



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

OTIMIZAÇÃO AEROACÚSTICA DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS COM PÁS AUXILIARES

Autor:

Darwin Omar Maestre Di Cioccio

Itajubá, Junho de 2025

Minas Gerais - Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

OTIMIZAÇÃO AEROACÚSTICA DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS COM PÁS AUXILIARES

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Ciências
em Engenharia Mecânica.

Curso: **Doutorado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo**

Orientador: Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

Coorientador: Prof. Dr. Waldir de Oliveira

Itajubá, Junho de 2025

Minas Gerais – Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

OTIMIZAÇÃO AEROACÚSTICA DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS COM PÁS AUXILIARES

Autor:

Darwin Omar Maestre Di Cioccio

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Ciências
em Engenharia Mecânica.

Membros da banca examinadora:

Prof. Dr. Gustavo Adolfo Ronceros Rivas – UNILA

Prof. Dr. Jesuíno Takachi Tomita – ITA

Prof. Dr. Luiz Antônio Alcantara Pereira – IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho IEM - UNIFEI

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho – IEM/ UNIFEI (Orientador)

Prof. Dr. Waldir de Oliveira – UNIFEI (Coorientador)

Dedicatória

A Deus primeiramente, meus filhos Isabella e Lucciano, minha família

À memória de meu sogro, “Rodolfo Parra”

À minha mãe “Elena Di Cioccio”,

quem fez com que eu chegasse até aqui...

Agradecimentos

Todo ser humano pensa sobre sua vida, suas escolhas e seus planos, mas tem plena consciência de que não é possível fazer nada sozinho. Neste pequeno espaço faço um reconhecimento a todos aqueles que o merecem, sem vocês não seria possível chegar até este momento.

Primeiramente agradeço à toda minha família, minha mãe, Elena Di Cioccio, meus irmãos Erwin, Jeffry, Jesús, Lili e Yan Carlos, que mesmo na distância tem sido minha fonte inesgotável de inspiração, apoio, forças e exemplo para alcançar este momento da minha vida.

À minha esposa Veronica Parra, pela companhia, amor, paciência, e apoio diário que nunca faltou desde o primeiro dia. Você é a pessoa que me incentiva e me ensinou a nunca desistir dos meus sonhos.

Agradeço à tia Rosmar González e família, por me receber sempre de braços abertos em qualquer lugar do mundo. Sua ajuda foi fundamental para enfrentar momentos de dificuldade.

Aos amigos e colegas, Tania Arispe, Edna, Leticia, Alex e Pamela pela amizade, companheirismo e convívio, e especialmente ao professor Nelson Díaz pelas horas dedicadas, as quais foram essenciais para o desenvolvimento e conclusão deste trabalho.

Agradeço meu orientador, Professor. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho, por de fato me orientar, não apenas na academia, mas também para o melhor caminho a seguir, obrigado pela confiança e prontidão a me ajudar no que fosse preciso.

Ao Professor. Dr. Waldir de Oliveira a quem agradeço todas as ideias e suporte para completar esta pesquisa que também faz parte da sua.

À CAPES pelo apoio financeiro.

A todos estes, e aqueles que não pude citar em apenas uma página, meus sinceros agradecimentos.

“Cuando una mente se abre a una nueva idea, jamás volverá a su tamaño original”

Albert Einstein

Resumo

Considerando a demanda atual por ventiladores cada vez mais silenciosos de forma a não ultrapassar os níveis sonoros industriais e/ou domésticos, verifica-se a importância de introduzir conceitos inovadores para o projeto de ventiladores centrífugos de baixo ruído através de análises numéricas por meio da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC). Neste trabalho desenvolveu-se um estudo, numa primeira abordagem, para determinar as principais características de desempenho aerodinâmico dos ventiladores centrífugos com e sem pás auxiliares, considerando a interação do rotor-voluta. Nesta etapa, fez-se uso de simulações em regime permanente para identificação e quantificação das fontes de ruído, por meio de predição de fontes sonoras. A metodologia da simulação para obter as grandezas aerodinâmicas foi validada através de resultados retirados de um ensaio experimental realizado em um banco de ensaios do laboratório de ventiladores LabVent do IEM/UNIFEI. Numa segunda abordagem, em regime transiente, foi analisado o nível de pressão sonora numa ampla faixa de frequências, com o intuito de caracterizar de forma consistente o comportamento aeroacústico e fontes de ruído dos ventiladores. A partir da solução dos campos sonoros e do escoamento nas situações com e sem pás auxiliares, foram consideradas as seguintes variáveis geométricas: *i*) ângulo de entrada, *ii*) ângulo de saída, *iii*) raio de curvatura em relação à pá principal e *iv*) posição circunferencial e formato da lingueta. Essas variáveis foram otimizadas com base em um plano de experimentos do tipo fatorial, sendo gerado um metamodelo por meio de funções de base radial., na busca do máximo rendimento com níveis de pressão sonora admissíveis. Resultados mostraram que à medida que o comprimento das pás auxiliares aumenta e são posicionadas mais próximas ao lado de sucção das pás principais, melhoram as condições do escoamento no ventilador, resultando em um comportamento aerodinâmico satisfatório em termos de rendimento efetivo e de pressão total, bem como uma redução do ruído tonal do ventilador, uma vez que os valores máximos de nível de pressão sonora na frequência de passagem da pá são reduzidos em comparação com a geometria base do ventilador.

Este trabalho apresenta contribuições tecnológicas com base em metodologias científicas, onde são integradas às análises dos campos aeroacústicos e técnicas de otimização multiobjetivo para manter as características do ventilador com alta eficiência e baixos níveis de ruído, de forma a contribuir com novos conceitos para o projeto de ventiladores centrífugos à indústria.

Palavras-chave: Ventilador centrífugo; CFD; Pás Auxiliares; Aeroacústica; $k - \omega$ SST

Abstract

Given the current demand for increasingly quieter fans, in order to comply with industrial and/or domestic noise level standards, the importance of introducing innovative concepts in the design of low-noise centrifugal fans becomes evident. This can be achieved through numerical analyses using Computational Fluid Dynamics (CFD). In this work, an initial approach was developed to determine the main aerodynamic performance characteristics of centrifugal fans with and without splitter blades, considering the rotor-volute interaction. At this stage, steady-state simulations were employed to identify and quantify noise sources through acoustic source prediction. The simulation methodology used to obtain aerodynamic quantities was validated using results from experimental tests conducted on a fan test bench at the LabVent laboratory, IEM/UNIFEI.

In a second approach, transient simulations were carried out to analyze sound pressure levels over a wide frequency range, aiming to consistently characterize the aeroacoustic behavior and noise sources of the fans. From the solution of the flow and acoustic fields in configurations with and without auxiliary blades, the following geometric variables were considered: *i*) inlet angle, *ii*) outlet angle, *iii*) curvature radius relative to the main blade, and *iv*) circumferential position and shape of the tongue. These variables were optimized based on a factorial design of experiments, from which a metamodel was generated using radial basis functions, aiming to achieve maximum efficiency while maintaining acceptable sound pressure levels.

The results showed that as the length of the splitter blades increases and they are positioned closer to the suction side of the main blades, the flow conditions within the fan improve, leading to satisfactory aerodynamic behavior in terms of effective efficiency and total pressure. Additionally, a reduction in tonal noise was observed, as the peak sound pressure levels at the blade-passing frequency decreased in comparison to the baseline fan geometry.

This work presents technological contributions based on scientific methodologies, integrating aeroacoustic field analyses with multi-objective optimization techniques to maintain fan performance characterized by high efficiency and low noise levels. These findings contribute to the development of new design concepts for centrifugal fans intended for industrial applications.

Keywords: Centrifugal Fan; CFD; Splitter blades; Aeroacoustics; $k - \omega$ SST

SUMÁRIO

Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Siglas e Abreviaturas	xiv
Lista de Símbolos.....	xv
Símbolos gregos	xvii
Subscritos/ Sobrescritos	xviii
CAPÍTULO 1 Introdução	1
1.1 Considerações sobre a geometria do ventilador centrífugo.....	4
1.2 Justificativa e Motivação do Trabalho.....	5
1.3 Objetivos do Trabalho	7
1.3.1 Objetivo Geral	7
1.3.2 Objetivos Específicos	7
1.4 Organização do Trabalho.....	8
CAPÍTULO 2 Revisão da Literatura.....	10
2.1 Fundamentos básicos sobre Aeroacústica	12
2.2 Fontes de ruído em Ventiladores Centrífugos	17
2.3 Mecanismos de redução de ruído em Ventiladores Centrífugos	18
2.4 Pás auxiliares em rotores de ventiladores centrífugos	25
CAPÍTULO 3 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL E AEROACÚSTICA COMPUTACIONAL	27
3.1 Dinâmica dos Fluidos Computacional – DFC.....	27
3.1.1 Escoamento turbulento próximo à parede	29
3.1.2 Modelagem da Turbulência	31
3.1.3 Modelo $k - \omega$ SST (Shear Stress Transport)	31
3.2 Aeroacústica Computacional – AAC	33
3.2.1 Analogia acústica de Lighthill.....	33
3.2.2 Analogia de Ffowcs – Williams e Hawkins (FWH).....	35
3.3 Modelos acústicos	36
3.3.1 Modelo Acústico para o Cálculo do Nível de Potência Sonora	38
CAPÍTULO 4 Metodologia numérica.....	42
4.1 Geração das geometrias sistema rotor-voluta.....	43

4.2	Estudo da malha computacional	45
4.2.1	Independencia de Malha	47
4.2.2	Modelagem numérica	50
4.3	Simulação em regime permanente.....	51
4.4	Validação da metodologia numérica com resultados experimentais.....	53
4.4.1	Grandezas aerodinâmicas	56
4.5	Comportamento Aerodinâmico Ventilador CPA	57
4.5.1	Campos locais do escoamento	60
4.5.2	Análise de Fontes Aeroacústicas	62
4.6	Otimização Aerodinâmica	68
4.7	Implementação do Design de Experimentos (DOE)	71
4.7.1	Funções de base radial utilizadas.....	73
4.8	Resultados da otimização com algoritmos genéticos	74
CAPÍTULO 5 ANÁLISE AEROACÚSTICA		83
5.1.1	Configuração do modelo acústico FW-H	85
5.1.2	Determinação do timestep	87
5.2	Análise do Nível de Pressão Sonora em função da Frequência – NPS	88
CAPÍTULO 6 Conclusões e Sugestões para trabalhos futuros		95
6.1	Conclusões.....	95
6.2	Sugestões para trabalhos futuros	97
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		98
APÊNDICE A – Mecanismos Básicos de Geração de Ruído Aerodinâmico em Ventiladores		102
APÊNDICE B – Resultados Numéricos ventiladores.....		107
ANEXO A – Dados construtivos do ventilador SPA		108
ANEXO B – Resultados ensaio Ventilador SPA.....		110

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Esquemas do ventilador centrífugo	2
Figura 1.2 - Curva característica de um ventilador centrífugo de rotor com pás curvadas para trás	3
Figura 1.3 – Esquemas de rotores radiais, formato de pás curvadas	4
Figura 1.4 – Campo básico de funcionamento ventilador centrífugo $n_{qA} = 150$	5
Figura 2.1 – Relação pressão-massa específica, processo adiabático	14
Figura 2.2 – Mecanismos de geração de ruído aeroacústico em ventiladores.....	17
Figura 2.3 – Mecanismos de geração de ruído aeroacústico em ventiladores.....	18
Figura 3.1 – Verificação experimental das leis das camadas interna, externa e intermediária.....	30
Figura 4.1 – Fluxograma para a simulação numérica.....	42
Figura 4.2 – Esquema da seção transversal dos rotores centrífugos	43
Figura 4.3 – Esquema da seção transversal de um rotor centrífugo com pás auxiliares indicando os fatores de raio Fr e de ângulo, Fa – Adaptado de Créder, F (2013).....	44
Figura 4.4 – Esquema da voluta (a) seção transversal, (b) contorno em espiral logarítmica (c) modelo físico da voluta	45
Figura 4.5 – Domínio da simulação sistema rotor-voluta	47
Figura 4.6 – Refinamento e crescimento das malhas próximo das paredes das pás	49
Figura 4.7 – Refinamento de malha próximo das paredes laterais da voluta e região da lingueta	50
Figura 4.8 – Condições de contorno domínio rotor - voluta	52
Figura 4.9 – Representação dos domínios de entrada, do rotor - voluta e de saída para análise numérica	53
Figura 4.10 – Curvas características do ventilador SPA: Numérico vs Experimental.....	55
Figura 4.11 - Variação do coeficiente de pressão total em função do coeficiente de vazão para o ventilador SPA.....	56
Figura 4.12 - Curvas de Comportamento Ventilador CPA obtidas por CFD.....	58
Figura 4.13 - Coeficiente de pressão total em função do coeficiente de vazão, SPA e CPA obtido por CFD	59
Figura 4.14 - Desvio do escoamento na saída do rotor, (a) SPA e (b) CPA	60

Figura 4.15 – Contornos de pressão estática, SPA (a,c) e CPA (b,d)	61
Figura 4.16 – Perfil instantâneo das linhas de correntes, SPA e CPA	62
Figura 4.17 - Posições dos planos de corte normais ao eixo de rotação.....	63
Figura 4.18 - Contornos de Nível de potência sonora para ventiladores SPA e CPA - Fórmula de <i>Proudman</i>	64
Figura 4.19 - Nível de Potência Acústica, SPA e CPA – Modelo de Proudman	65
Figura 4.20 -Superfície de Nível de Potência Acústica [dB] para (a,b) SPA; (c,d) CPA – Integral de Curle	66
Figura 4.21 - Nível de potência sonora [dB], SPA e CPA – Integral de Curle	67
Figura 4.22 – Esquema do rotor CPA com a representação dos parâmetros de otimização	69
Figura 4.23 - Fluxograma para o processo de otimização	70
Figura 4.24 – Esquema da voluta utilizada no estudo	71
Figura 4.25 Fluxograma implementado no ModeFrontier®	72
Figura 4.26 - Esquema de ventiladores com as diferentes geometrias, SPA, CPA e CPA _{opt} ..	75
Figura 4.27 - Curvas de Comportamento ventiladores CPA e CPA _{opt}	77
Figura 4.28 - Fator de deficiência de potência ventiladores CPA e CPA _{opt}	78
Figura 4.29 - Linhas de corrente em torno do rotor e da voluta considerando níveis locais de intensidade turbulenta.....	79
Figura 4.30 – Contornos de Superfície de Nível de Potência Sonora fórmula integral de Curle	80
Figura 4.31 - Distribuição do nível de potência sonora em superfícies do plano perpendicular ao eixo de rotação z , fórmula de <i>Proudman</i>	81
Figura 4.32 Contornos de intensidade turbulenta, plano perpendicular ao eixo de rotação z ..	82
Figura 5.1 – Histórico de resíduos para cada iteração do cálculo numérico transiente.....	84
Figura 5.2 – Esquema indicando as posições de medição acústica (Fonte ISO 13347-3)	86
Figura 5.3 – Representação gráfica do posicionamento dos receptores no domínio computacional.....	87
Figura 5.4 – Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPA _{opt} , receptor 2.....	90
Figura 5.5 - Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPA _{opt} , receptor 6	90
Figura 5.6 - Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPA _{opt} , receptor 9	91
Figura 5.7 - Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPA _{opt} , receptor 10	91

Figura 5.8 - Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPA _{opt} , receptor P01	93
Figura 5.9 - Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPA _{opt} , receptor FWH saída	93
Figura A1.1– Padrão de diretividade de uma fonte do tipo monopolo.....	102
Figura A1.2 – Exemplos de uma fonte dipolo.....	103
Figura A1.3 - Padrão de diretividade de fontes quadrupolo, a) lateral, b) linear	106
Figura A2.1 - Dimensões principais da seção transversal do rotor SPA.....	108
Figura A2.2 - Esquema parcial da seção transversal do rotor SPA.....	109

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Limites de níveis de pressão sonora em função dos tipos de áreas habitadas e do período, adaptado de NBR 10.151, revisão 2019.....	6
Tabela 2.1 - L_W específicos, KW, e incrementos de frequência de pá, CBPF	14
Tabela 2.2 – L_P Exemplos de níveis de pressão sonora específicos, Fonte: Fahy (2001)	16
Tabela 4.1 – Grandezas geométricas das pás principais e auxiliares	44
Tabela 4.2 – Parâmetros de crescimento e geração de malha hexaédrica	47
Tabela 4.3 – Estudo de independência de malha para sistema rotor-voluta.....	48
Tabela 4.4 - Variação Percentual do Nível de Potência Acústica obtida pelo Modelo de Proudman.....	65
Tabela 4.5 – Variação percentual do nível de potência sonora obtida pelo Modelo Integral de Curle	67
Tabela 5.1 – Coordenadas das posições dos receptores para superfície de medição hemisférica.	86
Tabela 5.2 - Características consideradas para o cálculo acústico	88
Tabela 5.3 Nível de pressão sonora total nos pontos de medição R1-R10.....	89
Tabela 5.4 - Análise comparativa dos NPS obtidos para os ventiladores SPA e CPA_{opt} para R2, R6,R9 e R10	91
Tabela 5.5 -Nível de pressão sonora (SPL) total nos pontos de medição P01-Saída	92
Tabela 5.6 - Análise comparativa dos NPS obtidos para os ventiladores SPA e CPA_{opt} para P01 Saída	93
Tabela B1.1 - Pontos de operação do ventilador SPA para as simulações (n= 3000rpm) – Voluta Baseline	107
Tabela B2.1 - Pontos de operação do ventilador CPA para as simulações (n= 3000rpm). – Voluta Baseline	107
Tabela A.1 - Dimensões principais da seção meridional do rotor centrífugo com pás em formato ARC.....	109
Tabela A.2 - Dimensões principais da seção meridional do rotor SPA	109
Tabela B2.1 - Valores calculados para rotação (n= 3000rpm).....	110

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

AAC	<i>Aeroacústica Computacional</i>
ABNT	<i>Associação Brasileira de Normas Técnicas</i>
BPF	<i>Blade Passing frequency (frequência de passagem de pás)</i>
CL	<i>Camada Limite</i>
DFC	<i>Dinâmica dos Fluidos Computacional</i>
DOE	<i>Design of Experiments</i>
FBR	<i>Funções de Base Radial</i>
CCD	<i>Charge Coupled Device</i>
DNS	<i>Direct Numerical Simulation (Simulação numérica direta)</i>
GA	<i>Algoritmo Genético</i>
HCL	<i>Latin Hypercube Sampling</i>
IBEM	<i>Método dos Elementos de Contorno Indireto</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation (Simulação de grandes escalas).</i>
LOOCV	<i>Leave One Out Cross Validation</i>
NBR	<i>Norma Brasileira</i>
PIV	<i>Particle Image Velocimetry</i>
PFC	<i>Plano Fatorial Completo</i>
RANS	<i>Reynolds-Averaged Navier-Stokes (Equações de Navier-Stokes médias de Reynolds)</i>
CPA	<i>Rotor com Pá Auxiliar</i>
CPAopt	<i>Rotor com Pá Auxiliar Otimizado</i>
SAS	<i>Scale-Adaptive Simulation (Simulação de escalas adaptativas)</i>
SPA	<i>Sem Pá Auxiliar</i>
SST	<i>Shear Stress Transport (Tensão cisalhante)</i>
SPIV	<i>Stereoscopic Image Particle Velocimetry</i>
SPL	<i>Sound Pressure Level (Nível de Pressão Sonora)</i>
URANS	<i>Equações médias de Navier-Stokes para escoamento não permanente</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a_{apar}	Aceleração aparente
b	Largura da pá
c	Velocidade do escoamento absoluto
D_{ω}	Termo de difusão cruzada.
f	Frequência
F_A	Força de arrasto no perfil aerodinâmico
G_k	taxa de geração de k
G_{ε}	taxa de geração de ε
I	Intensidade sonora, Tensor identidade
k	Energia cinética turbulenta
l	Comprimento da corda do perfil
L_P	Nível de pressão sonora
L_{vK}	Escalas de von Kármán
L_W	Nível de potência sonora
\dot{m}	Vazão mássica
n	Rotação do rotor do ventilador centrífugo
$N_{pá}$	Número de pás do rotor centrífugo
$\underline{n_q}$	Rotação específica (grandeza adimensional)
$\underline{n_{qA}}$	Rotação específica segundo Addison (grandeza adimensional)
p	Pressão estática
p_{din}	Pressão dinâmica
p_{TE}	Pressão total média na entrada
p_{TS}	Pressão total média na saída
P	Potência útil do ventilador
P_e	Potência de eixo
Q	Vazão volumétrica do ventilador
Re	Número de Reynolds
S	Termo fonte

T	Período
T_{ij}	Tensor de Lighthill
u	Velocidade circunferencial do rotor ou velocidade de condução da grade linear
w	Velocidade do escoamento relativo
W	Potência sonora
W_0	Potência sonora de referência
Y	Trabalho específico do ventilador
Y_K	Taxa de dissipação de k
Y_ε	taxa de dissipação de ε
$Y_{pá}$	Trabalho específico real do rotor

SÍMBOLOS GREGOS

α	Ângulo do escoamento absoluto
α_∞	Ângulo do escoamento absoluto médio
β	Ângulo do escoamento relativo
δ_{ij}	Operador delta de Kronecker
Δp_T	Variação de pressão total do ventilador
Δh_T	Pressão total do ventilador com unidade de comprimento de coluna de água
Δt	Passo de tempo ou <i>timestep</i>
λ	Comprimento da onda sonora
ε	Fator de deficiência de potência
η	Rendimento total
η_h	Rendimento hidráulico
μ	Viscosidade absoluta (dinâmica) do fluido
μ_t	Viscosidade turbulenta
ρ	Massa específica
τ	Tensões viscosas
ω	Velocidade angular do rotor, frequência de turbulência
$\dot{\omega}$	Aceleração angular

SUBSCRITOS/ SOBRESCRITOS

i	Referente a interno
$'$	Referente a uma parte flutuante de uma variável
\rightarrow	Referente a um vetor
$-$	Referente a uma parte média temporal de uma variável
$=$	Referente a um tensor

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo, são apresentadas algumas considerações básicas e características sobre ventiladores centrífugos, assim como a justificativa e motivação do trabalho, os objetivos da pesquisa e contribuições principais.

Bombas, ventiladores, sopradores e turbocompressores são geralmente denominados de turbomáquinas geradoras. A principal característica dessas máquinas é aumentar a energia total do fluido operado por elas. Essas máquinas são utilizadas para o transporte do fluido em diversos tipos de aplicações. Turbomáquinas geradoras podem ser classificadas quanto à direção do escoamento principal no rotor em radiais, diagonais e axiais. As turbomáquinas geradoras radiais são utilizadas em aplicações que requerem altas pressões, associadas a vazões relativamente baixas, quando são comparadas às diagonais e axiais. Além disso, também podem ser classificadas quanto ao sentido do escoamento no rotor em centrífugas. Esta classificação pode também ser definida através do valor do n_{qA} , de até 250.

Ventiladores centrífugos tem sido amplamente utilizados ao longo dos anos numa ampla gama de aplicações no setor aeronáutico, automobilístico e industrial, onde tem-se como demanda maiores acréscimos de pressão, onde estão presentes os efeitos centrífugos definidos pela variação das velocidades circunferenciais e a velocidade relativa entre a entrada e saída do rotor, sendo essa uma das principais justificativas do seu emprego. No entanto, tais ventiladores, em operação, podem apresentar configurações geométricas que resultam na geração de ruído aerodinâmico acima dos limites regulamentados em norma, sendo considerada poluição sonora, o que resulta prejudicial ao sistema auditivo humano.

Dependendo das pressões envolvidas, um ventilador centrífugo de um estágio é composto por um rotor, e frequentemente uma voluta circundando a periferia mais externa do rotor. São geralmente classificados quanto ao nível energético de pressão como ventiladores de baixa, média e alta pressão. Os de alta pressão são referidos como sopradores, devido a que têm aspectos em comum com compressores centrífugos industriais e atingem pressões na faixa de 250 ~ 750 *mm.c.a*, enquanto os ventiladores de baixa e média pressão atingem pressões em torno de 150 *mm.c.a* até 250 *mm.c.a* respectivamente.

Um esquema típico de ventilador centrífugo, com os componentes que o conformam, é mostrado na Figura 1.1.

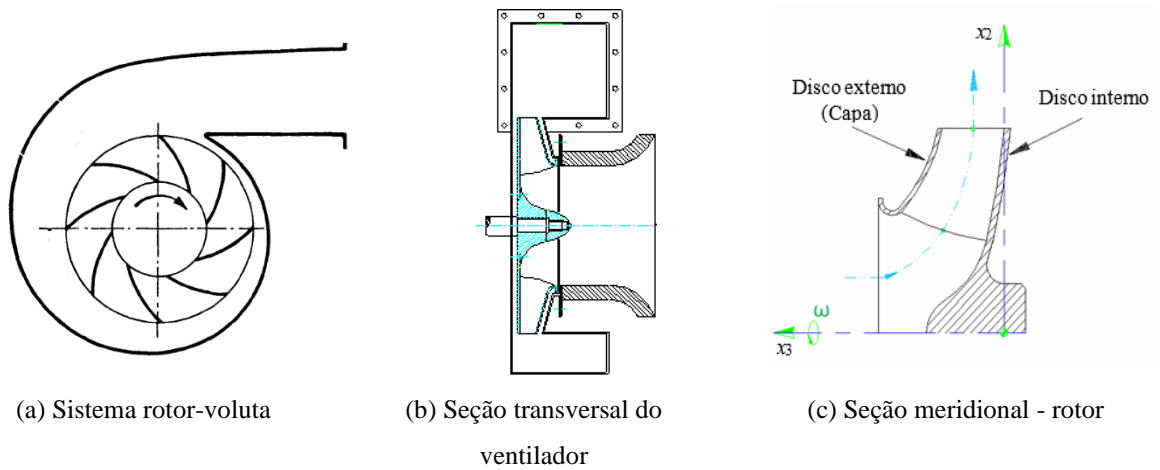


Figura 1.1 – Esquemas do ventilador centrífugo

Com relação às grandezas do escoamento neste tipo de turbomáquina pode-se destacar a grandeza que caracteriza a geometria da seção meridional do rotor, a qual é denominada de rotação específica. Na literatura, existem diversas definições para essa grandeza, obtida da análise adimensional. A rotação específica adimensional referente à vazão segundo *Addison*, n_{qA} , é definida pela Equação. (1.1).

$$n_{qA} = n \frac{\dot{V}^{1/2}}{(\Delta p_T / \rho)^{3/4}} 10^3 \quad (1.1)$$

onde: n (rps) representa a rotação do rotor; \dot{V} vazão volumétrica (m^3/s); Δp_T variação de pressão total (Pa) e ρ a massa específica do fluido de trabalho (kg/m^3). Deve-se destacar que os valores numéricos de n , \dot{V} e Δp_T se referem ao ponto de rendimento total máximo da turbomáquina. No presente trabalho o n_{qA} está compreendido na faixa que caracteriza as máquinas puramente radiais e aproximadamente radiais, isto é, $100 \leq n_{qA} \leq 200$.

A grandeza da pressão total de um ventilador, Δp_T , é a diferença de pressões totais médias na saída, p_{Ts} e na entrada do ventilador, p_{Te} . Sendo que a pressão total numa determinada seção de um escoamento é composta pela pressão estática, p , pressão dinâmica, $p_{din} = \rho V^2/2$, e pressão de posição (potencial) do fluido, $\rho g z$. Em escoamento de gases, somente as pressões estática e dinâmica são consideradas. A Equação (1.2) apresenta a pressão total de qualquer tipo de ventilador.

$$\Delta p_T = p_{Ts} - p_{Te} \quad (1.2)$$

A pressão total de um ventilador, Δp_T , comumente é expressa em unidade de *Força/Área*, por exemplo, Pa, no SI de unidades, ou em unidade de comprimento de coluna de água *mm.c.a* (*mmH₂O* ou *mH₂O*), nesse caso é representada por Δh_T . Tal expressão está relacionada à Δp_T de acordo com a Equação (1.3).

$$\Delta p_T = \rho_{H_2O} g \Delta h_T \quad (1.3)$$

onde ρ_{H_2O} é a massa específica do fluido manométrico (água) e g é a aceleração da gravidade.

Um ventilador centrífugo composto de um rotor com pás em formato de arco de círculo, curvadas para trás, terá as características de operação para rotação constante em função da vazão representadas na Figura 1.2. Geralmente estas curvas são determinadas por testes de laboratório conduzidos de acordo com normas apropriadas. Diversos estudos têm mostrado que as melhores eficiências são obtidas com rotores com pás curvadas para trás.

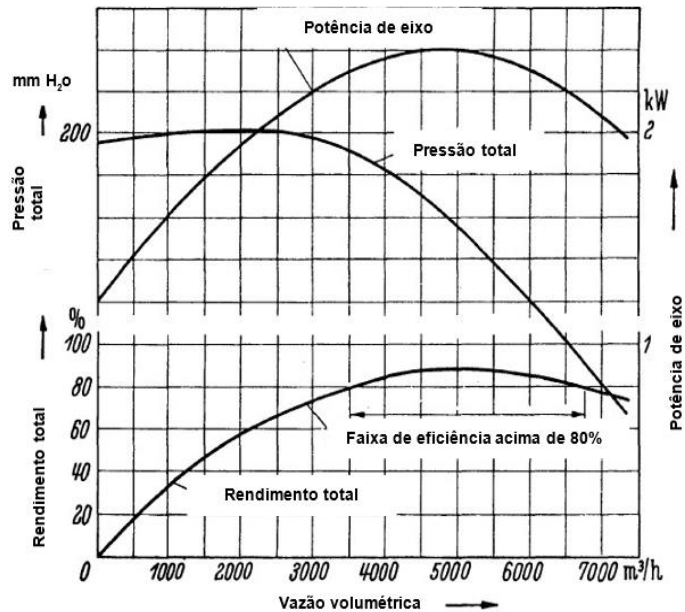


Figura 1.2 - Curva característica de um ventilador centrífugo de rotor com pás curvadas para trás

Fonte: Adaptado de Eck (1973)

A potência útil do fluido operado por um ventilador, P_h , é representada pela Equação (1.4).

$$P_h = \dot{V} \Delta p_T \quad (1.4)$$

O rendimento total ou eficiência total de um ventilador, η , é representado pela Equação (1.5).

$$\eta = \frac{P_h}{P_e} \quad (1.5)$$

Onde P_e representa a potência de eixo (de acionamento).

As pás de um rotor de ventilador centrífugo, geralmente são de espessura constante, com uma ampla gama de ângulos construtivos de saída, β_5 , que podem ser menores, iguais ou maiores que 90° dependendo da aplicação. Entretanto existem pás em formato de aerofólio que melhoram o desempenho do ventilador em termos aerodinâmicos e de ruído, e que continuam sendo objeto de estudo para a melhoria de suas características em termos hidro ou aerodinâmicos, estruturais e na redução dos níveis de ruído.

1.1 Considerações sobre a geometria do ventilador centrífugo

Os ventiladores analisados no presente trabalho seguiram uma abordagem progressiva. Inicialmente considerou-se o rotor do ventilador, denominado SPA, (rotor convencional), composto por 10 pás de simples curvatura, curvadas para trás, $\beta_5 < 90^\circ$, em formato de arco de círculo, e são solidárias ao disco interno, montado no eixo do motor do ventilador, e ao disco externo (capa), conforme mostrado na Figura 1.3(a), Tal configuração é denominada de rotor fechado, típica de ventiladores centrífugos.

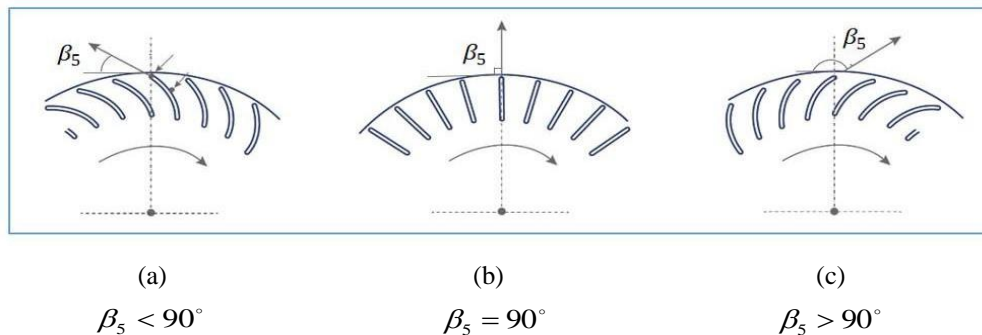


Figura 1.3 – Esquemas de rotores radiais, formato de pás curvadas

A partir dos ensaios realizados no Laboratório de Ventiladores LabVent do IEM/UNIFEI, são obtidos os gráficos que representam o comportamento operacional do ventilador. Na Figura 1.4 ilustra-se o campo básico de funcionamento que mostra a dependência

entre Δp_r e \dot{V} para cada rotação fixa de ensaio, estas variáveis mudam de posição quando a rotação muda, o que permite obter uma melhoria considerável em termos da variação de pressão total.

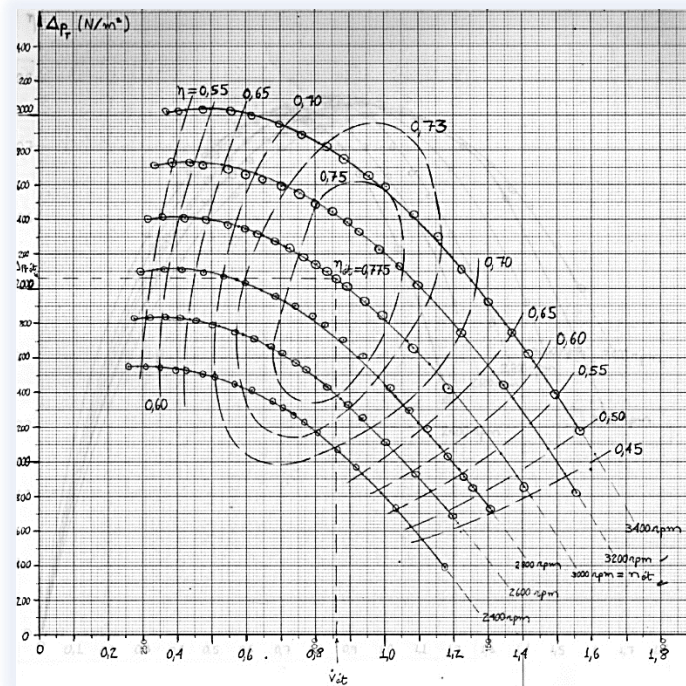


Figura 1.4 – Campo básico de funcionamento ventilador centrífugo $n_{qA} = 150$

Em seguida, a partir da geometria do rotor SPA, foi introduzido um conjunto de 10 pás auxiliares, resultando na configuração denominada CPA. Por fim, essas pás auxiliares passaram por um processo de otimização geométrica, resultando na configuração otimizada (CPAopt), voltada para o aprimoramento simultâneo da eficiência e redução de ruído.

1.2 Justificativa e Motivação do Trabalho

Dependendo da área, nível, e à intensidade em que o ruído se apresenta, pode causar transtornos à saúde e ter impactos negativos ao meio ambiente (poluição sonora). Em consequência existem normas e leis que estabelecem os limites de níveis de emissão sonora os quais encontram-se estipulados conforme apresentado na Tabela 1.1 extraída da norma NBR 10.151 da ABNT, em sua revisão de 2019.

Tabela 1.1 Limites de níveis de pressão sonora em função dos tipos de áreas habitadas e do período, adaptado de NBR 10.151, revisão 2019.

Tipo de zona	Limite de níveis de pressão sonora (dB)	
	Diurno	Noturno
Área de residências rurais	40	35
Área estritamente residencial urbana ou de hospitais ou de escolas	50	45
Área mista, predominantemente residencial.	55	50
Área mista, com predominância de atividades comerciais e/ou administrativa.	60	55
Área mista, com predominância de atividades culturais, lazer e turismo	65	55
Área predominantemente industrial.	70	60

* Na introdução desta norma constam considerações de emissões sonoras de interesse social que podem não atender aos requisitos da Tabela bem como recomendações para esta situação.

Sendo assim, justifica-se a necessidade da realização do tratamento no ruído dos equipamentos que operam nessas áreas, especificamente o setor industrial, onde ventiladores centrífugos são amplamente utilizados, o que consequentemente se traduz num desafio por desenvolver equipamentos que atendam à demanda da indústria e por sua vez não ultrapassem os limites de ruído preestabelecidos por lei, visando contribuir na redução de importantes afetações e distúrbios na saúde e na qualidade de vida dos usuários.

De um modo geral, a redução no ruído aerodinâmico em ventiladores é alcançada pela otimização geométrica dos seus componentes, Huang et al. (2021). As análises encontradas na literatura mostram que estudar a interação entre o rotor e a voluta constitui uma forma eficiente de reduzir o ruído e melhorar o desempenho do ventilador. No que diz respeito ao ruído de ventiladores centrífugos, muitos estudos têm sido realizados e publicados envolvendo análises teóricas e experimentais incluindo técnicas de otimização com o objetivo de mitigar as intensidades de ruído. No entanto, o número de estudos que envolvem identificar as fontes de ruído, quantificar a sua contribuição na potência acústica total gerada pelo ventilador, e simultaneamente encontrar a configuração rotor-voluta que apresente um nível de pressão sonora baixo, sem comprometer a eficiência, ainda são limitados. Isto se deve principalmente à seleção de objetivos conflitantes envolvidos no problema e à complexidade das diferentes modificações que durante o processo de otimização impõem um tempo de processamento elevado nas análises numéricas, o qual é necessário para avaliar os fenômenos aerodinâmicos e aeroacústicos nesse tipo de escoamento.

Em resumo, a base motivadora deste trabalho decorre do interesse de oferecer uma solução capaz de dar respostas satisfatórias aos problemas de poluição sonora neste tipo de ventiladores, atendendo às finalidades de máxima eficiência com níveis de pressão sonora adequados e com um custo computacional razoável.

Atualmente com o avanço das ferramentas computacionais de simulação numérica é possível modelar os problemas aerodinâmicos associados aos fenômenos do escoamento e a sua relação com a geração de ruído em ventiladores, o que em resumo permite ganhar tempo e economia nas etapas de projeto e prototipagem.

No que diz respeito à revisão bibliográfica, a maioria dos trabalhos têm concentrado estudos nos rotores de ventiladores centrífugos com pás curvadas para frente, no entanto, estes ventiladores, apresentam comportamento diferente dos ventiladores com pás curvadas para trás, Behzadmehr et al. (2015). Por exemplo, no caso de um ventilador centrífugo de pás curvadas para trás, a folga entre o bocal de entrada e a entrada do rotor influencia significativamente o desempenho aerodinâmico e as características de ruído do ventilador, (Suzuki & Ugai, 1977). Pelo contrário, (Morinushi, 1985) concluiu que isso não tem um efeito significativo na geração de ruído de um ventilador centrífugo de pás curvadas para frente.

Nesse sentido, a presente proposta refere-se principalmente às análises comparativas de comportamento aerodinâmico e aeroacústico de ventiladores centrífugos, considerando a influência da inserção de pás auxiliares e a variação de seus parâmetros geométricos associados, tendo em vista a redução do nível de pressão sonora sem comprometer a eficiência. Isto é possível empregando processos de otimização, a fim de estabelecer critérios que possam ser considerados desde a etapa do projeto.

