

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
Escola de Engenharia  
Programa de Pós-graduação em Saneamento, Meio Ambiente e Recursos Hídricos

Paulo Henrique Rodrigues dos Santos

**AVALIAÇÃO DO FLUXO DE AR E DA PERDA DE CARGA LOCALIZADA EM  
JUNÇÕES DE DUTOS DE VENTILAÇÃO INDUSTRIAL ATRAVÉS DA  
FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)**

Belo Horizonte

2021

Paulo Henrique Rodrigues dos Santos

**AVALIAÇÃO DO FLUXO DE AR E DA PERDA DE CARGA LOCALIZADA EM  
DERIVAÇÕES DE DUTOS DE VENTILAÇÃO INDUSTRIAL ATRAVÉS DA  
FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)**

**Versão Final**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Saneamento, Meio Ambiente e Recursos Hídricos da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Saneamento, Meio Ambiente e Recursos Hídricos.

Orientador: Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Taciana Toledo de Almeida Albuquerque

Coorientador: Prof. Dr. Rafael Sartim

Belo Horizonte

2021

S237a

Santos, Paulo Henrique Rodrigues dos.

Avaliação do fluxo de ar e da perda de carga localizada em junções de dutos de ventilação industrial através da fluidodinâmica computacional (CFD) [recurso eletrônico] / Paulo Henrique Rodrigues dos Santos. – 2021.

1 recurso online (x, 97 f. : il., color.) : pdf.

Orientadora: Taciana Toledo de Almeida Albuquerque.

Coorientador: Rafael Sartim.

Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexos: f. 95-97.

Bibliografia: f. 88-94.

1. Engenharia sanitária - Teses. 2. Meio ambiente - Teses.  
3. Ventilação - Teses. 4. Fluidodinâmica computacional - Teses.  
I. Albuquerque, Taciana Toledo de Almeida. II. Sartim, Rafael. III.  
Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 628(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
[ESCOLA DE ENGENHARIA]  
COLEGIADO DO CURSO DE GRADUAÇÃO / PÓS-GRADUAÇÃO EM [SANEAMENTO, MEIO AMBIENTE E  
RECURSOS HÍDRICOS]

### **FOLHA DE APROVAÇÃO**

**["Avaliação do Fluxo de Ar e da Perda de Carga Localizada Em Junções de Dutos de Ventilação Industrial Através da Fluidodinâmica Computacional (CFD) "]**

**[Paulo Henrique Rodrigues dos Santos]**

Dissertação de Mestrado] defendida e aprovada, no dia [ 27 de agosto de 2021], pela Banca Examinadora designada pelo [Colegiado do Programa de Pós-Graduação EM SANEAMENTO, MEIO AMBIENTE E RECURSOS HÍDRICOS] da Universidade Federal de Minas Gerais constituída pelos seguintes professores:

**[Prof. Dr. Bruno Furieri ] - Membro Externo]**

[UFES]

**[Prof. Dr. Gustavo Meirelles Lima] - Membro Interno]**

[UFMG]

**[Prof. Dr. Rafael Sartim - Coorientador]**

[UFES]

**[Prof. Dra. Taciana Toledo de Almeida Albuquerque - Orientadora]**

[UFMG]

**APROVADA PELO COLEGIADO DO PPG SMARH**

**Sonaly Cristina Rezende Borges de Lima - Coordenadora**

Belo Horizonte, 27 de agosto de 2021.



Documento assinado eletronicamente por **Taciana Toledo de Almeida Albuquerque, Professora do Magistério Superior**, em 30/08/2021, às 12:05, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Gustavo Meirelles Lima, Professor do Magistério Superior**, em 30/08/2021, às 14:30, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Bruno Furieri, Usuário Externo**, em 14/09/2021, às 08:01, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Rafael Sartim, Usuário Externo**, em 14/09/2021, às 09:55, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Sonaly Cristina Rezende Borges de Lima, Coordenador(a) de curso de pós-graduação**, em 04/01/2022, às 15:21, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://sei.ufmg.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador 0925536 e o código CRC AEA95977.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter chegado até aqui, me guiar e fortalecer em todos os caminhos;

Aos meus pais, Rosa e Paulo Afonso por todo o sacrifício que enfrentaram para me dar uma criação digna e educação. Em especial, agradeço minha mãe por ser meu exemplo de força, perseverança e altruísmo, muito de quem eu sou hoje é espelhado no seu exemplo. Obrigado ao meu irmão Luiz Felipe por sempre cuidar de mim e sempre me mostrar que a vida é muito mais simples do que enxergamos.

À Nayara, por todo apoio, carinho, força e amor. Boa parte desse trabalho foi realizado através do apoio incondicional, do exemplo e da força que me dedicou durante todo esse tempo. Sem você, o caminho seria ainda mais árduo, obrigado por clareá-lo.

À memória da minha Tia Míriam, que ainda hoje é meu exemplo de generosidade, educação, ética e empatia, e à Tia Cristina. Vocês deram os meus primeiros ensinamentos e abriram o caminho para que eu chegasse até aqui, portanto essa conquista também é de vocês.

Aos meus amigos, por serem parte de mim e ter em vocês uma âncora. Em um mundo tão volátil, sou grato por tê-los comigo;

Ao CEFET-MG, pela excelente formação, por ter mudado e direcionado os rumos da minha vida de forma profunda e definitiva;

Aos amigos que conquistei no PPG SMARH, em especial, agradeço à todos do Grupo GPAMA. Tenho sorte de ter convivido com pessoas incríveis, que contribuíram para o meu trabalho e meu crescimento. Vocês são pessoas e profissionais de pura excelência.

Aos professores da UFMG, em especial do DESA, a quem eu pude conviver, aprender e ter profunda admiração.

A minha orientadora Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Taciana Albuquerque, por toda a paciência, orientação e apoio e bom humor desde a graduação. Não poderia ter profissional e pessoa melhor ao meu lado.

A meu coorientador Prof. Dr. Rafael Sartim, por todo conhecimento, apoio, guia e amizade.

À Universidade Federal de Minas Gerais e ao Programa de Pós Graduação em Saneamento, Meio Ambiente e Recursos Hídricos pela minha formação técnica, humana e social;

Ao CNPq e ArcelorMittal por todo apoio e contribuição para realização desse trabalho. A todos que de alguma forma contribuíram para a realização desse trabalho e para a conclusão dessa etapa.

## RESUMO

O aumento da poluição atmosférica vem recebendo cada vez mais atenção nas últimas décadas. As indústrias, por sua vez, são importantes contribuidoras para emissão de poluentes no ar, sendo necessária a utilização de controles ambientais, como os sistemas de ventilação local exaustora. Dessa forma, para o correto emprego desses sistemas, faz-se necessário que eles sejam eficazes e apresentem eficiência satisfatória, necessitando de um dimensionamento correto. Para esse dimensionamento, fatores importantes como a perda de carga e a dinâmica de escoamento devem ser precisamente estudados e aferidos. Um dos principais componentes contribuidores para a dinâmica e perda de carga de escoamento nos sistemas de ventilação são as junções. Assim, esse trabalho teve como objetivo avaliar a dinâmica de escoamento em junções de sistemas de ventilação local exaustora, examinando a influência do ângulo do fluxo secundário e da razão entre as vazões que afluem ao componente. Para esse estudo, utilizou-se uma planta real de ventilação industrial em escala reduzida, cuja geometria e condições de escoamento foram modeladas através do *software* ANSYS CFX 19.2. O modelo numérico foi resolvido utilizando-se uma malha de 3,8 milhões de nós e adotando-se o modelo de turbulência *Shear Stress Transport* (SST). O modelo numérico criado foi validado através da realização de medições experimentais na planta de ventilação, em que os resultados numéricos e aferidos em campo foram comparados estatisticamente através do Teste de Hipóteses de Kruskal-Wallis, à um nível de significância de 5%, onde comprovou-se a validade do modelo numérico. Foram simulados 12 casos à partir da combinação entre a variação do ângulo de entrada do ramo secundário e da razão entre as vazões secundária e principal, mantendo-se uma velocidade de escoamento em torno de 20m/s. Os resultados mostraram a existência e influência dos fenômenos de turbulência na região de junção dos dutos, tornando-se mais intensos conforme aumenta-se os fatores estudados (ângulo de entrada e razão entre vazões). Os resultados também foram aderentes aos métodos empíricos descritos em literatura e verificou-se que há uma relação direta entre os fatores estudados, a perda de carga e a pressão estática após a junção, sugerindo a proposição de uma forma alternativa de cálculo para esse último parâmetro.

Palavras-chave: ventilação industrial, CFD, controle de emissões, fluidodinâmica computacional.

## ABSTRACT

The increase in air pollution has received increasing attention in recent decades. The industries are important contributors to the emission of pollutants into the air, requiring the use of environmental controls, such as local exhaust ventilation systems. Thus, for the correct use of these systems, it is necessary that they are effective and have a satisfactory efficiency, requiring a correct dimensioning. For this design, important factors such as pressure drop and flow dynamics must be precisely studied and measured. One of the main contributors to the dynamics and pressure drop in ventilation systems are the joints. Thus, this work aimed to evaluate the flow dynamics at junctions of local exhaust ventilation systems, examining the influence of the angle of the secondary flow and the ratio between the flows that flow into the component. For this study, a real small-scale industrial ventilation plant was used, whose geometry and flow conditions were modeled using ANSYS CFX 19.2 software. The numerical model was solved using a mesh of 3.8 million nodes and adopting the Shear Stress Transport (SST) turbulence model. The numerical model created was validated by carrying out experimental measurements in the ventilation plant, in which the numerical and measured results in the field were statistically compared using the Kruskal-Wallis Hypothesis Test, at a significance level of 5%, where it proved the validity of the numerical model. Twelve cases were simulated from the combination of the variation of the secondary branch inlet angle and the ratio between the secondary and main flows, maintaining a flow velocity around 20m/s. The results showed the existence and influence of turbulence phenomena in the region where the pipelines join, becoming more intense as the studied factors increase (inlet angle and flow rate). The results were also in line with the empirical methods described in the literature and it was found that there is a direct relationship between the factors studied, the pressure drop and static pressure after joining, suggesting the proposition of an alternative way of calculating this last parameter

Palavras-chave: industrial ventilation, CFD, emissions control, computacional fluid dynamics.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Casos de ventilação geral natural em galpões.....	22
Figura 2 - Esquema de ventilação geral diluidora por insuflamento e exaustão .....	23
Figura 3 - Esquema de um Sistema de Ventilação Local Exaustora .....	23
Figura 4 - Exemplo de componentes da rede de dutos .....	25
Figura 5 - Deformação de um fluido entre duas placas.....	29
Figura 6 - Separação do fluxo de escoamento e formação de vórtices .....	32
Figura 7 - Diagrama de Moody .....	34
Figura 8 - Representação de uma ramificação convergente (a) e divergente(b) .....	36
Figura 9 - Representação uma expansão ou difusor.....	36
Figura 10 - Linhas de Fluxo e formação de vórtices em junções.....	37
Figura 11 - Junção de dutos considerando os 3 pontos de análise.....	39
Figura 12 - Tipos de volumes de controle discretizados em malha .....	43
Figura 13 - Demonstração da taxa líquida do fluxo de massa através das faces de um elemento de controle .....	46
Figura 14 - Forças atuando sobre um corpo na direção x .....	47
Figura 15 - Escoamento próximo à camada limite sem realização do <i>inflation</i> (à esquerda) e após a subdivisão utilizando <i>inflation</i> .....	55
Figura 16 - Demonstração de $y^+$ em um escoamento próximo à parede do domínio.....	55
Figura 17 - Modelo CFD das velocidades de filtração nas mangas de um filtro .....	57
Figura 18 - Modelos CFD realizados por Oliveira (2018) mostrando a velocidade de filtração nas mangas e as linhas de fluxo de ar em um ciclofiltro .....	58

Figura 19 - Simulação CFD mostrando a distribuição de velocidade em ciclone trabalhando em temperaturas extremas (a) e ambiente (b) .....	59
Figura 20 - Modelo CFD realizado por Santos (2020) mostrando o desalinhamento dos jatos de limpeza .....	59
Figura 21 - Resultados das simulações CFD realizadas por SONG et. al (2014) para vazamentos no duto secundário com abertura entre 0 e 6mm.....	60
Figura 22 - Resultados por Santos (2018) da distribuição de velocidade ao longo do duto e em uma de suas saídas obtidos por simulação CFD. ....	62
Figura 23 - Campo de velocidades na saída da coifa.....	63
Figura 24 - Distribuição de velocidade para alguns casos estudados por SHUKAPURE et al .....	63
Figura 25 - Esquema de componentes da Planta .....	64
Figura 26 - Sistema montado sem as válvulas.....	65
Figura 27 - Trecho estudado. Fonte.....	66
Figura 28 – Modelo geométrico em 3 dimensões do trecho estudado .....	67
Figura 29 - Linha traçada para teste de independência de malhas .....	70
Figura 30 - Perfil de velocidades do teste de independência de malhas .....	71
Figura 31 - Malha 3.....	72
Figura 32 - <i>Inflation</i> próximo às paredes do domínio.....	73
Figura 33 - Distribuição dos valores de $y^+$ nas paredes do domínio .....	73
Figura 34 - Perfil de velocidades do teste de modelos de turbulência.....	74
Figura 35 - Adaptação da montagem do sistema para realização das medições experimentais .....	78
Figura 36 - Marcações no Tubo de Pitot durante experimento.....	79

Figura 37 - Localização dos pontos de medição .....	79
Figura 38 - Distribuição espacial de velocidades no plano transversal para os casos simulados .....	90
Figura 39 - Distribuição de pressão ao longo do plano transversal dos casos estudados ....	92
Figura 40 - Distribuição vetorial do fluxo para plano transversal de ramificação à 30° com razões entre vazão primária e secundária de: (a) 20% (b) 40% (c) 60% e (d) 80% .....	93
Figura 41 - Distribuição vetorial do fluxo para plano transversal de ramificação à 45° com razões entre vazão primária e secundária de: (a) 20% (b) 40% (c) 60% e (d) 80% .....	94
Figura 42 - Distribuição vetorial do fluxo para plano transversal de ramificação à 60° com razões entre vazão primária e secundária de: (a) 20% (b) 40% (c) 60% e (d) 80% .....	95
Figura 43 - Variação da perda de carga com a razão entre as vazões da junção.....	96
Figura 44 - Variação da perda de carga com o ângulo de entrada do ramo secundário.....	97

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Peso específico e viscosidade cinemática do ar .....	33
Tabela 2 - Fatores de Perda de Carga (F2) .....	39
Tabela 3 - Valores padrão para as constantes do modelo Menter SST $\kappa$ - $\omega$ .....	53
Tabela 4 - Casos simulados .....	67
Tabela 5 - Malhas testadas.....	69
Tabela 6 - Hipóteses consideradas para modelagem.....	75
Tabela 7 - Vazões mássicas de entrada para cada caso estudado.....	75
Tabela 8 - Dados experimentais obtidos no Ponto 1 .....	80
Tabela 9 - Dados experimentais obtidos no Ponto 2 .....	80
Tabela 10 - Dados numéricos obtidos nos Pontos 1 e 2.....	84
Tabela 11 – Velocidade no Ponto 1 obtida das medições experimentais e do modelo numérico. .....	84
Tabela 12 – Velocidade no Ponto 2 obtida das medições experimentais e do modelo numérico. .....	84
Tabela 13 – Resultados do Teste de Kruskal-Wallis para os dados experimentais e numéricos. .....	86
Tabela 14 - Parâmetros aferidos na modelagem de cada caso .....	96
Tabela 15 - Perda de carga e pressão após a junção no sistema modelado.....	97

## LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

$\Delta p$	perda de carga [Pa]
A	área [m <sup>2</sup> ]
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (Fluidodinâmica Computacional)
$C_\mu$	constante adimensional
D	Diâmetro do duto [m]
df	fator de densidade [kg/m <sup>3</sup> ]
dfe	fator de correção de densidade pela elevação
dfm	fator de correção de densidade pela umidade
dfp	fator de correção de densidade pela pressão
dft	fator de correção de densidade pela temperatura
du/dy	taxa de deformação [1/s]
E	energia específica [J]
F1, F2	fatores de atrito para perda localizada
g	aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
g	aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$g_c$	fator de correção da aceleração da gravidade conforme altitude
k	energia cinética turbulenta
$k \nabla T$	fluxo de calor
l	comprimento do duto [m]
$\mu$	viscosidade molecular do fluido [N.s.m <sup>-2</sup> ]
m	massa [m <sup>3</sup> ]
$\emptyset$	diâmetro [m]
P	pressão [Pa]
Pk	limitador de produção
q	energia térmica [J]
Q	vazão volumétrica [m <sup>3</sup> /s]
Re	número de Reynolds
$S_{ij}$	taxa de deformação
SP	pressão estática [Pa]
SP	pressão estática [Pa]
t	tempo [s]

$u$	energia interna do fluido [J]
$\bar{u}_i$	média da componente da velocidade na direção i [m.s-1]
$u, v, w$	componentes de velocidade nas direções x, y z
$u_i$	velocidade na direção i
$u_i$	média da componente da velocidade na direção i [m/s]
$V$	velocidade de escoamento [m/s]
$V$	volume [m <sup>3</sup> ]
$VP$	pressão dinâmica [Pa]
$VP$	pressão dinâmica [Pa]
$VPr$	média ponderada da pressão dinâmica [Pa]
$w$	energia mecânica [J]
$W$	peso [N]
$x_i$	coordenada na direção i [m]
$y^+$	constante adimensional da qualidade da malha
$\gamma$	peso específico [N/m <sup>3</sup> ]
$\varepsilon$	taxa de dissipação da energia cinética turbulenta
$\mu$	viscosidade absoluta [N.s/m <sup>2</sup> ]
$\mu_t$	viscosidade turbulenta
$\mu_t$	viscosidade turbulenta [N.s.m-2]
$\rho$	massa específica
$\rho$	massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{act}$	massa específica nas condições locais [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{std}$	massa específica padrão - CNTP [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_{ij}$	Tensão na direção j em uma face normal ao eixo
$\sigma_\varepsilon, \sigma_k, C1, C2, C\mu$	constantes do modelo k-ε
$\sigma_\omega, \sigma_k, \gamma_1, \beta_1, \beta^*$	constantes do modelo SST k-ω
$\tau_{ij}$	tensão de cisalhamento no plano ij
$\tau_{yx}$	viscosidade cinemática [N/m <sup>2</sup> ]
$\phi$	função de dissipação viscosa
$u'$	flutuação da velocidade [m/s]

$\nabla.V$

gradiente de velocidade

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS.....</b>	<b>18</b>
2.1	OBJETIVO GERAL .....	18
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	18
<b>3</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA .....</b>	<b>19</b>
3.1	CONSIDERAÇÕES SOBRE AS EMISSÕES DE MATERIAL PARTICULADO .....	19
3.1.1	Sistemas de ventilação industrial.....	22
3.1.2	Rede de dutos .....	24
3.2	PRINCÍPIOS DE ESCOAMENTO E DINÂMICA DOS FLUIDOS .....	26
3.3	PERDA DE CARGA.....	31
3.3.1	Perda de Carga Contínua .....	33
3.3.2	Perda de Carga Localizada .....	35
3.3.3	Metodologia da American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH®).....	37
3.4	MODELAGEM FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL .....	40
3.4.1	Princípios da Modelagem Fluidodinâmica Computacional .....	42
3.4.2	Equações Governantes.....	45
3.4.3	Modelos de Turbulência .....	49
3.4.4	Crítérios de Convergência de Malha .....	53
3.4.5	Aplicações da Modelagem Fluidodinâmica para o controle da poluição do ar .....	55
3.5	TRABALHOS CORRELATOS.....	60
<b>4</b>	<b>MATERIAL E MÉTODOS .....</b>	<b>64</b>
4.1	DESCRIÇÃO DO CASO ESTUDADO .....	64
4.2	CASOS SIMULADOS .....	67
4.3	GERAÇÃO E ESCOLHA DA MALHA E MODELO DE TURBULÊNCIA .....	68
4.3.1	Teste de Malhas .....	70
4.3.2	Teste do modelo de turbulência.....	73
4.4	CONDIÇÕES DE CONTORNO E PROCESSAMENTO .....	74
4.5	PÓS PROCESSAMENTO .....	76
4.6	VALIDAÇÃO DO MODELO.....	76
4.6.1	Obtenção dos dados experimentais.....	77
4.6.2	Geração e processamento do modelo.....	80
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO.....</b>	<b>82</b>
5.1	VALIDAÇÃO .....	82
5.2	ANÁLISE DO ESCOAMENTO .....	87
5.3	INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE ENTRADA E VAZÃO SECUNDÁRIA.....	89
5.4	PERDA DE CARGA NA JUNÇÃO .....	96
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>100</b>
<b>7</b>	<b>RECOMENDAÇÕES .....</b>	<b>101</b>
	<b>ANEXO I.....</b>	<b>108</b>

# 1 INTRODUÇÃO

A preservação da qualidade do ar no Brasil é um tema crítico e vem recebendo atenção exponencial nas últimas décadas. Assegurada pela Constituição Federal e seguindo as diretrizes da Política Nacional do Meio Ambiente - PNMA, a busca por soluções que diminuam os impactos sobre o meio ambiente passam diretamente pela necessidade de soluções que visem a minimização e o controle da emissão de poluentes sobre a atmosfera.

Com o gradual, porém expressivo aumento da industrialização brasileira no final da década de 1990 e nas primeiras duas décadas no século XXI, bem como o aumento das manchas urbanas, em especial nas regiões metropolitanas das médias e grandes cidades, evidencia-se a importância de estudos e projetos que visem a preservação e melhoria da qualidade do ar. A indústria, por sua vez, contribui com uma importante parcela de emissões de material particulado para a atmosfera (SANTOS, 2019). Portanto, o controle realizado nas indústrias é fundamental, não só para cumprir as legislações ambientais, mas também para preservar a saúde dos trabalhadores e da população e, em alguns processos, gerar valor econômico à partir do reaproveitamento ou transformação do material particulado ou gases retidos (CASTRO *et al.*, 2020).

Nesse cenário, a utilização de sistemas e equipamentos para o controle de emissões atmosféricas é fundamental para garantir o atendimento aos padrões de qualidade e emissão e, acima disso, minimizar os impactos deletérios dessas substâncias sobre saúde humana e ao meio ambiente.

Assim, os sistemas de ventilação industrial exercem papel fundamental na manutenção da qualidade do ar ao captar, direcionar e tratar poluentes que outrora seriam lançados diretamente no meio (MACINTYRE, 1990). Dentre os métodos de controle mais utilizados, os sistemas de ventilação local exaustora merecem destaque devido à sua boa eficácia na redução dos poluentes lançados na atmosfera, tornando-se críticos para o cumprimento legal e a melhora da performance ambiental dos empreendimentos industriais (ASHRAE, 2007).

Esses sistemas são amplamente empregados para a captação local de poluentes de fontes fixas, direcionando, tratando e liberando os gases com reduzidas concentrações de poluentes para a atmosfera. Geralmente esses sistemas são compostos por uma coifa de captação, que tem a função de coletar localmente os poluentes emitidos, que são conduzidos através de uma rede de dutos e succionados por um ou mais ventiladores (OLIVEIRA & PINTO, 2019).



Posteriormente, os gases e partículas podem passar por um equipamento de controle, que tem a função de retirar os contaminantes presentes no fluido e, finalmente, os gases tratados são liberados na atmosfera através de uma chaminé ou ponto de exaustão (ACGIH, 2019).

Dentre esses componentes, ressalta-se o papel das redes de dutos, que interconectam todos os demais elementos de controle e exercem influência direta sobre a dinâmica de escoamento de ar e remoção de materiais particulados do ar exaurido. Dessa forma, o correto dimensionamento e estudo dos parâmetros técnicos fazem-se fundamentalmente necessários. Para isso, diversos aspectos devem ser considerados, entre eles a perda de carga sofrida em virtude da dinâmica de escoamento, da geometria e material dos componentes, entre outros fatores (MACINTYRE, 1990).

A perda de carga é um parâmetro fundamental para a estruturação dos sistemas de ventilação, afetando, conseqüentemente, na performance do sistema de controle e na eficiência energética. Por sua vez, esses ganhos refletem-se num melhor desempenho financeiro e ambiental, reduzindo o consumo energético e a frequência de manutenção, atuando em prol de um desenvolvimento industrial mais sustentável. A perda de carga depende de fatores como o diâmetro e a rugosidade os dutos, a velocidade de escoamento do ar, o número e tipos de conexões e, sobretudo, da geometria dos componentes do sistema (MACINTYRE, 1990). Para a mensuração desses efeitos, na maioria dos casos, são utilizados coeficientes de perda de carga.

Atualmente, a maioria dos métodos utilizados para o dimensionamento de dutos dos sistemas de ventilação para controle de poluição são empíricos, sendo que, de forma geral, a grande maioria dos coeficientes de perda de carga foram definidos ainda durante a primeira metade do século XX, sendo o trabalho de Behls (1971) um dos primeiros a utilizar recurso computacional para o cálculo dos coeficientes de fricção em dutos.

A evolução da tecnologia computacional, associada à maior facilidade de acesso à *hardwares* e *softwares*, permitiu grandes avanços em relação a modelagem numérica, possibilitando a utilização dessas ferramentas na verificação, validação e aprimoramento dos métodos empíricos. Dessa forma, a fluidodinâmica computacional (CFD) desponta como uma alternativa robusta para a simulação numérica de projetos, análise de sistemas e predição de eventos envolvendo o escoamento de fluidos, tornando-se uma ferramenta robusta que, quando bem empregada, pode trazer bons resultados no projeto e investigação de processos que envolvem o escoamento de fluidos (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Dessa forma, pretende-se nesse trabalho utilizar a fluidodinâmica computacional para avaliar o escoamento de ar em uma junção de dutos em um sistema de ventilação industrial para controle da poluição do ar em escala reduzida e verificar a influência da perda de carga e dos métodos empíricos tradicionais utilizados na sua determinação.

## **2 OBJETIVOS**

### **2.1 *Objetivo geral***

Esse trabalho tem o objetivo geral de avaliar a dinâmica de escoamento e a perda de carga localizada em junções de dutos de ventilação local exaustora utilizada para o controle da poluição do ar através da utilização da fluidodinâmica computacional.

### **2.2 *Objetivos específicos***

- Avaliar a dinâmica do escoamento de ar em junções de dutos de ventilação industrial, bem como seus efeitos na perda de carga localizada;
- avaliar o comportamento da perda de carga localizada em junções de dutos de ventilação industrial de acordo com a variação do ângulo de entrada e da razão de carga entre as vazões secundária e primária;
- avaliar a influência do fluxo de ar nos trechos primário e secundário para a perda de carga localizada;
- Verificar a precisão dos métodos empíricos e numéricos para o cálculo da perda de carga localizada em junções.

### 3 REVISÃO DA LITERATURA

#### 3.1 *Considerações sobre as emissões de material particulado*

Para alcançar uma maior assertividade na escolha dos métodos de controle a serem utilizados, faz-se necessária uma avaliação adequada dos poluentes atmosféricos e suas fontes, sendo necessária a análise e categorização de suas características, processos ou atividades de origem, fase física em que os poluentes encontram-se e, no caso de poluentes no estado sólido, o tamanho médio das partículas (FINLAYSON-PITTS & PITTS, 2000).

A poluição atmosférica pode ser definida como qualquer forma de matéria ou energia com intensidade, concentração, tempo ou características que possam tornar o ar impróprio, nocivo ou ofensivo à saúde, inconveniente ao bem-estar público, danoso aos materiais, à fauna e à flora ou prejudicial à segurança, ao uso e gozo da propriedade e à qualidade de vida da comunidade (BRASIL, 1990).

Dentre os principais poluentes atmosféricos, pode-se citar os compostos de enxofre (SO<sub>x</sub>), compostos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>), compostos orgânicos (hidrocarbonetos, aldeídos, ácidos orgânicos, etc.), compostos halogenados (fluoretos, cloretos, etc.), oxidantes fotoquímicos (O<sub>3</sub>, formaldeído, etc.) e os materiais particulados (PM). Pode-se definir os materiais particulados como partículas sólidas e/ou líquidas em suspensão no ar, cujas características e composição dependem diretamente da fonte emissora (SLAUGHTER *et al.*, 2005; WHO, 2006; VALERO, 2008; ANDREÃO *et. al*, 2021).

Conforme Seinfeld & Pandis (2006), o material particulado geralmente é constituído por pequenos fragmentos sólidos, comumente chamado de poeiras, fumos e todo tipo de material sólido e líquido que se mantém suspenso na atmosfera e pode ser dividido em duas frações: inalável e respirável. A fração inalável é composta por materiais particulados com diâmetro equivalente menor que 10 micrômetros, também referida como PM<sub>10</sub>, já a fração respirável é composta por materiais com diâmetro equivalente menor que 2,5 micrômetros, geralmente referida como PM<sub>2,5</sub>.

Os poluentes atmosféricos, geralmente mensurados em concentrações de PM<sub>10</sub>, PM<sub>2,5</sub>, NO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub> e O<sub>3</sub> estão associados com o aumento das taxas de mortalidade, casos de internação e atendimentos emergenciais por doenças respiratórias (MACHIN & NASCIMENTO, 2018). O material particulado está associado a efeitos deletérios ao sistema respiratório e cardiovascular

sobre a população (ANDREÃO *et al.*, 2018, FERNANDES *et al.*, 2020, ANDREÃO *et al.*, 2020). Diversos estudos têm avaliado os efeitos adversos dos poluentes presentes no ar sobre a saúde humana. Estima-se, considerando apenas as cidades das regiões metropolitanas de São Paulo/SP, Rio de Janeiro/RJ, Belo Horizonte/MG e Vitória/ES, um total evitável de mortes no ano de 2015 relacionadas ao  $PM_{2,5}$  igual a  $32.000 \pm 5.300$ , devido à todas as causas de mortalidade, sendo entre  $16.000 \pm 2.100$  e  $51.000 \pm 3.000$  devido a causas não acidentais, entre  $7.300 \pm 1.300$  e  $16.700 \pm 1.500$  devidos à doenças cardiovasculares, entre  $4.750 \pm 900$  e  $10.950 \pm 870$  devido a doenças isquêmicas do coração e  $1.220 \pm 330$  mortes evitáveis devido ao câncer de pulmão (ANDREÃO *et al.*, 2020).

Pela necessidade de controlar-se e regulamentar as emissões de poluentes atmosféricos e visando a melhoria da qualidade do ar, o Conselho Nacional de Meio Ambiente (CONAMA) publicou em maio de 1986 a Resolução nº 18 (BRASIL, 1986), posteriormente complementada pela Resolução nº 8 de 1993 (BRASIL, 1993), criando o Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores – PROCONVE, definindo os primeiros limites de emissão de poluentes atmosféricos para veículos leves, pesados novos, nacionais e importados. Em seguida, o CONAMA elaborou a resolução nº 03, publicada em 28 de junho de 1990 (BRASIL, 1990), atualizada pela Resolução nº 491 de 19 de novembro de 2018 (BRASIL, 2018), estabelecendo os padrões de qualidade do ar no Brasil.

Com o objetivo de regulamentar as emissões provenientes de atividades industriais e demais atividades portadoras de fontes fixas, o CONAMA publicou em 26 de dezembro de 2006 a Resolução nº 382 (BRASIL, 2006) e, em 22 de dezembro de 2011, foi publicada a Resolução nº 436 de 2011 (BRASIL, 2011), que complementa a resolução anterior e juntas estabelecem os limites máximos para emissão de poluentes atmosféricos em fontes fixas.

Posteriormente, foi publicada pelo CONAMA, em 16 de novembro de 2018, a Resolução nº 490 (BRASIL, 2018a) que estabelece a Fase PROCONVE P8, instaurando novos prazos e padrões para o controle das emissões de gases poluentes e de ruído para veículos automotores pesados novos de uso rodoviário. Essas resoluções servem de base para o estabelecimento de legislações estaduais e municipais que atuam em complementaridade, regulamentando a emissão de poluentes atmosféricos.

