a menor área das bolhas.

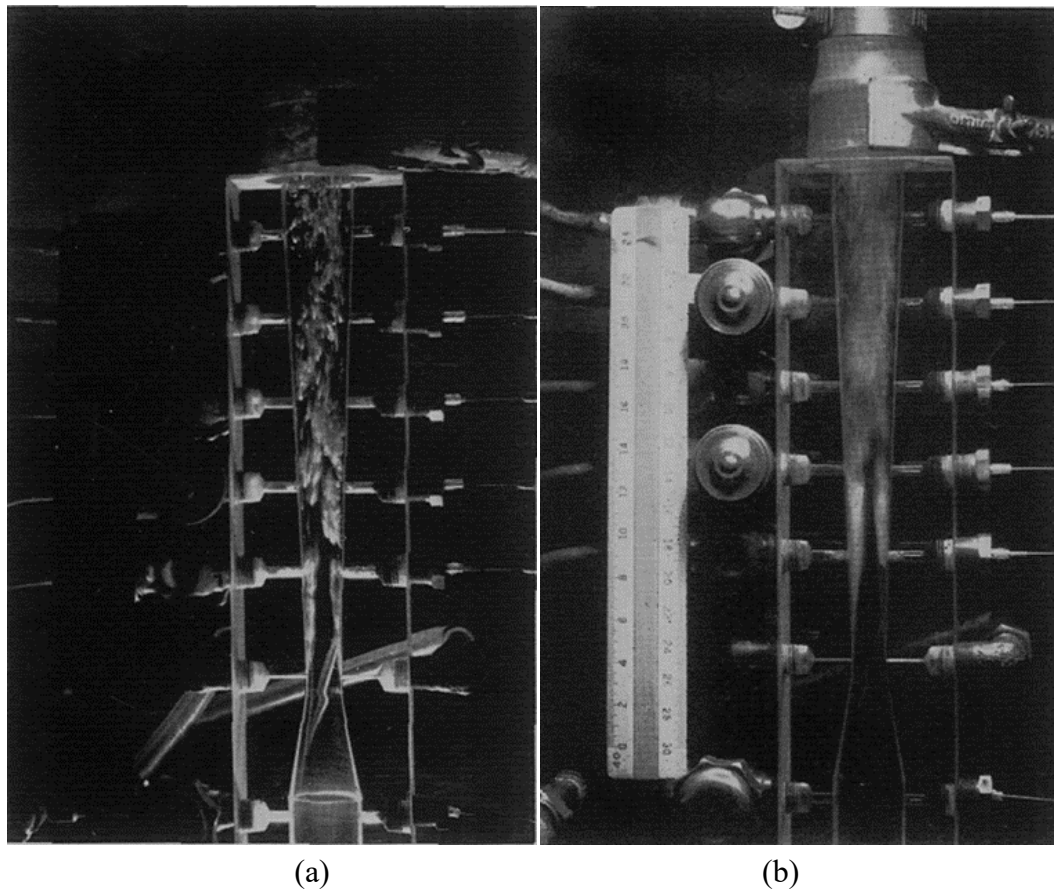


Figura 2.8 - Comportamento do escoamento passando pelo Venturi com água nas vazões de: (a) 0,38 L/s; (b) 0,76 L/s (BAUER; FREDRICKSON; TSUCHIYA, 1963).

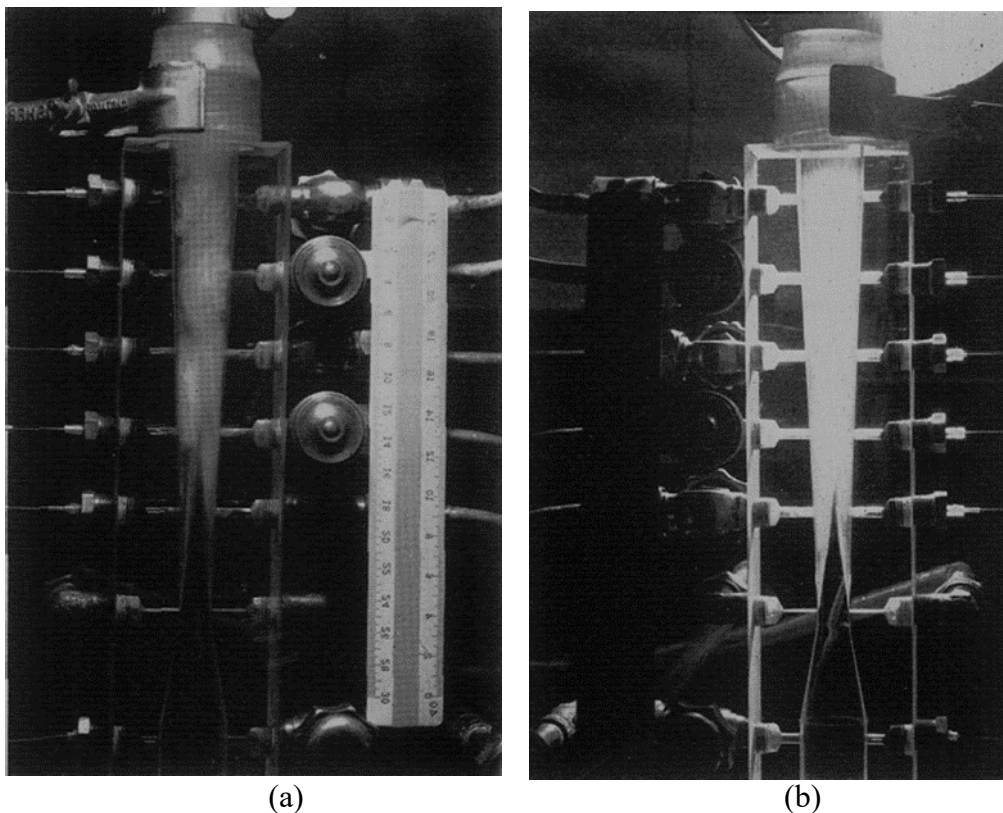


Figura 2.9 - Comportamento do escoamento passando pelo Venturi com água nas vazões de: (a) 1,14 L/s; (b) 1,52 L/s (BAUER; FREDRICKSON; TSUCHIYA, 1963)

Além disso, Bauer; Fredrickson; Tsuchiya (1963) notaram uma ampliação na curva de queda de pressão com o aumento da vazão, exceto nos casos em que esse aumento foi excessivo e resultou em cavitação na garganta do Venturi. Nesse sentido, a alta transferência de massa observada em altas vazões pode não ser vantajosa devido ao alto custo de energia consumido pela bomba e a possibilidade de cavitação, sugerindo, assim, uma vazão ótima capaz de ter o melhor consumo de energia e transferência de massa.

Jackson; Collins (1964) avaliaram diferentes parâmetros operacionais para duas geometrias de Venturi, com uma razão de 5 vezes de escala geométrica e razão de capacidade

de 25 vezes, sendo o diâmetro de montante de 3,8 in e $\frac{3}{4}$ in e da garganta 1,25 in e 0,25 in, respectivamente, representando um β de 0,33 para ambos os casos. A eficiência do processo, que analisa a quantidade de oxigênio no sistema por potência por tempo, obteve seu maior valor no caso da menor vazão estudada, para o caso do tubo de maior diâmetro, devido ao alto consumo de energia pela bomba e a ocorrência de cavitação em altas vazões, sendo o seu valor, em média, apenas 25% do obtido no de menor diâmetro. A explicação reside no fato de que, embora se tenha um maior tempo de residência devido ao comprimento do Venturi e um escoamento turbulento, a intensidade de mistura devido ao grande comprimento acaba sendo menor. Os autores sugerem como solução para tal problema uma melhoria em sua geometria.

Ademais, Jackson; Collins (1964) sugerem a utilização de múltiplas pequenas unidades em paralelo, ao invés de uma única grande unidade. Em contrapartida, a utilização de tubos Venturi em série foi verificada por Jackson (1964) e o processo não foi eficiente com tal configuração. Ao passar pelo segundo tubo, o fluxo apresentou uma diminuição em sua pressão e na capacidade de sucção. Uma injeção de ar no segundo tubo foi avaliada na tentativa de amenizar as perdas, no entanto, o desempenho obtido foi similar a utilização de apenas um Venturi. Por fim, Jackson; Collins (1964), assim como Bauer; Fredrickson; Tsuchiya (1963), verificaram que com a introdução de sucção de ar no Venturi, a queda de pressão se acentua significativamente, quando comparada ao tubo passando apenas líquido.

Boon (1978) apud Gianjacomio (2017) propôs critérios para a análise da eficiência do Venturi como aerador, sendo eles: a qualidade da oxigenação, onde é avaliada a taxa de absorção de oxigênio durante a aeração, e a eficiência energética do processo, na qual se analisa a quantidade em massa de oxigênio que entra no sistema por energia consumida no processo.

Briens et al. (1992) avaliaram um sistema no qual uma coluna de aeração estava conectada a um Venturi com uma configuração específica, de modo que o tubo estava em posição vertical e havia um fluxo descendente chegando na coluna, conforme mostra a Figura 2.10. Os resultados obtidos foram comparados com Huynh et al. (1991), os quais utilizaram o mesmo sistema, porém, com fluxo ascendente. Foi visto que o fluxo descendente apresentou uma maior retenção de gás, quase duplicando o coeficiente volumétrico de transferência de massa, quando comparado ao fluxo ascendente. Um maior diâmetro das bolhas, no fluxo descendente, ocasionou um maior tempo de residência e, por consequência, uma maior retenção de gás no líquido.

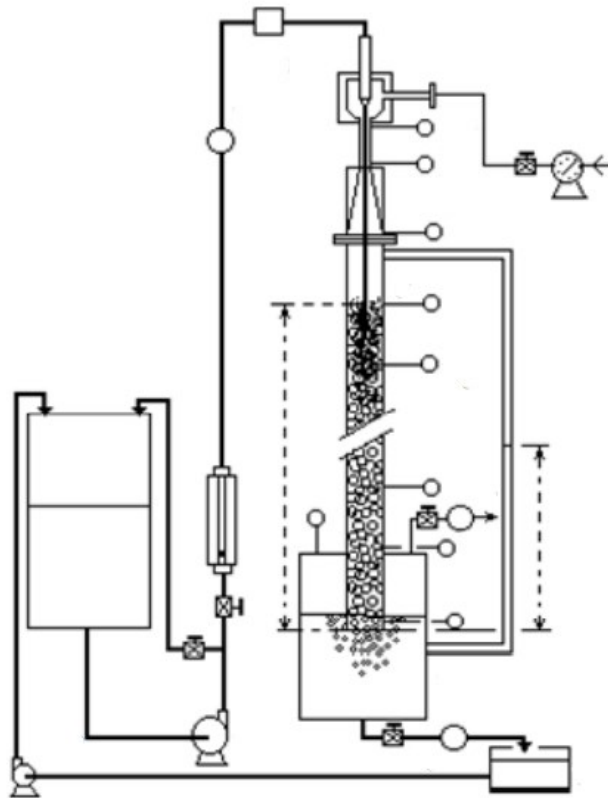


Figura 2.10 - Diagrama esquemático da unidade (Adaptado: MANDAL, 2010).

Nas condições analisadas de regime turbulento, foram observadas bolhas maiores no fluxo descendente e, através de sua velocidade reduzida por conta da orientação do fluxo, houve um aumento na frequência de colisões e, conseqüentemente, na taxa de coalescência. Sob outra perspectiva, no fluxo ascendente um maior diâmetro de bolhas e velocidade de deslizamento¹ ocasiona um menor tempo de residência, fazendo com que as mesmas saiam rapidamente da coluna. Neste caso, uma grande retenção de gás pelo líquido seria possível com bolhas pequenas, aumentando a área de contato superficial (BRIENS et al., 1992).

Thalasso; Naveau; Nyns, (1995) estudaram a performance de um biorreator com uma injeção de oxigênio através de um cilindro e mistura das duas fases com auxílio de um Venturi no intuito de melhorar a taxa de transferência gás-líquido, conforme mostra a Figura 2.11. Foram avaliadas quatro posições do elemento primário no biorreator, sendo elas: completamente emergido do reator, parcialmente emergido, completamente imerso a 11 cm de distância do fundo do reator e completamente imerso a 5 mm do fundo do reator. Os melhores resultados foram obtidos com o Venturi a 5 mm do fundo do reator e, além disso, os valores da taxa de transferência com essa configuração foram substancialmente mais altos quando

¹ Velocidade de deslizamento – A diferença entre a velocidade média de diferentes fluidos escoando juntos.

comparados ao sistema convencional, devido à alta capacidade de aeração do dispositivo, sendo tais valores de K_{La} entre 0,04 a 0,51 s^{-1} .

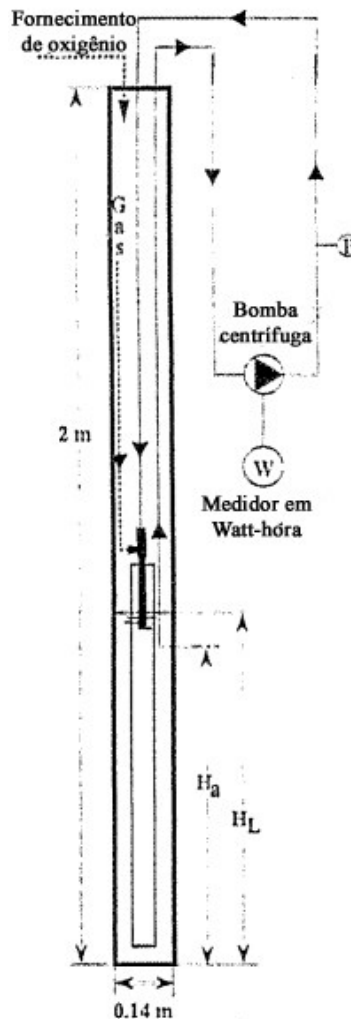


Figura 2.11 - Esquema experimental do biorreator equipado com um Venturi (THALASSO; NAVEAU; NYNS, 1995).

Feitosa Filho et al. (1997), Feitosa Filho et al. (1998) e Feitosa Filho; Botrel; Pinto, (1998) avaliaram o desempenho de injetores Venturi com descarga submersa para a aeração de um sistema aquático, utilizando água como fluido motriz e ar como fluido succionado. Os autores avaliaram o impacto que a variação de pressão causa na vazão succionada de ar e percentagem de ar incorporada na água, perda de carga e o rendimento do processo. Nesse sentido, foi observado que a quantidade de ar succionado e a sua porcentagem de ar incorporada na água dependem da pressão de serviço e da vazão do fluido motriz. Assim sendo, o injetor mais eficiente foi obtido com a maior pressão de serviço estudada, obtendo a maior vazão de ar succionada e a maior perda de carga.

Baylar; Emiroglu (2003) e Emiroglu; Baylar (2003) examinaram a transferência de oxigênio utilizando um Venturi como aerador conectado a um tanque e o quão os orifícios de sucção de ar, que estão na garganta, impactam na aeração do tanque. Além disso, foi realizada uma comparação com um bico ejetor circular, o qual apresentou desempenho consideravelmente inferior ao Venturi em relação à taxa de aeração do escoamento e à eficiência de transferência de oxigênio.

De acordo com Baylar; Emiroglu (2003), com o aumento na velocidade da água foi observado um aumento na vazão de ar succionada e o elemento primário com dois orifícios apresentou a maior sucção de ar. Ademais, a distância vertical com que o jato de ar e água penetram no tanque é diretamente proporcional ao aumento da velocidade da água, no entanto, esta distância é reduzida à medida que ar entra no escoamento. Este comportamento é causado devido a dois fatores: a expansão do jato contendo ar e água antes do impacto, reduzindo a sua força, e em virtude da flutuabilidade das bolhas que possuem uma aceleração ascendente, diminuindo a velocidade do jato (BAYLAR; EMIROGLU, 2003). Os autores observaram também que a eficiência de transferência de oxigênio diminuiu com o incremento de velocidade do jato de água. Porém, devido à baixa capacidade de penetração das bolhas em velocidades baixas, esta eficiência possui certa limitação, especialmente em tanques de alta capacidade.

Baylar; Ozkan; Ozturk (2005) avaliaram a influência dos ângulos de 5, 10 e 20° da seção convergente e divergente do Venturi. No estudo, foi observado que o fluxo volumétrico de ar entrando no tubo aumentou com o número de Reynolds, devido a uma menor pressão na garganta, e seu maior valor foi obtido com o ângulo de 20° na seção convergente e 10° na seção divergente. O valor do ângulo da seção convergente não apresentou uma influência significativa na sucção de ar. Por outro lado, com o aumento do ângulo da seção divergente, houve aumento na sucção, todavia, esse aumento foi relevante até certo ponto, sendo isso evidenciado pelo fato do ângulo de 20° ter apresentado uma piora expressiva no desempenho, indicando a existência de um ângulo ótimo. A razão principal para este comportamento se deve à variação na pressão diferencial ao longo do tubo causada pelo ângulo da seção divergente.

Ozkan; Ozturk; Baylar (2006) investigaram a influência na aeração causada pelos efeitos da razão entre o diâmetro da garganta e o diâmetro de entrada (β), o comprimento da tubulação conectada ao Venturi e a velocidade do fluxo. Foi visto que com um β de 0,5, a quantidade de ar succionada diminuiu conforme a velocidade de água aumentou. No entanto, para o caso de $\beta = 0,75$, a quantidade ar entrando no sistema aumentou à medida que houve um aumento na velocidade do fluxo até certo ponto, após isso houve uma diminuição na sucção. Em baixas velocidades o $\beta = 0,5$ apresentou melhores taxas de injeção de ar no tubo, possuindo,

assim, uma melhor eficiência nessa faixa de velocidades. Os autores também observaram que com o menor diâmetro de entrada estudado obteve-se a maior sucção. Com relação ao comprimento da tubulação, ao passo que ela aumentou, houve uma redução na vazão de ar succionada e, dessa forma, na eficiência da aeração.

Rodriguez et al. (2012) utilizaram um Venturi e um difusor, com fluxo descendente, conforme mostra a Figura 2.12, acoplado a um tanque de 200 L para fornecer oxigênio a uma unidade no intuito de realizar a oxidação biológica de sulfeto de hidrogênio (H_2S). Apesar do difusor ter obtido resultados melhores na taxa de transferência de O_2 , obtendo um K_{La} entre 0,0058 e 0,0105 s^{-1} , ou seja, a quantidade de O_2 transferida para a fase aquosa, e na percentagem de oxigênio transferido pela quantidade de ar fornecido, o difusor apresentou uma pior eficiência energética, quando comparado ao Venturi, o qual obteve um K_{La} na faixa de 0,0042 a 0,0067 s^{-1} , devido à necessidade de um compressor e entupimento em suas saídas de ar. O autor ainda cita que os valores encontrados na literatura para sistemas utilizando Venturis como aeradores estão na faixa de 0,015 a 0,030 s^{-1} , porém com dimensões bem inferiores ao tanque estudado. Dessa forma, o elemento primário foi uma alternativa econômica e técnica viável para o sistema, obtendo valores significativos para a sua utilização no processo de oxidação de H_2S .

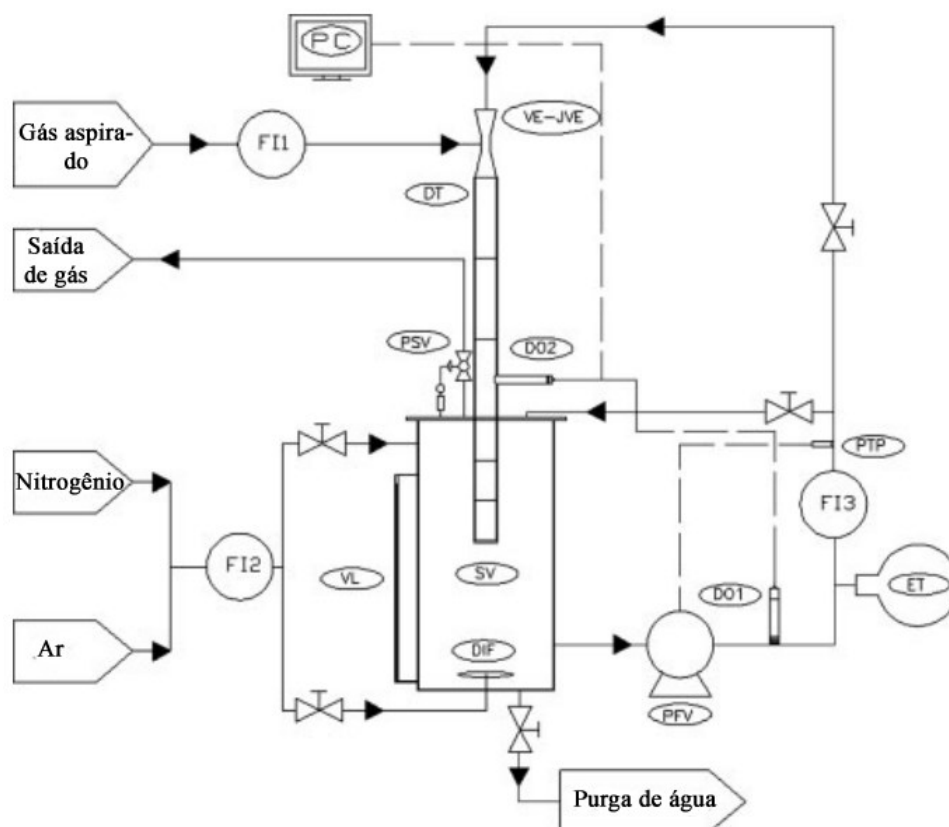


Figura 2.12 - Esquema da planta para transferência de massa (RODRIGUEZ et al., 2012).

Kadzinga (2015) avaliou a utilização de Venturi para fornecimento de oxigênio a um biorreator, obtendo valores de K_{La} entre 0,017 e 0,1333 s^{-1} , e estudou a configuração dos elementos primários em paralelo. Foi observado que, embora a quantidade de ar no sistema tenha sido aumentada, a transferência de oxigênio para água não obteve certa melhora. De acordo com o autor, a vazão total passando pelos tubos em paralelo foi inferior à vazão quando se utiliza apenas um. Nesse sentido, devido ao fato de que altas vazões resultam em uma diminuição do diâmetro das bolhas e melhoram a transferência de massa devido a uma maior área de contato superficial, a utilização dos dispositivos em paralelo, dessa forma, não foi vantajosa para o processo.

Yadav; Kumar; Sarkar (2020) avaliaram a eficácia de um sistema de aeração variando o número de orifícios de entrada de ar, porém, utilizando o mesmo diâmetro de 2 mm, e a influência do comprimento da garganta em Venturi com $\beta = 0,33$. Foi observado que com o crescente número de orifícios e o aumento no comprimento da garganta obteve-se uma melhor eficiência na aeração. No entanto, foi visto que o número de orifícios possui um efeito mais pronunciado do que o comprimento da garganta.

Por outro lado, Zhang et al. (2020) utilizando um Venturi com fluxo descendente observaram que, com um diâmetro de 5 mm no orifício de entrada de ar, a capacidade de transferência de oxigênio para a água não aumentou após o número de orifícios ser maior que dois indicando, assim, que 5 mm para o orifício de ar são suficientes para satisfazer a necessidade de oxigenação do sistema estudado pelos autores. Os autores ainda obtiveram um $K_L a$ na faixa de 0,0029 a 0,0040 s^{-1} utilizando apenas a sucção de ar pelo elemento primário. Baylar; Ozkan; Unsal (2007) também avaliaram o diâmetro no orifício de sucção e observaram que uma ampliação no diâmetro do mesmo apresentou uma maior injeção de ar no sistema até o valor de 6 mm, após este valor a quantidade de ar succionada foi quase idêntica, utilizando o valor de 12 mm e comparando-o com o de 6 mm, indicando, assim, um valor ótimo para o orifício.

Tais trabalhos ratificam a ideia de que o sistema de aeração por Venturi apresenta vantagens em relação ao sistema de aeração convencional. Nesse sentido, tal sistema possui uma construção simples, livre de problemas operacionais como entupimento dos difusores de ar, não possui limitação de instalação por conta do comprimento do tanque, como ocorre com aeradores mecânicos e não necessita de compressores de ar, não possuindo a necessidade de uma energia externa para funcionar, não possui partes móveis, o qual aumenta sua vida útil e diminui as possibilidades de falha.

O tubo é geralmente construído de plástico e resistente a diversos produtos químicos. Por ser um dispositivo simples, ele requer baixa atenção dos operadores e seu custo de manutenção é baixo quando comparado a equipamentos de funcionamento similar e é fácil de ser adaptado a sistemas já existentes ou novos (BAYLAR; OZKAN; UNSAL, 2007).

Como o tubo utiliza um princípio de vácuo ao invés de um princípio de pressão positiva, o material que reveste as paredes não sofre uma grande pressão, dessa forma, reduzindo a possibilidade de produtos químicos serem pulverizados para o ambiente externo através de rachaduras. Além disso, a aeração e mistura das duas fases é realizada pelo próprio elemento primário, assim, o sistema não possui a necessidade de utilização de algum dispositivo de mistura para atingir essa condição (BAYLAR; OZKAN; UNSAL, 2007; BÍŃ, 1993).

2.5. Aeração em tubo Venturi por Fluidodinâmica Computacional (CFD)

A Fluidodinâmica Computacional (CFD) representa uma notória técnica de solução de equações que governam o escoamento de um fluido, a qual tem ganhado cada vez mais importância nos estudos para prever o comportamento fluidodinâmico de fluxos multifásicos

de diferentes tipos e diversos equipamentos industriais (BAYLAR et al., 2009; GUERRA et al., 2012).

Baylar et al. (2009) analisaram três Venturis, através do *software* Fluent V6.2, com diâmetros de 36, 42 e 54 mm na entrada, porém, com β igual a 0,75, e dois orifícios presentes na garganta para proporcionar a aeração dos mesmos. Foi avaliado o comportamento do fluxo, a queda de pressão e os contornos de velocidade, comparando os valores obtidos via CFD com resultados experimentais realizados em laboratório. Observou-se que à direita do orifício de sucção houve uma brusca queda de pressão e um aumento elevado da velocidade nessa região. Nessa pequena seção, o arraste de ar é máximo e sua velocidade possui valores na faixa de 40 a 100 m/s, apresentando uma intensa turbulência. Após passar por essa região observou-se uma diminuição na turbulência e, na transição do fluxo entre a garganta e o cone divergente, observou-se novamente uma queda de pressão.

Além disso, Baylar et al. (2009) observaram um menor valor na pressão inicial do tubo à medida que houve um aumento no diâmetro de entrada, para uma mesma velocidade inicial, no entanto, o valor da pressão na garganta foi praticamente o mesmo para todos os casos. Por fim, com um maior diâmetro foi notado uma maior região no cone divergente sem a presença de ar, conforme mostra a Figura 2.13.

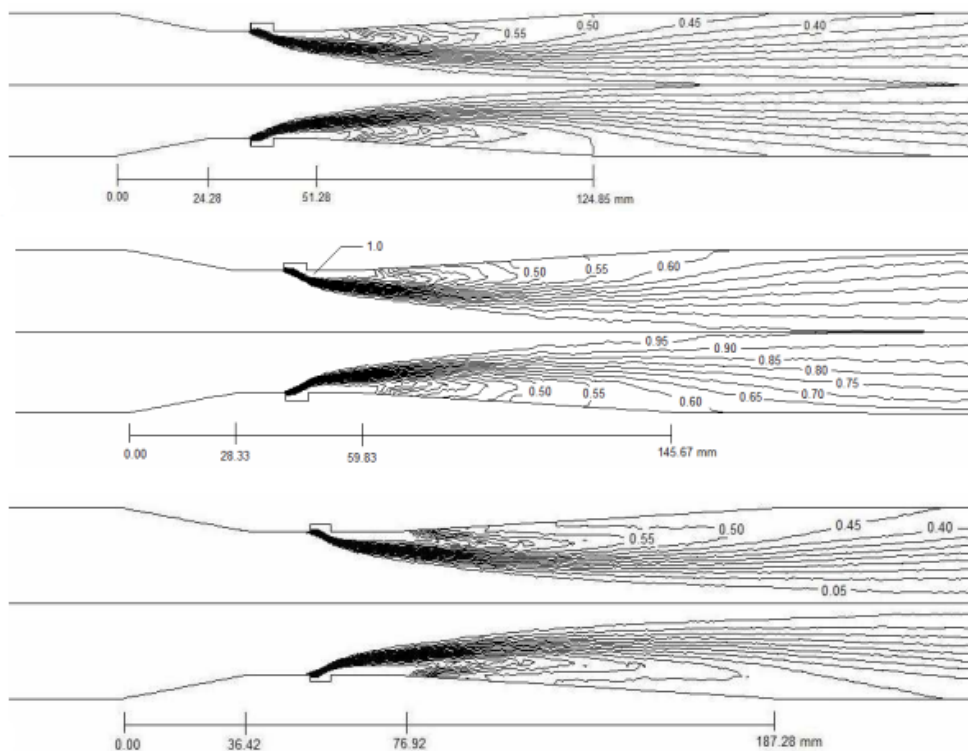


Figura 2.13 - Contornos de fração de volume de ar (BAYLAR et al., 2009).