1.3 Objetivos do Trabalho

1.3.1 Objetivo Geral

Desenvolvimento de um estudo numérico para análise do comportamento aerodinâmico e aeroacústico de ventiladores centrífugos com pás e sem pás auxiliares

1.3.2 Objetivos Específicos

- Investigar o uso de pás auxiliares em ventiladores centrífugos, utilizando a Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) e técnicas de otimização multiobjetivo, visando projetos de ventiladores mais eficientes e de baixo ruído.

- Desenvolver uma abordagem de otimização multiobjetivo para determinar a posição ideal das pás auxiliares, de forma a maximizar a eficiência do ventilador em sua configuração otimizada.
- Otimizar os parâmetros geométricos das pás auxiliares para sua incorporação ao rotor, por meio da construção de metamodelos baseados em funções de base radial, utilizando dados obtidos a partir de pontos gerados em um plano de experimentos, (DOE).

1.4 Organização do Trabalho

O Capítulo 2 apresenta uma breve revisão da literatura destacando trabalhos e relevantes contribuições sobre a inserção de pás auxiliares como mecanismo de redução de ruído em ventiladores centrífugos.

Na sequência, no Capítulo 3 é descrita a fundamentação teórica a respeito da dinâmica dos fluidos computacional DFC e aeroacústica computacional

No Capítulo 4, é apresentada a metodologia numérica adotada para o estudo aerodinâmico e aeroacústico de ventiladores centrífugos, com ênfase na otimização do rotor por meio da construção de metamodelos. O processo tem início com a elaboração de um plano de experimentos, a partir do qual são definidos os parâmetros geométricos das pás auxiliares a serem modificados. Esses parâmetros são então incorporados à geometria do rotor com pás auxiliares cuja modelagem e geração de malha são realizadas de forma automatizada por meio de scripts. Além disso, este capítulo contempla a validação do modelo numérico empregado, realizada com base em resultados experimentais. Essa etapa foi essencial para garantir a confiabilidade das simulações, permitindo a análise precisa dos campos de escoamento e das fontes sonoras, que serviram de base para as etapas subsequentes de otimização. Também são realizadas comparações dos resultados obtidos a partir das modificações geométricas nas pás auxiliares.

No Capítulo 5, apresentam-se os resultados e discussões da análise aeroacústica oriunda das modificações implementadas nos ventiladores com pás auxiliares, assim como a influência das variáveis sobre o comportamento dos ventiladores.

Por fim, no Capítulo 6, são discutidas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros decorrentes do presente trabalho.

No final do texto, após as Referências Bibliográficas, encontram-se dois anexos e dois apêndices. No Anexo A é apresentada a geometria e os detalhes construtivos do ventilador sem

pás auxiliares pertencente ao Laboratório de Ventiladores (LabVent) do IEM/UNIFEI. No Anexo B são apresentadas os resultados experimentais retirados de um ensaio realizado no laboratório de ventiladores LabVent do IEM/UNIFEI em conformidade com as normas ASHRAE (Norma 5175) / AMCA (Norma 210-74).

No Apêndice A são apresentados os principais mecanismos de geração de ruído aerodinâmico em ventiladores e por fim no Apêndice B são apresentados os resultados oriundos das simulações em regime permanente para as configurações dos ventiladores SPA e CPA considerando o efeito da voluta.

CAPÍTULO 2 REVISÃO DA LITERATURA

A seguir serão apresentados brevemente os trabalhos e desenvolvimentos mais relevantes concentrados no cálculo do escoamento em ventiladores centrífugos, considerando a aerodinâmica do rotor, análises acústicas, e ao estudo da influência de pás auxiliares inseridas nesses ventiladores e seus principais fatores influentes.

Atualmente, há um aumento universal da demanda por compressores e ventiladores centrífugos industriais. Dependendo da aplicação da turbomáquina associada ao seu desempenho, o requisito tanto para o aumento da relação de pressão quanto para a eficiência, e os recentes padrões de emissão de som impuseram restrições mais rígidas, tornando a redução de ruído um dos alvos mais desafiadores para o projeto de ventiladores. Estes requisitos têm sido objeto de constante desenvolvimento nos mais diversos setores da engenharia moderna. Por esse motivo o interesse em determinar as características aerodinâmicas de uma nova turbomáquina em um processo de otimização, na maioria dos casos tem sido o foco de atenção de muitos pesquisadores visando atender entre outros fatores a regulamentação específica que define os níveis máximos de eficiência energética e os níveis mínimos de consumo de energia estabelecidos na atualidade. Ademais, muitas frentes de pesquisa tem se voltado ao tratamento isolado de cada componente, segundo Oliveira (2001). O objetivo desta abordagem consiste em atingir as melhores características possíveis para uma determinada aplicação da turbomáquina, e constitui uma simplificação notável na fase de projeto, no entanto, os problemas relacionados ao escoamento real persistem, particularmente, quando se trata de um rotor centrífugo, devido à interferência entre os seus componentes móveis e fixos que provocam efeitos não-permanentes sobre o escoamento.

Até o presente momento inúmeros trabalhos têm sido publicados com relação às técnicas numéricas e experimentais empregadas na análise do escoamento em ventiladores centrífugos e a iteração entre os seus componentes. Manzanares & de Oliveira (1992) apresentaram uma metodologia para o cálculo do escoamento potencial em rotores centrífugos de turbomáquinas com pás finas e largura variável. A metodologia proposta baseia-se no método das singularidades, aplicado diretamente no plano da grade radial representativa do rotor centrífugo. Posteriormente Violato (2004) estendeu esse trabalho para analisar o escoamento potencial em rotores centrífugos com pás auxiliares de espessura desprezível, porém considerando a variação de largura das pás. O autor, apresentou diversos resultados referentes às características de desempenho desses rotores para várias posições angulares das

pás auxiliares em relação às pás principais e para vários comprimentos radiais das pás auxiliares.

Kitadume et al. (2007), estudaram o efeito da redução da seção transversal da voluta sobre o comportamento aerodinâmico de um ventilador utilizado em aplicações de ar-condicionado através de ensaios experimentais e análises DFC. As medições experimentais empregando a técnica de *SPIV* mostraram que a redução da área da seção transversal da voluta, provoca um escoamento intenso em forma de espiral no lado da seção lateral-motora da voluta que afeta o escoamento na saída do rotor, o que produz uma queda considerável do coeficiente de pressão do ventilador.

Por outro lado em Gáspár (2012), foram analisadas as características aerodinâmicas de oito diferentes configurações de rotores com pás curvadas para frente, em interação com uma voluta em formato de espiral logarítmica, utilizando técnicas de DFC. Os resultados mostraram que o aumento no comprimento das pás auxiliares contribui para elevar o coeficiente de pressão e a eficiência do ventilador, o que proporciona uma faixa de operação mais estável, mesmo diante de ampla variação do coeficiente de vazão.

Na mesma linha Patil et al. (2018), estudaram, numérica e experimentalmente o efeito da folga da lingueta da voluta com respeito ao rotor de pás curvadas para trás. Testaram diferentes modificações sobre a folgas da lingueta com variações de 6% a 12,5% do diâmetro do rotor. Os resultados mostraram que a folga da lingueta tem um efeito significativo no desempenho do ventilador, já que a eficiência e a pressão total aumentam quando as folgas são diminuídas. Mudanças de geometria, sejam elas locais ou distribuídas, levam a mudanças no escoamento do ventilador em questão. O estudo dos campos locais do escoamento e as grandezas aerodinâmicas relacionadas com as fontes aeroacústica permitem identificar possíveis regiões de maior intensidade sonora para cada uma das frequências em que o espectro de ruído é emitido pelo ventilador. Assim, o estudo das fontes aerodinâmicas de ruído do ventilador oferece a possibilidade de localizar quais alternativas de modificação geométrica deverão ser feitas. O presente trabalho fornecerá as informações aerodinâmicas e acústicas detalhadas sobre o comportamento do ventilador para diferentes pontos de operação, na tentativa de encontrar a configuração rotor-voluta que ofereça o maior rendimento e um nível de pressão sonora dentro do padrão estabelecido por norma. Para isto, alguns tópicos de interesse sobre o tema discutido são revistos na sequência.

2.1 Fundamentos básicos sobre Aeroacústica

O fenômeno do som em um fluido envolve essencialmente mudanças de massa específica com respeito ao tempo, com as quais estão associadas mudanças dependentes do tempo, como pressão, temperatura e posição das partículas do fluido FAHY (2001). O som incidente em um ponto tem dois atributos principais: sonoridade e timbre. A grandeza associada à intensidade sonora é a pressão sonora, enquanto a percepção de sonoridade depende não apenas desse nível de pressão, mas também da frequência do som. Já o timbre está diretamente ligado à frequência, sendo o parâmetro que diferencia sons de mesma intensidade, mas com características distintas.

A frequência em Hz é definida como o inverso do período (T), ou intervalo de tempo decorrido para um ciclo completo da flutuação de pressão do meio externo ou uniforme, conforme:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (1.6)$$

A faixa de frequência de interesse técnico abrange mais do que a faixa que é audível pelo ouvido humano, que é referido como nível de audição. A audibilidade humana começa em cerca de 16 Hz e varia até 16 kHz, Fahy (2001). O som fora desta faixa é inaudível em termos de frequência, com as frequências inferiores a 16 Hz definido como infrassônico e acima de 16 kHz como ultrassônico. O valor de 16 kHz refere-se a um ser humano saudável com cerca de 20 anos de idade. Segundo Fahy (2001) o limite superior diminui a uma taxa de 1 kHz por década à medida que a pessoa envelhece, ademais a capacidade auditiva pode ser perdida permanentemente como resultado da exposição prolongada a sons altos. Por esse motivo, a redução de ruído tem se tornado um importante aspecto para o aumento do conforto e bem-estar do ser humano, LACERDA (2016).

O estudo da geração do som por fenômenos aerodinâmicos e sua propagação tornou-se um campo ativo de pesquisa, denominado aeroacústica. Sendo assim a aeroacústica é um ramo ou disciplina da acústica que lida com o estudo do som produzido pela ação direta de um campo de escoamento, isto é, a interação de escoamentos de fluidos com superfícies sólidas, mais conhecido como “*som aerodinâmico*”. Portanto, a aeroacústica pode ser considerada como parte da Mecânica dos Fluidos, BISTAFA (2006).

Duas características básicas diferenciam a aeroacústica da acústica. Primeiro, o próprio escoamento pode ser uma fonte sonora e, em segundo lugar, a presença do escoamento pode

alterar a propagação do som, ARGÜELLES DÍAZ (2004). Geralmente em um problema aeroacústico, há quatro aspectos a se considerar: A onda sonora, o meio acústico, as fontes e o receptor, SANTOS (1995). O meio, é o ar, as fontes são as flutuações de pressão devido à esteira viscosa e à turbulência, e o receptor podem ser microfones (ou pontos de campo em uma simulação numérica) ou, na realidade, os ouvidos humanos, LIU (2012). Diversos estudos disponíveis na literatura têm caracterizado o comportamento aeroacústico de ventiladores centrífugos por meio da quantificação experimental e/ou numérica da potência acústica e a pressão sonora. A potência acústica depende apenas da fonte e independe do meio, no entanto a pressão sonora é influenciada pelo ambiente, pois a presença de materiais absorventes ou superfícies reflexivas podem influenciar na medição.

Devido aos diversos mecanismos de geração de ruído em ventiladores centrífugos, para determinar a potência acústica associada a este tipo de turbomáquina é necessária informação detalhada do campo de escoamento e a interação entre as superfícies moveis e estacionárias, sendo estes as principais fontes de ruído acústico que tem uma influência significativa nos caracteres de radiação acústica do ventilador, CHEN et al. (2018).

Na literatura têm-se várias fórmulas para estimar o nível de potência acústica de diferentes tipos de ventiladores, baseados em expressões simples em função da vazão, pressão total, eficiência e velocidade da ponta da pá. Borges (2013), utiliza a metodologia proposta pela ASHRAE (ASHRAE HANDBOOK) para calcular o nível de ruído gerado por ventiladores. Esta metodologia inclui o incremento de ruído provocado pela frequência de passagem da pá (*Blade-Passing Frequency- BPF*) e considera o rendimento do ventilador, conforme apresenta a Equação (1.7).

$$L_W = K_W + 10\log(\dot{V}_{cfm}) + 20\log(\Delta p_{T_inH_2O}) + C_{BPF} + C_N \quad (1.7)$$

onde, \dot{V}_{cfm} é a vazão volumétrica em *cfm* (pés cúbicos por minuto); L_W em dB, referência de 10^{-12} W; $\Delta p_{T_inH_2O}$ é a pressão total em polegada de coluna de água. Os valores de K_W (relativo às frequências das bandas de oitava, definida como sendo a proporção 2:1 de duas frequências) e C_{BPF} (relativo à frequência de passagem da pá - *BPF*) são obtidos da Tabela 1.2, e C_N , que é o fator de correção em dB devido ao rendimento do ventilador é dado pela Equação (1.8):

$$C_N = 10 + 10\log\left(\frac{1-\eta}{\eta}\right) \quad (1.8)$$

sendo que η é o rendimento do ventilador.

Tabela 2.1 L_w específicos, K_W , e incrementos de frequência de pá, CBPF

Tipo do Ventilador	f [Hz]								C_{BPF}
	K_W								
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Centrífugo: aerofólio	35	35	34	32	31	26	18	10	3
Centrífugo: pás curvadas, ou inclinadas para trás	35	35	34	32	31	26	18	10	3
Centrífugo: pás curvadas	48	45	43	43	38	33	30	29	5-8
Centrífugo: pás curvadas para frente	40	38	38	34	28	24	21	15	2
Axial aletado (<i>vaneaxial</i>)	42	39	41	42	40	37	35	25	6-8
Axial tubular (<i>tubeaxial</i>)	44	42	46	44	42	40	37	30	6-8
Axial tipo hélice	51	48	49	47	45	45	43	31	5-7
Centrífugo tubular	46	43	43	38	37	32	28	25	4-6

(Fonte: S&P Brasil Ventilação Ltda.)

A metodologia citada anteriormente baseia-se em cálculos analíticos alimentados por parâmetros geométricos, parâmetros de desempenho aerodinâmico, coeficientes adimensionais e/ou fatores empíricos obtidos experimentalmente.

O nível de pressão sonora é o estímulo físico que melhor se correlaciona com a sensação de som. De acordo com Fahy (2001), o som no ar é um processo adiabático no qual a pressão está relacionada com a massa específica do fluido, na forma $P = \alpha \rho^\gamma$, onde α , é uma constante, e o expoente γ é a razão de calores específicos a pressão constante e volume constante, que tem o valor de 1,4 para o ar. O som é, portanto, um fenômeno essencialmente não linear, conforme ilustrado pela Figura. 2.1. No entanto, as mudanças fracionárias de massa específica e pressão associadas aos níveis de som toleráveis pelos seres humanos são tão pequenos que a não linearidade tem efeito desprezível, e a inclinação da tangente à curva (*slope*) na Figura. 2.1 no ponto de equilíbrio é suficientemente uma medida precisa da variação da pressão sonora com a massa específica.

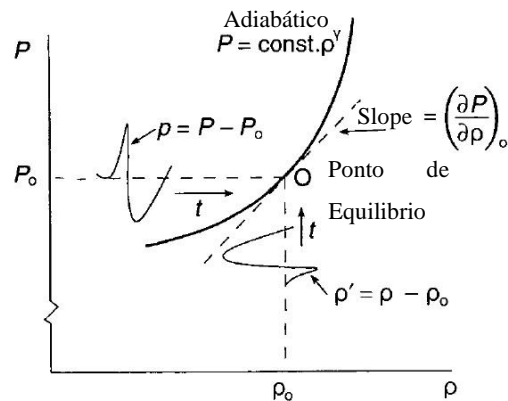


Figura 2.1 – Relação pressão-massa específica, processo adiabático

Fonte: Adaptado de (Fahy, 2001)

A relação entre pressão sonora e a massa específica pode ser expressa segundo Fahy (2001) como uma entre a pressão sonora e a tensão volumétrica. Para uma massa fixa M ocupando a média do volume V_0 , e pequenas mudanças de volume δV e massa específica $\delta \rho$, assim:

$$M = \rho_0 V_0 = (\rho_0 + \delta \rho)(V_0 + \delta V) \quad (1.9)$$

Portanto, corrigindo a primeira ordem (produtos e quadrados de pequenas quantidades desprezados),

$$\delta \rho = -\delta_0 (\delta V / V_0) \quad (1.10)$$

$$\partial \rho / \partial V = -\rho_0 / V_0 \quad (1.11)$$

Usando as Equações 1.10 e 1.11 respectivamente;

$$\delta P = P - P_0 = (\partial P / \partial \rho)_0 \delta \rho = -(\gamma P_0)(\delta V / V_0) = -(\gamma R \rho_0 T_0)(\delta V / V_0) \quad (1.12)$$

Em que $\delta V / V_0$ representa a deformação volumétrica (observa-se o sinal negativo na Equação 1.12). O desvio da pressão de equilíbrio $P - P_0$ é denominado pressão sonora, e pode ser denotado por p e o desvio de massa específica associado será denotado por p' . Por tanto $\partial \rho / \partial V = -\gamma P_0 / V_0$.

A escala que define a relação entre o nível do som e o nível de referência, é chamado de Nível de Pressão Sonora (*NPS*). Assim, segundo Bistafa (2006), como a potência sonora é proporcional ao quadrado da pressão sonora, a Equação (1.13) pode ser escrita, como:

$$L_w = NPS = 10 \log \left(\frac{p^2}{p_o^2} \right) = 20 \log \left(\frac{p}{p_o} \right) [dB] \quad (1.13)$$

onde, p é a pressão sonora eficaz (p_{rms}) em Pa ; e p_0 é a pressão sonora de referência, que é igual a $2,0 \times 10^{-5} Pa$, que corresponde a menor pressão sonora que o ouvido humano pode perceber a 1kHz. Devido à larga faixa de variação que existe entre os limiares do ouvido humano e ainda entre esses valores a pressão atmosférica ao nível do mar ($101.325 Pa$) é conveniente trabalhar numa escala decibel (dB), pois permite uma melhor representação das grandezas que possuem amplas faixas de variação. Na Tabela 2.2 são mostrados valores típicos de NPS associados a algumas fontes específicas de ruído.

Tabela 2.2 – L_p Exemplos de níveis de pressão sonora específicos, Fonte: Fahy (2001)

Fonte/Ambiente	Nível de pressão Sonora [dB]
Ruído de lançamento de foguete fora do compartimento de carga	160
Artilharia pesada na cabeça dos artilheiros	140
Limiar de dor	120-130
Grande motor a jato a 30 m; dentro de uma grande orquestra sinfônica tocando fortíssimo	120
10 m dos alto-falantes num show de rock; 1 m do martelo de lasca pneumático	110
Dentro de uma fábrica têxtil; num antigo metrô subterrâneo	90
Grito de voz masculina a 1m; tráfego rodoviário denso e acelerado na calçada; dentro do avião a jato na decolagem	80
Tráfego rodoviário denso e livre a 3 m do passeio, Restaurante movimentado	70
Restaurante ocupado, conversa entre duas pessoas	60
Escritório comercial	50
Zona residencial, Bairro urbano, perto de estradas principais, à noite; biblioteca sem ar-condicionado	40
Teatro ao máximo da capacidade bem antes de abrir o telão	30
Estudo de gravação vazio; estudo da sinfônica vazio	20
Respiração Humana a 3m	10

Para quantificar de forma consistente o campo aeroacústico dos ventiladores alvo de estudo, resulta necessário obter o nível de pressão sonora gerado na frequência de passagem da pá, *BPF* (*Blade Passing Frequency*), também conhecido como ruído tonal. Para exemplificar este fenômeno, na Figura 2.2, observa-se que o espectro de ruído emitido, compreende uma ampla faixa de frequência, caracterizado por possuir valores mais altos na região de baixas frequências atingindo valores menores para as frequências mais altas, através de um decaimento moderado. Os picos representados por 1 e 2, notavelmente visíveis no espectro, correspondem ao ruído tonal. As frequências correspondentes a esses picos são conhecidas como frequência de passagem das pás e suas harmônicas, respectivamente, que são calculadas pela seguinte expressão.

$$f_{BPF} = a \frac{n}{60} N_{pá} \quad (1.14)$$

onde, $a = 1, 2, 3$, sendo $a=1$ para a frequência fundamental e os demais valores para as harmônicas, n , a rotação em *rpm*, e $N_{pá}$ o número de pás do rotor.

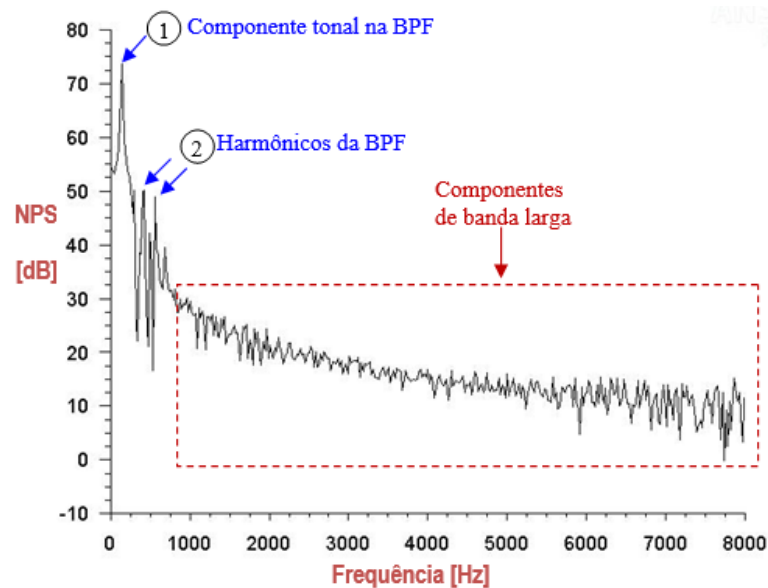


Figura 2.2 – Mecanismos de geração de ruído aeroacústico em ventiladores

Fonte: Adaptado de Angulo, (2022).

2.2 Fontes de ruído em Ventiladores Centrífugos

Os principais mecanismos de geração de ruído aerodinâmico em turbomáquinas podem ser classificados em três categorias de fontes aeroacústicas, que têm origem no campo de escoamento e na interação com superfícies sólidas, conforme (Lighthill, 1951, 1954) as quais são; (1) som devido a efeitos de deslocamento de volume (radiação monopolo), (2) geração de ruído tonal e aleatório devido a forças permanentes e não permanentes exercidas pelo escoamento nas pás, aletas e a voluta da máquina (ruído dipolo), e (3) a geração de som devido às fontes de volume (ruído quadrupolo). A descrição detalhada desses mecanismos e suas implicações podem ser consultados no Apêndice A. Os rotores de ventiladores constituem uma fonte intensa de ruído gerado aerodinamicamente, em boa parte, em razão das grandes velocidades periféricas desenvolvidas. Dentre as principais fontes de ruído, tem-se as condições de escoamento uniforme, não-uniforme, permanente e transiente. Além disso, escoamento secundário, oriundo da interação entre pá e carcaça, e fenômenos ligados ao desenvolvimento da camada-limite também são definidos como fontes de ruído aerodinâmico.

No entanto, para a maioria das aplicações, a principal causa do ruído de ventiladores centrífugos são as forças constantes e não permanentes que são exercidas pelo escoamento turbulento nas pás, e na voluta. As forças das pás podem ser periódicas ou randômicas por natureza e consequentemente, o campo sonoro resultante tem componentes discretos e de banda larga. Na Figura 2.3 estão resumidos os mecanismos básicos de geração aerodinâmica

relevantes para o ruído de turbomáquinas. Eles são agrupados em relação aos tipos de fontes acústicas a que são equivalentes.

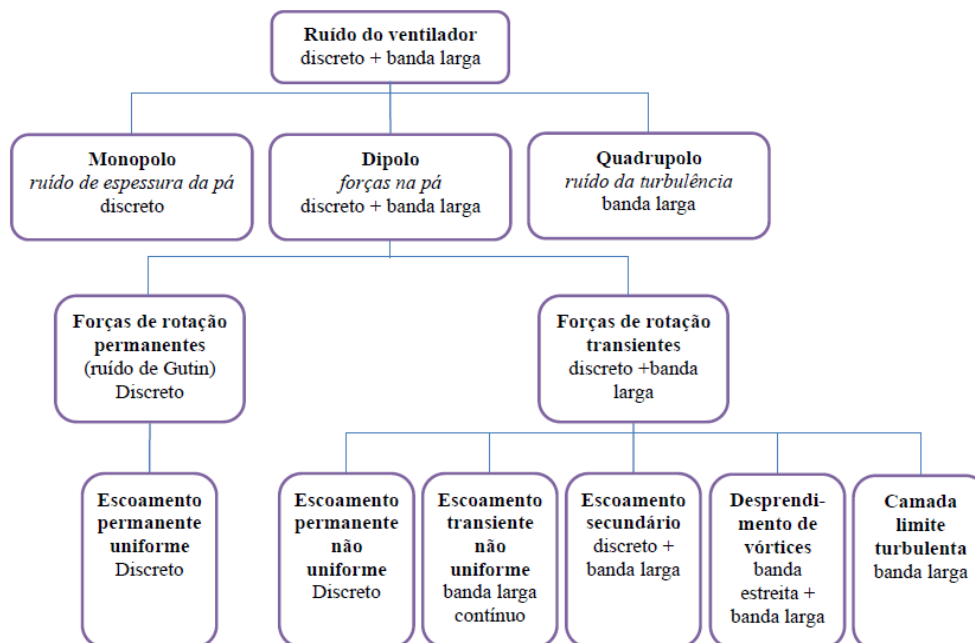


Figura 2.3 – Mecanismos de geração de ruído aeroacústico em ventiladores

De acordo com Michel & Neise (1994), a fonte de ruído do tipo monopolo (ruído de espessura da pá) e a fonte quadrupolo (ruído aleatório devido a tensões de cisalhamento turbulentas e ruído discreto devido à interação de distorções de entrada com o campo potencial da ponta da pá) podem ser importantes em alguns casos em que o número Mach da ponta da pá é alto. A seguir são detalhadas cada um destes mecanismos.

2.3 Mecanismos de redução de ruído em Ventiladores Centrífugos

Vários trabalhos têm sido publicados para descrever mecanismos de redução de ruído em ventiladores centrífugos. A maioria desses estudos concentraram-se no controle do ruído tonal. A razão pelo interesse neste componente específico do espectro geral de ruído é óbvia.

Do ponto de vista subjetivo, o ruído tonal, é o componente mais irritante para o ser humano e precisa ser reduzido. Esta pode ser a razão pela qual a maioria dos estudos foram focados apenas na parte harmônica do espectro.

Reduzir o ruído randômico exigiria controlar o escoamento turbulento simultaneamente em ambos os componentes do ventilador, o rotor e a voluta. Consequentemente, apenas alguns estudos voltados para obter um nível de ruído de banda larga reduzido em ventiladores centrífugos, têm sido publicados.

Um trabalho de revisão sobre o estudo dos mecanismos de redução de ruído em ventiladores centrífugos, foi desenvolvido e publicado por Michel & Neise (1994). O trabalho se destacou em discutir os vários métodos disponíveis na literatura para reduzir o ruído de ventiladores centrífugos, a maioria dos quais visava um nível de frequência de passagem de pás mais baixo.

Dentre os vários mecanismos para a redução do ruído discutidos, o autor mencionou: (1) aumentar a folga entre a lingueta da voluta e o rotor, (*cuttof clearance*), (2) aumentar o raio de curvatura da lingueta, (3) variar o ângulo de inclinação entre as pás do rotor e o bordo da lingueta, (4) utilizar malhas de aramida montadas ao longo da circunferência interna e externa da fileira de pás radiais, (5) adotar espaçamento irregular das pás, (6) usar voluta acusticamente otimizada, (7) prover folga anular ideal entre a aresta de entrada do rotor e o bocal de entrada, (8) utilizar revestimento acústico no interior da voluta, e (9) utilizar ressonadores na seção de corte da lingueta.

No caso de ventiladores ou sopradores centrífugos de baixa rotação específica, de acordo com Ota and Tajima (2016) o ruído relativo à *BPF* pode dominar o nível geral de ruído do ventilador. Portanto, muitas investigações sobre ruídos de sopradores, como as de Weidemann (1971), Neise (1975) Suzuki and Ugai (1977) e Bommers (1982) foram desenvolvidos com especial atenção para a previsão dos componentes do *BPF*.

Em virtude do que foi mencionado, outros autores como Fehse and Neise (1999) fizeram importantes descobertas para caracterizar o ruído em ventiladores centrífugos, ao considerar que as componentes do *BPF* não dependem apenas da fonte, e os níveis máximos de espectro sonoro em ventiladores centrífugos se apresentam com maior intensidade na faixa de baixas frequências em comparação com os ventiladores de fluxo axial. Os autores salientaram que o escoamento na voluta também contribui para o ruído de baixa frequência, da mesma forma o desenho do cubo é de particular importância, dado que um raio de curvatura maior em combinação com uma largura menor de saída, fará com que o escoamento que sai do rotor seja mais uniforme e menos turbulento, e em consequência o ruído de baixa frequência será reduzido.

Diversos métodos numéricos têm sido desenvolvidos ao longo de anos de pesquisa com o intuito de compreender o mecanismo de geração e previsão de ruído para o campo de escoamento não permanente e o campo acústico de ventiladores centrífugos. (W. H. Jeon & Lee, 1999), usaram o método de vórtice discreto *DVM*, para prever a fonte aeroacústica de um rotor centrífugo sem considerar o efeito da voluta. Por outro lado, usaram o método de Lowsonf

(1965) para prever a pressão acústica em campo livre. Os autores mostraram que as flutuações de pressão não permanentes associadas aos vórtices na ponta da pá foram devidas às interações entre o escoamento saindo do rotor e o calço em forma de (L), introduzido por Weidemann (1971). Os resultados numéricos, satisfizeram a lei de similaridade acústica formulada no trabalho de Weidemann (1971). Além disso, o expoente da velocidade da ponta da pá para a pressão sonora esteve em boa concordância com o valor experimental. Também a função de distribuição espectral calculada do ruído gerado pelo ventilador foi semelhante ao valor experimental.

Como muitos outros tipos de ventiladores, o ruído pode ser dividido em dois componentes, isto é, ruído tonal e ruído de banda larga. O ruído tonal (a parte harmônica), é causado pela interação entre o escoamento não uniforme que sai do rotor e a voluta. Por outro lado, os de banda larga, são classificados como ruído de entrada e ruído próprio. O ruído de banda larga de entrada é gerado pela interação entre a turbulência incidente e as pás giratórias do ventilador, enquanto o ruído próprio de banda larga é produzido pela interação entre a componente de turbulência na camada limite do aerofólio e o bordo de fuga da pá, HEO et al. (2011).

O principal desafio está em prever numericamente as ondas sonoras, devido ao fato bem reconhecido de que os sons têm uma energia muito menor do que o escoamento de fluidos, tipicamente em várias ordens de grandeza, especialmente quando se está interessado em prever a propagação do som para o campo distante (ruído tonal).

Ressaltando que o aumento do ruído em ventiladores centrífugos está fortemente associado às componentes tonais na frequência de passagem das pás (BPF), Heo et al. (2011) desenvolveram rotores de baixo ruído modificando o formato do bordo de fuga das pás. Em vez de linhas retas, foram testadas bordos de fuga inclinadas em forma de 'S' em quatro protótipos de rotores, visando atenuar o ruído tonal. Foram confirmadas as reduções de ruído usando os bordos de fuga da pá em forma de *S* quando comparadas com as componentes de ruído (*BPF*) do ventilador convencional. Finalmente, os experimentos mostraram que os níveis de ruído de banda larga dos quatro ventiladores modificados são reduzidos em aproximadamente 2,2dB em comparação com o ventilador não modificado.

Velarde-Suárez et al. (2006) confirmaram experimentalmente que a extensão efetiva da região da fonte de ruído no ventilador centrífugo, poderia se determinar através de uma análise de correlação entre a pressão sonora irradiada pelo ventilador e a flutuação de pressão na superfície da voluta. Desse modo, os autores fizeram medições de pressão sonora no duto de

saída do ventilador e medições de flutuação de pressão na superfície da voluta para diferentes vazões. Após a correlação entre ambos os sinais, identificou-se uma fonte de ruído associada à interação entre o escoamento instável proveniente do rotor e a lingueta da voluta. Concluiu-se, ainda, que as flutuações de pressão atuantes nas pás do ventilador representam um segundo mecanismo de geração de ruído, afetando toda a extensão do rotor e transmitindo essas flutuações para a voluta como um todo. Com base nessa observação, os mesmos autores, Velarde-Suárez et al. (2008) propuseram que o ruído poderia ser reduzido aumentando a distância de separação entre as pás do rotor e a lingueta, e inclinando as pás do rotor ou a região da lingueta, para isso, a forma da lingueta devia ser modificada. Finalmente, algumas configurações geométricas da lingueta foram capazes de reduzir o ruído sem reduzir a faixa de operação do ventilador.

A partir dos resultados de vários ensaios de Datong et al. (2009), verificou-se os efeitos de implementar diferentes configurações geométricas da voluta como: inclinação da lingueta e distância rotor – lingueta. O objetivo de muitos ensaios foi encontrar o melhor casamento rotor-voluta para reduzir o ruído do ventilador centrífugo sem reduzir o desempenho. Os resultados experimentais mostraram que uma boa modificação pode não apenas reduzir o ruído do ventilador, mas também aumentar o desempenho e estender a faixa de operação do ventilador.

A pesquisa numérica sobre ruído aerodinâmico em ventiladores é geralmente baseada em campos de escoamento não permanente resolvidos por métodos da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC), e adotando Técnicas de Aeroacústica Computacional (AAC). Alternativamente, podem ser utilizadas técnicas experimentais para medir e identificar as fontes de ruído. Khelladi et al. (2008) usaram equações de Navier Stokes (*RANS*) com médias de Reynolds em conjunto com o modelo de campo distante de Ffowcs-Williams e Hawkins *FWH* (1969) para avaliar as contribuições relativas de fontes dipolares e monopulares, para o ruído tonal geral de um ventilador centrífugo de alta rotação. A simulação numérica, validada por experimentos, permitiu obter as forças flutuantes e a velocidade normal nas pás do rotor e do difusor necessárias para o cálculo aeroacústico. Os resultados mostraram que a origem do ruído tonal se encontrava na interação entre o rotor e o difusor. Assim, mudanças geométricas na geometria da interface entre o rotor e o difusor foram propostas, para reduzir o gradiente de pressão a fim de diminuir a fonte de ruído do tipo dipolo. Por outro lado, foi proposto projetar um novo rotor de forma a reduzir sua velocidade de rotação e, portanto, a fonte de ruído do tipo monopolo.

Com base no entendimento do mecanismo pelo qual o ruído é gerado em ventiladores centrífugos, Liu et al. (2015) usaram a abordagem de simulação numérica de grandes escalas (*LES*), para resolver o campo de escoamento de um ventilador centrífugo, composto de um rotor de 12 pás curvadas para frente e uma voluta, e assim obter as fontes de ruído do tipo dipolo e quadrupolo. Com base nas informações das simulações em regime transiente, os sons aerodinâmicos e de banda larga foram calculados usando a equação de Ffowcs-Williams e Hawkins FWH (1969) e a teoria do som de vórtice, respectivamente. Os autores mostraram que um campo de escoamento caracterizado pelas flutuações óbvias de pressão e vorticidade, ocorria na carcaça do rotor e a voluta, especialmente na lingueta e na região da esteira da pá, concluindo que as fontes do tipo dipolo, distribuídas sobre a superfície da lingueta, foram a fonte sonora dominante do ventilador.

Na mesma linha em Chen et al. (2018), empregando o método de elementos de contorno indireto (*IBEM*) estudaram o ruído gerado por um ventilador centrífugo industrial composto por um rotor, um difusor com aletas e uma voluta, levando em consideração o efeito da reflexão da voluta e a dispersão da onda sonora. O ruído aerodinâmico previsto do ventilador com e sem a voluta foi comparado experimentalmente e os resultados indicaram que as flutuações de pressão nas superfícies da voluta, principalmente na superfície da lingueta, são a principal fonte de ruído de tipo dipolo. Constatou-se também que a aplicação do *IBEM* pode melhorar muito a precisão da previsão, especialmente para a frequência de passagem da pá e seu maior harmônico.

Atualmente, torna-se evidente a necessidade de desenvolver ventiladores centrífugos de alto desempenho, impulsionada pela crescente demanda por sistemas mais compactos, potentes e energeticamente eficientes. Em aplicações como equipamentos eletrônicos, sistemas de refrigeração e dispositivos computacionais, o aumento da densidade de componentes e a consequente geração de calor impõem restrições cada vez maiores de espaço e eficiência térmica. Nesse contexto, avaliar o desempenho dos ventiladores em diferentes condições operacionais constitui um requisito fundamental para garantir soluções práticas e confiáveis em engenharia. Nesse sentido, Lin and Tsai (2012), estudaram um ventilador centrífugo com pás curvadas para trás de 80mm de diâmetro através da visualização detalhada do campo do escoamento, cálculo de torque, estimativa de eficiência e análise de ruído. Os autores com base na visualização do escoamento em cada ponto de operação, propuseram duas alternativas de modificação: A primeira que visava reduzir o escoamento reverso na região de entrada usando um projeto de bocal de entrada adicional, e a segunda ajustando a folga entre o rotor e a lingueta,

para diminuir a vazão reversa através da lingueta. Conforme os resultados mostrados, ambos os projetos de ventiladores modificados resultaram em uma curva de comportamento superior em comparação com o desempenho do ventilador original. No que se refere à análise de ruído, o nível de pressão sonora obtido das análises numéricas concordou de forma satisfatória com os resultados experimentais, podendo-se constatar a confiabilidade que oferecem as ferramentas de simulação numérica e a sua utilidade para avaliar o comportamento acústico global dos ventiladores.

No trabalho de Ramakrishna et al. (2014) foram investigados, o comportamento aerodinâmico e aeroacústico de ventiladores centrífugos com pás inclinadas para trás, e para frente. Para validar os resultados, realizaram-se ensaios experimentais, nos quais os autores verificaram que o menor nível de ruído, de 92,6dB e a maior vazão de $0,399 \text{ m}^3/\text{s}$, ocorreram no rotor com pás inclinadas para trás. Já o rotor com pás curvadas para frente apresentou o maior nível de ruído, de 102,5dB, e a menor vazão de $0,365 \text{ m}^3/\text{s}$. Dessa forma, concluiu-se que o rotor de pás inclinadas para trás apresenta melhor desempenho global, ao combinar menor emissão de ruído com maior capacidade de vazão em comparação ao rotor de pás inclinadas para frente.

Considerando o ruído tonal como uma das principais preocupações em ventiladores centrífugos, um código de projeto paramétrico desenvolvido por Cravero & Marsano (2018) foi usado para alterar a geometria a fim de identificar o efeito das principais variáveis de projeto, no desempenho aerodinâmico e aeroacústico de um soprador. Nesse trabalho os autores, através de ensaios experimentais e técnicas DFC, usaram vários modelos de turbulência para encontrar os efeitos resultantes do aumento combinado da folga radial entre a lingueta e o rotor, com o aumento do número de pás. Os resultados mostraram um efeito positivo na redução do ruído tonal com alguns efeitos adversos no aumento da pressão. No entanto, o aumento do ângulo de entrada da pá, para reduzir a incidência do escoamento, mostrou seu potencial para melhorar o aumento de pressão do rotor como uma contramedida associada às estratégias de redução de ruído tonal.