As fontes de emissão são normalmente agrupadas em fontes naturais e antropogênicas (SANTOS, 2018a). Pode-se afirmar que as principais fontes antropogênicas de poluentes

atmosféricos são as fontes móveis, provenientes do transporte rodoviário, ferroviário, marítimo e aéreo, as fontes industriais e as de solventes e vapores orgânicos, como postos de combustíveis e processos de pintura (COSTA & BALDASANO, 1996). Dentre as fontes naturais, destacam-se as erupções vulcânicas, com a emissão de material particulado e gases como SO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S e CH<sub>4</sub> (BOUBEL *et al.*, 1994; WHO, 2006), as queimadas naturais, tempestades de poeira e os oceanos, que emitem constantemente aerossóis em forma de partículas de sal para a atmosfera (SANTOS, 2018a).

Os poluentes podem ser emitidos diretamente, chamados de poluentes primários, ou serem formados através de reações químicas, físico-químicas e/ou fotoquímicas na própria atmosfera, sendo chamados de poluentes secundários (FINLAYSON-PITTS & PITTS, 1999).

Dentre as principais fontes, os poluentes primários podem ser emitidos por fontes fixas, como chaminés de indústrias ou sistemas de exaustão, fontes móveis, como veículos, ou por fontes difusas, como a ressuspensão de poeira pela ação eólica (CARVALHO *et al.*, 2015). Já os poluentes secundários formam-se na atmosfera a partir da reação de poluentes primários, como, por exemplo, o ozônio troposférico, formado a partir de reações químicas entre NO<sub>x</sub> e COVs (compostos orgânicos voláteis) na presença de radiação solar (BOIAN & ANDRADE, 2012; GALVÃO *et al.*, 2016).

Para o controle da emissão de materiais particulados, ressalta-se a importância de conhecer as características das fontes de emissão. Dessa forma, diferentes controles devem ser adotados para fontes fixas, difusas e móveis.

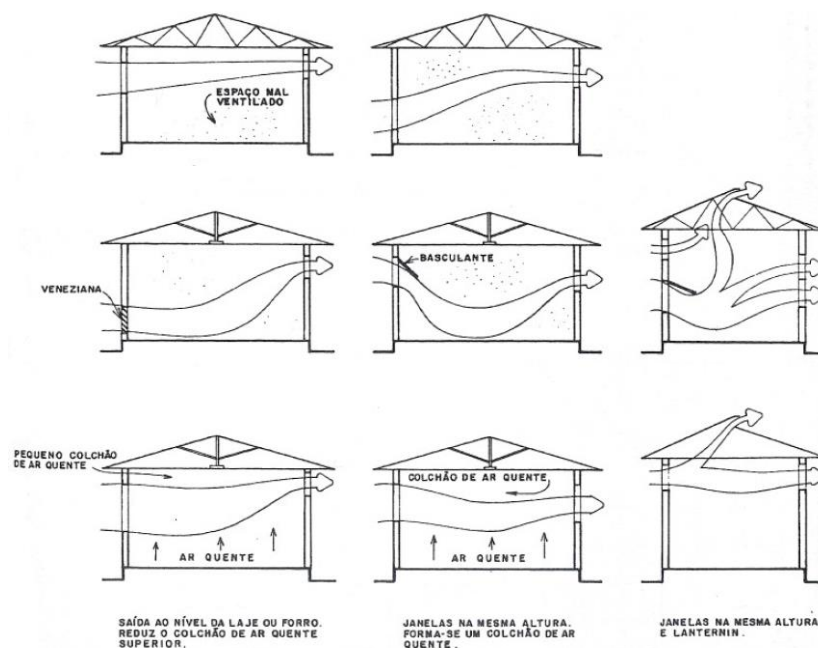
Sob a ótica das fontes fixas, inúmeros esforços vêm sendo feitos para o controle das emissões provenientes de atividades industriais, setor que abriga grande parte dessas fontes. Porém, ressalta-se a importância de considerar-se o custo associado ao controle nessas fontes, uma vez que esse custo é, em geral, uma função exponencial diretamente proporcional a eficiência do controle (VALLERO, 2008). Esse fator impulsiona a busca constante por sistemas que associem uma eficiência satisfatória do sistema de controle e uma performance financeira sustentável, levando-se em conta os custos associados à implantação, consumo de energia, manutenção, entre outros.

Dentre os principais meios para o controle da poluição do ar em fontes fixas destacam-se os sistemas de ventilação industrial. A ventilação industrial é entendida como uma operação

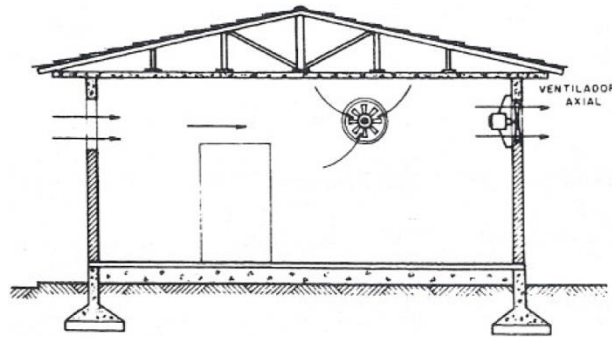
realizada por meios mecânicos que visam controlar a temperatura, distribuição do ar, umidade e eliminar agentes poluidores do ambiente como gases, vapores, fumos, névoas, microrganismos e odores (MACINTYRE, 1990).

### 3.1.1 Sistemas de ventilação industrial

A ventilação industrial é dividida em duas grandes categorias: a ventilação local exaustora e a ventilação geral. A ventilação geral pode ser do tipo natural, quando não são empregados dispositivos mecânicos para provocar o deslocamento do ar, sendo a movimentação natural realizada através de portas, janelas, lanternins, entre outros, conforme ilustra a Figura 1, ou diluidora, podendo ser realizada através da utilização de dispositivos eletromecânicos, através de insuflação, exaustão ou um misto entre os dois, conforme ilustra a Figura 2 (MACINTYRE, 1990). Dentre os casos mais utilizados de ventilação industrial geral diluidora está a insuflação natural e exaustão mecânica, a insuflação mecânica e exaustão natural e a insuflação e exaustão mecânicas, que devem ser escolhidas conforme as especificidades de cada instalação industrial.

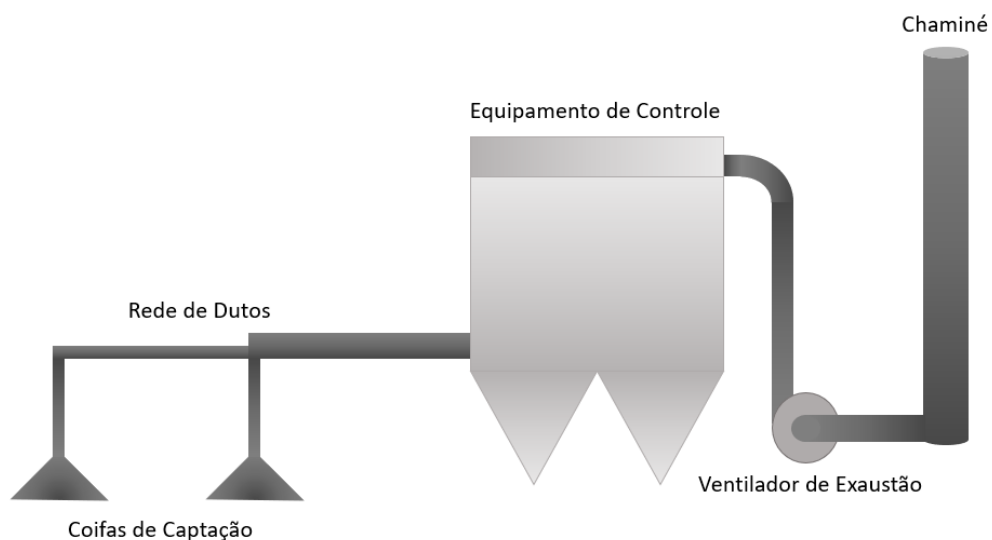


**Figura 1** - Casos de ventilação geral natural em galpões. Fonte: MACINTYRE, 1990.



**Figura 2** - Esquema de ventilação geral diluidora por insuflamento e exaustão. Fonte: MACINTYRE, 1990.

Muitos contaminantes não podem ser dispersos ou diluídos diretamente na atmosfera, seja por sua alta toxicidade ou pela elevada concentração com que são gerados ou estão presentes no ambiente. Assim, para evitar a exposição ocupacional e contaminação ambiental proveniente desses contaminantes, faz-se necessária a sua captação, condução e tratamento antes da exaustão (ACGIH, 2019). Aos sistemas que prestam-se a essa finalidade, dá-se o nome de ventilação local exaustora, mostrado esquematicamente na Figura 3.



**Figura 3** - Esquema de um Sistema de Ventilação Local Exaustora. Fonte: Autoria própria.

Esses sistemas são normalmente constituídos por coifas de captação, que tem a função de coletar localmente os poluentes emitidos; rede de dutos, que conectam todos os elementos do sistema e conduzem os gases pelo sistema até sua exaustão; equipamentos de controle, como filtros de manga, precipitadores eletrostáticos, lavadores de gases, entre outros, que tem a função de retirar ou diminuir a concentração dos contaminantes do gás; ventiladores, que succionam o gás contaminado pelo sistema e por uma chaminé ou ponto de exaustão, que exaure o gás tratado para a atmosfera (ACGIH, 2019).



Dentre os principais componentes dos sistemas de ventilação local exaustora, os dutos exercem o papel fundamental, sendo o componente de maior extensão e com influência sob todos os demais (MACYNTIRE, 1990). Por essa razão, o correto dimensionamento, instalação e manutenção deles é primordial para o adequado funcionamento do sistema.

### **3.1.2 Rede de dutos**

A rede de dutos de ventilação pode ser definida como uma disposição de tubulações para a condução do ar sob baixa pressão, onde, por essa razão, a compressibilidade do ar pode ser desprezada, sendo que, na maioria dos casos, não se observam fenômenos termodinâmicos expressivos no escoamento como os verificados em linhas de ar comprimido ou de vapor (MACYNTIRE, 1990).

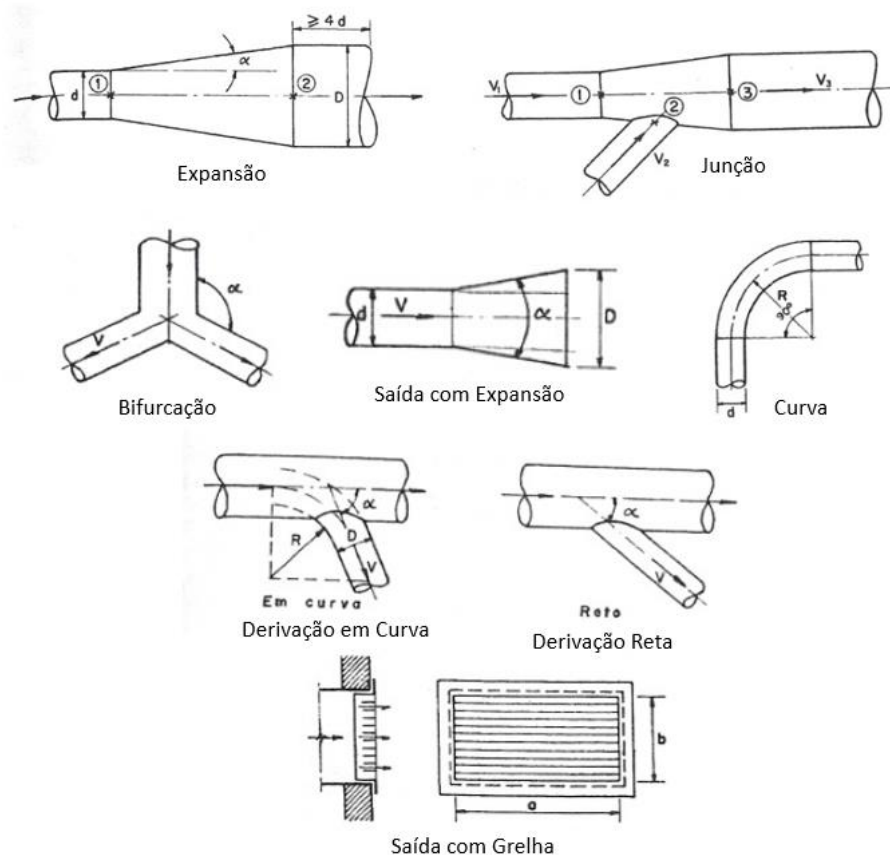
O dimensionamento dos dutos, independentemente da metodologia adotada, baseia-se fundamentalmente na Equação de Continuidade e no Princípio de Conservação da Energia para os fluidos em escoamento permanente, uniforme e unidimensional, compilada pela equação de Bernoulli, em que o valor de vazão pode ser obtido simplificadaamente pelo produto entre a área da seção normal ao escoamento e a velocidade média nessa seção (MACYNTIRE, 1990).

Entre as opções de geometrias da tubulação, as seções mais utilizadas são retangulares, circulares ou uma combinação entre elas (SANTOS, 2018b). Dutos de seção retangular são normalmente utilizados em detrimento de seções circulares em projetos onde não há grande espaço físico ou pé-direito disponível (ALDEN & KANE, 1982). Entretanto, pela existência de arestas e bordas livres, a utilização de seções retangulares ou quadradas tendem a favorecer a existência de zonas de baixa velocidade, com maior suscetibilidade à ocorrência de descolamento da camada limite e deposição de particulado nos dutos (FURIERI; CASTILHO, 2009). Para amenizar a ocorrência de zonas de recirculação, perda de carga elevada e mudanças bruscas na dinâmica de escoamento, devem ser preteridas bifurcações e derivações com ângulos acentuados, quinas, reduções e expansões bruscas de seção da tubulação (SANTOS, 2018b).

A seleção dos materiais para elaboração dos projetos de dutos de exaustão deve levar em conta a característica e concentração dos gases e dos poluentes transportados, bem como o atrito, a pressão, a temperatura e a velocidade do gás exaurido. Os materiais mais utilizados industrialmente para esses projetos são o aço comum e o aço galvanizado, utilizando-se chapas soldadas ou rebitadas (FURIERI; CASTILHO, 2009).

A velocidade do gás nos dutos de exaustão e nos dutos de entrada de equipamentos de controle deve ser capaz de transportar os materiais particulados presentes no meio. Dessa forma, a velocidade varia conforme o tipo de material particulado, o tamanho e a massa da partícula. As velocidades recomendadas variam, aproximadamente, entre 5 e 23 m/s dependendo da composição dos gases e poluentes (ACGIH, 2019).

Entre os principais componentes das redes de dutos estão as expansões de captação/entradas, expansões de saída e conexão, grelhas de insuflamento com ou sem registros de regulação de vazão, curvas, cotovelos, junções, alargamentos graduais ou expansões, reduções e filtros (MACINTYRE, 1990), conforme mostra a Figura 4.



**Figura 4** - Exemplo de componentes da rede de dutos. Fonte: Adaptado de MACINTYRE, 1990.

Analisando as junções, que serão objeto de estudo nesse trabalho, observa-se que nesse componente ocorre a confluência entre dois ou mais fluxos distintos em um numa zona de mistura turbulenta, acompanhada pela perda de pressão (FONSECA, 2017). Nesse fenômeno ocorre uma transferência de quantidade de movimento entre as partículas que se movem à velocidades e em direções diferentes, tendendo ao equilíbrio na seção após a junção, ao longo do escoamento (IDELCHICK, 1966). As variações de velocidade, causadas pela junção dos

fluxos distintos, são compensadas através de variações na pressão estática e no surgimento de vórtices turbulentos de recirculação (FONSECA, 2017).

Os componentes dos dutos influenciam diretamente na dinâmica e características do escoamento de ar dentro do sistema de ventilação, contribuindo com uma importante parcela da perda de carga. Dessa forma, para o correto dimensionamento e funcionamento desses sistemas é fundamental o estudo da influência e participação desses componentes na perda de carga e dinâmica de escoamento.

### **3.2 Princípios de escoamento e dinâmica dos fluidos**

Do ponto de vista da mecânica dos fluidos, toda a matéria encontra-se em somente dois estados, fluido e sólido e pode-se definir que a distinção técnica entre os dois estados está na reação de cada um deles à aplicação de uma tensão de cisalhamento ou tangencial (WHITE, 2011). Um sólido pode resistir a uma tensão de cisalhamento por uma deflexão estática, enquanto qualquer tensão de cisalhamento aplicada a um fluido, não importa quão pequena ela seja, resultará em um movimento desse (WHITE, 2011). Dessa forma, pode-se definir que os fluidos são substâncias em estado líquido ou gasoso que deformam-se continuamente sob a ação de uma força cisalhante (BAPTISTA e COELHO, 2014). As substâncias em estado líquido são formadas por um conjunto de moléculas relativamente agrupadas com forças coesivas fortes que tendem a manter seu volume e formar uma superfície livre em um campo gravitacional, enquanto as moléculas dos gases são amplamente espaçadas, com forças coesivas desprezíveis, expandindo-se até os limites das paredes que o confinam, não formando uma superfície livre e seus escoamentos raramente estão ligados aos efeitos gravitacionais, exceto o empuxo térmico (WHITE, 2011).

Assume-se que o ar, assim como outros gases e líquidos, pode ser tratado como um meio contínuo. Assim, cada propriedade do fluido é considerada como tendo um valor definido em cada ponto no espaço e suas propriedades, tais como a massa específica, temperatura, velocidade e assim por diante, são consideradas funções contínuas da posição e do tempo (FOX e MCDONALD, 2015).

A fluidodinâmica dedica-se a estudar o movimento de um fluido e os fenômenos decorrentes dele. Pode-se classificar o regime de escoamento de um fluido em relação ao tempo em regime permanente e regime transiente. O regime permanente caracteriza-se pela manutenção das

propriedades do fluido em qualquer ponto do escoamento, enquanto no regime transiente as características do fluido mudam em relação ao tempo (STREETER; WYLIE, 1982). Para esse estudo, considera-se que o escoamento de um fluido por um duto ocorre em regime permanente.

Ao analisarmos o movimento de fluidos sob a ótica da fluidodinâmica, faz-se necessário considerar alguns parâmetros básicos dos fluidos como massa específica, peso específico, viscosidade e pressão.

- **Massa Específica**

A massa específica é a relação entre a massa do fluido e o volume ocupado por ele (BAPTISTA; COELHO, 2014). Esse fator é afetado diretamente pela temperatura e pressão no fluido, visto que essas duas propriedades afetam a coesão entre as moléculas e, por consequência, seu volume. Simplificadamente tem-se:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.1)$$

$\rho$  = massa específica [kg/m<sup>3</sup>]

$m$  = massa [kg]

$V$  = volume [m<sup>3</sup>]

- **Fator de densidade**

O fator de densidade, do inglês *density factor* (df), é um fator utilizado no projeto de sistemas de ventilação para corrigir a influência de fatores locais sobre a densidade do ar. O fator de densidade é definido por:

$$df = \frac{\rho_{act}}{\rho_{std}} \quad (3.2)$$

$df$  = fator de densidade [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_{act}$  = massa específica nas condições locais [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_{std}$  = massa específica padrão - CNTP [kg/m<sup>3</sup>]

Como muitas vezes não dispõe-se de meios para verificação da densidade do ar localmente, pode-se calcular o fator de densidade por:

$$df = (df_e) \times (df_p) \times (df_t) \times (df_m) \quad (3.3)$$

$$df_e = \text{fator corrigido pela elevação} = 1 - [(22,08) \times (10^{-6}) \times (z)]^{5,258} \quad Z = \text{elevação acima do nível do mar [m]}$$

$$df_p = \text{fator corrigido pela pressão} = [101384 + (SP)]/101384 \quad SP = \text{pressão estática no local [Pa]}$$

$$df_t = \text{fator corrigido pela temperatura} = 294/(T + 273) \quad T = \text{Temperatura [°C]}$$

$$df_m = \text{fator corrigido pela umidade} = (1 + \omega)/(1 + 1,607 \times \omega) \quad \omega = \text{taxa de umidade do ar}$$

- **Peso Específico**

O peso específico é definido como a razão entre o peso de uma unidade de fluido pelo seu volume correspondente. Pela Primeira Lei de Newton, sabe-se que o peso de um corpo é diretamente proporcional a sua massa e a aceleração da gravidade sobre ele, logo, de forma simplificada tem-se:

$$\gamma = \frac{w}{v} = \frac{m \cdot g}{v} = \rho \cdot g \quad (3.4)$$

$\gamma$  = peso específico [N/m<sup>3</sup>]

W = peso [N]

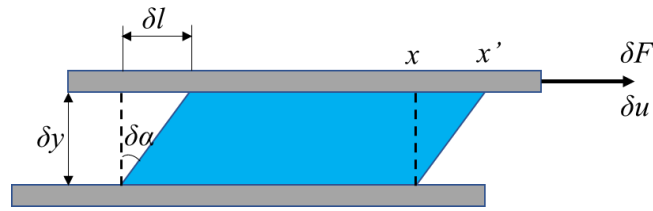
g = aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]

- **Viscosidade**

As tensões são desenvolvidas em um sólido quando o material é deformado ou cisalhado elasticamente, no caso de um fluido, as tensões de cisalhamento aparecem devido ao escoamento viscoso (WHITE, 2011). A viscosidade pode ser definida como uma medida da aderência interna de um fluido causada por forças coesivas entre as moléculas e por colisões moleculares nos fluidos (FOX e MCDONALD, 2015).

Conforme mostra Fox e Mcdonald (2015), tomando como base um fluido confinado entre duas placas em repouso no tempo  $t$  em que  $\delta A y$  representa a área de contato do elemento fluido com a placa, conforme ilustra a Figura 5, caso exista uma força ( $\delta F x$ ) de modo que a placa seja arrastada a uma velocidade constante ( $\delta u$ ), observa-se uma tensão de cisalhamento  $\tau_{yx}$  sobre o fluido, dada por:

$$\tau_{yx} = \frac{dFx}{dAy} \quad (3.5)$$



**Figura 5** - Deformação de um fluido entre duas placas. Fonte: adaptado de WHITE (2011).

Considerando um intervalo de tempo  $\delta t$ , a deformação do fluido é dada por:

$$\text{Taxa de deformação} = \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta \alpha}{\delta t} = \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.6)$$

Considerando que  $\delta l = \delta u \delta t$  e, para pequenos ângulos,  $\delta l = \delta y \delta \alpha$ , iguala-se as duas equações e tem-se:

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{du}{dy} = \text{Taxa de deformação} \quad (3.7)$$

Para fluidos discriminados como Fluidos Newtonianos, como o ar, a taxa de deformação é diretamente proporcional a tensão de cisalhamento, utilizando como constante de proporcionalidade a viscosidade absoluta ( $\mu$ ), tem-se que a tensão de cisalhamento é dada por:

$$\tau_{yx} = \mu \cdot \frac{du}{dy} \quad (3.8)$$

$\tau_{yx}$  = tensão de cisalhamento [N/m<sup>2</sup>]

$\mu$  = viscosidade absoluta [N.s/m<sup>2</sup>]

$du/dy$  = taxa de deformação [1/s]

- **Pressão**

Em um escoamento, pode-se notar a presença de dois tipos de pressão, a pressão estática, ou *static pressure* (ST), e a pressão dinâmica, ou *velocity pressure* (VP).

A pressão estática pode ser negativa ou positiva, medida em unidades de Pascal [Pa] e definida como a pressão exercida pelas moléculas do fluido sobre o duto, tendendo a rompê-lo, enquanto a pressão dinâmica pode ser descrita como a pressão capaz de acelerar o fluido de zero a uma

velocidade  $V$ , convertendo a energia potencial de pressão em energia cinética (ACGIH, 2019). Segundo ACGIH (2019), a pressão dinâmica pode ser calculada através da Equação 3.9.

$$VP = \frac{\rho u^2}{2g_c} \quad (3.9)$$

$VP$  = pressão dinâmica [Pa]

$g_c$  = fator de correção da aceleração da gravidade conforme altitude

$u$  = velocidade do escoamento [m/s]

$\rho$  = massa específica do fluido [kg/m<sup>3</sup>]

Conforme Baptista e Coelho (2014), a pressão estática pode ser definida como a relação entre a força normal que age sobre um ponto e a superfície desse ponto com determinada área. Conforme a Lei de Pascal, num fluido em equilíbrio a pressão estática tende a ser a mesma em todos os pontos. Dessa forma, a pressão estática em um ponto é calculada por:

$$P_x = P_y = P_z = \lim_{A \rightarrow 0} \frac{F}{A} \quad (3.10)$$

O escoamento também pode ser classificado quanto à trajetória das partículas em laminar e turbulento (BAPTISTA e COELHO, 2014). Os escoamentos laminares tem por característica geral as partículas seguirem continuamente em uma única direção sem perturbações aparentes, enquanto no regime turbulento tem-se a ocorrência de moléculas que deslocam-se em várias direções e a transferência de movimento para várias partes do fluido, facilitando a ocorrência de vórtices, recirculações, etc. O regime de escoamento pode ser determinado através de uma interpretação do Número de Reynolds, dado por:

$$Re = \frac{u \cdot \rho \cdot D}{\mu} \quad (3.11)$$

$u$  = velocidade média na tubulação [m/s]

$D$  = Diâmetro do duto [m]

$\rho$  = densidade do ar, [kg/m<sup>3</sup>]

$\mu$  = viscosidade absoluta [N.s/m<sup>2</sup>]

Os regimes de escoamento também podem ser classificados quanto à sua variação no tempo como permanentes, quando não há variação (Eq.13), e transientes, quando a variação existe.

$$\delta P/\delta t = \delta p/\delta t = \delta u/\delta t = 0 \quad (3.12)$$

Todo escoamento de fluidos é regido por leis e princípios básicos, sendo delas derivadas as principais equações governantes que nos permitem descrever o comportamento desse fluido em movimento: o princípio da conservação da massa, o princípio da conservação da energia, o princípio da quantidade de movimento, a primeira e segunda leis da termodinâmica e as Leis de Newton (FOX e MCDONALD, 2015).

Além disso, para o dimensionamento e estudo de escoamentos e redes de distribuição, faz-se necessário considerar um parâmetro importante, que impacta em toda a dinâmica de escoamento e afeta sensivelmente grande parte dos projetos envolvendo o transporte de fluidos, a perda de carga.

### **3.3 Perda de carga**

A perda de carga em um sistema pode ser descrita como a diferença de energia entre dois pontos do escoamento, sendo gerada pelo movimento das moléculas do fluido interagindo, tanto com as paredes dos dutos, mas, principalmente, entre si. Através do movimento dessas moléculas, parte da energia do escoamento é transformada em calor devido à viscosidade molecular e turbulenta do meio em movimento (IDELCHIK, 1966). Devido à irreversibilidade da transformação dessa energia térmica em energia potencial e/ou cinética do movimento, chama-se essa parcela de energia de perda de carga.

A perda de carga pode ser classificada em dois tipos, a perda de carga contínua e a perda de carga localizada. As perdas por atrito são devidas à viscosidade (molecular e turbulenta) dos fluidos, que manifesta-se durante seu movimento e é resultado da troca de momento entre moléculas em um fluxo laminar e entre partículas individuais de fluido de camadas adjacentes movendo-se em velocidades e direções diferentes, em fluxo turbulento. Essas perdas ocorrem ao longo de todo comprimento de um duto ou sistema (IDELCHIK, 1966).

As perdas locais aparecem através de alterações pontuais do direcionamento, velocidade ou pressão do fluxo, causadas por expansões ou estrangulamentos nos dutos, mudanças de direção dos dutos e diversos componentes como válvulas, cotovelos, derivações, junções, registros, conexões, ventiladores, defletores, entre outros. A presença desses dispositivos interferem no módulo ou direção da velocidade de escoamento no local, e, paralelamente, na pressão, o que



ocasiona um aumento de turbulência (DEMARTINI *et al.*, 2004). Essas alterações geram a transformação de parte da energia de movimento em energia térmica, sonora ou de vibração, denominadas de perdas de cargas localizadas, que devem ser somadas às perdas contínuas para dimensão da perda total.

Em tubulações hidráulicas, ocorrem casos em que a perda de carga localizada tem maior contribuição pra perda de carga total de um sistema que a perda de carga contínua, como em instalações prediais, enquanto em outros casos, como em adutoras com quilômetros de extensão, muitas vezes as perdas de carga localizadas podem ser desprezíveis em relação à contínua (BAPTISTA e COELHO, 2014). Porém, em sistemas de ventilação industrial, por tratarmos da condução de um fluido de baixa viscosidade e massa específica como o ar, as perdas de carga localizadas são quase sempre as maiores contribuidoras para a perda total do sistema (MACINTYRE, 1990).

Um fenômeno importante decorrente dos componentes e perdas localizadas está relacionado a observação frequente da separação da camada limite do fluido e a formação de vórtices nos locais de alteração no duto. O fenômeno de separação de camada limite e formação de redemoinhos, como mostra a Figura 6, está relacionado com a diferença entre as velocidades de fluxo na seção transversal e com um gradiente de pressão positivo ao longo o fluxo, que aparece quando o movimento é desacelerado no elemento, como um canal em expansão (IDELCHIK, 1966). A diferença entre as velocidades e direções de fluxo na seção transversal de um gradiente de pressão negativo leva à separação do fluxo.



**Figura 6** - Separação do fluxo de escoamento e formação de vórtices. Fonte: adaptado de IDELCHIK, 1966.

A determinação das perdas de carga de um sistema faz-se extremamente necessária. Dessa forma, inúmeros métodos de cálculo foram desenvolvidos para a estimativa desse parâmetro em projetos envolvendo o escoamento e transporte de fluidos.

### 3.3.1 Perda de Carga Contínua

A perda de carga contínua, especialmente para dutos de ventilação industrial de seção circular, como os que foram estudados nesse trabalho, pode ser calculada pelo método de Darcy e Weisbach, através da equação universal de perda de carga (MACINTYRE, 1990):

$$\Delta p = \left( f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \right) \cdot \gamma \quad (3.13)$$

$\Delta p$  = perda de carga [Pa]

$l$  = comprimento do duto [m]

$d$  = diâmetro do duto [m]

$v$  = velocidade do fluxo de ar [m/s]

$g$  = aceleração da gravidade [m<sup>2</sup>/s]

$\gamma$  = peso específico [N/m<sup>3</sup>]

A grandeza  $f$  representa o coeficiente de atrito ou de perda de carga e depende de duas grandezas:

- Rugosidade relativa das paredes do duto =  $\frac{\varepsilon}{d}$  (3.14)

$\varepsilon$  = rugosidade absoluta [mm]

$d$  = diâmetro do duto [mm]

Para dutos de chapa de aço galvanizado (mais comum),  $\varepsilon = 0,15\text{mm}$ .

- Número de Reynolds  $Re$ , calculado pela Equação 3.11.

Para o ar à 25°C e pressão de 1atm, pode-se consultar os valores da viscosidade e do peso específico na Tabela 1.

**Tabela 1** - Peso específico e viscosidade cinemática do ar

Temperatura (°C)	Peso Específico (kgf/m <sup>3</sup> )	Viscosidade cinemática (μPa.s)
---------------------	---	-----------------------------------

0	1,2922	17,780
10	1,2467	17,708
20	1,2041	18,178
30	1,1644	18,648
40	1,1272	19,118
50	1,0924	19,588

Fonte: MACINTYRE, 1990.

Encontradas as grandezas do Número de Reynolds e da rugosidade relativa das paredes do duto, pode-se chegar ao coeficiente de perda de carga através de equações como as de Colebrook-White ou de Hazen -Williams, ou utilizando o Diagrama de Moody, conforme mostra a Figura 7.