Guerra et al. (2012) avaliaram um lavador Venturi de gases com $\beta = 0,36$ com injeção de líquido em um, dois ou três orifícios em diferentes pontos do tubo, como mostra a Figura 2.14, através do *software* Fluent 12.0, utilizando o modelo de turbulência κ - ϵ RNG (*Re-Normalisation Group*), por apresentar maior confiabilidade que o modelo padrão, e *Volume Of Fluid* (VOF) como modelo multifásico. Foi observado que com a entrada de líquido através dos orifícios, em forma de jato, transformando-se em pequenas gotas após a entrada, o ΔP quase dobrou quando comparado ao sistema escoando apenas gás, sendo isso causado devido à necessidade de uma alta quantidade de energia para atomizar e transportar o líquido. Ademais, um aumento substancial na queda de pressão do sistema, para uma mesma velocidade de gás à montante, foi observado à medida que se aumentava a quantidade de número de orifícios injetando líquido.

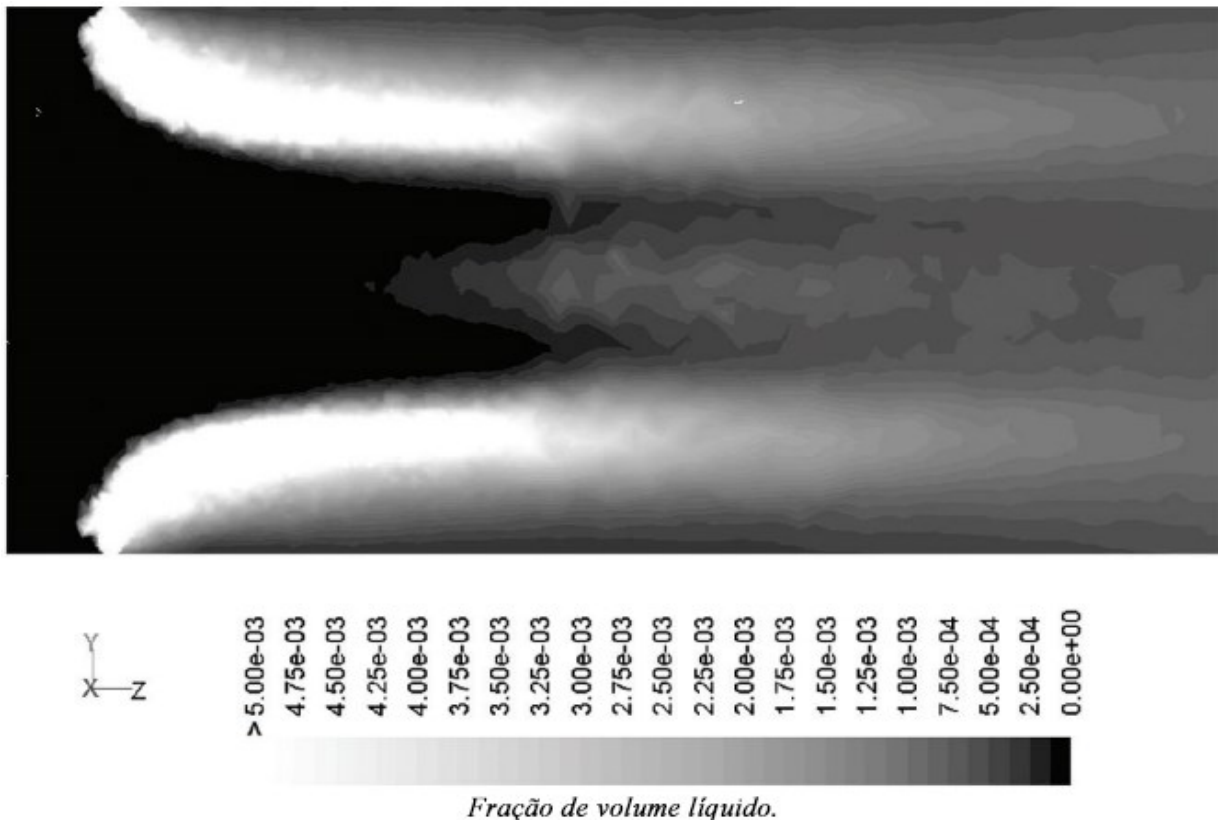


Figura 2.14 - Dispersão de líquido na fase gasosa através de três orifícios de injeção de líquido em um lavador Venturi (GUERRA et al., 2012).

Manzano et al. (2016) avaliaram a influência do ângulo da seção convergente (7° , 15° , 21° , 40° e 60°) e divergente (5° , 7° , 15° , 30° e 60°) e a razão entre o diâmetro da garganta e o diâmetro na de entrada (0,1; 0,2; 0,3; 0,4 e 0,5) na queda de pressão em Venturi injetor através do *software* Fluent 6.2.16, com o modelo de turbulência *Reynolds Stress Model* (RSM) com

standard functions. Foi visto, mediante uma regressão múltipla, que o ângulo da seção divergente (θ) e o β são estatisticamente mais significativos que o ângulo da seção convergente para a queda de pressão, sendo o β o que apresenta maior influência. Além disso, à medida que β reduzia, havia um aumento no ΔP e com o aumento no ângulo divergente teve-se também um aumento no ΔP , porém, para o ângulo da seção convergente, não foi possível detectar alguma influência do mesmo na perda de carga.

Wilson et al. (2021) utilizou o *software* Fluent com modelo multifásico RSM e modelo de turbulência κ - ϵ com *standard functions* no intuito de investigar a influência de parâmetros geométricos no diâmetro de bolhas em um Venturi com $\beta = 0,28$. Possivelmente, devido a uma velocidade três vezes maior que valores obtidos anteriormente, a influência da razão do comprimento da garganta sobre o diâmetro da mesma não apresentou efeitos significativos para nenhum dos casos avaliados. De uma mesma forma, a influência dos ângulos da seção divergente (θ) do tubo também não apresentou resultados expressivos. No entanto, os autores observaram que com o aumento desse ângulo, obteve-se uma distribuição não-uniforme das bolhas na condição de contorno da saída, como mostra a Figura 2.15, onde à medida em que houve um aumento do mesmo, obteve-se uma região cada vez maior de fluxo reverso na seção inferior, com as bolhas se localizando na seção superior.

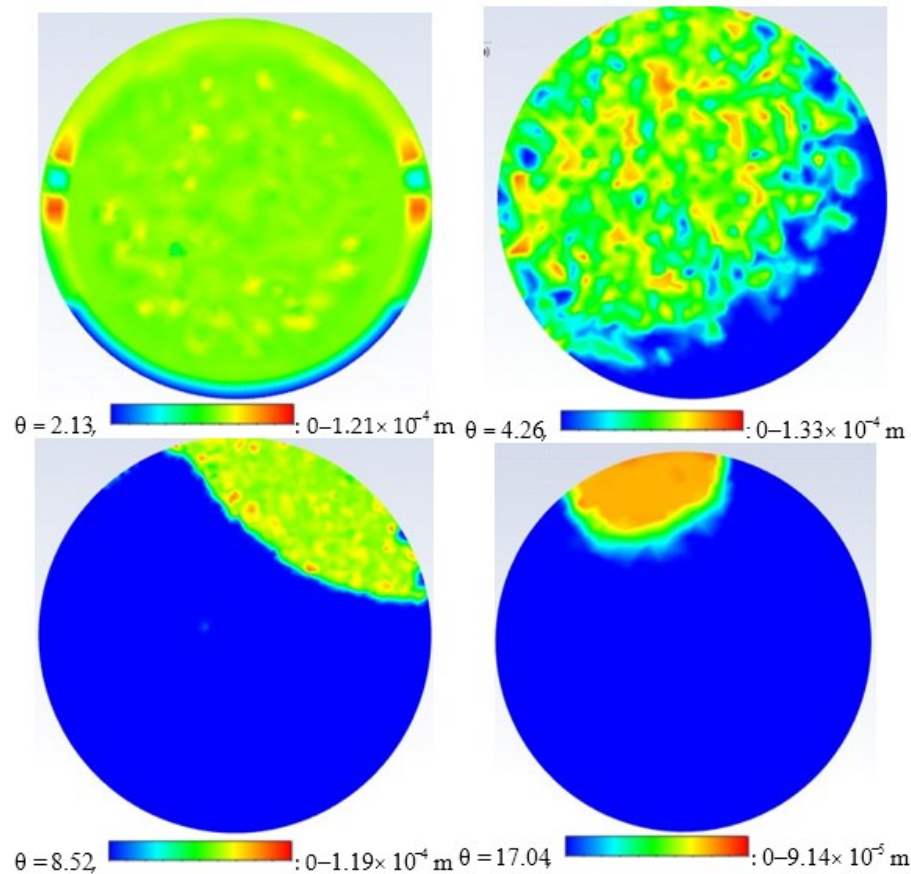


Figura 2.15 - Contornos da distribuição de bolhas na seção de saída do cone divergente (WILSON et al., 2021).

3. MATERIAL E MÉTODOS

3.1. Avaliação teórica das grandezas hidráulicas

O sucesso de um tubo Venturi no processo de aeração depende da existência de uma pressão relativa negativa na “garganta” do dispositivo para que ocorra naturalmente a sucção do ar ou outros gases para dentro do circuito. A depender da potência disponibilizada ao sistema (P_B), do comprimento da tubulação que compõe o circuito (L) e do diâmetro dessa tubulação (D), pode ocorrer de não existir as condições fluidodinâmicas favoráveis para gerar o vácuo e promover a respectiva sucção dos gases para dentro do tubo Venturi.

Nesse aspecto, a fim de se estudar teórica e preliminarmente o efeito dessas variáveis (P_B , L , D) sobre a geração de vácuo na garganta de um tubo Venturi, foi proposto um circuito hidráulico contendo um tubo Venturi e sua representação genérica e esquemática é mostrada na Figura 3.1.

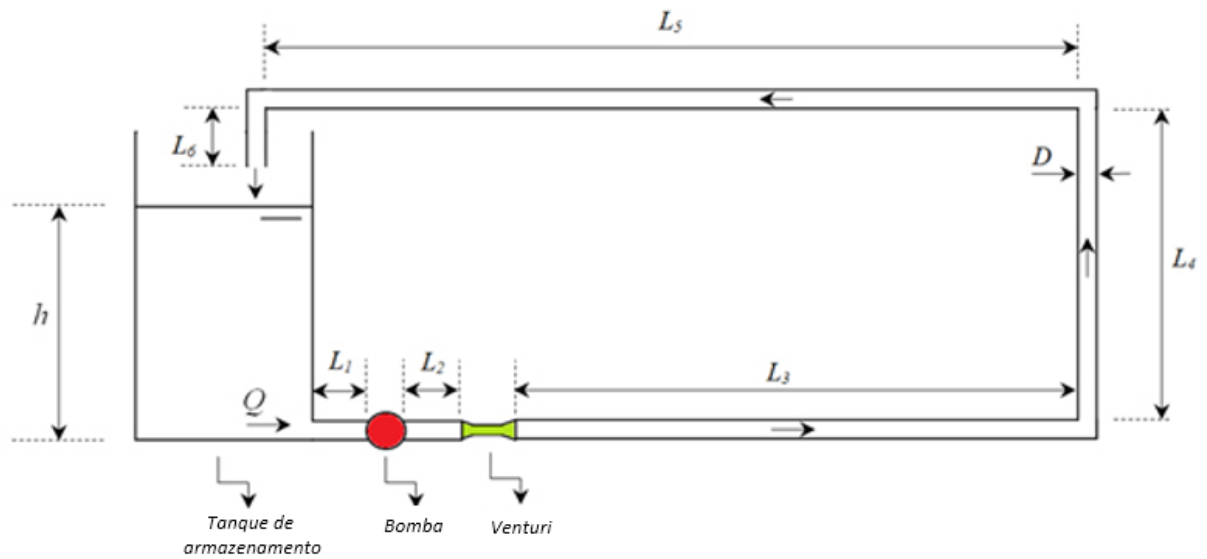


Figura 3.1 - Representação esquemática do circuito hidráulico contendo um tanque de armazenamento, uma bomba centrífuga, um tubo Venturi e uma tubulação de comprimento L ($L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6$) e diâmetro D .

As três variáveis foram estudadas em três níveis igualmente espaçados, sendo eles: potência da bomba P_B nos níveis de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ e $\frac{3}{4}$ hp, comprimento total da tubulação L (L_1 até L_6) nos níveis de 10, 20 e 30 m e o diâmetro da tubulação D nos níveis de 12,70 mm (0,5 in), 19,05 mm (0,75 in) e 25,4 mm (1 in). Os resultados obtidos pelo estudo teórico foram avaliados no *software* Statistica, através da matriz de planejamento do tipo 3^k (Tabela 3.1) e dos níveis de fatores utilizados (Tabela 3.2). Tais resultados foram avaliados para estudar os efeitos lineares, cruzados e quadráticos das variáveis P_B , L e D sobre a capacidade de geração de vácuo na garganta do tubo Venturi.

Tabela 3.1 – Matriz de Planejamento do tipo 3^k para o estudo teórico dos efeitos das variáveis P_B , L e D sobre a geração de vácuo na garganta do tubo Venturi.

	N	P_B (-)	L (-)	D (-)	N	P_B (-)	L (-)	D (-)
1		-1	-1	-1	15	0	0	1
2		-1	-1	0	16	0	1	-1
3		-1	-1	1	17	0	1	0
4		-1	0	-1	18	0	1	1
5		-1	0	0	19	1	-1	-1
6		-1	0	1	20	1	-1	0
7		-1	1	-1	21	1	-1	1
8		-1	1	0	22	1	0	-1
9		-1	1	1	23	1	0	0
10	0	-1	-1	-1	24	1	0	1
11	0	-1	0	0	25	1	1	-1
12	0	-1	1	1	26	1	1	0
13	0	0	-1	-1	27	1	1	1
14	0	0	0	0				

Tabela 3.2 - Níveis dos fatores que compõem o planejamento 3^k .

Nível	P_B (hp)	L (m)	D (mm)
-1	$\frac{1}{4}$	10	12,70
0	$\frac{1}{2}$	20	19,05
1	$\frac{3}{4}$	30	25,40

As equações de codificação para a pressão da bomba (X_1), comprimento da tubulação (X_2) e diâmetro da tubulação (X_3) estão apresentadas nas Equações (3.1), (3.2) e (3.3), respectivamente.

$$X_1 = \frac{(P_B - 0,5)}{0,25} \quad (3.1)$$

$$X_2 = \frac{(L - 20)}{10} \quad (3.2)$$

$$X_3 = \frac{(D - 19,05)}{6,35} \quad (3.3)$$

Para esse estudo preliminar e teórico, utilizou-se um tubo Venturi com a razão do diâmetro da garganta pelo diâmetro da tubulação (β) no valor de 0,5, sendo essa razão considerada um valor crítico e utilizada por possuir diversas condições nas quais não se proporciona aeração, possibilitando, assim, uma melhor avaliação das variáveis operacionais. Abaixo desse valor de β , a avaliação se torna inviável devido a quase todas as condições do planejamento possibilitarem aeração. Ademais, foram admitidas as seguintes hipóteses:

- As perdas de carga localizadas foram consideradas (Tubo Venturi, restrição da passagem da água do tanque para a entrada da tubulação e joelhos 90°);
- a tubulação foi considerada lisa, com rugosidade (ϵ) igual a 0;
- a altura do líquido no tanque (h) foi mantida em 50 cm para todas as avaliações;
- todos os fluidos (água e ar) foram considerados à temperatura constante de 20°C;
- o comprimento da tubulação à montante do tubo Venturi (L_1+L_2) representa 5% do comprimento total (L);
- a pressão atmosférica foi considerada constante e igual a 101325 Pa;
- o sistema opera em estado estacionário (vazão constante).

Na representação esquemática descrita na Figura 3.1, foram determinadas teoricamente as seguintes grandezas:

- A vazão volumétrica de água (Q) que poderia circular pelo sistema em função das informações apresentadas na matriz de planejamento (Tabela 3.1);
- a pressão absoluta à montante do Tubo de Venturi para cada uma das N condições operacionais da Matriz de Planejamento;
- a pressão absoluta na garganta do Tubo de Venturi para cada uma das 27 condições operacionais da Matriz de Planejamento;
- as condições operacionais N (Tabela 3.1) que proporcionaram condições favoráveis de aeração pelo tubo Venturi;
- a vazão volumétrica de ar (Q_{ar}) succionada pelo Tubo de Venturi nas condições operacionais que proporcionam aeração. Neste aspecto, uma tubulação lisa de 5 mm de diâmetro foi considerada para a realização dos cálculos.

Recapitulando a Figura 3.1 sob a forma da Figura 3.2, os pontos 1, 2, 3 e 4 foram escolhidos em posições estratégicas, a fim de possibilitar, pela Equação de Bernoulli, a estimativa da vazão volumétrica e das pressões requeridas em face das condições operacionais da matriz de planejamento (Tabela 3.1).

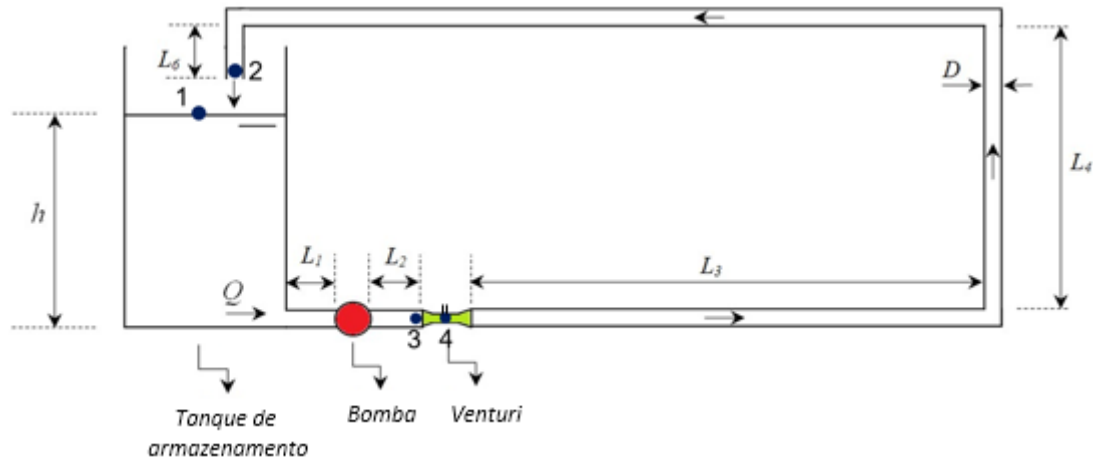


Figura 3.2 - Definição dos pontos para aplicação da Equação de Bernoulli: (1) nível do tanque aberto à pressão atmosférica, (2) descarga do líquido da tubulação para o tanque, (3) conexão entre a tubulação e a montante do tubo Venturi e (4) garganta do tubo Venturi.

A aplicação da Equação de Bernoulli entre os pontos 1 e 2, mencionados anteriormente, gerou a expressão representada pela Equação (3.4).

$$\frac{P_1}{\rho_{\text{água}}g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H_B = \frac{P_2}{\rho_{\text{água}}g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_C \quad (3.4)$$

sendo P a pressão absoluta (N/m^2); v a velocidade média de escoamento do fluido na tubulação (m/s); $\rho_{\text{água}}$ a densidade absoluta da água (kg/m^3); g a aceleração gravitacional (m/s^2); z a cota topográfica (m); H_B a carga fornecida pela bomba ou altura manométrica; h_C a perda de carga ou de energia total (m).

Considerando que os pontos 1 e 2 estão abertos à pressão atmosférica, que o sistema opera em estado estacionário (nível do tanque constante; vazão constante) e as cotas praticamente são coincidentes, pôde-se simplificar a Equação (3.4) para o formato apresentado na Equação (3.5).

$$H_B = \frac{v_2^2}{2g} + h_C \quad (3.5)$$

Segundo Cremasco (2014), a potência da bomba relaciona-se com a carga fornecida ou altura manométrica, de acordo com a Equação (3.6).

$$H_B = \frac{P_B}{\rho_{\text{água}} g v_2 \frac{\pi D^2}{4}} \quad (3.6)$$

sendo P_B a potência da bomba; Q a vazão volumétrica da água que escoou pelo circuito hidráulico.

A perda de carga total (h_C) representa a soma das perdas de carga localizada (h_{CL}) e distribuída (h_{CD}), as quais são apresentadas na forma das Equações (3.7) e (3.8), respectivamente.

$$h_{CL} = K_s \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.7)$$

$$h_{CD} = f \frac{L}{D} \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.8)$$

sendo K_s o coeficiente de perda do acessório (adimensional); f o fator de atrito ou de cisalhamento (adimensional); L o comprimento total da tubulação (m); D o diâmetro da tubulação (m); v a velocidade média do fluido (m/s) e g a aceleração gravitacional (m/s^2).

O fator de atrito (f) pode ser determinado pela equação de Colebrook-White, conforme Equação (3.9) (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2014).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (3.9)$$

sendo ε/D a rugosidade relativa da tubulação (adimensional); Re o número de Reynolds (adimensional).

Para resolver a Equação (3.9), que é uma equação não-linear em relação a f , foi implementada uma função na linguagem VBA (*Visual Basic for Applications*), que recebe

como argumentos o número de Reynolds, a rugosidade e o diâmetro tubulação e retorna o fator de atrito. O código dessa função é apresentado no APÊNDICE A.

A partir das informações anteriores, a Equação (3.5) pôde ser reescrita na forma da Equação (3.10), sendo o $K_{\text{restrição}}$ referente à passagem do fluido do tanque para a tubulação.

$$\frac{P_B}{\rho_{\text{água}} g Q} = \frac{v_2^2}{2g} + (3K_{\text{cotovelo}} + K_{\text{restrição}} + K_{\text{Venturi}}) \frac{v_2^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.10)$$

É importante salientar que f é uma função do número de Reynolds e, portanto, é uma função da velocidade. Como todos os parâmetros, com exceção da velocidade, são fornecidos, a Equação (3.10) foi resolvida por meio da ferramenta *Solver* do *software* Excel®, que utiliza métodos numéricos para a solução de um sistema de equações não-lineares. Esta equação foi resolvida para cada uma das N condições operacionais propostas no problema. Portanto, na Tabela 3.3 encontram-se os valores dos parâmetros utilizados na metodologia descrita anteriormente.

Tabela 3.3 – Valores dos parâmetros utilizados na Equação (3.10) para estimativa da vazão volumétrica de água a 20°C.

Parâmetro	Valor	Unidade	Referência
$\rho_{\text{água}}$	998,23	kg/m ³	GEANKOPLIS, 1993
$\mu_{\text{água}}$	1,005.10 ⁻³	Pa.s	GEANKOPLIS, 1993
g	9,81	m/s ²	-
K_{cotovelo}	0,90	-	CARVALHO, 1999
$K_{\text{restrição}}$	0,50	-	CARVALHO, 1999
K_{Venturi}	0,46	-	FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2014 ²

Finalmente, após a solução numérica da Equação (3.10) para cada uma das N condições operacionais da matriz de planejamento, obteve-se a vazão volumétrica da água por meio da Equação (3.11).

$$Q_{\text{água}} = \frac{\pi D^2}{4} v_2 \quad (3.11)$$

Por sua vez, a pressão à montante do tubo Venturi pôde ser calculada a partir da aplicação da equação de Bernoulli entre os pontos 1 e 3 da Figura 3.2, conforme apresenta

² Média dos valores máximo e mínimo de uma contração/expansão suave para $\beta = 0,5$. Os valores foram retirados de Fox; Pritchard; McDonald (2014).

Equação (3.12), haja vista que neste momento já se conhece a velocidade média do fluido à montante do tubo Venturi ($v_3 = v_2$).

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H_B = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} + z_3 + h_C \quad (3.12)$$

Entre os pontos 1 e 3, a perda de carga total pode ser representada pela Equação (3.13).

$$h_C = K_{\text{restrição}} \frac{v_3^2}{2g} + f \frac{(L_1 + L_2)}{D} \frac{v_3^2}{2g} \quad (3.13)$$

Desta maneira, a pressão absoluta do fluido à montante do tubo Venturi (P_3), pôde ser calculada pela Equação (3.14), substituindo as Equações (3.5) e (3.13) e na Equação (3.12).

$$P_3 = \left(\frac{P}{\rho g} + h + H_B - \frac{v_3^2}{2g} - \frac{D}{2} \cdot K_{\text{restrição}} \cdot f \frac{5L}{100D} \frac{v_3^2}{2g} \right) \rho g \quad (3.14)$$

Finalmente, a partir do conhecimento da pressão absoluta do ponto 3 oriundo da etapa anterior e aplicando a equação de Bernoulli entre os pontos 3 e 4 da Figura 3.2, pôde-se estimar a pressão absoluta na garganta do tubo Venturi (P_4) por meio da Equação (3.15), haja vista existir uma relação entre v_3 e v_4 pela lei de conservação da massa de fluido ($v_3 = \beta^2 v_4$).

$$\frac{P_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} + z_3 = \frac{P_4}{\rho g} + \frac{v_4^2}{2g} + z_4 + h_C \quad (3.15)$$

Entre os pontos 3 e 4 Figura 3.2, a perda de carga total deve-se apenas à perda de carga localizada no tubo de Venturi, conforme a Equação (3.16).

$$h_C = K_{\text{Venturi}} \frac{v_3^2}{2g} \quad (3.16)$$

Assim, a partir da Equação (3.15), pôde-se calcular a pressão absoluta do fluido na garganta do tubo Venturi, mediante isolamento da grandeza P_4 , conforme ilustra a Equação (3.17).

$$P_4 = P_3 + \frac{\rho v_3^2}{2} \left(1 - \frac{1}{\beta^4} - K_{\text{Venturi}} \right) \quad (3.17)$$

3.1.1. Cálculo da vazão volumétrica de ar nas condições operacionais em que ocorre a aeração

Para as condições operacionais em que a pressão da garganta é menor que a pressão atmosférica ($P_g < P_{atm}$), certamente ocorre uma sucção do ar atmosférico para o interior do Tubo de Venturi, conforme situação representada esquematicamente pela Figura 3.3.

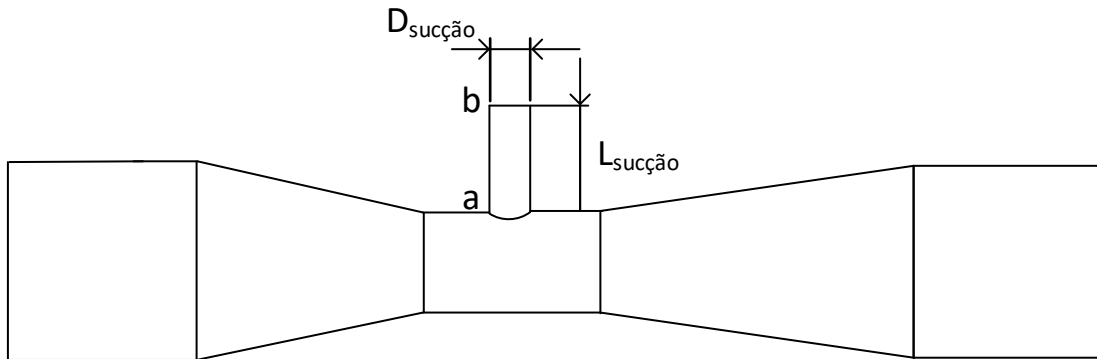


Figura 3.3 - Configuração do sistema nas condições operacionais que ocorria o processo de aeração.