No trabalho de Jiang et al. (2019) foram investigadas a influência de pás com espaçamento não uniforme nas características do espectro de ruído tonal gerado por um ventilador centrífugo de pás curvadas para frente. Os autores primeiro organizaram as pás de forma desigual atendendo aos requisitos de equilíbrio e desempenho aerodinâmico do rotor, visando enfraquecer o ruído tonal indesejado e remodelar o espectro de ruído, através de um método de modulação randômica, cuidando do espaçamento entre duas pás adjacentes o qual

não devia ultrapassar 30% do espaçamento original. Em seguida, as análises de dinâmica dos fluidos computacional e aeroacústica foram realizadas para investigar o desempenho acústico de cada esquema de espaçamento irregular das pás. Tanto a flutuação de pressão na lingueta quanto o espectro de frequência de ruído do receptor acústico demonstraram que as pás desigualmente espaçadas podem reduzir o ruído tonal dispersando a energia acústica para outras frequências específicas, como uma forma de bandas laterais. Também mostraram que uma distribuição de pás razoável projetada por este método pode reduzir o ruído tonal sem afetar negativamente o desempenho aerodinâmico e o nível geral de ruído.

Recentemente, Huang et al. (2021) apresentaram um método híbrido de aeroacústica Computacional, para o estudo de ruído aerodinâmico de um exaustor. Os autores usaram a tecnologia de *particle imaging velocimetry (PIV)*, para registrar o comportamento do campo do escoamento numa área de medição usando uma câmera (*CCD*). Com base nos resultados do cálculo do campo de escoamento do exaustor em regime não permanente, bem como no método de analogia de som de Lighthill (1951), obtiveram as informações do campo sonoro, e o ruído com a ajuda dos softwares FLUENT® e ACTRAN. Os resultados mostraram que o ruído do exaustor se concentrou principalmente nas baixas e médias frequências e caracterizou-se por ruído discreto, que inclui o ruído gerado pelos componentes associados ao escoamento e movimento das pás. Os autores salientaram que o ruído do exaustor tem características distinta de direção na frequência de passagem da pá, e que a instalação de estruturas de redução de ruído na entrada de ar principal e secundária pode reduzir efetivamente o ruído que é transmitido para o exterior, principalmente através da entrada de ar principal e a entrada de ar secundária do ventilador centrífugo.

Outra técnica mais recente sobre o estudo e redução de ruído tonal em ventiladores centrífugos de pás curvadas para trás, foi desenvolvido por Hosseinian et al. (2021), que tentaram minimizar o elevado ruído tonal gerado pela interação das superfícies do rotor de um ventilador centrífugo. Numa primeira abordagem, foi comparado o desempenho aeroacústico dos dois rotores com discos (interno e externo) curvados e planos dentro do ventilador com a voluta original. Numa segunda abordagem, foram examinados os efeitos do uso de uma espuma metálica de célula aberta, na lingueta para ambos os rotores. A partir das investigações experimentais, os resultados mostraram que o rotor com disco em formato de curva reduz a pressão *RMS* em torno de 11,7dB em comparação com o disco plano. Além disso, o emprego da camada de espuma de 20ppi na superfície da lingueta, pode reduzir a pressão *RMS* em torno

de 10,5dB sem reduzir significativamente a vazão de saída. Em geral, as modificações reduziram o ruído do ventilador em até 13,7dB na rotação máxima.

Todos os métodos acima se mostraram eficazes em termos de redução de emissões de ruído em rotores de ventiladores centrífugos, mas ainda são limitados os estudos a respeito da aplicação de pás auxiliares como técnica de manipulação geométrica que leva a uma redução dos níveis de pressão sonora em uma ampla e estável faixa de operação. A seção a seguir traz uma breve revisão da literatura sobre alguns trabalhos que tem empregado a adição de pás auxiliares na problemática de redução de ruído em ventiladores centrífugos.

2.4 Pás auxiliares em rotores de ventiladores centrífugos

A influência de pás auxiliares sobre o comportamento aerodinâmico e aeroacústico de ventiladores centrífugos tem sido objeto de estudo através de ensaios experimentais, e técnicas de otimização que envolvem simulações DFC. Diversas variáveis de projeto são levadas em consideração quando pretende-se inserir pás auxiliares em rotores de ventiladores centrífugos como: formato da pá, posição radial e circunferencial, número de pás, comprimento de corda, ângulo de entrada e saída, entre outras variáveis.

A aplicação de pás auxiliares entre as pás principais dos rotores têm sido encontrada, especialmente em compressores centrífugos e bombas com alta capacidade de vazão. Essa técnica geralmente, segundo Heo et al. (2015), pode aumentar o desempenho da turbomáquina em termos de eficiência e pressão guiando o escoamento ao longo da passagem da pá.

Sobre esta temática no trabalho de Heo et al. (2015), foi realizada uma otimização multiobjetivo de um ventilador centrífugo com pás auxiliares instaladas para maximizar simultaneamente a eficiência e o aumento da pressão. Usando técnicas de DFC e um algoritmo evolutivo de otimização multiobjetivo híbrido, os autores selecionaram duas variáveis de projeto que definiam a localização da pá auxiliar e a relação de altura entre a entrada e a saída do rotor. Amostragem de hipercubo latino foi usada para selecionar os pontos de controle, e modelos de aproximação de superfície de resposta foram construídos como modelos substitutos das funções objetivo. Com a otimização, tanto a eficiência quanto a pressão do ventilador com pás auxiliares foram consideravelmente melhorados em relação ao modelo de referência.

Uma formulação baseada no método de vórtices discretos, *DVM*, foi usada por Jeon (2013) para identificar o efeito das pás auxiliares, sobre o campo de escoamento e aeroacústico de um rotor centrífugo. A equação de Lowsonf (1965), foi usada para prever a pressão acústica

de campo distante da mesma forma que no trabalho de Jeon and Lee (1999). Neste trabalho foram considerados quatro configurações de rotores diferentes: rotor original, rotor com o dobro de pás principais, rotor com pás auxiliares, e rotor com o dobro de pás auxiliares. O rotor com dois conjuntos de pás auxiliares, posicionadas entre as pás principais apresentou melhores características acústicas que as do rotor original. Comparando os espectros de ruído das diferentes configurações, notaram ademais que o efeito de posicionamento das pás auxiliares é resumido de tal forma que a pá auxiliar localizada no lado de sucção da pá principal gera menor ruído que a pá auxiliar localizada no lado de pressão da pá principal. Sugerindo que as pás auxiliares fossem posicionadas mais próximas ao lado de sucção das pás principais.

Com base nos trabalhos de Koopmann et al. (1988), Wang Jun (2016) e, mais recentemente, Klimenko et al. (2021), foi verificado que o uso de pás auxiliares, além de melhorar o desempenho aerodinâmico, reduz os níveis de ruído provocados pela componente tonal na seção da lingueta da voluta de ventiladores centrífugos. No entanto, ainda se fazem necessárias contribuições e investigações sobre os efeitos dos diferentes tamanhos, formatos e posicionamentos das pás auxiliares, uma vez que a compreensão desses parâmetros é essencial para viabilizar projetos mais eficientes e com baixo ruído.

CAPÍTULO 3 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL E AEROACÚSTICA COMPUTACIONAL

Neste capítulo serão apresentados alguns fundamentos teóricos a respeito da dinâmica dos fluidos computacional DFC e aeroacústica computacional CAA. Será apresentada a formulação matemática que representa a física do escoamento e dos fenômenos aeroacústicos, assim como uma abordagem resumida dos modelos de turbulência e modelos aeroacústicos.

3.1 Dinâmica dos Fluidos Computacional – DFC

Para a implementação desta metodologia foi necessária a realização de tarefas multidisciplinares. De forma geral, o trabalho consiste em analisar através da Técnica da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC), as características do escoamento em ventiladores centrífugos com o efeito da voluta, e otimizar o desempenho de um rotor com pás auxiliares, através da variação de parâmetros geométricos, utilizando técnicas de otimização multiobjetivo, que atendam a redução de ruído e máximo rendimento hidráulico do ventilador.

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) utiliza métodos numéricos, principalmente o método de volumes finitos para o estudo e análise de problemas para caracterizar o campo de escoamento local, através da solução das equações de Navier-Stokes. A solução usualmente é obtida a partir de softwares comerciais como ANSYS-CFX®, ANSYS-FLUENT® e CAE software por mencionar alguns deles. Nesse sentido, as grandezas de interesse dos ventiladores serão calculadas, partindo de uma primeira abordagem que consiste em realizar a validação da metodologia numérica, através de resultados experimentais para que se possa ter confiança nos resultados e no procedimento de otimização a ser implementado a posteriori.

As equações diferenciais de conservação da massa e da quantidade de movimento para sistemas não inerciais em 3D, são representativas para a determinação do campo de escoamento no rotor de uma turbomáquina. Mesmo assim não será considerada a equação da energia por se tratar de uma análise isotérmica, onde os efeitos de transferência de calor serão desprezados.

A Equação (3.1) representa o princípio de conservação da massa para sistemas não inerciais, também denominada de equação da continuidade para o campo relativo.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{w} = 0 \quad (3.1)$$

Na Equação (3.1), o primeiro termo na parte esquerda da equação é a variação da massa específica em função do tempo. O segundo termo, representa as variações espaciais dos fluxos de massa por unidade de área. Para escoamento incompressível, ρ é constante.

A Equação (3.2) representa o princípio de conservação de quantidade de movimento para sistema não inercial, no campo relativo.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{w}) + \nabla \cdot (\rho \vec{w} \vec{w}) + \rho(2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p) + \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p + \ddot{\vec{R}}_o) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{g} \quad (3.2)$$

Onde, \vec{w} , $\vec{\omega}$ e \vec{r}_p representam a velocidade relativa, a velocidade angular e o vetor posição de uma partícula do fluido escoando em um volume de controle não inercial, respectivamente. Enquanto $\dot{\vec{\omega}}$, p e $\ddot{\vec{R}}_o$ representam a aceleração angular, a pressão estática e a aceleração de translação do volume de controle com relação ao referencial inercial, respectivamente. No caso de turbomáquinas “estacionárias”, as quais estão confinadas em uma estrutura que não apresenta movimento de translação referente ao sistema inercial, $\ddot{\vec{R}}_o = 0$. Sendo $\rho \vec{g}$, a força gravitacional por unidade de volume, onde, $2\vec{\omega} \times \vec{w}$, $\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p)$ e $(\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p)$, são as acelerações de Coriolis, centrípeta e tangencial respectivamente. $\vec{\tau}$ representa o tensor das tensões viscosas, que no caso de fluido newtonianos está definido por:

$$\vec{\tau} = \left[\mu (\nabla \vec{w} + \nabla \vec{w}^T) - \lambda (\nabla \cdot \vec{w}) I \right] \quad (3.3)$$

em que μ é a viscosidade dinâmica, I é o tensor identidade, e $\lambda = -2/3\mu$, que é o segundo coeficiente de viscosidade, associado à deformação volumétrica, não tendo relevância nenhuma para escoamento incompressível devido a que $\nabla \cdot \vec{w} = 0$

Portanto, o tensor das tensões viscosas $\vec{\tau}$, pode ser descrito na forma indicial, pela Equação (3.4).

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.4)$$

Em que o divergente deste tensor é dado por (no caso de escoamento incompressível):

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \nabla \cdot \vec{\tau} \quad (3.5)$$

3.1.1 *Escoamento turbulento próximo à parede*

Na modelagem numérica do escoamento, uma etapa fundamental é a definição das regiões de interesse e a geração da malha computacional. Em particular, o tratamento das regiões próximas à parede é essencial, pois nelas ocorrem elevados gradientes de velocidade e de pressão, que influenciam diretamente a solução. Para representar adequadamente esses efeitos, o modelo de turbulência adotado deve ser capaz de descrever o comportamento diferenciado do escoamento nessas zonas. A descrição depende, entre outros fatores, do parâmetro adimensional y^+ , que relaciona a distância do primeiro nó da malha até a parede com propriedades do fluido e da tensão de cisalhamento local.

O parâmetro y^+ , é definido pela Equação 3.6:

$$y^+ = \frac{\rho y u}{\mu} \quad (3.6)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido, y , é a menor distância dimensional desde a parede até o primeiro nó, u é a velocidade de atrito e ρ a massa específica do fluido.

A velocidade de atrito é calculada pela Equação 3.7, onde τ_w representa a tensão de cisalhamento na parede, e pode-se calcular em função do coeficiente de atrito C_f , segundo Frank M. White, (2011), usando a Equação 3.8.

$$u = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.7)$$

$$\tau_w = C_f \frac{u^2}{2} \quad (3.8)$$

Na Equação 3.9 é estabelecida a relação entre o coeficiente de atrito e o número de Reynolds fazendo algumas simplificações e suposições (ANSYS, 2019).

$$C_f = 0,027 \text{Re}^{-1/7} \quad (3.9)$$

Assim é relacionado o parâmetro adimensional y^+ com o número de Reynolds, dado por:

$$\text{Re} = \frac{\rho V_\infty L}{\mu} \quad (3.10)$$

onde para fazer a estimativa inicial do valor da distância mínima do primeiro elemento com relação a parede para y^+ , foram utilizados os valores:

$$- \rho = 1,225 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$- \mu = 1,83 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

sendo L , o dito comprimento característico da pá principal, que será estimado em 1m. A rotação do rotor é de 3000 *rpm*, o que equivale a aproximadamente 314,16 *rad/s*. Assim, na ponta da pá (que tem 150,171 *mm* de comprimento), a velocidade tangencial seria equivalente a aproximadamente, 53,16 *m/s*. Assim, será aproximada uma velocidade de 54 *m/s* para garantir que o y^+ fique dentro da faixa adequada.

Os valores recomendados para o y^+ dependem do modelo de turbulência que será utilizado na análise numérica e se o modelo aplica ou não funções de parede para o escoamento na camada limite. A descrição do campo de escoamento perto das paredes pode ser analisada por meio da Figura 3.1, nesta figura a região próxima à parede pode ser dividida em quatro regiões: região externa, região logarítmica, região de transição e subcamada viscosa.

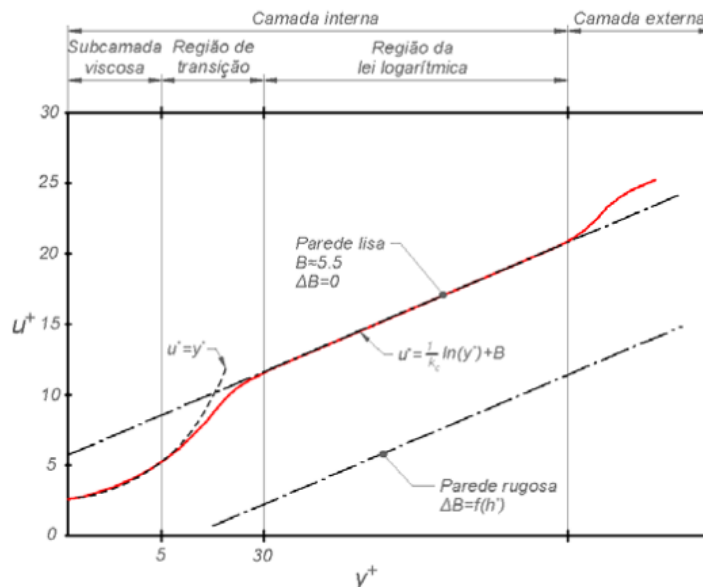


Figura 3.1 – Verificação experimental das leis das camadas interna, externa e intermediária.

Fonte: Adaptado de Frank M. White, (2011)

Por conseguinte, o estudo da camada limite nas regiões próximas à parede mostra a necessidade de utilizar valores de y^+ em ≈ 10 para resolver o escoamento na subcamada viscosa com alguma interferência da transição, onde a tensão na parede pode ser calculada pelo gradiente de velocidade próxima da parede. Entretanto, uma estratégia adotada para capturar o gradiente, pode ser utilizando as variações de velocidade na região logarítmica variando o y^+ entre valores de 30 a 200, uma solução mais adequada seria a adoção de um y^+ de aproximadamente 1, fazendo com que o primeiro elemento se encontre na região de subcamada viscosa onde a viscosidade molecular desempenha um papel importante na equação de

quantidade de movimento. No entanto, uma alternativa pode ser utilizar funções de parede pré-definidas que permitam utilizar valores de y^+ dentro da região intermediária ou logarítmica sem necessidade de usar um alto refino da malha próxima da parede.

3.1.2 Modelagem da Turbulência

No presente trabalho, optou-se por analisar o escoamento dos ventiladores utilizando a técnica RANS (Reynolds-Average Navier-Stokes). Essa abordagem baseia-se na decomposição de Reynolds e na modelagem das tensões turbulentas médias. A forma mais comum de fechamento conforme descrito por Hunt et al., (2001), é obtida pela hipótese de Boussinesq, segundo a qual as tensões turbulentas são análogas às tensões viscosas presentes no escoamento laminar. Nessa hipótese, assume-se que as tensões turbulentas são proporcionais ao gradiente de velocidade média, sendo o coeficiente de proporcionalidade a viscosidade turbulenta μ_t .

Considerando escoamento incompressível, a tensão turbulenta pode ser expressa pelo tensor de Reynolds τ_t , em função da viscosidade turbulenta μ_t como apresentado na Equação 3.11:

$$\tau_t = -\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (3.11)$$

sendo k a energia cinética turbulenta e δ_{ij} o operador Delta Kronecker.

Para calcular a viscosidade turbulenta μ_t , é necessário recorrer a modelos de fechamento adicionais. Os modelos estatísticos de turbulência podem ser classificados conforme o número de equações de transporte que adicionam ao sistema. Nesse contexto, os modelos de duas equações são amplamente utilizados em aplicações acadêmicas e industriais, pois oferecem boa precisão a um custo computacional relativamente baixo VERSTEEG et al., (2007). Alguns dos modelos de duas equações mais conhecidos são $k - \omega$, $k - \varepsilon$ e $k - L$ baseiam-se na solução das seguintes grandezas adicionais; energia cinética turbulenta k , taxa de dissipação da energia cinética ε , frequência turbulenta ω e da escala de comprimento da turbulência L , além das correlações entre elas. Entre os mais utilizados destacam-se o modelo $k - \varepsilon$ e $k - \omega$.

3.1.3 Modelo $k - \omega$ SST (Shear Stress Transport)

Neste trabalho, a viscosidade turbulenta μ_t , foi obtida a partir do modelo $k - \omega$ SST, o qual integra dois modelos amplamente difundidos e robustos, os modelos $k - \varepsilon$ e $k - \omega$. O

modelo $k - \varepsilon$, não é apropriado em escoamentos próximos da parede com gradientes de pressão adverso, além disso, requerem maiores refinamentos de malha perto da parede. Por outro lado, o modelo $k - \omega$ apresenta instabilidades no escoamento longe da parede sendo assim reduzida sua consistência nessas regiões.

Por sua vez, tem sido demonstrado, de maneira experimental, que a precisão do modelo $k - \omega$ se vê diminuída em escoamentos internos com gradientes adversos de pressão. Em função disso, optou-se para as simulações numéricas pela escolha do modelo de turbulência $k - \omega$ SST (*Shear Stress Transport*) criado por Menter, et al., (2003). Esse modelo tem sido amplamente utilizado em estudos de ventiladores centrífugos, como os de Kim et al., (2012), Wolfram & Carolus, (2010) e Heo et al., (2015), justamente por sua capacidade de integrar as vantagens do $k - \varepsilon$ em regiões de escoamento livre e do $k - \omega$ em regiões próximas à parede.

Estas características tornam ao modelo $k - \omega$ SST mais preciso e confiável para uma faixa mais ampla de escoamentos. As equações de transporte do modelo $k - \omega$ SST têm uma forma similar às do modelo $k - \varepsilon$. Essas equações são descritas a seguir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.13)$$

(I) (II) (III) (IV) (V) (VI) (VII)

Onde os termos representam:

- (I) A taxa de variação da energia cinética turbulenta k ou da frequência turbulenta ω .
- (II) O transporte convectivo de k ou ω .
- (III) O transporte de k ou ω por difusão turbulenta
- (IV) A taxa de geração de k ou ω .
- (V) A taxa de dissipação de k ou ω .
- (VI) D_ω é o termo de difusão cruzada.
- (VII) Finalmente os termos S_k e S_ω , representam os termos fonte definidos pelo usuário.

A versão SST do ANSYS FLUENT® limita a viscosidade turbulenta com base em funções pré-definidas para melhorar o rendimento e precisão do modelo, levando em conta o transporte das tensões cisalhantes turbulentas e assim é limitada a geração de energia cinética turbulenta nas regiões de estagnação ou separação.

3.2 Aeroacústica Computacional – AAC

A Aeroacústica Computacional (AAC) é o ramo da dinâmica dos fluidos computacional dedicado à simulação e análise da geração e propagação de ruído em meios fluidos, com ênfase em aplicações de engenharia, como ventiladores, turbinas, hélices e sistemas de exaustão. Diferente da aerodinâmica clássica, que se concentra no comportamento do escoamento, a (AAC) foca nas pequenas perturbações de pressão que se propagam como ondas sonoras.

As abordagens computacionais em aeroacústica podem ser divididas em dois grandes grupos: os métodos diretos e os métodos indiretos ou híbridos. Os métodos diretos resolvem simultaneamente o escoamento e as ondas acústicas, geralmente através de simulações transientes com alta resolução temporal e espacial, o que demanda grande custo computacional. Já os métodos híbridos utilizam resultados de uma simulação de escoamento como entrada para modelos acústicos separados, como as analogias acústicas.

Dentre os principais desafios da AAC destacam-se: *i)* a necessidade de simulações transientes bem resolvidas (especialmente em baixas frequências); *ii)* a separação entre o ruído físico e o ruído numérico; *iii)* o correto posicionamento de receptores e superfícies de integração; e *iv)* a modelagem adequada das condições de contorno acústico e da interação fluido-estrutura, quando relevante.

3.2.1 Analogia acústica de Lighthill

O emprego de analogias acústicas é uma prática comum para calcular computacionalmente o som propagado para pontos distantes da fonte. Essa abordagem consiste em resolver a equação de propagação sonora usando como entrada o resultado de simulações DFC, desta forma apenas a região da fonte necessita de um elevado refinamento da malha.

O pioneiro no estudo da aeroacústica motivado pela necessidade do desenvolvimento de motores a jato mais silenciosos foi Lighthill (1954) que introduziu o termo som aerodinâmico, o qual é gerado por escoamentos não permanentes através da interação não linear de flutuações de velocidade, flutuações de entropia, bem como tensões viscosas. Em 1952,

Lighthill apresentou um estudo onde as equações de quantidade de movimento e de conservação de massa eram manipuladas algebricamente para que a equação resultante do processo fosse uma equação de onda com um termo fonte, (o termo fonte representa todas as não-linearidades do escoamento, entre elas as fontes acústicas), Lighthill & A (1952). Tal equação (3.14) é conhecida como a analogia acústica de Lighthill a qual continua sendo amplamente utilizada especialmente em problemas com baixos números de Mach.

$$\underbrace{\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2}}_{\text{Propagação sonora}} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (3.14)$$

Transformações de energia

O lado esquerdo da Equação (3.14) de Lighthill modela a propagação da onda acústica em um meio homogêneo, em termos da flutuação de massa específica (ρ') e a constante de velocidade de propagação do som (c_0). A expressão no lado direito modela as transformações de energias do escoamento em energia acústica, FLABES NETO (2018).

Nenhuma simplificação é feita para deduzir a Equação (3.14), então esta é uma equação exata. Contudo, tal equação não pode ser tratada realmente como uma equação da onda em acústica linear, uma vez que o lado direito da equação contém termos do próprio campo acústico a ser determinado, ou seja, o termo fonte depende da solução da própria equação.

Assim, para resolvê-la, a analogia acústica propõe a independência dos dois lados da equação, de forma que se resolve, a priori, o campo fluidodinâmico, obtendo os resultados necessários para calcular o tensor de Lighthill T_{ij} , o qual reúne as flutuações turbulentas de quantidade de movimento, os efeitos de compressibilidade e as tensões viscosas, funcionando como uma fonte de ruído, o qual entra, em seguida, como excitação do campo acústico. Para proceder com a solução do campo fluidodinâmico de forma independente do campo acústico, Lighthill propôs algumas hipóteses simplificadoras:

- A energia das flutuações do campo acústico é mínima quando comparada à energia do escoamento, assim, a onda sonora não é capaz de perturbar o escoamento. Para o ruído gerado por escoamentos em campo livre esta hipótese é razoável;
- Logo após a onda sonora ser gerada, ela se propaga no interior do escoamento, onde o campo de velocidade média causa o fenômeno da refração da onda sonora. A solução do campo fluidodinâmico de forma independente do campo acústico não considera tal fenômeno;

- A turbulência se desenvolve livre de corpos imersos no escoamento, assim a teoria não considera nenhum efeito de interação da onda sonora com barreiras, tais como reflexão, difração ou absorção FLABES NETO, (2018).

Por outro lado, como uma aplicação específica, com relação ao tensor de Lighthill, o termo viscoso pode ser desconsiderado como fonte sonora, devido à baixa viscosidade do ar e o termo $p - c_0^2 \rho' = 0$ para escoamentos com pequenas variações de temperatura. Assim o tensor de Lighthill, pode ser expresso pela Equação (3.15).

$$T_{ij} = \rho u_i u_j \quad (3.15)$$

A Equação (3.14) pode ser resolvida analiticamente utilizando funções de Green em espaço livre,

$$\rho'(x_i, t) = \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_v \frac{T_{ij}(y_i, t_{ret})}{r} dV(y_i) \quad (3.16)$$

sendo ρ' a flutuação de massa específica no instante t para uma dada posição x_i do observador, y_i é a posição da fonte, $r = |x_i - y_i|$ é a distância entre eles e t_{ret} é o tempo atrasado dado pela Equação (3.17)

$$t_{ret} = t - \frac{r}{c_0}, \quad (3.17)$$

esse termo considera o tempo de propagação de uma onda acústica para que, com base no tempo t de chegada de uma onda no observador x_i , obtenha-se o tempo t_{ret} no qual essa onda foi emitida pela fonte em y_i . Embora revolucionária, a analogia acústica de Lighthill limita sua aplicação em situações com geometrias complexas, como turbomáquinas. Ainda assim, é útil para compreender os mecanismos fundamentais da geração de som em escoamentos turbulentos.

3.2.2 Analogia de Ffowcs – Williams e Hawkings (FWH)

A forma mais geral da analogia de Lighthill é a extensão desenvolvida por Williams and Hawkings (1969), que incorpora o efeito de superfícies em movimento arbitrário. A forma integral da equação de FW-H inclui integrais de superfície e de volume que representam o som gerado por diferentes mecanismos: o ruído de espessura (devido ao deslocamento do fluido causado pelo movimento do rotor), o ruído de carga flutuante (forças sobre a superfície) e fontes

quadrupolares. Essa formulação está no centro dos métodos atuais de previsão de ruído em máquinas rotativas, como rotores de helicópteros, ventiladores e hélices.

Uma das principais vantagens do modelo FW-H é a possibilidade de ser acoplado com simulações RANS para o cálculo das fontes de ruído, evitando o uso de um método direto (DNS). Este modelo permite separar cada termo fonte e determinar qual tipo de ruído é dominante. As diferentes características dessas fontes podem determinar a frequência e as características direcionais do campo acústico gerado.

Detalhes sobre a analogia acústica de FW-H e sua aplicação em problemas de ruído são apresentados em Williams and Hawkings (1969) e Monfaredi et al. (2021). Essa analogia, amplamente consolidada na literatura, está implementada no software FLUENT® e permite a previsão de fontes sonoras do tipo monopolo, dipolo e quadrupolo. Para a aplicação do modelo, é necessário utilizar soluções do escoamento em regime transiente, de modo a obter as variáveis tais como pressão, velocidade e densidade que alimentam as integrais de superfície da formulação. As superfícies de fontes podem ser posicionadas não apenas em paredes impermeáveis, mas também em superfícies internas (permeáveis), o que permite considerar as contribuições dos quadrupolos contidos dentro dessas superfícies.

A escolha adequada do modelo de turbulência é essencial para representar corretamente as características do escoamento, visto que diferentes abordagens podem influenciar diretamente a precisão dos resultados acústicos. Tanto os componentes de ruído de banda larga quanto os tonais podem ser previstos, dependendo da natureza do escoamento analisado, dos modelos de turbulência utilizados e da resolução temporal empregada, (ANSYS FLUENT 13 User's Guide, 2013).

Uma limitação quanto a esta metodologia é que ela pode ser utilizada apenas para prever o ruído emitido em campo livre. Portanto, o modelo pode ser utilizado para analisar emissões acústicas de aplicações como escoamento ao redor de veículos automotivos e aviões, mas não pode prever a propagação de ruído no interior de dutos ou em um ambiente fechado

3.3 Modelos acústicos

Os modelos acústicos são ferramentas que utilizam os dados do escoamento para estimar a radiação sonora, sendo essenciais em abordagens híbridas da aeroacústica computacional. Podem ser divididos em duas grandes categorias:

- **Modelos baseados em analogias acústicas:** Como as analogias de Lighthill, Curle e FW-H, que modelam o som como resultado de fontes físicas (massa, força, flutuações turbulentas). São úteis para calcular o som em campo distante, onde a propagação acústica se comporta como onda livre.
- **Modelos de propagação:** Como o Ray Tracing, Boundary Element Method (BEM) e Finite Element Method (FEM), que consideram a propagação do som em meios complexos, com reflexão, refração e absorção. São mais usados quando o ambiente afeta significativamente a radiação acústica (ex: dutos, barreiras, recintos).

A escolha do modelo adequado depende da aplicação, das características do escoamento e do domínio acústico considerado (campo próximo ou distante, presença de obstáculos, efeitos de impedância etc.). Em ventiladores centrífugos, os modelos baseados na analogia FW-H têm se mostrado particularmente eficazes, pois permitem capturar o som gerado por pás em movimento rotativo e sua interação com a voluta, a um custo computacional relativamente baixo.

Segundo Meneghini (2010), para escoamentos com número de Mach baixo (menor que 0,3) e sem efeitos de ressonância nota-se que as perturbações acústicas geradas pouco interferem no escoamento. Nestes casos, o problema pode ser simplificado desacoplando-se o campo fluidodinâmico do campo acústico. Nesta aproximação assume-se que não há reflexão, refração ou dispersão durante a propagação sonora. Primeiro resolve-se o escoamento utilizando técnicas tradicionais de DFC e em uma segunda etapa o campo acústico é calculado tendo como base os resultados do campo fluidodinâmico.

No artigo de Lighthill, foi demonstrado que as fontes sonoras aerodinâmicas podem ser modeladas como série de monopolos, dipolos e quadrupolos gerados pela turbulência numa região fluida ideal rodeada por uma grande região fluida em repouso, SANTOS (1995). Para calcular o ruído aerodinâmico, podem ser levadas em conta três abordagens:

- **Método direto:** Com este método são resolvidas as equações de Navier-Stokes tanto para o campo próximo (região turbulenta) quanto para o campo distante com o uso de simulação numérica direta (DNS), ou modelando as pequenas escalas de turbulência e simulando as grandes escalas (LES). O som é calculado de maneira acoplada ao campo fluidodinâmico através das equações do escoamento compressível.

- **Métodos híbridos:** Como mencionado em Colonius and Lele (2004), em contraste com os métodos diretos, os métodos híbridos não visam capturar o campo sonoro irradiado, mas confiam em um segundo cálculo para prever o ruído. Em alguns casos, isso pode ser realizado simultaneamente com a simulação do escoamento. A etapa de previsão de ruído pode ser baseada em uma teoria aeroacústica ou em uma decomposição de campo de escoamento. Esta decomposição consiste no desacoplamento do campo de propagação sonora possibilitando que o problema seja resolvido em duas etapas:

- **Obtenção da fonte sonora:** As fontes sonoras podem ser obtidas por métodos usuais de CFD (DNS, LES, RANS) resolvendo o campo aeroacústico da superfície de interesse em um domínio pequeno, mesmo assim suficiente para capturar todos os fenômenos físicos do escoamento que são responsáveis pela geração de ruído.

- **Propagação do som:** Uma vez caracterizada a fonte sonora, a propagação até um observador, pode ser realizada de várias formas utilizando a solução na fronteira da etapa anterior. 1) Essa solução pode ser utilizada como um termo fonte de um conjunto simplificado ou reduzido de equações como a equação de Euler linearizada. 2) Essa solução pode ser transformada em uma superfície de Kirchhoff onde uma relação integral é usada para relacionar a pressão e suas derivadas sobre a superfície com o campo acústico fora da superfície. 3) Essa solução pode ser utilizada com analogias acústicas.

3.3.1 Modelo Acústico para o Cálculo do Nível de Potência Sonora

O software comercial FLUENT® disponibiliza diversos modelos capazes de identificar as principais fontes de ruído e quantificar sua contribuição local para a potência acústica total gerada pelos ventiladores. Entre esses modelos, destacam-se

- A fórmula de Proudman
- O modelo de fonte de ruído de jato
- O modelo de fonte de ruído na camada-limite (Curle)
- O modelo de fontes na equação linearizada de Euler
- e os termos fontes na equação de Lilley

Estes modelos podem ser empregados de forma a determinar qual porção do campo em análise é a principal responsável pela geração de ruído ANSYS (2013). A fórmula de Proudman

concentra-se na fonte quadripolar e fornece uma medida aproximada da contribuição local para a potência acústica total por unidade de volume num determinado campo de turbulência.

O modelo de *Proudman*, Equação 3.18, é uma fórmula para a potência acústica baseada na analogia acústica de Lighthill. Fornece uma medida aproximada da contribuição local para a potência sonora total por unidade de volume num determinado campo de turbulência. Este modelo aplica-se principalmente nas fontes de ruído que tem sua origem nos fenômenos ocasionados pela separação do escoamento e formação de vórtices.

$$PA = \alpha \rho_o (u^3 / l) \left(\frac{u}{a_0} \right)^5 [W / m^3] \quad (3.18)$$

Na dedução original de Proudman, $\alpha \approx 13$. Em termos de k e ε , e considerando $u^2 = 2k / 3$, onde $\varepsilon = 1,5 u^3 / l$, a Equação. (3.19) pode ser expressa como:

$$PA = \alpha_\varepsilon \rho_o \varepsilon \left(\frac{\sqrt{2k}}{a_0} \right)^5 [W / m^3] \quad (3.19)$$

em que, α_ε , é uma constante redimensionada; $\rho_o [kg/m^3]$, é a massa específica; $\varepsilon [m^2/s^3]$, é a taxa de dissipação da turbulência; $k [m^2/s^2]$, é a energia cinética turbulenta; $a_0 [m/s]$, é a velocidade do som.

A constante α_ε , é aproximadamente 0,5 para a constante de Proudman ($\alpha \approx 13$). Na pesquisa de S, Sarkar. M (1993), baseada em experimentos e simulação numérica direta (DNS) para turbulência isotrópica, os resultados estão de acordo com a expressão analítica de Proudman (Equação 3.19), porém os autores recalibraram a constante, sendo o novo valor $\alpha_\varepsilon = 0,1$, o qual se ajusta melhor aos resultados da simulação numérica direta e aos experimentos de pesquisas. Sendo assim, no programa comercial FLUENT[®] a constante α_ε é definida como 0,1.

Esta Equação 3.19, permite determinar a potência acústica devido ao volume unitário de turbulência isotrópica, HORVÁTH (2009).

Por outra parte, o modelo de fontes de ruído da *Camada Limite* (CL) está baseado na integral de *Curle*, onde a pressão acústica radiada é derivada em função da pressão superficial flutuante da superfície do corpo rígido, neste caso as pás. A integral de Curle é uma extensão da analogia acústica de Lighthill que leva em conta os efeitos da superfície sólida, sendo especialmente útil para escoamentos com interação fluido-estrutura (como fluxo sobre uma pá

ou superfície rígida). O modelo é utilizado para investigar o ruído gerado pelo escoamento da camada limite turbulenta. Neste é utilizada uma aproximação para determinar a contribuição local por unidade de área superficial do corpo, na potência acústica total, como pode ser visto na Equação (3.20).

$$PA = \int_s I(\vec{y}) dS(\vec{y}) \quad [W] \quad (3.20)$$

Com:

$$I(\vec{y}) \equiv \frac{A_c(\vec{y})}{12\rho_0\pi\alpha_0^3} \left[\frac{\partial p}{\partial t} \right]^2 \quad [W/m^2] \quad (3.21)$$

A Equação (3.21) fornece uma medida local da potência acústica gerada por um ponto da superfície sólida, enquanto a Equação (3.20) integra essa contribuição em toda a superfície para obter a potência acústica total. Esse modelo é ideal para simular ruído de banda larga gerado por interação fluido-superfície, especialmente em baixas velocidades (ex.: pás de ventiladores, superfícies de aeronaves).

Onde:

PA = Potência acústica total $[W]$

ρ_0 = densidade do fluido $[kg/m^3]$

a_0 = velocidade do som $[m/s]$

$A_c(\vec{y})$, área de correlação (determina quão coerente é o ruído emitido naquela região); $[m^2]$

$S(\vec{y})$, é a superfície de integração;

$\frac{\partial p}{\partial t}$ = derivada temporal da pressão superficial $[Pa/s]$

e $I(\vec{y})$, contribuição local de potência acústica por unidade de área $[W/m^2]$

A área de correlação acústica $A_c(\vec{y})$ e a derivada da pressão podem ser estimadas com base em variáveis turbulentas como:

- Energia cinética turbulenta (k)
- Taxa de dissipação (ϵ)
- Forças de cisalhamento ($shear$)

O modelo é implementado em ferramentas como ANSYS FLUENT®, que permite exportar os resultados em W/m^2 ou decibéis (dB).

No presente trabalho, são considerados três métodos principais: *i)* O método baseado em modelos de fontes de ruído de banda larga, utilizado para quantificar a contribuição local da potência acústica gerada pelo escoamento; *ii)* o método direto no domínio do tempo/frequência, no qual as flutuações de pressão foram extraídas em pontos receptores dentro do domínio computacional e esses sinais foram posteriormente analisados por meio da Transformada Rápida de Fourier (FFT), permitindo a obtenção do espectro de nível de pressão sonora; e *iii)* o modelo de FW-H, no qual um receptor é posicionado próximo à saída do ventilador para registrar dados dependentes do tempo provenientes das superfícies impermeáveis (sólidas) atribuídas, associados às forças de superfície, como as flutuações de pressão, caracterizando as fontes dipolares.

Modelos de fontes de ruído de banda larga, como os de Proudman e Curle, são ferramentas eficazes para identificar regiões com alto potencial de geração de ruído aeroacústico, sem necessidade de simulações transitórias complexas. No entanto, por não preverem componentes tonais, esses modelos devem ser complementados com análises espectrais baseadas nos níveis de pressão sonora (SPL) para uma caracterização completa do campo acústico.

CAPÍTULO 4 METODOLOGIA NUMÉRICA

Nesta seção, são apresentados os métodos adotados para a modelagem numérica e o estudo aeroacústico de ventiladores centrífugos. De forma geral, a metodologia baseia-se na comparação entre os resultados obtidos por simulação numérica e dados experimentais, com o objetivo de validar o modelo numérico empregado.

O ponto de partida para a modelagem numérica consiste na definição dos domínios computacionais. Nessa etapa, é necessário representar adequadamente os domínios inercial e não inercial, estabelecer as estratégias de acoplamento entre eles, dimensionar corretamente cada região do domínio, para realizar a simulação de forma adequada. Na etapa de pré-processamento são definidas as regiões de interesse, geração da geometria e malha computacional, além da definição das condições de contorno. Inicialmente serão realizadas as simulações em regime permanente, com o intuito de obter o comportamento aerodinâmico, e a identificação das fontes aeroacústicas dos ventiladores, conforme representado no fluxograma da Figura 4.1.