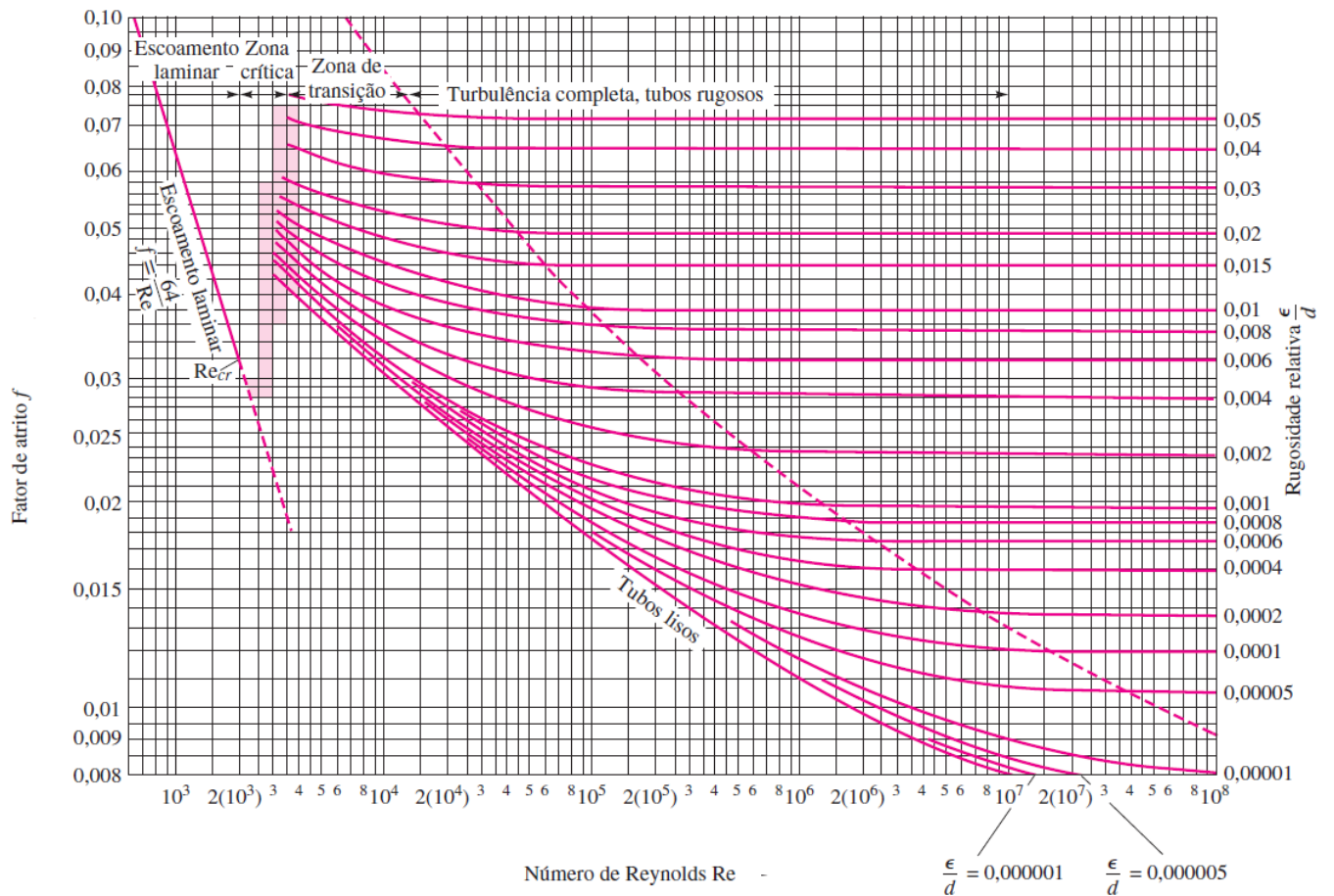


Figura 7 - Diagrama de Moody. Fonte: FOX e MCDONALD, 2015.

### 3.3.2 Perda de Carga Localizada

Semelhante à hidráulica, para o cálculo da perda de carga em dutos de ventilação é possível calcular-se o comprimento equivalente de um duto de mesmo diâmetro que o componente em análise e somar esse comprimento virtual ao comprimento real do duto, calculando-se a perda de carga total da mesma forma que a perda de carga contínua (MACINTYRE, 1990).

Entretanto, o método mais utilizado para o cálculo da perda de carga localizada consiste em determinar as perdas individualmente para cada tipo de peça. Na ventilação industrial o método utilizado para o cálculo da perda em conexões é o método da pressão dinâmica (FONSECA, 2017).

Esse método consiste em multiplicar a pressão dinâmica, apresentada na Equação 3.15, por um fator de perda de carga correspondente aquele componente. Esses fatores foram determinados empiricamente, sendo a maioria deles determinados no início do século XX (ACGIH, 2019).

$$\Delta p = F \cdot VP \quad (3.15)$$

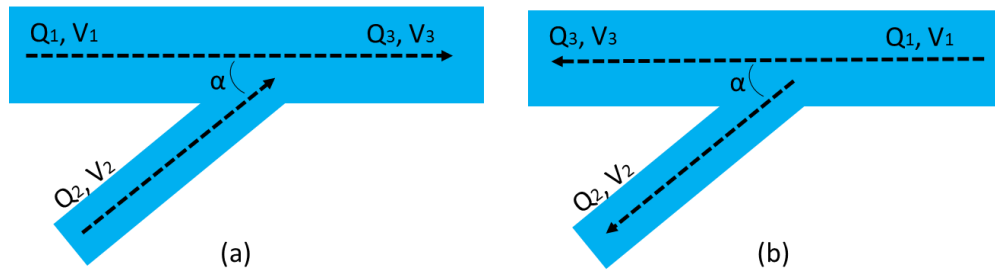
$\Delta p$  = perda de carga localizada [Pa]

F = coeficiente de perda de carga localizada

VP = pressão dinâmica [Pa]

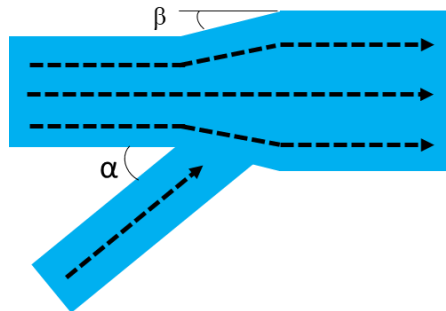
Ao analisarmos um componente quanto à sua perda de carga, especialmente as junções, foco de análise nesse trabalho, é preciso lançar luz sobre suas características e sua função dentro de um sistema de ventilação.

As junções podem ocorrer de duas formas, em ramificações e em difusores. Fisicamente, uma ramificação, como mostra a Figura 8, é caracterizada por um escoamento central e por um escoamento secundário que se juntam em um único duto, formando um ângulo entre eles, chamado de ângulo de entrada  $\alpha$  (FONSECA, 2017). Quando dois fluxos distintos de velocidade (V) e vazão (Q) unem-se, a ramificação é chamada de convergente, enquanto quando tem-se a separação de um fluxo em dois ou mais fluxos, tem-se uma ramificação divergente.



**Figura 8** - Representação de uma ramificação convergente (a) e divergente(b). Fonte: adaptado de IDELCHICK, 1966.

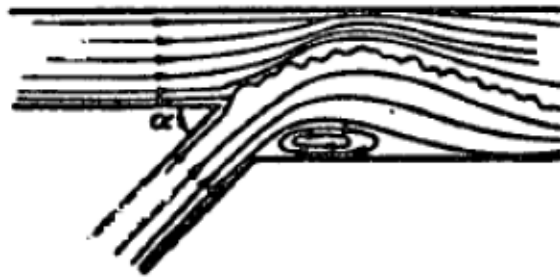
Os difusores, também chamados de expansões, conforme a Figura 9, são caracterizados por um aumento gradual da seção transversal de uma tubulação (FONSECA, 2017). Essa expansão ocorre sob um ângulo ( $\beta$ ) recomendado através de manuais de projeto de sistemas de ventilação (ACGIH, 2019).



**Figura 9** - Representação uma expansão ou difusor. Fonte: adaptado de IDELCHICK, 1966.

As ramificações convergentes, caracterizadas pela junção de fluxos, geram uma mistura turbulenta acompanhada por queda de pressão (FONSECA, 2017). Durante a mistura dos fluxos há uma transferência da quantidade de movimento entre as partículas que se movem em velocidade e direções distintas, sendo essas variações compensadas através da variação de pressão e na formação de vórtices, onde tem-se a dissipação de energia (ACGIH, 2019).

Outro fenômeno observado em junções é o descolamento da camada limite na saída da ramificação devido à sua angulação de entrada, possibilitando a ocorrência de vórtices de recirculação, como mostra a Figura 10. Quando tem-se a ocorrência de junções em expansões, como o caso estudado nesse trabalho, as perdas de carga devido à expansão do fluxo devem ser consideradas na perda de carga localizada total (FONSECA, 2017).



**Figura 10** - Linhas de Fluxo e formação de vórtices em junções. Fonte: IDELCHICK, 1966.

### 3.3.3 Metodologia da *American Conference of Governmental Industrial Hygienists* (ACGIH®)

Fundamentalmente, a metodologia proposta por ACGIH (2019) propõe um método para a determinação da pressão estática no ramo à jusante de uma junção de dutos. Esse método, conforme será descrito adiante, consiste na determinação da perda de carga e na pressão média no ponto de junção.

Para dimensionamento da rede de dutos, qualquer seja o método utilizado, baseia-se nos Princípio da Continuidade, Princípio da Conservação de Massa e Princípio da Conservação da Energia (MACINTYRE, 1990).

Esses princípios serão melhor abordados posteriormente nesse trabalho, mas, de forma simplificada, pode-se dizer que o princípio da continuidade demonstra que o valor da vazão pode ser obtido através do produto da área da seção transversal de um duto pela velocidade de escoamento na mesma seção, conforme a Equação 3.16 (MACINTYRE, 1990), enquanto o princípio da conservação de massa revela que a massa que entra em um sistema deve ser igual a massa que sai desse sistema (Equação 3.17). O princípio da conservação de energia demonstra que, caso não exista transferência de calor e nenhum trabalho seja efetuado, a energia do escoamento na entrada do sistema deve ser igual a energia na saída do sistema, a não ser que existam perdas (Equação 3.18) (ACGIH, 2019).

$$Q = A.V \quad (3.16)$$

$$\rho.A_1.V_1 = \rho.A_2.V_2 \quad (3.17)$$

$$\dot{m} \left( \frac{SP1}{\rho} + \frac{V1^2}{2g} + u1 \right) = \dot{m} \left( \frac{SP2}{\rho} + \frac{V2^2}{2g} + u2 \right) + w + q \quad (3.18)$$

$Q$  = vazão [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$A$  = área da seção transversal [ $\text{m}^2$ ]

$V$  = velocidade de escoamento [ $\text{m}/\text{s}$ ]

$\dot{m}$  = vazão mássica [ $\text{kg}/\text{s}$ ]

$\rho$  = massa específica [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$SP$  = pressão estática [ $\text{Pa}$ ]

$g$  = aceleração da gravidade [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]

$u$  = energia interna do fluido [ $\text{J}$ ]

$w$  = energia mecânica [ $\text{J}$ ]

$q$  = energia térmica [ $\text{J}$ ]

Considerando a massa constante no tempo, bem como o caso de não realização de trabalho e transferência de calor tem-se (ACGIH, 2019):

$$\left(\frac{SP_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} + u_1\right) = \left(\frac{SP_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g} + u_2\right) \quad (3.19)$$

Nessa equação, pode-se associar as parcelas relacionadas à energia cinética (I), ligada à pressão dinâmica (VP), e à energia potencial de pressão (II), ligada à pressão estática (SP):

$$\frac{\rho \cdot V^2}{2g} = VP \quad (\text{I})$$

$$\frac{SP}{\rho} = SP \quad (\text{II})$$

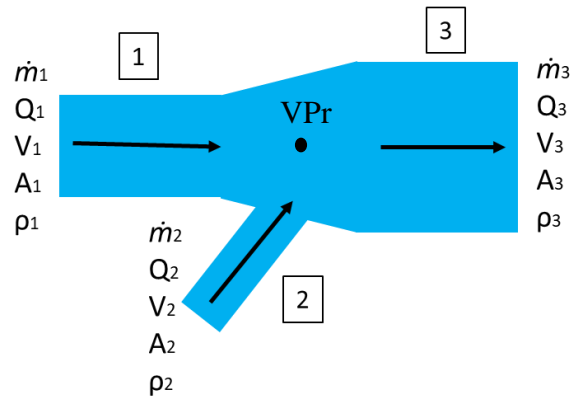
Dessa forma, a metodologia da ACGIH propõe o cálculo da perda de carga para junções utilizando a Equação 3.20:

$$SP_1 + VP_1 = SP_2 + VP_2 + \rho(u_2 - u_1)$$

$$SP_1 + VP_1 = SP_2 + VP_2 + \text{perdas} \quad (3.20)$$

Ao analisar-se um trecho de junção de dutos, como o mostrado na Figura 11, considerando-se a não realização de trabalho e transferência de calor chega-se na seguinte equação proposta por ACGIH (2019):

$$Q_1(SP_1 + VP_1) + Q_2(SP_2 + VP_2) = Q_3(SP_3 + VP_3) + \text{perdas} \quad (3.21)$$



**Figura 11** - Junção de dutos considerando os 3 pontos de análise. Fonte: Adaptado de ACGIH, 2019.

Para o cálculo da perda localizada em conexões, o método proposto por ACGIH (2019) baseia-se no método da pressão dinâmica, propondo que a perda de carga em uma conexão é o produto entre a pressão dinâmica, a vazão e um fator empírico de perda de carga ( $F$ ) nas ramificações de entrada. Dessa forma, para uma junção como mostrada na Figura 11, tem-se a seguinte equação:

$$\text{Perda localizada} = F_1 \cdot Q_1 \cdot VP_1 + F_2 \cdot Q_2 \cdot VP_2 \quad (3.22)$$

A metodologia proposta por ACGIH (2019) propõe que, em um sistema balanceado, pode-se desconsiderar as perdas provenientes do duto principal, considerando o fator  $F_1$  igual a 0. Os valores empíricos para o fator  $F_2$  para um sistema não balanceado podem ser consultados conforme os valores do ângulo de junção, como mostra a Tabela 2. Considerando um sistema balanceado e sem perdas dinâmicas na entrada do ramo secundário, o fator  $F_2$  é igual a 0.

**Tabela 2** - Fatores de Perda de Carga ( $F_2$ )

Ângulo de Entrada	Fator de perda de Carga ( $F_2$ )
10	0,06
15	0,09
20	0,12
25	0,15
30	0,18
35	0,21
40	0,25
45	0,28
50	0,32
60	0,44



Desdobrando-se a Eq. 3.21 e considerando-se  $SP_1$  e  $SP_2$  iguais no ponto de junção dos ramos, chega-se à Equação 3.23:

$$SP_3 + VP_3 = SP_1 + (Q_1/Q_3)VP_1 + (Q_2/Q_3)VP_2 \quad (3.23)$$

Isolando-se os termos  $(Q_1/Q_3)VP_1 + (Q_2/Q_3)VP_2$ , tem-se o que ACGIH (2019) chama de média ponderada da pressão dinâmica no ponto de junção das ramificações ( $VP_r$ ), mostrada na Equação 3.24 e na Figura 11.

$$VP_r = (Q_1/Q_3)VP_1 + (Q_2/Q_3)VP_2 \quad (3.24)$$

Através de  $VP_r$  pode-se chegar ao valor da pressão estática logo após a junção ( $SP_3$ ), pela Equação 3.25, que é um desdobramento da Equação 3.23.

$$SP_3 = SP_1 + (VP_r - VP_3) \quad (3.25)$$

### **3.4 Modelagem Fluidodinâmica Computacional**

A constante demanda por compreender e investigar o comportamento de fluidos em meios naturais e projetos de engenharia estimulou o desenvolvimento de métodos, experimentos e estudos que buscam aproximar seus resultados ao que é observado em casos reais.

Para a resolução de problemas complexos de engenharia envolvendo o estudo de fenômenos reais, pode-se adotar três caminhos, sendo eles os métodos analíticos, numéricos ou de experimentação. A experimentação laboratorial tem como vantagem a simulação real de fenômenos observáveis em campo em um ambiente controlado e mensurável, entretanto possui custos, muitas vezes, elevados e torna-se inviável de ser aplicada em determinados casos, como a simulação de escoamentos supersônicos em elevadas altitudes ou a transferência de calor em núcleos de reatores nucleares (MALISKA, 1995). Os métodos analíticos e numéricos são métodos teóricos em que ambos tem como objetivo a resolução de equações que descrevem o comportamento de um fenômeno, sendo que os métodos analíticos diferem dos métodos numéricos ao solucionar as equações que regem o comportamento do fluido de forma analítica (MALISKA, 1995). Dessa forma, os métodos numéricos, ao realizarem a solução iterativa e aproximada das equações diferenciais, permitem uma maior aplicação para fenômenos ou

sistemas de grande escala, porém a dificuldade de resolução de suas equações diferenciais, bem como sua complexidade e inúmeras iterações requerem soluções computacionais e os erros podem se somar.

Durante as simulações numéricas podem ocorrer dois tipos de erros, sendo eles os erros numéricos provenientes da má solução das equações diferenciais, que podem ser detectados através da precisão da solução e convergência do algoritmo, e os erros associados com a utilização de equações que não representam adequadamente o fenômeno estudado (MALISKA, 1995).

Com o avanço tecnológico ocorrido no século XX, em especial entre as décadas de 1980 e 1990, e o exponencial aumento de capacidade de processamento computacional ocorrido nas primeiras duas décadas do século XXI, permitiu-se extrapolar a utilização de métodos empíricos, ábacos e experimentos para a simulação do comportamento fluidodinâmico por métodos numéricos. A robustez oferecida pelos atuais processadores computacionais permitem com que seja possível a realização de milhares de iterações e cálculos numéricos num curto espaço de tempo, chegando à soluções numéricas que seriam virtualmente impossíveis se realizadas manualmente.

A fluidodinâmica computacional - CFD, do inglês *Computational Fluid Dynamics*, é um método de análise numérica de sistemas envolvendo o escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados, como reações químicas, com o auxílio de iterações computadorizadas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

O CFD é uma técnica versátil, tendo um amplo leque de aplicações industriais e não industriais, visto que é capaz de simular fenômenos em macro e micro escala, conforme as demandas de estudo. Nas últimas décadas, o método vem sendo utilizado na modelagem de projetos de motores de combustão interna, câmaras de combustão de turbinas e fornos, aerodinâmica e hidrodinâmica de veículos e equipamentos, modelagem de fenômenos de troca de calor, verificação do funcionamento de filtros, escoamentos em tubulações, dispersão de poluentes atmosféricos, operações unitárias, bombeamento de sangue, entre outros (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

A utilização de CFD encontra-se em crescimento, impulsionada pelo avanço computacional das últimas décadas, no entanto, sua aplicação em casos industriais ainda é restrita (POPELATO,

2012). Conforme as demandas de projeto, a necessidade de utilização de computadores com boa capacidade de processamento e memória, além do preço das licenças dos *softwares* utilizados para esse tipo de análise elevam os custos e tendem a limitar a aplicação da ferramenta à projetos de domínio restrito, como equipamentos de controle de poluição do ar, dutos de ventilação, escadas de peixe, vertedouros, chutes de transferências, entre outros, em comparação com sistemas completos e mais complexos, que demandariam malhas maiores, mais refinadas e resultando numa demanda computacional exponencialmente maior. Além disso, o sucesso de um projeto de CFD também está diretamente relacionado à compreensão dos fenômenos físicos existentes no equipamento de interesse e a utilização de condições simplificadoras adequadas (POPELATO, 2012).

Nas últimas décadas, houve um grande desenvolvimento de códigos CFD comerciais para aprimorar seu uso em modelagens sofisticadas em diversos campos de pesquisa, acentuando sua versatilidade e atratividade (NORTON; SUN, 2006). Entre eles está o software de elementos e volumes finitos ANSYS®, oferecido pela empresa ANSYS Inc., que permite o estudo da fluidodinâmica computacional através de módulos como Fluent e CFX, sendo esse último utilizado na elaboração desse trabalho.

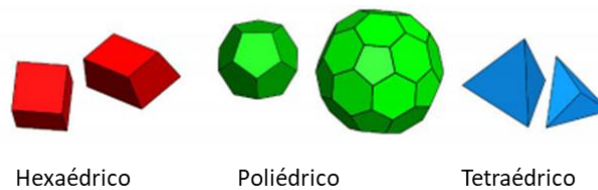
### **3.4.1 Princípios da Modelagem Fluidodinâmica Computacional**

A modelagem fluidodinâmica computacional utiliza códigos estruturados através de algoritmos numéricos que podem resolver as equações diferenciais associadas ao escoamento de fluidos, sendo que a maioria dos *softwares* comerciais que utilizam esses algoritmos estruturam-se em três etapas distintas, sendo elas as etapas de pré-processamento, *solver* ou resolução e pós processamento.

Na etapa de pré-processamento ocorrem as etapas de maior criticidade para a definição do problema, visto que nela é definido o domínio de análise, ou seja, a geometria do projeto estudado. Apesar dos *softwares* comerciais frequentemente possuírem um módulo dedicado a criação de geometrias, atualmente, grande parte deles possuem compatibilidade para importação de dados no formato CAD (*Computer Aided Design*), fornecendo mais opções ao usuário.

Ainda na etapa de pré-processamento, após a criação da geometria, ela deve ser dividida em células menores, também chamadas de volume de controle, criando uma malha, ou *mesh*, na geometria.

A escolha do tipo de volume de controle no qual o domínio será discretizado e, portanto, caracterizará a composição da malha é fundamental para a convergência dos algoritmos numéricos e a aproximação de uma boa solução. Os volumes de controle, conforme a Figura 12, podem ter formatos variados conforme as demandas do modelo estudado, podendo ser hexaédricos, tetraédricos ou poliédricos.



**Figura 12** - Tipos de volumes de controle discretizados em malha. Fonte: SOSNOWSKI; KRZYWANSKI; GNATOWSKA, 2017.

Volumes de controle de formato hexaédrico resultam em malhas de baixa difusão numérica, principalmente em casos que o fluxo ocorre de forma perpendicular às faces dos volumes de controle (SOSNOWSKI, KRZYWANSKI e GNATOWSKA, 2017). Entretanto, nem sempre é possível a criação de malhas de elementos hexaédricos de forma estruturada em geometrias complexas (OLIVEIRA, 2018). Elementos tetraédricos, de geometria mais simples, são de fácil adaptação à discretização de geometrias complexas, porém são mais sensíveis às deformações do modelo geométrico pois possuem um menor número de células vizinhas, reduzindo as iterações entre volumes de controle, o que pode resultar em baixa difusão numérica e erros de convergência se não for bem trabalhada (OLIVEIRA, 2018). A malha poliédrica, conforme o nome diz, é formada por elementos de controle de múltiplas faces e apresenta menor difusão numérica e é semelhante aos elementos tetraédricos em relação à adaptação para geometrias complexas, entretanto, requer um processamento computacional maior devido às elevadas iterações de fronteira.

As soluções das equações governantes do problema são dadas para cada nó localizado entre cada volume de controle. Devido ao esforço computacional demandado para a criação da malha e sua criticidade para obter uma boa simulação, cerca de 50% do tempo gasto durante uma

modelagem CFD é utilizado na criação das malhas de controle (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

Nessa etapa também são definidas as propriedades do fluido, as composições/iterações físicas e químicas, as especificações das condições de contorno, o modelo de turbulência a ser utilizado e o refinamento necessário próximo as paredes da geometria a fim de estimar com melhor precisão os efeitos de atrito, esse último também chamado de *inflation*.

Conforme descreve Versteeg e Malalasekera (2007), na etapa de processamento o sistema de equações governantes é resolvido para cada nó. A solução processada pelo algoritmo numérico consiste em três etapas, sendo elas:

- A integração das equações governantes do escoamento de fluidos para todos os volumes de controle do domínio;
- Discretização e conversão do resultado das equações integrais em um sistema de equações algébricas;
- Solução das equações algébricas por método iterativo.

Dessa forma, para domínios reduzidos, quanto maior a discretização da geometria, maior é o número de nós e a precisão da solução alcançada, porém, maior é o esforço computacional, o tempo de processamento e, conseqüentemente, o investimento necessário.

Por fim, na etapa de pós processamento os resultados obtidos na etapa anterior podem ser tratados e procede-se para a geração de planos que permitem visualizar a distribuição vetorial, linhas de fluxo, mapas de distribuição de propriedades, gráficos, entre outros recursos. Essa etapa é importante para apresentar os resultados do trabalho de forma mais clara e verificar se os resultados obtidos condizem com o observado na realidade, permitindo a realização de análises e formulações.

Todas as iterações e soluções obtidas pelo modelo são geradas através da resolução de equações diferenciais que descrevem o comportamento do escoamento de fluidos.

### 3.4.2 Equações Governantes

O princípio de funcionamento da fluidodinâmica computacional está na resolução das equações governantes de escoamento dos fluidos através de sistemas de iteração computacional. Conforme Versteeg e Malalasekera (2007), as equações que regem o escoamento de fluidos representam as demonstrações matemáticas das leis de conservação da física, sendo elas:

- A massa de um fluido é conservada;
- A taxa de variação do momento é igual a somatória de forças em uma partícula de fluido (Segunda Lei de Newton);
- A taxa de variação da energia é igual a soma da taxa de adição calor e da taxa de trabalho realizado em uma partícula de fluido (Primeira Lei da Termodinâmica).

Nesse trabalho não serão apresentadas as deduções das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia pois não fazem parte do escopo abordado. Entretanto, as deduções dessas equações podem ser encontradas de forma detalhada detalhadas em Fox e McDonald (2015), White (2011), Versteeg e Malalasekera (2007) e Maliska (1995).

O princípio da conservação da massa nos diz que, resumidamente, a taxa de incremento de massa em uma partícula de fluido deve ser igual a taxa líquida do fluxo de massa através das faces deste elemento, mostrada na Figura 13. Considerando  $\rho$  como a densidade do fluido,  $t$  como tempo, a velocidade nas três direções ( $u_i = u_x, u_y, u_w$ ) e  $x_i = x, y$  e  $z$ , tem-se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} \quad (3.26)$$

$\rho$  = massa específica [kg/m<sup>3</sup>]

$t$  = tempo [s]

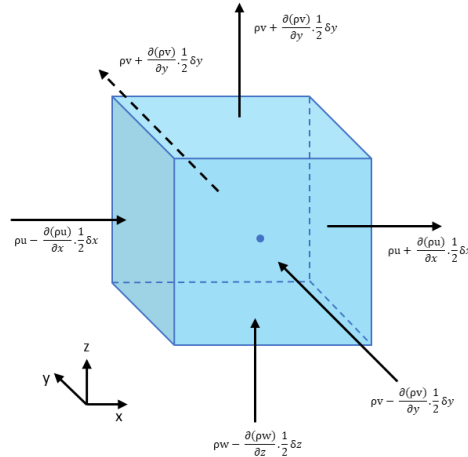
$u_i$  = velocidade na direção  $i$  [m/s]

$x_i$  = coordenada na direção  $i$  [m]

A Equação 3.26 pode ser, de forma simplificada, descrita como equação da conservação da massa, também chamada de equação da continuidade para um fluxo transiente e tridimensional de uma partícula de fluido compressível. No modelo estudado nesse trabalho considera-se que

o fluido é incompressível e o escoamento é realizado em regime permanente. Dessa forma, a equação da continuidade pode ser simplificada como:

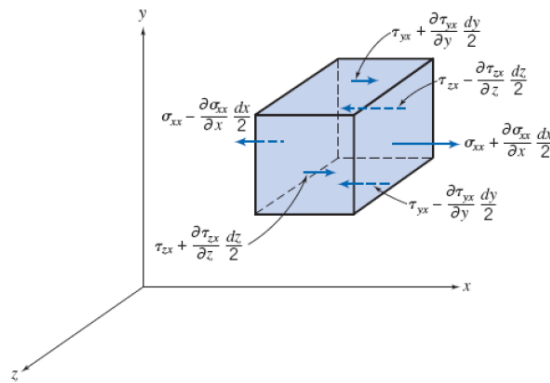
$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.27)$$



**Figura 13** - Demonstração da taxa líquida do fluxo de massa através das faces de um elemento de controle. Fonte: Adaptado de VERSTEG e MALALASEKERA (2007)

As forças que atuam sobre um elemento fluido podem ser classificadas como forças de campo e forças de superfície (FOX e MCDONALD, 2015). As forças de superfície incluem tanto forças normais quanto forças tangenciais (de cisalhamento) ao elemento, podendo ser forças de pressão, viscosidade ou gravidade, enquanto as forças de campo incluem as forças eletromagnéticas, Coriolis ou centrípeta (VERSTEG e MALALASEKERA, 2007).

Se considerarmos a componente x da força atuando sobre um elemento diferencial de massa  $d_m$  e volume  $d_v = d_x d_y d_z$ , somente aquelas tensões que atuam na direção x darão origem a forças de superfície na direção x (FOX e MCDONALD, 2015). Se as tensões no centro do elemento diferencial forem tomadas como  $\sigma_{xx}$ ,  $\tau_{yx}$  e  $\tau_{zx}$ , então as tensões atuando na direção x em cada face do elemento (obtidas por uma expansão em séries de Taylor em torno do centro do elemento) serão conforme exemplifica a Figura 14.



**Figura 14** - Forças atuando sobre um corpo na direção x. Fonte: FOX e MCDONALD, 2015.

Seguindo a Segunda Lei de Newton, que afirma que a taxa de variação do momento em uma partícula de fluido é igual à soma das forças aplicadas nessa partícula, conforme mostra Fox e McDonald (2015), chega-se às equações fundamentais da conservação da quantidade de movimento nas três direções:

$$\rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right)$$

$$\rho g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = \rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (3.28)$$

$$\rho g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} = \rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right)$$

$\rho$  = massa específica [kg/m<sup>3</sup>]

$\sigma_{ij}$  = Tensão na direção j em uma face normal ao eixo i

g = aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]

$\tau_{ij}$  = tensão de cisalhamento no plano ij [N/m<sup>2</sup>]

u, v, w = componentes de velocidade nas direções x, y z [m/s]

Em um fluido newtoniano unidimensional newtoniano com escoamento unidimensional e laminar, a tensão viscosa é diretamente proporcional a taxa de deformação por cisalhamento, também chamada de taxa de deformação angular ( $\tau_{yx} = \mu \frac{du}{dy}$ ) e ao coeficiente de viscosidade.

Dessa, em três dimensões tem-se as taxas de deformação por cisalhamento:



$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad \tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad \tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (3.29)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad \tau_{zy} = \tau_{yz} = \mu \left( \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)$$

$\mu$  = coeficiente de viscosidade

u, v, w = componentes de velocidade nas direções x, y z [m/s]

Se substituirmos as Equações 3.29 nas Equações 3.28, tem-se as equações diferenciais da quantidade de movimento para um fluido newtoniano com massa específica e viscosidade constantes, conhecidas como Equações de Navier-Stokes, como mostram as Equações 3.30:

$$\rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) = \rho \frac{du}{dt}$$

$$\rho g_y - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) = \rho \frac{dv}{dt} \quad (3.30)$$

$$\rho g_z - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) = \rho \frac{dw}{dt}$$

$\rho$  = massa específica [kg/m<sup>3</sup>]

g = gravidade [m/s<sup>2</sup>]

$\tau_{ij}$  = tensão de cisalhamento no plano ij [N/m<sup>2</sup>]

p = pressão [N/m<sup>2</sup>]

u, v, w = componentes de velocidade nas direções x, y z [m/s]

As Equações de Navier-Stokes são equações diferenciais parciais não lineares de segunda ordem e têm quatro incógnitas: p, u, v e w. Elas combinam-se com a equação de continuidade em meio incompressível para formar um sistema de quatro equações com essas quatro incógnitas.

A equação geral de conservação da energia pode ser deduzida da Primeira Lei da Termodinâmica, que determina que a taxa de variação de energia em uma partícula de fluido deve ser igual a taxa de transferência de calor somada a taxa de trabalho realizada na partícula.

De forma simplificada, tem-se:

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -p(\nabla \cdot V) + \nabla \cdot (k \nabla T) + \phi \quad (3.31)$$

$E$  = energia específica =  $i + \frac{1}{2}(u^2+v^2+z^2)$  [J]

$t$  = tempo [s]

$p$  = pressão [N/m<sup>2</sup>]

$\nabla \cdot \mathbf{V}$  = gradiente de velocidade [s<sup>-1</sup>]

$k \nabla T$  = fluxo de calor (Lei de Fourier) [cal/s]

$\phi$  = função de dissipação viscosa

Essa equação é válida para um fluido newtoniano sob condições bastante gerais de escoamento não permanente, compressível, viscoso e com condução de calor, desde que se despreze a transferência de calor por radiação e as fontes internas de calor que podem ocorrer durante uma reação química ou nuclear (WHITE e MCDONALD, 2015).