Nesta configuração, a equação de Bernoulli foi aplicada entre os pontos a e b, de modo a obter-se a Equação (3.18).

$$\frac{P_a}{\rho_{ar}g} + \frac{v_a}{2g} + z_a + h_C = \frac{P_b}{\rho_{ar}g} + \frac{v_b}{2g} + z_b \quad (3.18)$$

Como não há alteração na área da seção transversal do tubo de sucção ($v_a = v_b$), a Equação (3.18) se reduziu à Equação (3.19)

$$\frac{P_a}{\rho_{ar}g} + L_{\text{sucção}} + h_C = \frac{P_b}{\rho_{ar}g} \quad (3.19)$$

A perda de carga h_C é de natureza distribuída e pôde ser estimada pela Equação (3.20), na qual o fator de atrito foi calculado em conformidade com as propriedades físicas do ar a

25 °C (ρ_{ar} de 1,19 kg/m³ e μ_{ar} de 1,84.10⁻⁵ Pa.s), de acordo com Fox, Pritchard e Mcdonald (2014), e das características geométricas do sistema de sucção, através da Equação (3.9).

$$h_C = f \frac{L_{\text{sucção}}}{D_{\text{sucção}}} * \frac{v_a^2}{2g} \quad (3.20)$$

Considerando que a Equação (3.20) não possui solução analítica, a velocidade média do ar succionado pela garganta do tubo Venturi (v_a) foi estimada numericamente pela ferramenta *Solver* disponível no Excel[®]. A partir do conhecimento da velocidade média do ar no duto de sucção, pôde-se prontamente estimar a vazão volumétrica de gás succionada pelo Tubo Venturi, nos termos da Equação (3.20).

$$Q_a = \frac{\pi D_{\text{sucção}}^2}{4} * v_a \quad (3.21)$$

3.2. Descrição da unidade experimental

O presente trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Hidráulica da Faculdade de Engenharia Civil (FECIV), no Bloco 1Y, localizado no *Campus* Santa Mônica da Universidade Federal de Uberlândia. A unidade experimental de aeração montada e utilizada para os ensaios experimentais está apresentada na Figura 3.4.

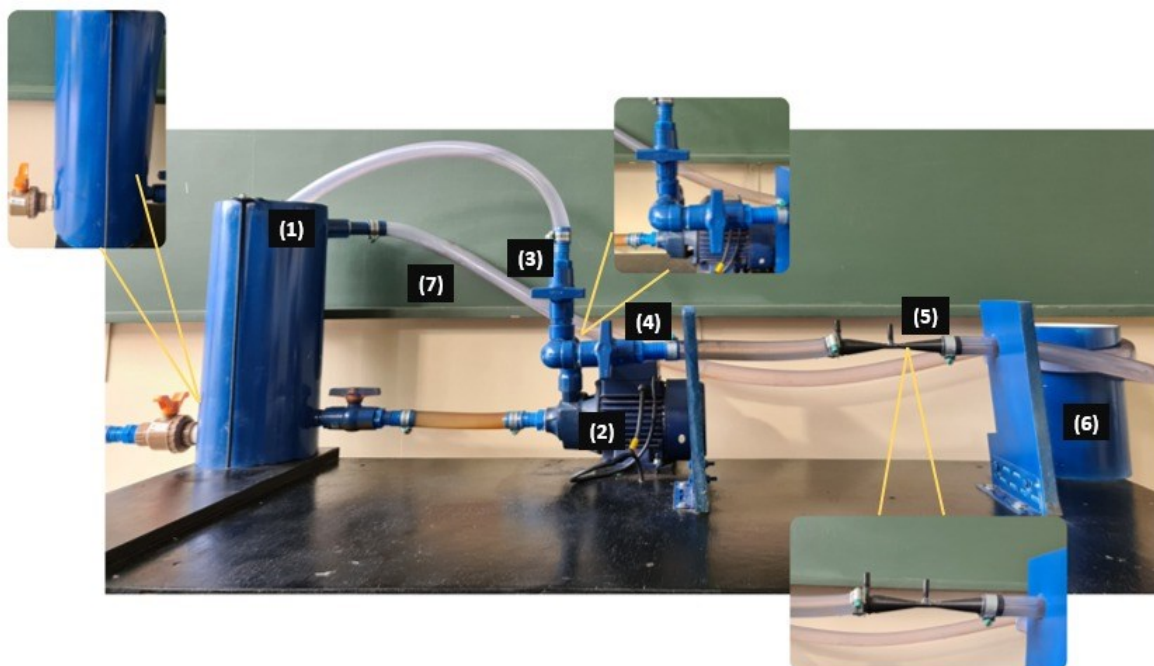


Figura 3.4 - Unidade experimental montada para os testes experimentais de aeração.

A unidade experimental, apresentada na Figura 3.4, era composta por:

- (1) um tanque de armazenamento;
- (2) uma bomba centrífuga;
- (3) uma linha de *by-pass* com uma válvula esfera de PVC com 25,40 mm (1 in);
- (4) uma válvula tipo esfera de PVC de 25,40 mm (1 in) conectada à bomba na linha de alimentação do Venturi;
- (5) um tubo de Venturi com diâmetro interno, no início da convergência e final da divergência, fixo e igual a 21 mm (aproximadamente 3/4 in). As alterações nos diâmetros da garganta fizeram com que fosse possível avaliar diversas razões β ;
- (6) um suporte em PVC para comportar as voltas do duto flexível de plástico;
- (7) duto flexível de plástico com 25,40 mm (1 in) de diâmetro.

O tanque de armazenamento utilizado para o fornecimento de água ao sistema hidráulico tinha formato cilíndrico em PVC, com um volume total de aproximadamente 9,36 L. Esse tanque possuía uma saída de 25,40 mm (1 in) na parte inferior, conectada através de uma mangueira cristal à bomba centrífuga, outra saída de 25,40 mm (1 in) na parte inferior para esgotamento rápido da unidade e, por fim, uma entrada de 25,40 mm (1 in) localizada na parte superior que recebia a água da linha principal. Detalhes do tanque utilizado para o fornecimento de água são apresentados na Figura 3.5.



Figura 3.5 - Tanque utilizado para o fornecimento de água ao sistema.

A bomba centrífuga utilizada nos experimentos era da marca Eletroplas, modelo ICS-100B, com potência de 1 hp e vazão máxima de 3,0 m³/h (Figura 3.6), responsável pela recirculação de água pela linha em que o tubo Venturi estava instalado.



Figura 3.6 - Bomba centrífuga utilizada para recirculação de água do sistema.

3.2.1. Tubo de Venturi

Os tubos Venturi utilizados tinham o parâmetro β equivalente a 0,2; 0,3; 0,4 e 0,5. Os mesmos foram fabricados através de um processo de impressão 3D com material plástico PETG (polietileno tereftalato de etileno glicol) por meio de uma empresa terceirizada. Tais razões geométricas entre o diâmetro da garganta e da entrada foram escolhidas devido à amplitude da faixa de valores de queda de pressão obtidos pelos elementos primários.

Os elementos primários foram projetados em 3D no *software* SolidWorks de acordo com as dimensões apresentadas nos desenhos esquemáticos das Figuras 3.7, 3.8, 3.9 e 3.10. Utilizou-se 6 mm de diâmetro interno nas espigas, utilizadas como tomadas para aferição da pressão utilizando um manômetro, acopladas ao tubo, exceto para a conectada à garganta tubo Venturi de $\beta = 0,2$, em que tal valor foi de 4 mm de diâmetro.

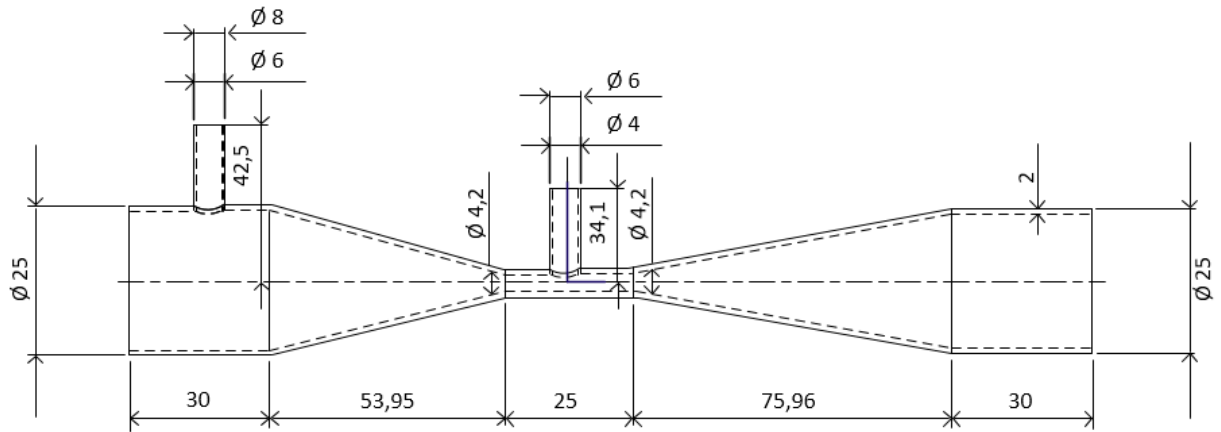


Figura 3.10 - Desenho esquemático do Venturi com $\beta = 0,2$.

A Figura 3.11 exibe uma vista frontal do modelo construído no SolidWorks, exemplificado para um tubo Venturi com $\beta = 0,4$ para evidenciar os detalhes da construção. Houve a utilização de uma parede de 2 mm de espessura para suportar as pressões do sistema e evitar vazamentos ou rompimentos com a passagem do fluido nessa região. As impressões propriamente ditas para todas as quatro geometrias ($\beta = 0,2$; 0,3; 0,4 e 0,5), podem ser visualizadas na Figura 3.12.

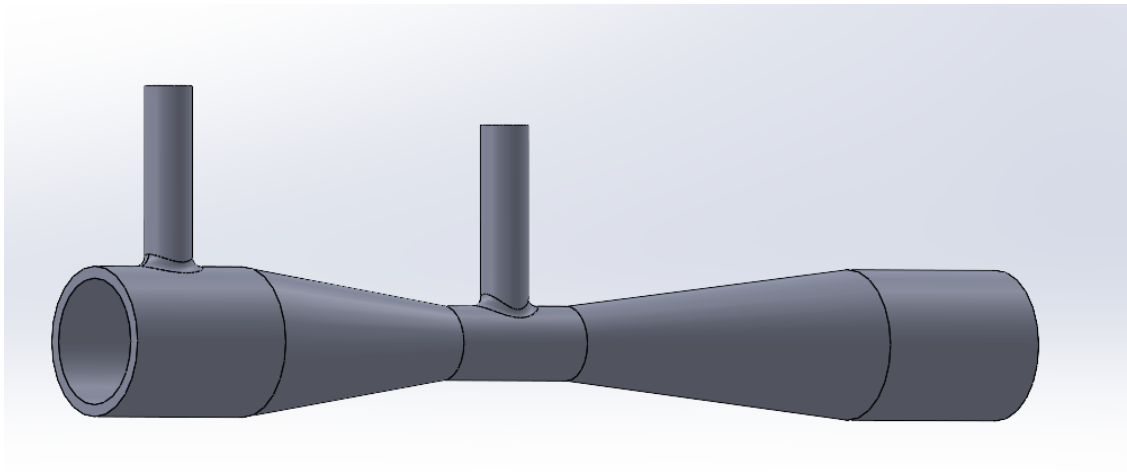


Figura 3.11 - Desenho 3D do Venturi com $\beta = 0,4$ no *software* SolidWorks.

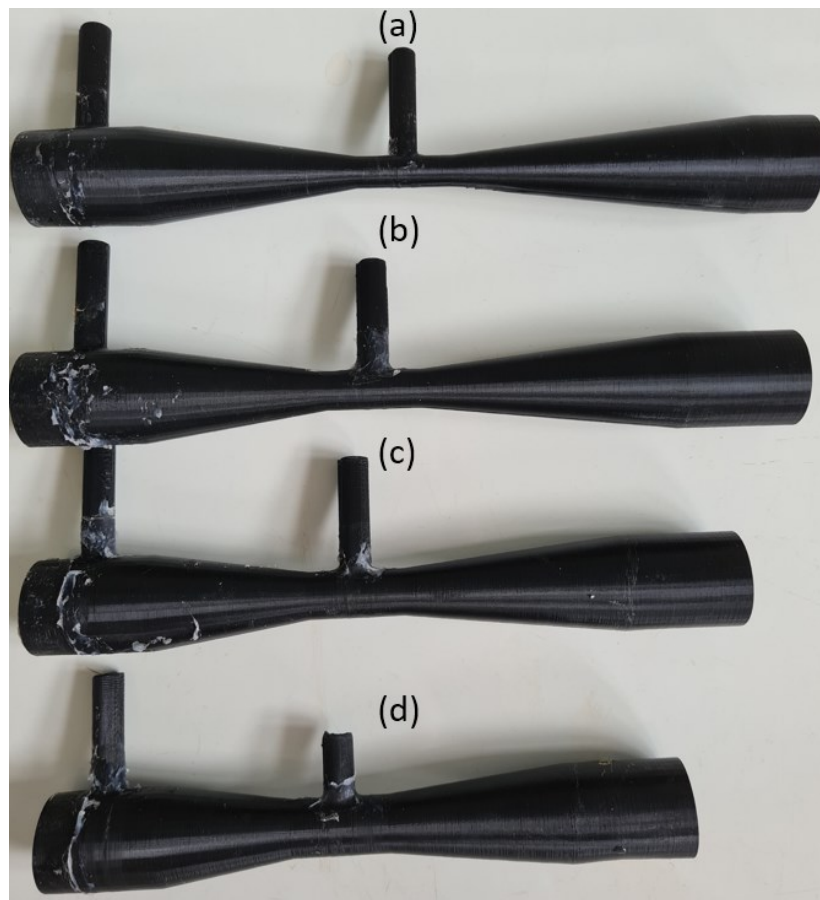


Figura 3.12 - Impressões 3D realizadas para os $\beta =$ (a) 0,2; (b) 0,3; (c) 0,4 e (d) 0,5.

3.2.2. Manômetro diferencial

O manômetro diferencial em formato de U, com cada braço contendo 1,60 m de altura (Figura 3.13) e contendo mercúrio como fluido manométrico, foi utilizado para a avaliação da queda de pressão entre a montante e a garganta do tubo Venturi mediante conexão com um tubo flexível de plástico.



Figura 3.13 - Manômetro diferencial utilizado para avaliação da queda de pressão no tubo Venturi.

3.2.3. Determinação da Curva Característica dos tubos Venturi

Inicialmente, para avaliação da queda de pressão em função da vazão volumétrica de cada tubo Venturi, realizou-se o preenchimento do tanque de armazenamento com água proveniente da rede pública de abastecimento. Com o nível de água desejado no tanque, ligou-se a bomba com o *by-pass* todo aberto e a válvula esfera conectada na linha do tubo Venturi totalmente fechada. Mediante a manipulação conjunta das válvulas de *by-pass* e linha principal, foi possível escoar diferentes vazões volumétricas pelo tubo Venturi. Para todos os casos, teve-se o cuidado de verificar se o tubo conectado à montante estava totalmente preenchido com água. Por outro lado, no caso do tubo flexível conectado à espiga da garganta do tubo Venturi, devido à sucção de ar ocasionada pelo vácuo, era observado que ele não ficava totalmente preenchido com água. Porém, tal particularidade foi levada em consideração nos cálculos de estática de fluidos.

A vazão volumétrica que escoava pelo tubo Venturi foi estimada com o auxílio uma proveta graduada de 2 L e um cronômetro, de modo que coletas feitas em triplicata eram

realizadas com um duto flexível de plástico conectado à descarga da linha principal para o tanque de armazenamento.

Para a estimativa da queda de pressão sofrida pelo tubo Venturi em função de cada vazão volumétrica que por ele escoava, utilizou-se uma configuração de manômetro conforme representação esquemática descrita na Figura 3.14 e Equação (3.22), cuja respectiva dedução encontra-se no APÊNDICE B. A conformação apresentada na Figura 3.14 foi exatamente aquela observada durante os ensaios de determinação das curvas características em cada um dos dispositivos.

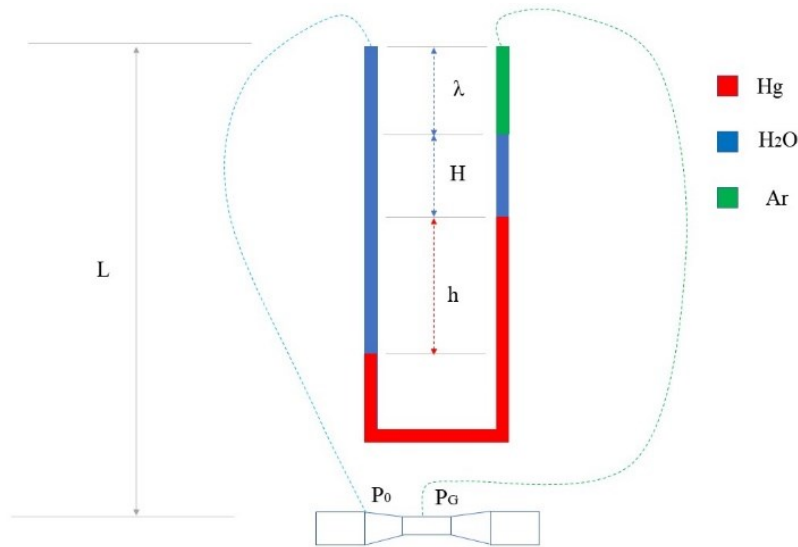


Figura 3.14 - Esquema apresentando o manômetro conectado ao Venturi.

$$P_0 - P_G = \rho_{\text{Hg}}gh + \rho_{\text{H}_2\text{O}}g(L-h-\lambda) \quad (3.22)$$

sendo P_0 a pressão à montante ao tubo Venturi em Pa; P_G a pressão na garganta do tubo Venturi em Pa; ΔP a queda de pressão obtida em Pa; ρ_{Hg} a densidade do mercúrio a 25°C em kg/m³; $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ a densidade da água a 25°C em kg/m³; g a aceleração da gravidade em m/s²; L a altura entre o Venturi e o manômetro em m; h a altura da coluna de Hg em m; λ a altura da coluna de ar presente no braço do manômetro conectado à garganta em m.

3.2.4. Medidor de oxigênio dissolvido

Para a avaliação da quantidade de oxigênio dissolvido (OD) no tanque de armazenamento durante os testes de aeração, utilizou-se um aparelho medidor de oxigênio da marca Hanna, mostrado na Figura 3.15, modelo HI9146 com resolução de OD no valor de 0,01 mg/L e faixa de OD entre 0,00 e 45,00 mg/L. A sonda era mergulhada em uma solução eletrolítica, modelo HI7041S, dentro de uma membrana, sendo assim, separada do meio externo. O oxigênio presente no meio líquido se difundia em contato com a membrana e, ao passar por um cátodo de potencial elétrico constante, se reduzia eletroquimicamente gerando, assim, uma corrente elétrica (SALLA, 2002).



Figura 3.15 - Aparelho utilizado para avaliar a quantidade de oxigênio dissolvido.

3.3. Simulações numéricas de fluidodinâmica computacional

3.3.1. Regime permanente

Nos experimentos de obtenção da pressão diferencial (com o uso do manômetro diferencial) em função da vazão volumétrica de água, não foi realizada uma injeção de ar no sistema. Nesse sentido, as simulações para estimativa da pressão diferencial em apenas uma fase (sem injeção de ar) foram realizadas com o *software* Fluent 19.3. Para cada vazão volumétrica de água foi possível comparar, entre os dados experimentais e simulados, a queda de pressão na garganta do tubo Venturi.

Estas simulações prévias em regime permanente demandaram um menor custo computacional. Utilizando-se dos desenhos 3D do SolidWorks apresentados na seção 3.2.1 e adicionando um prolongamento de 60 mm após a saída do tubo Venturi para evitar fluxo reverso na saída, foi gerada uma malha hexaédrica no *software* Ansys 19.3 Meshing, com refino nas condições de contorno de entrada e saída para uma maior confiabilidade dos resultados obtidos, com aproximadamente $4,9 \cdot 10^5$ elementos, $5 \cdot 10^5$ nós e $1,5 \cdot 10^6$ faces em todas as razões β . A Figura 3.16 traz um exemplo de malha hexaédrica com β igual a 0,3 para a simulação em regime permanente.

Nessas simulações fluidodinâmicas, as condições de contorno foram:

- *Velocity inlet*: com velocidade definida na face de entrada, sendo utilizado os valores obtidos experimentalmente em todos os casos;
- *Pressure outlet*: com pressão de 101325 Pa definida na face de saída;
- *Wall* nas paredes com *no-slip conditions*.

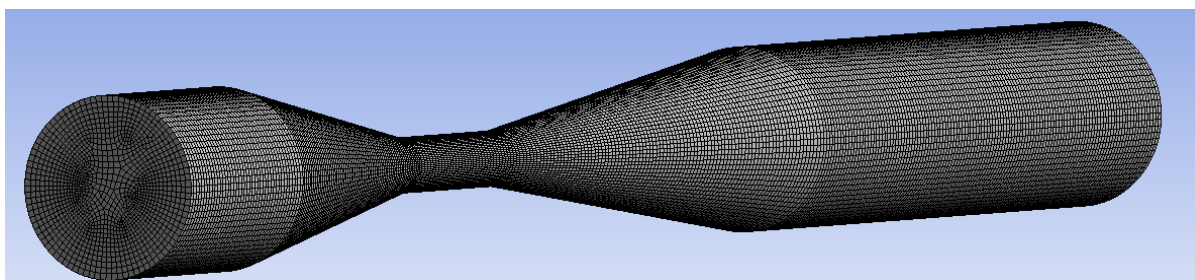


Figura 3.16 - Malha hexaédrica exemplificada ($\beta = 0,3$ para a simulação em regime permanente).

Mediante a malha gerada, utilizou-se o Fluent 19.3, em modo paralelo e *double precision*, para importar a malha e definir os parâmetros operacionais.

Na solução numérica foi utilizado o modelo multifásico *Mixture*, de acordo com Baylar et al. (2009), Abbasi et al. (2020) e Li et al. (2020), no qual uma única equação do movimento é utilizada para descrever a interação entre a fase líquida e gasosa, assumindo que não há uma interface entre as duas fases e que elas são interpenetrantes. Além disso, o modelo permite que as duas fases se movam em velocidades diferentes, sendo essas velocidades inferidas através da Equação da Continuidade, conforme descreve a Equação (3.23) (BAYLAR et al., 2009; GLOVER; GENERALIS; THOMAS, 2000).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_m u_{m,i}) = 0 \quad (3.23)$$

sendo ρ_m a densidade da mistura; $u_{m,i}$ a velocidade mássica média.

A Equação (3.24) apresenta a Equação do Movimento, em que no lado direito são computadas as forças atuantes na mistura de fases e inclui os efeitos de pressão, viscosidade, força gravitacional e interações interfase (GLOVER; GENERALIS; THOMAS, 2000).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_{m,j}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_m u_{m,i} u_{m,j}) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu_m \left(\frac{\partial}{\partial x_j} (u_{m,i}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_{m,j}) \right) + \rho_m g_j + F_j + \frac{\partial}{\partial x_i} \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k u_{Dk,i} u_{Dk,j} \quad (3.24)$$

sendo n o número de fases; μ_m a viscosidade da mistura; F a força de corpo; α_k é a fração de volume da fase k ; u_{Dk} a velocidade de deriva.

O modelo de turbulência utilizado foi o *Reynolds Stress Model* (RSM) padrão, de acordo com Manzano et al. (2016) e Muniz et al. (2015) que, apesar do maior custo computacional que o modelo κ - ϵ , apresentou melhor convergência para os resultados obtidos. Outros parâmetros operacionais foram utilizados e apresentados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 – Parâmetros operacionais utilizados na solução numérica do escoamento nos tubos Venturi.

Parâmetro operacional	Configuração	Referência
Acoplamento pressão-velocidade	<i>SIMPLE</i> de primeira ordem	(BAL; MEIKAP, 2017; HUANG; LI; WANG, 2009; LI et al., 2020)
Esquemas de interpolação para o cálculo de pressões	<i>PRESTO!</i>	(ABBASI et al., 2020).
Fatores de relaxação	<i>Default</i>	(PERUMAL; KRISHNAN, 2013)

Por fim, os efeitos de gravidade foram desprezados devido ao Venturi estar na horizontal e a densidade do ar ser muito inferior à da água (GUERRA et al., 2012).

A partir das simulações, obteve-se os valores de pressão na entrada e na garganta do tubo Venturi mediante uma integral de superfície.

3.3.2. Regime transiente

O sucesso da etapa sem injeção de ar, ou seja, o bom ajuste entre diferença de pressão medida e simulada, deu confiabilidade para que novas simulações bifásicas fossem realizadas com a presença de ar succionado pelo vácuo da garganta dos tubos Venturi. Apesar de não terem sido coletadas imagens com câmeras de alta resolução, as simulações fluidodinâmicas certamente dão uma noção da distribuição de fases após a passagem da água pela garganta dos tubos Venturi.

Da mesma forma que o regime permanente descrito na seção 3.3.1, utilizou-se o Fluent 19.3 para visualizar a distribuição de fases ocasionada pela injeção de ar. A fim de garantir a estabilidade das simulações e convergência, o modelo 3D do tubo Venturi foi construído no Ansys 19.3 Design Modeler. Foi possível realizar uma divisão na geometria, imprescindível para a criação da malha híbrida (hexaédrica e tetraédrica), em quatro partes: seção convergente, garganta, espiga conectada à garganta e seção divergente.

À vista disso, por meio da geometria construída, a mesma foi importada no *software* Ansys 19.3 Meshing, onde foi desenvolvida a malha. Devido à geometria específica da garganta, haja vista a conexão de um tubo perpendicular à mesma, a malha foi tetraédrica, como mostra a Figura 3.17, ao invés de hexaédrica como para o restante da geometria. Estratégia similar foi adotada por Manzano et al. (2016). Realizou-se um refinamento nas três faces de entrada, no tubo conectado à garganta e na garganta, resultando em aproximadamente $5 \cdot 10^5$ elementos, $4,8 \cdot 10^5$ nós e $1,5 \cdot 10^6$ faces, exceto para o caso de β igual a 0,2, em que um refino maior foi necessário para a convergência dos resultados. Nesse sentido, para este caso, a malha gerada possuía um tamanho de $6,68 \cdot 10^5$ elementos, $6,18 \cdot 10^5$ nós e $1,95 \cdot 10^6$ faces.

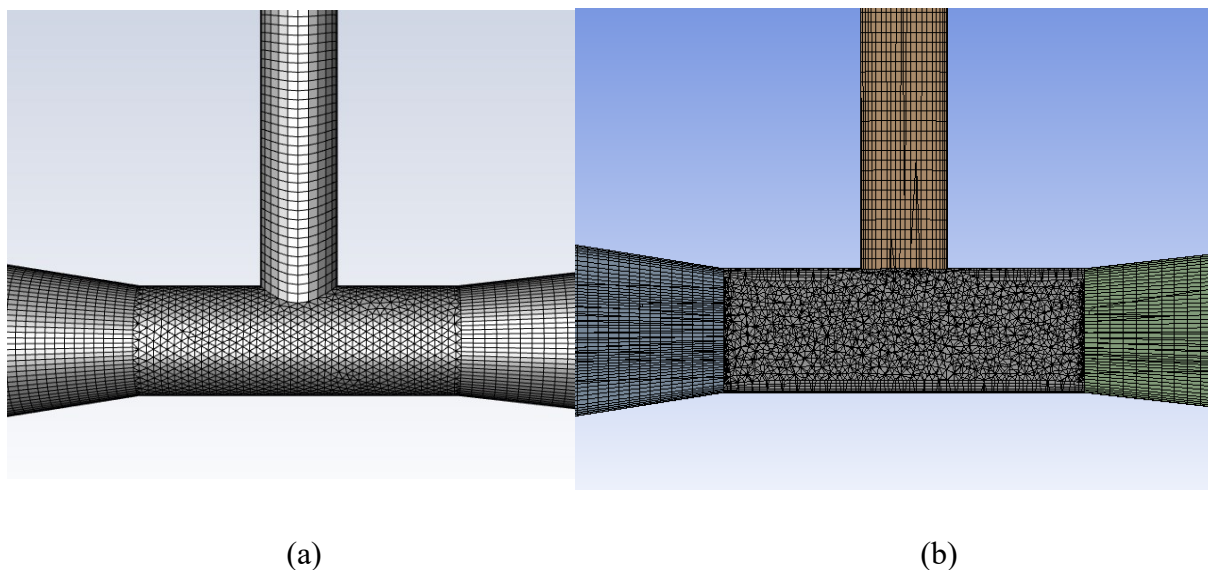


Figura 3.17 - Detalhe da malha híbrida gerada na garganta do Venturi exemplificada para $\beta = 0,4$. (a) visualização da mesma no Ansys Fluent 19.3 (b) visualização da mesma através de um corte longitudinal no Ansys 19.3 Meshing.