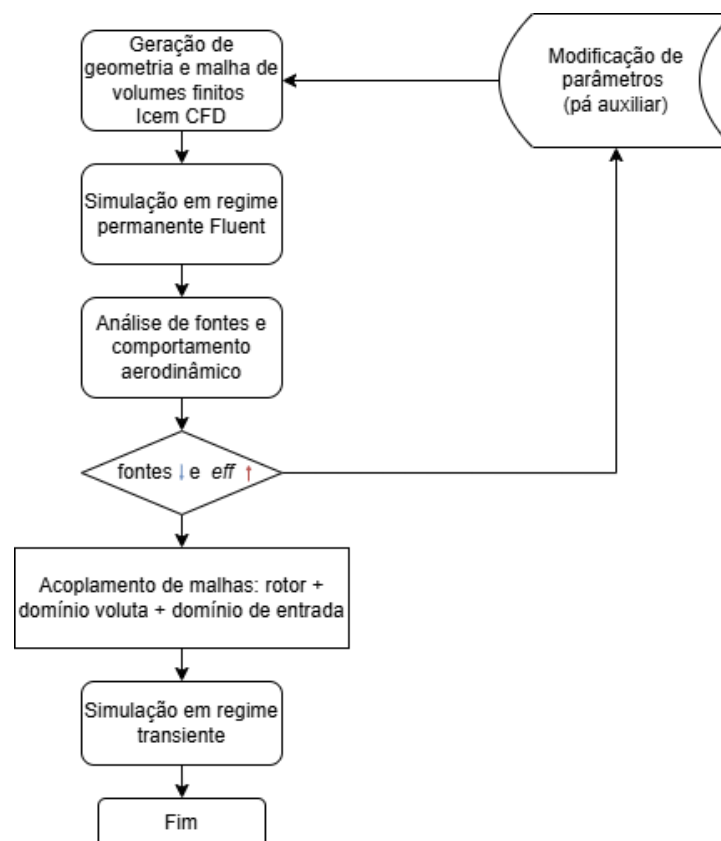


Figura 4.1 – Fluxograma para a simulação numérica

Numa segunda etapa, será feita a simulação em regime não permanente, com objetivo de obter os espectros de NPS em função da frequência. Por fim, serão geradas várias geometrias

para o CPA, por meio da modificação de parâmetros geométricos das pás auxiliares, utilizando um processo de otimização que será definido a posteriori.

4.1 Geração das geometrias sistema rotor-voluta

- **Rotor:** Para a análise do sistema rotor-voluta, foram construídas as geometrias de dois rotores distintos: um rotor denominado (SPA), Figura 4.2(a), composto por um conjunto de 10 pás principais, e um rotor equipado com um conjunto de pás principais e um conjunto adicional de pás auxiliares, ou seja, são formados por duas grades radiais móveis diferentes entre si, Figura 4.2 (b), denominado (CPA). As características construtivas do rotor SPA, oriundo do trabalho de Oliveira (2001), estão descritas no Anexo A. A Figura 4.2 apresenta um esquema da seção transversal dos rotores utilizados, servindo de base para as simulações e validação do modelo numérico.

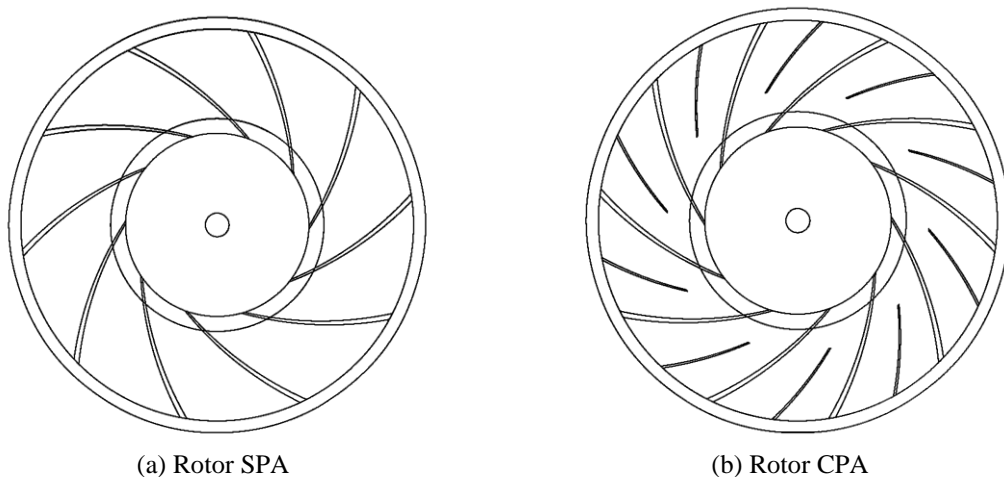


Figura 4.2 – Esquema da seção transversal dos rotores centrífugos

A partir da geometria do rotor SPA, foi gerada a geometria do rotor CPA. O rotor CPA consta das mesmas partes do rotor SPA visto que as grandezas geométricas globais (diâmetro externo, diâmetro interno) são as mesmas. A configuração geométrica, referente ao posicionamento e comprimento das pás auxiliares, Figura 4.3, advém do trabalho de Prado et al. (2012), onde os autores utilizaram técnicas de otimização mono-objetivo utilizando o algoritmo CRSA (*Controlled Random Search Algorithm*), para maximizar o rendimento hidráulico do ventilador em um espaço de decisão bidimensional, conformado pelas variáveis Fator de Ângulo (F_a) e Fator de Raio (F_r).

O espaço de projeto explorado foi: F_a $[0,4-0,5]$; F_r $[0,4-0,6]$. No processo, verificou-se que a defasagem ótima da pá auxiliar, F_a , correspondeu aproximadamente à metade da largura do canal, enquanto o raio de curvatura ideal, F_r , situou-se em torno do mesmo raio de curvatura da pá principal, ou seja a pá auxiliar é obtida a partir do seccionamento da pá principal. Para a construção da geometria 3D do rotor CPA, adotaram-se as novas configurações de posicionamento e comprimento das pás auxiliares, mantendo-se, contudo, o diâmetro de saída, a largura de saída e os ângulos de entrada e saída das pás auxiliares, iguais aos das pás principais do rotor SPA. A Tabela 4.1 mostra as grandezas geométricas para ambos os rotores.

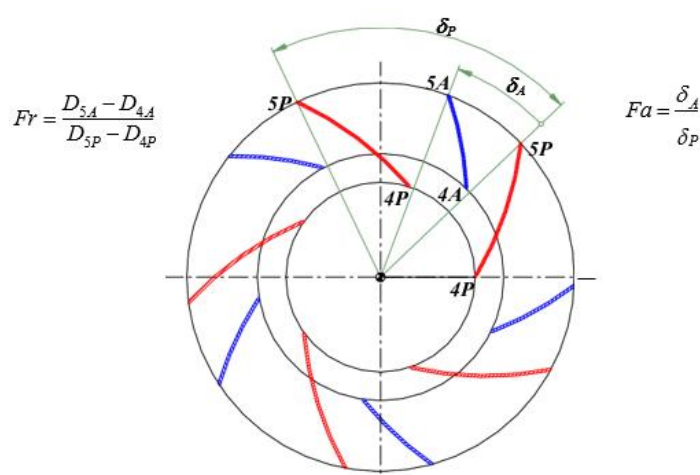


Figura 4.3 – Esquema da seção transversal de um rotor centrífugo com pás auxiliares indicando os fatores de raio Fr e de ângulo, Fa – Adaptado de Créder, F (2013)

Tabela 4.1 – Grandezas geométricas das pás principais e auxiliares

Grandeza	Simbologia	Valor
Diâmetro de entrada das pás principais	D_{4P}	204,850 mm
Diâmetro de saída das pás principais e auxiliares	D_5	419,500 mm
Largura de entrada das pás principais	b_{4P}	60,302 mm
Largura de saída das pás principais e auxiliares	b_5	32,100 mm
Ângulo de entrada das pás principais	β_{4P}	31,02°
Ângulo de saída das pás principais e auxiliares	β_5	50,41°

- **Voluta:** A voluta é composta pelas laterais de sucção e motora, pela entrada de ar, lingueta e pela janela de saída, responsáveis por conduzir e direcionar o escoamento ao longo do ventilador. As paredes laterais, são de largura constante e paralelas entre si. Para efeitos de geração da geometria foi necessário dividir o contorno em quatro regiões

básicas: dois correspondentes aos contornos retos nas proximidades da saída, outro referente à lingueta e a última à espiral logarítmica, conforme Figura 4.4(b).

- I. Região do trecho reto inferior (AB)
- II. Região da lingueta em formato de arco de círculo (BC)
- III. Região em formato de espiral logarítmica (CD)
- IV. Região do trecho reto superior (DE)

As dimensões adotadas para construção do modelo 3D da voluta foram determinadas a partir de medições realizadas no modelo físico real, tal como construído para os ensaios no laboratório de ventiladores *LabVent*. Para isso, utilizaram-se ferramentas, como régua, paquímetro, instrumentos de marcação e um riscador (cintel) para traçagem precisa. Este último foi apoiado sobre uma base metálica especialmente construída e acoplada ao orifício centro do eixo do motor eléctrico, na parede lateral motora, conforme ilustrado na Figura 4.4(c). Os pontos de medição utilizados para determinar os raios que definem o contorno da região em espiral logarítmica foram distribuídos de forma ordenada, de modo que o contorno fosse percorrido em incrementos angulares de $22,5^\circ$ para cada raio medido, considerando como referência a origem (centro do rotor).

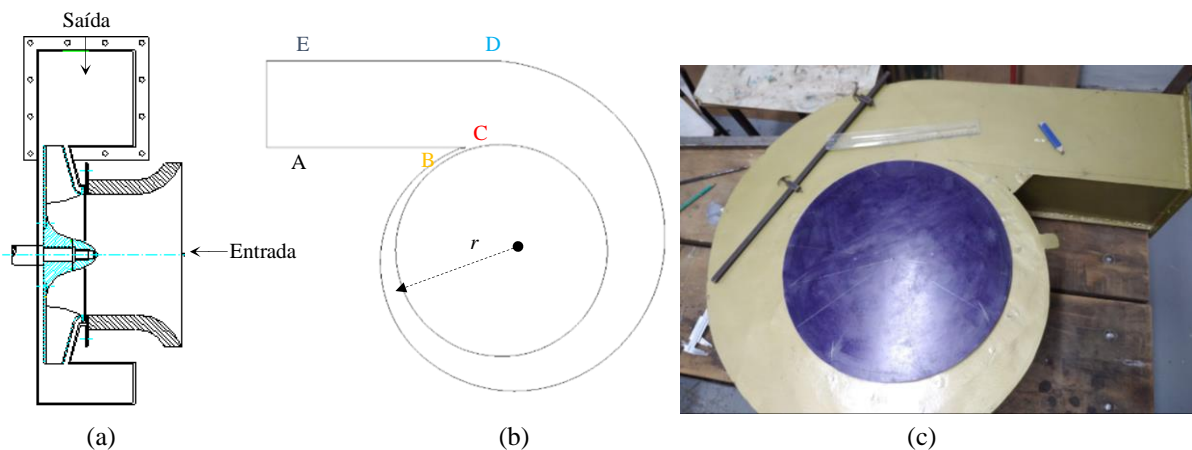


Figura 4.4 – Esquema da voluta (a) seção transversal, (b) contorno em espiral logarítmica (c) modelo físico da voluta

4.2 Estudo da malha computacional

Os volumes de controle, dentro dos quais serão resolvidas as equações de transporte podem apresentar uma distribuição organizada (estruturada), não estruturada ou híbrida, onde a principal diferença entre os tipos de malha é o padrão de distribuição dos pontos ou elementos.

Diferentes vantagens e desvantagens associadas com as malhas estruturadas e não estruturadas encontram-se referenciadas na literatura técnica. No caso das malhas não estruturadas temos como vantagem a aplicação em geometrias mais complexas, que se adaptam facilmente aos contornos de superfícies, além disso, cada geometria pode ser facilmente discretizada por meio de um procedimento semiautomático. Isso significa que o usuário deve apenas definir os parâmetros necessários, como tamanho da superfície, nível de refinamento, número de pontos, taxa de crescimento da superfície etc., sem ser obrigado a definir toda a estrutura da malha. Por outro lado, a principal vantagem da malha estruturada está na conectividade ordenada dos seus elementos, o que resulta em resoluções mais simples, diminuindo o uso da memória computacional e maior controle da ortogonalidade ou qualidade da malha.

Neste trabalho, optou-se por criar uma malha estruturada através da técnica de blocagem, atribuindo parâmetros de crescimento das células nos diferentes blocos, onde os menores tamanhos dos elementos de malha foram impostos nas regiões próximas às paredes, especificamente nas pás principais, pás auxiliares, lingueta e superfícies laterais da voluta, utilizando uma taxa de crescimento bi-exponencial. A elaboração da malha hexaédrica apresentou grandes desafios devido à curvatura das pás, à região da lingueta e ao contorno da voluta. Nessas regiões foi necessário manipular e subdividir adequadamente os blocos usando a técnica “*O-grid*”, a fim de atender ao critério de qualidade de malha com ortogonalidade superior a 0,3, conforme recomendado pelo manual do ANSYS FLUENT® (2013).

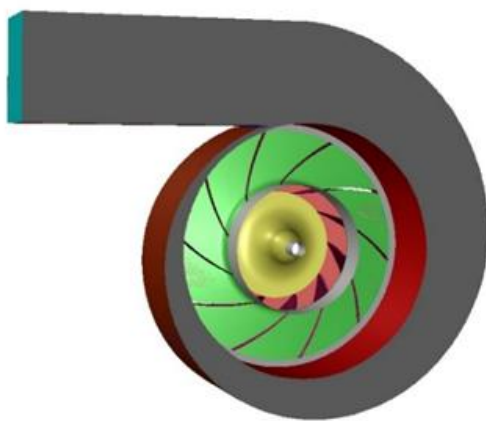
Apesar da geração de malha hexaédrica ser um processo demorado, ela se justifica pela solução rápida e confiável que proporciona, além da capacidade de capturar com boa precisão regiões com altos gradientes de pressão ou velocidade DARVISH (2015). Nesse contexto, a malha foi dividida em dois domínios distintos: O primeiro domínio correspondente ao rotor, onde foi aplicado um referencial móvel, uma vez que essa região está sujeita à rotação constante.

O segundo domínio, referente à voluta, permanece fixo e inercial, sendo construído conforme as especificações apresentadas na Tabela 4.2.

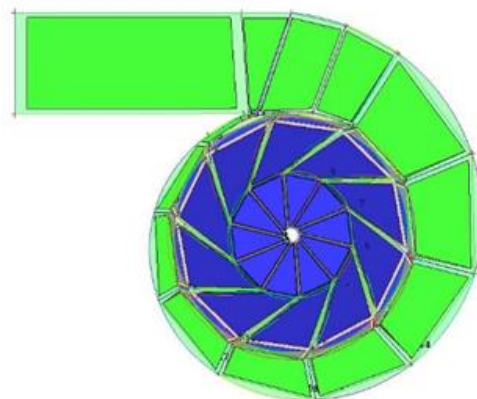
Tabela 4.2 – Parâmetros de crescimento e geração de malha hexaédrica

Domínio	Nro. de Blocos	Crescimento	Técnica
Voluta	30	Bi exponencial	<i>O-grid</i>
rotor -voluta SPA	120		
rotor-voluta CPA	212		

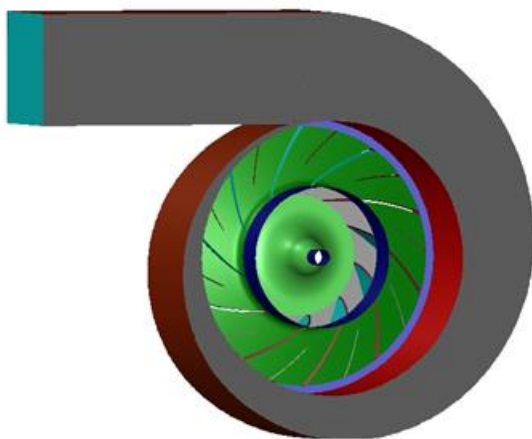
Na Figura 4.5 (a)(c) mostram-se ambos os domínios computacionais rotor-voluta numa vista isométrica, enquanto a Figura 4.5 (b)(d), mostra-se a blocagem construída num plano perpendicular ao eixo de rotação. As malhas computacionais foram geradas no software comercial ICEM CFD®.



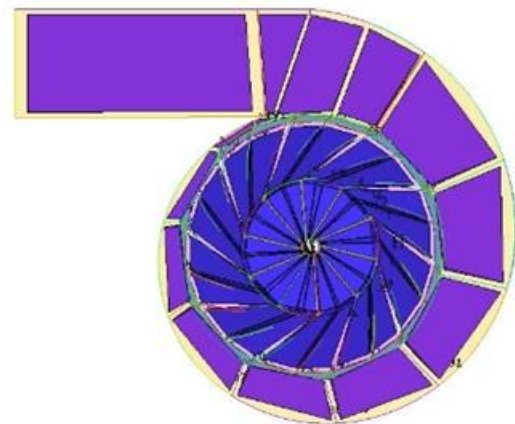
(a) Geometria rotor SPA -voluta



(b) Blocagem rotor SPA -voluta



(c) Geometria CPA - voluta



(d) Blocagem CPA - voluta

Figura 4.5 – Domínio da simulação sistema rotor-voluta

4.2.1 Independência de Malha

Geralmente o processo de definição da malha necessita de um determinado grau de refinamento. Um estudo de independência de malha deve ser feito, por sua vez, este baseia-se

em analisar uma determinada grandeza e sua variação conforme são feitas alterações no número de elementos da malha. Com base nos resultados do estudo, é possível selecionar a malha que proporcione um custo computacional adequado, onde os resultados serão independentes da malha. Nesse contexto, adotou-se o critério de CGI (*converge grid index*), disponibilizado por Slater (2008), o qual sugere que as soluções ótimas devem estar dentro da faixa de convergência assintótica a qual é obtida quando o grau de refinamento da malha melhora a solução computada com variações inferiores a 1%. Na Tabela 4.3, são apresentados os resultados do estudo de independência de malha dos ventiladores. Foram consideradas, uma malha grossa, M_{low} , uma malha de referência, M_{ref} e uma malha refinada M_{high} .

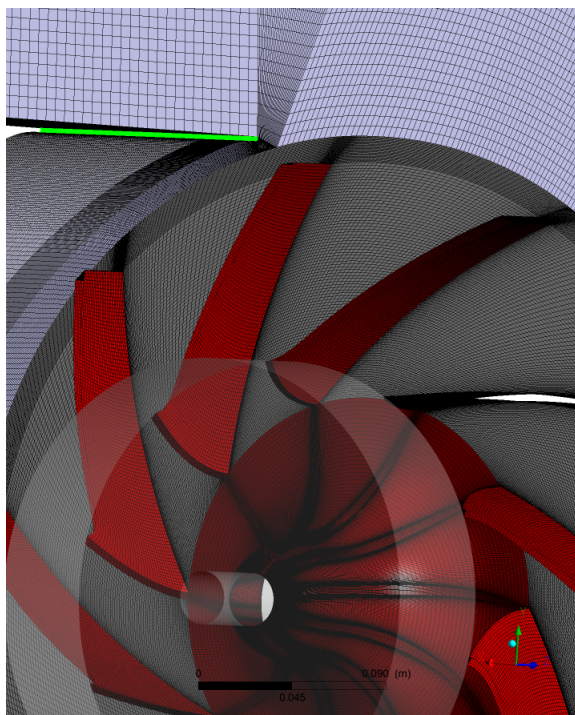
Tabela 4.3 – Estudo de independência de malha para sistema rotor-voluta

Malha	Nro. de elem SPA	Nro de elem CPA	Δp_T		Variação	
			SPA	CPA	SPA	CPA
-	-		Pa	Pa	< 1%	< 1%
M_{low}	5.627.113	6.228.365	2295,03	2395,03	-	-
M_{ref}	8.440.670	10.480.810	2276,87	2475,87	0,80	3,27
M_{high}	12.661.005	15.721.215	2297,66	2496,66	0,91	0,84

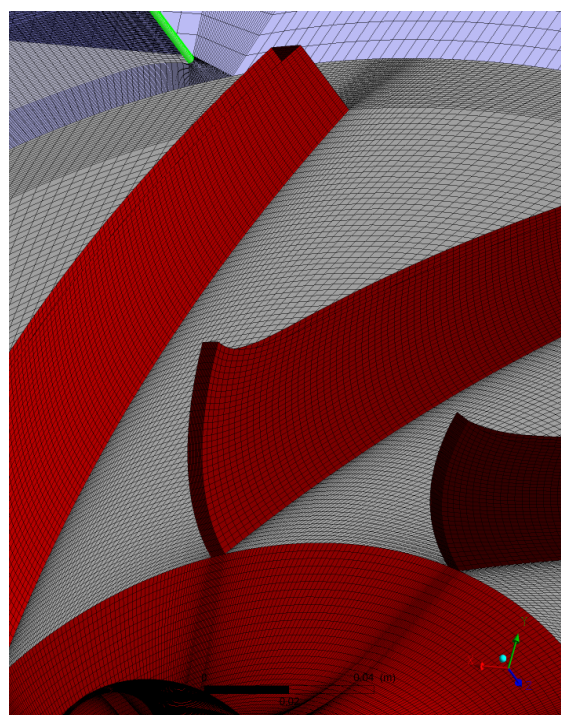
A Tabela 4.3 apresenta o estudo de independência de malha para o sistema rotor-voluta, com base na variação da diferença de pressão total (Δp_T) para os ventiladores SPA e CPA. Ao comparar a malha de referência (M_{ref}) com a malha mais refinada (M_{high}), observa-se que, apesar do aumento significativo no número de elementos (aproximadamente 50%), a variação de Δp_T foi inferior a 1% para SPA e inferior a 1% para CPA, indicando que a solução já se encontra próxima da convergência em termos de refinamento de malha.

Dessa forma, opta-se pela utilização da malha de referência para a condução da validação numérica e para as análises relacionadas às fontes acústicas, uma vez que ela proporciona um equilíbrio adequado entre precisão numérica e custo computacional.

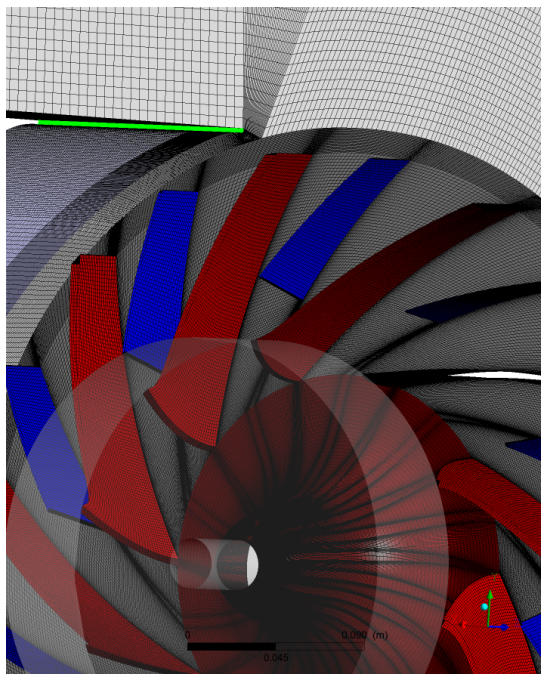
A Figura 4.6, mostra o detalhe da malha hexaédrica no domínio de ambos os ventiladores, com o maior grau de refinamento, tanto nos bordos de ataque e fuga, quanto no lado de pressão e de sucção ao longo das pás. Desse modo a distribuição de valores do parâmetro adimensional y^+ posterior a análises de crescimento de malha na região da parede foi feito de acordo com o descrito na subseção 3.1.1.



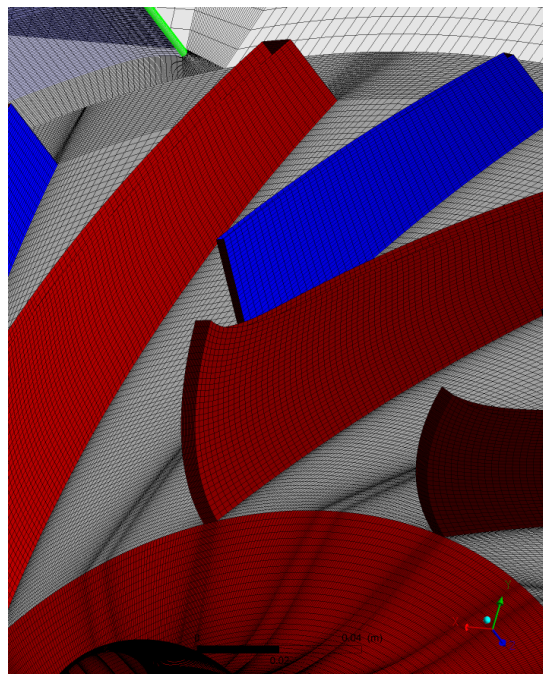
(a) Malha de superfície no rotor SPA



(b) Detalhe refinamento próximo das paredes SPA



(c) Malha de superfície no rotor CPA



(d) Detalhe refinamento próximo das paredes CPA

Figura 4.6 – Refinamento e crescimento das malhas próximo das paredes das pás

No que se refere à malha computacional da voluta, representada na Figura 4.7, ressaltasse a região da lingueta. Nesta região foi necessário usar pequenos blocos e duplo “O-

grid” com o intuito de criar elementos com maior refino nas paredes laterais que pudessem representar adequadamente o efeito sobre a interação do escoamento na periferia do rotor com a lingueta. Observa-se, na Figura 4.7 (b), a presença de volumes significativamente maiores na região de saída da voluta, quando comparado aos elementos localizados nas proximidades da lingueta. Isso ocorre porque nessas regiões, os gradientes são ínfimos, e, portanto, não há necessidade de um refinamento elevado de malha para representá-los. A região da lingueta é mais refinada, pois nela, encontrasse um dos principais mecanismos de geração de ruído. Os dois domínios rotor e voluta estarão acoplados por meio de uma interface, como mostrado na Figura 4.7.(a).

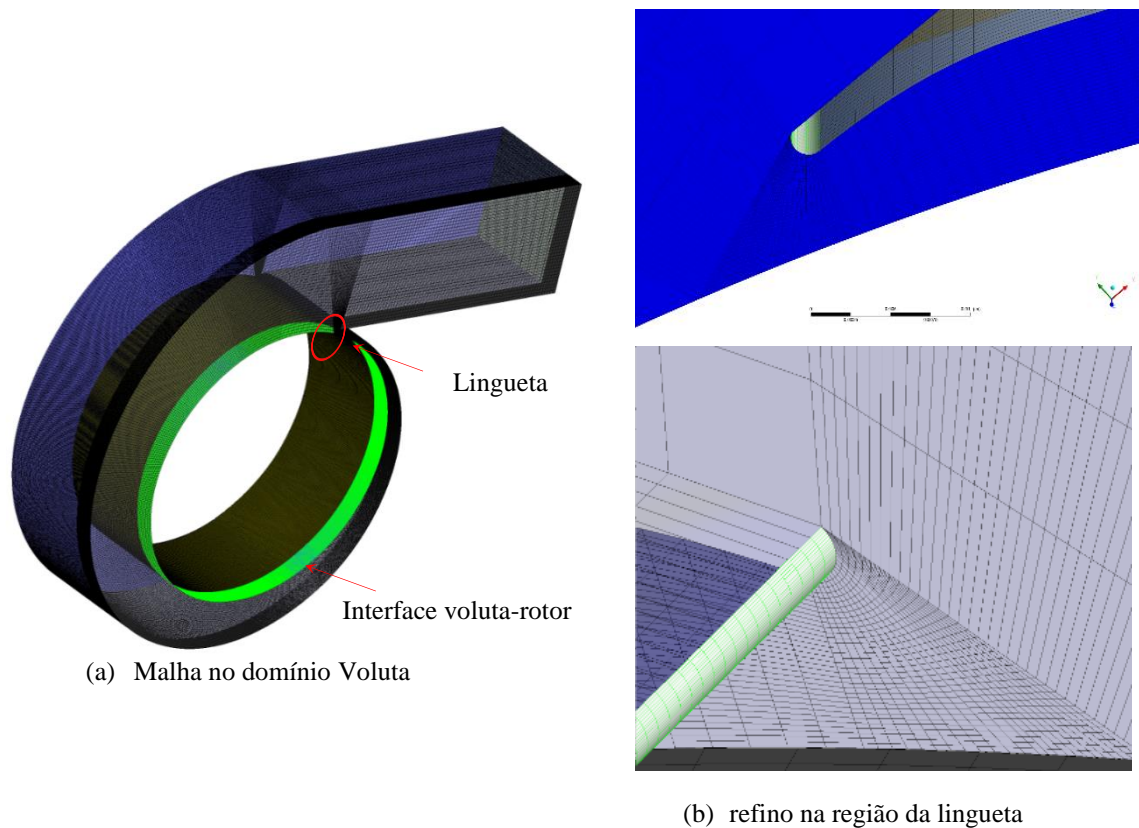


Figura 4.7 – Refinamento de malha próximo das paredes laterais da voluta e região da lingueta

4.2.2 Modelagem numérica

O software FLUENT® permite simular casos que envolvem domínios fixos e móveis simultaneamente. Dentre os principais sistemas de referência temos: o modelo de Múltiplos Domínios de Referência (MRF – *Multiple Reference Frame*), o modelo de Plano de Mistura (MPM – *Mixing Plane Model*) e Modelo de Malha Deslizante (SMM – *Sliding Mesh Model*). Vale ressaltar que a escolha depende da interação entre as interfaces do sistema e do regime

(permanente ou transiente) a ser implementado, ANSYS (2013). Para simulações em regime permanente, os dois primeiros modelos relatados podem ser praticados. Ambos dividem o domínio computacional em partes móveis (rotacionais ou translacionais) e estacionárias. No modelo MRF, o escoamento que se movimenta em cada domínio, pode ser admitido com diferentes velocidades rotacionais e/ou translacionais, de tal forma que o escoamento é resolvido usando um sistema de referência em movimento. Se este é estacionário, as equações se reduzem às formas estacionárias. Nas interfaces que dividem os domínios, uma transformação no sistema de referência local é desenvolvida para permitir que as variáveis de escoamento de um domínio possam ser usadas para calcular os escoamentos nos domínios das zonas adjacentes. Além disso, deve ser mencionado que na metodologia MRF a malha deve permanecer fixa durante a solução. Esta característica é análoga a congelar o movimento da parte móvel em uma posição específica e observar o campo de escoamento instantâneo com o rotor nesta posição. Por tanto para a análise numérica, foi considerado o modelo MRF, sendo uma entrada inercial, o rotor giratório e a saída inercial, no domínio voluta.

4.3 Simulação em regime permanente

As simulações numéricas realizadas para o ventilador SPA foram desenvolvidas no programa comercial FLUENT®, versão 19.0. Para as análises aerodinâmica e de nível de potência sonora foram consideradas nas simulações as hipóteses de escoamento relativo permanente, incompressível e isotérmico. Já para o estudo acústico foi considerado escoamento transiente, incompressível e isotérmico. Em ambos os casos a massa específica do ar e viscosidade dinâmica foram $\rho = 1,225 \text{ kg} / \text{m}^3$ e $\mu = 1,7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$. O critério de convergência da solução do campo de escoamento, terá como base resíduos para a continuidade menor que $\epsilon = 1 \times 10^{-5}$. Para as componentes de velocidades, resíduos menores que $\epsilon = 1 \times 10^{-4}$, e, para a energia cinética turbulenta e taxa de dissipação (1×10^{-4}) de acordo com os valores recomendados pelo ANSYS para pesquisas acadêmicas. As condições de contorno impostas, são descritas a seguir, vide Figura 4.8.

- **Condição de Entrada:** Foi considerada a condição de fluxo de massa na superfície de entrada, calculada para cada ponto de vazão, conforme a Equação 4.1

$$\dot{m} = V_{ent} \rho A_{ent} \quad (4.1)$$

onde A_{ent} é a área de entrada do rotor, $A_{ent} = 0,04112 \text{ m}^2$

- **Condição de Saída:** Foi considerado o valor da pressão atmosférica.
- **Paredes:** As condições de parede foram impostas nas superfícies sólidas e foram definidas como estacionárias e não estacionárias, com referência ao sistema inercial e não inercial, levando em conta a condição de escorregamento nulo. As superfícies das pás, a ogiva e as tampas superior e inferior (rotor) foram definidas com movimento rotacional constante ($n = 3000rpm$) em relação ao domínio não inercial. As superfícies como: cilindro, casing, paredes da voluta e bocal são definidas como estacionárias.
- **Interfaces:** Para acoplar o rotor com a voluta, é utilizada a condição de interface na fronteira do domínio de interconexão entre ambos. Uma segunda interface foi aplicada entre a saída do bocal e a entrada do rotor, permitindo a interconexão entre o domínio de entrada e o sistema rotor-voluta. Por fim, uma outra interface foi imposta entre a descarga do ventilador e a saída da voluta, a qual foi estendida com o intuito de posicionar receptores de FWH na saída.

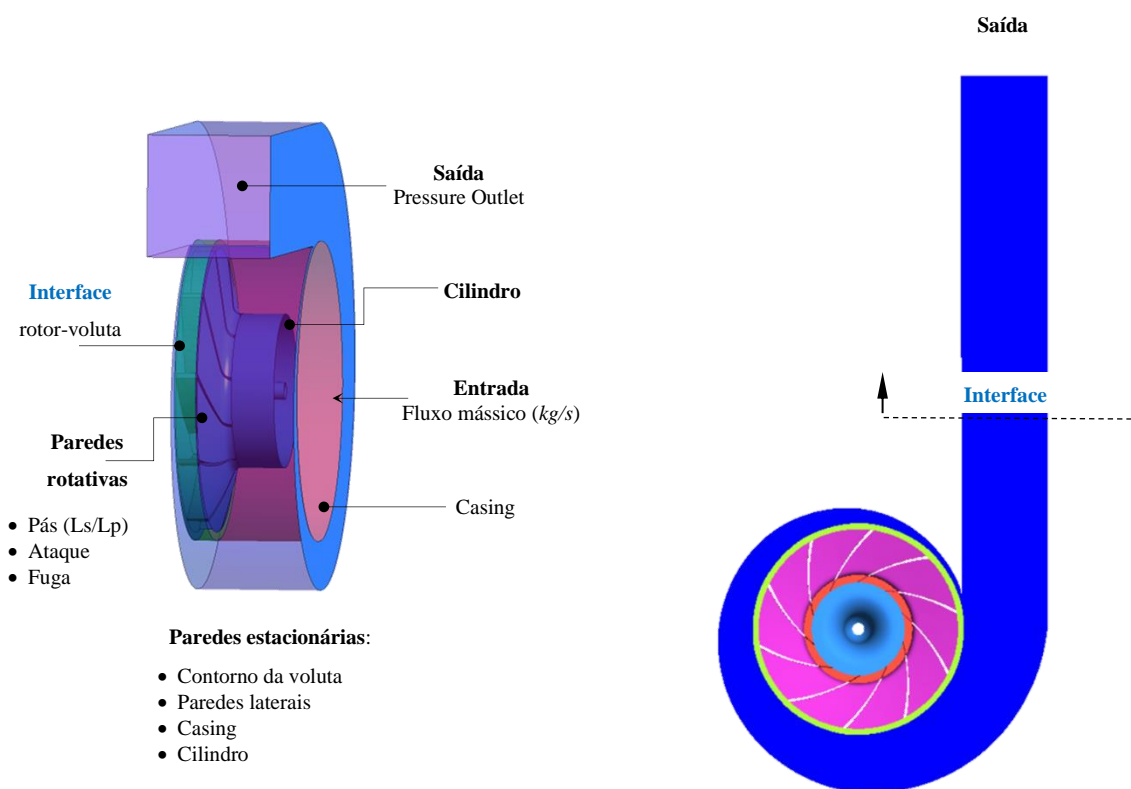


Figura 4.8 – Condições de contorno domínio rotor - voluta

A representação completa do domínio computacional implementado corresponde a todas as partes ilustradas na Figura 4.9.

Foi representado um domínio de entrada através de uma hemiesfera acoplada ao bocal do tipo ASME. Na estratégia adotada para a simulação optou-se por não incluir a câmara de

equalização de pressão no domínio computacional, representando apenas, a região interna da voluta até sua saída. Adotou-se como referência a configuração *free inlet – free outlet*, conforme especificado na norma ISO 13347-4:2004(E), a qual estabelece diretrizes para medições de ruído em ventiladores sem a necessidade de câmaras adicionais de equalização. A alteração citada, naturalmente, não interfere nos resultados numéricos, sendo justificada pela necessidade de redução do custo computacional. Além disso, os fenômenos de interesse neste estudo estão concentrados nas regiões internas do ventilador, especialmente nas interações entre o rotor e a voluta.

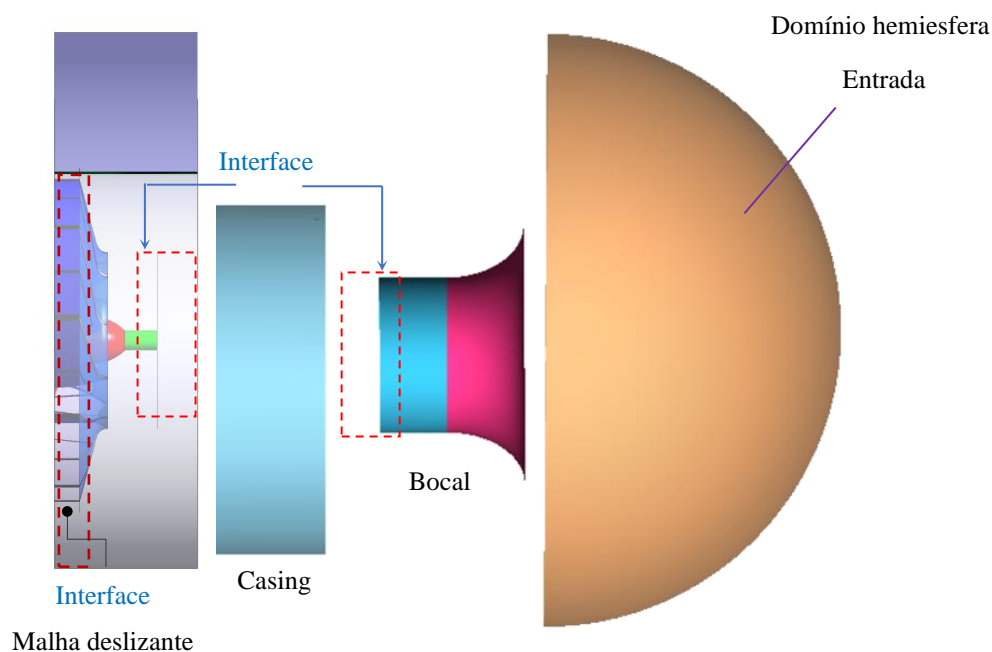


Figura 4.9 – Representação dos domínios de entrada, do rotor - voluta e de saída para análise numérica

Para determinar o campo de pressão, foi utilizado o algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*). Esse método consiste em assumir inicialmente um campo de pressão aproximado, resolver as equações de quantidade de movimento com base nessa pressão, e depois corrigir tanto a pressão quanto o campo de velocidades iterativamente. As correções são feitas de modo que, ao final, o campo de velocidades obtido satisfaça a equação de continuidade, garantindo a conservação de massa no escoamento.