Para um fluido newtoniano incompressível a função de dissipação viscosa pode ser escrita na forma da Equação 3.32. Todos os termos são quadráticos, logo a dissipação viscosa é sempre positiva, de forma que um fluxo viscoso sempre tende a perder sua energia disponível por causa da dissipação (WHITE e MCDONALD, 2015).

$$\phi = \mu \left[ 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial u} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (3.32)$$

$\mu$  = coeficiente de viscosidade [cP]

$u, v, w$  = componentes de velocidade nas direções  $x, y, z$  [m/s]

Conforme exposto, as equações governantes do movimento de um fluido envolvem diversas variáveis, compondo um sistema complexo. Sua resolução compreende um número limitado de soluções e faz-se necessário utilizar-se de métodos iterativos. Dessa forma, a utilização de recursos computacionais, como utilizado pelo CFD, é imprescindível para a resolução desses sistemas e aproximar as soluções dos fenômenos verificados na realidade.

### 3.4.3 Modelos de Turbulência

Para escoamentos em que encontram-se elevados Números de Reynolds, o fluxo deixa de se comportar como laminar e as moléculas passam a ter movimentos desordenados em direções diferentes do escoamento. Dessa forma, as equações descritas anteriormente não são suficientes para prever o comportamento desse escoamento, sendo necessários modelos que possam prever e interpretar o movimento turbulento.

A primeira tentativa de descrever fenômenos relativos à turbulência foi proposta por Joseph Valentin Boussinesq no ano de 1877. Boussinesq propôs que as tensões de Reynolds deveriam ser proporcionais à taxa média de deformação do elemento fluido, com a tensão total passando a ser dada pela soma das tensões devido à difusão molecular e turbulenta do movimento. Seguindo essa proposta, para qualquer escoamento a soma das tensões normais é equivalente a menos duas vezes a energia cinética turbulenta por unidade de volume (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), os modelos para predição e interpretação da turbulência podem ser divididos, em três categorias: Equações Médias de Reynolds (RANS), *Large eddy Simulation* (LES) e *Direct Numerical Simulation* (DNS).

Quando analisam-se os modelos do tipo Equações Médias de Reynolds – RANS (*Reynolds-averaged Navier-Stokes*) verifica-se o foco no escoamento médio e nos efeitos da turbulência nas propriedades desse escoamento. Os recursos computacionais necessários para obter resultados razoavelmente precisos são modestos, se comparado aos demais, de modo que têm sido o principal método para cálculo de escoamento nas últimas quatro décadas.

Os modelos do tipo LES são uma forma intermediária de cálculos de turbulência que compreende melhor os efeitos de grandes vórtices, visto que equações de escoamento transiente devem ser resolvidas em microescala. Dessa forma, o esforço computacional é significativo, se comparado aos modelos RANS. Entretanto, com o aumento da capacidade de processamento computacional das últimas décadas, a utilização dos modelos LES vem tornando-se mais frequente para geometrias complexas em escala reduzida.

Os modelos do tipo DNS calculam diretamente o escoamento médio e todas as flutuações turbulentas da velocidade em microescala, como níveis moleculares. Esse modelo requer um enorme esforço computacional, de modo que sua utilização para aplicações de engenharia torna-se limitada.

O método RANS possui diversos modelos para simulação da turbulência e utiliza o conceito da decomposição de Reynolds, em que as propriedades envolvidas são representadas em função de sua média e flutuações, tal como, por exemplo, a velocidade  $u$  apresentada na Equação 3.33:

$$u(t) = \bar{u} + u'(t) \quad (3.33)$$

$\bar{u}$  = velocidade média nas direções [m/s]

$u'$  = flutuação da velocidade [m/s]

Assim, as equações governantes passam a ser descritas em função de valores médios e suas flutuações, como exemplifica a Equação 3.34, aplicando o método à Equação de Navier Stokes.

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_j\bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho\overline{u'_i u'_j} \right] + \rho g_i \quad (3.34)$$

Entre os modelos de turbulência baseados no método RANS, destaca-se o modelo k- $\epsilon$ , que trabalha com a energia cinética turbulenta ( $\kappa$ ) e a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta ( $\epsilon$ ), o modelo k- $\omega$  de Wilcox, que utiliza a energia cinética turbulenta e a frequência de dissipação da energia cinética turbulenta ( $\omega$ ) (VASCONCELOS *et al.*, 2015) e o modelo Menter SST (*Shear Stress Transport*), que apresenta-se como um híbrido entre os modelos k- $\epsilon$  e k- $\omega$ . As deduções das equações utilizadas para resolução dos modelos baseados no método RANS não serão apresentadas nesse trabalho, mas podem ser facilmente encontradas em ANSYSb (2013) e Versteeg e Malalasekera (2007).

O modelo de turbulência  $\kappa$ - $\epsilon$  é bastante utilizado na indústria, por possuir menor custo computacional e por possuir boa estabilidade para aplicações em macro escala, como análise de sistemas e equipamentos de grande porte, sendo considerado muito utilizado na indústria (VASCONCELOS *et al.*, 2015). Nesse modelo a viscosidade turbulenta é descrita como:

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.35)$$

$\mu_t$  = viscosidade turbulenta [Pa.s]

$\rho$  = massa específica [kg/m<sup>3</sup>]

$C_\mu$  = constante adimensional

$k$  = energia cinética turbulenta [J]

$\epsilon$  = taxa de dissipação da energia cinética turbulenta [m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>]

Para o cálculo das taxas de energia cinética turbulenta e dissipação da energia cinética turbulenta são utilizadas as seguintes equações:

$$\frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (3.36)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 P_k - C_2 \rho \varepsilon)$$

$\sigma_\varepsilon, \sigma_k, C_1, C_2, C_\mu =$  constantes do modelo k- $\varepsilon$

$\rho =$  massa específica [kg/m<sup>3</sup>]

$\mu_t =$  viscosidade turbulenta [Pa.s]

$P_k =$  limitador de produção (usado para evitar o acúmulo de turbulência em regiões de estagnação, sua equação específica não será apresentada)

O modelo SST, utilizado nesse trabalho, teve o ponto de partida para seu desenvolvimento na necessidade de precisão da previsão de fluxos aeronáuticos com fortes gradientes de pressão adversos e separação (MENTER, KUNTZ e LANGTRY, 2003). O modelo Menter SST  $\kappa$ - $\omega$  trata-se, basicamente, de uma revisão dos modelos  $\kappa$ - $\varepsilon$  e  $\kappa$ - $\omega$ , visto que notou-se que os resultados para modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$  padrão não variavam tanto para valores assumidos na corrente livre, enquanto nas regiões próximas as paredes os resultados se mostravam insatisfatórios para camadas limites submetidas a gradientes de pressão (VASCONCELOS *et al.*, 2015). Enquanto isso, o modelo  $\kappa$ - $\omega$  é mais preciso do que  $\kappa$ - $\varepsilon$  nas camadas próximas da parede e alcança bons resultados para fluxos com gradientes de pressão adversos moderados, mas apresenta resultados insatisfatórios para escoamentos com separação induzida por gradientes de pressão e mostra uma forte sensibilidade aos valores de  $\omega$  no fluxo livre fora da camada limite (MENTER, KUNTZ e LANGTRY, 2003).

Dessa forma, o modelo SST utiliza um termo de difusão cruzada adicional, aplicando uma função de mistura que resulta na utilização do  $\kappa$ - $\omega$  de Wilcox em regiões próximas à parede e do  $\kappa$ - $\varepsilon$  padrão em regiões de escoamento livre (VASCONCELOS *et al.*, 2015). Esse método permite que as funções de parede deficitárias no modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$  sejam mais precisas para escoamentos submetidos à gradientes de pressão.

No modelo SST, o cálculo das tensões de Reynolds e da energia cinética turbulenta do sistema são realizados de forma semelhante ao modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$  padrão, entretanto, a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ( $\varepsilon$ ) é transformada em frequência de dissipação, conforme mostram as Equações 3.37, 3.38 e 3.39.

$$\varepsilon = \kappa \cdot \omega \quad (3.37)$$

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla(\rho\kappa U) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa}\right) \nabla(\kappa)\right] + P_\kappa - \beta^* \rho\kappa\omega \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla(\rho\omega U) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right) \nabla(\omega)\right] + P_\kappa - \beta^* \rho\kappa\omega + \gamma_1 + \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3}\rho\omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij}\right) - \beta_1 \rho\omega^2 \quad (3.39)$$

$\sigma_\omega, \sigma_\kappa, \gamma_1, \beta_1, \beta^*$  = constantes do modelo SST k- $\omega$

$\rho$  = massa específica [kg/m<sup>3</sup>]

$\mu_t$  = viscosidade turbulenta [Pa.s]

$\mu$  = viscosidade dinâmica [Pa.s]

t = tempo [s]

$P_\kappa$  = limitador de produção

$S_{ij}$  = taxa de deformação

O primeiro termo de cada uma das equações de transporte representa a taxa de variação de  $\kappa$  ou  $\omega$  no volume de controle, o segundo representa o transporte de  $\kappa$  ou  $\omega$  por convecção no volume de controle, o terceiro representa a taxa líquida de transporte de  $\kappa$  ou  $\omega$  por difusividade turbulenta no volume de controle, o quarto termo representa a taxa líquida de geração de  $\kappa$  ou  $\omega$  no volume de controle e o quinto termo representa a taxa de dissipação de  $\kappa$  ou  $\omega$  (VASCONCELOS *et al.*, 2015).

Conforme apresenta Versteeg e Malalasekera (2007), os valores utilizados para essas constantes foram definidos através do ajuste das equações para uma grande variedade de escoamentos, sendo apresentados na Tabela 3.

**Tabela 3** - Valores padrão para as constantes do modelo Menter SST k- $\omega$

$\sigma_\kappa$	$\sigma_\omega$	$\gamma$	$\beta_1$	$\beta^*$
2,0	2,0	0,553	0,075	0,09

Fonte: VERSTEG e MALALASEKERA, 2007.

### 3.4.4 Critérios de Convergência de Malha

A solução das equações governantes do escoamento, bem como dos modelos de turbulência, em cada um dos volumes de controle envolve a solução de um sistema linear do tipo  $Ax=b$  em

que, aplicando a solução iterativa do sistemas de equações utilizado no CFD, resulta em um sistema sob a forma  $Ax-b=r$ , onde  $r$  é o resíduo de uma determinada iteração (ANSYS, 2013).

Diz-se que uma solução convergiu quando o resíduo atinge um valor abaixo do critério previamente estabelecido, mostrando que a solução não deve mudar significativamente entre uma iteração e outra, ou quando um número de iterações máximo pré-estabelecido foi alcançado, entretanto a primeira opção resguarda o alcance de soluções com maior precisão.

Dentre os critérios de convergência que utilizam a mensuração do resíduo das iterações está o Resíduo Máximo (MAX) e o Resíduo Médio (RMS), do inglês *Root Mean Square*. O MAX representa o resíduo máximo em módulo encontrado no domínio, sendo um critério mais rigoroso visto que o resíduo máximo pode ser consideravelmente maior em escoamentos externos ou quando a região de interesse é uma área pequena do domínio. O RMS, critério utilizado nesse trabalho, é um dos métodos mais utilizado como critério de convergência, sendo que ANSYS (2013) recomenda um critério de conversão de RMS menor que  $10^{-5}$ .

Para o cálculo do RMS, tem-se:

$$\text{RMS} = \sqrt{\sum R_i^2} \quad (3.40)$$

$R$  = resíduo associado a solução em cada nó

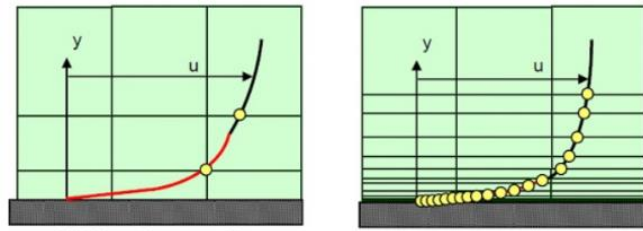
Como o RMS depende de todos os elementos da malha, este tipo de resíduo não é indicado para modelos nos quais a região principal de interesse seja relativamente pequena (vazamentos, dispersão de gases, etc.), já que o erro nesta região será mitigado pelo restante do domínio (SILVA, 2016).

Outro critério comum de convergência é denominado de *Imbalance*. Ele consiste em monitorar o erro real de cada equação governante (ANSYS, 2013) e é especialmente utilizado para escoamentos compressíveis.

### Inflation

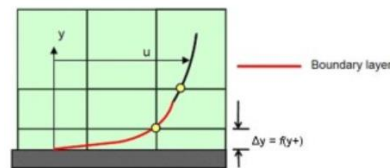
Para melhorar os resultados obtidos para a convergência das equações próximos as paredes do domínio, utiliza-se uma técnica denominada de *Inflation*. Ela consiste em subdividir a camada limite em mais células, aumentando o número de elementos e de nós próximo à camada limite,

conforme mostra a Figura 15, permitindo maior precisão na descrição dos fenômenos nessa região.



**Figura 15** - escoamento próximo à camada limite sem realização do *inflation* (à esquerda) e após a subdivisão utilizando *inflation*. Fonte: LEAP AUSTRALIA, 2012.

Um parâmetro importante associado ao *inflation* é o  $y^+$ , que representa uma função da distância entre a camada limite e o primeiro nó da malha, conforme mostra a Figura 16. ANSYS (2013) recomenda que na utilização de um modelo de turbulência Menter SST  $k-\omega$  o parâmetro  $y^+$  esteja o mais próximo de 1.



**Figura 16** - Demonstração de  $y^+$  em um escoamento próximo à parede do domínio . Fonte: LEAP AUSTRALIA, 2012.

### 3.4.5 Aplicações da Modelagem Fluidodinâmica para o controle da poluição do ar

Durante décadas, a elaboração de projetos, manutenção e análise de sistemas de ventilação industrial ficou restrita à consulta de livros, manuais técnicos e outras fontes de bibliografia. Entretanto, com os avanços computacionais ocorridos no final do século XX tornou-se possível a criação e simulação de modelos numéricos computacionais. Então, especialmente a partir do final da década de 1990, com a popularização de pacotes comerciais, a fluidodinâmica computacional ampliou o leque de ferramentas para o estudo dos sistemas de ventilação, possibilitando a criação de modelos numéricos que simulam e, dentro de suas limitações, podem prever o comportamento do escoamento do fluido através de dutos, coifas, equipamentos de controle, equipamentos de ventilação, ambientes, entre outros. Nas últimas décadas, houve um enorme desenvolvimento de códigos CFD comerciais para aprimorar seu uso em modelagens



sofisticadas em diversos campos de pesquisa, acentuando sua versatilidade e atratividade (NORTON e SUN, 2006).

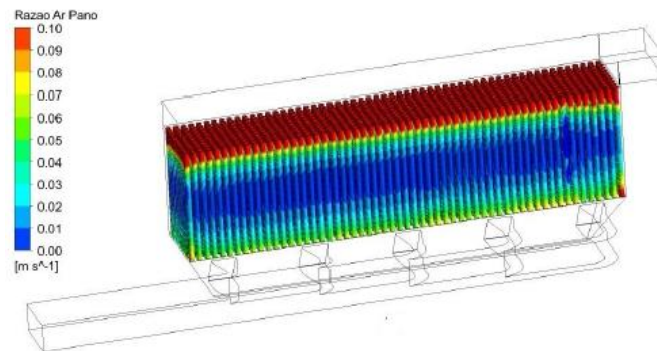
Sob a ótica da ventilação em ambientes industriais confinados, Flynn e Sills (2000) realizaram um dos primeiros estudos publicados utilizando o CFD como ferramenta para analisar a exposição do trabalhador ao fluxo de aerossol em uma cabine de pintura. O trabalhador foi representado como uma forma cilíndrica e posicionado à 90° e 180° em relação ao fluxo de aerossol simulado, concluindo que o trabalhador está mais exposto na primeira condição.

Conforme pode-se observar no trabalho de Wang *et al.* (2012), utilizou-se a fluidodinâmica computacional para simular um sistema de ventilação geral por insuflação de ar em uma sala destinada à atividade de soldagem. Esse processo gera alta quantidade de poluentes que fluem em uma corrente acima do ponto de soldagem até o teto da sala. Com a realização das simulações numéricas, evidenciou-se que ventilação por insuflação pode efetivamente remover os poluentes da região de respiração do trabalhador e gerar uma estratificação térmica adequada dentro do espaço.

Evidenciando as grandes possibilidades de aplicação da fluidodinâmica computacional nos sistemas de captação, especialmente em processos industriais, que dificilmente podem ser observados ou investigados experimentalmente, Gittler *et. al* (2000) realizou a simulação do controle de emissões de fornos de arco elétrico, considerando uma pluma térmica turbulenta tridimensional. O trabalho resultou na proposição de melhorias do fluxo de ar através de modificações na entrada de ar do edifício e na saída através do telhado, bem como otimizações nos sistemas de sopro. Em trabalho similar, Zhang et. Al (2017) apresenta estudos de caso evidenciando o uso do CFD em projetos de exaustão na indústria siderúrgica, realizando a modelagem de um exaustor de captação para verificar possíveis modificações no projeto e identificar soluções para melhoria do sistema de ventilação de fornos.

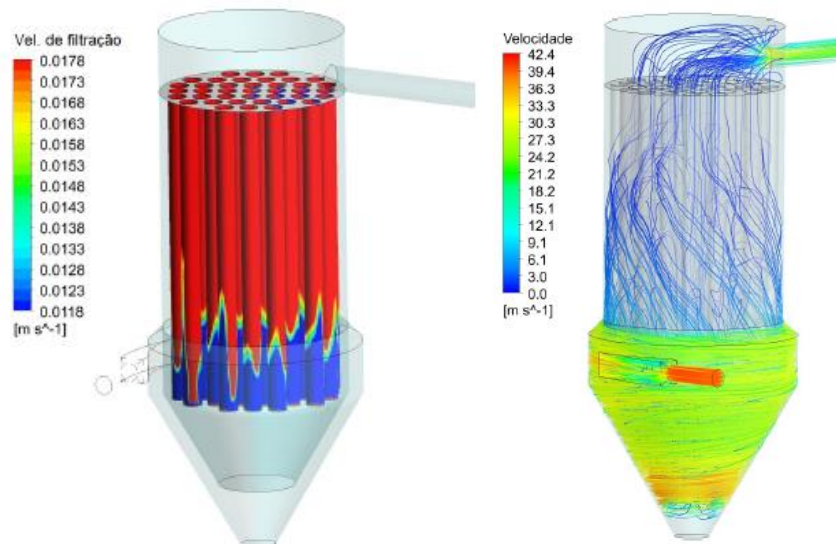
Ao analisarmos o funcionamento e projeto de equipamentos de controle de emissões atmosféricas, devido aos seus diferentes propósitos, funcionamento, possibilidades de aprimoramento e consideráveis custos de implantação e manutenção, esses dispositivos exigem análises específicas que contemplem cada particularidade e permitam reduzir custos. Essas características tornam atrativa a utilização da fluidodinâmica computacional, justificando o grande volume de estudos utilizando CFD.

Estudando o fluxo de ar em um filtro de mangas de uma indústria siderúrgica, Bernabé (2016) verificou, através do uso de CFD, que velocidades do fluxo de ar apresentavam perfis similares em todas as entradas do filtro, porém com valores, em geral, mais altos que os previstos no projeto original. A alta velocidade com que o ar entrava no filtro gerava uma sobrecarga nas mangas, aumentando o risco de rompimentos e a redução da sua vida útil. Além disso, verificou-se também a distribuição não homogênea da velocidade de filtração nas mangas do filtro, mostrada na Figura 17. No trabalho, também foram propostas modificações no sistema, como redução da vazão de projeto e a instalação de placas metálicas defletoras no duto de entrada, simulando esses cenários.



**Figura 17** - Modelo CFD das velocidades de filtração nas mangas de um filtro. Fonte: BERNABÉ, 2016.

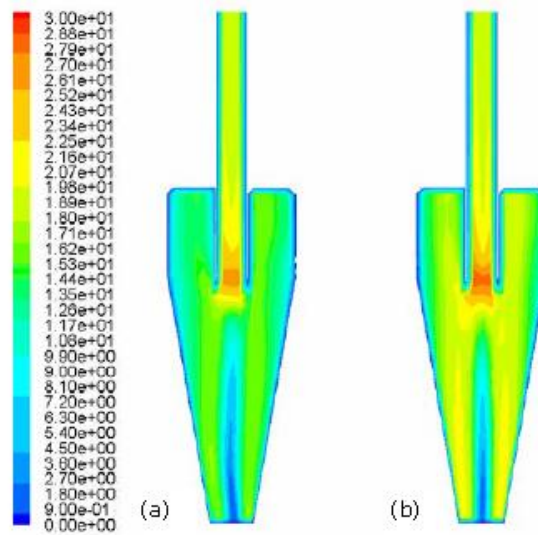
Oliveira (2018) estudou, com o auxílio de CFD, a distribuição do fluxo de ar em um ciclofiltro industrial de uma usina siderúrgica. Verificou-se que a geometria do equipamento, cônica e acentuada na região do ciclone, é o parâmetro que exerce maior influência no comportamento do escoamento, sendo esse significativamente diferente do que foi informado pelos engenheiros da indústria. Observou-se ainda a não homogeneidade na distribuição de ar no meio filtrante devido à elevada velocidade de ascensão do escoamento, visualizado na Figura 18.



**Figura 18** - Modelos CFD realizados por Oliveira (2018) mostrando a velocidade de filtração nas mangas e as linhas de fluxo de ar em um ciclômetro. Fonte: OLIVEIRA, 2018.

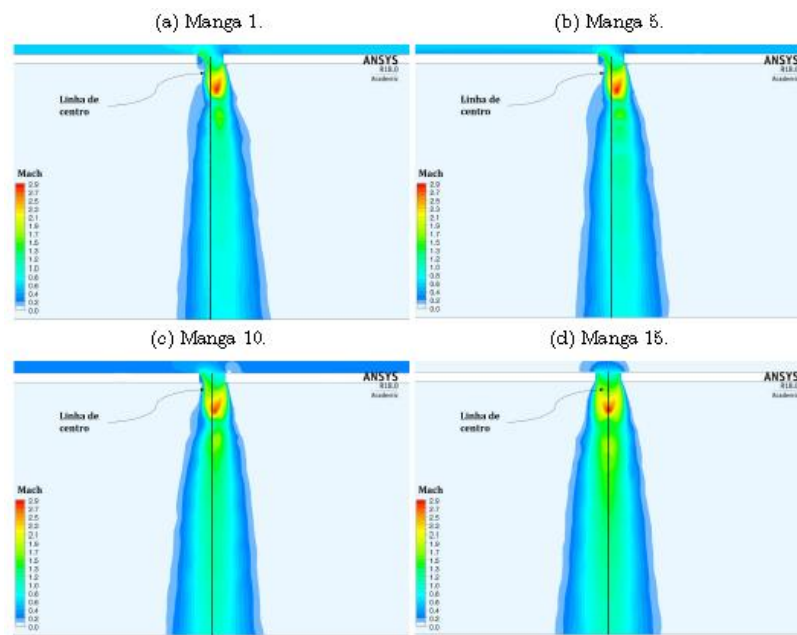
Estudando lavadores de gases do tipo Venturi, Ahmed et. al (2018) utilizou-se da fluidodinâmica computacional para simulação de um modelo e cálculo da eficiência de remoção de partículas de poeira. O modelo de atomização e separação em cascata (CAB) foi usado para prever a deformação de gotículas de água, enquanto a abordagem Euleriano-Lagrangiana foi usada para lidar com o fluxo multifásico envolvendo ar, poeira e água.

Utilizando um pacote comercial, Gimbum *et. al* (2005) apresenta um cálculo utilizando fluidodinâmica computacional para prever e avaliar os efeitos da temperatura e velocidade de entrada na queda de pressão de ciclones, analisando quatro modelos para previsão dessa queda. Ao comparar com resultados experimentais, as simulações CFD modelaram de forma precisa a queda de pressão do ciclone sob diferentes temperaturas e velocidades de entrada com um desvio máximo de 3% dos dados experimentais. Em estudo similar, Gimbum (2008) apresenta um modelo em CFD, mostrado na Figura 19, para prever e avaliar a hidrodinâmica e o desempenho de um ciclone operando em temperaturas extremas.



**Figura 19** - Simulação CFD mostrando a distribuição de velocidade em ciclone trabalhando em temperaturas extremas (a) e ambiente (b). Fonte: GIMBUN, 2008.

Em trabalho semelhante através de CFD com sistemas de limpeza de filtros de manga de jato pulsante de baixa e de alta pressão, Santos *et. al* (2020) demonstrou que as mangas centrais recebem os maiores volumes de ar, sendo que a maior parte deles provém de um fluxo secundário. Além disso, o autor aponta que o desalinhamento dos jatos é progressivamente reduzido ao longo do tubo de sopro, como mostra a Figura 20, sendo menor no sistema de alta do que no sistema de baixa pressão.

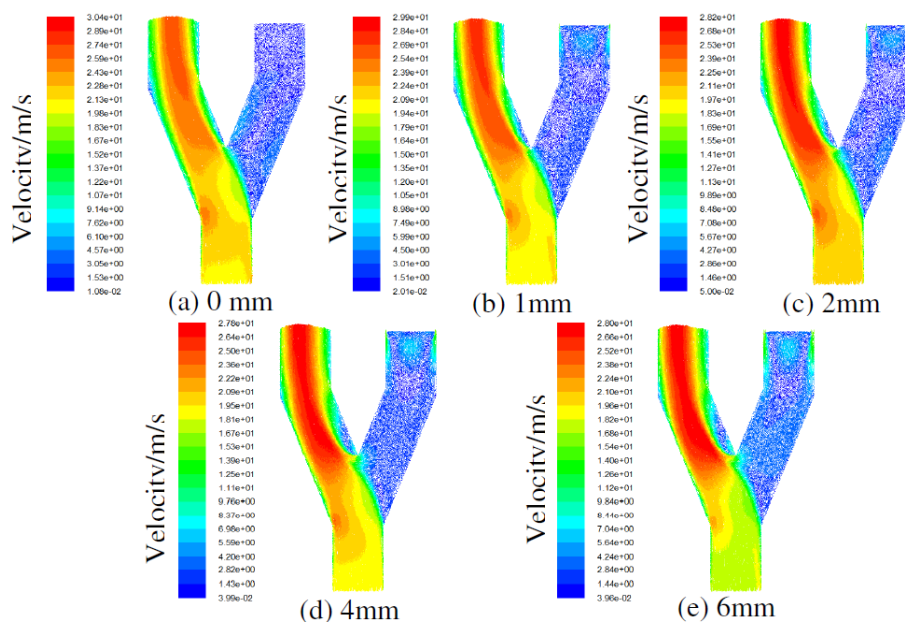


**Figura 20** - Modelo CFD realizado por Santos (2020) mostrando o desalinhamento dos jatos de limpeza. Fonte: SANTOS et al., 2020.

### 3.5 Trabalhos Correlatos

Apesar de encontrarmos estudos dentro dos campos da hidráulica envolvendo a aplicação de CFD, comparativamente, estudos relacionados à dutos em sistemas de ventilação industrial são encontrados em menor volume. Entretanto, importantes trabalhos vêm sendo realizados com o intuito de investigar a distribuição do fluxo de ar e suas características ao longo das redes de dutos de ventilação, especialmente nos últimos 15 anos.

Concentrando-se no estudo de caso de um duto bifurcado utilizado em aeronaves, Patel *et. al* (2005) analisou a distribuição do fluxo de ar e sua assimetria durante manobras. Esse estudo colaborou com Song *et. al* (2014) que, utilizando um pacote comercial, analisou a distribuição de velocidade, pressão e as linhas de corrente de uma tubulação bifurcada simetricamente de um duto de ventilação de turbinas, mantendo-se um dos ramos como linha principal de ventilação, enquanto o outro permaneceu selado. No estudo foram simulados efeitos de vazamentos no duto selado com aberturas entre 0 e 6mm. Alguns dos resultados de distribuição de velocidade obtidos no estudo podem ser visualizados na Figura 21.



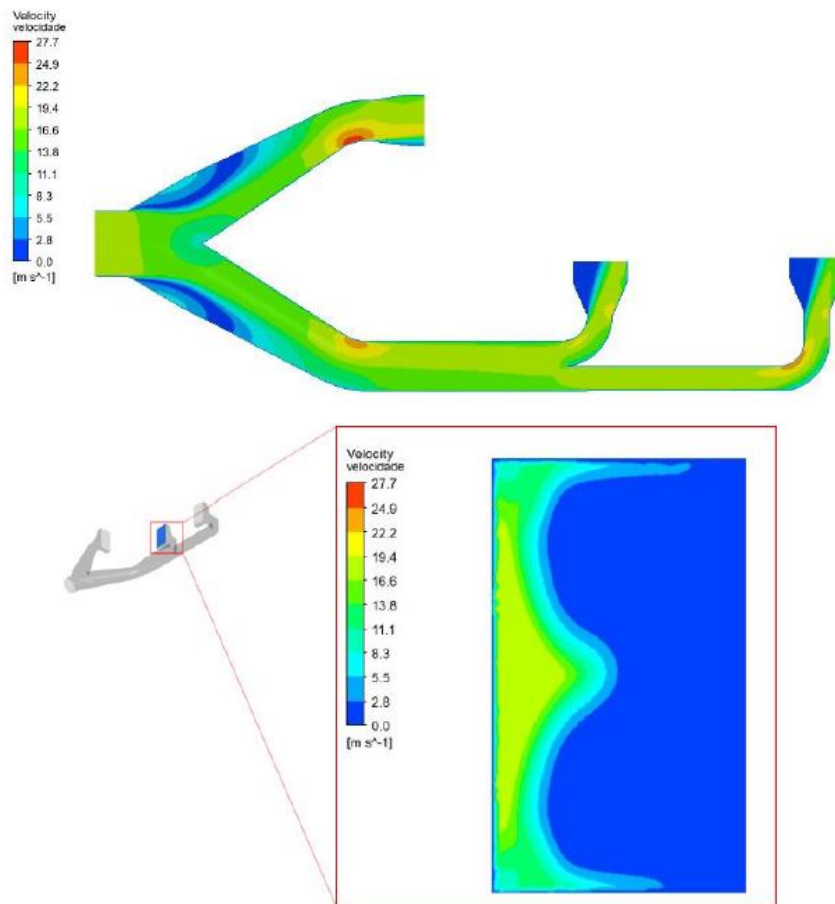
**Figura 21** - Resultados das simulações CFD realizadas por SONG *et. al* (2014) para vazamentos no duto secundário com abertura entre 0 e 6mm. Fonte: SONG *et al.*, 2014.

Wei *et. al* (2015) analisou as características de difusão e propagação de PM<sub>2.5</sub> (fração de material particulado com diâmetro menor que 2,5µm) e PM<sub>10</sub> (fração de material particulado com diâmetro menor que 10µm) em um duto de ventilação de um sistema de ar condicionado através da simulação das partículas no fluxo de ar usando a fluidodinâmica computacional. Os

resultados obtidos nesse trabalho mostram que quanto maior a velocidade do fluxo, maior é a distribuição das partículas. Além disso o estudo aponta que os  $PM_{2.5}$  e  $PM_{10}$  geralmente depositam-se no fundo dos dutos de ventilação, devendo ser limpos com frequência regular para evitar danos à saúde humana.