As condições de contorno para as simulações multifásicas e transientes foram:

- *Velocity inlet*: com velocidade definida na face de entrada para a água, sendo utilizado os maiores valores obtidos experimentalmente para cada β ;
- *Pressure outlet*: com pressão de 101325 Pa definida na face de saída;
- *Pressure inlet*: com fração de volume de ar igual a 1;
- *Wall* nas paredes com *no-slip conditions*.

Para a realização da solução numérica foram utilizados os mesmos parâmetros na configuração do Fluent apresentados na seção 3.3.1, à exceção de que nesse caso o regime de escoamento era transiente. Nessas simulações foram utilizadas 8000 iterações e um *time-step* de 1.10^{-4} s, sendo simulado 0,8 s, para todos os casos, de escoamento, sendo esse tempo suficiente para o sistema entrar em regime permanente, de modo que foi avaliado que a fração volumétrica de ar se manteve praticamente constante nesse estágio.

3.4. Determinação do coeficiente volumétrico de transferência de massa

3.4.1. Calibração do oxímetro

Para a determinação do coeficiente volumétrico de transferência de massa (K_{La}) para cada Venturi, executou-se inicialmente a calibração do oxímetro Hanna HI9146, de acordo com as recomendações técnicas do fabricante. A sonda foi limpa com água e seca com um papel

bem macio, para evitar quaisquer danos à membrana. Com a sonda limpa, inseriu-se o anel de vedação de borracha dentro da membrana e, em seguida, adicionou-se no compartimento uma solução eletrolítica (HI7041S). Com a solução dentro do compartimento da membrana, eram retiradas eventuais bolhas de ar por meio de leves toques na lateral da mesma. Em não havendo bolhas de ar no interior do compartimento, inseria-se a sonda no compartimento, conectando-a ao aparelho medidor (HANNA INSTRUMENTS INC., 2010).

Por instrução do manual do equipamento, aguardou-se, após ligar o equipamento, cerca de 15 min para que ele se estabilizasse. Após aguardar o tempo de estabilização, realizou-se a calibração pressionando-se a função CAL, checando se a unidade de medida estava em porcentagem de saturação, e, com a calibração realizada, inseriu-se uma proteção na sonda, para a proteção contra quaisquer danos direto à membrana (HANNA INSTRUMENTS INC., 2010).

Para evitar a possibilidade de entradas de bolhas de ar que iriam atrapalhar a aferição, envolveu-se uma rede em material de *nylon* externamente à proteção da sonda, como mostra a Figura 3.18. Durante as medidas experimentais, a sonda era deixada submersa no conteúdo do reservatório.



Figura 3.18 - Proteção da sonda envolvida por uma rede em *nylon*.

3.4.2. Processo de deaeração para início dos testes experimentais

Antes das medidas propriamente ditas com o processo de aeração em tubos Venturi, era necessária a deaeração do meio com sulfito de sódio (Na_2SO_3). O composto inorgânico possui a capacidade de remoção de oxigênio dissolvido presente no meio, sendo uma substância química segura, eficiente e acessível. A reação ocorrida no processo de deaeração é apresentada na Equação (3.25) (KWON; JEONG, 2019):



No processo de deaeração, utilizou-se sulfito de sódio na concentração de 0,42 g/L, diluindo-o por completo em um béquer antes de sua adição no reservatório. Após a realização da adição do sulfito de sódio no reservatório, ligou-se a bomba com o *by-pass* todo aberto e a válvula da linha principal toda fechada, a fim de evitar qualquer tipo de sucção de ar e promover a recirculação da água do reservatório por cerca de 3 a 4 min (SALLA, 2002) até que a concentração de oxigênio dissolvido atingisse, aproximadamente, 0,08 mg/L.

3.4.3. Aeração do sistema

Após o processo de deaeração com sulfito de sódio, abria-se a válvula esfera localizada antes do tubo Venturi e fechava-se por completo o *by-pass*. O sistema era deixado nessas condições por exatamente 15 min. Para a coleta das informações de oxigênio dissolvido em função do tempo, o *display* do oxímetro era posicionado ao lado do *display* do cronômetro, para que ambos fossem filmados com o auxílio de um celular. Após a realização dos experimentos, a estimativa do coeficiente volumétrico de transferência de massa foi calculada através da Equação (2.19) em sua forma linear, sendo o K_{La} obtido pelo coeficiente angular da reta.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. Avaliação teórica das grandezas hidráulicas

4.1.1. Estimativa da vazão volumétrica de água em função das características do sistema de aeração

As vazões volumétricas de água obtidas teoricamente, conforme condições operacionais da matriz de planejamento da seção 3.1, são apresentadas na Figura 4.1.

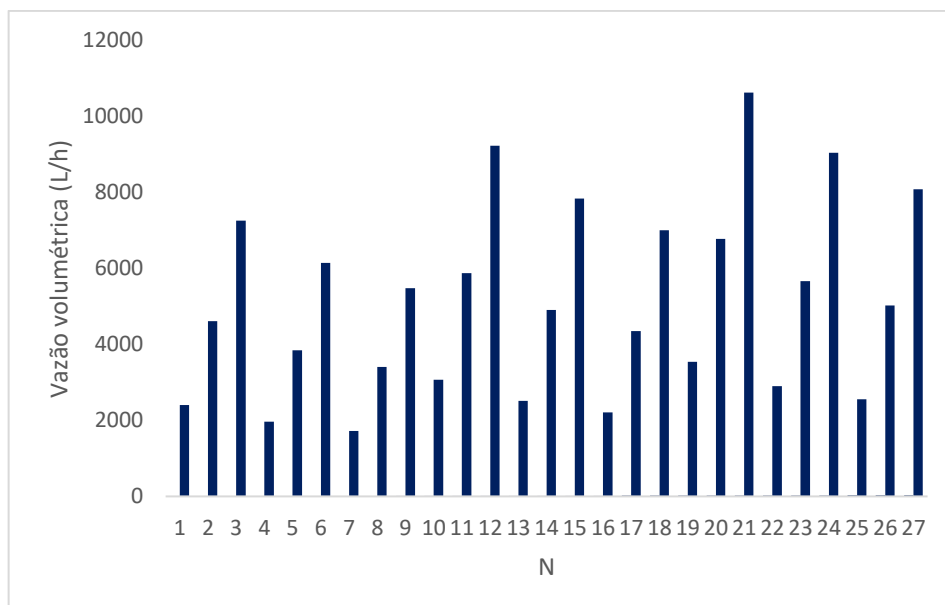


Figura 4.1 - Vazão volumétrica de água.

Nesse sentido, realizou-se um tratamento estatístico, através do *software* Statistica, para avaliar os efeitos lineares e quadráticos e qual variável teve maior impacto nos resultados de vazão volumétrica com um nível de confiança de 95%. Assim, os resultados com as variáveis que apresentaram efeitos significativos, com $p < 0,05$, são mostrados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Efeito das variáveis independentes para a resposta vazão de água.

Fatores	Efeito	Desvio padrão	p-valor
Média	5111,62	93,4	<0,0001
Potência da bomba (Linear)	1930,95	228,7	<0,0001
Comprimento tubulação (Linear)	-1504,48	228,7	<0,0001
Diâmetro tubulação (Linear)	5310,77	228,7	<0,0001

O coeficiente de determinação ajustado (R^2) obtido através da análise estatística para esse modelo foi de 0,97 e, a partir dos dados da Tabela 4.1, foi obtida uma equação para o modelo reduzido, com Q sendo a vazão volumétrica, X_1 a variável codificada referente à potência da bomba, X_2 referente ao comprimento da tubulação e X_3 ao diâmetro da tubulação, mostrada na Equação (4.1).

$$Q = 5111,62 + 1930,95X_1 - 1504,95X_2 + 5310,77X_3 \quad (4.1)$$

Em condições médias operacionais, observa-se, através da Equação (4.1), que a variável diâmetro da tubulação apresentou maior influência, sendo que seu efeito impacta diretamente no sistema, com um aumento nesse diâmetro de 12,70 mm (0,5 in) para 25,40 mm (1 in), obtém-se uma maior vazão volumétrica de água. A variável potência da bomba também impactou diretamente no sistema, porém, o diâmetro apresentou uma influência 2,75 vezes maior. Por outro lado, o comprimento da tubulação possui um efeito negativo na resposta, ao passo que com um aumento do mesmo, o valor obtido na resposta será reduzido.

Tais condições observadas teoricamente são esperadas à medida que se tem um maior diâmetro e um menor comprimento de tubulação, tem-se uma menor perda de carga no sistema e o fluido perde menos energia ao passar pela tubulação, reduzindo em menor valor sua velocidade quando comparada às condições de menor diâmetro e maior comprimento de tubulação. E, além disso, com uma maior potência da bomba, uma maior energia será fornecida

ao fluido para percorrer o sistema. Tal fato também pode ser observado analisando as superfícies de resposta mostradas nas Figuras 4.2 e 4.3.

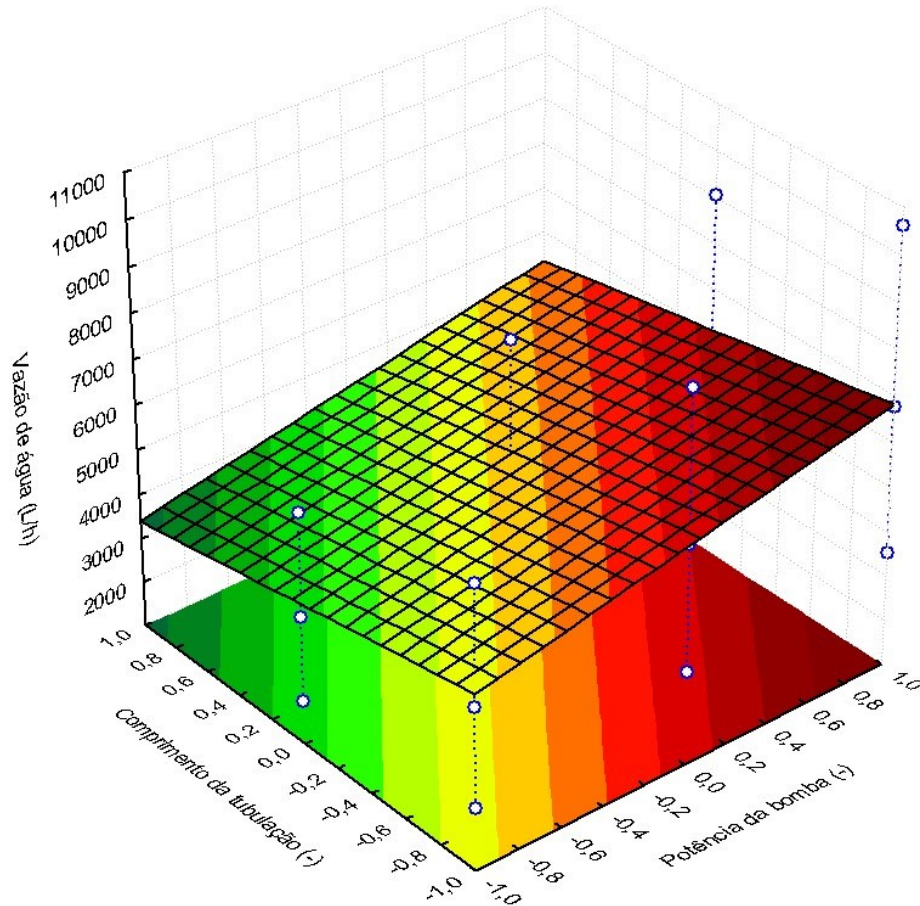


Figura 4.2 – Superfície de resposta para a vazão volumétrica de água em função da potência da bomba e comprimento da tubulação.

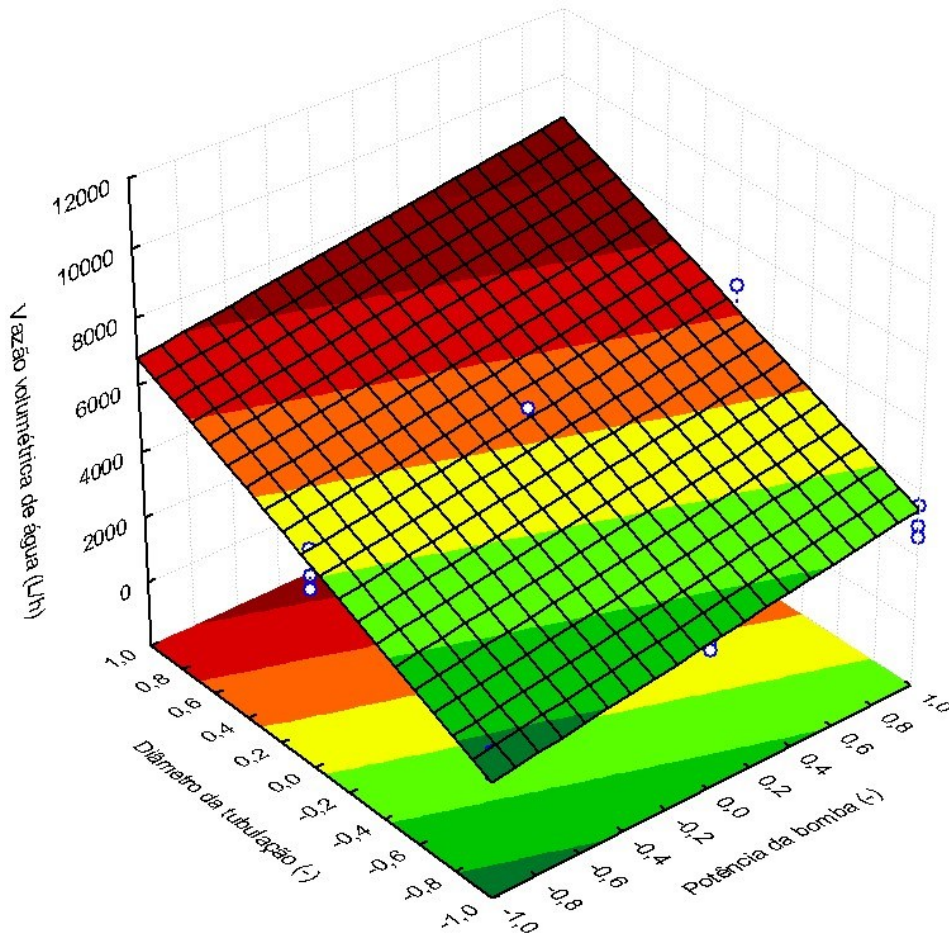


Figura 4.3 - Superfície de resposta para a vazão volumétrica de água em função da potência da bomba e diâmetro de tubulação.

A área vermelha representa a condição na qual se tem o maior valor obtido para a vazão volumétrica de água, em que se encontra no menor comprimento de tubulação e maior potência da bomba, na Figura 4.2, e na maior potência e maior diâmetro na Figura 4.3.

4.1.2. Pressão à montante do Venturi

Para a pressão à montante os resultados teóricos das 27 condições são mostrados na Figura 4.4.

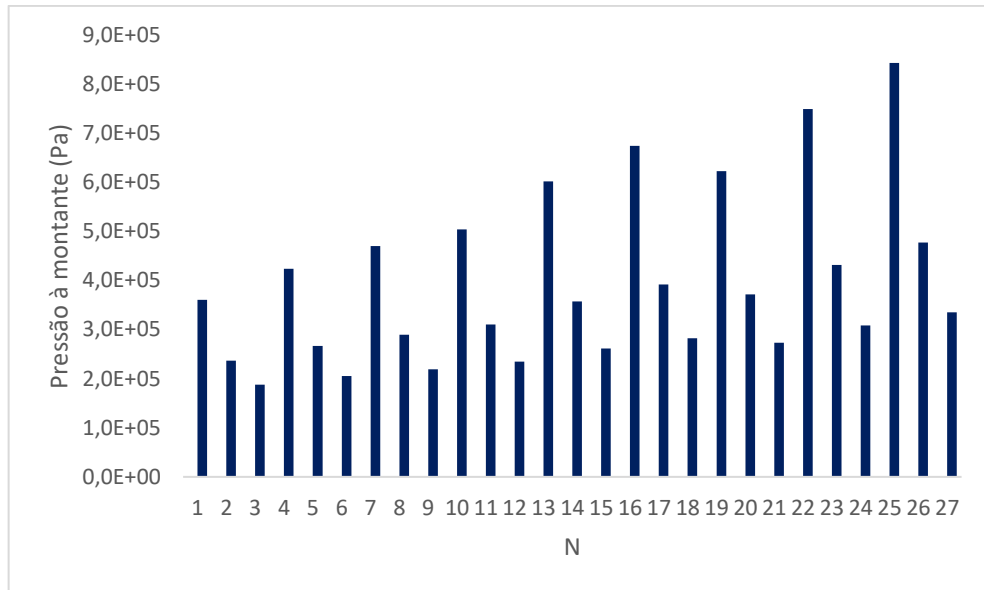


Figura 4.4 - Pressão absoluta à montante do tubo Venturi.

Da mesma forma que foi apresentado na seção 4.1.1, realizou-se uma análise estatística afim de determinar a influência de cada variável estudada. Assim, foram obtidos os dados apresentados na Tabela 4.2 com as variáveis significativas ao processo com um nível de confiança de 95%.

Tabela 4.2 - Efeito das variáveis independentes para a resposta pressão à montante.

Fatores	Efeito	Desvio padrão	p-valor
Média	396076	9605	<0,0001
Potência da bomba (Linear)	194948	23528	<0,0001
Comprimento tubulação (Linear)	97906	23528	0,0004
Diâmetro tubulação (Linear)	-327065	23528	<0,0001
Diâmetro tubulação (Quadrático)	-71749	20376	0,0019

O R^2 calculado através dessa análise foi de 0,93 e, para este caso, os efeitos lineares que apresentaram influência sobre a pressão à montante do tubo Venturi, com $p < 0,05$, foram os da potência da bomba, do comprimento e do diâmetro da tubulação, ao passo que apenas o diâmetro da tubulação apresentou efeito quadrático significativo. Além disso, foi possível obter uma equação para o modelo reduzido, apresentada na Equação (4.2), onde P_m representa a pressão absoluta à montante do tubo Venturi em Pascal.

$$P_m = 396076 + 194948X_1 + 97906X_2 - 327065X_3 - 71749X_3^2 \quad (4.2)$$

Tem-se, a partir da Equação (4.2), em condições operacionais médias, que o diâmetro da tubulação possui um efeito negativo na resposta para a pressão à montante, apresentando a maior influência das variáveis independentes, cerca de 1,7 vezes maior que a potência da bomba e 3,3 vezes maior que o comprimento da tubulação, sendo que quanto maior for seu valor, menor será o valor da pressão à montante. Em contrapartida, um aumento no comprimento da tubulação e um aumento da potência da bomba possui um efeito positivo nessa resposta.

Os resultados obtidos através dos cálculos teóricos são esperados devido à condição de menor diâmetro, maior comprimento de tubulação e maior potência de bomba estudados, apresentar a maior perda de carga, na condição em que o sistema fornece a maior resistência à passagem do fluido, aumentando, dessa forma, sua pressão. A Figura 4.5 apresenta a superfície de resposta com o diâmetro e potência, evidenciando tal fato.

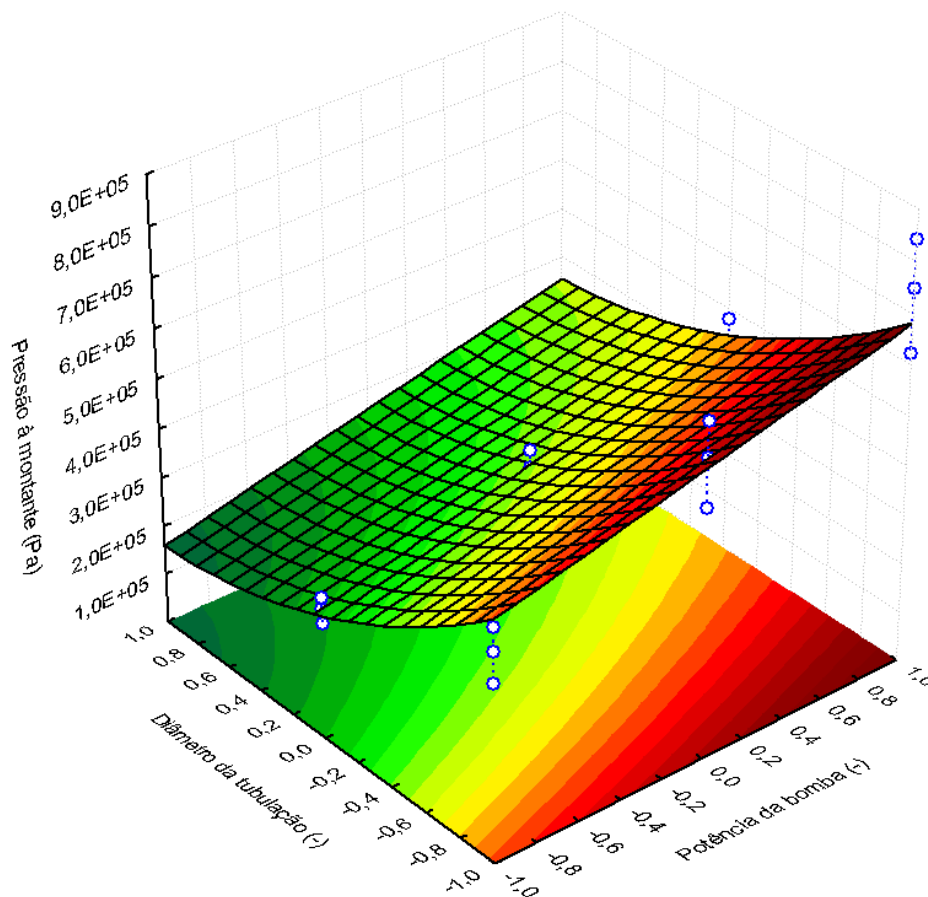


Figura 4.5 - Superfície de resposta para a pressão à montante em função da potência da bomba e diâmetro de tubulação.

O maior valor obtido para a pressão à montante, mostrado na região vermelha da Figura 4.5, foi obtido com o maior valor de potência da bomba e menor valor de diâmetro de tubulação.

4.1.3. Pressão na garganta do tubo de Venturi

Continuando a avaliação teórica das grandezas hidráulicas, no caso dos resultados para a pressão absoluta na garganta, os mesmos são apresentados na Figura 4.6.

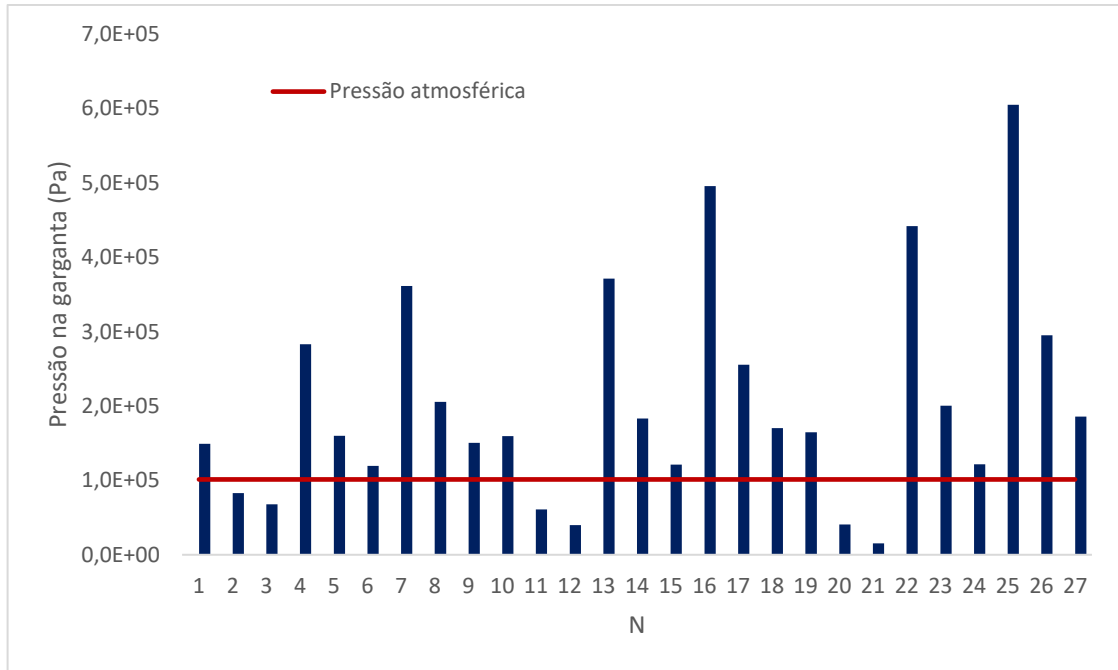


Figura 4.6 - Pressão absoluta na garganta do tubo de Venturi.

Assim como foi mostrado na seção 4.1.2, realizou-se uma análise estatística para o planejamento 3^k através da variável dependente pressão na garganta do Venturi. A Tabela 4.3 apresenta as variáveis independentes significativas com um nível de confiança de 95%.

Tabela 4.3 - Efeito das variáveis independentes para a resposta pressão na garganta.

Fatores	Efeito	Desvio padrão	p-valor
Média	204111	11883	<0,0001
Comprimento tubulação (Linear)	215977	29107	<0,0001
Diâmetro tubulação (Linear)	-226620	29107	<0,0001
Diâmetro tubulação (Quadrático)	-58605	25208	0,0293

Para este caso, o R^2 obtido foi de 0,84, e tanto o comprimento quanto o diâmetro da tubulação apresentaram uma maior influência, com $p < 0,05$, e a equação obtida para o modelo

reduzido é apresentada na Equação (4.3), onde P_g é a pressão absoluta na garganta do tubo de Venturi em Pascal.

$$P_g = 204111 + 215977X_2 - 226620X_3 - 58605X_3^2 \quad (4.3)$$

De acordo com a Equação (4.3), em condições operacionais médias, observa-se que o diâmetro da tubulação possui uma influência negativa e a maior, cerca de 1,04 vezes maior que o comprimento da tubulação, na variável dependente, logo, um aumento nesse valor fará com que a pressão na garganta reduza. Por outro lado, a variável independente comprimento da tubulação, possui um efeito positivo na variável dependente. Com um maior diâmetro e um menor comprimento de tubulação, tem-se uma menor perda de carga e uma maior vazão de água, conforme seção 4.1.1. Desse modo, com a maior vazão, obtém-se uma maior queda de pressão no sistema e, assim, uma menor pressão na garganta do Venturi. A superfície de resposta, apresentada na Figura 4.7, mostra tal fato.