4.4 Validação da metodologia numérica com resultados experimentais

Inicialmente, os resultados das simulações do ventilador SPA em regime permanente permitiram validar o modelo numérico com base em dados experimentais obtidos em ensaios

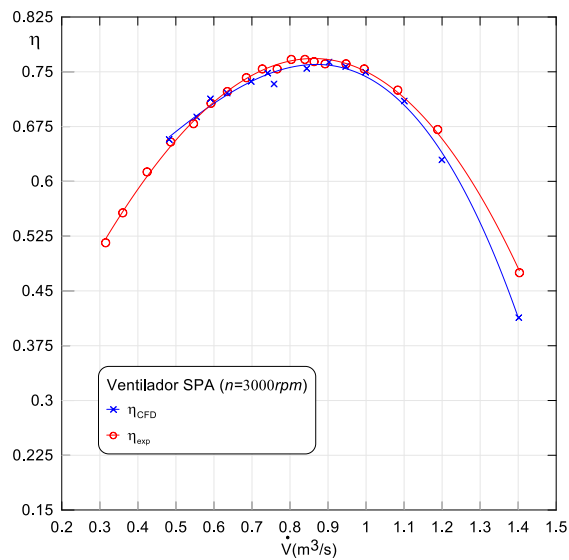
de ventiladores realizados no *LabVent* do IEM/UNIFEI, em conformidade com as normas ASHRAE (Norma 5175) / AMCA (Norma 210-74). A validação foi realizada por meio do traçado das curvas de eficiência, pressão total, potência de eixo e potência útil, mantendo a rotação constante para diferentes vazões volumétricas, Vide Figura 4.10. Com o modelo numérico validado, as análises podem ser estendidas para os ventiladores com pás auxiliares, onde também serão levantadas as curvas características.

Na Figura 4.10 (a), encontram-se as curvas de eficiência do ventilador, onde verifica-se uma ótima concordância entre os valores numéricos e experimentais. Além disso, pode-se verificar que o valor de rendimento máximo, $\eta \approx 76,0\%$, obtido das análises numéricas, corresponde a uma vazão de $0,839 \text{ m}^3/\text{s}$. O erro entre as curvas de eficiência, numérica e experimental foi de $\approx 3,116\%$, valor calculado com base na raiz do erro quadrático médio (RMSE), conforme definido na Equação 4.2.

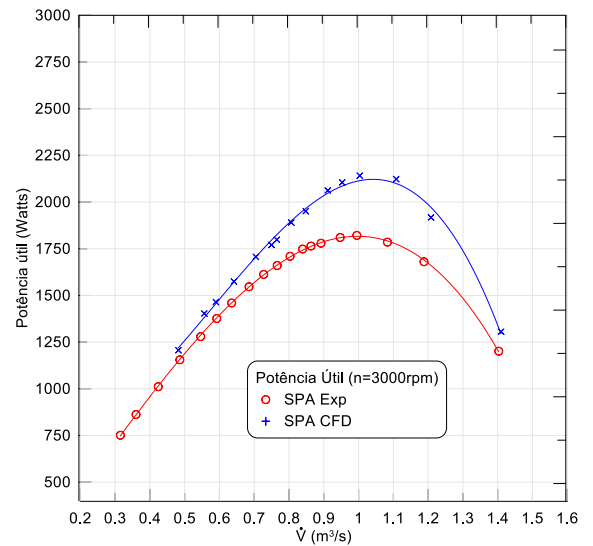
$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N_p} \sum_{i=1}^{N_p} (\eta_2 - \eta_1)^2} \quad (4.2)$$

Esse desvio pode ser atribuído, em grande parte, à utilização de uma massa específica padrão do ar $\rho = 1,225 \text{ kg} / \text{m}^3$ no modelo numérico. No entanto, nos ensaios realizados no *LabVent*, a massa específica real do escoamento foi de $\rho = 1,1 \text{ kg} / \text{m}^3$, devido às condições ambientais locais durante os ensaios. Como a eficiência depende diretamente da potência útil, e esta, por sua vez, da massa específica, a subestimação desse parâmetro no modelo CFD levou a valores simulados de eficiência inferiores aos medidos, especialmente nas faixas de vazão média e alta.

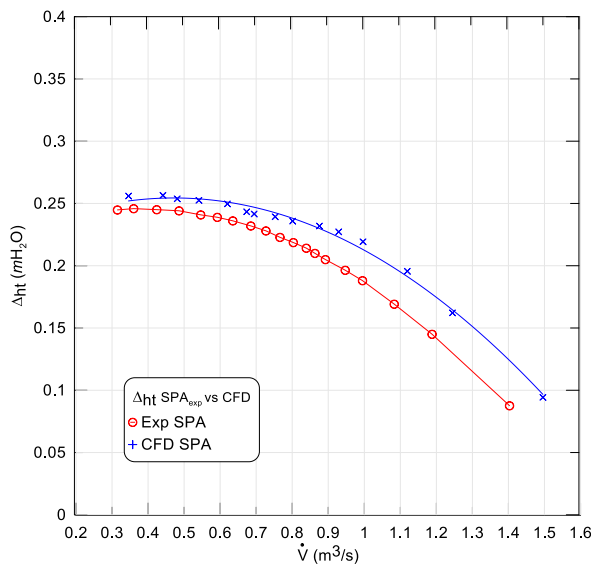
Com referência a potência útil, a Figura 4.10(b) mostra as curvas numérica e experimental. Como pode ser verificado ambas as curvas seguem a mesma tendência, com aumento da potência até um pico, seguido de queda para vazões acima de $1,05 \text{ m}^3/\text{s}$. A curva CFD apresenta um valor de pico mais alto e deslocado para uma vazão levemente maior em relação à curva experimental. A simulação tende a superestimar a potência útil, principalmente nas faixas de vazão média a alta.



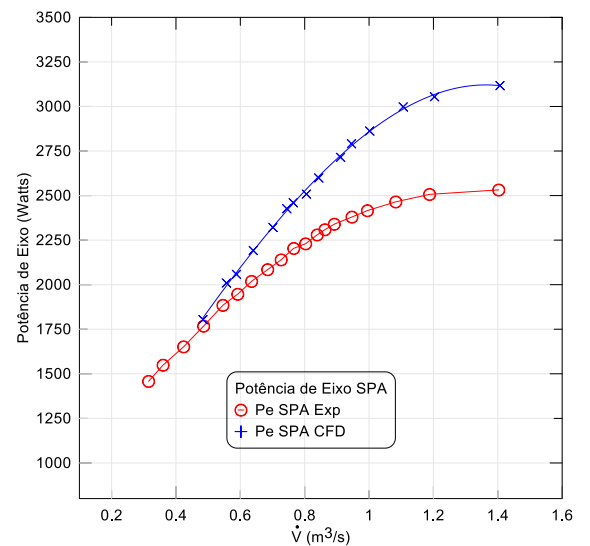
a) Eficiência CFD vs Experimental



b) Potência útil CFD vs Experimental



c) Variação de Pressão Total CFD vs Experimental



d) Potência de Eixo CFD vs Experimental

Figura 4.10 – Curvas características do ventilador SPA: Numérico vs Experimental

Com relação à variação de pressão total do ventilador SPA é possível observar que no ponto de máximo rendimento, para ambas as curvas numérica e experimental, o comportamento é bem similar, pois os valores de $\Delta h_t = 0,2176 mH_2O$ experimental é bastante próxima do numérico $\Delta h_t = 0,2310 mH_2O$.

No caso da potência de eixo, representada na Figura 4.10(d), observa-se também uma boa concordância na tendência de crescimento com o aumento da vazão. No entanto, os valores obtidos por CFD permanecem consistentemente superiores aos dados experimentais em todo o intervalo analisado. Essa superestimação pode estar relacionada à ausência de perdas mecânicas, perdas hidráulicas e perdas por atrito lateral que não foram modeladas no domínio

computacional. Ainda assim, a boa correlação entre as formas das curvas indica que o modelo numérico captura adequadamente o comportamento aerodinâmico do ventilador.

A principal vantagem de utilizar grandezas adimensionais é a possibilidade de generalizar o comportamento de ventiladores geometricamente semelhantes. Uma vez conhecidos os parâmetros adimensionais associados ao ponto de melhor desempenho, é possível prever, com boa aproximação, as condições ótimas de operação de qualquer outro modelo. Na Figura 4.11, é apresentado o comportamento adimensional do ventilador SPA, onde se observa a variação do coeficiente de pressão (ψ) em função do coeficiente de vazão (ϕ). O ponto de máxima eficiência experimental, $\eta \approx 0,767\%$, ocorre para $\phi \approx 0,0921$ e $\psi \approx 0,879$.

A diferença entre as curvas numérica e experimental foi quantificada por meio do erro *RMS*, obtendo-se um valor de 0,0243. Considerando que os coeficientes de pressão variam em torno de 0,35 e 1,0, esse erro é razoavelmente baixo, indicando uma diferença média inferior a 3%, o que sugere boa concordância entre ambos os resultados, numérico e experimental.

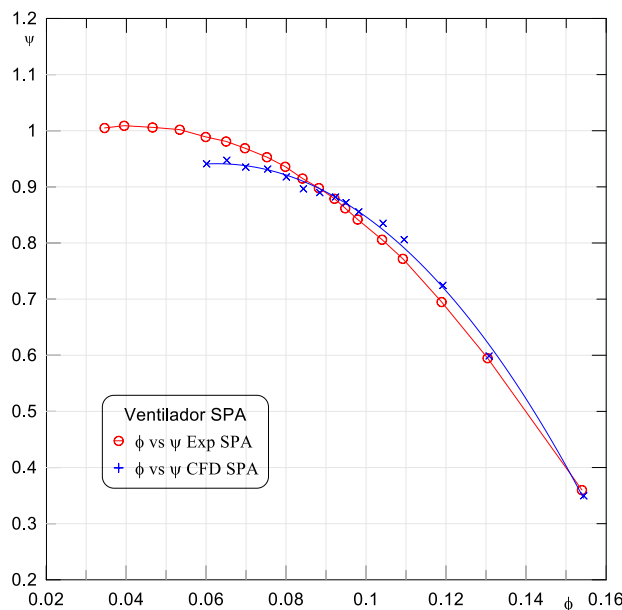


Figura 4.11 - Variação do coeficiente de pressão total em função do coeficiente de vazão para o ventilador SPA

4.4.1 Grandezas aerodinâmicas

A eficiência hidráulica foi calculada com base na razão entre a potência útil do fluido e a potência de eixo, Equação 4.9. A potência hidráulica, por sua vez, foi determinada a partir do produto entre a vazão mássica e o incremento de pressão total entre a entrada e a saída do ventilador, Equação 4.6. O momento foi calculado por meio da integração numérica das forças

normais e de cisalhamento na direção do momento com referência ao eixo de rotação z , Equação 4.4.

$$P_t = \frac{\int_A (\rho P_t |\vec{v} \cdot \vec{n}|) dA}{\int_A (\rho |\vec{v} \cdot \vec{n}|) dA} \quad (4.3)$$

$$T_x = \left(\int_S (\vec{r} \times (\vec{\tau} \cdot \hat{n}) dS \right) \cdot \hat{a} \quad (4.4)$$

- Potência útil

A potência hidráulica (ou potência útil do fluido) de ventiladores, P_h , é dada por:

$$P_h = \dot{V} \cdot \Delta_{pt} \quad (4.5)$$

- Variação de Pressão Total

$$\Delta_{pt} = P_S - P_E \quad (4.6)$$

- Coeficiente de Vazão

$$\phi = \frac{4\dot{V}}{\pi u_5 D_5^2} \quad (4.7)$$

- Coeficiente de Pressão

$$\psi = \frac{2\Delta_{pt}}{\rho u^2} \quad (4.8)$$

- Rendimento total

O rendimento total do ventilador é dado por:

$$\eta = \frac{P_h}{P_e} \quad (4.9)$$

onde P_e é a potência de eixo do ventilador ($P_e = M_z \Omega$, onde M , momento em N-m, e Ω velocidade angular em rad/s).

4.5 Comportamento Aerodinâmico Ventilador CPA

A metodologia numérica empregada para o cálculo do campo de escoamento do ventilador SPA foi estendida para a análise do rotor CPA e demonstrou ser adequada para representar o comportamento aerodinâmico do ventilador. Embora a validação experimental do ventilador CPA não tenha sido realizada no escopo deste trabalho, a abordagem numérica

adotada manteve consistência ao utilizar as mesmas condições de contorno, o mesmo modelo de turbulência $k - \omega$ SST e os mesmos esquemas numéricos de solução.

Na Figura 4.12 são apresentadas as curvas características para o ventilador CPA. Nela observam-se as variações da pressão total, potência útil, potência de eixo e eficiência em função da vazão volumétrica.

Verifica-se que há um aumento significativo da potência de eixo ao adicionar pás auxiliares, isto devido a que o momento é maior associado a maiores áreas de pressão e tensão de cisalhamento. A inserção de pás auxiliares também influenciou a eficiência do ventilador, observa-se que o ponto de maior eficiência, ($\eta = 75,8\%$), obtido para uma vazão de $0,905 \text{ m}^3/\text{s}$, apresentou um comportamento similar ao do rotor SPA. Isso indica que, a adição de pás auxiliares teve impacto limitado na eficiência aerodinâmica, pois contribuiu para o aumento das perdas por atrito nos canais internos do rotor. No entanto, para salientar o efeito das pás auxiliares, ao se analisar especificamente a faixa de maiores vazões, verifica-se um leve aumento na eficiência, o que evidencia um efeito localizado positivo das pás auxiliares sob uma faixa de maiores vazões.

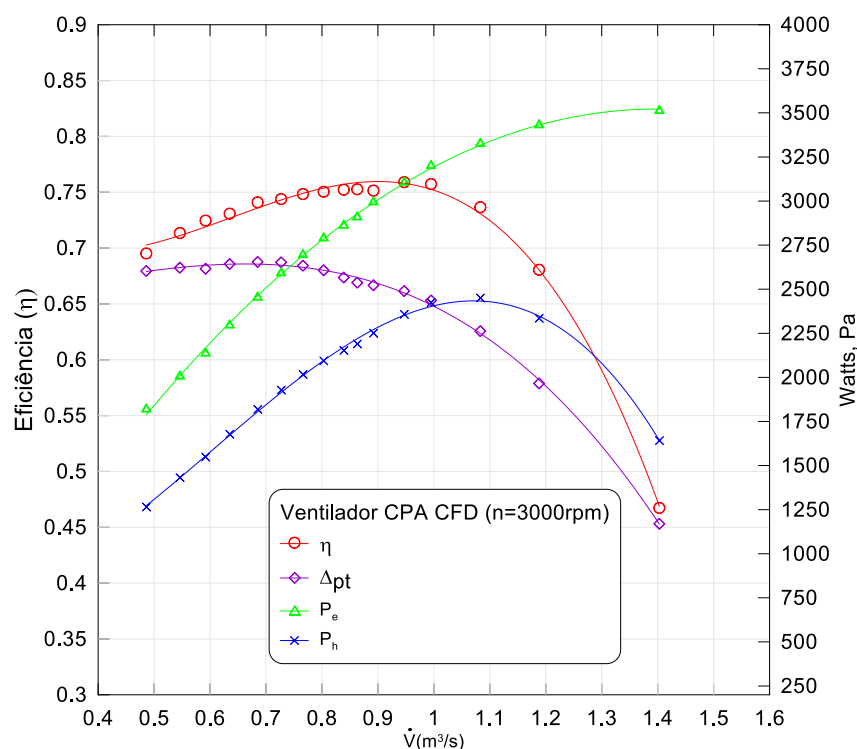


Figura 4.12 - Curvas de Comportamento Ventilador CPA obtidas por CFD

O aumento da pressão do fluido ao passar pelo rotor também é consequência da adição de pás auxiliares, essa característica é refletida no coeficiente de pressão total do ventilador o que compensa o acréscimo de torque para a faixa de vazões superiores à vazão ótima

($0,905m^3/s$). Na Figura 4.13 apresenta-se a comparação do coeficiente de pressão obtido das análises numérica entre ambos os ventiladores. Verifica-se que o ventilador CPA opera de forma mais estável em toda a faixa de vazões, com menor variação no desempenho de ψ à medida que a vazão aumenta. Por outro lado, o ventilador SPA apresenta uma queda mais acentuada no coeficiente de pressão a partir de $\phi \approx 0,09$, o que pode ser atribuído à ocorrência de separação do escoamento, especialmente em condições de maiores vazões.

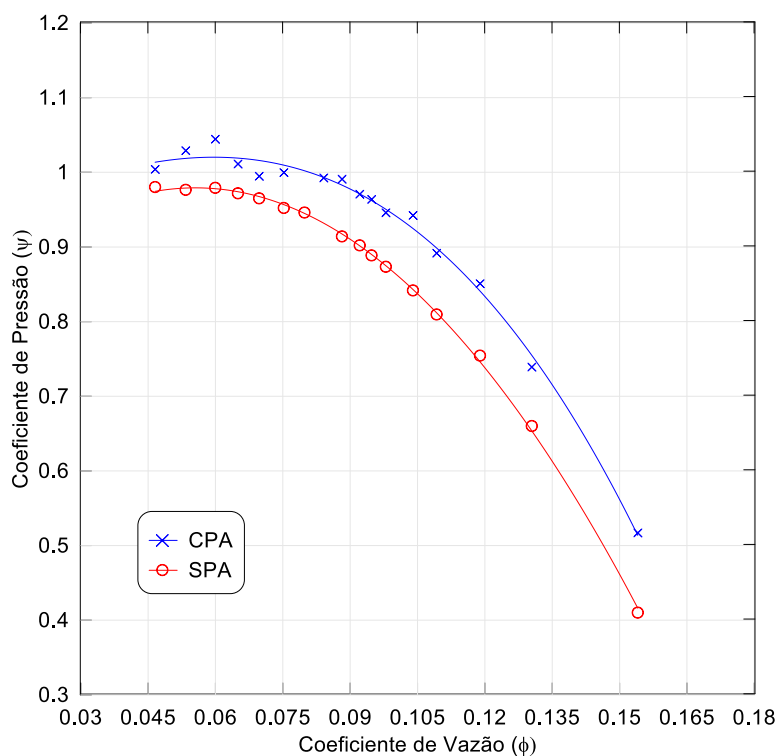


Figura 4.13 - Coeficiente de pressão total em função do coeficiente de vazão, SPA e CPA obtido por CFD

Diante disso torna-se interessante expandir a análise paramétrica das pás auxiliares, de modo a identificar combinações geométricas que maximizem o desempenho do ventilador. Resultados encontrados no trabalho de Violato, (2004) e Oliveira, (2001) indicam que as características geométricas das pás auxiliares em especial ao número de pás, fator de raio e o fator de ângulo exercem influência significativa no desempenho aerodinâmico do ventilador. No entanto, para uma avaliação mais completa, é necessário considerar também os impactos dessas variações sobre o campo aeroacústico do ventilador, o que será apresentado na sequência, com foco na identificação das principais fontes de ruído e na sua correlação com as características do escoamento interno.

4.5.1 Campos locais do escoamento

Com o objetivo de identificar os efeitos da inserção das pás auxiliares sobre o comportamento aerodinâmico do ventilador, foram analisados os campos locais do escoamento nos ventiladores SPA e CPA com especial atenção à distribuição de pressão, formação de vórtices, regiões de separação do escoamento e variações no perfil de velocidade entre as pás, utilizando as ferramentas de pós processamento do programa FLUENT®.

Além dessas observações, o escoamento na passagem das pás, também pode ser expresso por vetores de velocidade relativa, tangencial ou absoluta. Na Figura 4.14(b), observa-se menores desvios na saída do rotor CPA em relação ao rotor SPA. Esses desvios significam que o escoamento não acompanha o ângulo de saída da pá, β_5 , fazendo com que o ângulo de inclinação da corrente relativa logo após a saída do rotor, β_6 , seja menor que o ângulo de inclinação das pás na saída do rotor β_5 . Consequentemente haverá um aumento da componente tangencial da velocidade absoluta de saída, o que contribui para um escoamento mais ordenado e menos propenso à separação. Este efeito pode ser mensurado pelo fator de deficiência de potência ou fator de escorregamento segundo Eck. (1973).

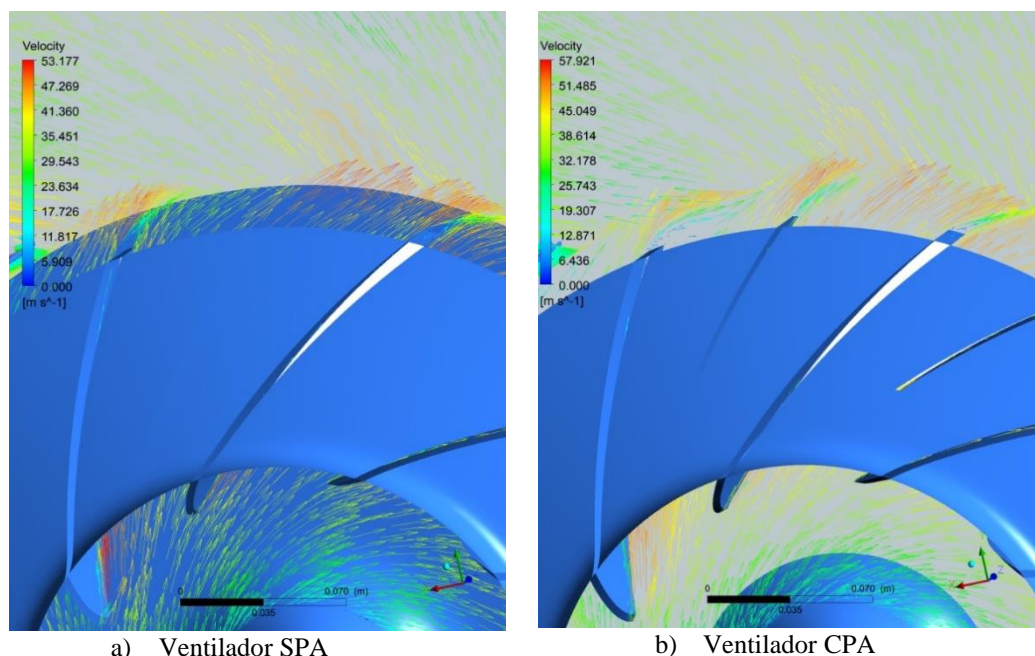


Figura 4.14 - Desvio do escoamento na saída do rotor, (a) SPA e (b) CPA

Isto também sugere que qualquer variação no ângulo de saída das pás auxiliares que seja proposto, terá grande influência nas características de escoamento e, por conseguinte, no desempenho aerodinâmico e aeroacústico do ventilador.

Da análise aerodinâmica em regime permanente, considerando o ponto de vazão para o rendimento máximo de ambos os ventiladores, SPA ($\eta = 76,0\%$, $\dot{V} = 0,892 \text{ m}^3/\text{s}$) e CPA ($\eta = 75,8\%$, $\dot{V} = 0,947 \text{ m}^3/\text{s}$) foram obtidas as distribuições de pressão estática. Na Figura 4.15 (a-d), observa-se que o ventilador CPA apresenta valores máximos de pressão estática consideravelmente superiores, atingindo até $1676,7 \text{ Pa}$, em comparação ao máximo de $939,6 \text{ Pa}$ no ventilador SPA.

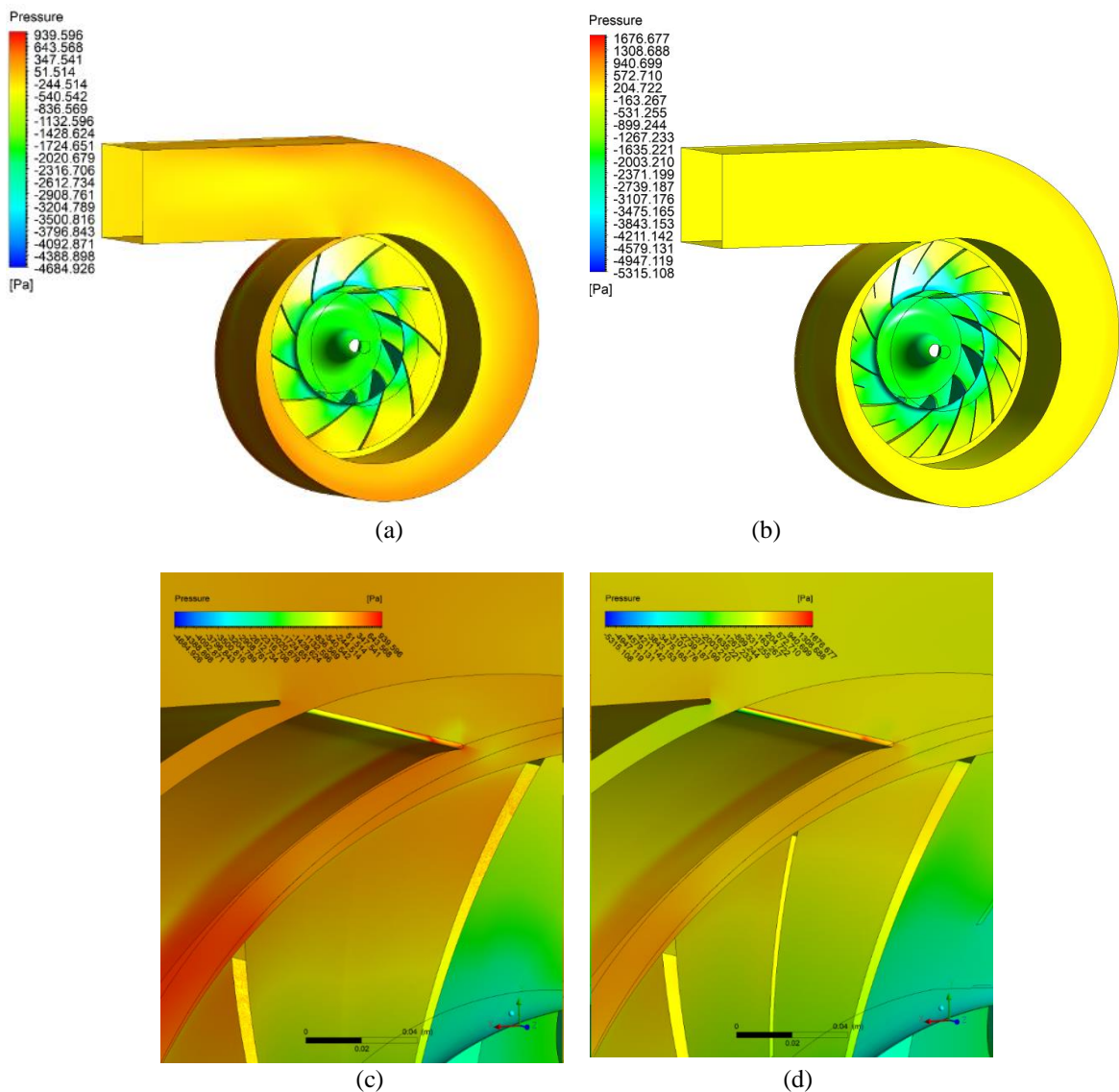


Figura 4.15 – Contornos de pressão estática, SPA (a,c) e CPA (b,d)

Essa diferença indica uma maior capacidade do ventilador CPA em converter energia dinâmica em pressão estática. Observa-se também uma distribuição mais uniforme da pressão

na região da voluta, especialmente nas proximidades da lingueta, o que pode contribuir para uma redução de perdas por recirculação e turbulência.

Conforme mostrado no perfil instantâneo das linhas de corrente da Figura 4.16, é possível observar o escoamento em diferentes regiões internas da voluta e na periferia de ambos os rotores. De um modo geral na Figura 4.16(b) se observa o ganho de velocidade do escoamento para o caso CPA quando comparado com o ventilador SPA, Figura 4.16 (a). Isto sugere que o ventilador CPA promove uma melhor condução e aceleração do escoamento, reduzindo perdas por recirculação e separação nas regiões próximas à voluta.

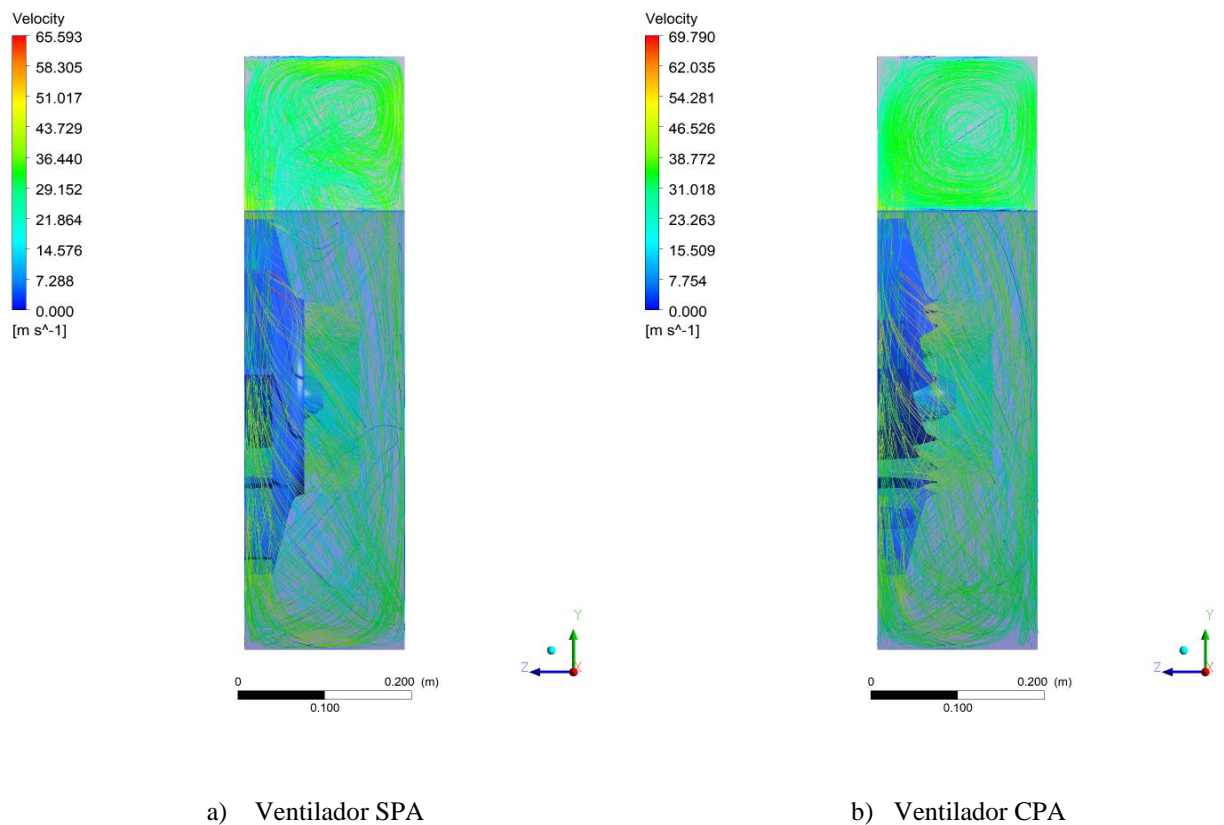


Figura 4.16 – Perfil instantâneo das linhas de correntes, SPA e CPA

4.5.2 Análise de Fontes Aeroacústicas

Para identificar e quantificar as fontes de ruído, foram utilizados os Modelos de Fontes de Ruído de Banda Larga (*BNS- Broadband Noise Sources Models*), disponíveis no FLUENT®, especificamente o modelo baseado na fórmula do *Proudman*, e o modelo de fonte de ruído na camada limite baseado na integral de Curle. Numa primeira abordagem, foram criados planos perpendiculares ao eixo de rotação (eixo z), posicionados em $z_1=0,001\text{ m}$, $z_2=0,015\text{ m}$, e $z_3=$

0,030 m. Estes planos representam diferentes seções transversais ao longo da altura da pá, sendo z_2 e z_3 aproximadamente equivalentes a 25% e 50% da altura total, como apresentado na Figura 4.17. O objetivo é analisar as fontes de ruído ocasionadas pela separação do escoamento e formação de vórtices, associadas às fontes quadrupolares.

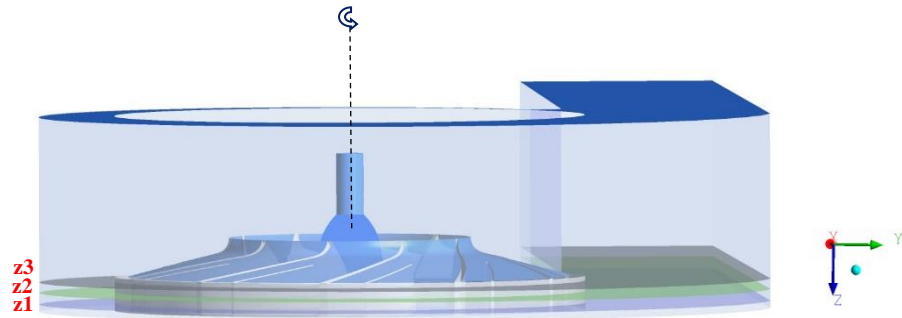
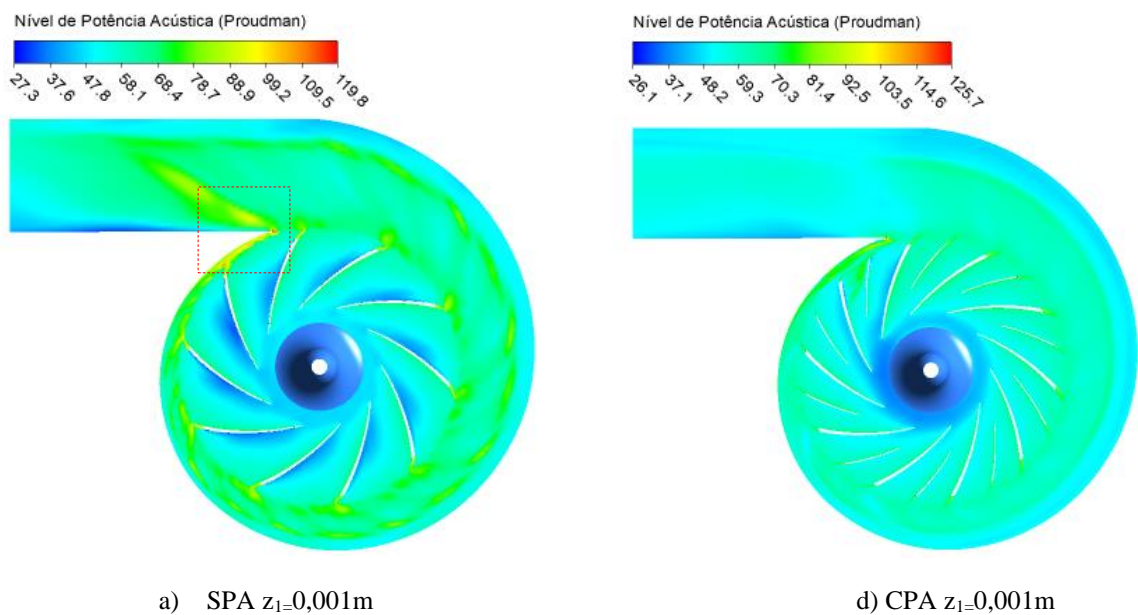


Figura 4.17 - Posições dos planos de corte normais ao eixo de rotação

A Figura 4.18 mostra a que maiores valores de nível de potência acústica, calculados através do modelo da fórmula de Proudman, estão concentrados na região da lingueta para ambos os ventiladores. Observa-se também que, no plano correspondente à linha média da pá (posição $z_2 = 0,015$ m), conforme ilustrado na Figura 4.18(b), o ventilador SPA apresenta um nível de potência acústica superior ao do ventilador CPA, mostrado na Figura 4.18(e). Nota-se que, no caso do CPA, a distribuição do ruído está predominantemente concentrada em níveis mais baixos. Por outro lado, o ventilador SPA exibe áreas mais extensas com níveis maiores de ruído, evidenciadas por regiões próximas à saída do rotor e na periferia da voluta.



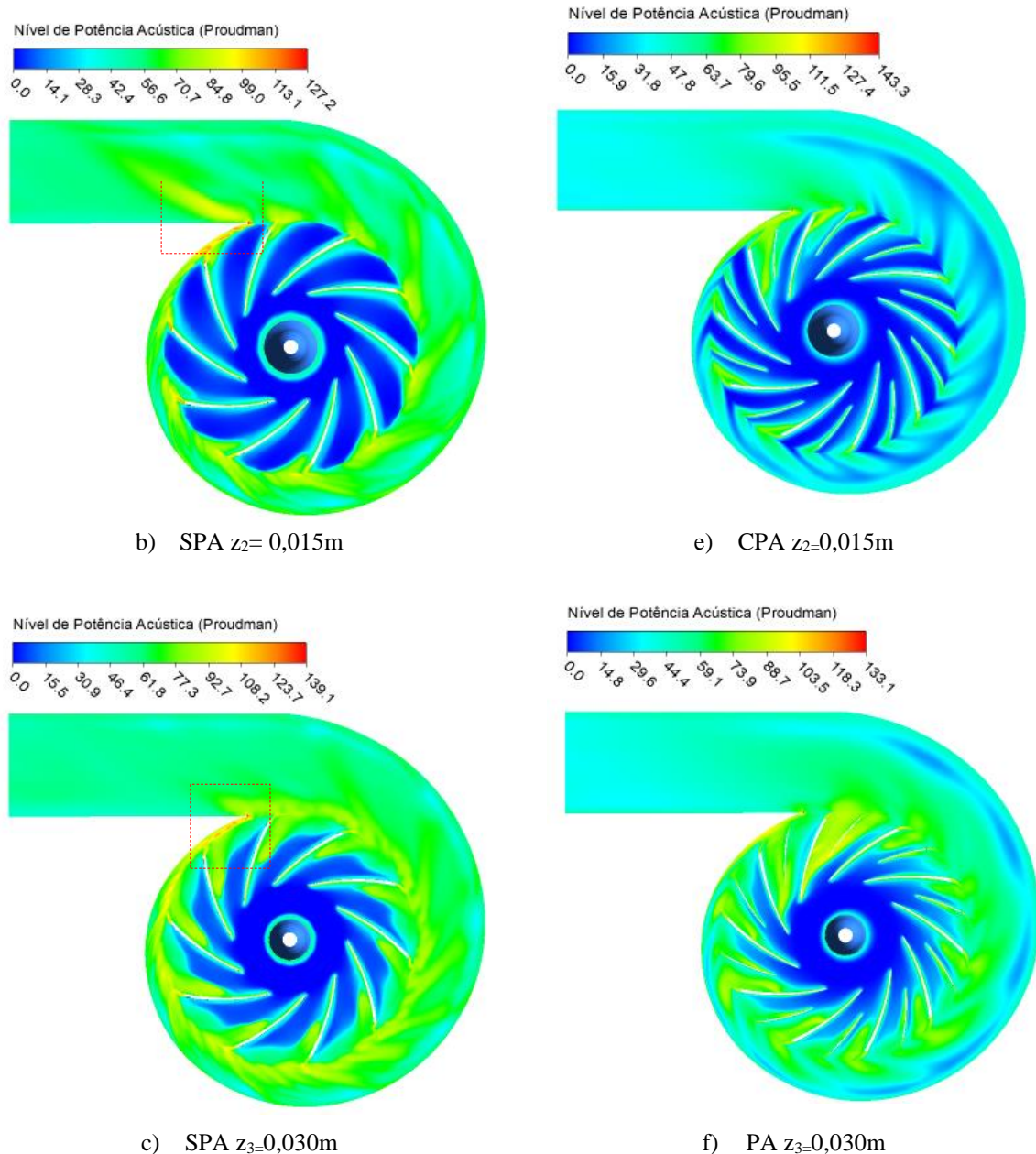


Figura 4.18 - Contornos de Nível de potência sonora para ventiladores SPA e CPA - Fórmula de *Proudman*

Na Figura 4.19, são apresentados os histogramas que representam a porcentagem deste tipo de fontes no domínio do rotor-voluta. Observa-se que o ventilador SPA apresenta maior concentração de potência acústica nas faixas de 40 a 80 dB, com picos entre 50 e 60 dB. Por outro lado, o ventilador CPA exibe níveis ligeiramente mais baixos na maior parte da distribuição de potência acústica, com menor dispersão nas faixas acima de 60 dB.