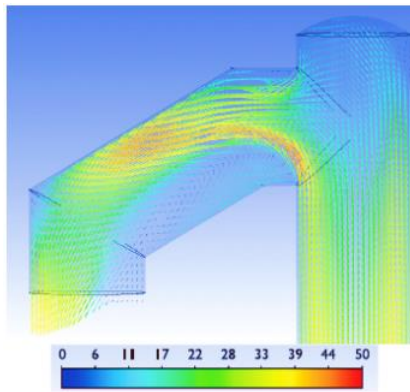
Com a necessidade do estudo das condições de perda de carga em derivações, Fonseca (2017) analisou o escoamento de ar em tubulações ramificadas em sistemas de ventilação industrial através da simulação fluidodinâmica computacional. Os resultados obtidos confirmaram que quanto maior a vazão do ramo secundário e da angulação da derivação, maior é a perda de carga naquele trecho. Além disso, os valores de perda de carga e perda de energia obtidos numericamente foram comparados aos valores empíricos tabelados na literatura e mostraram que os valores empíricos superestimam a perda de carga em ramificações quando a vazão secundária na ramificação é até 40% da vazão de entrada da tubulação principal.

Concentrando-se no trecho final dos dutos de um sistema de ventilação industrial local exaustora, Santos (2018b) estudou o comportamento e distribuição do fluxo de ar no duto de entrada de um filtro de mangas, composto por uma bifurcação e três ramificações. Os resultados obtidos no estudo, visualizados na Figura 22, apontaram a existência de grandes vórtices de recirculação na bifurcação do duto causados pelo descolamento da camada limite. Além disso, o estudo apontou o desbalanceamento na distribuição de ar nas três ramificações de entrada no filtro de mangas, mostrando ainda uma concentração das linhas de corrente e regiões específicas das saídas, prejudicando a distribuição interna de ar no equipamento de controle.



**Figura 22** - Resultados por Santos (2018) da distribuição de velocidade ao longo do duto e em uma de suas saídas obtidos por simulação CFD.

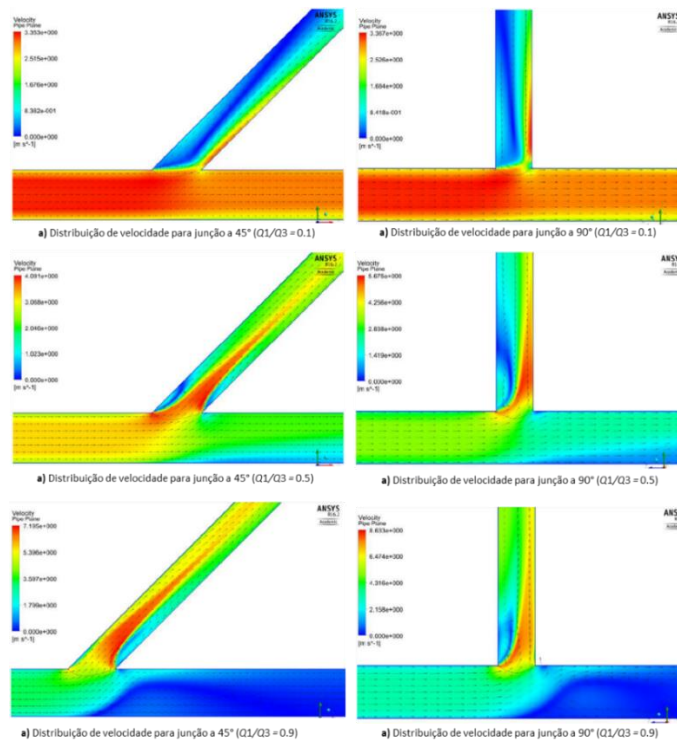
Sartim *et. al* (2012) simulou o escoamento de gás em uma coifa do sistema de despoejamento primário de convertedores LD de uma indústria siderúrgica, como visualizado na Figura 23, visando reduzir as taxas de desgaste nesse sistema. Utilizando um pacote comercial, os resultados apontaram a existência de mecanismos de desgaste nas coifas, possibilitando a tomada de medidas mais assertivas para a correção do problema.



**Figura 23** - Campo de velocidades na saída da coifa. Fonte: SARTIM et. al (2012).

Sukhapure (2017) fez a análise de perda de carga em uma ramificação de dutos conduzindo água utilizando modelagem fluidodinâmica computacional. O estudo valeu-se da análise de 60 casos, variando-se os ângulos da ramificação e a razão entre a vazão secundária e principal ( $Q_1/Q_3$ ).

Através do estudo o autor encontrou novos valores para coeficientes de perda de carga em junções de dutos para condução de água e demonstrou o comportamento da divisão do fluxo sob diferentes condições de ângulos e vazão. Alguns resultados de distribuição de velocidade para ramificações de 45 e 90° podem ser vistos na Figura 24.



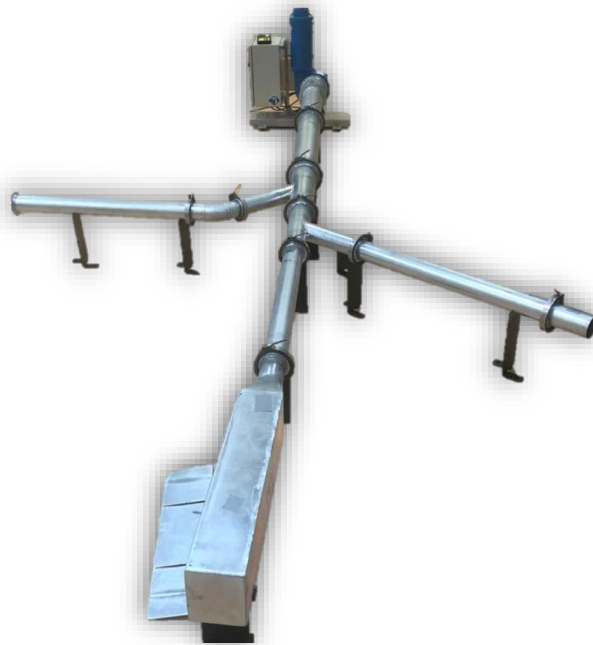
**Figura 24** - Distribuição de velocidade para alguns casos estudados por SHUKAPURE et al. Fonte: adaptado de SHUKAPURE et al, 2017.





O sistema é formado por peças acopladas e montadas através de parafusos e conexões de pressão, possuindo uma vazão máxima de projeto de  $765\text{m}^3/\text{h}$  e estando instalado na planta industrial da indústria siderúrgica ArcelorMittal do Brasil, localizada no município de Serra, Espírito Santo, conforme ilustra a Figura 26.

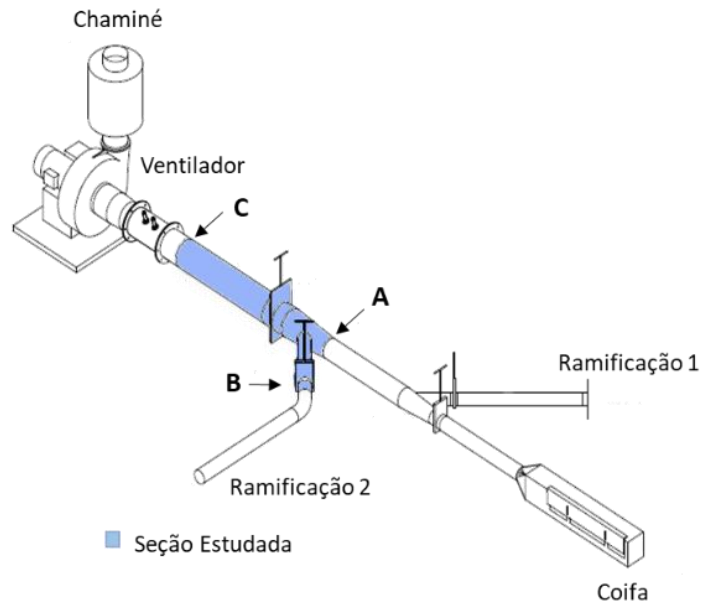
O funcionamento do sistema dá-se pelo acionamento do motor elétrico do ventilador centrífugo, que succiona o ar das entradas das plantas e realiza a sua exaustão por uma chaminé. As entradas podem ser montadas de forma independente, ou seja, a planta pode alternar sua configuração entre 1 e 3 entradas. Além disso, em cada uma das ramificações existem registros que permitem controlar ou interromper o fluxo de ar, conforme a necessidade da análise a ser realizada.



**Figura 26** - Sistema montado sem as válvulas. Fonte: Autoria própria, 2021.

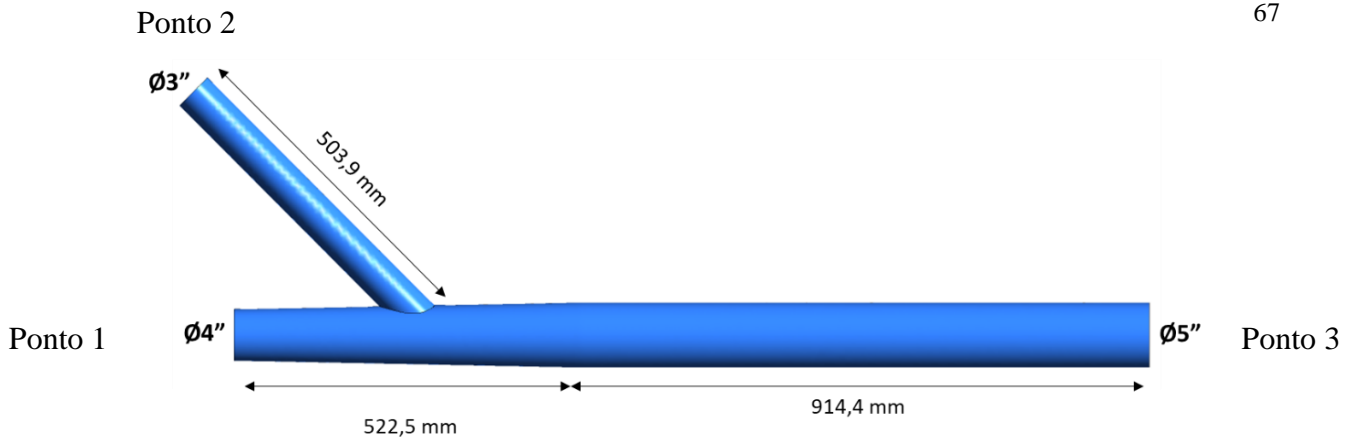
O trecho estudado está compreendido entre os pontos A, B e C, conforme mostra a Figura 27, e compreende o segmento de duto reto próximo à entrada do ventilador, a junção de  $45^\circ$  em expansão de 4" para 5" de diâmetro e o trecho antes do cotovelo de  $45^\circ$  da Ramificação 2. Esse trecho ilustra bem os efeitos do fluxo de ar em uma junção visto que ele possui as principais características de um sistema de ventilação industrial real utilizado para controle de poluição do ar, sendo elas a junção em expansão e os segmentos de dutos adjacentes e posteriores.

Dessa forma, para as medições experimentais e na definição dos modelos geométricos considerou-se a configuração de ausência dos trechos localizados à montante dos pontos A e B, sendo a válvula à jusante da expansão removida durante a montagem do sistema.



**Figura 27** - Trecho estudado. Fonte: Adaptado de TECNIC, 2008

O modelo geométrico em 3D foi elaborado em domínio único através do módulo SpaceClaim, componente do pacote CFX do *software* ANSYS 2019 R3. Para fins de análise, as entradas 1, 2 e a Saída foram chamadas respectivamente de Pontos 1, 2 e 3, conforme ilustra a Figura 28. O modelo foi construído tomando-se como base as dimensões do trecho estudado da planta real, como também mostra a Figura 28. Na execução do modelo geométrico, utilizou-se um notebook de 4GB de RAM e 2 núcleos de processamento de 2.0GHz.



**Figura 28** – Modelo geométrico em 3 dimensões do trecho estudado. Fonte: Autoria própria, 2020.

## 4.2 Casos simulados

Para a verificação do comportamento da perda de carga e da distribuição do fluxo de ar na junção estudada, considerou-se uma velocidade média, balanceada em todos os trechos, próximo à 20m/s, conforme recomenda ACGIH (2019) para dutos de ventilação industrial para controle da poluição do ar.

Os casos estudados centraram-se no estudo da variação entre a proporção de vazão entre as entradas principal e secundária (1 e 2). Como supracitado, para manter o balanceamento da velocidade próximo do valor recomendado os diâmetros dos dutos de entrada foram ajustados conforme a vazão dimensionada para manter a proporção de vazão estudada.

Dessa forma, estudou-se 12 casos, conforme mostra a Tabela 4, variando-se as razões entre as vazões principal e secundárias em 20, 40, 60 e 80%, bem como o ângulo da junção secundária em 30, 45 e 60°, considerados mais recomendados para instalações industriais de ventilação (ACGIH, 2019).

**Tabela 4** - Casos simulados

Casos	Ângulo (°)	Q2/Q1	Ø entrada 1 (m)	Ø entrada 2 (m)	Ø saída (m)	Velocidade (m/s)
1	30	20%	0,116	0,053	0,127	20,00
2	30	40%	0,107	0,069	0,127	20,00
3	30	60%	0,100	0,079	0,127	20,00
4	30	80%	0,095	0,086	0,127	20,00
5	45	20%	0,116	0,052	0,127	20,00
6	45	40%	0,107	0,068	0,127	20,00
7	45	60%	0,100	0,078	0,127	20,00
8	45	80%	0,095	0,085	0,127	20,00
9	60	20%	0,116	0,052	0,127	20,00
10	60	40%	0,107	0,069	0,127	20,00
11	60	60%	0,100	0,079	0,127	20,00
12	60	80%	0,094	0,086	0,127	20,00

Fonte: Autoria própria, 2020.

### 4.3 Geração e escolha da malha e modelo de turbulência

Para a geração da malha base, bem como as demais malhas derivadas para cada caso, utilizou-se o módulo Meshing do pacote CFX do *software* ANSYS 2019 R3. O Computador utilizado para todas as etapas subsequentes à modelagem geométrica pertence ao GPAMA, Grupo de Pesquisa em Poluição do Ar e Meteorologia Aplicada, o qual faz parte do Departamento de Engenharia Ambiental e Sanitária, localizado na Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais. O computador possui 64GB de memória RAM, 2TB de memória HD e 20 núcleos de processamento, somando as unidades físicas e virtuais. As simulações exigiram grande esforço computacional, sendo necessária a utilização paralela de 18 núcleos de processamento, reservando apenas 2 para as funções básicas da máquina. Durante a realização do trabalho, resultou-se em um número total de 1.354 horas de simulação para todas as etapas.

Considerando os elevados gradientes de velocidade do modelo e a necessidade de maior discretização, optou-se pela utilização de células tetraédricas afim de diminuir a exigência computacional, visto o menor número de nós e iterações de fronteira. Para a escolha da malha

utilizada necessita-se verificar a precisão dela quanto à simulação dos parâmetros estudados, dessa forma partiu-se para o que chama-se de teste de malhas.

O teste de malhas é uma das etapas mais importantes do trabalho, visto que é através dele que verifica-se a precisão da malha e, por consequência, define-se todos os resultados subsequentes. Um dos métodos para realização do teste de malhas é o teste *a posteriori*, utilizado nesse trabalho. O teste de malha a posteriori parte da verificação de como os resultados de uma simulação variam de acordo com o refinamento da malha e é chamado também de teste de independência da malha (SZABO & BABUSKA, 1991).

Para a execução do teste, necessita-se definir os parâmetros que deverão ser utilizados como base de comparação do refinamento, geralmente sendo escolhidos os parâmetros de maior interesse no estudo. Nesse trabalho utilizou-se o parâmetro de velocidade (m/s).

Para o teste de malhas, utilizou-se como caso base o modelo geométrico com ângulo da entrada secundária igual à 45°, diâmetros e dimensões iguais ao trecho real estudado, mantendo-se a vazão na saída igual à vazão máxima do sistema real.

Dessa forma, avaliou-se 5 malhas entre 1,13 e 7,55 milhões no total de elementos, conforme mostra a Tabela 5, realizando-se a técnica de *inflation* próximo às paredes e realizando refinamento nas regiões próximas à junção entre o duto secundário e a expansão no duto principal.

**Tabela 5 - Malhas testadas.**

<b>Malha</b>	<b>Nós</b>	<b>Elementos</b>
Malha 1	2641187	1131400
Malha 2	3811257	1596551
Malha 3	4929379	2046801
Malha 4	7910042	3409333
Malha 5	16878282	7551765

Fonte: Autoria própria, 2020.

### 4.3.1 Teste de Malhas

Para o teste de foi escolhido um trecho próximo à junção dos dois fluxos em que foi traçada uma linha de amostragem para aferição do perfil de velocidades, conforme mostra a Figura 29.

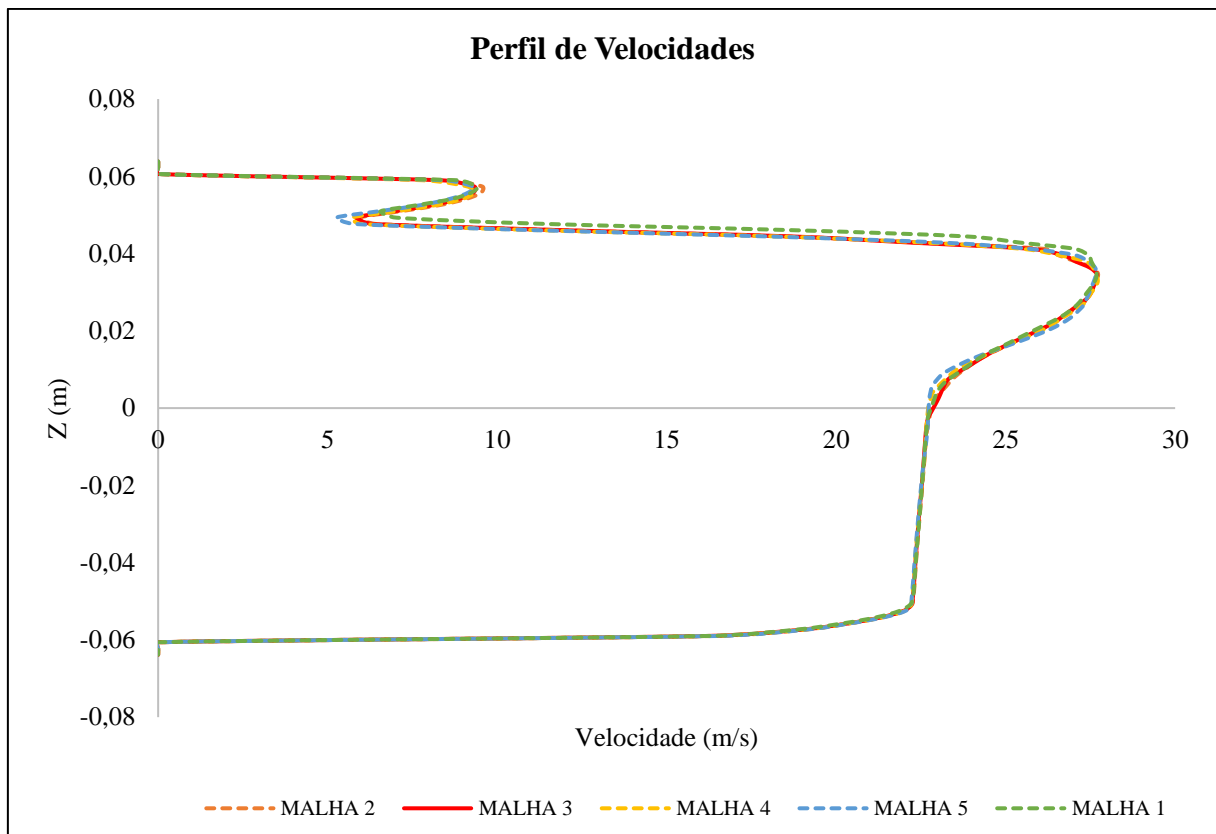


**Figura 29** - Linha traçada para teste de independência de malhas. Fonte: Autoria própria, 2021.

Adotou-se como critério de convergência o RMS (*root mean square*) residual inferior à  $10^{-5}$  e valores de *imbalance*, diferença nos balanços de escoamento no domínio, inferiores à 1%. Conforme descrito anteriormente, esses critérios de convergência são os mais utilizados e apresentam resultados satisfatórios para a maioria dos projetos de engenharia (ANSYS, 2013).

Dessa forma, as iterações foram interrompidas assim que os valores de imbalance e RMS atingiram, em ambos os casos, o critério de convergência. Demais malhas com menor número de nós e elementos que a Malha 1 foram simuladas, porém não atingiram os critérios de convergência de forma satisfatória.

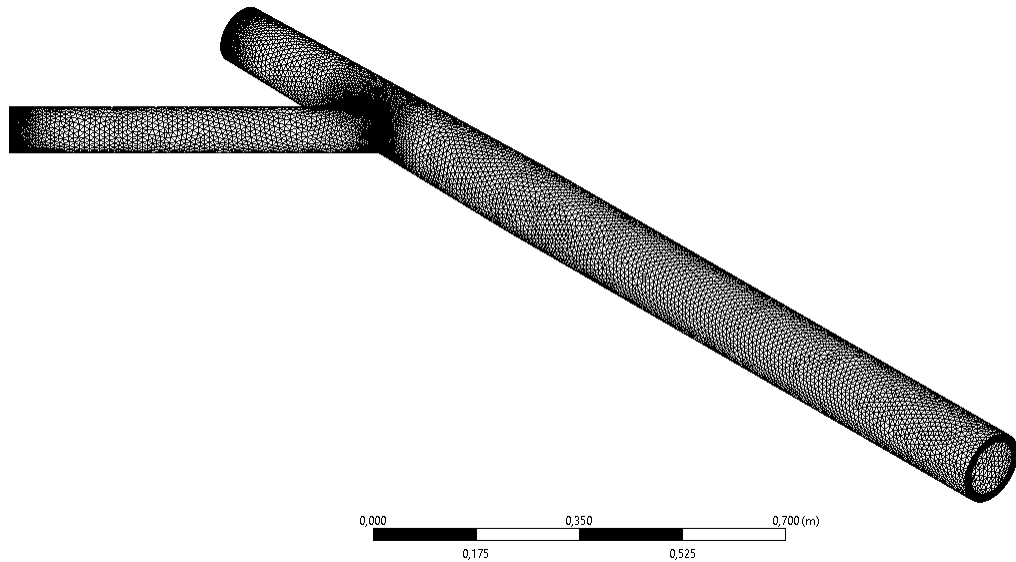
Conforme mostra a Figura 30, os resultados mostraram-se muito próximos, indicando a estabilidade dos resultados das malhas. Nota-se que, dentro da variação existente entre os perfis, a Malha 3 apresentou perfil intermediário e menor número de elementos se comparada com a malha mais refinada (Malha 5).



**Figura 30** - Perfil de velocidades do teste de independência de malhas. Fonte: Autoria própria, 2020.

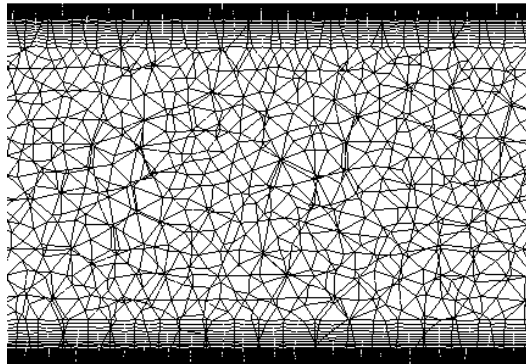
Dessa forma, optou-se nesse trabalho pela utilização da Malha 3, de 4,9 milhões de nós, como malha base para a simulação dos casos estudados e para a validação do modelo computacional, conforme mostra a Figura 31. O número de nós e elementos variou minimamente em cada caso estudado de acordo com as variações de geometria em cada um.





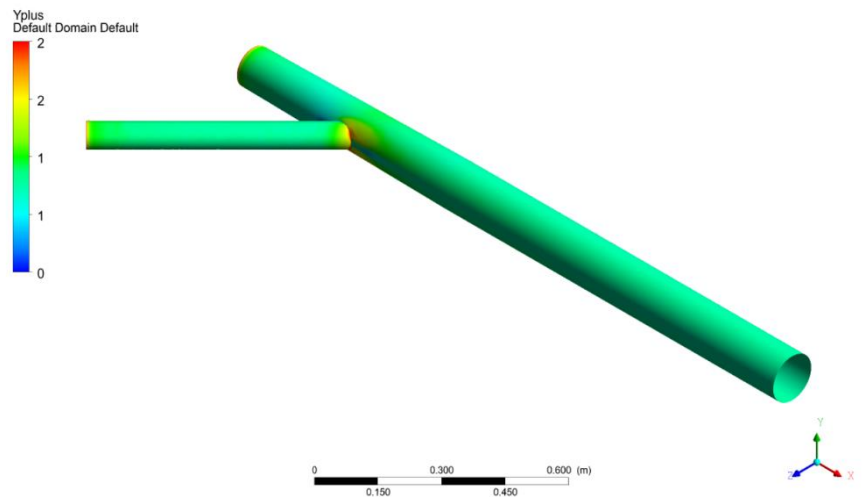
**Figura 31** - Malha 3. Fonte: Autoria própria, 2020.

O modelo de turbulência utilizado para o teste, SST, como já informado em seção anterior, mescla a integração das equações junto às paredes do domínio, típica dos modelos  $k - \omega$ , com a integração dos fenômenos longe das paredes, próprios do modelo  $k - \epsilon$ . Dessa forma, tem-se que para uma simulação satisfatória, recomenda-se que os valores de  $y^+$  fiquem abaixo de 1 (ANSYS, 2013), entretanto em regiões pontuais de alta turbulência esses valores podem elevar-se. Para atender à esse requisito, verificou-se a realização do *inflation* próximo às paredes da Malha 3, conforme mostra a Figura 32.



**Figura 32** - *Inflation* próximo às paredes do domínio. Fonte: Autoria própria, 2020.

Dessa forma, os valores de  $y^+$  contribuem para verificarmos se a quantidade de nós da malha é suficiente para uma boa modelagem do domínio. Assim, foram testadas as cinco malhas e a Malha 3, escolhida, apresentou o  $y^+$  dentro da faixa indicada com pequenas elevações na região próxima à junção, como mostra a Figura 33.



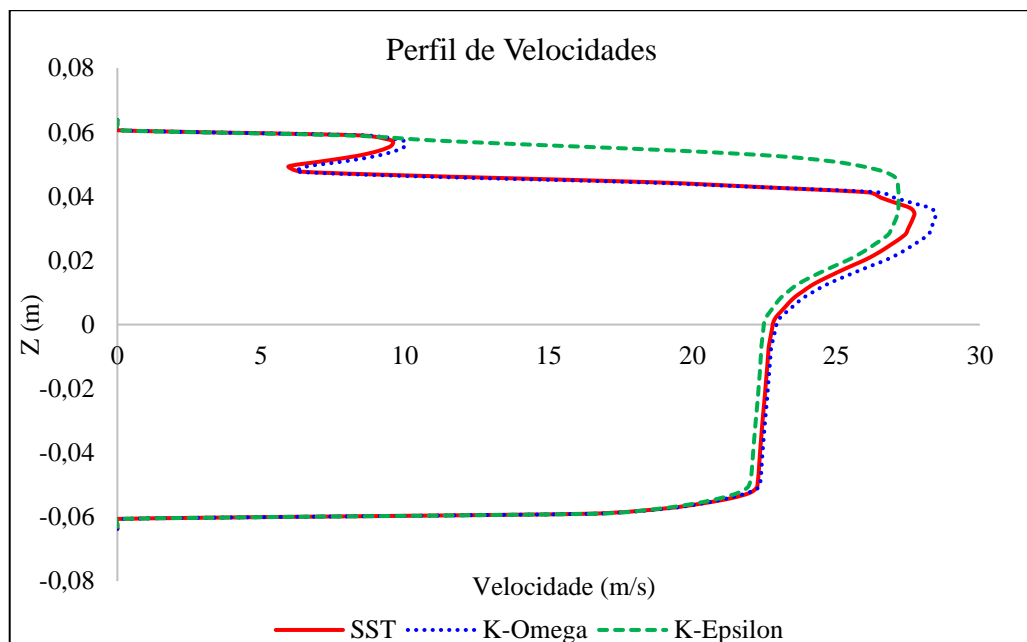
**Figura 33** - Distribuição dos valores de  $y^+$  nas paredes do domínio. Fonte: Autoria própria, 2020.

#### 4.3.2 Teste do modelo de turbulência

Para maior assertividade na escolha do modelo de turbulência, realizou-se um teste de modelo de turbulência de forma semelhante ao método do teste de independência de malhas. Observando a Malha escolhida, traçou-se uma linha com as mesmas coordenadas da linha

anterior e analisou-se o perfil de velocidades para três modelos, sendo eles:  $k - \epsilon$ ,  $k - \omega$  e SST. Os resultados dos perfis podem ser vistos na Figura 34.

Conforme mostra a figura, pode-se verificar que o modelo  $k - \epsilon$  não apresenta resultados satisfatórios em regiões do domínio próximos às paredes, não simulando com precisão as zonas de turbulência e variação de pressão e velocidade. Como esperado, o modelo SST e  $k - \omega$  apresentaram um perfil semelhante, mostrando uma variação de velocidades na região mais próxima à parede. Entretanto, notou-se que o modelo  $k - \omega$  estima as velocidades longe da parede com maiores ordens de grandeza, com pico pronunciado próximo ao meio do fluxo. Dessa forma, verifica-se que os resultados obtidos pelo modelo SST mostram-se intermediários entre os dois outros modelos, simulando tanto os efeitos próximos quanto longe da parede. Assim, optou-se nesse trabalho pela utilização do modelo de turbulência SST.



**Figura 34** - Perfil de velocidades do teste de modelos de turbulência. Fonte: Autoria própria, 2020.

#### 4.4 Condições de contorno e processamento

Inerente à modelagem computacional, faz-se necessário realizarmos considerações e adotar hipóteses para simplificarmos ou restringirmos as características do projeto estudado. Assim, nesse trabalho foram consideradas as hipóteses apresentadas na Tabela 6.

**Tabela 6** - Hipóteses consideradas para modelagem.

Hipótese	Descrição
Domínio Fluido	Ar à 25°C e pressão local de 1 atm.
Condição Isotérmica	Considerou-se uma condição isotérmica devido às reduzidas variações de temperatura e à baixa influência de fenômenos térmicos no trecho e sistemas estudados
Escoamento Permanente	Considerou-se o escoamento como permanente, dessa forma, as propriedades do fluido permanecem constantes com o tempo

Fonte: Autoria própria, 2020.

As condições de contorno utilizadas para a solução do escoamento no sistema estudado foram, essencialmente, a condição de não deslizamento nas paredes e a pressão nas saídas do duto e a vazão mássica de entrada ( $Q_m$ ), calculada à partir da densidade do ar na temperatura considerada e da vazão volumétrica das entradas, calculada conforme balanceamento do sistema para cada um dos casos estudados, conforme mostra a Tabela 7. Dessa forma tem-se:

- Condição de pressão na saída:  $P_1 = 1 \text{ atm}$
- Condição de não deslizamento:  $u_1 = u_2 = u_3 = 0$

**Tabela 7** - Vazões mássicas de entrada para cada caso estudado.

Caso	Ponto	$Q_m$ (kg/s)
1	Entrada 1	0,250
	Entrada 2	0,052
2	Entrada 1	0,214
	Entrada 2	0,086
3	Entrada 1	0,188
	Entrada 2	0,113
4	Entrada 1	0,167
	Entrada 2	0,138
5	Entrada 1	0,250
	Entrada 2	0,050
6	Entrada 1	0,214
	Entrada 2	0,086
7	Entrada 1	0,188

Entrada 2	0,113
-----------	-------

Fonte: Aatoria própria, 2020.

**Tabela 7 – Continuação.**

Caso	Ponto	Qm (kg/s)
8	Entrada 1	0,167
	Entrada 2	0,133
9	Entrada 1	0,249
	Entrada 2	0,051
10	Entrada 1	0,213
	Entrada 2	0,088
11	Entrada 1	0,187
	Entrada 2	0,116
12	Entrada 1	0,166
	Entrada 2	0,137

Fonte: Aatoria própria, 2020.

#### **4.5 Pós processamento**

O pós processamento foi realizado pelo módulo *Results*, dentro do pacote CFX, e nele foram construídos planos de visualização para distribuição de velocidade, pressão, linhas de fluxo, distribuição vetorial e perfis de variáveis. Nessa etapa foram geradas as imagens que serão apresentadas posteriormente no tópico de Resultados.