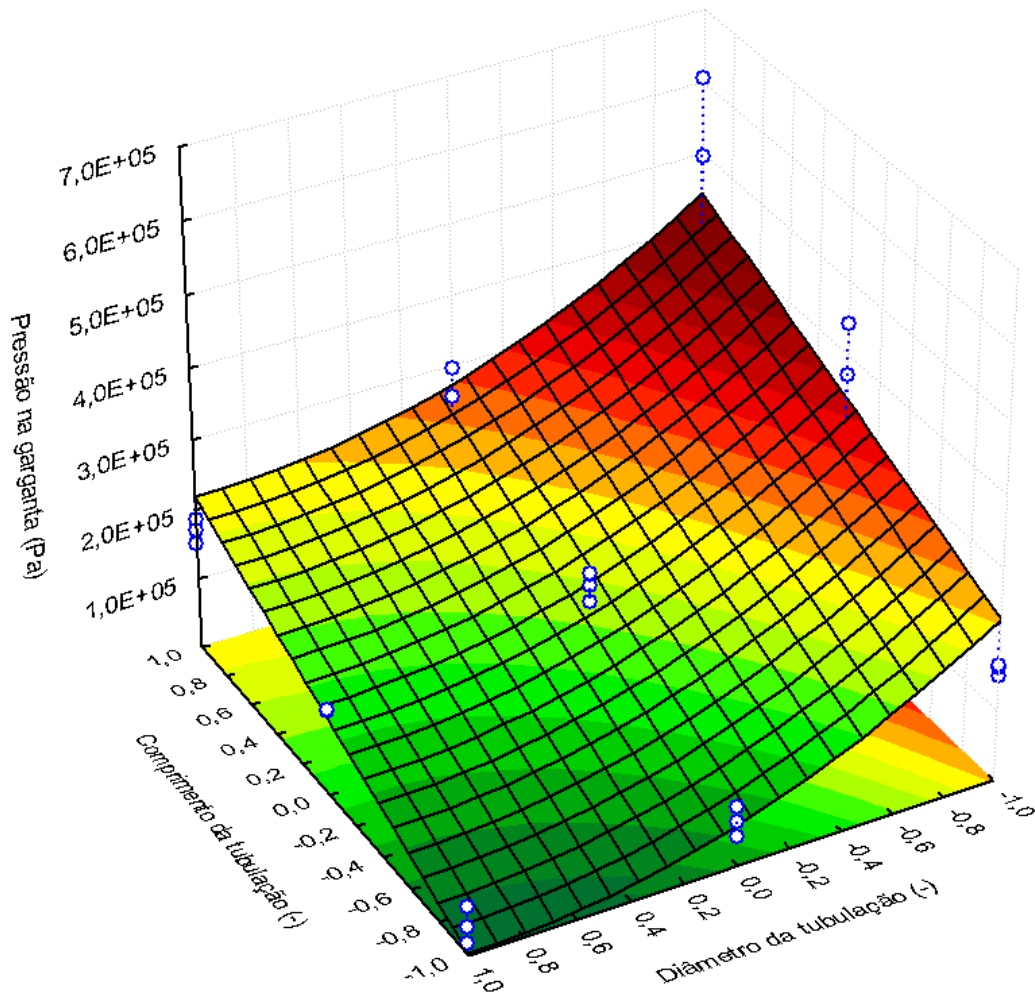


Figura 4.7 - Superfície de resposta para a pressão na garganta em função do comprimento e diâmetro da tubulação.

Observa-se, por meio da Figura 4.7, que o maior valor obtido para a pressão na garganta, foi para o caso em que se teve o menor valor no diâmetro e maior comprimento da tubulação.

4.1.4. Condições que proporcionam aeração.

A partir dos dados obtidos para a pressão na garganta do Venturi através dos cálculos teóricos, foram avaliadas as condições que proporcionaram aeração. As seis condições obtidas para a aeração são apresentadas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Condições que proporcionam aeração.

N	Pressão na garganta (Pa)	P_B [hp]	L [m]	D [mm]
2	83056	0,25	10	19,05
3	67888	0,25	10	25,40
11	61135	0,50	10	19,05
12	40069	0,50	10	25,40
20	40900	0,75	10	19,05
21	15558	0,75	10	25,40

Por meio da Tabela 4.4, observa-se que com uma pressão na garganta menor que o valor da pressão atmosférica tem-se uma sucção de ar no Venturi. Tem-se que tais condições ocorreram apenas no menor valor do comprimento de tubulação e apenas para os casos com 19,05 mm (0,75 in) e 25,40 mm (1 in) de diâmetro de tubulação. Nesses casos foram observados baixos valores de perda de carga e, por conta disso, maiores valores de vazão de água, sendo possível obter uma queda de pressão suficiente para que houvesse um valor menor que do que a pressão atmosférica. Observa-se também que, na condição de maior vazão de água, a qual fornece a maior queda de pressão, com o maior diâmetro, menor comprimento da tubulação e maior potência, teve-se a menor pressão na garganta.

4.2. Vazão volumétrica de ar succionado pelo tubo de Venturi

Calculou-se a vazão de ar nas condições que foi possível realizar a sucção e os resultados são mostrados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Velocidade e vazão volumétrica do ar nas condições de aeração.

N	P_B [hp]	L [m]	D [mm]	$Q_{\text{água}}$ [L/h]	Pressão na garganta (Pa)	v_{ar} [m/s]	Q_{ar} [L/h]
2	0,25	10	19,05	4612,1	83056	31,45	2223
3	0,25	10	25,40	7250,6	67888	44,54	3148
11	0,50	10	19,05	5877,3	61135	49,49	3498
12	0,50	10	25,40	9226,0	40069	62,96	4450
20	0,75	10	19,05	6771,2	40900	62,47	4415
21	0,75	10	25,40	10620,3	15558	76,25	5390

A partir da Tabela 4.5, analisa-se que na situação em que se teve a maior vazão de água, menor pressão na garganta e uma condição que favorecia uma baixa perda de carga, com o menor comprimento e maior diâmetro de tubulação, obteve-se a maior vazão de ar. Com um menor valor na pressão da garganta é esperado uma maior sucção de ar.

4.3. Curvas características dos Tubos Venturi

A partir da realização do procedimento descrito na seção 3.2.3, foi possível estimar a vazão ocasionada pela passagem de fluido por cada Venturi, bem como a queda de pressão proporcionada pelo escoamento, sendo os resultados apresentados na Figura 4.8. Os resultados completos estão no APÊNDICE D, em que são apresentadas as repetições das medidas.

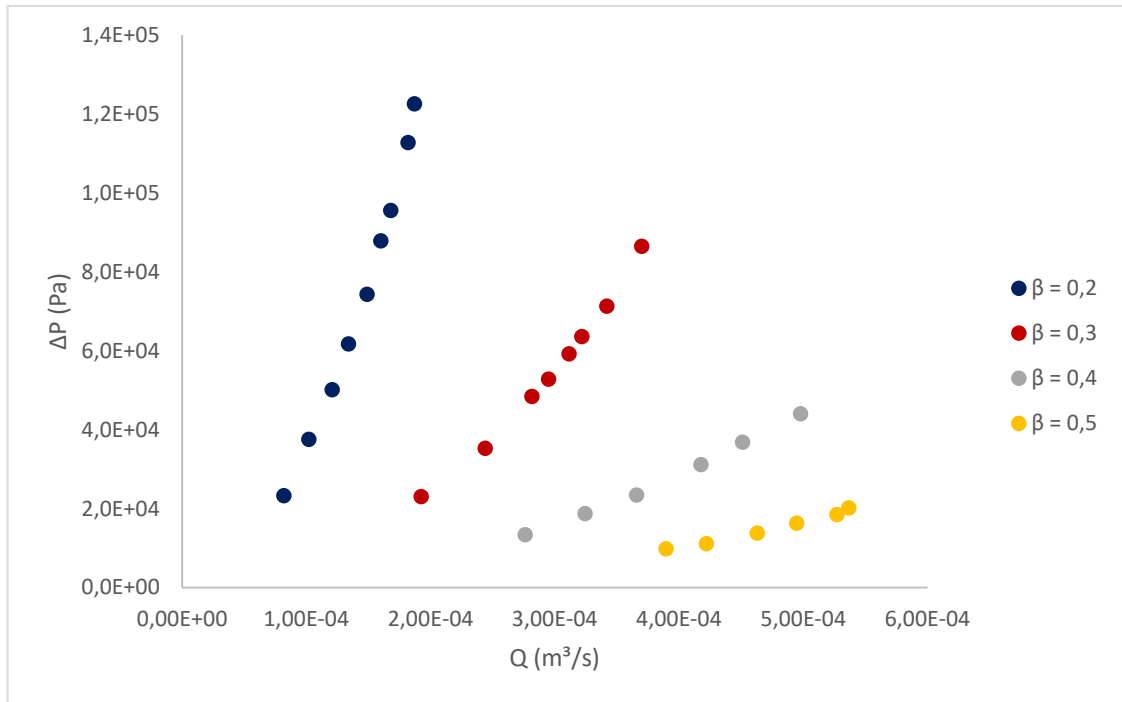


Figura 4.8 - Curva característica de ΔP em função de Q para os $\beta = 0,2; 0,3; 0,4$ e $0,5$.

Foi possível notar que, para todos os casos, ao passo que a vazão aumentava, havia um aumento no valor da queda de pressão. Observa-se que a faixa de valores obtidos de ΔP se tornava cada vez mais restrita com o aumento de β , reduzindo-se, aproximadamente, pela metade a partir de $\beta = 0,3$ para $\beta = 0,4$ e de $\beta = 0,4$ para $\beta = 0,5$.

Além disso, a representação gráfica mostra que quanto menor for β , maior será a queda de pressão observada e menor será a vazão máxima que escoar pelo tubo Venturi, sendo o mesmo comportamento observado por Manzano et al. (2016), onde foi visto que o parâmetro β exerceu a maior influência na queda de pressão, devido à redução do diâmetro da garganta que restringe e dificulta a passagem de fluido.

4.4. Determinação da vazão de ar succionada

Utilizando o procedimento descrito na seção 3.1.1, e utilizando os valores de vazão obtidos experimentalmente, estimou-se a vazão de ar succionada pelo sistema para cada β , sendo os valores apresentados na Figura 4.9.

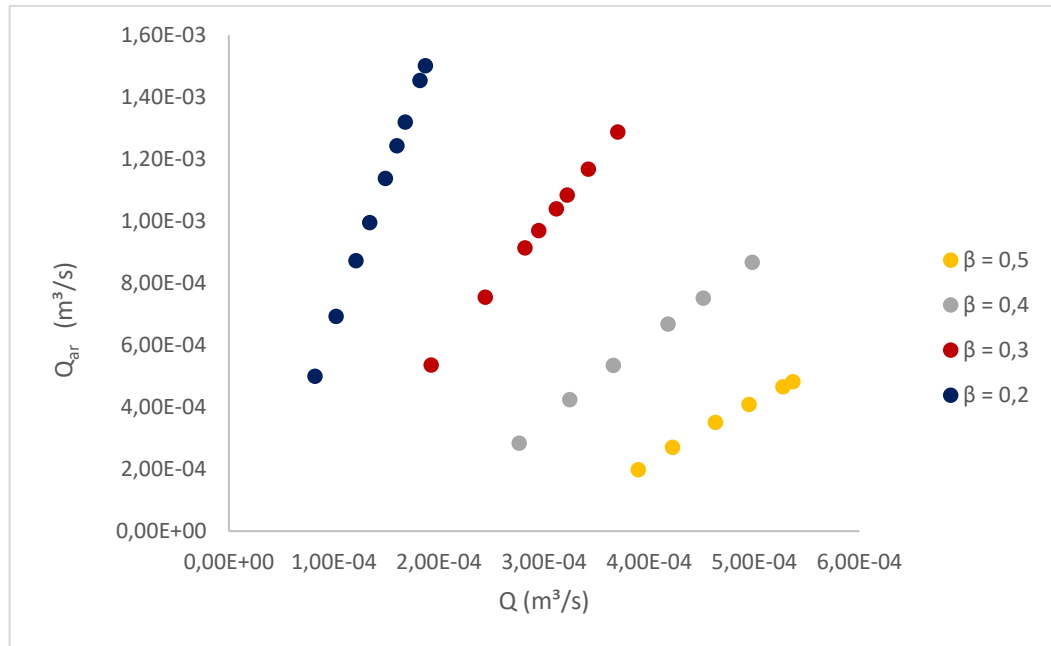


Figura 4.9 - Vazão de entrada de água (Q) em função de velocidade de ar succionada (Q_{ar}).

Observa-se na Figura 4.9 que, para uma mesma razão β , quanto menor foi a vazão volumétrica de líquido, menor será a vazão de ar succionada pela garganta do tubo Venturi. Os resultados das Figuras 4.8 e 4.9 são complementares, uma vez que era esperado que maiores diferenças de pressão proporcionassem maiores vazões de ar succionado pelo equipamento.

Além disso, observa-se também que à medida que β reduzia, maior era a vazão de ar succionada pelo dispositivo, sendo também verificado por Manzano (2008). Pela Figura 4.9, nota-se que a faixa de valores obtidos de Q_{ar} se tornava cada vez mais restrita com o aumento de β , o que mostra a maior dificuldade de aeração, em consonância com o autor Manzano (2008).

4.5. Simulações fluidodinâmicas

4.5.1. Regime permanente

A partir da inserção dos parâmetros operacionais descritos na seção 3.3.1 e calculando a velocidade a partir dos dados obtidos experimentalmente apresentados na seção 4.3 para a utilização na condição de contorno de entrada, foi possível realizar as simulações dos diferentes Venturis sem injeção de ar e validar o quão próxima estavam dos valores experimentais. Nesse sentido, a Figura 4.10 apresenta uma análise comparativa entre os resultados experimentais e numéricos.

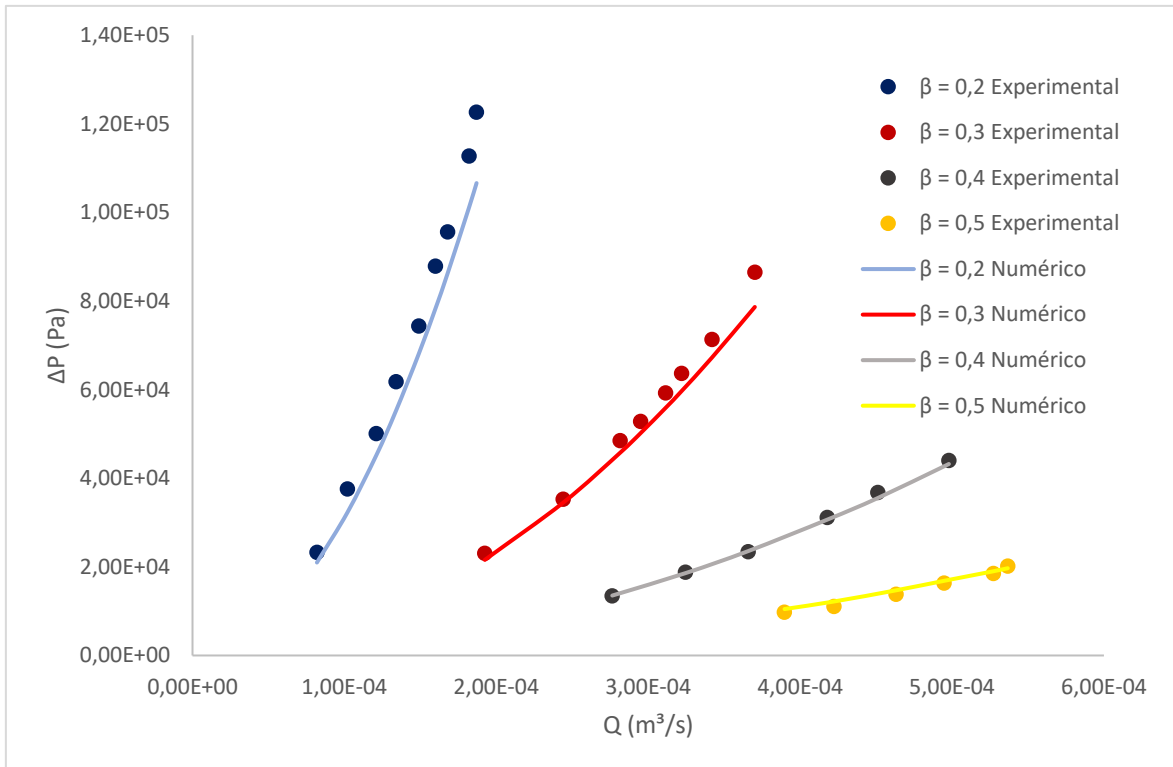


Figura 4.10 - Comparativo entre os dados obtidos experimentalmente e os simulados no Fluent para o $\beta = 0,2$; $0,3$; $0,4$ e $0,5$.

Mediante análise da figura mostrada anteriormente, observa-se uma boa convergência entre os dados obtidos experimental e numericamente, apresentando uma porcentagem de desvio da resposta queda de pressão na faixa de 0,90 a 14,00%, com média de 6,33%. Dessa forma, o modelo de turbulência RSM, e o multifásico *mixture* representam de maneira satisfatória o escoamento no interior dos tubos Venturi. A representação de maneira satisfatória utilizando o modelo RSM, na comparação da queda de pressão experimentalmente e numericamente, foi também avaliado por Manzano (2008), sendo observado pelo autor o menor desvio percentual dentre os modelos avaliados.

A título de exemplo, a Figura 4.11 mostra o perfil de velocidade obtido pela geometria estudada em regime permanente para o caso de $\beta = 0,4$ na velocidade de 1,44 m/s, sendo que para os demais casos estudados de outras geometrias e velocidades, observou-se o mesmo comportamento de escoamento descrito por ela.

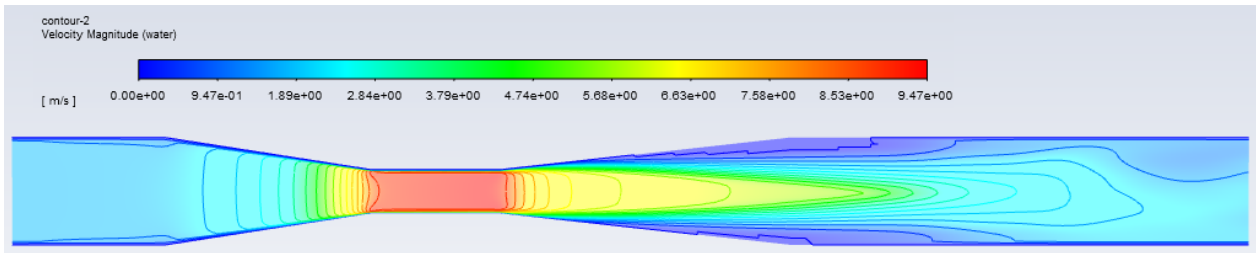


Figura 4.11 - Perfil de velocidades para o $\beta = 0,4$ na velocidade inicial de 1,44 m/s.

Observa-se, através da Figura 4.11, que o resultado obtido numericamente descreve o comportamento esperado para o dispositivo aerador. Nesse sentido, foi possível verificar que a velocidade aumentou progressivamente na passagem na região de constrição até atingir seu valor máximo na garganta, e que, após a passagem por essa seção, tendeu a voltar ao valor próximo ao inicial.

Além disso, analisa-se, por meio da Figura 4.11, que após a passagem do fluido pela garganta, ocorre uma maior região próxima à parede em que a velocidade assume valor nulo. Segundo Caetano (2014), tal fenômeno é causado pela redução drástica de velocidade do escoamento, causando zonas de separação, as quais alteram o sentido dos vetores de velocidade na parede, gerando, dessa forma, vórtices característicos de regime turbulento.

4.5.2. Regime transiente

Por meio da utilização dos parâmetros descritos na seção 3.3.2, simulações em regime transiente foram realizadas, com escoamento bifásico (água e ar) a partir das maiores velocidades experimentais em determinado tubo Venturi. Os valores dessas velocidades foram os seguintes:

- 0,5399 m/s para o $\beta = 0,2$;
- 1,0688 m/s para o $\beta = 0,3$;
- 1,4376 m/s para o $\beta = 0,4$;
- 1,5495 m/s para o $\beta = 0,5$.

Inicialmente, validou-se os resultados obtidos para cada um dos casos simulados, comparando a queda de pressão observada no Fluent com a obtida empiricamente, sendo os resultados apresentados na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Comparação dos resultados referentes a queda de pressão obtida experimentalmente e simulada em regime transiente.

β	ΔP (experimental)	ΔP (Fluent - transiente)	Desvio (%)
0,2	122590	111691	8,89
0,3	86477	83942	2,93
0,4	43971	46067	4,77
0,5	20185	20680	2,45

Observa-se na Tabela 4.6 que os resultados simulados possuem uma boa convergência, apresentando um desvio máximo, entre os valores estudados, de 8,89% em comparação aos obtidos em laboratório, com um desvio médio de 4,76%. Apesar de ocorrer a injeção de ar nestes casos, possivelmente por conta de uma velocidade de entrada relativamente baixa (menor ou igual a 1 m/s), o aumento no valor da queda de pressão ocasionado pela sucção de ar, observado por Jackson; Collins (1964), não é tão pronunciado quanto em velocidades maiores. Dessa forma, conclui-se que os resultados foram validados e demonstram confiabilidade.

As Figuras 4.12, 4.13, 4.14 e 4.15 demonstram, em um corte longitudinal, o contorno de fração volumétrica de ar, como o escoamento se comporta e a região onde ocorre a sucção de ar. Observa-se que o comportamento descrito por Baylar et al. (2009) de uma região inferior em que não há ar é verificado para este caso. Porém, com um diâmetro relativamente baixo de 25 mm, esse efeito não é tão pronunciado, sendo diminuído conforme se diminui o valor de β .

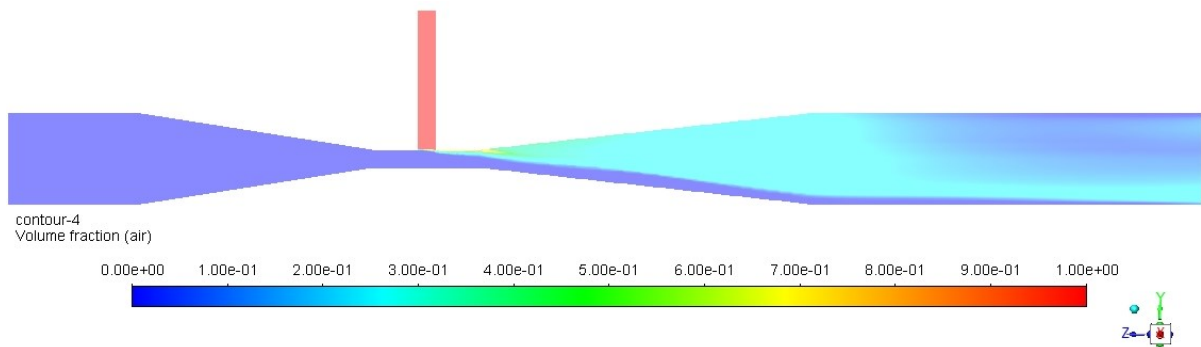


Figura 4.12 - Contorno de fração volumétrica para $\beta = 0,2$

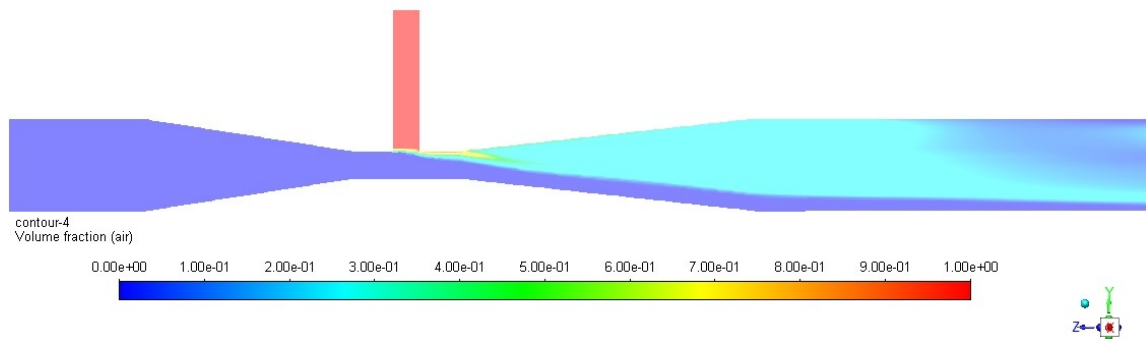


Figura 4.13 - Contorno de fração volumétrica para $\beta = 0,3$.

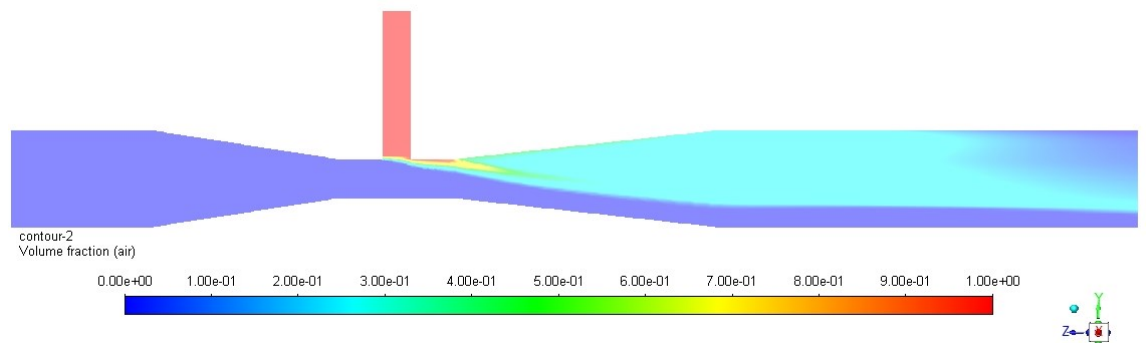


Figura 4.14 - Contorno de fração volumétrica para $\beta = 0,4$.

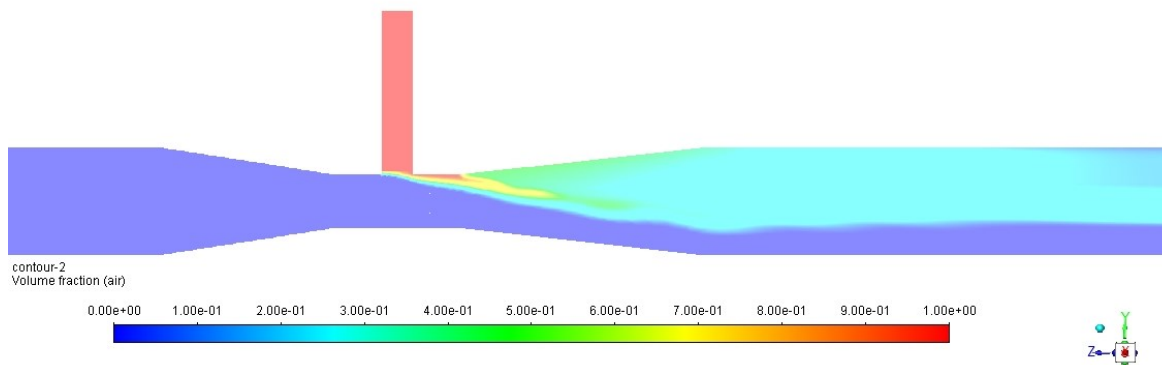
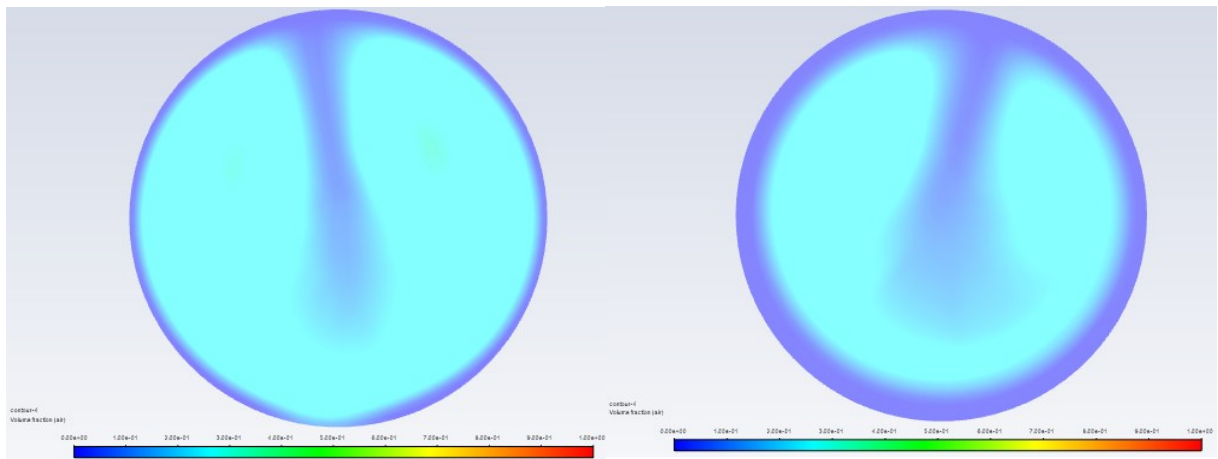


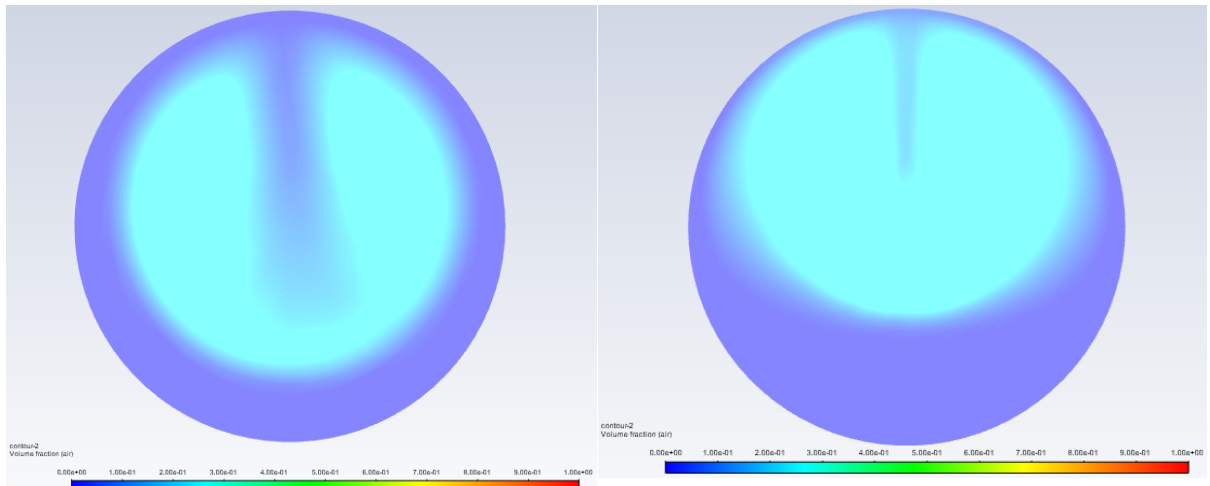
Figura 4.15 - Contorno de fração volumétrica para $\beta = 0,5$.