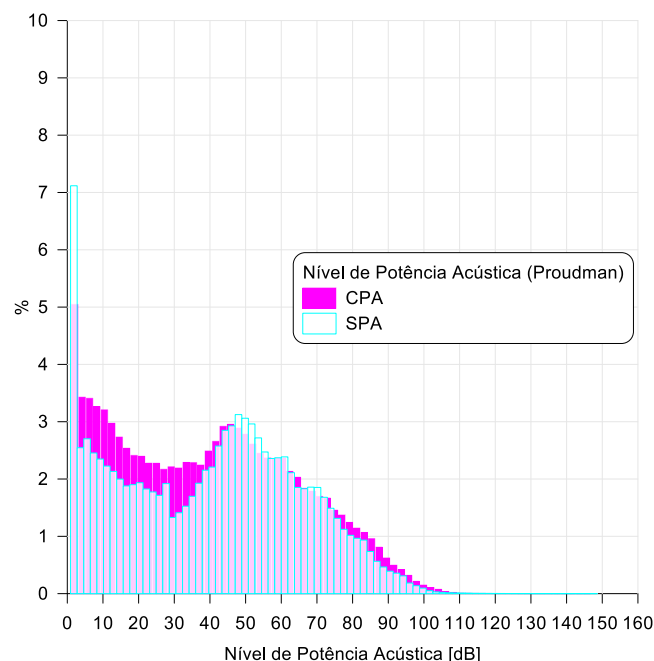


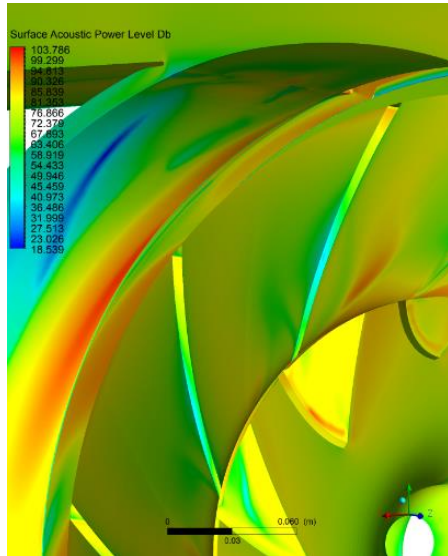
Figura 4.19 - Nível de Potência Acústica, SPA e CPA – Modelo de Proudman

Em seguida, foi realizada uma análise quantitativa, conforme apresentado na Tabela 4.4, com base na distribuição percentual dos níveis de potência acústica, correspondentes às faixas de 0-42dB, 42-75dB, 75-100dB e superiores a 100dB. Pode-se ver que o ventilador SPA apresenta uma porcentagem maior na faixa de 42-75dB, quando comparado com o ventilador CPA. Pode-se ver também que os valores máximos são bastante semelhantes, com diferença de apenas 0,228dB, o que sugere que ambos os ventiladores têm desempenho acústico comparável no pico de emissão sonora.

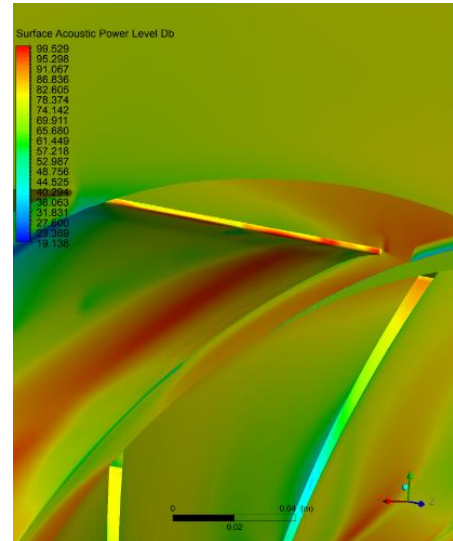
Tabela 4.4 - Variação Percentual do Nível de Potência Acústica obtida pelo Modelo de Proudman

<i>Ventilador</i>	<i>Q</i>	<i>0-42dB</i>	<i>42-75dB</i>	<i>75-100 dB</i>	<i>Superiores a 100 dB</i>	<i>Valor máx.</i>
	<i>m³/s</i>	%	%	%	%	dB
SPA	0,892	51,306	43,793	8,595	0,192	103,889
CPA	0,947	54,536	38,986	10,300	0,293	104,117

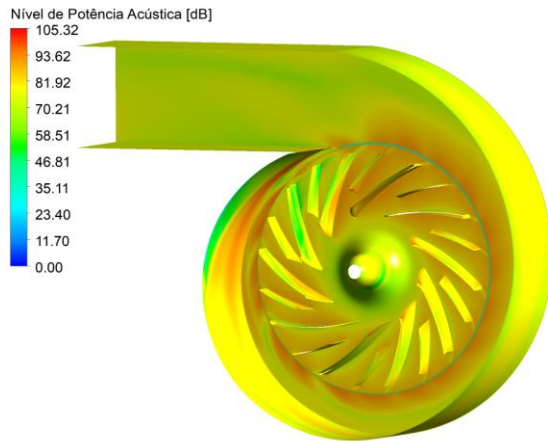
A segunda abordagem, está na contribuição das fontes dipolo que tem sua origem nas flutuações de pressão ocasionadas pela separação do escoamento nas superfícies das pás e da voluta. Para investigar o ruído, utilizou-se o Modelo de Fontes de Ruído da Camada Limite baseado na integral de Curle. Assim, na Figura 4.20 são apresentados os contornos de superfície de nível de potência acústica para ambos os ventiladores. Na figura, observa-se que o ventilador SPA apresenta menores valores de nível de potência acústica, quando comparados com o ventilador CPA, sendo que os máximos valores estão concentrados na região próxima à lingueta da voluta e no bordo de ataque (lado-sução) das pás principais.



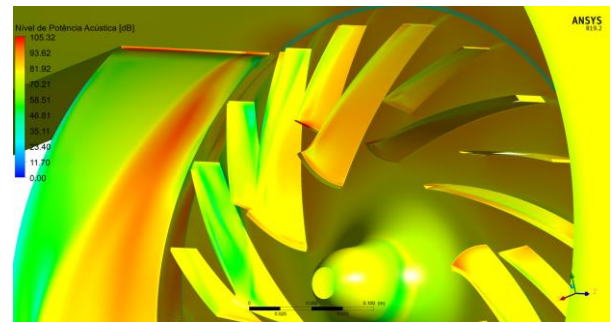
a) SWL SPA – Voluta Baseline



b) SWL SPA – Voluta Baseline



c) SWL CPA – Voluta Baseline



d) SWL CPA – Voluta Baseline

Figura 4.20 -Superfície de Nível de Potência Acústica [dB] para (a,b) SPA; (c,d) CPA – Integral de Curle

Da mesma forma foi feita uma análise de distribuição percentual para este tipo de fontes nas superfícies do rotor e da voluta. Na Figura 4.21, pode-se ver que a contribuição das fontes locais é predominante nas faixas superiores a 65 dB, faixa que pode ser considerada a mais relevante quando se trata do estudo de redução de ruído em ventiladores. No caso do ventilador SPA, observa-se uma distribuição mais ampla e homogênea, com maiores concentrações entre 75 e 85 dB e picos mais moderados em comparação ao CPA. Já o ventilador CPA apresenta uma dispersão mais restrita, com maior concentração em níveis elevados de dB e picos mais acentuados acima de 85 dB, o que indica uma intensidade sonora local mais elevada.

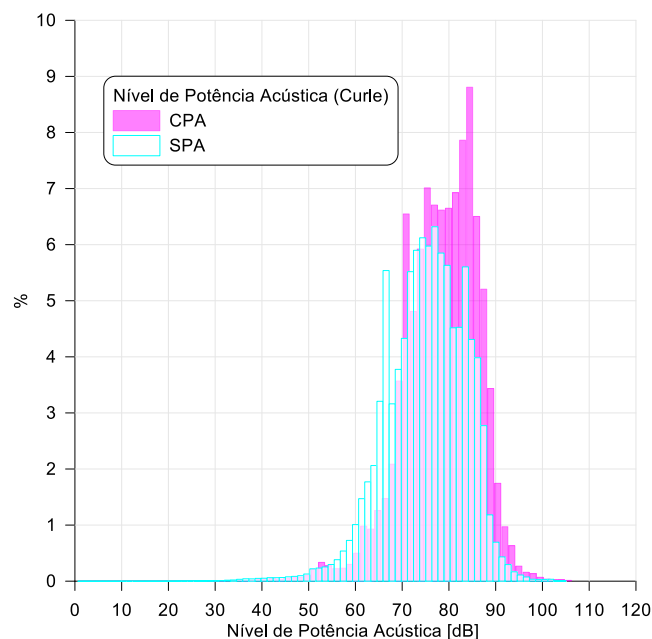


Figura 4.21 - Nível de potência sonora [dB], SPA e CPA – Integral de Curle

Da forma análoga, foi conduzida uma análise quantitativa para os mesmos intervalos de nível de potência acústica, 0-42 dB, 42-75dB, 75-100dB e superiores a 100dB para ambos os ventiladores. Com base nos resultados apresentados na Tabela 4.5, é possível identificar a contribuição das fontes que são predominantes nas faixas de nível de potência sonora de 75 - 100 dB para ambos os ventiladores. No caso do ventilador SPA, a porcentagem de fontes na faixa de 75–100 dB é menor, representando 52,5%, comportamento que difere do ventilador CPA, o qual apresenta uma concentração significativamente maior nessa mesma faixa.

Tabela 4.5 – Variação percentual do nível de potência sonora obtida pelo Modelo Integral de Curle

<i>Rotor</i>	<i>Q</i>	<i>0-42dB</i>	<i>42-75dB</i>	<i>75-100 dB</i>	<i>Superiores a 100 dB</i>	<i>Valor máx.</i>
	m ³ /s	%	%	%	%	dB
SPA	0,892	0,377	53,071	52,512	0,0759	106,037
CPA	0,947	0,179	37,047	69,719	0,1099	107,055

As análises de fontes apresentadas utilizando Modelos de Fontes de Ruído de Banda Larga, permitiram identificar as principais regiões de origem do ruído aerodinâmico em ambos os ventiladores, bem como a estimativa da contribuição para o nível de potência acústica que estas fontes representam. No entanto, tais modelos, não permitem concluir de forma definitiva, se houve uma redução efetiva nas fontes acústicas com a implementação das pás auxiliares. Nesse sentido torna-se necessário complementar a análise com o estudo do nível de pressão

sonora em função da frequência o que possibilita uma avaliação mais detalhada do ruído gerado e contribui para a caracterização do desempenho acústico global dos ventiladores.

4.6 Otimização Aerodinâmica

Após a análise do campo de escoamento através dos ventiladores e a identificação e quantificação das fontes de ruído, foram selecionados parâmetros geométricos passíveis de modificação visando a redução dos níveis de potência acústica do ventilador CPA e, consequentemente, o ruído tonal.

Com base em estudos anteriores, verificou-se que a dispersão da energia acústica na frequência de passagem das pás (BPF) para outras frequências adjacentes, pode ser alcançada por meio do espaçamento irregular entre elas, como ressaltado no trabalho de JIANG et al., (2019). Antes mesmo de atacar o problema de redução de ruído no ventilador CPA, fez-se necessário um estudo preliminar do desempenho do mesmo com a alteração dos parâmetros geométricos F_a e F_r . Os resultados em relação à eficiência aerodinâmica para determinados caso de teste, demonstraram que tais variações podem influenciar significativamente o escoamento através do ventilador. Consequentemente, a defasagem da pá auxiliar, F_a , foi analisada, considerando valores dentro da faixa [0,2-0,5]. Para essa defasagem, tornou-se necessário avaliar variações no ângulo de entrada das pás auxiliares $\beta_{4_{AUX}}$, uma vez que esse parâmetro influencia diretamente a orientação do escoamento na entrada do rotor. Assim o ângulo $\beta_{4_{AUX}}$ foi considerado no processo de otimização, com valores variando entre 42,85° a 46,85°.

O fator de raio, F_r , também foi analisado, principalmente em função das variações no ângulo de entrada das pás auxiliares, com o objetivo de garantir uma condição de escoamento sem choque na entrada, tanto para a pá auxiliar quanto para a pá principal.

Simulações mostraram que o escoamento não acompanha o ângulo de saída da pá, $\beta_{5_{AUX}}$ o que implicou em menores desvios na saída do rotor CPA caracterizado pelo fator de deficiência de potência, como apresentado na seção 4.3.1. Com base nestas observações definiu-se a faixa de 46,85° a 54,5° para o ângulo de saída da pá, $\beta_{5_{AUX}}$, visando explorar configurações em que o alinhamento entre o escoamento e a geometria das pás seja mais favorável. Na Figura 4.22, apresenta-se o esquema do rotor CPA, no qual são destacados os principais parâmetros geométricos já mencionados. Para cada parâmetro avaliado, adotaram-se

intervalos de variação, definidos com base na faixa geométrica admissível do ventilador, de acordo com a configuração do rotor.

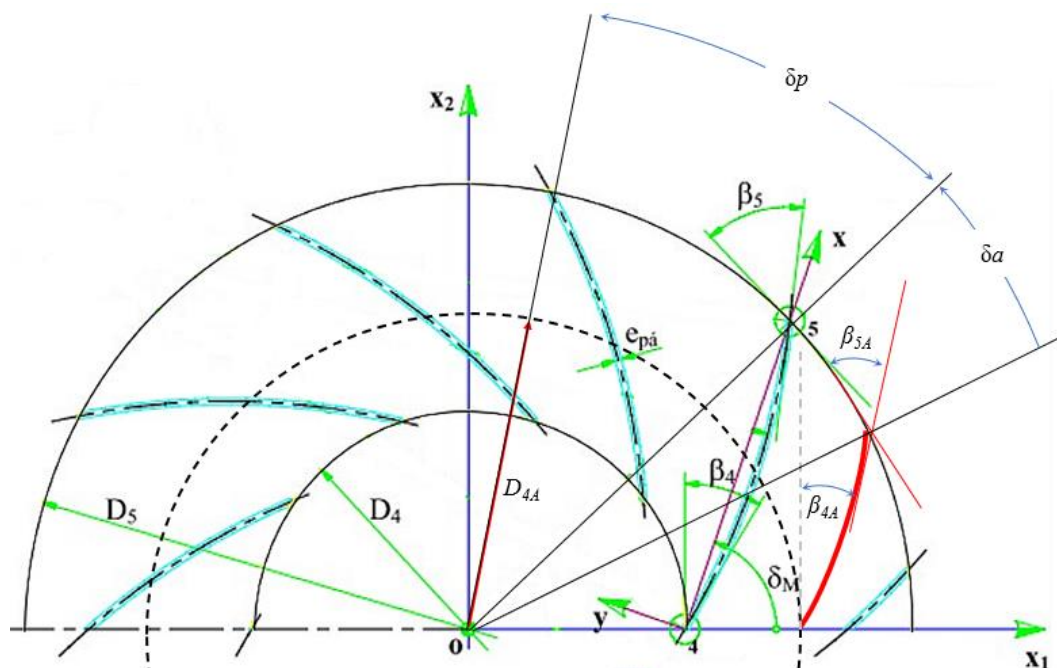


Figura 4.22 – Esquema do rotor CPA com a representação dos parâmetros de otimização

Todos estes parâmetros, $\beta_{5_{AUX}}$, $\beta_{4_{AUX}}$, F_a e F_r , foram avaliados de maneira integrada, considerando os critérios de alta eficiência e conformidade geométrica com os limites construtivos do rotor. A Tabela 4.6 apresenta os níveis considerados para os parâmetros durante o processo de otimização. Foram adotados três níveis de variação, mínimo (*low*), médio (*central*) e máximo (*high*) distribuídos simetricamente em torno de um valor central.

Tabela 4.6 Variação dos parâmetros no espaço de decisão durante o processo de otimização

Parâmetro	Baseline	Low	Central	High	$\Delta(\text{Delta})$
$\beta_{4_{AUX}}$ [°]	31,02	42,85	46,85	50,85	4,0
$\beta_{5_{AUX}}$ [°]	50,41	46,5	50,5	54,5	4,0
F_a	0,507	0,20	0,33	0,47	0,27
F_r	0,537	0,46	0,50	0,53	0,07

O processo adotado para a obtenção do ponto otimizado pode ser observado na Figura 4.23. Inicialmente, um banco de dados é gerado a partir da construção de um plano de experimentos (DOE). Com base nesse conjunto de dados, diferentes funções base de regressão (FBRs) são utilizadas para a construção de metamodelos, os quais são avaliados por meio do cálculo do erro quadrático médio da raiz (RMSE), obtido com a metodologia de validação

cruzada do tipo *leave-one-out cross validation* (LOOCV). Nessa abordagem, cada ponto do conjunto de dados é removido sequencialmente, o metamodelo é reconstruído com os pontos restantes e a previsão para o ponto excluído é comparada ao valor real. Esse processo é repetido para todos os pontos da amostra, resultando em uma estimativa robusta. A FBR que apresentar o menor RMSE é selecionada para representar o comportamento do sistema. Em seguida, utiliza-se algoritmo genético (GA) para determinar o ponto ótimo com base no metamodelo selecionado. Esse ponto é então simulado e, caso o resultado obtido seja compatível com a previsão do metamodelo, ele é considerado o ponto otimizado. Caso contrário, o ponto simulado é adicionado ao banco de dados, reiniciando-se o ciclo de construção e ajuste do metamodelo até que haja convergência.

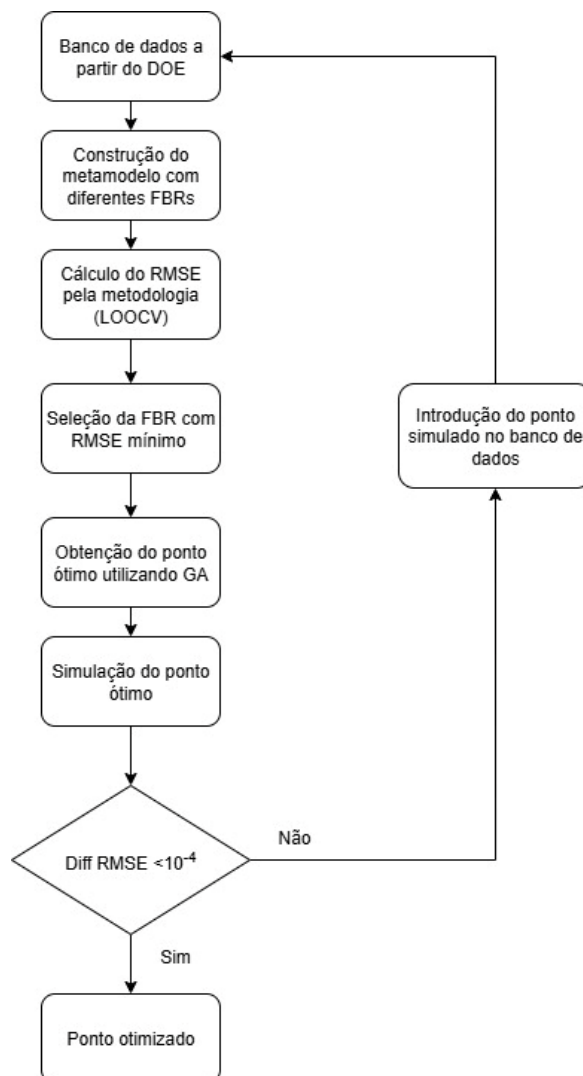


Figura 4.23 Fluxograma para o processo de otimização

Uma outra modificação importante foi a alteração do raio da lingueta da voluta. Por se tratar de um componente previamente construído e utilizado em ensaios experimentais, optou-

se por manter sua geometria original. No entanto, a partir dos resultados das simulações, observou-se grandes perturbações do escoamento nessa região, com impacto significativo na distribuição de pressão e na intensidade do ruído tonal gerado pela interação entre o rotor e a lingueta. Esta região que devia ter um formato de arco de círculo, apresentava geometria irregular, vide Figura 4.24 (a). Diante dessas observações, foi proposta a modificação do raio de curvatura, Figura 4.24(b). Para isso, foi definido um raio de $22mm$, com base em uma análise paramétrica considerando a necessidade de suavizar a transição do escoamento nessa região sem comprometer o espaço admissível entre o rotor e a parede da voluta.

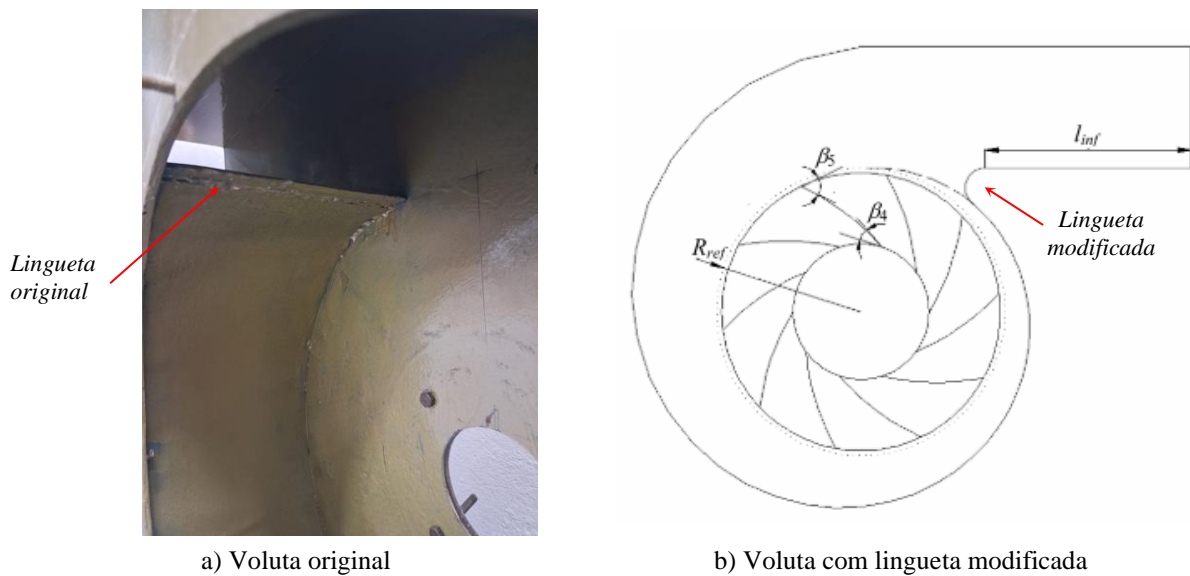


Figura 4.24 – Esquema da voluta utilizada no estudo

4.7 Implementação do Design de Experimentos (DOE)

O DOE foi construído utilizando os quatro parâmetros citados: F_a , $\beta_{4_{AUX}}$, $\beta_{5_{AUX}}$ e F_r . Devido à complexidade do caso, que envolve um número significativo de variáveis, optou-se pela utilização do método de amostragem por Hipercubo Latino (*Latin Hypercube Sampling*). Esta é uma técnica de amostragem eficiente para aplicações onde a quantidade de parâmetros no espaço de decisão é maior a 3 ou espaço multidimensionais, em experimentos e simulações, devido a ser um método que com uma pequena quantidade de pontos consegue uma boa distribuição espacial, assim, reduz o número de amostras necessário para a avaliação da região de estudo, MESSAC, (2015). O método de amostragem por Hipercubo Latino é um método de amostragem estocástica relacionado ao Monte Carlo, mas difere por introduzir uma

estratificação sistemática do espaço de parâmetros, no qual os pontos do DOE são gerados de forma aleatória dentro da rede formada pelo cruzamento dos valores de cada parâmetro. Os pontos de amostragem não compartilham o mesmo valor, dentro de uma linha ou de uma coluna, garantindo que se obtenha uma variação única de valores de parâmetros em cada dimensão.

O software ModeFRONTIER® foi utilizado para integrar as etapas de geração de geometria e malha, além de definir a sequência de execução do plano de experimentos (DOE), conforme ilustrado na Figura 4.25.

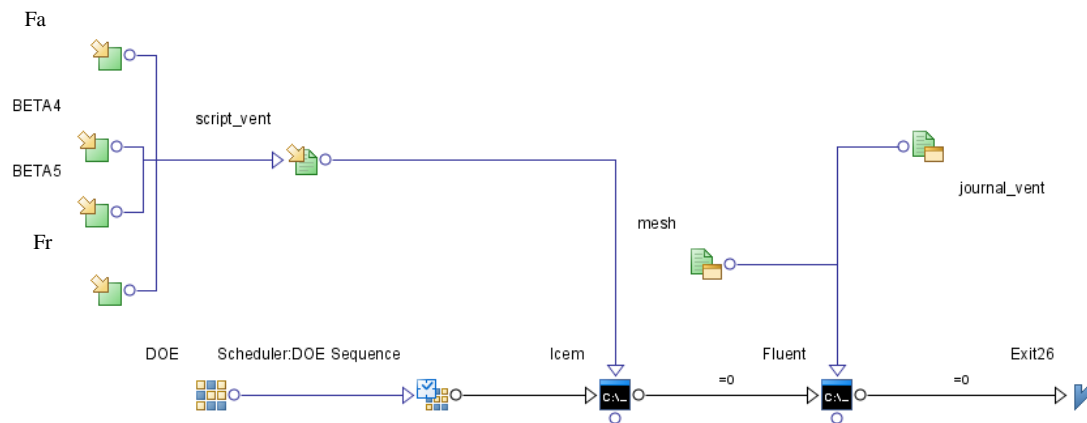


Figura 4.25 - Fluxograma implementado no ModeFrontier®

Através de suas ferramentas internas, foi possível gerar automaticamente as combinações dos parâmetros geométricos dentro da faixa definida no espaço de decisão. Inicialmente, definiu-se o domínio computacional do rotor, o que incluiu a geração automática da geometria do canal e da malha tridimensional hexaédrica parametrizada. Esse processo foi viabilizado por meio de um arquivo do tipo *script*, com comandos escritos na linguagem Tcl/Tk, que são interpretados em modo *batch* pelo programa comercial ICEM-CFD®. O resultado é a construção automatizada da geometria e da malha correspondente ao domínio de 1/10 do rotor, considerando sua simetria radial. O *script* foi posteriormente adaptado para permitir também a geração do canal contendo a pá auxiliar. Para a solução do campo do escoamento no rotor, utiliza-se o software FLUENT®, em que as condições de contorno são introduzidas através de arquivos auxiliares tipo *Journal* file.

Embora o processo de otimização com a ferramenta ModeFRONTIER® estivesse disponível, optou-se por uma abordagem baseada em metamodelagem. O script em linguagem *Tcl/Tk*, interpretado pelo software ICEM-CFD®, foi manualmente ajustado para cada conjunto de valores definidos no DOE. Essa abordagem visou reduzir o custo computacional associado

à avaliação da função objetivo através do ANSYS FLUENT®, que é altamente onerosa em termos de custo computacional. Em vez de executar automaticamente o FLUENT® para cada ponto do DOE, um plano de experiências; HCL é inicialmente construído com os parâmetros geométricos da pá auxiliar e seus intervalos de variação para cobrir todas as combinações possíveis entre 3 níveis e 4 fatores, resultando em 81 experimentos, que cobrem todas as combinações possíveis desses parâmetros. Os resultados dessas 81 simulações foram utilizados para construir um metamodelo, com poucos pontos de dados, capaz de estimar a eficiência do ventilador com boa precisão, sem a necessidade de realizar simulações adicionais. Esse conjunto de dados representou um subconjunto representativo do espaço de projeto, servindo como base para o ajuste de modelos de aproximação.

4.7.1 Funções de base radial utilizadas

Como mencionado anteriormente foi utilizado o método baseado na construção de um metamodelo estanke usando uma metodologia de alteração sequencial manual. Esse metamodelo foi utilizado como função objetivo dentro de um processo de otimização geométrica da pá auxiliar, sendo construído com funções de base radial (RBF - *Radial Basis Functions* em inglês) utilizando os dados obtidos através das simulações dos pontos gerados no DOE, com o objetivo de maximizar a eficiência do rotor do ventilador ($\tilde{f}(X) = RBF = \eta$), onde $\tilde{f}(X) = \eta$ é a função objetivo eficiência. Essa abordagem consiste em identificar o ponto de máxima eficiência, realimentar o banco de dados do metamodelo com esse ponto e, em seguida, reconstruí-lo e recalcular o erro. Esse processo iterativo assegura a construção de um metamodelo mais preciso nas proximidades de um máximo local, o qual foi considerado como valor final nesta pesquisa.

Foram comparadas seis funções diferentes de base radial, considerando variações na ordem das funções e na presença ou não de polinômios de extensão. Dessa forma, foram construídos seis metamodelos com as funções de base radial: A função linear pura, Modelo Linear Completo (com interações), Função Cúbica Pura, Modelo Cúbico Completo (com interações), Thin Plate Spline (TPS) Pura e TPS com Termo Polinomial Adicional. Para a definição da função de base radial que mais se aproxima do modelo desenvolvido foi calculado o Erro Médio Quadrático (RMSE - *Root Mean Square Error*), obtido a partir da raiz quadrada da média do quadrado da diferença entre o valor da função real (f) e o valor da função aproximada (\tilde{f}) para todos os pontos do DOE, sendo calculado segundo a Equação (4.10).

$$RMSE = \frac{1}{N_p} \sum_{i=1}^{N_p} \left[\left(f(S) - \tilde{f}(S) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.10)$$

onde: N_p é o número total de pontos de amostragem

$f \rightarrow$ resultados a partir de CFD

$\tilde{f} \rightarrow$ função obtida por meio do metamodelo

Os valores de RMSE obtidos para cada uma das funções de base radial testadas estão apresentados na Tabela 4.7. O cálculo foi realizado por meio de um código desenvolvido em Matlab®, com base no trabalho de Díaz Gautier, (2022). Como pode ser observado na Tabela, todas as funções apresentaram baixos valores de erro, indicando boa capacidade de ajuste aos dados de referência. No entanto, a função TPS com Termo Polinomial Adicional destacou-se por apresentar o menor RMSE entre os casos avaliados.

Em razão desse desempenho superior, a função TPS com Termo Polinomial Adicional foi selecionada como base para a construção do metamodelo utilizado na etapa de otimização geométrica da pá auxiliar.

Tabela 4.7 – Resultados do Erro Médio Quadrático (RMSE) para cada função de base radial utilizada

Funções de Base Radial	RMSE (η %)
Função Linear Pura	0,01624
Modelo Linear Completo (com interações)	0,00309
Função Cúbica Pura	0,00942
Modelo Cúbico Completo (com interações)	0,00312
Thin Plane Spline (TPS) Pura	0,03213
TPS com Termo Polinomial Adicional	0,00307

4.8 Resultados da otimização com algoritmos genéticos

Para a otimização da função objetivo gerada a partir do DOE, utilizou-se o Algoritmo Genético (GA: *Genetic Algorithms*). Essa abordagem permitiu a redução significativa do custo computacional, uma vez que o processo de busca pela melhor configuração geométrica da pá auxiliar pôde ser realizado diretamente sobre o metamodelo, sem a necessidade de novas simulações a cada iteração. O ponto ótimo encontrado para cada um destes metamodelos foi simulado novamente, para a obtenção do valor determinado pelo modelo CFD. O resultado da eficiência do ventilador no metamodelo e do valor apresentado pelo modelo CFD foram comparados. O metamodelo construído a partir da RBF TPS com Termo Polinomial Adicional foi o que representou com maior fidelidade a resposta do modelo CFD.

Na Tabela 4.8 apresenta-se o ponto ótimo identificado a partir do metamodelo construído por esta função, o qual foi determinado considerando a combinação ideal dos parâmetros geométricos da pá auxiliar dentro do espaço de projeto.

Tabela 4.8 – Resultados da otimização usando metamodelos

Parâmetro	CPA	CPA _{opt}
$\beta_{4_{AUX}}$ [°]	31,02	42,85
$\beta_{5_{AUX}}$ [°]	50,41	46,56
F_a	0,52	0,447
F_r	0,537	0,554
η [%]	76,748	77,250

Comparando os valores dos parâmetros geométricos, observa-se que tanto o ângulo de saída $\beta_{5_{AUX}}$ quanto o ângulo de entrada $\beta_{4_{AUX}}$ das pás auxiliares aumentaram. Em relação aos fatores de raio e ângulo, ambos apresentaram pequenas variações. Por fim, a eficiência total (η) passou de 76,748% para 77,250%, evidenciando uma melhoria no desempenho do ventilador CPA após a otimização. Essa configuração corresponde à de maior eficiência do ventilador e está ilustrada na Figura 4.26 c), onde se observa o rearranjo das pás auxiliares com posicionamento mais próximo do lado de pressão das pás principais.

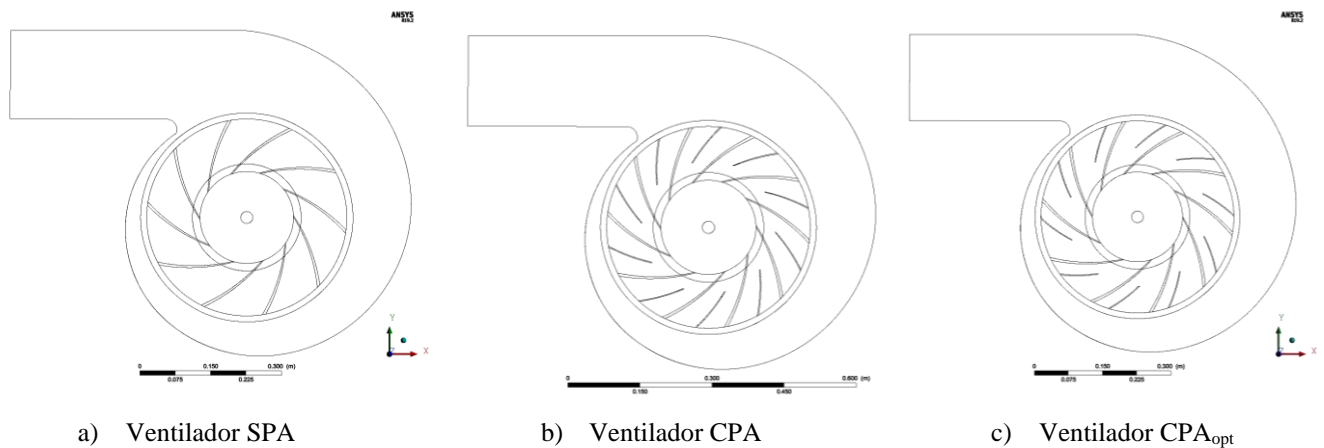


Figura 4.26 - Esquema de ventiladores com as diferentes geometrias, SPA, CPA e CPA_{opt}

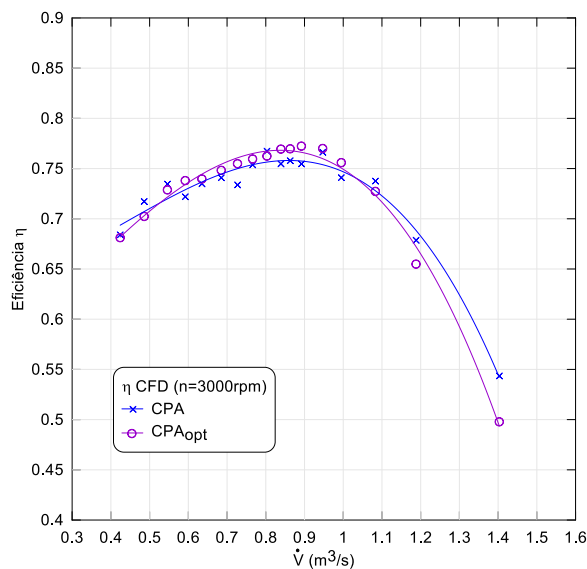
A primeira análise dos ventiladores SPA e CPA, considerou a geometria original da voluta, sem quaisquer modificações. Nesse estágio, a forma irregular da lingueta foi mantida inalterada, para efeitos da validação do modelo numérico. Posteriormente, com a modificação do raio de curvatura da lingueta, e a adoção do rotor otimizado, novas simulações foram realizadas em regime permanente. A partir desses novos resultados estabeleceu-se uma

comparação do comportamento aerodinâmico apenas entre os ventiladores CPA e CPA_{opt}, uma vez que a inclusão das pás auxiliares, conforme demonstrado anteriormente, mostrou-se benéfica para o aumento da pressão total gerada pelo do ventilador, mantendo valores de eficiência comparáveis ao ventilador SPA em uma ampla faixa de vazões.

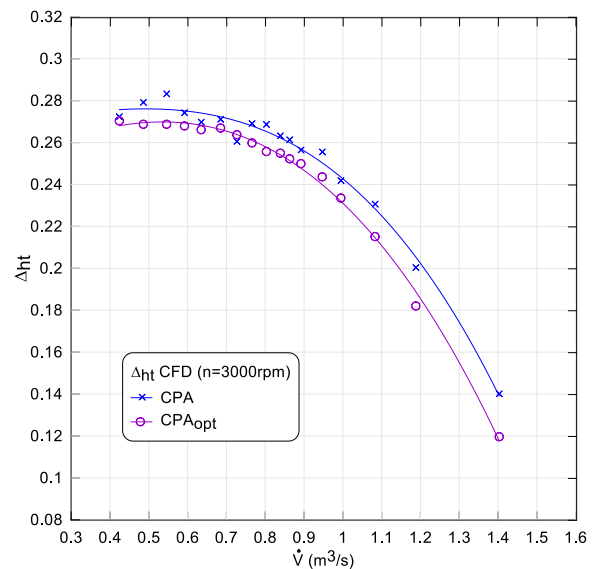
Numa segunda etapa das análises, manteve-se a voluta modificada, e foram examinados os efeitos das variações geométricas das pás auxiliares sobre o comportamento aeroacústico para as 3 configurações individualmente. Dessa forma, tornou-se possível uma comparação consistente entre as configurações SPA, CPA e CPA_{opt}, com base nas mesmas condições de contorno, o mesmo modelo de turbulência, malha computacional e os mesmos esquemas numéricos de solução.

Nas simulações realizadas os resultados foram obtidos para uma ampla faixa de vazões, mantendo-se a rotação constante de 3000rpm. Em seguida foi possível examinar se essas modificações influenciaram o escoamento. Além disso, investiga-se se tal modificação atende ao propósito de redução do ruído, aspecto que será abordado nesta seção.