#### **4.6 Validação do Modelo**

Para validação do modelo foram obtidas medidas experimentais das pressões dinâmicas em uma das seções transversais no duto principal e secundário através de um Tubo de Pitot acoplado a um manômetro digital.

Os dados de pressão dinâmica obtidos permitem o cálculo da velocidade de escoamento através da Equação 3.9, relembra aqui:

$$VP = \frac{\rho u^2}{2g_c}$$

Considerando a inclusão do fator de densidade ( $df$ ), peso específico do ar ao nível do mar nas condições normais de temperatura e pressão igual à aproximadamente  $1,2\text{kg/m}^3$  e fator de conversão massa-força ( $g_c$ ) igual à  $1\text{ kg.m/N.s}^2$ , tem-se:

$$V = 1,29 \times \sqrt{\frac{VP}{df}} \quad (4.1)$$

$V = \text{velocidade (m/s)}$

$VP = \text{pressão dinâmica (Pa)}$

$df = \text{Fator de densidade}$

O fator de densidade foi calculado pela Equação 3.3 de acordo com o dados do local onde os experimentos para validação foram realizados, no município de Serra/ES.

A partir da obtenção experimental do perfil de velocidades, os dados foram utilizados como condição de entrada para o modelo computacional. Dessa forma, espera-se que o perfil de velocidades em uma seção transversal na saída do modelo seja ser similar ao perfil real que será medido experimentalmente na mesma seção da planta real.

Partindo dessa premissa, para validação, os resultados computacionais e experimentais foram comparados estatisticamente e utilizou-se um teste de hipóteses para verificar se existem diferenças significativas entre eles. Para essa verificação utilizou-se o Teste de Kruskal-Wallis com nível de significância de 5%.

#### **4.6.1 Obtenção dos dados experimentais**

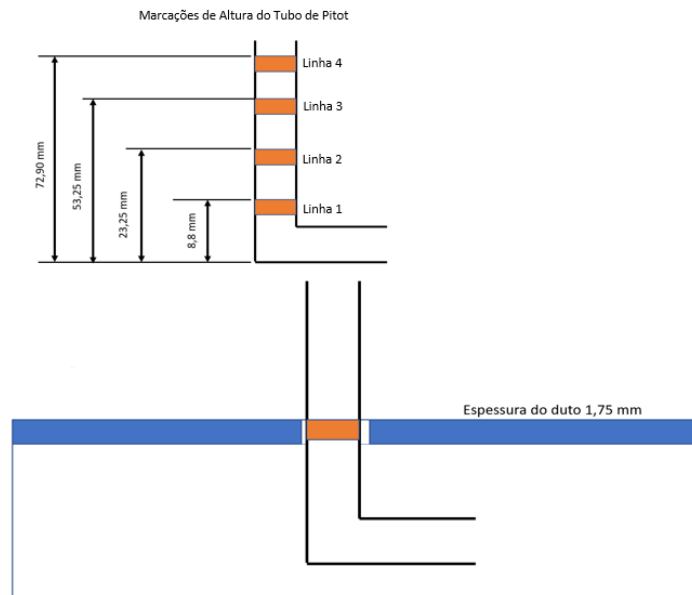
Os dados experimentais foram obtidos através de medições do sistema, localizado dentro da planta industrial da ArcelorMittal Brasil no município de Serra, Espírito Santo. Ressalta-se que, devido à pandemia de COVID-19, decretada no Brasil à partir de março de 2020, as condições de viagens intermunicipais e interestaduais, bem como o acesso à plantas industriais ficou criticamente restrito. Assim, os experimentos somente puderam ser realizados após autorização da empresa, mediante cenário favorável da pandemia, reduzindo-se o número de experimentos e resultados amostrais.

Para a realização das medições, realizou-se a adaptação do sistema desacoplando parte do duto principal e isolando-o, permitindo a passagem apenas pelo duto secundário, que teve seu prolongamento mantido visto que nele está a perfuração necessária para realização das medições. Dessa forma, o sistema foi montado conforme mostra a Figura 35.



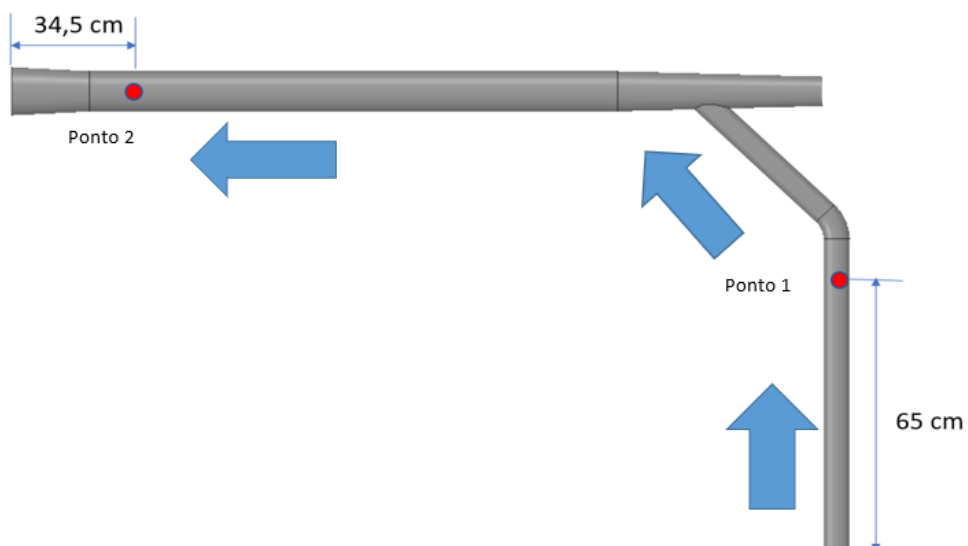
**Figura 35** - Adaptação da montagem do sistema para realização das medições experimentais. Fonte: Autoria própria, 2021.

As medições foram realizadas utilizando-se um Tubo de Pitot de aço inox da Dwyer Instruments, INC® modelo Series 160 Stainless, acoplado à um manômetro digital da mesma marca e modelo 477A. As medições foram realizadas em 4 níveis de altura do Tubo de Pitot afim de verificar o perfil de velocidades do escoamento, conforme mostra a Figura 36.



**Figura 36** - Marcações no Tubo de Pitot durante experimento. Fonte: Autoria própria, 2021.

As medições foram realizadas em dois pontos distintos do sistema, sendo eles os Pontos 1 e 2, localizados na ramificação e duto principal respectivamente, conforme ilustra a Figura 37. Os dados de pressão dinâmica aferidos no Ponto 1 foram obtidos em triplicata, assim como para o Ponto 2, e foram utilizados para composição do perfil de velocidades real que foi inserido como parâmetro de entrada no modelo computacional.



**Figura 37** - Localização dos pontos de medição. Fonte: Autoria própria, 2021.



Os resultados obtidos pela medição experimental podem ser observados nas Tabelas 8 e 9. Entretanto, cabe ressaltar que tanto o instrumento, quanto o método de medição da pressão dinâmica possuem consideráveis níveis de incerteza, visto que o Tubo de Pitot pode sofrer variações de posição à partir da passagem do fluxo de ar e os resultados obtidos podem oscilar devido à elas. Além disso, existe o fator humano que deve ser considerado, visto que o posicionamento do instrumento a cada medida pode sofrer variações inerentes à condição do amostrador.

**Tabela 8** - Dados experimentais obtidos no Ponto 1

Ponto 1 – (Entrada)			
Pressão Dinâmica (Pa)			
Coordenada Z (mm)	Medição 1	Medição 2	Medição 3
29,30	274,68	274,68	264,87
14,85	323,73	304,11	313,92
-15,15	333,54	313,92	333,54
-34,80	235,44	245,25	245,25

Fonte: Autoria própria, 2021.

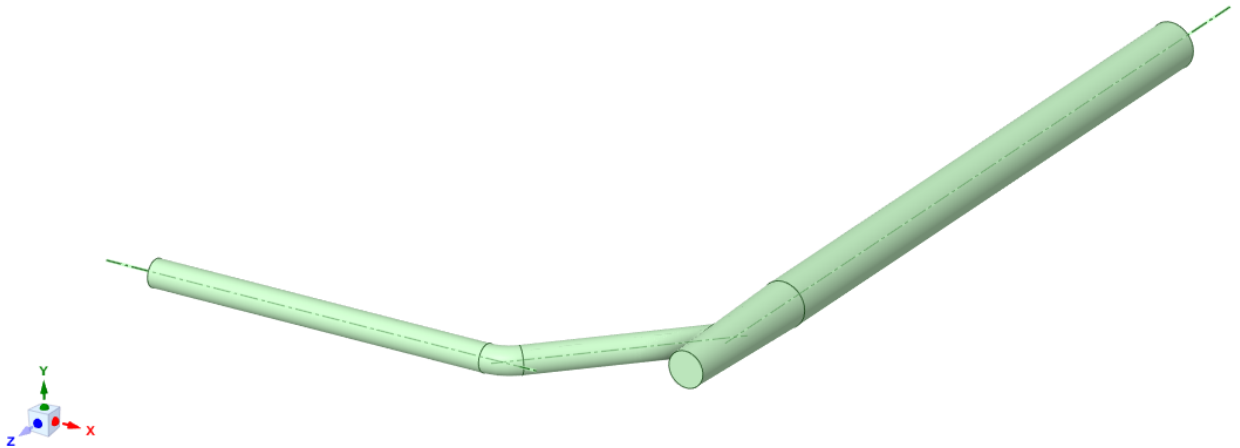
**Tabela 9** - Dados experimentais obtidos no Ponto 2

Ponto 2 – (Entrada)			
Pressão Dinâmica (Pa)			
Coordenada Z (mm)	Medição 1	Medição 2	Medição 3
29,30	35,31	34,34	33,35
14,85	41,30	44,24	44,44
-15,15	43,26	44,34	43,36
-34,80	39,24	41,40	41,50

Fonte: Autoria própria, 2021.

#### 4.6.2 Geração e processamento do modelo

O modelo geométrico em 3D, assim como os demais modelos geométricos estudados nesse trabalho, foi elaborado em domínio único através do módulo SpaceClaim, componente do pacote CFX do software ANSYS 2019 R3, conforme mostra a Figura 38. Utilizou-se a mesma malha escolhida durante o teste de hipóteses, porém, devido as alterações geométricas entre a planta real e o modelo estudado, a quantidade de nós e elementos foi distinta, alcançando 5,86 e 2,46 milhões respectivamente.



**Figura 38** - Modelo geométrico da Planta. Fonte: Autoria Própria, 2021.

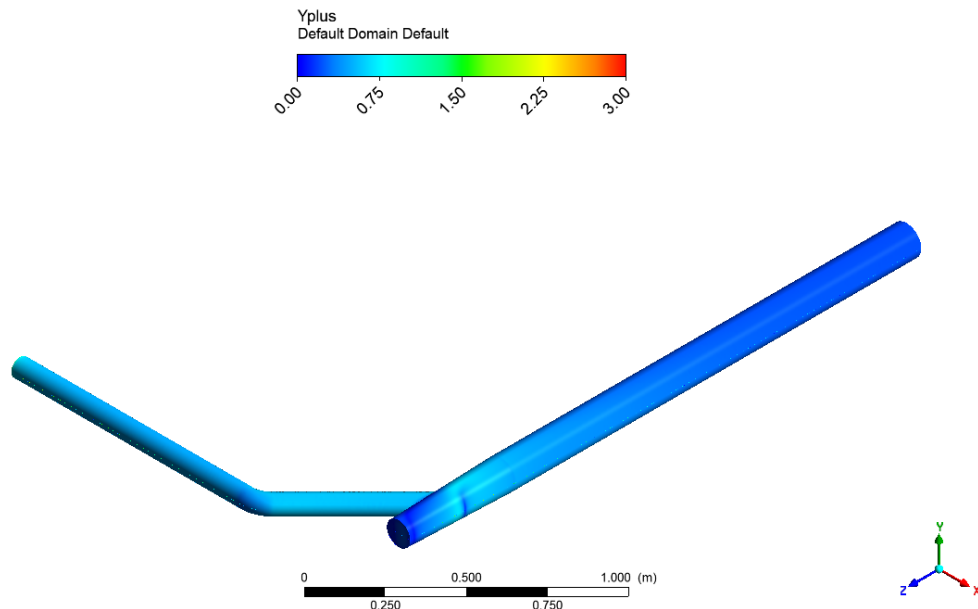
Após a geração da malha, procedeu-se a inserção das condições de contorno, mantendo-se as mesmas utilizadas na Tabela 6. A vazão mássica foi calculada através da vazão volumétrica do ventilador de exaustão da planta e da densidade do ar local, sendo esse valor igual à 0,134kg/s. A vazão mássica foi utilizada como parâmetro de entrada do modelo, bem como a pressão estática no local. O modelo de turbulência, bem como as condições para convergência do modelo também permaneceram-se inalterados em relação as simulações anteriores.

Posterior à finalização da etapa de resolução das equações numéricas diferenciais, partiu-se para a análise dos resultados obtidos. Para isso, traçou-se duas linhas amostrais perpendiculares ao fluxo do escoamento exatamente nas mesmas coordenadas onde foram obtidas as medições experimentais. Através dessas linhas amostrais, obteve-se os valores da velocidade do perfil de escoamento que foram, em seguida, comparados estatisticamente com os valores obtidos experimentalmente.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

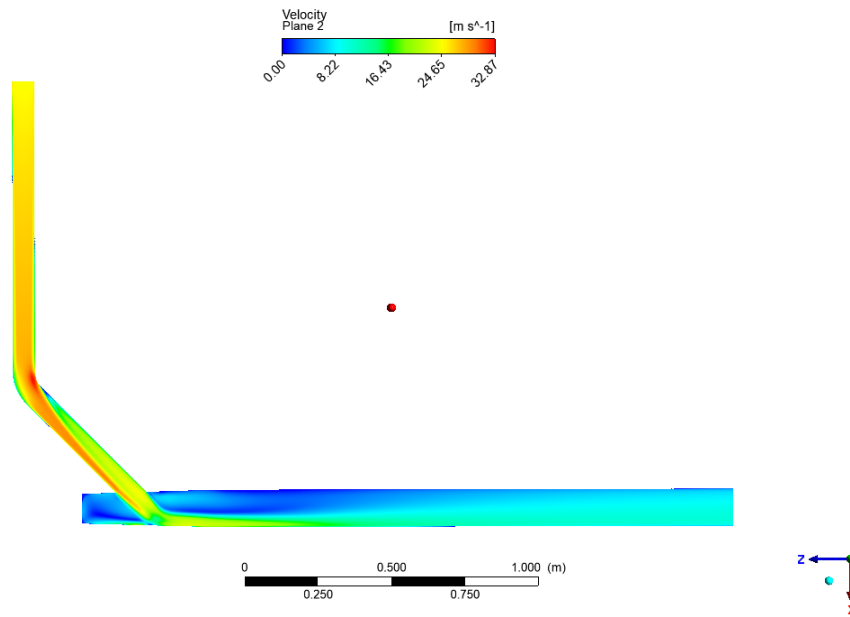
### 5.1 Validação

Conforme mostra a Figura 39, observou-se que os valores de  $Y^+$  ficaram majoritariamente abaixo de 1, mostrando boa aderência dos resultados do modelo próximo às paredes do domínio.



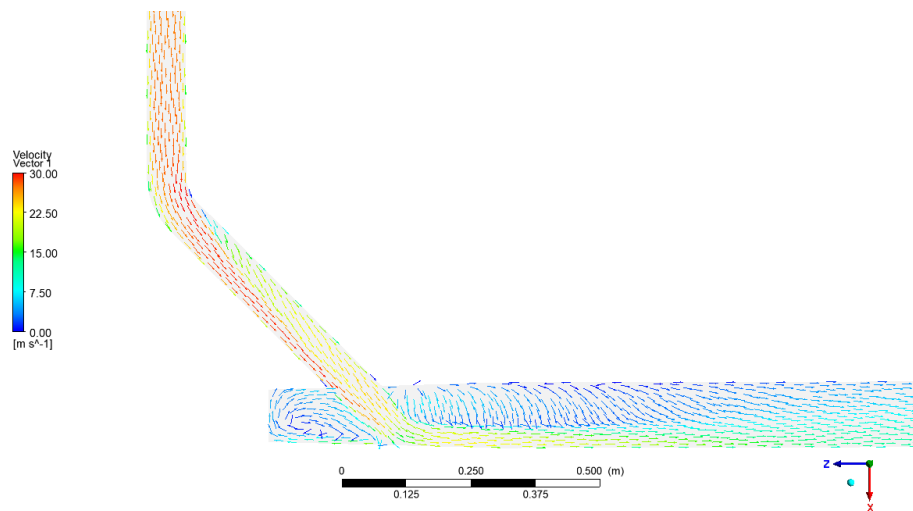
**Figura 39** – Distribuição de  $Y^+$  nas paredes do domínio simulado na validação. Fonte: Autoria própria, 2021.

Percebe-se que as zonas com maior velocidade de escoamento encontram-se na curva da ramificação lateral, bem como na entrada do duto principal, conforme mostra a Figura 40. A curva na ramificação demonstra como a mudança de direção da tubulação afeta o fluxo de ar, evidenciando o aumento de velocidade e concentração lateral do fluxo, aumentando as perdas na região. Na junção entre os dutos percebe-se também a ocorrência de intensas zonas de recirculação e, dessa forma, essas zonas de turbulência contribuem significativamente para a dissipação de energia no local, conforme mostram os vetores da Figura 41. Observa-se, também, que após a zona de junção, o fluxo de escoamento tende a reestabelecer sua distribuição homogênea.



**Figura 40** – Distribuição da velocidade de escoamento no modelo da planta de ventilação.

Fonte: Autoria própria, 2021.



**Figura 41** – Zonas de turbulência localizadas predominantemente próximas à junção entre o duto principal e secundário. Fonte: Autoria própria, 2021.

Conforme descrito no tópico anterior, traçou-se 2 linhas, próximas a entrada e saída do modelo, perpendiculares ao fluxo de ar nas mesmas coordenadas e direção em que foi inserido o instrumento de medição na planta experimental.

Ao longo dessas linhas foram obtidas as amostras da velocidade de escoamento do modelo, também nos mesmos pontos onde foram realizadas as medições experimentais, conforme mostra a Tabela 10.

**Tabela 10** - Dados numéricos obtidos nos Pontos 1 e 2.

<b>Ponto 1 - Entrada</b>		<b>Ponto 2 - Saída</b>	
<b>Coordenada Z (mm)</b>	<b>Velocidade no Ponto 1 (m/s)</b>	<b>Coordenada Z (mm)</b>	<b>Velocidade no Ponto 2 (m/s)</b>
29,30	25,93	54,70	7,70
14,85	27,17	40,25	9,64
-15,15	27,17	10,25	9,32
-34,80	22,74	9,40	9,30

Fonte: Autoria própria, 2021.

Através da Equação 38, pode-se converter os valores de pressão dinâmica medidos experimentalmente para velocidade de escoamento. Realizando-se essa conversão, é possível resumirmos os valores das tabelas 8, 9 e 10 nas Tabelas 11 e 12.

**Tabela 11** – Velocidade no Ponto 1 obtida das medições experimentais e do modelo numérico.

<b>Z (mm)</b>	<b>Velocidade no Ponto 1 (m/s)</b>			<b>Resultado do Modelo</b>
	<b>Medição Experimental</b>	<b>Medição Experimental</b>	<b>Medição Experimental</b>	
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	
29,30	24,18	24,18	23,75	25,93
14,85	26,25	25,45	25,85	27,17
-15,15	26,65	25,85	26,65	27,17
-34,80	22,39	22,85	22,85	22,74

Fonte: Autoria própria, 2021.

**Tabela 12** – Velocidade no Ponto 2 obtida das medições experimentais e do modelo numérico.

<b>Z (mm)</b>	<b>Velocidade no Ponto 2 (m/s)</b>			<b>Resultado do Modelo</b>
	<b>Medição Experimental</b>	<b>Medição Experimental</b>	<b>Medição Experimental</b>	
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	
54,70	8,67	8,55	8,43	7,70
40,25	9,38	9,71	9,73	9,64
10,25	9,60	9,72	9,61	9,32
9,40	9,14	9,39	9,40	9,30

Fonte: Autoria própria, 2021.

### 5.1.1.1 Teste de Hipóteses

Para análise dos resultados de velocidades obtidos nas amostragens experimental e numérica, optou-se por realizar a comparação estatística e teste de hipóteses. O objetivo dessa análise consiste em verificar se existem diferenças significativas entre os resultados do modelo experimental e numérico, dando respaldo para validação da malha e do método utilizado nesse trabalho. Dessa forma, utilizou-se o Teste de Kruskal-Wallis, aplicável para dados não paramétricos de múltiplas amostras independentes.

O teste permite verificar se existem diferenças significativas entre as medianas de grupos amostrais independentes. Para realização do Teste de Kruskal-Wallis deve-se primeiramente substituir os dados amostrais por suas classificações combinadas quanto à dimensão do seu valor de modo que a menor amostra seja classificada como 1 e a classificação n seja dada ao maior valor. Se houver valores repetidos, a classificação deles deverá ser realizada pela média das classificações que seriam dadas caso não houvesse repetição dos dados.

A estatística H do teste de Kruskal-Wallis pode ser calculada por meio da equação abaixo:

$$H = \left[ \frac{12}{N(N+1)} \sum_{j=1}^k \frac{R_j^2}{n_j} \right] - 3(N+1) \quad (4.3)$$

N = número total de dados

$n_j$  = número de dados em cada amostra

$R_j$  = soma das classificações em cada amostra

Para classificações onde ocorrem empates, faz-se necessário realizar uma correção. Para isso calcula-se o CE (correção de empates), como mostra a Equação 4.4, e o fator de correção FC, conforme mostra a Equação 4.5. Em seguida calcula-se o  $H_{\text{corrigido}}$ , como mostra a Equação 4.6.

$$CE = (t_1^3 - t_1) + \dots + (t_n^3 - t_n) \quad (4.4)$$

t = quantidade de empates por classificação

$$FC = 1 - \frac{CE}{N^3 - N} \quad (4.5)$$

$N$  = número total de dados

$$H_{\text{corrigido}} = \frac{H}{FC} \quad (4.6)$$

Dessa forma, definem-se as hipóteses  $H_0$  e  $H_1$ , sendo  $M$  as medianas em cada grupo amostral:

$$H_0: M_1 = M_2 = M_3 = M_4$$

$H_1$ : nem todas as medianas são iguais

Consultando o valor crítico da distribuição  $H$  de Kruskal-Wallis para 4 grupos amostrais com 4 elementos e nível de significância de 5% ( $H_{0,05; 4:4:4:4}$ ), como mostra a tabela de Oliveira (2018) no Anexo 1, se  $H_{\text{corrigido}}$  for menor que  $H_{0,05; 4:4:4:4}$ , considerou-se verdadeira a hipótese  $H_0$ .

Utilizando os dados experimentais e do modelo numérico apresentados na Tabela 12 e considerando um nível de significância de 5%, encontraram-se os resultados apresentados na Tabela 13 para os Pontos 1 (entrada) e Ponto 2 (saída).

**Tabela 13** – Resultados do Teste de Kruskal-Wallis para os dados experimentais e numéricos.

Parâmetros do teste	Ponto 1	Ponto 2
$N$	16	16
$\alpha$	0,05	0,05
$H$	24	54
$CE$	1,65	1,60
$FC$	0,99	0,99
$H_{\text{corrigido}}$	1,66	1,61
$H_{0,05; 4:4:4:4}$	7,24	7,24

Fonte: Autoria própria, 2021.

Pelos resultados do teste de Kruskal-Wallis apresentados na Tabela 13, aceitou-se a hipótese  $H_0$  e, portanto, não existem diferenças significativas entre os resultados obtidos pelo modelo numérico e pelo método experimental. Assim, conclui-se que os resultados apresentados pelos modelos simulados nesse trabalho conseguem retratar com precisão significativa os resultados verificados experimentalmente.

## **5.2 Análise do escoamento**

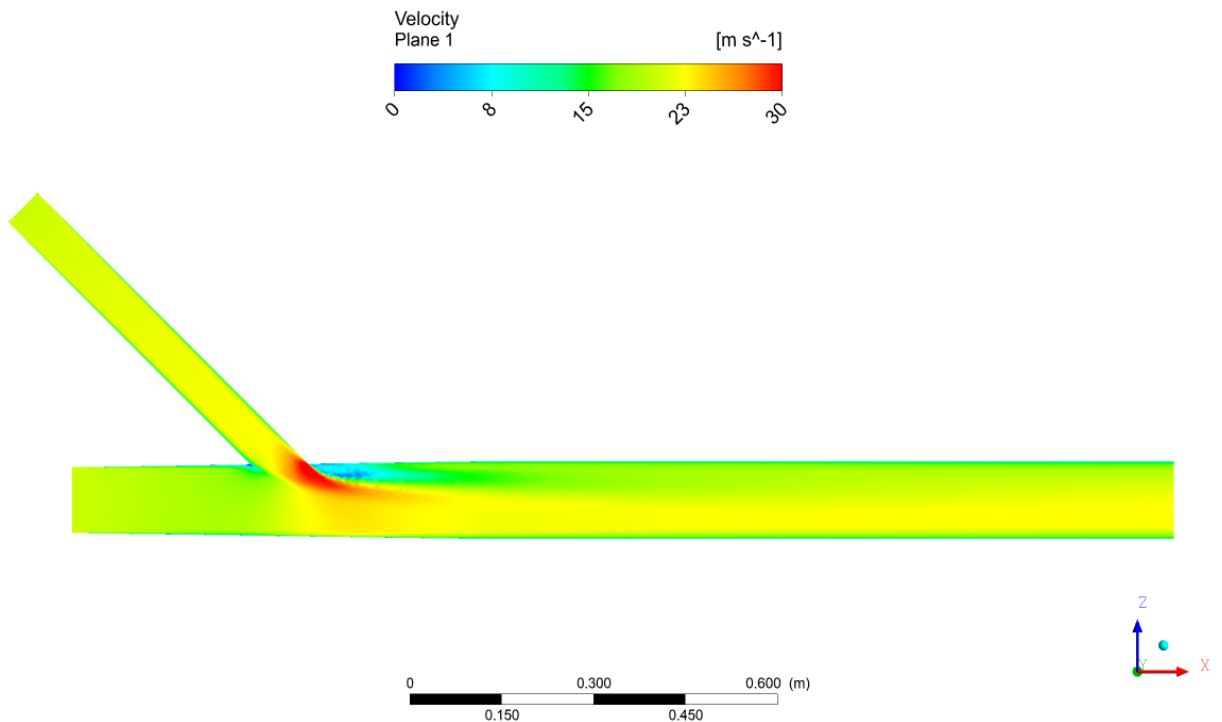
Tomando-se referência o caso base de entrada secundária à 45° e vazão secundária de 20% em relação à vazão principal, o escoamento observado no modelo apresentou características turbulentas, como esperado, evidenciando elevado aumento de velocidade no trecho de junção dos fluxos e imediatamente após a confluência.

De forma geral, conforme mostra a Figura 38, observa-se no trecho de junção a concentração de velocidades elevadas na borda esquerda do duto secundário no sentido do escoamento, evidenciando uma aceleração das partículas de ar do fluxo secundário, que interceptam o fluxo principal dissipando parte dessa energia e provocando aumento da velocidade do fluxo total no trecho à jusante da junção.

O aumento da velocidade, como pode-se observar, por exemplo, na Figura 42, concentra-se na lateral direita do duto principal no sentido do fluxo. Esse aumento não só é esperado, como confirma a influência do fluxo secundário sobre a dinâmica de escoamento no duto principal. Ressalta-se que, em instalações industriais, onde predominam vazões elevadas e a presença de poluentes, como material particulado, o predomínio de um perfil de velocidades não homogêneo em trechos ou faces dos dutos pode resultar em acelerado desgaste ou corrosão dela. Enquanto, para as mesmas condições, pode-se encontrar deposição de material no lado oposto, de menor velocidade de escoamento, diminuindo a área total da seção transversal e estrangulando o fluxo. Por isso, ressalta-se a necessidade de uma escolha criteriosa dos ângulos de entrada dos fluxos, bem como o correto dimensionamento e balanceamento do sistema.

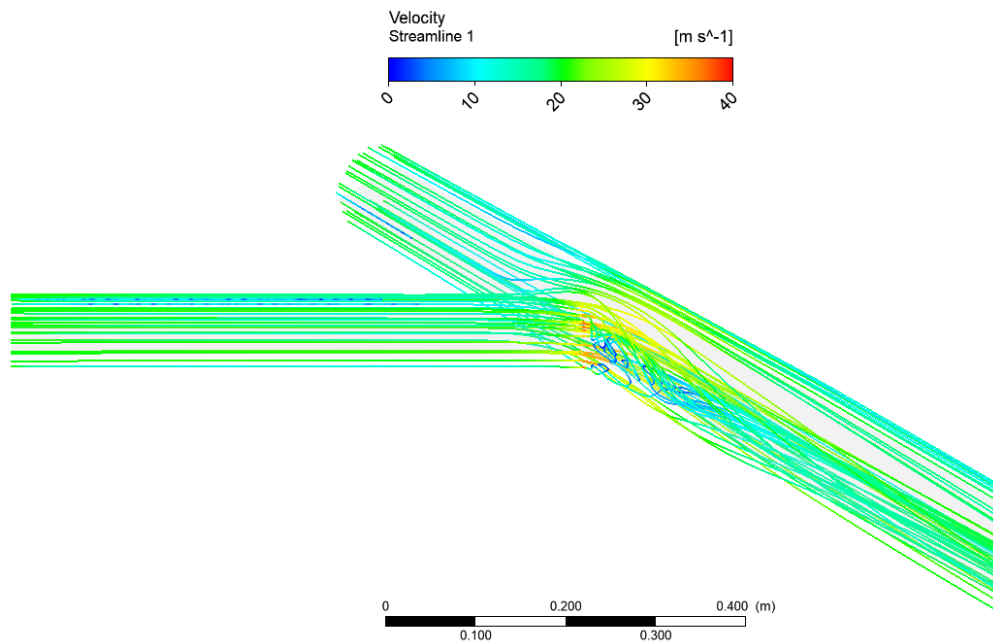
Com a aceleração de uma parcela do escoamento na junção com o fluxo secundário, observou-se o descolamento da camada limite imediatamente após a confluência dos fluxos. Esse fenômeno, observado não só em sistemas de ventilação, mas na maioria dos sistemas envolvendo escoamento de fluidos com velocidades elevadas, promove uma zona de baixa pressão dinâmica e estática. Essa zona de baixa velocidade, quando presente em sistemas de coleta e transporte de poluentes, como o estudado, pode provocar o cúmulo de material particulado ou substâncias corrosivas nesses pontos, tornando esses trechos zonas com maior potencial de incidência de manutenções corretivas. Além disso, esses trechos diminuem a seção transversal do duto e fazem com que o sistema, com o passar do tempo, perca sua eficiência de remoção de particulados ou necessite passar por uma repotencialização, sendo necessário um maior consumo de energia e, por consequência, um maior impacto ambiental.





**Figura 42** - Distribuição de velocidades para ramificação à 45° e  $Q_2/Q_1 = 40\%$ . Fonte: Autoria própria, 2021.

Conforme a Figura 43, as linhas de fluxo na região de baixa velocidade mostram o favorecimento no aparecimento de vórtices de recirculação. Esses vórtices, além de aumentarem a perda de carga do sistema, atuando como fontes de resistência ao escoamento e dissipando energia do sistema, favorecem, novamente, a fuga de particulados e outros poluentes do fluxo principal para essa região, tornando-a mais suscetível à ocorrência de falhas, como corrosões, furos e estrangulamentos.