A Figura 4.16 apresenta a condição de contorno de saída (*pressure outlet*) para os quatro casos estudados, em fração de água. A partir de sua análise, é possível notar que à medida que o valor de β diminuiu, uma maior porcentagem de ar preencheu esse contorno, ao ponto de que no caso do $\beta = 0,2$ tal face está quase totalmente preenchida por ar. Como visto anteriormente, conforme o valor de β diminui, obtém-se uma maior queda de pressão e, conseqüentemente, uma maior sucção de ar.



(a)

(b)



(c)

(d)

Figura 4.16 - Frações de ar na condição de contorno de saída para (a) $\beta = 0,2$; (b) $\beta = 0,3$; (c) $\beta = 0,4$ e (d) $\beta = 0,5$.

A Figura 4.17 apresenta os contornos de pressão para o $\beta = 0,4$. Nela, é possível observar que com a entrada do fluido na garganta ocorre uma redução em sua pressão, no entanto, com escoamento do fluido nessa seção, ao passar pela região onde o escoamento se torna bifásico, ocorre uma redução maior ainda em sua pressão. Por consequência, ocorre também um aumento de velocidade nessa região.

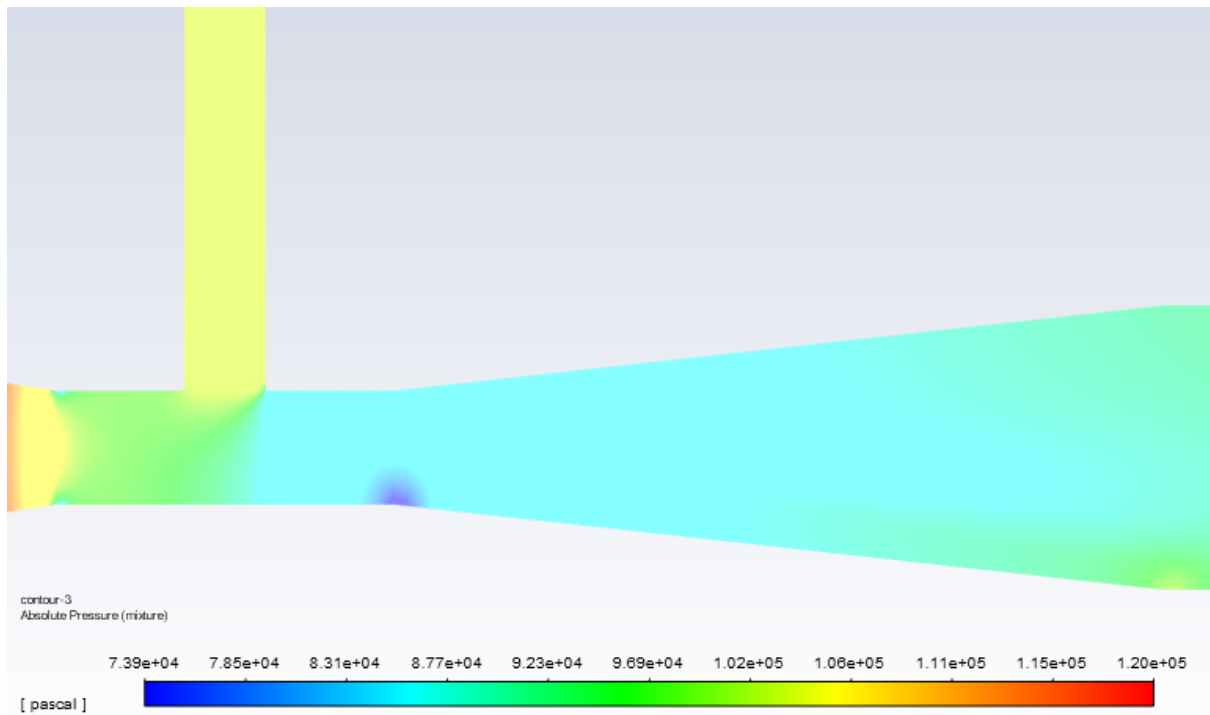


Figura 4.17 - Contornos de pressão absoluta para o $\beta = 0,4$ na velocidade inicial de 1,4376 m/s.

O comportamento descrito anteriormente ocorre da mesma maneira para os outros casos, porém, com a diminuição do β , essa segunda redução que ocorre na pressão na seção central, se torna mais expressiva. O mesmo foi observado por Baylar et al. (2009).

Outra característica desse escoamento é a presença de uma pequena região, onde ocorre o contato do ar com a água, na qual o arraste de ar é máximo e sua velocidade pode atingir, de acordo com Baylar et al. (2009), valores de 40 a 100 m/s, tendo uma alta turbulência. A Figura 4.18 ratifica a condição descrita.

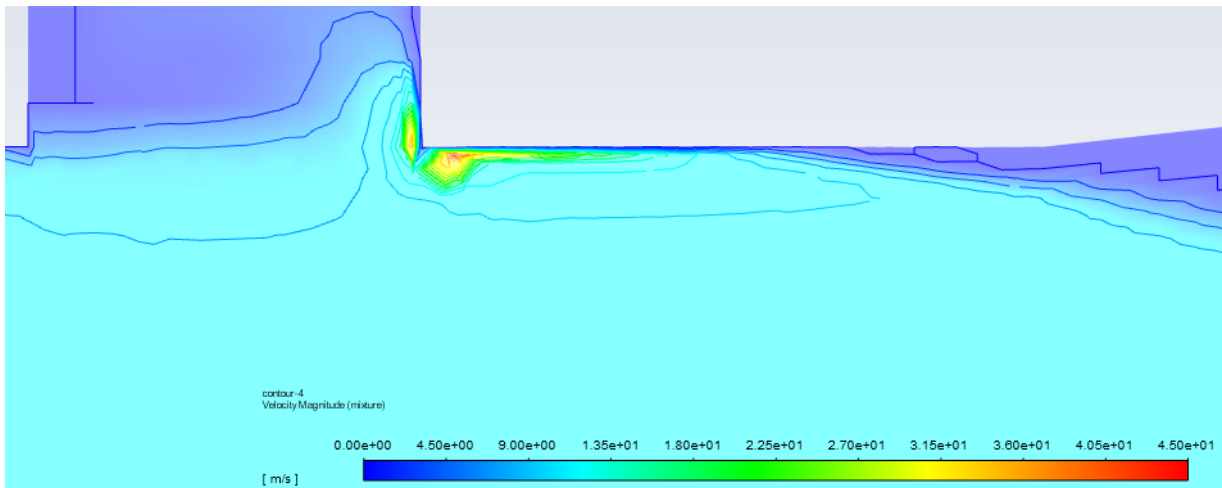


Figura 4.18 - Detalhes da região de alta turbulência presente no Venturi com $\beta = 0,4$.

4.6. Capacidade de aeração do tubo Venturi

Através da realização de todo o processo mostrado na seção 3.4 foi possível obter os gráficos de concentração de oxigênio dissolvido em função do tempo, utilizando a máxima vazão obtida na unidade experimental, para as quatro geometrias estudadas. No entanto, foi verificado que, em β igual a 0,2, a reduzida quantidade de bolhas de ar formada em função da limitação da vazão volumétrica, impossibilitou uma satisfatória transferência de oxigênio dissolvido para a massa líquida (ver Figura 4.19). Os gráficos que relacionam K_{LA} com o tempo em todas as razões β estão no APÊNDICE E.



(a)

(b)

Figura 4.19 – Comparação entre a formação de bolhas entre o (a) $\beta = 0,2$ e (b) $\beta = 0,5$ no tanque estudado.

Por outro lado, ao analisar os gráficos obtidos que relacionam K_{La} com o tempo, observou-se que o tempo de 15 min foi suficiente para a curva atingir a tendência esperada de um aumento rápido na concentração, inicialmente, e se estabilizar na faixa de 7 mg/L, chegando, assim, em sua concentração de saturação para aquela condição.

A faixa de temperatura trabalhada foi entre 27 e 30 °C, sendo tal faixa bem próxima à utilizada por Salla (2002). Nesse sentido, com os dados obtidos de concentração e tempo coletados experimentalmente, foi possível obter o coeficiente volumétrico de transferência de massa (K_{La}) a partir da concentração de saturação de 8,07 ppm em 27°C (STEEL; MCGHEE, 1979). Assim sendo, a Tabela 4.7 apresenta os dados de K_{La} para cada razão geométrica utilizada.

Tabela 4.7 – Valores obtidos para o K_{La} para as diferentes geometrias estudadas.

β	K_{La} (s ⁻¹)	Desvio padrão (s ⁻¹)
0,3	0,0033	1,83.10 ⁻⁴
0,4	0,0040	1,41.10 ⁻⁴
0,5	0,0037	5,47.10 ⁻⁵

De acordo com a Tabela 4.7, tem-se que a geometria que apresentou os melhores resultados foi para o caso de $\beta = 0,4$. Nesse sentido, uma possível causa para essa condição reside no fato de que ela permite atingir uma alta velocidade de entrada, de acordo com os valores apresentados na seção 4.5.2, em comparação com os outros casos.

Foi visto que, uma redução no diâmetro da garganta proporciona uma maior queda de pressão e uma maior sucção, entretanto, ao mesmo tempo, de acordo com Bauer; Fredrickson; Tsuchiya (1963), uma maior vazão implica em uma maior tensão de cisalhamento, capaz de diminuir o diâmetro das bolhas e, desse modo, uma maior superfície de contato do líquido com a água. Tem-se que, apesar de $\beta = 0,3$ possuir um menor diâmetro de garganta, o mesmo não conseguiu atingir uma velocidade da mesma dimensão que $\beta = 0,4$, tendo uma velocidade 0,4 m/s menor que ele. Semelhantemente, uma possível explicação para a ineficiência apresentada de $\beta = 0,2$ reside nesse fato, o mesmo possuiu uma vazão insuficiente para a aeração proposta. Em comparação a $\beta = 0,5$, o melhor aerador possuiu uma velocidade de entrada semelhante, com a condição de apresentar uma maior sucção por conta de seu diâmetro de garganta. Assim sendo, $\beta = 0,4$ possui duas características importantes para a aeração: uma boa velocidade de entrada para a unidade trabalhada e uma queda de pressão suficiente para realizar uma boa sucção.

Para determinar se $\beta = 0,4$ realmente possui um valor maior que os outros aeradores, realizou-se um teste de hipóteses unicaudal com $\alpha = 0,05$, apresentado nas Equações (4.4) e (4.5), entre as médias das amostras e seus respectivos valores de desvio padrão, utilizando o *software* Statistica.

$$H_0: \eta_1 \geq \eta_2 \rightarrow \eta_1 - \eta_2 \geq 0 \quad (4.4)$$

$$H_1: \eta_1 < \eta_2 \rightarrow \eta_1 - \eta_2 < 0 \quad (4.5)$$

Entre $\beta = 0,5$ e $\beta = 0,4$, obteve-se o valor de $p = 0,0008$, como $p = 0,0008 < \alpha = 0,05$, logo, conclui-se que o valor está dentro da região de rejeição de H_0 e, assim, o valor médio de K_{1a} do $\beta = 0,5$ é menor que o do $\beta = 0,4$.

Para $\beta = 0,3$ e $\beta = 0,4$, calculou-se que $p = 0,0001$, assim, como $p = 0,0001 < \alpha = 0,05$, infere-se que o valor está dentro da região de rejeição de H_0 , e o valor de $\beta = 0,3$ é de fato menor que o de $\beta = 0,4$.

Por fim, para $\beta = 0,3$ e $\beta = 0,5$, obteve-se o valor de $p = 0,0011$. Nesse sentido, como $p = 0,0011 < 0,05$, tem-se que o valor está dentro da região de rejeição de H_0 , portanto, $\beta = 0,3 < \beta = 0,5$.

Não foram encontradas condições similares ao presente trabalho na literatura, com relação à dimensão do tanque, geometria do tubo e potência da bomba. No entanto, os valores obtidos possuem similaridade quanto alguns trabalhos, como o de Rodriguez et al. (2012), para determinadas condições em que se obteve $0,0042 \text{ s}^{-1}$, e para o caso de Zhang et al. (2020), com valores na faixa de $0,0029$ a $0,0040 \text{ s}^{-1}$.

A geometria estudada favoreceu a sucção por apresentar um diâmetro do tubo que conecta à garganta de 6 mm que, conforme observado por Zhang et al. (2020), valores maiores ou iguais a 5 mm apresentam uma máxima sucção possível. Além disso, o fluxo descendente utilizado, de acordo com Briens et al. (1992), favorece a aeração causando um maior tempo de residência nas bolhas e, por consequência, uma maior retenção de gás no líquido. Por fim, o tanque em posição vertical utilizado, segundo Gianjacomio (2017), favoreceria a transferência do gás para o líquido, apresentando melhores condições de mistura da água e ampliando a área de contato entre ar e líquido.

5. CONCLUSÃO

- Foi possível, através de cálculos teóricos, determinar quais condições proporcionam aeração no sistema proposto, calcular a vazão de água e de ar, bem como a pressão à montante e na garganta e determinar quais variáveis são significativas para o processo. Observou-se que houve aeração apenas na condição de menor comprimento de tubulação, no valor de 10 m, no valor intermediário e no maior valor de diâmetro de tubulação, em 19,05 e 25,4 mm, e nas três condições de potência da bomba, 0,25; 0,50 e 0,75 hp. Além disso, verificou-se que o diâmetro possuiu o maior efeito linear das três variáveis independentes nas três condições analisadas (vazão volumétrica de água, pressão à montante e pressão na garganta);
- Através da unidade experimental foi possível estimar a vazão volumétrica para cada geometria estudada de Venturi e utilizar o Venturi como medidor e, com auxílio de um manômetro, estimar a queda de pressão das quatro geometrias utilizadas. As quedas de pressão obtidas pelos Tubos Venturi apresentaram concordância com o esperado, pois quanto menor foi a relação entre o diâmetro da garganta e o diâmetro de entrada, obteve-se uma maior queda de pressão, sendo a maior queda de pressão obtida pelo $\beta = 0,2$;
- Foi possível, através da simulação numérica, validar os resultados obtidos experimentalmente e numericamente, para todas as geometrias estudadas e para o regime permanente e transiente, obtendo um desvio médio de 6,33% para o regime permanente e 4,76% para o transiente. Além de poder estudar o escoamento presente no tubo e verificar que existem características específicas para tal escoamento, como uma pequena região de alta velocidade, uma região na parte inferior com somente água, um aumento na pressão logo após a injeção de ar e mostrar que quanto maior a queda de pressão, uma maior sucção ocorre.
- Por fim, foi possível construir curvas de aeração para as geometrias estudadas, exceto para o caso de $\beta = 0,2$, onde não foi possível aerar suficientemente o tanque devido a sua baixa vazão, comparada à outras geometrias. Dentre as estudadas, foi visto que a que melhor apresentou resultados foi a com $\beta = 0,4$, obtendo um valor do coeficiente volumétrico de transferência de massa (K_{La}) de $0,0040 \text{ s}^{-1}$, por possuir uma vazão alta suficiente, de $4,98 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, para diminuir

o tamanho de bolhas e aumentar sua área superficial de contato e uma queda de pressão maior que $\beta = 0,5$, de $4,40 \cdot 10^4$ Pa, favorecendo a sucção. Além disso, foi realizado um teste de hipóteses, visto que os valores de K_{La} para as outras geometrias foram próximos, sendo eles de $0,0033 \text{ s}^{-1}$ para o $\beta = 0,3$ e $0,0037 \text{ s}^{-1}$ para o $\beta = 0,5$. Assim, através do teste de hipóteses, foi possível determinar que o $\beta = 0,4$ é de fato o menor valor de K_{La} obtido experimentalmente;

- Ademais, a unidade experimental utilizada no presente trabalho foi capaz de realizar uma aeração utilizando Tubos Venturi, apresentando, dessa forma, uma alternativa viável de aeração.

REFERÊNCIAS

- ABBASI, E. et al. A novel method for optimization of slit Venturi dimensions through CFD simulation and RSM design. **Ultrasonics Sonochemistry**, v. 67, n. April 2019, out. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.ultsonch.2020.105088>.
- BAL, M.; MEIKAP, B. C. Prediction of hydrodynamic characteristics of a venturi scrubber by using CFD simulation. **South African Journal of Chemical Engineering**, v. 24, p. 222–231, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.sajce.2017.10.006>.
- BAUER, W. G.; FREDRICKSON, A. G.; TSUCHIYA, H. M. Mass transfer characteristics of a venturi liquid-gas contactor. **I & EC Process Design and Development**, v. 2, n. 3, p. 178–187, 1963.
- BAYLAR, A. et al. Numerical Modeling of Venturi Flows for Determining Air Injection Rates Using Fluent V6.2. **Mathematical and Computational Applications**, v. 14, n. 2, p. 97–108, 1 ago. 2009. <https://doi.org/10.1016/10.3390/mca14020097>.
- BAYLAR, A.; EMIROGLU, M. E. Air entrainment and oxygen transfer in a venturi. **Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Water and Maritime Engineering**, v. 156, n. 3, p. 249–255, set. 2003. <https://doi.org/10.1016/10.1680/wame.2003.156.3.249>.
- BAYLAR, A.; OZKAN, F. Applications of venturi principle to water aeration systems. **Environmental Fluid Mechanics**, v. 6, n. 4, p. 341–357, 2006. <https://doi.org/10.1016/10.1007/s10652-005-5664-9>.
- BAYLAR, A.; OZKAN, F.; OZTURK, M. Influence of venturi cone angles on jet aeration systems. **Proceedings of the Institution of Civil Engineers: Water Management**, v. 158, n. 1, p. 9–16, 2005. <https://doi.org/10.1016/10.1680/wama.2005.158.1.9>.
- BAYLAR, A.; OZKAN, F.; UNSAL, M. On the use of venturi tubes in aeration. **Clean - Soil, Air, Water**, v. 35, n. 2, p. 183–185, 2007.
- BAYLAR, A.; OZKAN, F.; UNSAL, M. Effect of air inlet hole diameter of venturi tube on air injection rate. **KSCE Journal of Civil Engineering**, v. 14, n. 4, p. 489–492, 2010. <https://doi.org/10.1016/10.1007/s12205-010-0489-6>.
- BÍN, A. K. Gas entrainment by plunging liquid jets. **Chemical Engineering Science**, v. 48, n. 21, p. 3585–3630, nov. 1993. <https://doi.org/10.1007/BF02558984>.
- BRIENS, C. L. et al. Hydrodynamics and gas-liquid mass transfer in a downward venturi-bubble column combination. **Chemical Engineering Science**, v. 47, n. 13–14, p. 3549–3556, 1992. [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(92\)85069-N](https://doi.org/10.1016/0009-2509(92)85069-N).
- CAETANO, N. M. **Modelagem e Simulação do Escoamento em um Venturi**. Trabalho de

conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica)—Ponta Grossa: Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2014.

CARVALHO, D. **Instalações Elevatórias e Bombas - Djalma Carvalho**. 6. ed. Belo Horizonte: Fumarc - Fundação Mariana Resende Costa, 1999.

CREMASCO, M. A. **Operações Unitárias em Sistemas Particulados e Fluidodinâmicos**. 2. ed. [s.l.] Blucher, 2014.

DELMÉE, G. J. **Manual de Medição de Vazão**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

DREWNOWSKI, J. et al. Aeration process in bioreactors as the main energy consumer in a wastewater treatment plant. Review of solutions and methods of process optimization. **Processes**, v. 7, n. 5, 2019. <https://doi.org/10.3390/pr7050311>.

EMIROGLU, M. E.; BAYLAR, A. Study of the influence of air holes along length of convergent-divergent passage of a venturi device on aeration. **Journal of Hydraulic Research**, v. 41, n. 5, p. 513–520, 2003. <https://doi.org/10.1080/00221680309499996>.

FEITOSA FILHO, J. C. et al. Avaliação de um venturi funcionando com água como fluido motriz e o ar como fluido succionado, com descarga submersa. **Irriga**, v. 2, n. 2, p. 68–75, 1997. <https://doi.org/10.15809/irriga.1997v2n2p68>.

FEITOSA FILHO, J. C. et al. Avaliação de um Sistema de Aeração de Fontes ou de Reservatórios de Água Constituído por um Injetor tipo Venturi e Tubulações Submersas. **X Congresso Brasileiro Águas Subterrâneas**, p. 1–10, 1998.

FEITOSA FILHO, J. C.; BOTREL, T. A.; PINTO, J. M. Variabilidade na Distribuição de Ar na Água Utilizando um Sistema com Tubulações e Emissores Submersos e um Injetor tipo Venturi. **Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola**, v. 1, n. 27, p. 76–78, 1998.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 2014.

GEANKOPLIS, C. J. **Transport Processes and Unit Operations**. [s.l.] Prentice-Hall, 1994. v. 49

GHIMIRE, N.; WANG, S. Biological Treatment of Petrochemical Wastewater. **Petroleum Chemicals - Recent Insight**, 2019. <https://doi.org/10.5772/intechopen.79655>.

GIANJACOMO, C. H. **Influência da Vazão e da Posição do Jato de Água na Transferência de Oxigênio por Tubos Venturi**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Ambiental)—Londrina: Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2017.

GLOVER, G. M. C.; GENERALIS, S. C.; THOMAS, N. H. **Dynamic simulations of multiphase flow in bubble columns**. 14th International Conference of Chemical and Process Engineering. **Anais...Praga**: Aston Publications Explorer, 2000. Disponível em:

<https://research.aston.ac.uk/en/publications/dynamic-simulations-of-multiphase-flow-in-bubble-columns>. Acesso em: 15 jun. 2021.

GUERRA, V. G. et al. Pressure drop and liquid distribution in a venturi scrubber: Experimental data and CFD simulation. **Industrial and Engineering Chemistry Research**, v. 51, n. 23, p. 8049–8060, 2012. <https://doi.org/10.1021/ie202871q>.

HANNA INSTRUMENTS INC. **HI 9146 - Dissolved Oxygen and Temperature Meter**. Woonsocket: Hanna Instruments Inc., 2010. Disponível em: <<https://img.izm.by/d/p70000132.manual.pdf>>. Acesso em: 23 set. 2021.

HUANG, X.; LI, G.; WANG, M. CFD simulation to the flow field of venturi injector. **IFIP International Federation for Information Processing**, v. 294, p. 805–815, 2009. https://doi.org/10.1007/978-1-4419-0211-5_3.

HUYNH, L. X. et al. Hydrodynamics and mass transfer in an upward venturi/bubble column combination. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 69, n. 3, p. 711–722, jun. 1991. <https://doi.org/10.1002/cjce.5450690313>.

JACKSON, M. L. Aeration in Bernoulli types of devices. **AIChE Journal**, v. 10, n. 6, p. 836–842, 1964. <https://doi.org/10.1002/aic.690100612>.

JACKSON, M. L.; COLLINS, W. D. Scale-up of a venturi aerator. **Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 3, n. 4, p. 386–393, 1964. <https://doi.org/10.1021/i260012a021>.

KADZINGA, F. **Venturi Aeration of Bioreactors**. Thesis (Master of Science in Engineering)—[s.l.] University of Cape Town, 2015. Disponível em: <https://open.uct.ac.za/handle/11427/13675>. Acesso em: 1 jun. 2021

KWON, H. J.; JEONG, J. S. Clearing up the oxygen dip in HPAEC–PAD sugar analysis: Sodium sulfite as an oxygen scavenger. **Journal of Chromatography B: Analytical Technologies in the Biomedical and Life Sciences**, v. 1128, n. April, p. 121759, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.jchromb.2019.121759>.

LEWIS, W. K.; WHITMAN, W. G. Principles of Gas Absorption. **Industrial and Engineering Chemistry**, v. 16, n. 12, p. 1215–1220, 1924. <https://doi.org/10.1021/ie50180a002>.

LI, H. et al. Numerical and experimental study on the internal flow of the venturi injector. **Processes**, v. 8, n. 1, p. 1–14, 2020. <https://doi.org/10.3390/pr8010064>.

MANDAL, A. Characterization of gas-liquid parameters in a down-flow jet loop bubble column. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v. 27, n. 2, p. 253–264, 2010. <https://doi.org/10.1590/S0104-66322010000200004>.

MANZANO, J. **Análisis del inyector Venturi y mejora de su instalación en los sistemas de**

- riego localizado.** Tese (Doutorado em Engenharia Agrônômica)—Valência: Departamento de Ingeniería Rural y Agroalimentaria, Universidade Politécnica de Valência, 2008. <https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/3901>.
- MANZANO, J. et al. Geometry and head loss in venturi injectors through computational fluid dynamics. **Engenharia Agricola**, v. 36, n. 3, p. 482–491, 2016. <https://doi.org/10.1590/1809-4430-Eng.Agric.v36n3p482-491/2016>.
- METCALF; EDDY. **Wastewater Engineering: Treatment and Reuse**. 4. ed. Boston: McGraw-Hill Education, 2002.
- MUNIZ, M. et al. ESTRATÉGIA DE VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO EM CFD PARA ESCOAMENTO EM MEDIDOR DE VAZÃO. **Anais do XX Congresso Brasileiro de Engenharia Química - COBEQ 2014**, v. 1, n. 2, p. 12472–12479, fev. 2015. <https://doi.org/10.5151/chemeng-cobeq2014-1465-19151-140774>.
- OZKAN, F.; OZTURK, M.; BAYLAR, A. Experimental investigations of air and liquid injection by venturi tubes. **Water and Environment Journal**, v. 20, n. 3, p. 114–122, 25 jan. 2006. <https://doi.wiley.com/10.1111/j.1747-6593.2005.00003.x>.
- PERUMAL, K.; KRISHNAN, J. A CFD study of the effect of venturi geometry on high pressure wet gas metering. **International Journal of Oil, Gas and Coal Technology**, v. 6, n. 5, p. 549–566, 2013. <https://doi.org/10.1504/IJOGCT.2013.056101>.
- RANA, K.; SHAH, M. Extended Aeration Activated Sludge Process of Pharmaceutical Wastewater. **International Journal of Advanced Engineering Research and Science**, v. 1, n. 2, p. 89–92, 2014.
- RODRIGUEZ, G. et al. Optimization of oxygen transfer through venturi-based systems applied to the biological sweetening of biogas. **Journal of Chemical Technology & Biotechnology**, v. 87, n. 6, p. 854–860, jun. 2012. <https://doi.wiley.com/10.1002/jctb.3731>.
- SALLA, M. R. **Bases Hidrodinâmicas para Processos de Transferência de Gases em Colunas com Difusores**. Dissertação (Mestrado em Hidráulica e Saneamento)—São Carlos: Universidade de São Paulo, 2002. <https://doi.org/10.11606/D.18.2002.tde-02122015-090655>.
- SCHARF. **Venturi Meter**. Disponível em: <<http://scharfautomation.com/blog/2015/05/19/venturi-meter/>>. Acesso em: 10 maio. 2021.
- STEEL, E. W.; MCGHEE, T. J. **Water Supply and Sewerage**. 5. ed. New York: McGraw-Hill, 1979.
- THALASSO, F.; NAVEAU, H.; NYNS, E. H. Design and performance of a bioreactor equipped with a Venturi injector for high gas transfer rates. **The Chemical Engineering Journal and The Biochemical Engineering Journal**, v. 57, n. 1, 1995.