A Figura 4.27(a-d) apresenta o comportamento dos ventiladores CPA e CPA_{opt} em termos de eficiência, potência útil, potência de eixo e variação de pressão total.



a) Eficiência CPA vs CPA_{opt}

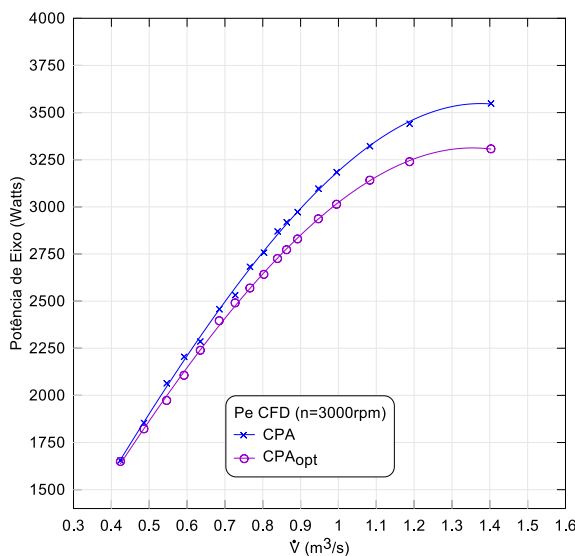


b) Variação de Δh_t CPA VS CPA_{opt}

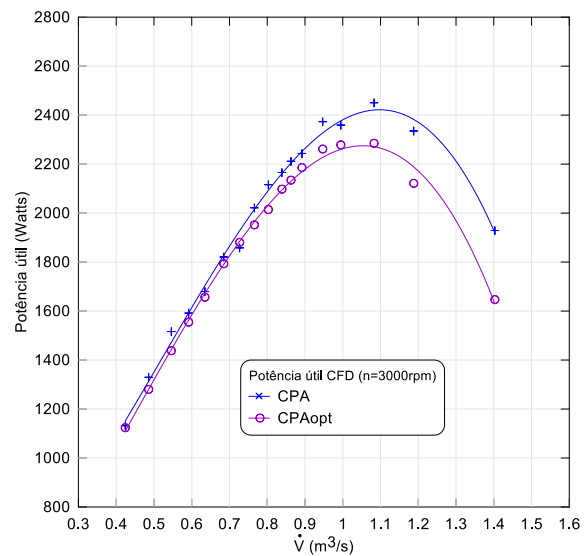
Em termos qualitativos, alguns resultados como os valores de variação de pressão total e eficiência mostraram um comportamento semelhante, porém, observou-se um ligeiro aumento de 0,08% na eficiência do ventilador CPA_{opt} em toda a faixa de vazões. Em relação à potência

de eixo entre os ventiladores destaca-se um incremento em média de $\approx 116,8W$ para o ventilador CPA, o que representa uma diferença percentual média de cerca de 4,24% acima do ventilador CPA_{opt}. Essa diferença de desempenho pode ser atribuída à redução das perdas no rotor otimizado, especialmente devido ao reposicionamento das pás auxiliares.

Da mesma forma, a modificação geométrica das pás auxiliares resultou em uma leve redução da potência útil do ventilador CPA_{opt}, conforme apresentado na Figura 4.27(d). Observa-se na figura que, para vazões inferiores a $0,766 \text{ m}^3/\text{s}$, os valores de potência útil do CPA_{opt} permanecem muito próximos aos do CPA, indicando que a alteração das pás auxiliares não comprometeu significativamente o desempenho nessa faixa de operação. No entanto, a curva correspondente ao CPA_{opt} apresenta perfil mais suave e simétrico, indicando um regime de operação mais estável para uma ampla faixa de vazões. Acima da vazão de $0,947 \text{ m}^3/\text{s}$, observa-se que o ventilador CPA fornece maior potência útil ao escoamento, evidenciando desempenho superior em comparação ao modelo CPA_{opt}. Essa diferença corresponde a uma redução percentual de aproximadamente 4,31% na potência útil total do CPA_{opt} em relação ao CPA.



c) Potência de Eixo CPA vs CPA_{opt}



d) Potência útil CPA vs CPA_{opt}

Figura 4.27 - Curvas de Comportamento ventiladores CPA e CPA_{opt}

O fator de deficiência de potência, também conhecido como fator de escorregamento, também foi estudado, visto que, depende de diversos parâmetros geométricos, de forma e das condições do escoamento, estando diretamente relacionado ao coeficiente de pressão (ψ) do ventilador. Conforme descrito por Eck (1973), o fator de escorregamento pode ser definido como a razão entre a potência útil fornecida ao escoamento real considerando um número finito

de pás e a potência útil ideal correspondente a um escoamento com número infinito de pás. Essa relação pode ser expressa tanto em termos de energia específica quanto por meio do coeficiente de pressão, conforme Equação 6.2, permitindo avaliar as perdas associadas à geometria do rotor e à interação fluido-estrutura no escoamento real.

$$\varepsilon = \frac{Y_{pá}}{Y_{pá\infty}} = \frac{\psi_{pá}}{\psi_{pá\infty}} \quad (4.11)$$

Nesse sentido, na Figura 4.28, foram plotadas as variações do (ε) em função do coeficiente de vazão, obtidos de forma numérica para ambos os ventiladores com base no coeficiente de pressão. Através da figura verifica-se que resultados simulados de (ε) CPA_{opt} são similares quando comparados com o (ε) CPA, no entanto, nota-se uma melhora no desempenho do CPA_{opt} em regimes de média a alta vazão, $0,05 \leq \phi \leq 0,1$, evidenciada por valores de (ε) levemente inferiores, o que indica menores desvios na saída do rotor.

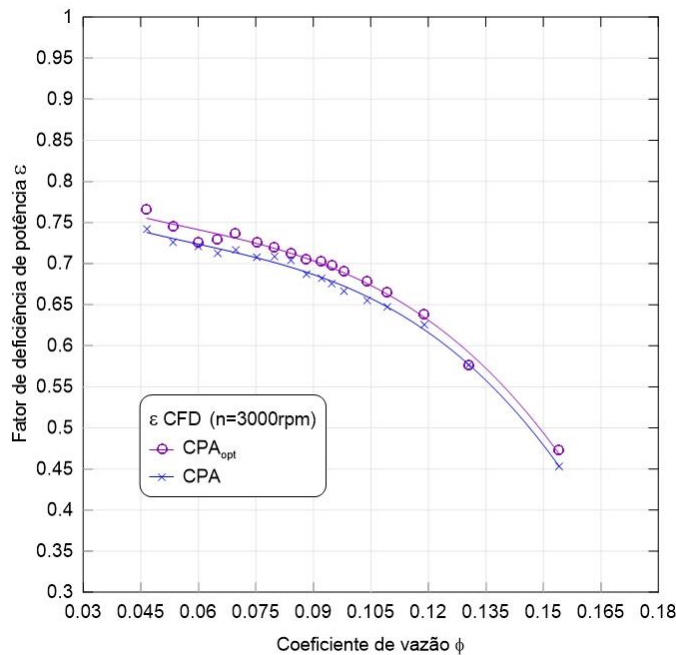


Figura 4.28 - Fator de deficiência de potência ventiladores CPA e CPA_{opt}

Na Figura 4.29 são apresentada as linhas de corrente para os ventiladores CPA e CPA_{opt} considerando a escala de intensidade de turbulência para os parâmetros de operação $\dot{V} = 0,839 \text{ m}^3/\text{s}$ e $\dot{V} = 0,892 \text{ m}^3/\text{s}$. respectivamente. Para o ventilador CPA, Figura 4.29(a), observa-se vórtices do lado de sucção das pás principais e zonas de recirculação no bordo de fuga, o que traz como consequência flutuações de pressão entre os canais das pás e as superfícies próximas à lingueta.



(a) CPA



(b) CPA_{opt}

Figura 4.29 - Linhas de corrente em torno do rotor e da voluta considerando níveis locais de intensidade turbulenta

Comparando as duas configurações, nota-se que o ventilador CPA_{opt}, Figura 4.29(b), apresenta um escoamento mais estável. As linhas de corrente mantêm um trajeto mais suave com menores regiões de recirculação ou separação no lado de sucção das pás principais. Na região do bordo de fuga das pás principais e auxiliares, observa-se uma menor recirculação o que contribui para a dissipação e redistribuição das flutuações de pressão, reduzindo a intensidade das perturbações no escoamento.

A partir da distribuição do nível de potência sonora nas superfícies das pás e da voluta, obtida por meio da integral de Curle, foi possível realizar a análise das fontes sonoras das 3 configurações de ventiladores considerando a voluta modificada. A Figura 4.30 apresenta os contornos de nível de potência acústica local que mostram regiões de maior intensidade nas geometrias SPA e CPA, enquanto o CPA_{opt}. promove uma redução de aproximadamente 7dB no nível máximo de potência acústica em relação ao CPA, e cerca de 1,3dB em relação ao SPA

Isso demonstra o efeito positivo da alteração do raio de curvatura da lingueta, na redução do ruído aerodinâmico nesta região e no bordo de fuga das pás.

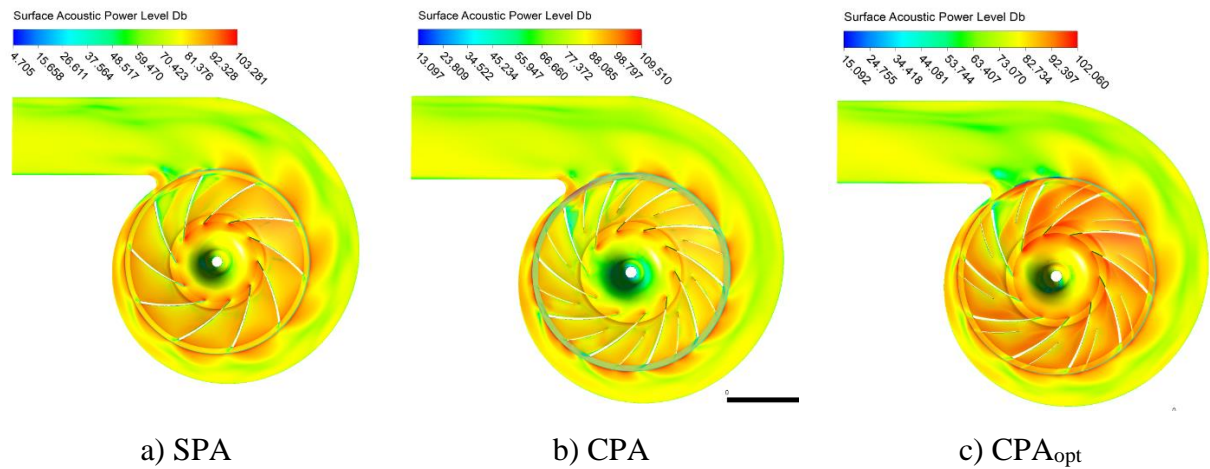


Figura. 4.30 – Contornos de Superfície de Nível de Potência Sonora fórmula integral de Curle

Na Figura 4.31, observa-se que os maiores valores de nível de potência sonora (L_w) em dB, calculados com base no modelo da fórmula de *Proudman*, estão concentrados nas regiões de entrada e saída do rotor. Nota-se também que, no caso do rotor CPA, os valores na região do bordo de fuga das pás principais são mais elevados em comparação com o ventilador SPA. Esse aumento sugere que a simples adição de pás auxiliares, sem uma otimização geométrica adequada, não é suficiente para melhorar o desempenho aeroacústico do ventilador. Ou seja, a introdução das pás auxiliares, por si só, pode até intensificar interações indesejadas entre a camada limite e o escoamento de saída, contribuindo para maiores níveis de ruído. Por outro lado, o ventilador CPA_{opt}, apresenta valores significativamente menores nessas mesmas regiões, indicando uma redução mais eficaz de separação e flutuações turbulentas da camada limite próximo às pás e à voluta, resultado de uma melhor distribuição do escoamento e controle da separação da camada limite turbulenta.

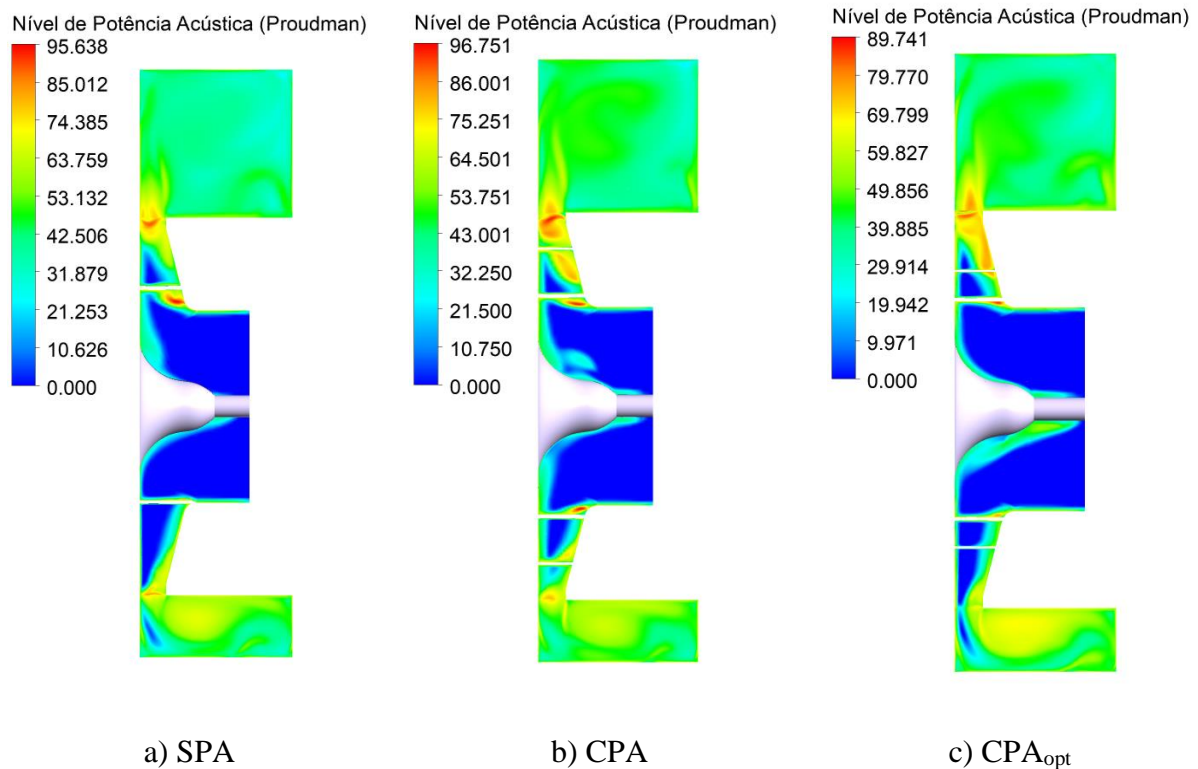


Figura 4.31 - Distribuição do nível de potência sonora em superfícies do plano perpendicular ao eixo de rotação z , fórmula de *Proudman*

A Figura 4.32 apresenta os contornos de intensidade turbulenta no plano meridional dos ventiladores. Essa grandeza é um indicativo direto do grau de instabilidade do escoamento, refletindo as flutuações de velocidade em diferentes regiões do domínio. Observa-se que os ventiladores SPA e CPA apresentam valores máximos de intensidade turbulenta superiores a 140%, concentrados principalmente nas regiões próximas à entrada do rotor e junto à lingueta da voluta, (similar ao comportamento dos níveis de potência acústica)

Pode-se ver também, que o ventilador CPA_{opt} apresenta um comportamento significativamente distinto, com valor máximo reduzido para aproximadamente 98,6%. As zonas de alta turbulência tornam-se mais localizadas e menos intensas, especialmente na região de sucção das pás principais, sugerindo um escoamento mais estável e guiado. Tal resultado é atribuído à otimização geométrica das pás auxiliares, que atuam de forma a suavizar gradientes de pressão e organizar as linhas de corrente no interior do rotor.

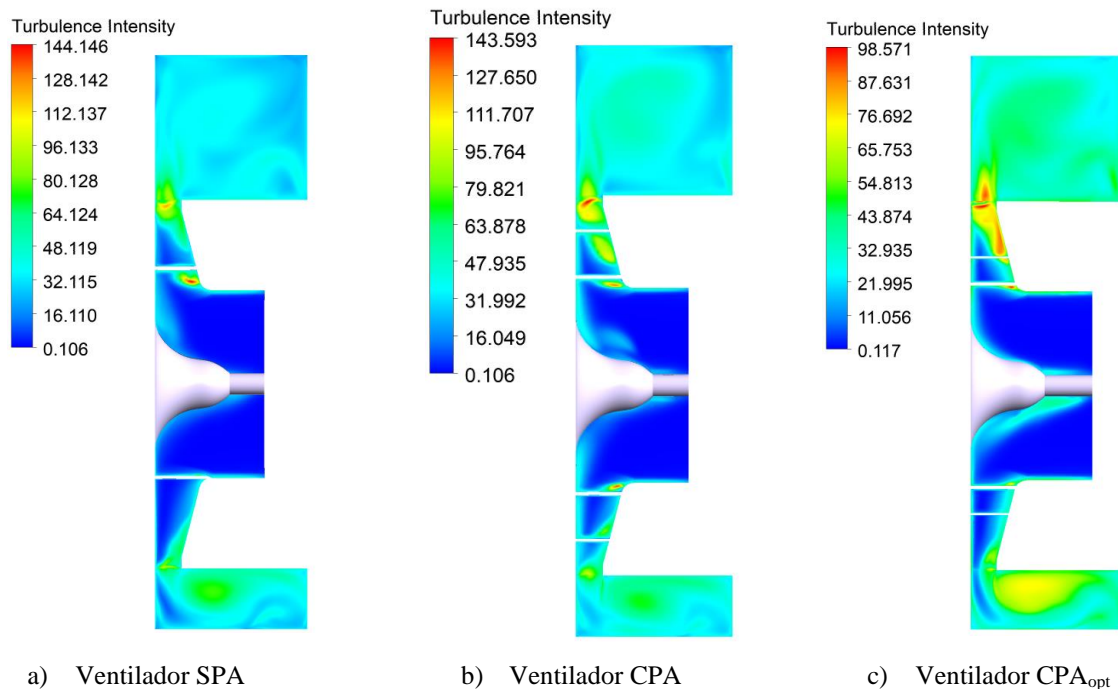


Figura 4.32 - Contornos de intensidade turbulenta, plano perpendicular ao eixo de rotação z

Embora o ventilador otimizado apresente um desempenho aerodinâmico favorável, torna-se necessária a análise dos espectros de nível de pressão sonora, uma vez que a nova configuração da pá auxiliar foi inicialmente otimizada com foco na maximização da eficiência. No entanto, torna-se fundamental avaliar os efeitos dessa geometria sobre os níveis de pressão sonora, considerando que alterações no escoamento ainda que benéficas do ponto de vista aerodinâmico podem influenciar significativamente o comportamento aeroacústico do ventilador.

CAPÍTULO 5 ANÁLISE AEROACÚSTICA

Neste capítulo apresenta-se o estudo do comportamento aeroacústico dos ventiladores SPA e CPA_{opt} por meio de simulações em regime transiente, com foco na obtenção dos espectros de Nível de Pressão Sonora em função da frequência. A escolha por simular apenas essas duas configurações se justifica tanto do ponto de vista técnico quanto de custo computacional.

Como demonstrado nas análises anteriores em regime estacionário, o ventilador CPA apresentou níveis mais elevados de potência sonora quando comparado com o CPA_{opt}. Dessa forma, considerando o alto custo computacional associado às simulações em regime transiente, que demandam tempo elevado de processamento e armazenamento de dados, optou-se por não incluir o modelo CPA nessa etapa do estudo. Com isso, a investigação concentra-se nas geometrias com maior potencial de desempenho SPA (referência) e CPA_{opt} (otimizado), permitindo uma avaliação mais criteriosa da eficácia das estratégias geométricas aplicadas às pás auxiliares.

Para obter a solução do campo acústico e os espectros de pressão sonora em função do tempo e da frequência, primeiro, deve ser executada a solução transiente até obter uma solução "estatisticamente estável", isso significa que o campo de escoamento em regime não permanente sob consideração, incluindo todas as principais variáveis de escoamento, deve estar totalmente desenvolvido de tal forma que suas estatísticas não mudem com o tempo. Isto é necessário para evitar que a solução considere as instabilidades do regime de falso transiente (*pseudotransiente*) no estágio inicial das simulações.

Para verificar a estabilidade estatística da solução temporal, foi monitorada a convergência das curvas de resíduo das velocidades, turbulência e da variação da pressão total, Figura 5.1(b), na saída da voluta. A Figura 5.1(a) mostra o gráfico de convergência de resíduos do cálculo numérico implementado pela adoção do modelo de turbulência URANS $k - \omega$ SST, considerando 5 dias de simulação para cada ventilador.

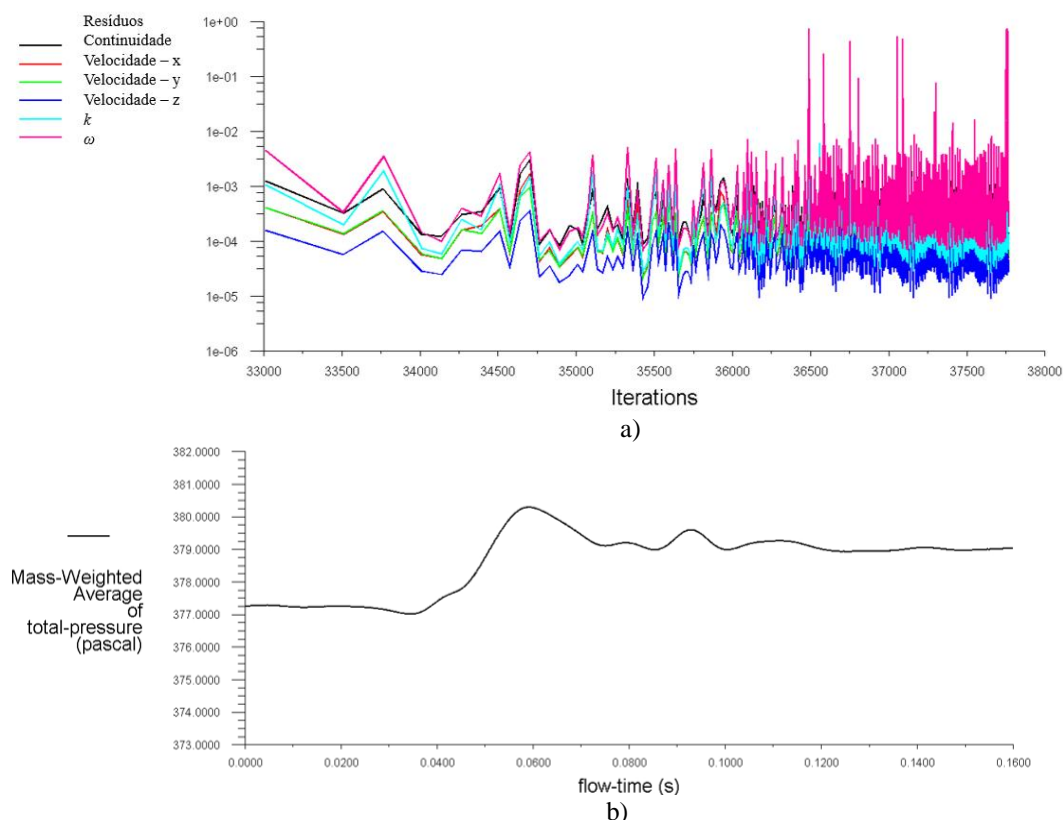


Figura 5.1 – Histórico de resíduos para cada iteração do cálculo numérico transiente

Foi utilizado para o domínio rotor-voluta a configuração de malha deslizante (SMM – *Sliding Mesh Model*), a qual permite capturar com maior precisão os efeitos dinâmicos da interação entre o rotor em movimento e a voluta fixa. Para obter a convergência numérica do regime transiente foram considerados, para cada time *step*, valores de 10^{-4} para os resíduos de massa, velocidade e turbulência.

Após o cálculo da solução transiente atingir uma solução “estatisticamente estável”, deve ser ativado o modelo acústico. Nesta etapa, é calculada a pressão sonora, com base nos dados armazenados das fontes. Dentre as alternativas de modelagem acústica, este trabalho adota duas abordagens complementares para estimar o ruído gerado pelos ventiladores. A primeira abordagem considera o acúmulo das contribuições acústicas provenientes das superfícies rotativas, captadas por receptores do tipo FW-H posicionados à saída do ventilador. Essas informações são obtidas durante a simulação transiente e, posteriormente, convertidas para o domínio da frequência por meio da transformada rápida de Fourier (FFT). A segunda abordagem baseia-se nos sinais de flutuação de pressão registrados em pontos monitores posicionados em regiões de interesse no interior da voluta. Esses sinais também são extraídos

da simulação transiente e, de forma similar, transformados para o domínio da frequência utilizando a (FFT), permitindo a análise espectral do ruído associado às flutuações de pressão.

O procedimento seguido para a solução transiente acústica é o seguinte:

Definição do domínio e condições de contorno;

- I. Definição dos modelos de turbulência e esquemas de solução;
- II. Determinação do passo de tempo, *time step*; e número de *time-steps*
- III. Configuração do modelo acústico: definição das superfícies atuantes como fontes de ruído e posicionamento espacial dos receptores;
- IV. Cálculo da solução transiente acústica;
- V. Processamento dos espectros do NPS em função da frequência.

Quanto às condições de contorno, nas simulações em regime transiente no software FLUENT®, foram impostas as mesmas condições já apresentadas na Figura 4.8. Quando se comparam as fontes do ventilador com o ventilador otimizado, é possível observar a diminuição das fontes de ruído

5.1.1 Configuração do modelo acústico FW-H

Na implementação numérica da formulação de FW-H, a velocidade e a pressão em uma superfície, que engloba as fontes sonoras, são obtidas discretamente no tempo e no espaço. Ao ativar o modelo acústico com base na analogia de FW-H, devem se configurar as fontes acústicas e os receptores. As constantes para o modelo adotado foram a massa específica, $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$; a velocidade do som: 340 m/s e a pressão acústica de referência, $p_{ref} = 20 \mu\text{Pa} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$.

Fontes: Foram especificadas como fontes as superfícies rotativas. Os dados das fontes foram divididos e gravados em vários arquivos com a extensão *.asd, a cada 10 *time-steps*, isto é razoável pela possibilidade de utilizar uma faixa selecionada para o cálculo da pressão sonora em vez de usar todos os dados. Por exemplo, é possível excluir uma parte inicial dos dados em vista destes não terem atingido completamente um estado estatisticamente estável. Então as informações globais associadas aos dados das fontes são armazenadas num arquivo .index, (exemplo: spl_spa.index).

Receptores: A posição dos receptores em coordenadas cartesianas (x, y, z), devem-se definir com precisão de modo a representar pontos específicos no domínio acústico onde se

desejam obter os espectros de Nível de Pressão Sonora e Pressão Sonora. Através desses receptores, é possível capturar as flutuações de pressão induzidas pelas fontes de ruído do escoamento, permitindo a análise temporal e espectral do campo acústico.

A escolha desses pontos segue critérios encontrados na literatura estabelecidos por normas técnicas como a Norma ISO 13347-3, (2004). Embora a norma tenha sido desenvolvida para medições experimentais em ambientes semianecoico ou controlados, ela foi utilizada apenas como referência para o posicionamento dos receptores no modelo numérico, com base numa abordagem simplificada, focando-se especificamente no campo acústico gerado diretamente pelo ventilador em sua região de entrada.

A hemiesfera de receptores posicionada na entrada do rotor segue o critério de campo semi-livre proposto na norma, sendo adequada para monitorar a pressão na entrada do ventilador e capturar as flutuações necessárias para a obtenção do ruído e realização da análise espectral, ainda que o domínio computacional não represente integralmente as condições de campo livre sobre um plano refletor previstos na norma. Na Figura 5.2 e na Tabela 5.1 é representado o arranjo da Norma ISO 13347-3, (2004), onde se mostram e definem os locais de medição.

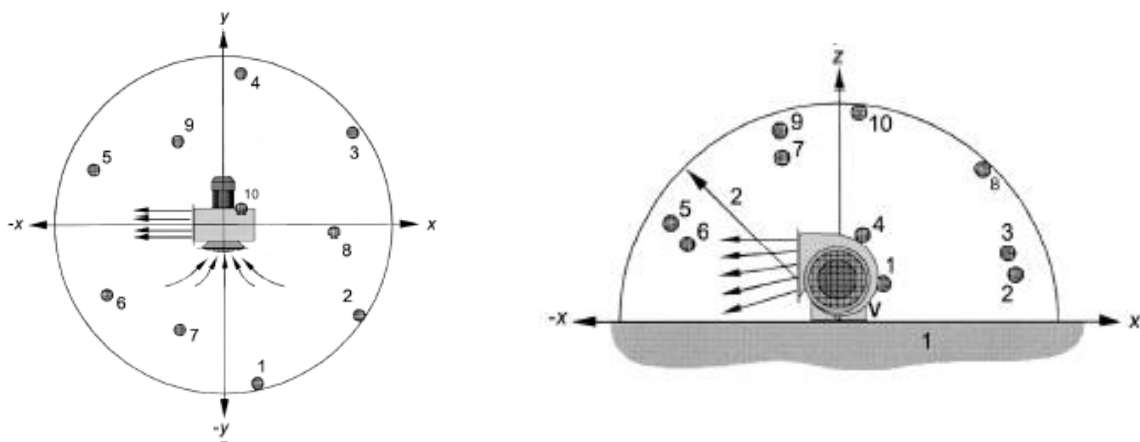


Figura 5.2 – Esquema indicando as posições de medição acústica (Fonte ISO 13347-3)

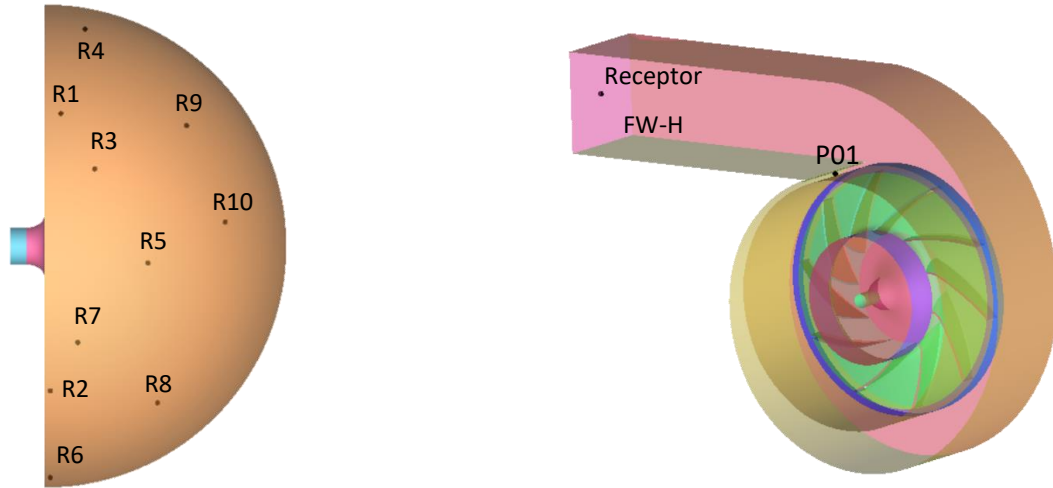
Tabela 5.1 – Coordenadas das posições dos receptores para superfície de medição hemisférica.

Coordenadas (m)	Local dos pontos de medição									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
x/r	0,24	1,17	1,17	0,24	-1,245	-1,245	-0,390	1,11	-0,390	0,15
y/r	-1,44	-0,90	0,825	1,35	0,48	-0,60	-0,975	-0,105	0,750	0,15
z/r	0,40	0,40	0,465	0,615	0,675	0,570	1,065	1,005	1,245	1,485

* $r=1,5m$ é o raio da superfície hemisférica

O ruído proveniente da interação entre as superfícies das pás e da voluta foi acumulado no receptor FW-H localizado próximo à saída do ventilador e então convertido para o domínio da frequência utilizando a Transformada Rápida de Fourier (FFT). Um receptor também foi

localizado na região próxima à lingueta, Figura 5.3(b), para monitorar as flutuações de pressão particularmente na região crítica onde ocorrem fortes gradientes de pressão e vórtices. Esses dados são essenciais para a análise do ruído tonal gerado pelas passagens das pás diante da lingueta.



a) Hemiesfera de receptores na entrada do ventilador b) Monitor FW-H na saída e de pressão na lingueta

Figura 5.3 – Representação gráfica do posicionamento dos receptores no domínio computacional

5.1.2 Determinação do timestep

O problema para determinar o passo de tempo se origina quando temos que lidar com rotações altas nas análises transientes. É por isso que a definição do passo de tempo de forma adequada, permitirá obter a solução temporal do problema com boa resolução do fenômeno físico não permanente associado à rotação do ventilador, sem que se produzam perdas nas variáveis físicas do escoamento em mais de uma ou duas células da malha em um único passo de tempo, afetando a qualidade do resultado para identificação dos espectros do NPS em função da frequência. Sendo assim, foi convertido a rotação para frequência conforme a Equação. 5.1.

$$f_{rot} = \frac{3000rpm}{60} = 50Hz \quad (5.1)$$

Ou seja, o rotor dá 50 voltas por segundo. O período de uma volta é dado pela Equação 5.2

$$T = \frac{1}{f_{rot}} = \frac{1}{50} = 0,02s \quad (5.2)$$

Cada volta completa do rotor produz 10 interações pá-voluta, assim $f_{BPF} = 50 * 10 = 500Hz$. Para capturar adequadamente os efeitos das pás (interações periódicas), o passo de tempo deve ser menor que o período da BPF. Sendo assim foi definida a escala do passo de tempo como $5 \times 10^{-4} s$. Além disso, foram necessárias 35 iterações por passo

de tempo para garantir a convergência do cálculo. Considerou-se que um total de 1800 passos de tempo, resultando em nove rotações, suficientes para a obtenção da “estabilidade”. Toda a simulação transiente, (SPA), teve duração de 0,18s, o que corresponde a aproximadamente 9 rotações do rotor, sendo que o registro das flutuações de pressão nos receptores para análise da pressão sonora foram iniciados a partir da 7ª rotação.

5.2 Análise do Nível de Pressão Sonora em função da Frequência – NPS

A partir das simulações em regime transiente, utilizando o modelo de turbulência $k - \omega$ SST, com base na solução URANS no ponto de máximo rendimento, para cada ventilador, foram obtidos os dados das fontes de ruído em função da frequência e posteriormente armazenados nos arquivos com extensão *.asd, usando a Transformada Rápida de Fourier (FFT). Assim, com base nos espectros, foi possível analisar a contribuição no nível de pressão sonora para cada ventilador. Os espectros do NPS, foram obtidos considerando os parâmetros apresentados na Tabela 5.2 para uma frequência de amostragem de 5 kHz.

Tabela 5.2 - Características consideradas para o cálculo acústico

Ventilador	Q [m³/s]	Nro. de rotações p/espectro*	Δt	Nro. de Δt	Tempo p/ o espectro [s]**
SPA	0,839	2	$1,0 \times 10^{-4}$	1800	0,18
CPA _{opt}	0,892	2	$1,0 \times 10^{-4}$	2200	0,077

* Número de rotações para obter o espectro de nível de pressão sonora, depois de obter a solução transiente estatisticamente estável. ** Tempo físico da simulação correspondente ao número de rotações e passo de tempo.

Na Tabela 5.3 a seguir são apresentados os resultados do (NPS) total, calculado sobre todo o intervalo de frequência da simulação. Estes valores obtidos do FLUENT® representam uma integração direta da pressão sonora ao longo de todas as frequências analisadas no pós-processamento. Os valores obtidos considerando os receptores localizados na entrada do ventilador, são o resultado de um cálculo semelhante a uma energia total acústica, somada em bandas de frequência (por exemplo, 1/3 de oitava ou FFT), e depois convertida para dB, conforme a Equação 5.3.

$$SPL_{total} = 10 \cdot \log_{10} \left(\sum_i \frac{p_i^2}{p_{ref}^2} \right) \text{ [dB]} \quad (5.3)$$

Onde p_i é a pressão RMS em cada banda de frequência, e $p_{ref} = 20 \mu Pa$.

A seleção dos pontos R2, R6, R9 e R10 para análise detalhada foi feita com base em critérios de representatividade acústica, demonstrada por níveis expressivos de NPS nas faixas da BPF e seus harmônicos, além de apresentarem uma distribuição espacial adequada na hemiesfera de medição, abrangendo diferentes ângulos e distâncias em relação à fonte sonora.

Além disso, os pontos R6, R9 e R10 apresentaram níveis de NPS total mais elevados, o que os torna críticos para a avaliação do desempenho sonoro. Já o ponto R2 foi incluído por representar uma região com valores intermediários. Essa abordagem otimiza a análise aeroacústica ao focar nos pontos mais influentes, reduzindo o custo computacional e evitando redundância de informação sem comprometer a consistência dos resultados.

Tabela 5.3 Nível de pressão sonora total nos pontos de medição R1-R10

Pontos de medição	SPA	Média logarítmica	CPA _{opt}	Média logarítmica	Diferença	Diferença logarítmica
	NPS Total		NPS Total			
	dB					
R1	103,736	113,06	103,832	110,71	-0,10	2,35
R2	103,54		102,514		1,03	
R3	104,614		104,891		-0,28	
R4	106,643		106,691		-0,05	
R5	106,316		106,51		-0,19	
R6	106,735		106,186		0,55	
R7	110,77		111,009		-0,24	
R8	109,29		110,15		-0,86	
R9	113,351		112,872		0,48	
R10	121,437		117,4		4,04	

A média logarítmica de níveis de pressão sonora em decibéis (dB) é calculada com base nos valores lineares de NPS, conforme a Equação 5.4.

$$dB_{média} = 10 \cdot \log_{10}(L_{média}) \quad (5.4)$$

$$\text{onde } L_{média} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n L_i \quad (5.5)$$

$$\text{sendo } L_i = 10^{(dB_i/10)} \quad (5.6)$$

A partir das Figuras 5.4, 5.5, 5.6 e 5.7 pode ser visualizado o comportamento acústico dos ventiladores SPA e CPA_{opt} operando a 3000rpm a partir da variação da pressão sonora com a frequência. É importante mencionar que a adoção do *time step* especificado permitiu uma análise em bandas de frequência de até 5.000 Hz, com o objetivo de concentrar a avaliação nos componentes de baixa frequência, que são particularmente relevantes na caracterização do ruído gerado por ventiladores centrífugos.

Tais componentes incluem, por exemplo, o NPS associado à frequência da passagem das pás (*Blade Passing Frequency – BPF*) e seus harmônicos, que tipicamente se situam abaixo dessa faixa. Com isso, evita-se a propagação de erros numéricos associados a altas frequências, e melhora-se a resolução nas faixas de interesse.