**Figura 43** - Linhas de Fluxo do escoamento. Fonte: Autoria Própria, 2021.

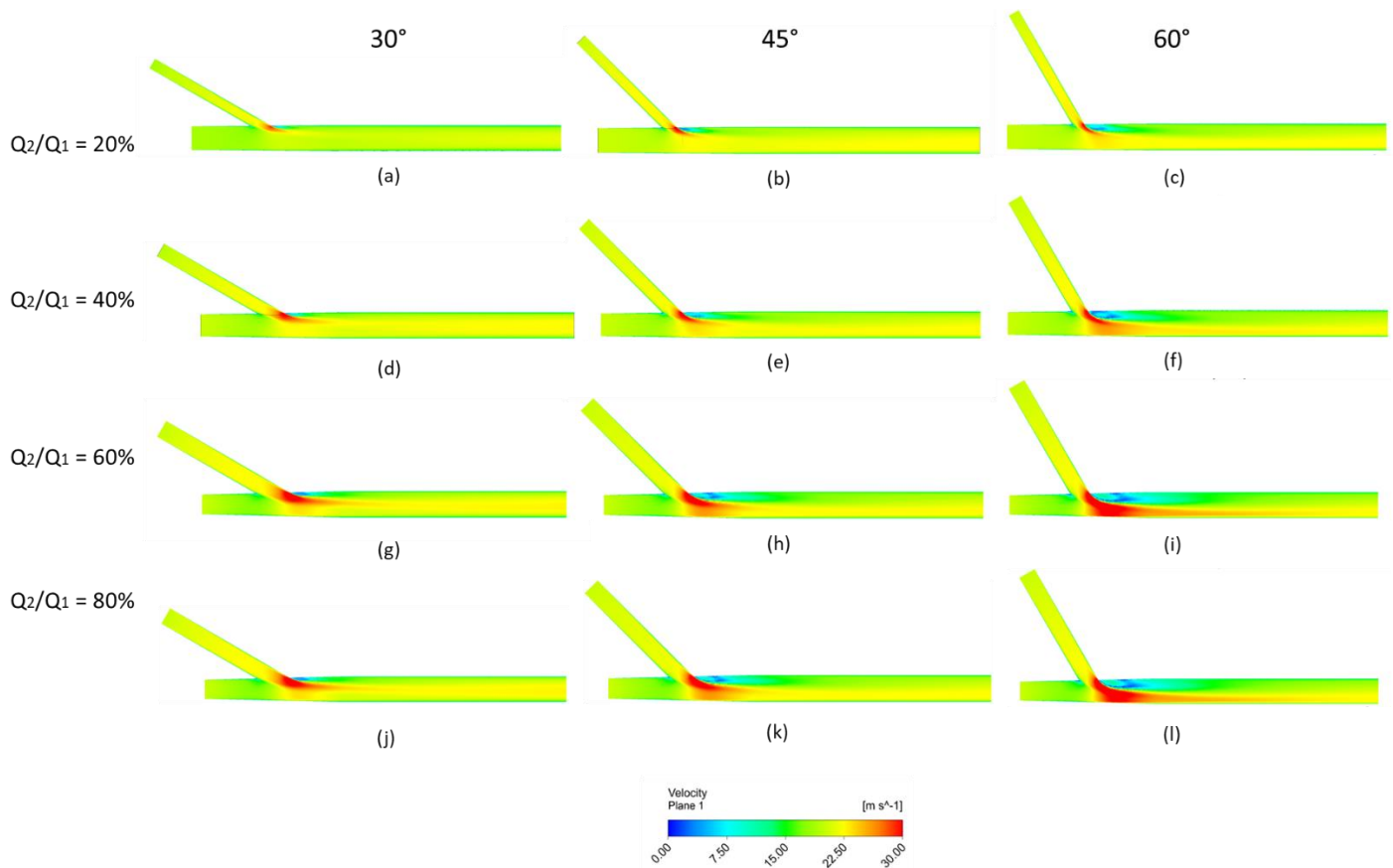
### 5.3 *Influência do ângulo de entrada e vazão secundária*

Nessa seção será concentrada a análise na dinâmica de escoamento e fenômenos observados nos 12 casos estudados nesse trabalho, observando a influência do ângulo de entrada e a razão entre a vazão secundária e principal.

Conforme mostra a Figura 44, nota-se que o ângulo de entrada da ramificação tem influência direta no perfil de velocidade observado. Observa-se que quanto maior o ângulo de entrada, maior é a velocidade adquirida pelas partículas fluidas na confluência entre os dois fluxos. Essa relação é esperada e confirma recomendações, como a de ACGIH (2019), que orientam a adoção dos menores ângulos possíveis em junções.

Quando extrapola-se essa análise para um sistema de ventilação industrial complexo, com diversas junções, ramificações e demais componentes, as perdas ocasionadas por ângulos de entrada maiores somam-se e podem aumentar consideravelmente as perdas do sistema. Dessa forma, para que o controle ambiental possa manter sua eficiência de condução e remoção de poluentes, o ventilador demanda uma maior potência e, por consequência, o consumo energético aumenta. Além disso, a constante passagem e confluência de fluxos em ângulos abruptos colaboram para a criação de pontos de fragilidade no sistema, seja por deposição de material particulado e estrangulamento da seção transversal dos dutos ou por zonas de altas

velocidades que aumentam a corrosão e possibilidade de vazamentos e rompimentos no sistema.



**Figura 38** - Distribuição espacial de velocidades no plano transversal para os casos simulados. Fonte: Autoria própria, 2021.

Nota-se, então, que o ângulo de entrada de  $30^\circ$  propicia uma mistura entre os dois fluxos menos abrupta, produzindo um perfil de velocidades com distribuição mais homogênea, ao passo que tem menor influência na região à jusante da junção, diminuindo a dissipação de energia pela colisão entre as partículas de fluido.

Por outro lado, para os casos estudados com ângulo de entrada à  $60^\circ$ , percebe-se um considerável aumento de velocidade no trecho de junção e a influência do fluxo secundário sobre o perfil de velocidades do fluxo principal em todo o trecho à jusante da junção. A entrada de fluxo à  $60^\circ$  faz com que o fluxo secundário intercepte o fluxo principal mais abruptamente, com maior probabilidade de colisão entre as partículas de fluido. Esse fenômeno incorre numa maior dissipação de energia na junção e na intensificação de fenômenos turbulentos na região, acarretando em maiores perdas no sistema. Nota-se que após a junção tem-se uma corrente de

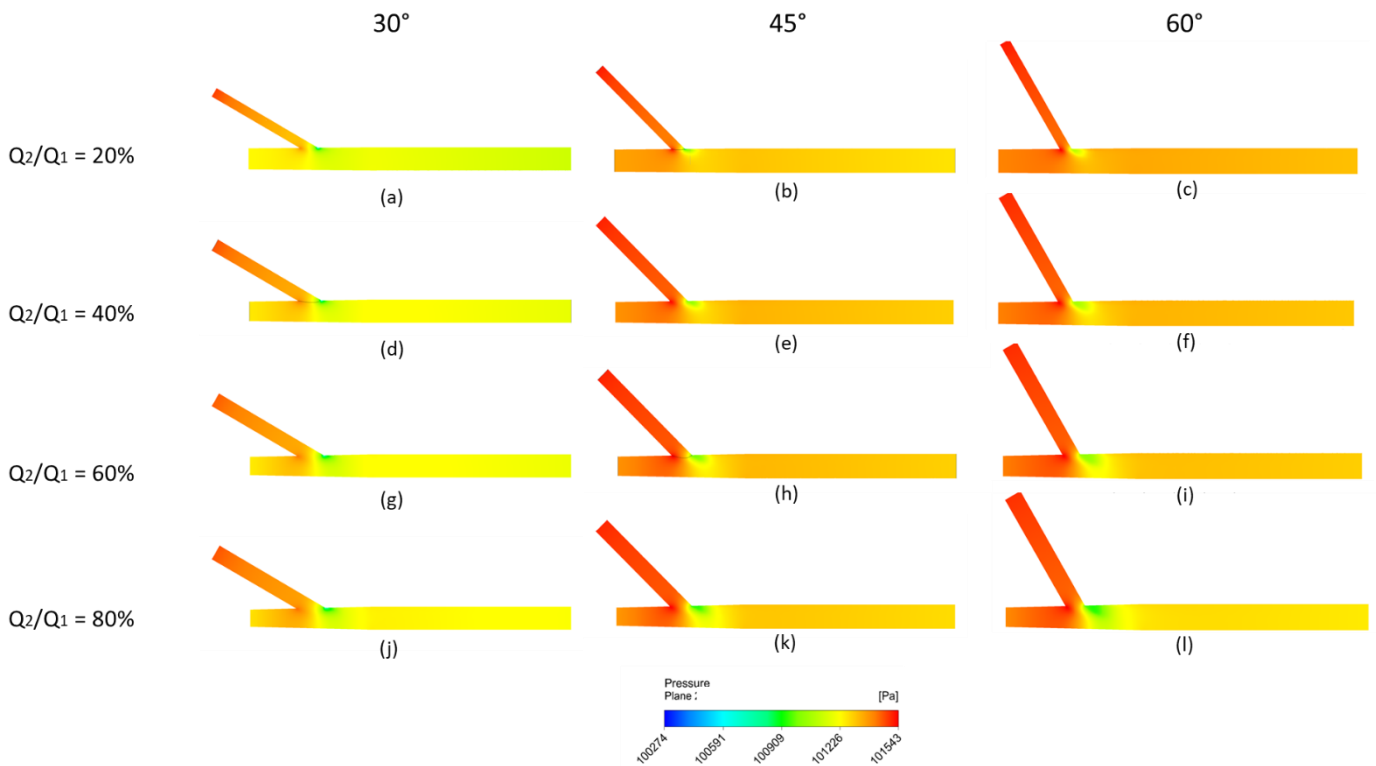
fluido com maior velocidade em uma das laterais do duto, enquanto no lado oposto tem-se uma redução na velocidade de escoamento. A ocorrência dessas correntes com diferentes velocidades também colabora para uma maior perda de carga no sistema, bem como maior probabilidade de deposição de materiais particulados em sistemas utilizados para controle de poluição do ar. Para os fenômenos observados nos casos de junção à  $45^\circ$ , nota-se que eles apresentam-se de forma intermediária entre os ângulos de  $30^\circ$  e  $60^\circ$ .

Ao centrar-se a análise na razão entre as vazões secundárias e principais, conforme aumenta-se a razão verificam-se fluxos com maiores velocidades na zona de junção e uma maior influência na distribuição de velocidade no trecho à jusante.

Conforme observado na Figura 40, a razão entre as vazões secundária e principal tem forte influência sob a dinâmica de escoamento, acentuando os fenômenos de turbulência e intensificando a predominância do fluxo lateral no duto. Como já exposto, a criação desses perfis de velocidade colaboram para maiores perdas no sistema e favorecem a ocorrência de problemas na estrutura e no funcionamento do sistema.

Analisando os dois fatores, percebe-se que o cenário mais crítico configura-se com razões de vazão e ângulos de entrada mais altos, conforme esperado. O resultado vai ao encontro das recomendações encontradas em literaturas como ACGIH (2019) e Macintyre (1990), em que deve-se evitar altas vazões das ramificações em relação ao duto principal e elevados ângulos de entrada, bem como a associação de ambos.

A distribuição de pressão ao longo da seção transversal do sistema aponta maiores pressões totais nas entradas do duto conforme o aumento do ângulo de entrada da ramificação, conforme mostra a Figura 45. Esse fenômeno ocorre devido às maiores perdas no sistema em entradas com ângulos elevados, sendo necessário uma maior pressão nas entradas para manter o balanceamento do sistema.



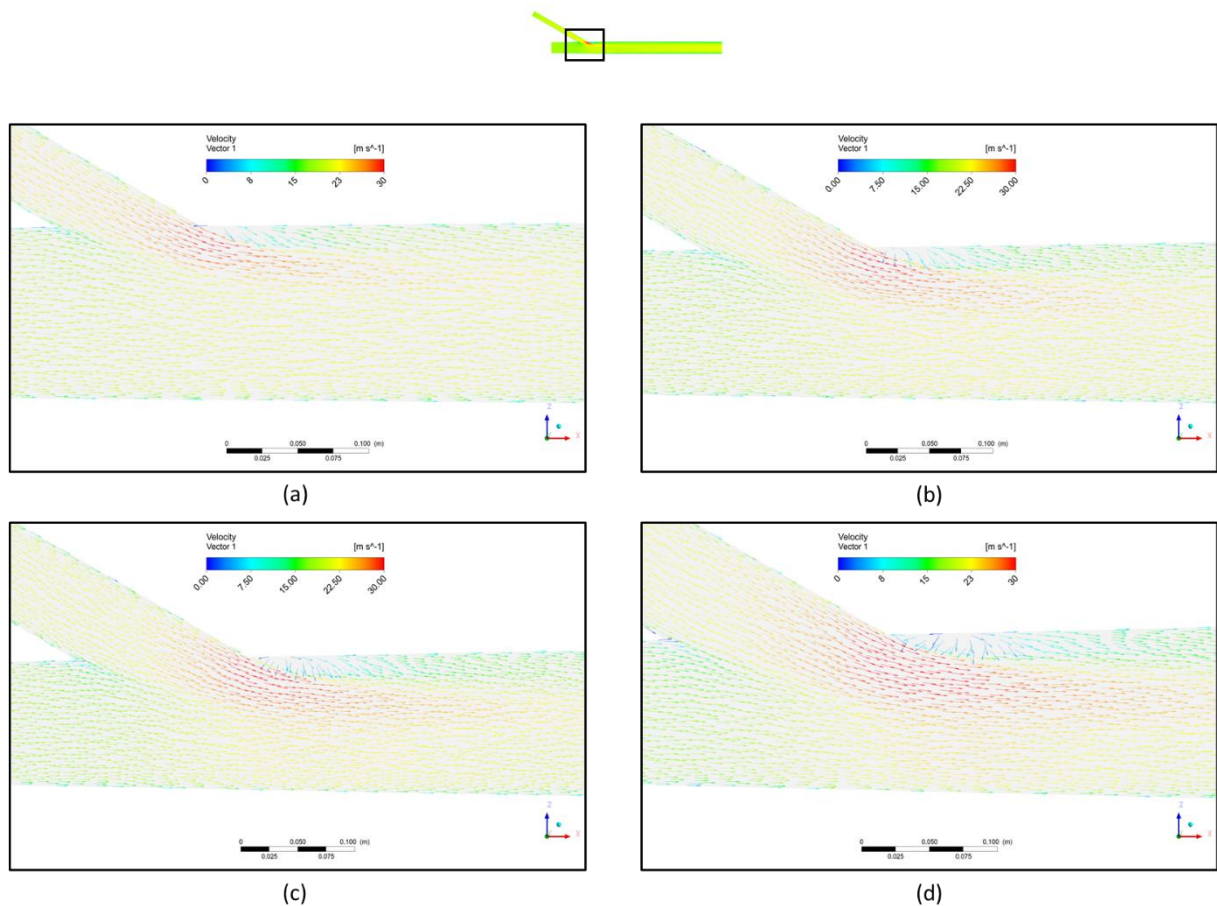
**Figura 39** - Distribuição de pressão ao longo do plano transversal dos casos estudados.

Fonte: Autoria Própria, 2021.

Logo à jusante da junção nota-se uma região de baixa pressão em todos os casos. A ocorrência dessa região está ligada ao descolamento da camada limite, em que tem-se uma zona de baixa pressão, favorecendo a geração de vórtices de recirculação e baixas velocidades na região.

Observa-se que os casos com as maiores regiões de baixa pressão ocorrem em ângulos de entrada maiores,  $60^\circ$ , em comparação com ângulos menores,  $45^\circ$  e  $30^\circ$  assim como observa-se uma queda de pressão de maior magnitude quanto mais elevada a razão entre a vazão secundária e principal. Esses resultados estão de acordo com o observado na distribuição de velocidades, evidenciando a ocorrência de maiores perdas de carga para casos em que altas razões de vazão estão associadas à maiores ângulos de entrada em junções, como os casos mostrados na Figura 39(i), (l) e (f).

A zona de baixa pressão e velocidade está presente em todos os casos estudados, com maior ou menor magnitude em face das variáveis estudadas. A ocorrência dessas zonas é comum em escoamentos de fluidos, especialmente em escoamentos com elevadas velocidades e número de Reynolds. Para verificarmos a dinâmica do escoamento nessas regiões, faz-se necessário observar distribuição vetorial da velocidade, como apresentado na Figura 40.

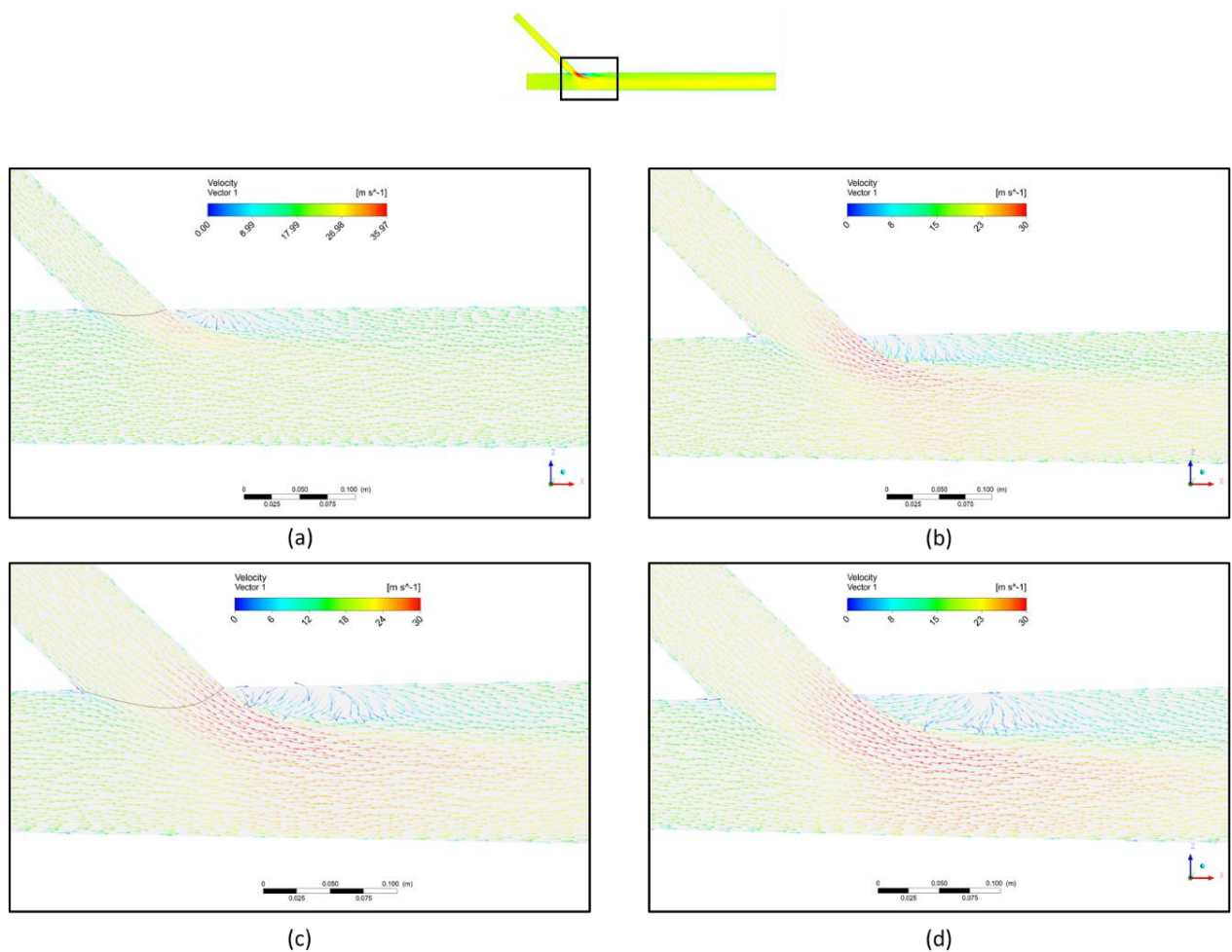


**Figura 40** - Distribuição vetorial do fluxo para plano transversal de ramificação à  $30^\circ$  com razões entre vazão primária e secundária de: (a) 20% (b) 40% (c) 60% e (d) 80%. Fonte: Autoria própria, 2021.

Conforme mostra a Figura 42, para um ângulo de  $30^\circ$  tem-se uma pequena incidência de zona de baixa velocidade para uma razão entre a vazão secundária e principal de 20, 40 e 60%, tornando-se mais perceptível quando atinge-se uma razão de 80%. Essa atenuação dos efeitos turbulentos deve-se, principalmente, a suavização da entrada do fluxo secundário no principal devido ao baixo ângulo da junção, permitindo com que o fluxo una-se de forma mais uniforme, evitando um elevado grau de colisões entre as partículas dos dois fluxos. Porém, à partir de uma razão de 80% já é possível notar uma zona de baixa pressão pronunciada, associada à fenômenos de recirculação. Dessa forma, mesmo seguindo as recomendações em literatura para junções com ângulos de entrada menores, salienta-se que a razão entre as vazões é um fator crítico que não pode ser ignorado no dimensionamento e balanceamento dos sistemas à fim de evitar maiores perdas no sistema.

Quando observa-se a dispersão vetorial para um ângulo de entrada à  $45^\circ$ , verifica-se um progressivo aumento de velocidade na junção à medida em que a razão entre as vazões aumenta, conforme mostra a Figura 41.

Para esse ângulo, observa-se uma distribuição vetorial semelhante ao ângulo de entrada de  $30^\circ$ , evidenciando uma boa convergência de fluxos até a razão de 40%. À partir dessa razão nota-se uma maior velocidade não só na junção, mas imediatamente após ela. O aumento de velocidade e dissipação de energia nessa região favorece a intensificação dos fenômenos turbulentos e pode-se verificar a formação de vórtices de recirculação após a junção, contrastando com a zona de alta velocidade, o que evidencia o descolamento da camada limite de escoamento e promove maior perda de carga.



**Figura 41** - Distribuição vetorial do fluxo para plano transversal de ramificação à  $45^\circ$  com razões entre vazão primária e secundária de: (a) 20% (b) 40% (c) 60% e (d) 80%. Fonte: Autoria própria, 2021.



Para um ângulo de entrada a  $60^\circ$  verifica-se menores velocidades e fenômenos turbulentos até a razão de vazões de 20%, conforme mostra a Figura 42. Para os demais casos verificados, tem-se um aumento pronunciado da velocidade de escoamento à partir da junção e intensificação dos fenômenos de turbulência.



**Figura 42** - Distribuição vetorial do fluxo para plano transversal de ramificação à  $60^\circ$  com razões entre vazão primária e secundária de: (a) 20% (b) 40% (c) 60% e (d) 80%. Fonte: Autoria própria, 2021.

A incidência de elevadas vazões secundárias sobre o fluxo principal através de um ângulo elevado, como  $60^\circ$ , propicia uma junção de fluxos abrupta, fazendo com que uma elevada parcela de moléculas do fluido choquem-se umas contra as outras e contra as paredes do duto, aumentando a dissipação de energia. Além disso, a entrada no duto principal com elevadas velocidades, concentra a maior parte do fluxo contra a parede do duto oposta à ramificação, afetando a distribuição de ar ao longo do trecho à jusante e favorecendo intensamente o descolamento da camada limite de escoamento e o surgimento de vórtices de recirculação.



Dessa forma, o modelo confirmou a elevada perda de energia do sistema em junções com elevados ângulos de entrada e razões de vazões, corroborando com as recomendações presentes em literatura para evitar a utilização de configurações semelhantes.

#### 5.4 Perda de carga na junção

Para análise da perda de carga na junção, foram realizadas medições da pressão estática, área, velocidade e vazão volumétrica na entrada do duto principal e secundário, bem como na saída do modelo. Utilizando a Equação 4.1, chegaram-se aos valores da pressão dinâmica (VP) e a vazão mássica pôde ser obtida através da relação direta entre a vazão volumétrica e a densidade do ar local corrigida pelo fator de densidade (df). Os resultados aferidos do modelo podem ser vistos na Tabela 14.

**Tabela 14 - Parâmetros aferidos na modelagem de cada caso**

Caso	Ângulo	Q2/Q1	Parâmetros								
			Ponto	Pressao (Pa)	Área (m <sup>2</sup> )	Diâmetro(m)	Velocidade (m/s)	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	VP (Pa)	Qm (kg/s)	Q (m <sup>3</sup> /s)
1	30	0,2	1	101390	0,011	0,116	19,99	1,185	236,84	0,250	0,211
			2	101530	0,002	0,053	19,99	1,185	236,76	0,052	0,044
			3	101325	0,013	0,127	20,18	1,185	241,39	0,302	0,255
2	30	0,4	1	101382	0,009	0,107	20,00	1,185	236,90	0,214	0,181
			2	101514	0,004	0,069	19,32	1,185	221,25	0,086	0,072
			3	101325	0,013	0,127	20,08	1,185	238,78	0,300	0,253
3	30	0,6	1	101376	0,008	0,100	20,00	1,185	236,89	0,188	0,158
			2	101511	0,005	0,079	19,32	1,185	221,22	0,113	0,095
			3	101325	0,013	0,127	20,07	1,185	238,76	0,300	0,253
4	30	0,8	1	101372	0,007	0,095	19,99	1,185	236,73	0,167	0,141
			2	101516	0,006	0,086	20,00	1,185	236,90	0,138	0,117
			3	101325	0,013	0,127	20,38	1,185	246,17	0,305	0,257
5	45	0,2	1	101399	0,011	0,116	19,99	1,185	236,83	0,250	0,211
			2	101509	0,002	0,052	19,99	1,185	236,65	0,050	0,042
			3	101325	0,013	0,127	20,07	1,185	238,60	0,300	0,253
6	45	0,4	1	101402	0,009	0,107	20,00	1,185	236,89	0,214	0,181
			2	101506	0,004	0,068	20,00	1,185	236,97	0,086	0,072
			3	101325	0,013	0,127	20,06	1,185	238,47	0,300	0,253
7	45	0,6	1	101406	0,008	0,100	19,99	1,185	236,83	0,188	0,158
			2	101513	0,005	0,078	19,99	1,185	236,86	0,113	0,095
			3	101325	0,013	0,127	20,07	1,185	238,70	0,300	0,253
8	45	0,8	1	101413	0,007	0,095	19,99	1,185	236,81	0,167	0,141
			2	101524	0,006	0,085	19,99	1,185	236,88	0,133	0,113
			3	101325	0,013	0,127	20,07	1,185	238,73	0,300	0,253
9	60	0,2	1	101415	0,011	0,116	19,96	1,185	236,12	0,249	0,210
			2	101519	0,002	0,052	19,91	1,185	234,92	0,051	0,043
			3	101325	0,013	0,127	20,04	1,185	238,02	0,300	0,253
10	60	0,4	1	101439	0,009	0,107	19,95	1,185	235,93	0,213	0,180
			2	101539	0,004	0,069	19,95	1,185	235,80	0,088	0,074
			3	101325	0,013	0,127	20,13	1,185	240,14	0,301	0,254
11	60	0,6	1	101463	0,008	0,100	19,94	1,185	235,66	0,187	0,157
			2	101565	0,005	0,079	19,96	1,185	235,97	0,116	0,098
			3	101325	0,013	0,127	20,19	1,185	241,64	0,302	0,255
12	60	0,8	1	101489	0,007	0,094	19,93	1,185	235,33	0,166	0,140
			2	101595	0,006	0,086	19,96	1,185	236,07	0,137	0,116
			3	101325	0,013	0,127	20,24	1,185	242,78	0,303	0,256

Fonte: Autoria própria, 2021.

Analisando-se os dados do modelo, a perda de carga do sistema foi calculada através da Equação 3.21, enquanto o valor de VPr foi calculado pela Equação 3.24 e chegou-se ao valor de SP3' (pressão estática no ramo após a junção calculada pelo método da ACGIH) pela Equação 3.15. O percentual de diferença entre as pressões após a junção calculada (SP3') e dada pelo modelo (SP3) foi calculada através da relação entre a diferença entre as duas pressões e a pressão dada pelo modelo .

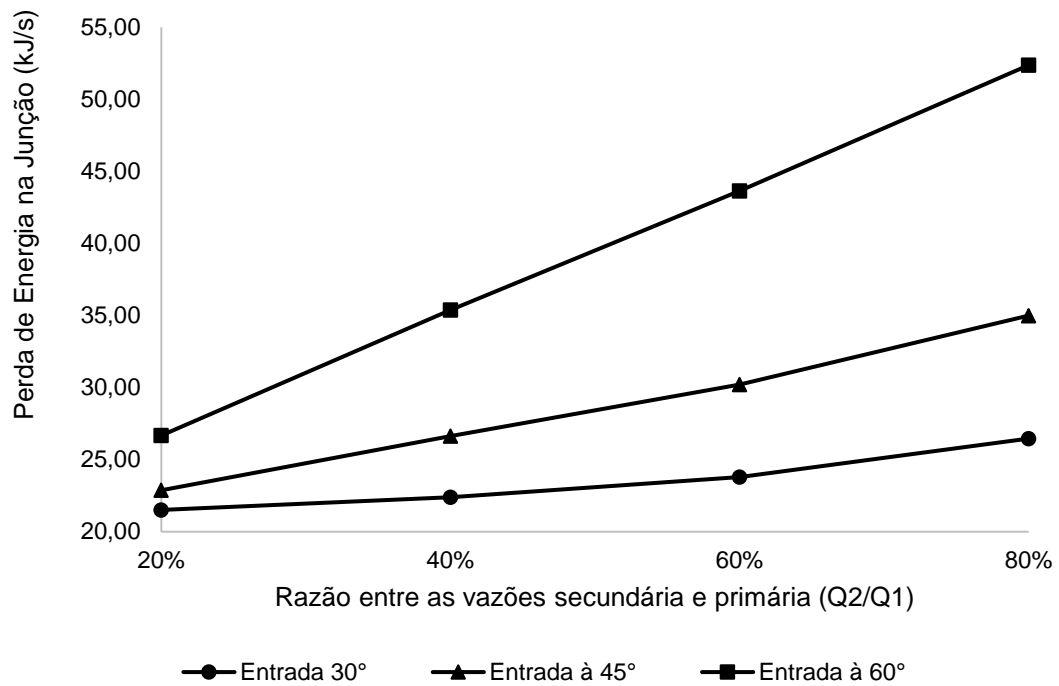
Analisando os resultados descritos na Tabela 15, observam-se importantes pontos a serem discutidos. Nota-se que a perda de carga total aumenta progressivamente conforme o aumento da razão de proporção entre a vazão secundária e principal e ângulo de entrada da ramificação.

**Tabela 15** - Perda de carga e pressão após a junção no sistema modelado.

Caso	Ângulo (°)	Energia na entrada principal (kJ/s)	Energia na Ramificação (kJ/s)	Energia na Saída (kJ/s)	Perda de Carga Total (kJ/s)	VPr (Pa)	SP3' (Pa) (ACGIH)	SP3' - SP3 (Pa)	(SP3' - SP3)/SP3
1	30	21452,18	4444,07	25874,74	21,51	236,83	101385,44	60,44	0,06%
2	30	18390,19	7365,55	25733,35	22,39	232,43	101375,65	50,65	0,05%
3	30	16090,25	9665,59	25732,06	23,79	231,02	101368,25	43,25	0,04%
4	30	14298,28	11856,92	26128,73	26,46	236,81	101362,64	37,64	0,04%
5	45	21453,91	4291,64	25722,68	22,93	236,80	101397,20	72,20	0,07%
6	45	18393,81	7366,11	25733,27	26,65	236,92	101400,44	75,44	0,07%
7	45	16092,59	9664,86	25727,24	30,21	236,84	101404,14	79,14	0,08%
8	45	14305,86	11456,04	25726,91	34,31	236,85	101411,12	86,12	0,08%
9	60	21377,70	4357,96	25708,99	26,70	235,92	101412,90	87,90	0,09%
10	60	18316,59	7541,02	25822,23	35,31	235,89	101434,75	109,75	0,11%
11	60	16017,50	9928,99	25902,84	43,65	235,78	101457,14	132,14	0,13%
12	60	14232,39	11783,62	25963,64	52,37	235,66	101481,88	156,88	0,15%

Fonte: Autoria própria, 2021.