[https://doi.org/10.1016/0923-0467\(94\)06084-3](https://doi.org/10.1016/0923-0467(94)06084-3).

WELTY, J. R. et al. **Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer**. 5. ed. Chichester: Wiley, 2008.

WILSON, D. A. et al. Geometrical optimization of a venturi-type microbubble generator using cfd simulation and experimental measurements. **Designs**, v. 5, n. 1, p. 1–18, 2021. <https://doi.org/10.3390/designs5010004>.

YADAV, A.; KUMAR, A.; SARKAR, S. An experimental study to evaluate the efficacy of air entrainment holes on the throat of a venturi aeration system. **Aquaculture International**, v. 28, n. 3, p. 1057–1068, 2020. <https://doi.org/10.1007/s10499-020-00511-6>.

ZHANG, C. et al. Design and optimization of a new tube aeration device. **Aquaculture International**, v. 28, n. 3, p. 985–999, 2020. <https://doi.org/10.1007/s10499-020-00507-2>.

APÊNDICE A

EQUAÇÃO DE COLEBROOK-WHITE IMPLEMENTADA EM VBA

```
Function Colebrook(Re As Double, Rugosidade As Double, Diametro As
Double) As Double
```

```
    Dim atrito1 As Double, atrito2 As Double, F1 As Double, tol As
Double
```

```
    tol = 1E-8
```

```
    If Re < 2100 Then
```

```
        Colebrook = 64 / Re
```

```
    Else
```

```
        atrito1 = 0.0
```

```
        atrito2 = 0.1
```

```
        Do While Abs(atrito1 - atrito2) > tol
```

```
            atrito1 = atrito2
```

```
            F1 = -2 * Log(Rugosidade / (3.7 * Diametro) + 2.51 /
                (Re * atrito1 ^ (1 / 2))) / Log(10)
```

```
            atrito2 = (1 / F1) ^ 2
```

```
        Loop
```

```
        Colebrook = atrito2
```

```
    End If
```

```
End Function
```

APÊNDICE B

PLANILHA DE CÁLCULOS

Tabela B.1 – Cálculos obtidos pela rotina no Excel para determinação dos valores de velocidade e vazão de água.

N	v [m/s]	Q [m³/s]	Reynolds [-]	f [-]	h_{CD} [m]	h_{CL} [m]	h_c [m]	H_B [m]
1	5,3	6,7.10 ⁻⁴	6,7.10 ⁴	0,0196	21,9	5,2	27,1	28,5
2	4,5	1,3.10 ⁻³	8,5.10 ⁴	0,0186	10,1	3,8	13,8	14,9
3	4,0	2,0.10 ⁻³	1,0.10 ⁵	0,0180	5,7	2,9	8,6	9,5
4	4,3	5,5.10 ⁻⁴	5,4.10 ⁴	0,0205	30,5	3,5	34,0	34,9
5	3,7	1,1.10 ⁻³	7,1.10 ⁴	0,0194	14,5	2,6	17,1	17,8
6	3,4	1,7.10 ⁻³	8,5.10 ⁴	0,0186	8,5	2,1	10,6	11,2
7	3,8	4,8.10 ⁻⁴	4,8.10 ⁴	0,0211	36,3	2,7	39,0	39,7
8	3,3	9,5.10 ⁻⁴	6,3.10 ⁴	0,0199	17,5	2,1	19,6	20,1
9	3,0	1,5.10 ⁻³	7,6.10 ⁴	0,0191	10,4	1,7	12,0	12,5
10	6,7	8,5.10 ⁻⁴	8,5.10 ⁴	0,0186	33,9	8,5	42,3	44,6
11	5,7	1,6.10 ⁻³	1,1.10 ⁵	0,0177	15,5	6,1	21,6	23,3
12	5,1	2,6.10 ⁻³	1,3.10 ⁵	0,0171	8,8	4,8	13,6	14,9
13	5,5	7,0.10 ⁻⁴	6,9.10 ⁴	0,0194	47,3	5,7	53,0	54,6
14	4,8	1,4.10 ⁻³	9,1.10 ⁴	0,0184	22,5	4,3	26,8	27,9
15	4,3	2,2.10 ⁻³	1,1.10 ⁵	0,0177	13,1	3,4	16,5	17,5
16	4,8	6,1.10 ⁻⁴	6,1.10 ⁴	0,0200	56,5	4,4	60,8	62,0
17	4,2	1,2.10 ⁻³	8,0.10 ⁴	0,0188	27,2	3,4	30,6	31,5
18	3,8	1,9.10 ⁻³	9,7.10 ⁴	0,0181	16,1	2,7	18,8	19,6
19	7,8	9,8.10 ⁻⁴	9,8.10 ⁴	0,0181	43,7	11,3	55,0	58,1
20	6,6	1,9.10 ⁻³	1,2.10 ⁵	0,0172	20,0	8,1	28,1	30,4
21	5,8	3,0.10 ⁻³	1,5.10 ⁵	0,0166	11,3	6,3	17,6	19,4
22	6,4	8,1.10 ⁻⁴	8,0.10 ⁴	0,0188	61,2	7,6	68,8	70,9
23	5,5	1,6.10 ⁻³	1,0.10 ⁵	0,0178	29,1	5,7	34,7	36,3
24	5,0	2,5.10 ⁻³	1,2.10 ⁵	0,0172	16,9	4,6	21,5	22,8
25	5,6	7,1.10 ⁻⁴	7,1.10 ⁴	0,0194	73,1	5,8	78,9	80,5
26	4,9	1,4.10 ⁻³	9,3.10 ⁴	0,0183	35,2	4,5	39,7	40,9
27	4,4	2,3.10 ⁻³	1,1.10 ⁵	0,0176	20,8	3,7	24,4	25,4

Tabela B.2 – Cálculos obtidos pela planilha no Excel para determinação da pressão à montante, pressão na garganta, velocidade do ar e perda de carga referente ao ar.

N	P_{montante} [Pa]	P_{garganta} [Pa]	v_{ar} [m/s]	Q_{ar} [m³/s]	Reynolds_{ar} [-]	f_{ar} [-]	h_{CDar} [m]
1	3,6.10 ⁵	1,5.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
2	2,4.10 ⁵	8,3.10 ⁴	31,4	6,2.10 ⁻⁴	10374,1	0,0306	1541,6
3	1,9.10 ⁵	6,8.10 ⁴	44,5	8,7.10 ⁻⁴	14691,6	0,0280	2825,7
4	4,2.10 ⁵	2,8.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
5	2,7.10 ⁵	1,6.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
6	2,1.10 ⁵	1,2.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
7	4,7.10 ⁵	3,6.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
8	2,9.10 ⁵	2,1.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
9	2,2.10 ⁵	1,5.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
10	5,0.10 ⁵	1,6.10 ⁵	8,1	1,6.10 ⁻⁴	2680,4	0,0451	151,6
11	3,1.10 ⁵	6,1.10 ⁴	49,5	9,7.10 ⁻⁴	16324,9	0,0272	3397,4
12	2,3.10 ⁵	4,0.10 ⁴	63,0	1,2.10 ⁻³	20768,9	0,0256	5180,8
13	6,0.10 ⁵	3,7.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
14	3,6.10 ⁵	1,8.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
15	2,6.10 ⁵	1,2.10 ⁵	14,8	2,9.10 ⁻⁴	4897,4	0,0376	422,5
16	6,7.10 ⁵	5,0.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
17	3,9.10 ⁵	2,6.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
18	2,8.10 ⁵	1,7.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
19	6,2.10 ⁵	1,6.10 ⁵	31,0	6,1.10 ⁻⁴	10225,4	0,0307	1503,4
20	3,7.10 ⁵	4,1.10 ⁴	62,5	1,2.10 ⁻³	20607,7	0,0257	5110,4
21	2,7.10 ⁵	1,6.10 ⁴	76,3	1,5.10 ⁻³	25154,5	0,0245	7255,8
22	7,5.10 ⁵	4,4.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
23	4,3.10 ⁵	2,0.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
24	3,1.10 ⁵	1,2.10 ⁵	26,4	5,2.10 ⁻⁴	8717,4	0,0320	1140,2
25	8,4.10 ⁵	6,1.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
26	4,8.10 ⁵	3,0.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9
27	3,4.10 ⁵	1,9.10 ⁵	1,0	2,0.10 ⁻⁵	329,9	0,1940	9,9

APÊNDICE C

CÁLCULO MANÔMETRO

Na unidade de aeração foi utilizado um manômetro, cuja configuração genérica é apresentada abaixo:

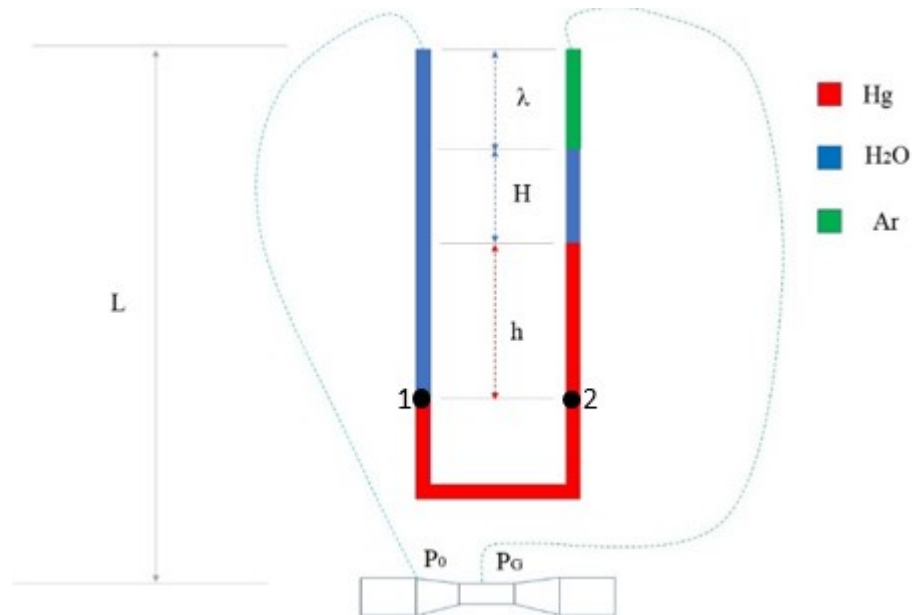


Figura C.1 - Esquema apresentando o manômetro conectado ao Venturi utilizado para o cálculo de ΔP .

Cálculos:

Nos pontos 1 e 2, as pressões são idênticas:

$$P_1 = P_2$$

No braço esquerdo do Manômetro, pode-se fazer os seguintes balanços:

$$P_1 = \rho_{\text{H}_2\text{O}} g(h + H + \lambda) + P_A$$

$$P_0 = \rho_{\text{H}_2\text{O}} gL + P_A$$

Logo, do lado esquerdo, pode-se afirmar:

$$P_1 = \rho_{\text{H}_2\text{O}} g(h + H + \lambda) + P_0 - \rho_{\text{H}_2\text{O}} gL$$

No braço direito do Manômetro, pode-se fazer os seguintes balanços:

$$P_2 = \rho_{\text{Hg}} gh + \rho_{\text{H}_2\text{O}} gH + \rho_{\text{ar}} g\lambda + P_B$$

$$P_G \cong \rho_{\text{ar}} g\lambda + P_B$$

Logo, do lado direito, pode-se afirmar que:

$$P_2 = \rho_{\text{Hg}}gh + \rho_{\text{H}_2\text{O}}gH + P_G$$

Combinamos as informações anteriores:

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}}g(h + H + \lambda) + P_0 - \rho_{\text{H}_2\text{O}}gL = \rho_{\text{Hg}}gh + \rho_{\text{H}_2\text{O}}gH + P_G$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}}gh + \rho_{\text{H}_2\text{O}}gH + \rho_{\text{H}_2\text{O}}g\lambda + P_0 - \rho_{\text{H}_2\text{O}}gL = \rho_{\text{Hg}}gh + \rho_{\text{H}_2\text{O}}gH + P_G$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}}gh + \rho_{\text{H}_2\text{O}}g\lambda + P_0 - \rho_{\text{H}_2\text{O}}gL = \rho_{\text{Hg}}gh + P_G$$

$$P_0 - P_G = \rho_{\text{Hg}}gh - \rho_{\text{H}_2\text{O}}gh - \rho_{\text{H}_2\text{O}}g\lambda + \rho_{\text{H}_2\text{O}}gL$$

$$P_0 - P_G = \rho_{\text{Hg}}gh + \rho_{\text{H}_2\text{O}}g(L - h - \lambda)$$

APÊNDICE D

LEITURAS DO MANÔMETRO E MEDIÇÃO DE VAZÃO

Nesse apêndice são apresentadas as tabelas para cada medida de vazão, mostrando as repetições realizadas e os dados do manômetro.

- $\beta = 0,2$

Tabela D.1 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 39,8 cm para o $\beta = 0,2$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
93,3	42	2,10	11,22	0,0021	1,87E-04
		2,02	10,9	0,0020	1,85E-04
		2,00	10,71	0,0020	1,87E-04
		1,88	10,12	0,0019	1,86E-04
		1,86	9,87	0,0019	1,88E-04

Média: 1,87E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,23E-06 m³/s

Tabela D.2 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 35,1 cm para o $\beta = 0,2$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
85,6	41,5	1,94	10,72	0,0019	1,81E-04
		1,78	9,72	0,0018	1,83E-04
		1,87	10,31	0,0019	1,81E-04
		1,88	10,40	0,0019	1,81E-04
		1,89	10,38	0,0019	1,82E-04
		1,81	9,97	0,0018	1,82E-04

Média: 1,82E-04 m³/s

Desvio padrão: 8,59E-07 m³/s

Tabela D.3 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 28,2 cm para o $\beta = 0,2$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
72,1	42,9	1,86	11,12	0,0019	1,67E-04
		1,82	11,00	0,0018	1,65E-04
		1,91	11,47	0,0019	1,67E-04
		1,82	10,75	0,0018	1,69E-04
		1,76	10,41	0,0018	1,69E-04

Média: 1,68E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,65E-06 m³/s

Tabela D.4 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 25,2 cm para o $\beta = 0,2$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
66,3	40,9	1,77	11,12	0,0018	1,59E-04
		1,78	11,19	0,0018	1,59E-04
		1,78	10,97	0,0018	1,62E-04
		1,93	12,21	0,0019	1,58E-04
		1,91	11,85	0,0019	1,61E-04
		1,92	11,90	0,0019	1,61E-04

Média: 1,60E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,64E-06 m³/s

Tabela D.5 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 20,1 cm para o $\beta = 0,2$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
55,6	43	1,99	13,50	0,0020	1,47E-04
		1,92	13,15	0,0019	1,46E-04
		1,86	12,37	0,0019	1,50E-04
		1,70	11,16	0,0017	1,52E-04
		1,84	12,47	0,0018	1,48E-04

Média: 1,49E-04 m³/s

Desvio padrão: 2,56E-06 m³/s

Tabela D.6 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 14,9 cm para o $\beta = 0,2$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
46	41	1,81	13,31	0,0018	1,36E-04
		1,97	15,06	0,0020	1,31E-04
		1,95	14,97	0,0020	1,30E-04
		1,83	13,78	0,0018	1,33E-04
		1,66	12,15	0,0017	1,37E-04
		1,96	13,91	0,0020	1,41E-04
		1,80	13,44	0,0018	1,34E-04

Média: 1,34E-04 m³/s

Desvio padrão: 3,71E-06 m³/s

Tabela D.7 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 10,0 cm para o $\beta = 0,2$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
36,8	43	1,82	15,16	0,0018	1,20E-04
		1,62	13,41	0,0016	1,21E-04
		1,95	16,19	0,0020	1,20E-04
		1,54	12,81	0,0015	1,20E-04
		1,94	16,00	0,0019	1,21E-04

Média: 1,21E-04 m³/s

Desvio padrão: 4,80E-07 m³/s

Tabela D.8 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 5,2 cm para o $\beta = 0,2$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
27,2	41	1,75	17,22	0,0018	1,02E-04
		1,68	16,78	0,0017	1,00E-04
		1,86	18,09	0,0019	1,03E-04
		1,90	18,78	0,0019	1,01E-04
		1,86	18,16	0,0019	1,02E-04
		1,88	18,59	0,0019	1,01E-04

Média: 1,02E-04 m³/s

Desvio padrão: 9,74E-07 m³/s

Tabela D.9 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 0,5 cm para o $\beta = 0,2$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
15,9	43,3	1,44	17,88	0,0014	8,05E-05
		1,50	18,25	0,0015	8,22E-05
		1,65	20,04	0,0017	8,23E-05
		1,80	21,75	0,0018	8,28E-05
		1,28	15,66	0,0013	8,17E-05

Média: 8,19E-05 m³/s

Desvio padrão: 8,51E-07 m³/s

- $\beta = 0,3$

Tabela D.10 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 26,0 cm para o $\beta = 0,3$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
67,2	40,8	1,78	4,78	0,0018	3,72E-04
		1,86	5,04	0,0019	3,69E-04
		1,90	5,15	0,0019	3,69E-04
		1,88	5,1	0,0019	3,69E-04
		1,87	5,03	0,0019	3,72E-04
		1,90	5,13	0,0019	3,70E-04

Média: 3,70E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,59E-06 m³/s

Tabela D.11 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 20,2 cm para o $\beta = 0,3$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
55,7	41	1,90	5,53	0,0019	3,44E-04
		1,89	5,50	0,0019	3,44E-04
		1,83	5,38	0,0018	3,40E-04
		1,88	5,53	0,0019	3,40E-04
		1,92	5,62	0,0019	3,42E-04
		1,88	5,50	0,0019	3,42E-04
		1,80	5,25	0,0018	3,43E-04

Média: 3,42E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,51E-06m³/s

Tabela D.12 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 16,8 cm para o $\beta = 0,3$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
49,2	40,8	1,65	5,22	0,0017	3,16E-04
		1,80	5,63	0,0018	3,20E-04
		1,83	5,65	0,0018	3,24E-04
		1,84	5,66	0,0018	3,25E-04
		1,92	5,94	0,0019	3,23E-04
		1,78	5,50	0,0018	3,24E-04

Média: 3,22E-04 m³/s

Desvio padrão: 3,39E-06 m³/s

Tabela D.13 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 14,8 cm para o $\beta = 0,3$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
45,6	41	1,96	6,25	0,0020	3,14E-04
		1,96	6,28	0,0020	3,12E-04
		1,76	5,69	0,0018	3,09E-04
		1,86	6,00	0,0019	3,10E-04
		1,90	6,13	0,0019	3,10E-04
		1,92	6,12	0,0019	3,14E-04
		1,74	5,57	0,0017	3,12E-04

Média: 2,95E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,18E-06 m³/s

Tabela D.14 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 10,2 cm para o $\beta = 0,3$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
40,2	40,8	1,90	6,47	0,0019	2,94E-04
		1,92	6,50	0,0019	2,95E-04
		1,94	6,56	0,0019	2,96E-04
		1,64	5,59	0,0016	2,93E-04
		1,95	6,57	0,0020	2,97E-04
		1,76	5,97	0,0018	2,95E-04
		1,77	6,00	0,0018	2,95E-04

Média: 2,82E-04 m³/s

Desvio padrão: 9,62E-07 m³/s

Tabela D.15 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 5,0 cm para o $\beta = 0,3$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
26,2	40,8	1,88	7,66	0,0019	2,45E-04
		1,91	7,81	0,0019	2,45E-04
		1,81	7,41	0,0018	2,44E-04
		2,02	8,28	0,0020	2,44E-04
		1,88	7,78	0,0019	2,42E-04

Média: 2,44E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,41E-06 m³/s

Tabela D.16 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 0,2 cm para o $\beta = 0,3$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
16,7	40,8	1,90	9,96	0,0019	1,91E-04
		1,96	10,13	0,0020	1,93E-04
		1,90	9,85	0,0019	1,93E-04
		1,92	9,90	0,0019	1,94E-04
		1,73	9,06	0,0017	1,91E-04

Média: 1,92E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,46E-06 m³/s

- $\beta = 0,4$

Tabela D.17 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 8,0 cm para o $\beta = 0,4$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
32,1	41,8	1,79	3,57	0,0018	5,01E-04
		1,81	3,65	0,0018	4,96E-04
		1,90	3,81	0,0019	4,99E-04
		1,93	3,87	0,0019	4,99E-04
		1,98	4,00	0,0020	4,95E-04

Média: 4,98E-04 m³/s

Desvio padrão: 2,55E-06 m³/s

Tabela D.18 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 5,0 cm para o $\beta = 0,4$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
26,6	40,8	1,91	4,19	0,0019	4,56E-04
		1,92	4,22	0,0019	4,55E-04
		1,98	4,44	0,0020	4,46E-04
		1,97	4,38	0,0020	4,50E-04
		1,82	4,03	0,0018	4,52E-04
		1,82	4,04	0,0018	4,50E-04
		1,86	4,13	0,0019	4,50E-04

Média: 4,51E-04 m³/s

Desvio padrão: 3,34E-06 m³/s

Tabela D.19 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 3,0 cm para o $\beta = 0,4$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
22,2	40,8	1,90	4,56	0,0019	4,17E-04
		2,00	4,81	0,0020	4,16E-04
		1,86	4,43	0,0019	4,20E-04
		1,77	4,25	0,0018	4,16E-04
		1,82	4,35	0,0018	4,18E-04
		1,80	4,29	0,0018	4,20E-04

Média: 4,18E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,72E-06 m³/s

Tabela D.20 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de 0,0 cm para o $\beta = 0,4$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
16,2	40,8	1,91	5,22	0,0019	3,66E-04
		1,94	5,31	0,0019	3,65E-04
		1,96	5,37	0,0020	3,65E-04
		1,97	5,40	0,0020	3,65E-04
		2,00	5,46	0,0020	3,66E-04
		1,86	5,06	0,0019	3,68E-04

Média: 3,66E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,03E-06 m³/s

Tabela D.21 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -2,0 cm para o $\beta = 0,4$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
12,5	41,8	1,88	5,78	0,0019	3,25E-04
		2,00	6,13	0,0020	3,26E-04
		1,96	6,07	0,0020	3,23E-04
		1,90	5,90	0,0019	3,22E-04
		1,94	5,97	0,0019	3,25E-04
		1,87	5,75	0,0019	3,25E-04

Média: 3,24E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,61E-06 m³/s

Tabela D.22 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -3,0 cm para o $\beta = 0,4$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
8,4	40,8	1,98	7,15	0,0020	2,77E-04
		1,90	6,91	0,0019	2,75E-04
		1,94	7,06	0,0019	2,75E-04
		1,95	7,07	0,0020	2,76E-04
		1,91	6,91	0,0019	2,76E-04
		1,90	6,88	0,0019	2,76E-04
		1,84	6,59	0,0018	2,79E-04

Média: 2,76E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,48E-06 m³/s

- $\beta = 0,5$

Tabela D.23 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -1,4 cm para o $\beta = 0,5$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
13,7	40,6	1,76	3,28	0,0018	5,37E-04
		1,92	3,56	0,0019	5,39E-04
		1,96	3,65	0,0020	5,37E-04
		1,93	3,59	0,0019	5,38E-04
		1,98	3,71	0,0020	5,34E-04
		1,79	3,34	0,0018	5,36E-04

Média: 5,37E-04 m³/s

Desvio padrão: 1,87E-06 m³/s

Tabela D.24 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -2,0 cm para o $\beta = 0,5$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
12,4	40,7	1,90	3,62	0,0019	5,25E-04
		1,98	3,72	0,0020	5,32E-04
		1,90	3,59	0,0019	5,29E-04
		1,80	3,41	0,0018	5,28E-04
		1,93	3,66	0,0019	5,27E-04
		1,78	3,41	0,0018	5,22E-04

Média: 5,27E-04 m³/s

Desvio padrão: 3,54E-06 m³/s

Tabela D.25 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -3,0 cm para o $\beta = 0,5$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
10,7	40,6	1,97	3,94	0,0020	5,00E-04
		1,94	3,93	0,0019	4,94E-04
		2,00	4,06	0,0020	4,93E-04
		1,84	3,72	0,0018	4,95E-04
		1,92	3,90	0,0019	4,92E-04
		1,92	3,87	0,0019	4,96E-04
		1,98	4,00	0,0020	4,95E-04

Média: 4,95E-04 m³/s

Desvio padrão: 2,62E-06 m³/s

Tabela D.26 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -4,0 cm para o $\beta = 0,5$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
8,7	40,7	1,96	4,22	0,0020	4,64E-04
		1,91	4,16	0,0019	4,59E-04
		1,94	4,19	0,0019	4,63E-04
		2,00	4,31	0,0020	4,64E-04
		1,99	4,28	0,0020	4,65E-04
		1,88	4,06	0,0019	4,63E-04

Média: 4,63E-04 m³/s

Desvio padrão: 2,09E-06 m³/s

Tabela D.27 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -5,0 cm para o $\beta = 0,5$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
6,6	40,8	1,96	4,62	0,0020	4,24E-04
		1,98	4,65	0,0020	4,26E-04
		1,81	4,31	0,0018	4,20E-04
		1,79	4,25	0,0018	4,21E-04
		1,90	4,53	0,0019	4,19E-04
		1,86	4,40	0,0019	4,23E-04

Média: 4,22E-04 m³/s

Desvio padrão: 2,50E-06 m³/s

Tabela D.28 - Dados obtidos para o cálculo de vazão com uma altura da coluna de mercúrio de -5,6 cm para o $\beta = 0,5$.

h Hg (cm)	h água (cm)	V (L)	t (s)	V (m ³)	Q (m ³ /s)
5,6	40,8	1,96	5,07	0,0020	3,87E-04
		1,82	4,66	0,0018	3,91E-04
		2,02	5,09	0,0020	3,96E-04
		1,92	4,94	0,0019	3,89E-04
		1,99	5,13	0,0020	3,88E-04
		1,88	4,81	0,0019	3,91E-04
		1,92	4,91	0,0019	3,91E-04
		1,97	5,10	0,0020	3,86E-04

Média: 3,90E-04 m³/s

Desvio padrão: 3,11E-06 m³/s

As seguintes tabelas apresentam os dados de queda de pressão obtidos experimentalmente e numericamente, através do *software* Fluent para o regime permanente, e o desvio entre esses dados.

- $\beta = 0,2$

Tabela D.29 - Resultados obtidos experimentalmente e numericamente para o $\beta = 0,2$ e o desvio entre eles.

L (m)	h (m)	λ (m)	ΔP (Pa)	ΔP (atm)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	ΔP (Pa) - Fluent	Desvio (%)
0,74	0,933	0,000	122589,5	1,21	1,87E-04	0,54	106623,7	13,02
	0,856	0,034	112737,0	1,11	1,82E-04	0,53	101084,1	10,34
	0,721	0,079	95606,1	0,94	1,68E-04	0,49	86291,7	9,74
	0,663	0,139	87848,4	0,87	1,60E-04	0,46	78373,4	10,79
	0,556	0,169	74326,0	0,73	1,49E-04	0,43	68122,3	8,35
	0,460	0,241	61752,8	0,61	1,34E-04	0,39	55269,8	10,50
	0,368	0,270	50094,7	0,49	1,21E-04	0,35	45188,0	9,79
	0,272	0,338	37560,6	0,37	1,02E-04	0,30	32291,9	14,03
	0,159	0,372	23257,3	0,23	8,19E-05	0,24	20978,9	9,80

- $\beta = 0,3$

Tabela D.30 - Resultados obtidos experimentalmente e numericamente para o $\beta = 0,3$ e o desvio entre eles.