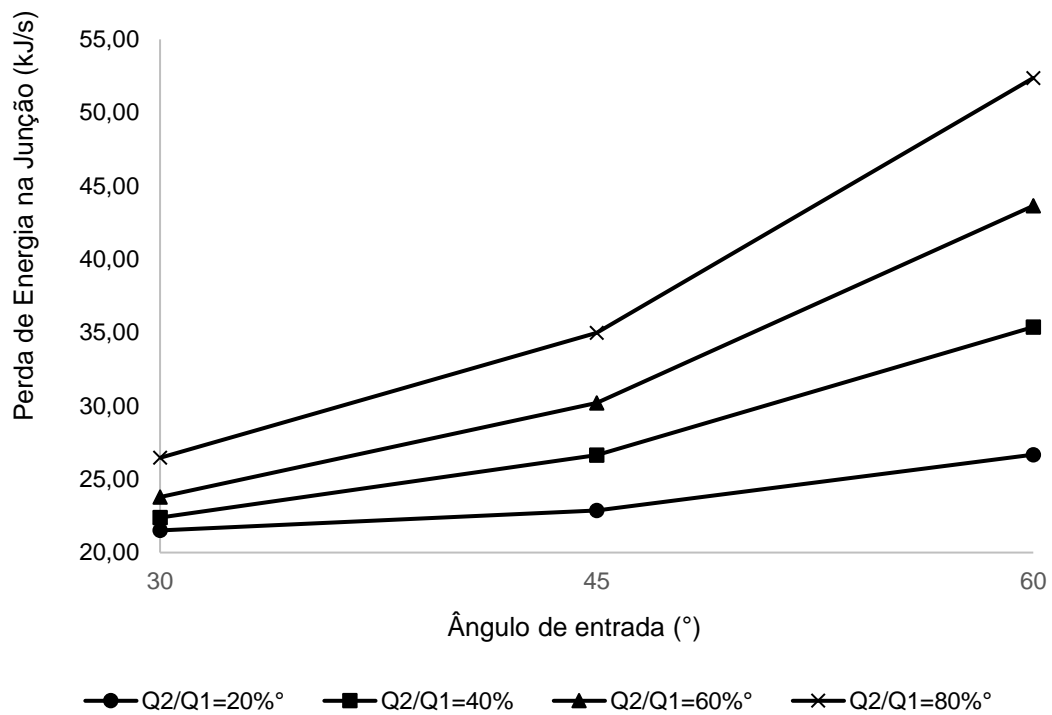
Conforme mostra a Figura 43, analisando a influência entre a razão das vazões primária e secundária, observa-se que existe uma relação direta entre o aumento dessa razão e da perda de carga para todos os ângulos de entrada estudados.



**Figura 43** – Variação da perda de carga com a razão entre as vazões da junção. Fonte: Autoria própria, 2021.

Esses resultados demonstram que, com uma maior vazão no duto secundário em relação ao duto principal, tem-se uma maximização das perdas de energia na região da junção. Esse fenômeno pode ser explicado pelo aumento das zonas de turbulência e recirculação devido às maiores probabilidades de colisão pela confluência de um maior fluxo de partículas movendo-se em trajetórias distintas e confluindo em um ponto. Assim, quanto maior o número de partículas adentrando um fluxo em trajetória distinta e mais perpendiculares as trajetórias, maiores as probabilidades de colisão e perdas, como verifica-se as maiores perdas para uma maior razão de proporção entre os fluxos primário e maiores ângulos de entrada na junção.

Da mesma forma, como mostra a Figura 44, constata-se uma relação direta entre o aumento do ângulo de entrada e o aumento da perda de carga para todas as razões entre as vazões primária e secundária estudadas. Similar ao exposto anteriormente, o aumento da perda de carga conforme o aumento do ângulo de entrada está relacionado à maior probabilidade de colisão entre as partículas dos dois fluxos distintos.



**Figura 44** – Variação da perda de carga com o ângulo de entrada do ramo secundário.

Fonte: Autoria própria, 2021.

Dessa forma nota-se que a perda de carga do sistema, e, por consequência, a pressão estática na ramificação após a junção (SP3), tem relação direta com o ângulo de entrada do ramo secundário, bem como com a razão entre ela e a vazão principal. Além da influência direta desses dois fatores, através da relação entre as pressões e balanceamentos do sistema, sabe-se que SP3 também possui influência das pressões dinâmicas nos dois ramos da junção (VP1 e VP2) e também do ângulo da expansão ( $\beta$ ) onde a ramificação junta-se ao duto principal. Dessa forma, propõe-se que seja possível chegar à uma relação entre esses fatores de forma que o valor da pressão estática após a junção possa ser calculado de forma alternativa aquela proposta por ACGIH (2019).

Conforme a metodologia descrita por ACGIH (2019), em um sistema balanceado, o fator de perda de carga F1 poderia ser descartado e F2 seria igual a zero, anulando-se a perda de carga na junção e aplicando-se as Equações 3.24 e 3.25 calcula-se o Valor de SP3. Pelo modelo nós conseguimos o valor de SP3 imediatamente ao medir o parâmetro imediatamente após a junção e nota-se que existe uma pequena diferença entre o valor medido e o valor calculado, porém essa diferença variou entre 0,04 0,15% em relação a pressão estática local. Esses resultados mostram que o modelo atingiu boa precisão nas simulações numéricas para predição do

comportamento e dinâmica dos fluidos, bem como atesta a efetividade dos métodos empíricos já empregados para o cálculo de dimensionamento de dutos de ventilação.

## 6 CONCLUSÕES

Através do estudo de 12 casos de escoamento de ar em junções de ventilação industrial para controle de poluição, verificou-se os fenômenos relacionados à dinâmica do fluxo que influenciam para a perda de carga, na vida útil dos componentes e na eficiência do sistema de controle.

Observou-se que os resultados obtidos para o modelo numérico criado através da fluidodinâmica computacional refletiram com boa precisão os resultados experimentais obtidos na planta real, sendo validados para um nível de significância de 5%. Os ângulos estudados (30°, 45° e 60°) permitiram analisar a influência da geometria de entrada do ramo secundário em uma junção, demonstrando que conforme o ângulo aumenta, maiores são os fenômenos de turbulência e perda de carga, contribuindo para formação de vórtices de recirculação, formação de zonas preferenciais de escoamento e descolamento da camada limite.

Da mesma forma, a razão entre as vazões secundária e principal demonstrou-se um fator crucial para a dinâmica do escoamento nos componentes de junções de dutos. Para as razões estudadas (20%, 40%, 60% e 80%), conforme a proporção aumenta, maiores são os valores de perda de carga devido à maior intensidade de confluência entre os fluxos dos ramos principal e secundário. Uma maior razão entre as vazões secundária e principal mostrou-se favorável à um descolamento de camada limite pronunciado logo na zona de convergência dos fluxos, com formações de vórtices de recirculação independentemente do ângulo de entrada.

Assim verifica-se que a junção desses dois fatores afeta diretamente o dimensionamento e funcionamento de sistemas de ventilação industrial uma vez que, para sistemas em que esses fatores não foram considerados, tem-se a necessidade de maiores manutenções corretivas pelo desgaste dos componentes, maior probabilidade de deposição de material particulado em zonas da tubulação, maior probabilidade de repotencialização do sistema e maior a potência consumida pelo ventilador para manter a eficiência do sistema de controle. Caso o sistema não seja corrigido, é possível que a eficiência de controle caia e tenha-se impacto direto ao meio ambiente uma vez que o material particulado não é retirado e/ou coletado conforme o esperado. Por fim, constatou-se a relação direta entre a perda de carga em um componente de junção de

tubulação com os ângulos de entrada da ramificação e a razão entre as vazões que chegam ao componente, que, por sua vez, influem diretamente na pressão estática após a junção (SP3). Assim, considerando os demais fatores que também influenciam para o valor desse parâmetro como a pressão dinâmica no ramo principal (VP1) e secundário (VP2), ângulo da expansão na junção ( $\beta$ ), esse trabalho sugere que, alternativamente ao método proposto por ACGIH (2019), pode-se chegar ao valor de SP3 através de uma função direta dessas variáveis:  $f(\alpha, Q2/Q1, VP1, VP2, \beta) = SP3$ .

## 7 RECOMENDAÇÕES

Para melhor compreensão e quantificação da influência do fluxo no duto principal sobre a perda de carga total de um sistema, recomenda-se o estudo de uma maior variedade de casos à partir da variação do ângulo de entrada na junção e da razão de proporção entre vazão primária.

Além disso, esse trabalho foi realizado tomando como base uma planta real de ventilação, mas em escala reduzida. Assim, recomenda-se que seja realizada a medição de dados em plantas de ventilação industrial em maior escala e com configurações geométricas e de componentes diferentes da que foi estudada. Especificamente, recomenda-se o estudo e validação de modelos realizados através de dados e medições experimentais de sistemas de ventilação industrial em operação, à fim de transpor os resultados obtidos em ambiente controlado para um ambiente de aplicação prática.

Para uma melhor avaliação da contribuição dos fatores que influenciam na pressão após um componente de ventilação e constatação de uma função alternativa para o cálculo dessa variável, recomenda-se:

- Estudar a influência do VP1 e VP2 na dinâmica de escoamento e pressão estática após junções;
- Estudar a influência do ângulo  $\beta$  da expansão da junção na dinâmica de escoamento e pressão estática após junções;
- Estudar a dinâmica de escoamento e influência na perda de carga e pressão após o componente em bifurcações e junções com múltiplas entradas;
- Estudar a influência de seções retangulares de dutos na dinâmica de escoamento e pressão estática após junções.

## REFERÊNCIAS

ACGIH. Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice for Design. 29 ed. Signature Publications, 2019.

AHMED, S. MOHSIN, H. QURESHI, K. SHAH, A. SIDDIQUE, W. WAHEED, K. IRFAN, N. AHMAD, M. FAROOQ A. Investigation of dust particle removal efficiency of Self-priming venturi scrubber using CFD, Nuclear Engineering and Technology, 2018. DOI: 10.1016/j.net.2018.01.016.

ALDEN, J.L.; KANE, J.M. Design of Industrial Ventilation Systems, 5th ed., Industrial Press, New York, 1982, pp. 20–27.

ANDREÃO, W. L.; ALBUQUERQUE, T. A. T.; KUMARC P. Excess deaths associated with fine particulate matter in Brazilian cities. Atmospheric Environment 194 p.71-81. Belo Horizonte, Brasil. 18 de setembro de 2018.

ANDREÃO, W.L.; PINTO, J.A.; PEDRUZZI, R.; KUMAR, P.; ALBUQUERQUE; T. T. A. Quantifying the impact of particle matter on mortality and hospitalizations in four Brazilian metropolitan áreas. Journal of Environmental Management, 2020. DOI: 10.1016/j.jenvman.2020.110840.

ANDREÃO, W. L.; ALBUQUERQUE, T. A. T. Avoidable mortality by implementing more restrictive fine particles standards in Brazil: An estimation using satellite surface data. Environmental Research, Volume 192, 2021 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.envres.2020.110288>.

ASHRAE. HVAC Applications. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, Georgia, United States of America, 2007.

BAPTISTA, M. B; COELHO, M. M. L. P. Fundamentos de engenharia hidráulica. 3. ed. rev. ampl. Editora UFMG . Belo Horizonte, 2010.

Behls, H.F. 1971. Computerized calculation of duct friction. Building Science Series 39, p. 363. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.

BERNABE, A. C. A. Avaliação do escoamento e proposição de melhorias em um filtro de mangas utilizando fluidodinâmica computacional (CFD). 76 p. — Trabalho de conclusão de curso - Curso de graduação em Engenharia Ambiental, Engenharia Ambiental, UFES, Vitória, 2016.

BOIAN, C.; ANDRADE, M.F.; 2012. Characterization of ozone transport among metropolitan regions. Revista Brasileira de Meteorologia, 27: 229-242. DOI: 10.1590/S0102-7786.2012.000200009

BORBA, M.V.S. Avaliação do uso de diferentes tipos de polímeros de pó no controle de emissões atmosféricas durante o transporte de minério de ferro na EFVM - estrada de ferro vitória a minas. Dissertação de mestrado em Uso Sustentável de Recursos Naturais em Regiões Tropicais. Instituto Tecnológico Vale Desenvolvimento Sustentável (ITV DS). Belém, 2017.

BOUBEL, R.W.; FOX, D.L.; TURNER, D.B.; STERN, A.C. Fundamentals of air pollution. Third edition. Other Information: DN: From review by Viney P. Aneja, North Carolina State Univ. American Scientist, v.83, n 4 ,1995.

BRASIL. Resolução nº 03, de 28 de junho de 1990. Resolução. Brasília: DOU, 22 ago. 1990. Seção 1, p. 15937-15939.

BRASIL. Resolução nº 05 de 25 de agosto de 1989. Resolução. Brasília, 25 de ago. 1989. Seção 1, p. 14713-14714.

BRASIL. Resolução nº 382, de 26 de dezembro de 2006. Resolução. Brasília: DOU, 2 jan. 2007. Seção 1, p. 131-137.

BRASIL. Resolução nº 436, de 22 de dezembro de 2011. Resolução. Brasília: DOU, 26 dez. 2011. Seção 1, p. 304-311.

BRASIL. Resolução nº 490 de 16 de novembro de 2018. Resolução. Brasília, 21 de nov. 2018a. Seção 1, p. 153.

BRASIL. Resolução nº 491 de 19 de novembro de 2018. Resolução. Brasília, 21 de nov. 2018b. Seção 1, p. 155.

CARVALHO, V. S. B.; FREITAS, E. D.; MARTINS, L. D.; MARTINS, J. A.; MAZZOLI, C. R.; ANDRADE, M. F. Air quality status and trends over the Metropolitan Area of São Paulo, Brazil as a result of emission control policies. Environmental Science & Policy, v. 47, p. 68–79, 2015.

COSTA, M.; BALDASANO, J.M. Development of a source emission model for atmospheric pollutants in the Barcelona area. Atmospheric Environment, v. 30, n. 2, p. 309-318, 1996.

DEMARTINI, L. C ; VIELMO, H. A ; MÖLLER, S. V Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 01 June 2004, Vol.26(2), pp.153-159.

FERNANDES, M.A.O., ANDREAIO, W.L., MACIEL, F.M., Albuquerque, T.T.A. Avoiding hospital admissions for respiratory system diseases by complying to the final Brazilian air quality standard: an estimate for Brazilian southeast capitals. Environment Science Pollution. Research International, 2020. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11356-020-07772-x>.

FINLAYSON-PITTS, B. J.; PITTS JR., J. N. Chemistry of the Upper and Lower Atmosphere: Theory, Experiments, and Applications. Academic Press, 2000.

FLYNN, M. On the use of computational fluid dynamics in the prediction and control of exposure to airborne contaminants - an illustration using spray painting. The Annals of Occupational Hygiene, pg. 191–202, 2000.

FONSECA, N. M. Análise da perda de carga localizada em dutos ramificados na ventilação industrial através da utilização da fluidodinâmica computacional (CFD). Trabalho de conclusão de curso - Curso de graduação em Engenharia Mecânica. UFES, Vitória, 2017.

FOX, R.W.; MCDONALD, A.T. Introdução à Mecânica dos Fluidos. 8.ed. John Wiley & Sons. Inc. 2015.



FURIERI, B.; CASTILHO, L.B. Elaboração de projetos de aperfeiçoamento do sistema de controle de material particulado em uma unidade industrial: processamento final de cimento Portland. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Ambiental). Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2009.

GALVÃO, E.S. SANTOS, J.M., JUNIOR, N.C.R., STUETZ, R.M. Volatile organic compounds speciation and their influence on ozone formation potential in an industrialized urban area in Brazil, *Environmental Technology*, 37:17, 2133-2148, 2016. DOI: 10.1080/09593330.2016.1142001

GIMBUN, J. CFD Simulation of Aerocyclone Hydrodynamics and Performance at Extreme Temperature, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2:1, 22-29, 2008.

GIMBUN, J., CHUAH, T. G., FAKHRU'L-RAZI, A., & CHOONG, T. S. Y. The influence of temperature and inlet velocity on cyclone pressure drop: a CFD study. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 44(1), 7–12. 2005. doi:10.1016/j.cep.2004.03.005

GITTLER, P., KICKINGER, R., PIRKER, S., FUHRMANN, E., LEHNER, J., & STEINS, J. Application of computational fluid dynamics in the development and improvement of steelmaking processes. *Scandinavian Journal of Metallurgy*, 29(4), 166–176, 2000.

IDELCHIK, I.; E. FRIED, E. Handbook of hydraulic resistance. 1986.

LEAPS. Tips & Tricks: inflation layer meshing in Ansys. *Leading Engineering Application Providers Computational Fluid Dynamics (CFD) Blog*, 2012. Disponível em: <<https://www.computationalfluidynamics.com.au/tips-tricks-inflation-layer-meshing-in-ansys/>>. Acesso em 06 de agosto de 2020.

MACHIN, A. B.; NASCIMENTO, L. F. C. Efeitos da exposição a poluentes do ar na saúde das crianças de Cuiabá, Mato Grosso, Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho. Guaratinguetá, Brasil. 2018.

MACINTYRE, A. J. Ventilação industrial e controle da poluição. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1990. 403p.

MALISKA, Clovis R. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004. 453 p.

MARQUES, Felipe Bezerra. Aplicação das Técnicas de CFD no Projeto de Filtro de Mangas. 2013. 63 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Química, Departamento de Engenharia e Tecnologia, Universidade Federal do Espírito Santo, São Mateus, 2013.

MENTER, F.R.; KUNTZ, M.; LANGTRY, R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, *Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*, Pg. 625-632.

NORTON, T; SUN, D. Computational fluid dynamics (CFD) – an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: A review, *Trends in Food Science & Technology*, 2006. Pg. 600-620. DOI: 10.1016/j.tifs.2006.05.004.

OLIVEIRA, L. S. Simulação em CFD do escoamento no interior de um ciclo-filtro industrial. Trabalho de Conclusão de Curso de graduação em Engenharia Mecânica. 77p. Departamento de Engenharia Mecânica, UFES, Vitória, 2018.

OLIVEIRA, V. A qualidade do ar na Região Metropolitana do Rio de Janeiro: a saúde pública como elo central de articulação e suas implicações na gestão integrada saúde e ambiente. Tese de Doutorado em Ciências na área de Saúde Pública. Escola Nacional de Saúde Pública Sergio Arouca, Fundação Oswaldo Cruz. Rio de Janeiro, 2008.

ORGANIZAÇÃO MUNDIAL DA SAÚDE. Efeitos da poluição atmosférica sobre a saúde das crianças e para o desenvolvimento. Programa Especial sobre a Saúde e Meio Ambiente. Centro Europeu para o Ambiente e Saúde. 2005. Disponível em: <<http://www.euro.who.int/document/E86575.pdf>>. Acesso em 02 de outubro de 2019.

PATEL, T., SINGH, S. N., & SESHADRI, V. Characteristics of Y-Shaped Rectangular Diffusing Duct at Different Inflow Conditions. *Journal of Aircraft*, 42(1), 113–120, 2005. DOI:10.2514/1.4690.

POPELATO, K; OLIVEIRA, A. G.; SILVA, G. P.; GERALDELLI, W. O crescimento do uso de fluidodinâmica computacional (CFD) nas tecnologias de destilação, FCC e coqueamento retardado na engenharia básica de abastecimento da Petrobras. *Petro & Química*, nº343. 2012.

SANTOS, F.S. Diagnóstico das emissões atmosféricas em minas gerais: um estudo para as fontes fixas e veiculares. Dissertação de mestrado em Saneamento, Meio Ambiente e Recursos Hídricos. Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia. Belo Horizonte, 2018a.

SANTOS, F.S.; MIRANDA, G.A.; CARVALHO, A.N.M.; CARVALHO, V.S.B.; ALBUQUERQUE, T.T.A. Regulated air pollutant emissions from higher emitters stationary sources in Belo Horizonte, Minas Gerais, Brazil. *Brazilian Journal of Chemical Engineering* (online), v. 36, p. 775-784, 2019.

SANTOS, L.G.P.; SARTIM, R.; ROCHA, S.M.S.; SIQUEIRA, R.N. Flow distribution and jet behavior analysis of fabric filter's pulse-jet cleaning. *Journal of the Air & Waste Management Association*, 2020. DOI: 10.1080/10962247.2020.1738284

SANTOS, P. H. R. Avaliação do escoamento e distribuição de ar no duto de entrada de um filtro de mangas utilizando fluidodinâmica computacional (CFD). Trabalho de conclusão de curso - Curso de graduação em Engenharia Ambiental. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brail, 2018b.

SARTIM, R.; ZANETTI, V. R.; PINASCO, R. C.; PIRES, F. P. Simulação computacional dos gases de exaustão dos sistemas de despoejamento primário dos convertedores BOF da ArcelorMittal Tubarão. *Tecnologia em Metalurgia e Materiais*, vol. 9, 2012.

SEINFELD, J.H.; PANDIS, S.N. (2006) *Atmospheric chemistry and physics: From air pollution to climate change*. New York: John Wiley & Sons, Inc.

SILVA, A.B. Utilização de Fluidodinâmica Computacional (CFD) na Simulação de Vazamentos em Dutos. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2016.

SLAUGHTER, J. C.; KIM, E; SHEPPARD, L; SULLIVAN, J. H.; LARSON, T. V.; CLAIBORN, C. Association between particulate matter and emergency room visits, hospital admissions and mortality in Spokane, Washington. Department of Environmental Health, University of Washington. Seattle, Washington, USA. 2005.

SONG, S.W; WANG, Z. P.; YANG, C. S. Analysis of Y Type Branch Pipe Exhaust Ventilation Flow Characteristics. Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications, pg. 1054-1058, 2014.

SOSNOWSKI, M; KRZYWANSKI, J; GNATOWSKA, R. Polyhedral meshing as an innovative approach to computational domain discretization of a cyclone in a fluidized bed CLC unit. Faculty of Mathematics and Natural Sciences. Energy and Fuels. Czestochowa, Poland, 2017.

STREETER, V. L. & WYLIE, E. B. Mecânica dos Fluidos. McGraw-Hill, Rio de Janeiro, p. 584, 1982.

SUKHAPURE, K. et al. Computational fluid dynamics modelling and validation of head losses in pipe bifurcations. 2017.

SZABO, B.; BABUSKA, I. Finite Element Analysis. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 1991.

VALLERO, D.A. Fundamentals of Air Pollution. 4. London: Elsevier Academic Press; 2008.

VASCONCELLOS, G.L.F; DINIZ, A.A.M.; OLIVEIRA, C.D.; HANRIOT, S.M.; Maia, C.B. Avaliação da capacidade de três modelos de turbulência em prever o escoamento ao redor de um cilindro no interior de um túnel de vento. XXXVI Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering. Rio de Janeiro, Brazil, 2015. Disponível em: <<https://plataforma.swge.com.br/PROCEEDINGS/PDF/CILAMCE2015-0312.pdf>>. Acesso em 20 de setembro de 2020.

VERTEEG, H K; MALALASEKERA, W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. 2. ed. Essex: Pearson Prentice Hall, 2007. 503 p.

VON KARMAN, T. Mechanical Similitude and Turbulence. National Advisory Committee For Aeronautics (NACA). Relatório Técnico no. 611, p. 58-76. 1931

WANG, H.Q. HUANG, C.H. LIU, D. ZHAO, F.Y. SUN, H. B. WANG, F.F. YE, M. Q. Fume transports in a high rise industrial welding hall with displacement ventilation system and individual ventilation units. Building and Environment, pg. 119 –128, 2012.

WEI, S., LU, Y., & WU, W. Simulation of Particles Diffusion Characteristics in the Ventilation Duct of the Air Conditioning System. Procedia Engineering, 121, 232–239, 2015. DOI:10.1016/j.proeng.2015.08.1062.

WHYTE, W., HEJAB, M., WHYTE, W. M., & GREEN, G. (2010). Experimental and CFD Airflow Studies of a Cleanroom with Special Respect to Air Supply Inlets. International Journal of Ventilation, 9(3), 197–209.

WORLD HEALTH ORGANIZATION (WHO). Occupational and Environmental Health Team. (2006). WHO Air quality guidelines for particulate matter, ozone, nitrogen dioxide and sulfur dioxide: global update 2005: summary of risk assessment. World Health Organization.

WRIGHT, D.K. A new Friction Chart for Round Ducts. ASHVE Trans. Vol. 51. Appendix I. p.312 . 1945.

ZHANG, J., JOHNSON, W., & PLIKAS, T. Application of computational fluid dynamics for solving ventilation problems in metallurgical industrial processes. International Journal of Ventilation, 16(3), 200–212, 2017.

## ANEXO I

Tabela A8 - Valores críticos da distribuição H de Kruskal-Wallis

$n_1$	$n_2$	$n_3$	$\alpha$ :	0,10	0,05	0,02	0,01	0,005	0,002	0,001
2	2	2		4,571						
3	2	1		4,286						
3	2	2		4,500	4,714					
3	3	1		4,571	5,143					
3	3	2		4,556	5,361	6,250				
3	3	3		4,622	5,600	6,489	(7,200)	7,200		
4	2	1		4,500						
4	2	2		4,458	5,333	6,000				
4	3	1		4,056	5,208					
4	3	2		4,511	5,444	6,144	6,444	7,000		
4	3	3		4,709	5,791	6,564	6,745	7,318	8,018	
4	4	1		4,167	4,967	(6,667)	6,667			
4	4	2		4,555	5,455	6,600	7,036	7,282	7,855	
4	4	3		4,545	5,598	6,712	7,144	7,598	8,227	8,909
4	4	4		4,654	5,692	6,962	7,654	8,000	8,654	9,269
5	2	1		4,200	5,000					
5	2	2		4,373	5,160	6,000	6,533			
5	3	1		4,018	4,960	6,044				
5	3	2		4,651	5,251	6,124	6,909	7,182		
5	3	3		4,533	5,648	6,533	7,079	7,636	8,048	8,727
5	4	1		3,987	4,985	6,431	6,955	7,364		
5	4	2		4,541	5,273	6,505	7,205	7,573	8,114	8,591
5	4	3		4,549	5,656	6,676	7,445	7,927	8,481	8,795
5	4	4		4,619	5,657	6,953	7,760	8,189	8,868	9,168
5	5	1		4,109	5,127	6,145	7,309	8,182		
5	5	2		4,623	5,338	6,446	7,338	8,131	6,446	7,338
5	5	3		4,545	5,705	6,866	7,578	8,316	8,809	9,521
5	5	4		4,523	5,666	7,000	7,823	8,523	9,163	9,606
5	5	5		4,940	5,780	7,220	8,000	8,780	9,620	9,920
6	1	1		-						
6	2	1		4,200	4,822					
6	2	2		4,545	5,345	6,182	6,982			
6	3	1		3,909	4,855	6,236				
6	3	2		4,682	5,348	6,227	6,970	7,515	8,182	
6	3	3		4,538	5,615	6,590	7,410	7,872	8,628	9,346
6	4	1		4,038	4,947	6,174	7,106	7,614		
6	4	2		4,494	5,340	6,571	7,340	7,846	8,494	8,827
6	4	3		4,604	5,610	6,725	7,500	8,033	8,918	9,170
6	4	4		4,595	5,681	6,900	7,795	8,381	9,167	9,861
6	5	1		4,128	4,990	6,138	7,182	8,077	8,515	
6	5	2		4,596	5,338	6,585	7,376	8,196	8,967	9,189
6	5	3		4,535	5,602	6,829	7,590	8,314	9,150	9,669
6	5	4		4,522	5,661	7,018	7,936	8,643	9,458	9,960
6	5	5		4,547	5,729	7,110	8,028	8,859	9,771	10,271
6	6	1		4,000	4,945	6,286	7,121	8,165	9,077	9,692
6	6	2		4,438	5,410	6,667	7,467	8,210	9,219	9,752
6	6	3		4,558	5,625	6,900	7,725	8,458	9,458	10,150
6	6	4		4,548	5,724	7,107	8,000	8,754	9,662	10,342
6	6	5		4,542	5,765	7,152	8,124	8,987	9,948	10,524
6	6	6		4,643	5,801	7,240	8,222	9,170	10,187	10,889
7	7	7		4,594	5,819	7,332	8,378	9,373	10,516	11,310
8	8	8		4,595	5,805	7,355	8,465	9,495	10,805	11,705

Tabela A8 - Valores críticos da distribuição H de Kruskal-Wallis (cont.)

$n_1$	$n_2$	$n_3$	$\alpha$ :	0,10	0,05	0,02	0,01	0,005	0,002	0,001
2	2	1	1	-						
2	2	2	1	5,357	5,679					
2	2	2	2	5,667	6,167	(6,667)	6,667			
3	1	1	1	-						
3	2	1	1	5,143						
3	2	2	1	5,556	5,833	6,500				
3	2	2	2	5,544	6,333	6,978	7,133	7,533		
3	3	1	1	5,333	6,333					
3	3	2	1	5,689	6,244	6,689	7,200	7,400		
3	3	2	2	5,745	6,527	7,182	7,636	7,873	8,018	8,455
3	3	3	1	5,655	6,600	7,109	7,400	8,055	8,345	
3	3	3	2	5,879	6,727	7,636	8,105	8,379	8,803	9,030
3	3	3	3	6,026	7,000	7,872	8,538	8,897	9,462	9,513
4	1	1	1	-						
4	2	1	1	5,250	5,833					
4	2	2	1	5,533	6,133	6,667	7,000			
4	2	2	2	5,755	6,545	7,091	7,391	7,964	8,291	
4	3	1	1	5,067	6,178	6,711	7,067			
4	3	2	1	5,591	6,309	7,018	7,455	7,773	8,182	
4	3	2	2	5,750	6,621	7,530	7,871	8,273	8,689	8,909
4	3	3	1	5,589	6,545	7,485	7,758	8,212	8,697	9,182
4	3	3	2	5,872	6,795	7,763	8,333	8,718	9,167	9,455
4	3	3	3	6,016	6,984	7,995	8,659	9,253	9,709	10,016
4	4	1	1	5,182	5,945	7,091	7,909	7,909		
4	4	2	1	5,568	6,386	7,364	7,886	8,341	8,591	8,909
4	4	2	2	5,808	6,731	7,750	8,346	8,692	9,269	9,462
4	4	3	1	5,692	6,635	7,660	8,231	8,583	9,038	9,327
4	4	3	2	5,901	6,874	7,951	8,621	9,165	9,615	9,945
4	4	3	3	6,019	7,038	8,181	8,876	9,495	10,105	10,467
4	4	4	1	5,564	6,725	7,879	8,588	9,000	9,478	9,758
4	4	4	2	5,914	6,957	8,157	8,871	9,486	10,043	10,429
4	4	4	3	6,042	7,142	8,350	9,075	9,742	10,542	10,929
4	4	4	4	6,088	7,235	8,515	9,287	9,971	10,809	11,338
2	1	1	1	1	-					
2	2	1	1	1	5,786					
2	2	2	1	1	6,250	6,750				
2	2	2	2	1	6,600	7,133	(7,533)	7,533		
2	2	2	2	2	6,982	7,418	8,073	8,291	(8,727)	8,727
3	1	1	1	1	-					
3	2	1	1	1	6,139	6,583				
3	2	2	1	1	6,511	6,800	7,400	7,600		
3	2	2	2	1	6,709	7,309	7,836	8,127	8,327	8,618
3	2	2	2	2	6,955	7,682	8,303	8,682	8,985	9,273
3	3	1	1	1	6,311	7,111	7,467			
3	3	2	1	1	6,600	7,200	7,892	8,073	8,345	
3	3	2	2	1	6,788	7,591	8,258	8,576	8,924	9,167
3	3	2	2	2	7,026	7,910	8,667	9,115	9,474	9,769
3	3	3	1	1	6,788	6,576	8,242	8,424	8,848	-9,455
3	3	3	2	1	6,910	7,769	8,590	9,051	9,410	9,769
3	3	3	2	2	7,121	8,044	9,011	9,505	9,890	10,330
3	3	3	3	1	7,077	8,000	8,879	9,451	9,846	10,286
3	3	3	3	2	7,210	8,200	9,267	9,876	10,333	10,838
3	3	3	3	3	7,333	8,333	9,467	10,200	10,733	10,267