L (m)	h (m)	λ (m)	ΔP (Pa)	ΔP (atm)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	ΔP (Pa) - Fluent	Desvio (%)
0,74	0,672	0,132	86476,9	0,85	3,70E-04	1,07	78658,5	9,04
	0,557	0,188	71339,4	0,70	3,42E-04	0,99	67234,1	5,75
	0,492	0,224	63635,7	0,63	3,22E-04	0,93	59666,9	6,24
	0,456	0,242	59223,9	0,58	3,12E-04	0,90	55930,3	5,56
	0,402	0,270	52792,1	0,52	2,95E-04	0,85	50179,1	4,95
	0,364	0,290	48465,6	0,48	2,82E-04	0,81	45802,3	5,50
	0,262	0,342	35248,4	0,35	2,44E-04	0,70	34477,7	2,19
	0,167	0,390	23043,4	0,23	1,92E-04	0,56	21567,8	6,40

- $\beta = 0,4$

Tabela D.31 - Resultados obtidos experimentalmente e numericamente para o $\beta = 0,4$ e o desvio entre eles.

L (m)	h (m)	λ (m)	ΔP (Pa)	ΔP (atm)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	ΔP (Pa) - Fluent	Desvio (%)
0,74	0,321	0,302	43970,9	0,43	4,98E-04	1,44	43221,0	1,71
	0,266	0,340	36799,3	0,36	4,51E-04	1,30	35563,9	3,36
	0,222	0,362	31144,1	0,31	4,18E-04	1,21	30647,3	1,60
	0,162	0,392	23432,6	0,23	3,66E-04	1,06	23559,6	0,54
	0,125	0,402	18760,3	0,19	3,24E-04	0,94	18574,7	0,99
	0,084	0,432	13397,8	0,13	2,76E-04	0,80	13521,3	0,92

- $\beta = 0,5$

Tabela D.32 - Resultados obtidos experimentalmente e numericamente para o $\beta = 0,5$ e o desvio entre eles.

L (m)	h (m)	λ (m)	ΔP (Pa)	ΔP (atm)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	ΔP (Pa) - Fluent	Desvio (%)
0,74	0,137	0,408	20185,2	0,20	5,37E-04	1,55	19689,4	2,46
	0,124	0,414	18519,3	0,18	5,27E-04	1,52	19010,7	2,65
	0,107	0,424	16319,7	0,16	4,95E-04	1,43	16858,4	3,30
	0,087	0,433	13758,9	0,14	4,63E-04	1,33	14700,8	6,85
	0,066	0,443	11064,8	0,11	4,22E-04	1,22	12177,5	10,06
	0,056	0,448	9779,5	0,10	3,90E-04	1,13	10474,1	7,10

APÊNDICE E

CURVAS DE AERAÇÃO DO VENTURI

As figuras a seguir apresentam as curvas de concentração em função do tempo e as curvas linearizadas para todos os β estudados, bem como seu R^2 .

- $\beta = 0,2$

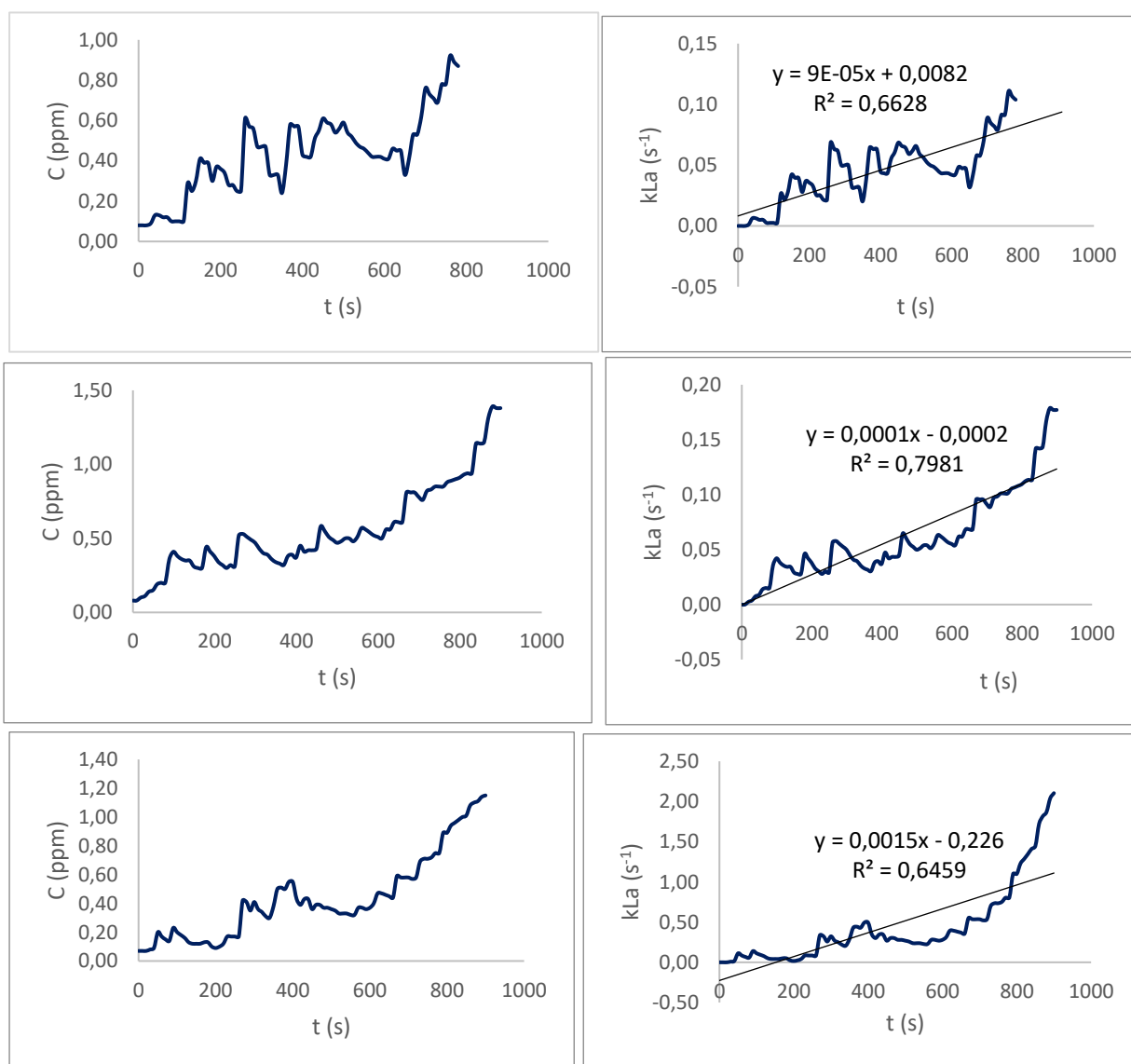
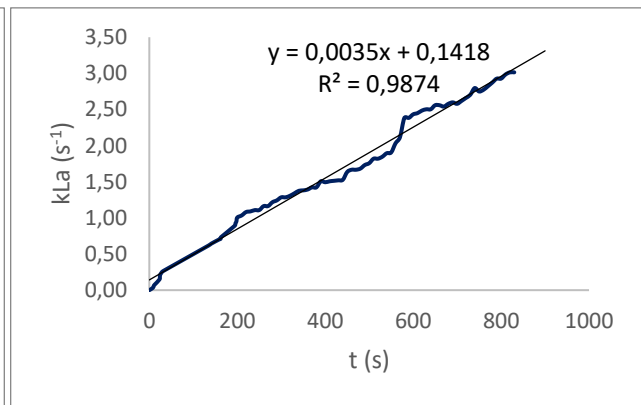
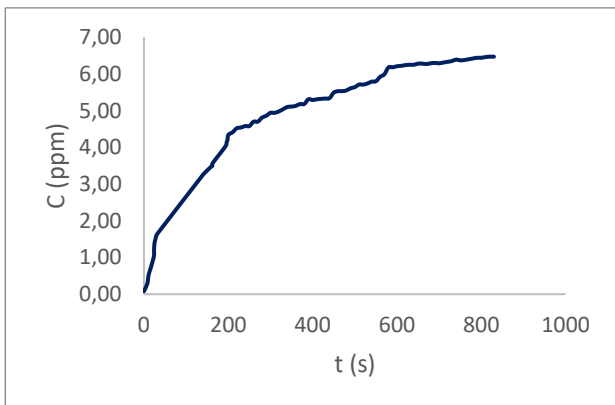
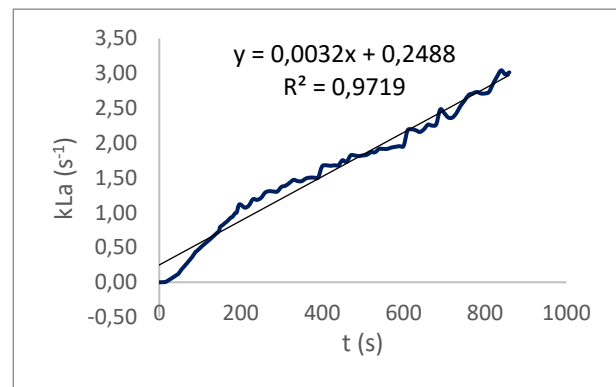
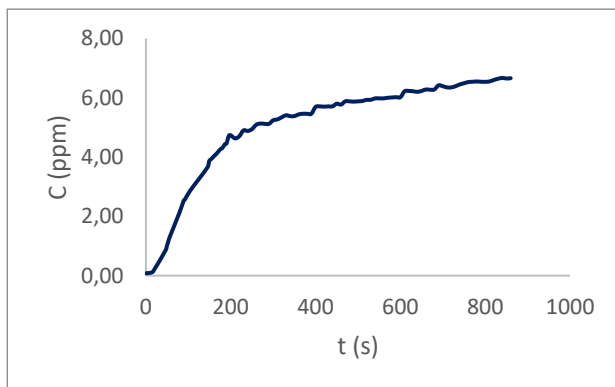
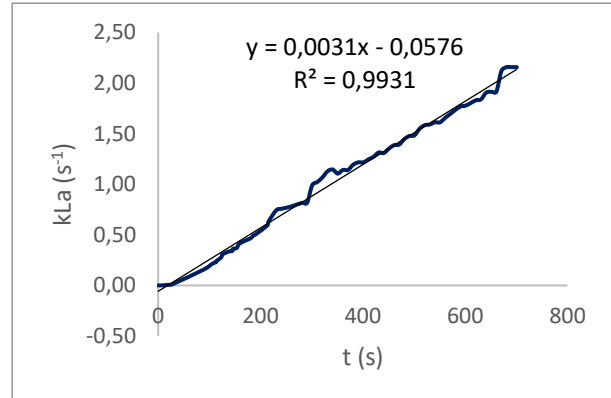
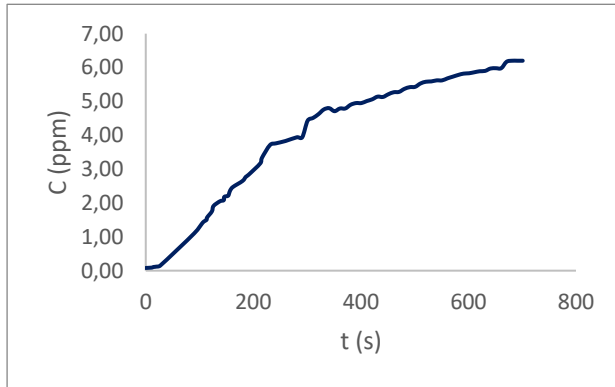


Figura E.1 - Curvas de aeração para o tubo de Venturi com $\beta = 0,2$.

- $\beta = 0,3$

Curvas de aeração para o tubo de Venturi com $\beta = 0,3$.



continua

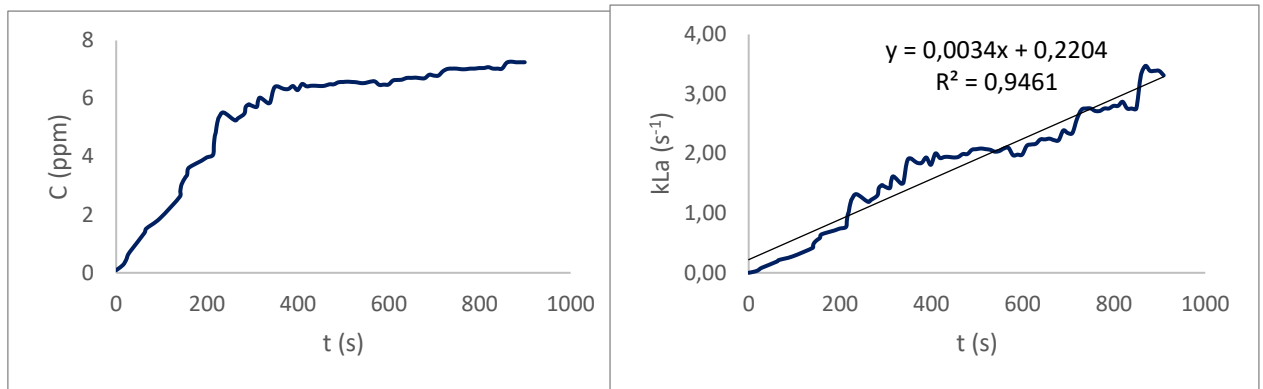
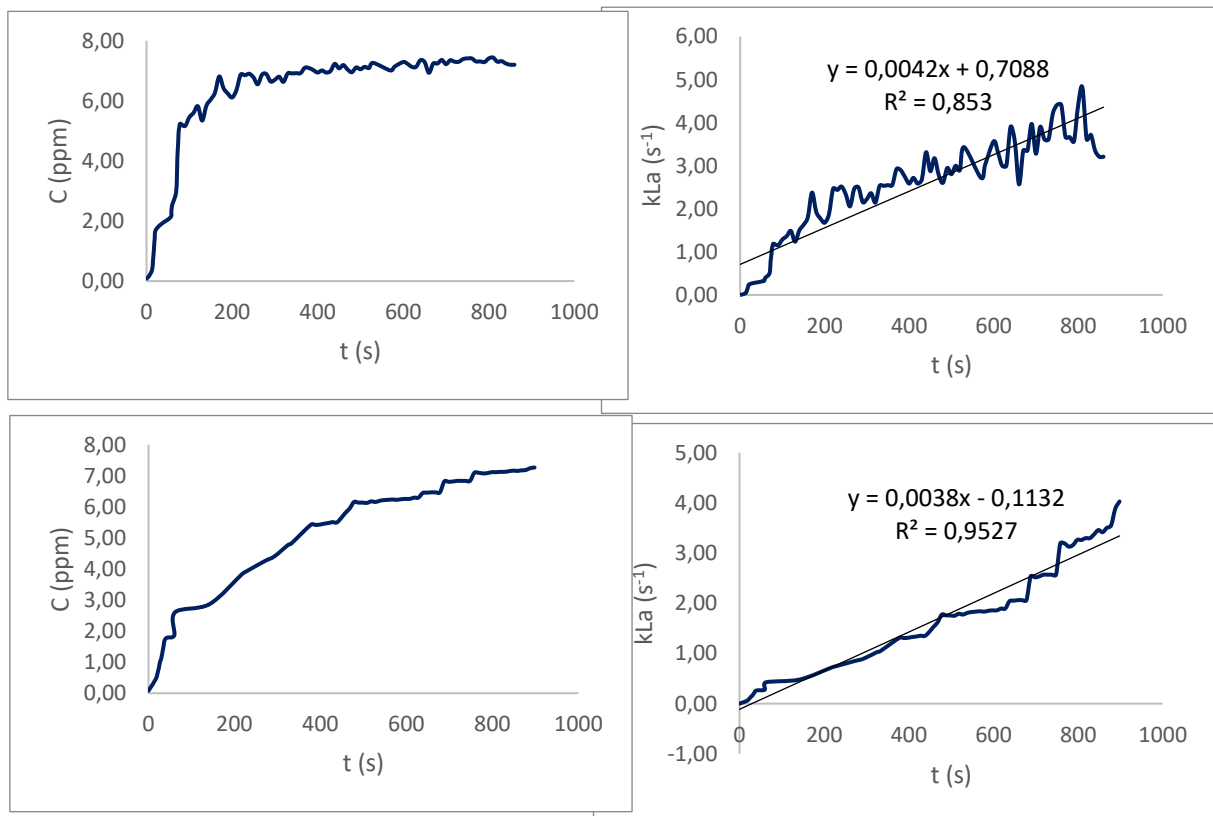


Figura E.2 - Curvas de aeração para o tubo de Venturi com $\beta = 0,3$.

(continuação)

- $\beta = 0,4$

Curvas de aeração para o tubo de Venturi com $\beta = 0,4$.



continua

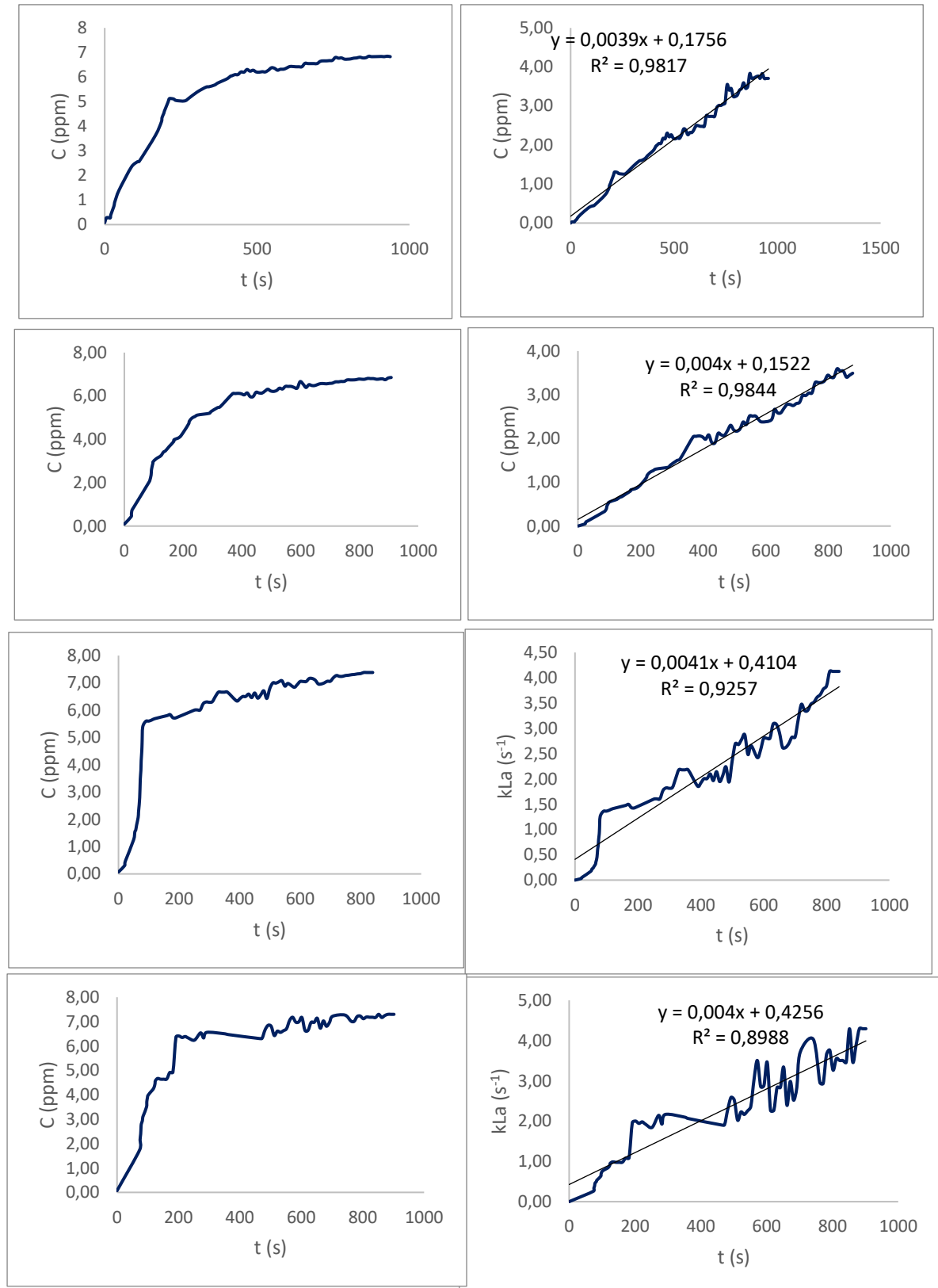
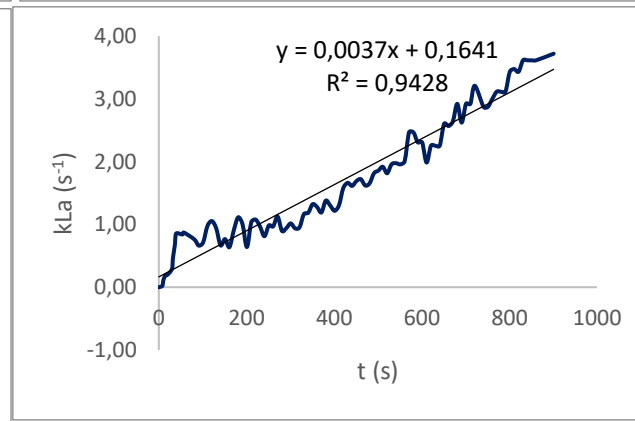
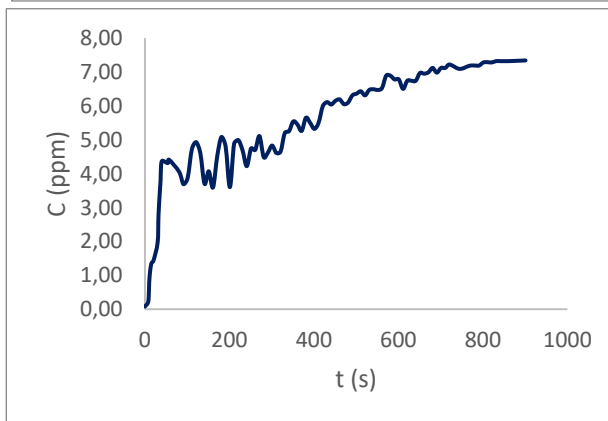
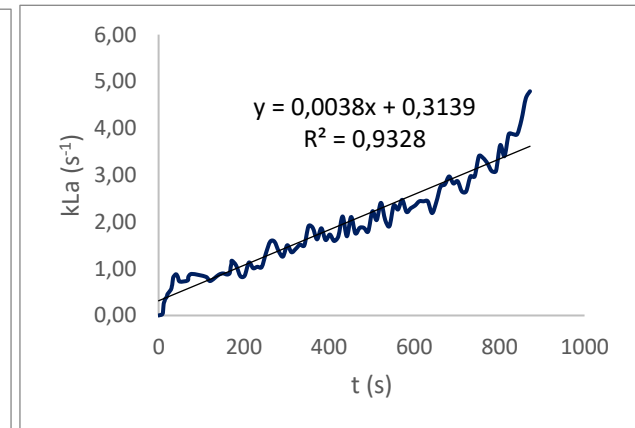
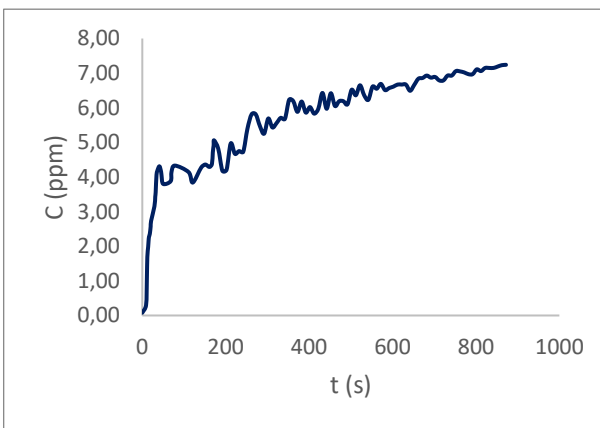
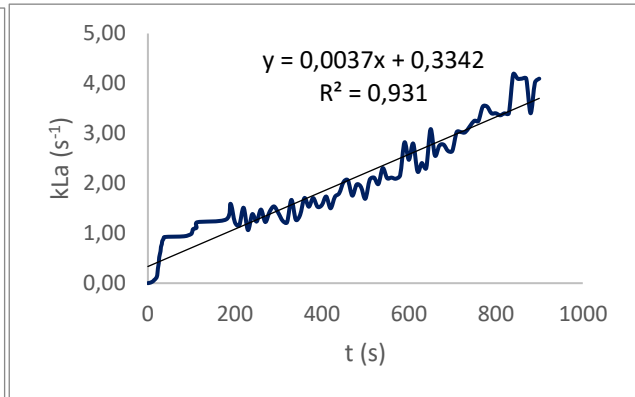
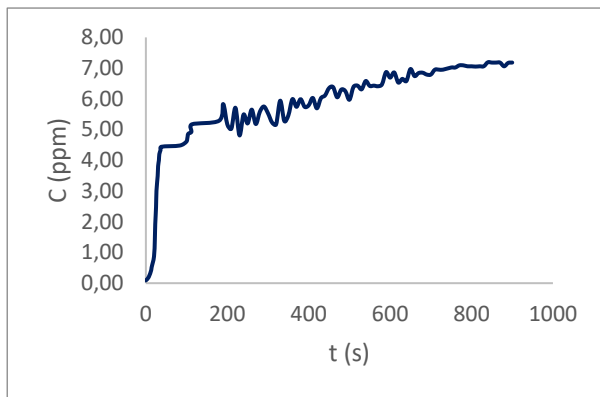


Figura E.3 - Curvas de aeração para o tubo de Venturi com $\beta = 0,4$.

(continuação)

- $\beta = 0,5$



continua

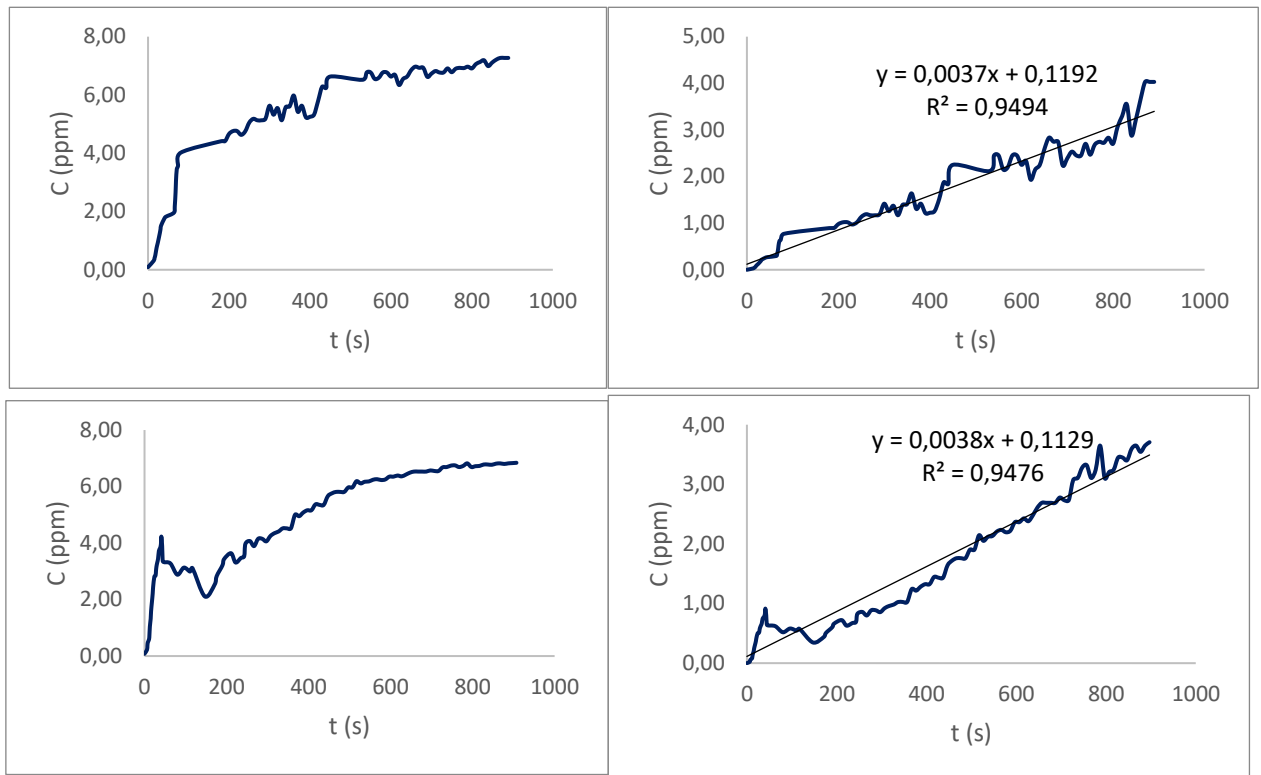


Figura E.4 - Curvas de aeração para o tubo de Venturi com $\beta = 0,5$.

(continuação)