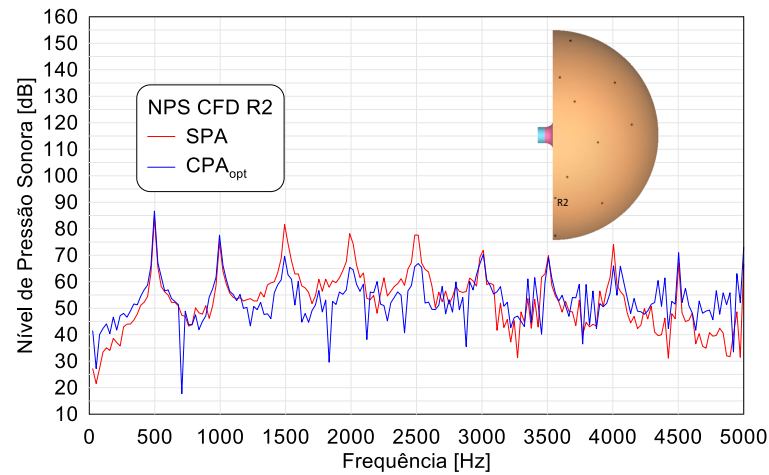


Figura 5.4 – Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPA_{opt}, receptor 2

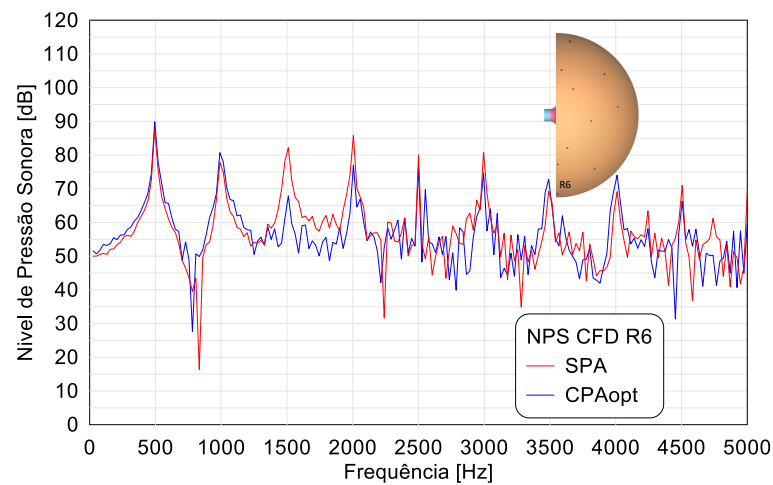


Figura 5.5 - Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPA_{opt}, receptor 6

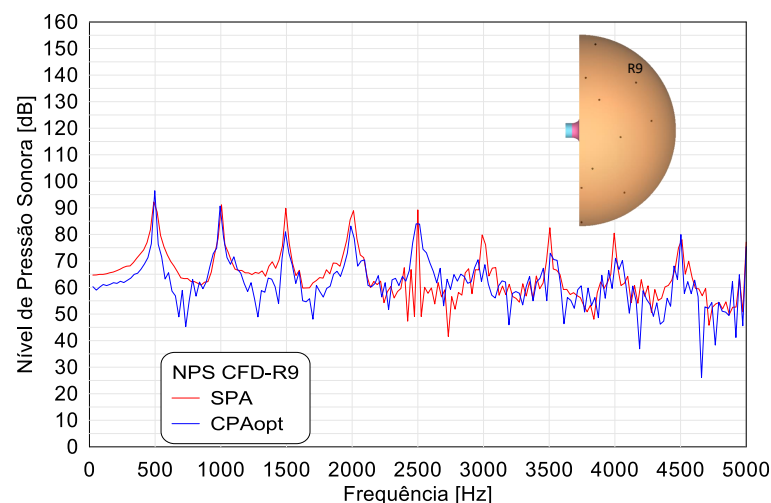


Figura 5.6 - Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPA_{opt}, receptor 9

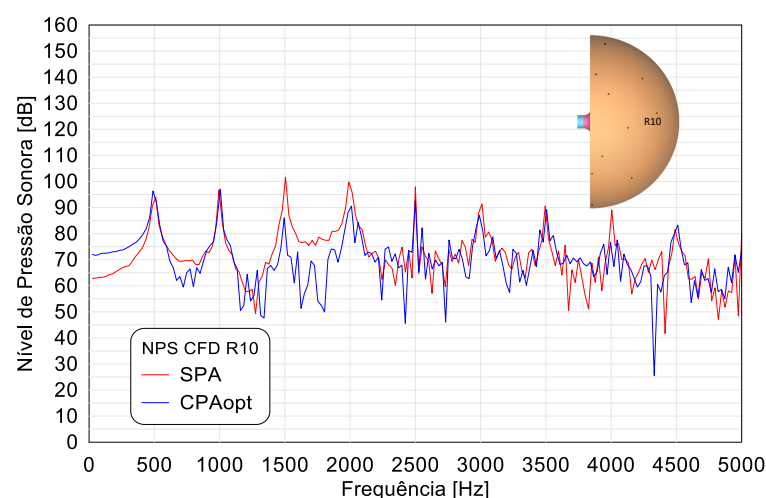


Figura 5.7 - Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPA_{opt}, receptor 10

Com base nos resultados dos espectros de NPS, foi possível analisar a contribuição das diferentes fontes, nas componentes de frequência de passagem da pá (BPF) e nos harmônicos (1^a e 2^a), como se pode ver na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Análise comparativa dos NPS obtidos para os ventiladores SPA e CPA_{opt} para R2, R6, R9 e R10

Pontos de medição	SPA			CPA _{opt}		
	NPS na BPF	NPS na 1 ^a harmônica	NPS na 2 ^a harmônica	NPS na BPF	NPS na 1 ^a harmônica	NPS na 2 ^a harmônica
	dB			dB		
R2	84,37	74,93	81,58	86,65	77,58	69,63
R6	87,66	77,79	82,23	89,87	80,7	67,89
R9	92,23	91,14	89,83	96,45	78,88	72,98
R10	90,52	96,76	101,65	96,32	97,05	71,70

De acordo com os valores reportados, o ventilador CPA_{opt} apresenta níveis mais baixos de NPS na 2^a harmônica, a qual é particularmente crítica em relação ao desconforto auditivo e à percepção do ruído. Essa redução é benéfica, pois contribui para afastar componentes tonais

da faixa de maior sensibilidade auditiva humana (2–4 kHz), que é onde o ruído é percebido com maior intensidade e incômodo. Por outro lado, o ventilador SPA apresentou menores valores de (NPS) na BPF, o que pode estar associado à menor quantidade de pás, resultando em uma menor frequência de interações aerodinâmicas entre o rotor e a lingueta da voluta, e consequentemente, menor intensidade do conteúdo tonal nessa frequência específica.

Nesse sentido optou-se por posicionar dois receptores adicionais no domínio interno do ventilador, os quais permitiram a caracterização detalhada das fontes internas de ruído, particularmente na região da lingueta e na saída da voluta, onde ocorrem fortes interações fluido-estrutura e picos de pressão responsáveis por componentes tonais significativas no espectro acústico.

A Tabela 5.5, apresenta-se o (NPS) total correspondente aos receptores P01 e o receptor FWH localizado na região de saída da voluta. Se bem os valores de NPS do ventilador SPA apresentou valores ligeiramente inferiores aos do ventilador CPA_{opt} para localizações de receptores na entrada do ventilador, no ponto P01 observa-se uma inversão dessa tendência, com o ventilador CPA apresentando um NPS ligeiramente inferior. Esse comportamento pode estar associado à interação mais intensa entre o rotor e a estrutura interna do ventilador nessa região, gerando flutuações de pressão mais intensas e, consequentemente, maior (NPS). Da mesma forma

De maneira semelhante, no receptor FWH, localizado na saída da voluta, o ventilador SPA também apresenta maior nível de pressão sonora (127,71 dB) em relação ao CPA_{opt} (125,48 dB). Esses resultados indicam que o ventilador CPA_{opt} contribui para uma atenuação mais eficiente do ruído aerodinâmico nas regiões de saída.

Tabela 5.5 -Nível de pressão sonora (SPL) total nos pontos de medição P01-Saída

Pontos de medição	SPA	CPA _{opt}	Diferença
	NPS Total	NPS Total	
	dB		
P01	111,68	111,20	0,48
Saída FWH	127.71	125.48	2.23

Nas Figuras 5.8 e Figura 5.9, são plotados os espectros de NPS para os receptores P01 e o receptor FWH localizado na região de saída da voluta.

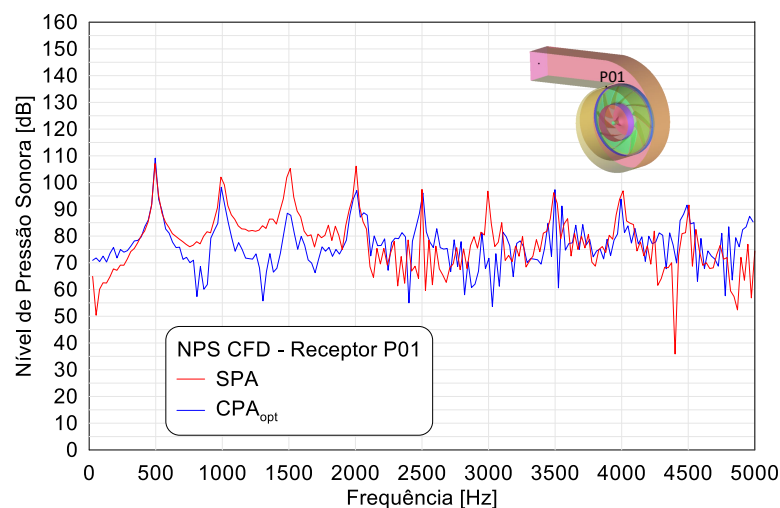


Figura 5.8 - Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPAopt, receptor P01

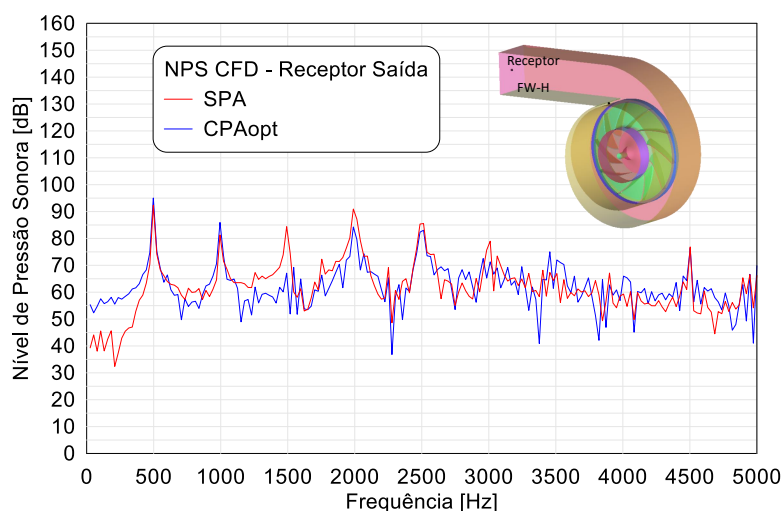


Figura 5.9 - Espectros de NPS dos ventiladores SPA e CPAopt, receptor FWH saída

Analogamente foi possível discretizar a contribuição das diferentes fontes. nas componentes de frequência de passagem da pá (BPF) e nos harmônicos (1ª e 2ª), como se pode ver na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 - Análise comparativa dos NPS obtidos para os ventiladores SPA e CPAopt para P01 Saída

Pontos de medição	SPA			CPAopt		
	NPS na BPF	NPS na 1ª harmônica	NPS na 2ª harmônica	NPS na BPF	NPS na 1ª harmônica	NPS na 2ª harmônica
	dB			dB		
P01	107,10	102,03	105,27	109,13	98,27	87,76
Saída FWH	92,32	81,29	84,38	95,04	85,94	67,09

No receptor P01, localizado na região da lingueta, o ventilador CPAopt apresentou um (NPS) 0,48 dB inferior ao do SPA. Embora essa diferença seja sutil, ela sugere que a otimização

geométrica das pás auxiliares consegue controlar melhor as flutuações de pressão nessa região, devido a um escoamento mais estável e uma menor formação de vórtices ou separações turbulentas.

Já no receptor FWH, localizado na saída da voluta uma região com maior desenvolvimento do escoamento e propensa à geração de ruído tonal a diferença é mais significativa: 2,23 dB a menos no CPA_{opt} . Na última coluna da Tabela 5.6, a 2ª harmônica revela que o ventilador otimizado apresentou menores níveis de NPS nos receptores, com diferenças variando de 0,86 até 4,97 dB. O destaque da diferença máxima de 4,97 dB sugere que, nesse ponto específico há menor interação turbulenta com a voluta.

CAPÍTULO 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1 Conclusões

- Neste trabalho foi desenvolvido um estudo numérico CFD para avaliar o desempenho aerodinâmico e aeroacústico de ventiladores centrífugos com e sem pás auxiliares. A metodologia incluiu simulações em regimes permanente e transiente, validadas por dados experimentais. Foram analisadas e otimizadas variáveis geométricas das pás auxiliares no intuito de contribuir com novos conceitos de ventiladores centrífugos.

- A metodologia numérica desenvolvida foi adequada para fazer uma previsão do comportamento aerodinâmico e aeroacústico dos ventiladores, considerando o efeito da voluta, com ênfase na complexidade envolvida na abordagem numérica e na própria construção da malha computacional estruturada, onde foram tratados adequadamente os parâmetros de crescimento de malha, relação de aspecto e com objetivo de introduzir os efeitos viscosos na região da sub camada laminar e intermediária.

- A metodologia numérica foi validada através dos dados retirados de um ensaio experimental realizado no Laboratório de Ventiladores (LabVent) do IEM/UNIFEI, considerando a rotação constante de ± 3000 rpm, onde foram obtidas as curvas características, com base na norma da ASHRAE (Norma 51-75) e AMCA (Norma 210-74). Os resultados numéricos apresentaram boa concordância com os resultados experimentais em relação ao rendimento hidráulico, potência de eixo, potência útil e pressão total no ventilador sem pás auxiliares. Entretanto na região de baixas vazões as curvas de eficiência mostraram uma diferença percentual próxima de 4%.

- É importante mencionar que, como parte do processo de otimização, foi desenvolvido um *script* utilizando a linguagem *Tcl/Tk*, o qual possibilitou a geração automática de malhas estruturadas para o sistema rotor. Esse *script* foi fundamental para integrar a geometria da pá auxiliar ao modelo do ventilador atendendo as variáveis definidas como: *i*) ângulo de entrada, *ii*) ângulo de saída, *iii*) raio de curvatura em relação à pá principal e *iv*) posição circunferencial. Este processo foi delineado para automatizar e reduzir o tempo na construção de novas geometrias e malhas computacionais. Sendo assim, é possível obter as soluções numéricas de todas as configurações geométricas através do FLUENT®, para posteriormente as soluções serem interpoladas através de funções de Base Radial e assim construir o metamodelo e este ser

otimizado através de algoritmos genéticos. Como ferramenta de integração foi utilizado o gerenciador de processos ModeFrontier®.

- Os resultados da otimização geométrica das pás auxiliares, juntamente com as alterações no raio de curvatura da lingueta da voluta, demonstraram uma melhoria significativa no campo de escoamento do ventilador, tanto com pás auxiliares quanto sem pás auxiliares. Para o ventilador CPA_{opt} observou-se um aumento da pressão total e uma variação favorável no fator de deficiência de potência, indicando que o rearranjo geométrico das pás auxiliares contribui para menores desvios na saída do rotor.

- O ponto ótimo encontrado para o ventilador CPA_{opt}, através da construção de metamodelos apresentou um aumento de eficiência total, passando de 76,74% para 77,25% no ponto de máximo rendimento. Esse incremento, embora modesto, é tecnicamente significativo, pois reflete uma melhoria no aproveitamento da energia fornecida, acompanhada por uma redução na potência de eixo de 4,24% em relação ao ventilador CPA. Essa relação indica que, para a mesma vazão e pressão geradas, o ventilador otimizado consome menos energia.

- Na abordagem aeroacústica desenvolvida, as análises não se limitaram à simples observação dos campos de escoamento; ao contrário, houve uma exigência computacional bastante alta no tratamento transiente dos dados, aliado a um pós-processamento detalhado dos sinais de NPS (Nível de Pressão Sonora). Trata-se, portanto, de um procedimento que envolve alta demanda computacional, refinamento espacial e temporal adequados, e cuidadosa interpretação dos resultados.

- Foi realizada uma análise das fontes aeroacústicas em regime permanente utilizando o Modelo da Fórmula do *Proudman* e o Modelo de Fonte de Ruído da Camada de Limite (Integral de Curle). Através destes modelos foi possível identificar as fontes locais de forma detalhada e relativamente rápida, o qual permite modificar a geometria para diminuir o ruído aerodinâmico desde a etapa de projeto. Através da análise de fontes foi observado que as maiores intensidades de fontes estão associadas às regiões de separação, as quais também foram identificadas através dos contornos de intensidade turbulenta e as linhas de corrente em ambos os ventiladores (CPA e CPA_{opt}). Entretanto essa abordagem em regime permanente limita-se à identificação de fontes aeroacústicas e não provê informação para representar o ruído em todas as bandas de frequência, sendo necessário uma abordagem em regime transiente. Nesse sentido foram obtidos os espectros do nível de pressão sonora (NPS) considerando a norma ISO 13347-3: (2004) como referência para o posicionamento dos receptores. Observou-se que o ventilador CPA_{opt} apresentou valores de NPS mais baixos na segunda harmônica, especialmente nos

receptores localizados na saída e próximos à lingueta. Essa redução é relevante, pois a segunda harmônica é particularmente crítica em termos de desconforto auditivo e percepção do ruído. Sendo assim pode-se afirmar que o ventilador com pás auxiliares embora tenha mostrado valores de NPS superiores ao ventilador SPA na (BPF), frequência de passagem da pá, sua geometria resultante contribuiu não apenas para o desempenho aerodinâmico, mas também para o desempenho acústico apresentando 2,35dB de redução no nível de pressão sonora com relação ao ventilador sem pás auxiliares.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

- Construir o ventilador com pás auxiliares otimizado e conduzir testes experimentais para validação do modelo numérico, comparando os dados obtidos em ensaios com os resultados de simulações em regime permanente.
- Conduzir experimentos aeroacústicos em laboratórios certificados, com o objetivo de validar a metodologia numérica adotada, assegurando conformidade com normas e padrões de qualidade. Para isso, propõe-se a adaptação do banco de ensaio da UNIFEI, possibilitando a execução de testes acústicos em ventiladores axiais, centrífugos e demais configurações.
- Investigar a possibilidade de identificar soluções ótimas globais por meio da aplicação de uma metodologia sequencial baseada em CORS (*Constrained Optimization Using Response Surfaces*). Essa abordagem permitiria explorar de forma sistemática o espaço de projeto, reduzindo a dependência de ótimos locais e ampliando a confiabilidade dos resultados.
- Desenvolver análises numéricas objetivando apenas a determinação do número ótimo de pás (principais e auxiliares) para comprovar a coerência dos critérios teóricos como por exemplo o número de Richardson máximo na determinação do número ótimo de pás
- Estender as análises de pressão sonora considerando um domínio computacional expandido ou em campo-distante, com condições de contorno e geometria adequadas para comparação com medições experimentais em ambientes controlados como câmaras anecoicas.
- Investigar os efeitos do balanceamento dinâmico no rotor com pás auxiliares otimizado, considerando as vibrações mecânicas que podem chegar a comprometer a integridade estrutural do conjunto. Este estudo pode incluir análises numéricas e experimentais da distribuição de massa após a otimização geométrica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Angulo, T. M. A. (2022). *Metodologia de Projeto de Ventiladores Axiais de Baixo Ruído Através de Análises Aeroacústicas*. UNIFEI.
- ANSYS FLUENT 13 User's Guide. (2013). Ansys Fluent Theory Guide. ANSYS Inc., USA, 15317(November), 724–746.
- Argüelles Díaz, K. (2004). *Ruido Aerodinámico Tonal Radiado por un Ventilador Axial en Campo Lejano: Mecanismos de Generación y Propagación del Mismo*. Universidad de Oviedo.
- Behzadmehr, A., Piaud, J. B., Oddo, R., Mercadier, Y., & Mercadier, Y. (2015). *Aero-Acoustical Effects of Some Parameters of a Backward-Curved Centrifugal Fan Using DoE*. 9669(October). <https://doi.org/10.1080/10789669.2006.10391183>
- Bistafa, S. R. (2006). *Acústica Aplicada ao Controle de Ruído* (1st ed.).
- Bommes, L. (1982). *Analyse und Vorausberechnung des Gerausches von Ventilatoren*. 33, 245.
- Borges, S. S. (2013). *Análise da geração de ruído em ventiladores de fluxo axial composto por rotores centrífugos de pás radiais*. Universidade do Estado Santa Catarina.
- Chen, J., He, Y., Gui, L., Wang, C., Chen, L., & Li, Y. (2018). Aerodynamic noise prediction of a centrifugal fan considering the volute effect using IBEM. *Applied Acoustics*, 132(November 2017), 182–190. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.10.015>
- Colonus, T., & Lele, S. K. (2004). Computational aeroacoustics: Progress on nonlinear problems of sound generation. *Progress in Aerospace Sciences*, 40(6), 345–416. <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2004.09.001>
- Cravero, C., & Marsano, D. (2018). Numerical prediction of tonal noise in centrifugal blowers. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 1, 1–8. <https://doi.org/10.1115/GT2018-75243>
- Créder, P., & Ferreira, G. (2013). *Análise Teórica e Experimental das Características de Desempenho Aerodinâmico de Ventiladores Centrífugos com Pás Auxiliares*.
- Darvish, M. (2015). Numerical and experimental investigations of the noise and performance characteristics of a radial fan with forward-curved blades. *International Journal of Cancer*, 28(1), 35–42.
- Datong, Q., Yijun, M., Xiaoliang, L., & Minjian, Y. (2009). Experimental study on the noise reduction of an industrial forward-curved blades centrifugal fan. *Applied Acoustics*, 70(8), 1041–1050. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2009.03.002>
- Eck, D.-I. B. (1973). *Design and Operation of Centrifugal, Axial-Flow and Cross-Flow Fans*. (P. P. Ltd (ed.)).
- Fahy, F. (2001). Sound in Fluids. In *Foundations of Engineering Acoustics*. <https://doi.org/10.1016/b978-012247665-5/50004-7>
- Fehse, K., & Neise, W. (1999). *Generation Mechanisms of Low-Frequency Centrifugal Fan Noise*. 37(10).
- Flabes Neto, P. B. (2018). *Investigação matemática e numérica dos mecanismos de geração de ruído em escoamentos cisalhantes livres*. Universidade Federal de Uberlândia.
- Frank M. White. (2011). Fluid mechanics. In *Mechanobiology Handbook* (4°). McGraw-Hill. <https://doi.org/10.2478/jtam-2013-0011>
- Gáspár, R. (2012). *Imece2012-89437 Aerodynamic Performance Prediction of Centrifugal Fan With*. 1–5.

- Heo, M. W., Kim, J. H., & Kim, K. Y. (2015). Design optimization of a centrifugal fan with splitter blades. *International Journal of Turbo and Jet Engines*, 32(2), 143–154. <https://doi.org/10.1515/tjj-2014-0026>
- Heo, S., Cheong, C., & Kim, T. H. (2011). Development of low-noise centrifugal fans for a refrigerator using inclined S-shaped trailing edge. *International Journal of Refrigeration*, 34(8), 2076–2091. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.07.003>
- Horváth, J. C. and V. (2009). “Broadband noise source model acoustical investigation on unskewed and skewed axial flow fan rotor cascades.” *The 14th International Conference on Fluid Flow Technologies. Budapest, Hungary, September 9-12.*
- Hosseini, A., Kolahdoozan, H., & Meghdadi Isfahani, A. H. (2021). Noise control of a backward-curved centrifugal fan by reducing pressure fluctuations between the impeller and cut-off surface. *Applied Acoustics*, 178, 107996. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.107996>
- Huang, J. yu, Zhang, K., Li, H. yun, Wang, A. ran, & Yang, M. (2021). Numerical simulation of aerodynamic noise and noise reduction of range hood. *Applied Acoustics*, 175. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107806>
- Hunt, J. C. R., Sandham, N. D., Vassilicos, J. C., Launder, B. E., Monkewitz, P. A., & Hewitt, G. F. (2001). Developments in turbulence research: A review based on the 1999 Programme of the Isaac Newton Institute, Cambridge. *Journal of Fluid Mechanics*, 436, 353–391. <https://doi.org/10.1017/S002211200100430X>
- ISO 13347-3. (2004). *Industrial fans – Determination of sound power levels under standardized laboratory conditions. Part 3: Enveloping surface methods.* (p. 22p).
- Jeon, W.-H. (2013). A numerical Study of the Acoustics Characteristics of a Centrifugal Impeller with a Splitter. *GESTS Int’l Trans. Computer Science and Engr., Vol.20, No.1*, 9(June), 266–271.
- Jeon, W. H., & Lee, D. J. (1999). An analysis of the flow and aerodynamic acoustic sources of a centrifugal impeller. *Journal of Sound and Vibration*, 222(3), 505–511. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1998.1983>
- Jiang, B., Wang, J., Yang, X., Wang, W., & Ding, Y. (2019). Tonal noise reduction by unevenly spaced blades in a forward-curved-blades centrifugal fan. *Applied Acoustics*, 146, 172–183. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.11.007>
- Khelladi, S. Ā., Kouidri, S., Bakir, F., & Rey, R. (2008). *Predicting tonal noise from a high rotational speed centrifugal fan.* 313, 113–133. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.11.044>
- Kim, J. H., Cha, K. H., Kim, K. Y., & Jang, C. M. (2012). Numerical investigation on aerodynamic performance of a centrifugal fan with splitter blades. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 5(4), 168–173. <https://doi.org/10.5293/IJFMS.2012.5.4.168>
- Kitadume, M., Kawahashi, M., Hirahara, H., Uchida, T., & Yanagawa, H. (2007). Experimental Analysis of 3D Flow in Scroll Casing of Multi-Blade Fan for Air-Conditioner. *Journal of Fluid Science and Technology*, 2(2), 302–310. <https://doi.org/10.1299/jfst.2.302>
- Klimenko, D., Kondratov, A., Timushev, S., & Li, J. (2021). Study of BPF pressure pulsations reduction in centrifugal bladed machines using splitters. *Journal of Physics: Conference Series*, 1925(1). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1925/1/012063>
- Koopmann, G. H., Koopmann, W., & Chen, W. (1988). Active noise control to reduce the blade tone noise of centrifugal fans. *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, 110(3), 377–383. <https://doi.org/10.1115/1.3269529>
- Lacerda, J. F. (2016). *Aeroacústica computacional através de simulação numérica direta de*

- escoamentos livres cisalhantes compressíveis*. USP.
- Li, G., Zhu, L., Hu, Y., Jin, Y., Setoguchi, T., & Kim, H. D. (2015). *Influence of Chord Lengths of Splitter Blades on Performance of Small Axial Flow Fan*. 361–370. <https://doi.org/10.2174/1874155X01509010361>
- Lighthill, M. . (1951). *On sound generated aerodynamically I . General theory*. 564–587.
- Lighthill, M. . (1954). *On soundgenera ted aerody namically II. Turbulence as a source of sound The sound produced by turbulence (in the absence of any fluctuating forces*. 222(February).
- Lighthill, M. J., & A, P. R. S. L. (1952). On sound generated aerodynamically I. General theory. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 211(1107), 564–587. <https://doi.org/10.1098/rspa.1952.0060>
- Lin, S. C., & Tsai, M. L. (2012). An integrated performance analysis for a backward-inclined centrifugal fan. *Computers and Fluids*, 56, 24–38. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2011.11.009>
- Liu, J. (2012). *Simulation of Whistle Noise Using Computational Fluid*. https://uknowledge.uky.edu/me_etds/9
- Liu, Q., Qi, D., & Tang, H. (2015). *Computation of aerodynamic noise of centrifugal fan using large eddy simulation approach , acoustic analogy , and vortex sound theory*. 221, 1321–1332. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES609>
- Lowsonf, M. V. (1965). *The sound field for singularities in motion*. January, 559–572.
- Lu, H. Z., Huang, L., So, R. M. C., & Wang, J. (2007). A computational study of the interaction noise from a small axial-flow fan. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 122(3), 1404–1415. <https://doi.org/10.1121/1.2764474>
- Manzanares, N., & de Oliveira, W. (1992). Cálculo do escoamento potencial em rotores centrífugos com pás finas e largura variável. *ENCIT, IV Encontro Nacional de Ciências Térmicas, ABCM*.
- Meneghini, J. R. et al. (2010). *Ruído e vibração induzidos por vórtices*. Turbulência. ABCM.
- Menter, F. R., Kuntz, M., & Langtry, R. (2003). *Ten years of industrial experience with the SST turbulence model*. *Turbulence, heat and mass transfer*.
- Messac, A. (2015). *Optimization in practice with MATLAB®: for engineering students and professionals*. (C. U. Press (ed.)).
- Michel, U., & Neise, W. (1994). *Aerodynamic Noise of Turbomachines*. 5(22314-94/B5), 28–30. <https://doi.org/10.13140/2.1.3408.9760>
- Monfaredi, M., Trompoukis, X., Tsiakas, K., & Giannakoglou, K. (2021). Unsteady continuous adjoint to URANS coupled with FW-H analogy for aeroacoustic shape optimization. *Computers and Fluids*, 230(September), 105136. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2021.105136>
- Morinushi, K. (1985). *The influence of geometric parameters on F.C. centrifugal fan noise*. 109(July 1987), 3–10.
- Neise, W. (1975). APPLICATION OF SIMILARITY LAWS TO THE BLADE PASSAGE SOUND OF CENTRIFUGAL FANS. *Journal of Sound and Vibration*, 43(1), 61–75.
- Nelson José Díaz Gautier, Nelson Manzanares Filho, E. R. da S. R. (2022). Multi-objective optimization algorithm assisted by metamodels with applications in aerodynamics problems. *Applied Soft Computing*, Volume 117(108409). <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.asoc.2022.108409>.
- Oliveira, W. de. (2001). *Análise do escoamento em turbomáquinas radiais*. Instituto

Tecnológico de Aeronáutica - ITA.

- Outa, E., & Tajima, K. (2016). *Evaluation and Prediction of Blade-Passing Frequency Noise Generated by a Centrifugal*. 94.
- Patil, S. R., Chavan, S. T., Jadhav, N. S., & Vadgeri, S. S. (2018). Effect of Volute Tongue Clearance Variation on Performance of Centrifugal Blower by Numerical and Experimental Analysis. *Materials Today: Proceedings*, 5(2), 3883–3894. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.643>
- Prado, C., Ramirez, R., Oliveira, W., & da Silva, E. R. (2012). Otimização de ventiladores centrífugos com pás auxiliares usando técnicas de dinâmica dos fluidos computacional. *Trabajos CAIM 2012, XXV Reunión Científica Académica Del FoDAMI*, 158.
- Ramakrishna, S., Krishna, V., Ramakrishna, A., & Ramji, K. (2014). CFD and CAA Analysis of Centrifugal Fan for Noise Reduction. *International Journal of Computer Applications*, 86(7), 10–16. <https://doi.org/10.5120/14996-3008>
- Russell, D. A. (2019). *Acoustic and vibrations animations*.
- S, Sarkar. M, Y. H. (1993). COMPUTATION BY ISOTROPIC S. Sarkar M. Y. Hussaini. *Contractor*.
- Santos, R. M. (1995). “*Ruído de hélices: Mecanismos de geração e modelagem dos tons discretos*.” Universidade Federal do Rio de Janeiro-COPPE.
- Slater, J. W. (2008). *Examining spatial grid convergence*. Examining Spatial Grid Convergence. <https://www.grc.nasa.gov/www/wind/valid/tutorial/spatconv.html>
- Suzuki, S., & Ugai, Y. (1977). Study on high specific Speed Airfoil Fans*. *Chemical Pharmaceutical Bulletin*, 20(143), 575–583.
- Velarde-Suárez, S., Ballesteros-Tajadura, R., Pablo Hurtado-Cruz, J., & Santolaria-Morros, C. (2006). Experimental determination of the tonal noise sources in a centrifugal fan. *Journal of Sound and Vibration*, 295(3–5), 781–796. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.01.049>
- Velarde-Suárez, S., Ballesteros-Tajadura, R., Santolaria-Morros, C., & Pereiras-García, B. (2008). Reduction of the aerodynamic tonal noise of a forward-curved centrifugal fan by modification of the volute tongue geometry. *Applied Acoustics*, 69(3), 225–232. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2006.10.009>
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. Pearson education.
- Violato, O. M. (2004). *Análise Teórica do Escoamento em Rotores Centrífugos com Pás Auxiliares*. Federal University of Itajubá - UNIFEI- Brazil.
- Wang Jun, B. E. M. A. E. (2016). Performance and Noise Prediction of Forward Impeller with Splitter Blades. *International Journal of Engineering Research and Technology (IJERT)*, 5(5), 776–783. <http://www.ijert.org>
- Weidemann, J. (1971). (1971). Analysis of the relations between acoustic and aerodynamic parameters for a series of dimensionally similar centrifugal fan rotors. *NASA Tech. Trans.*, 13, 1.
- Williams, J. E., & Hawkings, D. L. (1969). SOUND GENERATION BY TURBULENCE AND SURFACES IN ARBITRARY MOTION. *Roy Soc London-Philosophical Trans Ser A*, 264(1151), 321–342. <https://doi.org/10.1098/rsta.1969.0031>
- Wolfram, D., & Carolus, T. H. (2010). Experimental and numerical investigation of the unsteady flow field and tone generation in an isolated centrifugal fan impeller. *Journal of Sound and Vibration*, 329(21), 4380–4397. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2010.04.034>

APÊNDICE A – MECANISMOS BÁSICOS DE GERAÇÃO DE RUÍDO AERODINÂMICO EM VENTILADORES

Antes de analisar as fontes específicas de ruído aerodinâmico em ventiladores, é importante compreender os mecanismos fundamentais de geração sonora associados ao escoamento em torno das pás rotativas. Esses mecanismos podem ser representados por modelos acústicos ideais, geralmente classificados em três categorias principais: monopolo, dipolo e quadrupolo. Cada tipo de fonte está relacionado a um fenômeno físico distinto, como deslocamento de massa, forças de superfície ou flutuações turbulentas. A seguir são detalhadas cada um destes mecanismos.

Monopolo

A fonte do tipo monopolo também conhecida como ruído de espessura da pá é caracterizada pelo deslocamento da massa gerada por flutuações periódicas de pressão no domínio adjacente. À medida que o rotor gira, as pás deslocam o volume do fluido, que conseqüentemente provoca flutuações periódicas na pressão do campo próximo, gerando ruído. Segundo Michel and Neise (1994), no caso de ventiladores de baixo número de Mach usados para ventilação e outras aplicações industriais, a velocidade com que as flutuações de pressão nas pás se propagam ao redor da circunferência formada por elas, é bem menor que a velocidade do som, o que caracteriza uma baixa eficiência de radiação acústica. É por esse motivo que o ruído desta fonte não representa um papel importante neste tipo de ventiladores. No entanto, para rotores de alta velocidade (como hélices e rotores de helicópteros), onde a intensidade do ruído da espessura da pá depende da área da seção transversal, esta fonte possui um papel muito importante. Este tipo de fonte também é caracterizado pela emissão de som igualmente em todas as direções, similar a uma esfera pulsante, que cria ondas sonoras através da compressão (quando o corpo expande) e da rarefação (quando contrai) do fluido ao seu entorno. O padrão de diretividade da fonte monopolo da Figura A.1 exemplifica essa característica.

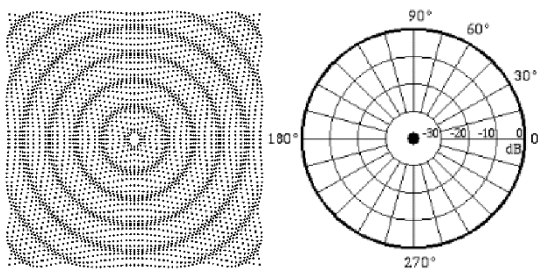


Figura A1.1– Padrão de diretividade de uma fonte do tipo monopolo.

Fonte: Adaptada de Russell. (2019) .

Dipolo

A fonte de tipo dipolos é caracterizada pelo balanço da quantidade de movimento na superfície de controle. Esta consiste em duas fontes monopolo de força igual, mas de fases opostas e separadas por uma pequena distância em comparação com o comprimento de onda do som segundo Russell (2019). Fontes do tipo dipolo aerodinâmico, ocorrem pela interação entre as forças dos componentes sólidos, tais como pás, voluta e o escoamento turbulento. Como resultado, o fluido perto das fontes movimenta-se para trás e para frente, gerando flutuações de pressão o que resulta na produção de som. Um exemplo típico é de duas esferas pulsantes posicionadas próximas uma da outra, enquanto uma contrai a outra se expande, como apresentado na Figura A.2.

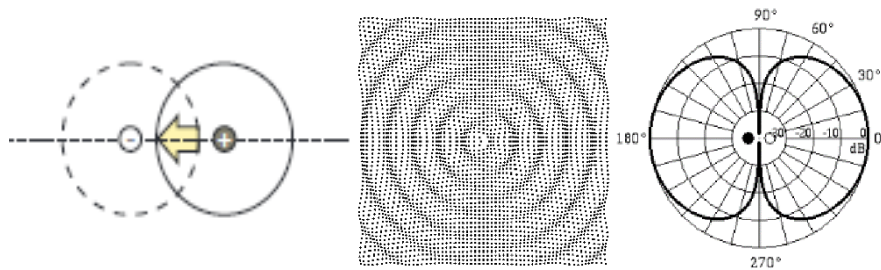


Figura A1.2 – Exemplos de uma fonte dipolo

Fonte: Adaptada de Russel (2019)

No caso de ventiladores centrífugos, o dipolo é caracterizado segundo Chen et al. (2018) pelo escoamento que sai dos canais das pás do rotor, o qual atinge a superfície da lingueta da voluta, o que causa altas flutuações de pressão estática. Essa forte interação entre o rotor e a lingueta causa a maior amplificação do ruído no ventilador centrífugo Velarde-Suárez et al. (2006). Li et al. (2015), calcularam a fonte acústica dipolar da voluta e do rotor respectivamente, e indicaram que a fonte dipolar na superfície da pá é muito menor do que na superfície da lingueta.

A seguir são apresentados alguns mecanismos de geração das fontes dipolares segundo o trabalho de Michel & Neise (1994).

- a) **Escoamento de entrada uniforme:** As forças do tipo permanente ocorrem nas pás de um rotor que opera em um campo de escoamento uniforme e permanente. No entanto, mesmo sendo permanente, existem flutuações periódicas de pressão devido à passagem das pás e suas harmônicas. Essa componente de força é conhecida como “*Gutin*” em homenagem a Gutin (1948), o primeiro a estudar a radiação sonora devido às forças permanentes nas pás, as quais são caracterizadas por possuírem baixa eficiência de radiação sonora, sendo desprezíveis quando

comparadas às forças transientes nas pás para ventiladores de baixa a média velocidade. As forças constantes da pá são necessárias para realizar o trabalho e, portanto, não podem ser evitadas.

- b) **Escoamento de entrada não uniforme:** Quando um rotor opera em um campo de escoamento não uniforme, as forças nas pás serão transientes. O resultado dessas forças é uma alta eficiência de radiação acústica, sendo uma das principais causas do ruído gerado pelos ventiladores. No caso de ventiladores com entrada livre, o campo de escoamento permanente e não uniforme é produzido por não-homogeneidades do ar que entra no ventilador ou pela posição assimétrica da entrada em relação a pisos, tetos ou paredes adjacentes, ou pelo escoamento de equipamentos próximos. No caso de ventiladores com duto na entrada, é produzido por obstruções na entrada e saída do rotor, como suportes estacionários, aletas do estator, assimetrias, curvas e cantos dos dutos, entre outros. Em casos em que o escoamento entra de forma não uniforme os ventiladores operam em condição não permanente e o espectro altera sua característica passando de discreto para banda larga. Se as variações do escoamento na entrada são de baixa frequência o resultado é um espectro de banda dispersa em torno da frequência de passagem, no entanto, se as flutuações de velocidade na entrada forem randômicas as forças geradas também serão randômicas, logo, tem-se um espectro de banda larga.
- c) **“Stall” rotativo** (perda de sustentação da pá): É uma instabilidade no funcionamento do ventilador. O “stall” rotativo é um fenômeno complexo que ocorre a baixas taxas de vazão. Essa série de fenômenos causa forças não permanentes nas pás e, conseqüentemente, gera ruído e vibração.
- d) **Ruído de camada limite turbulenta:** Mesmo que o campo de escoamento seja constante e completamente imperturbável, as pás do rotor experimentam flutuações de força aleatórias e que são devidas às flutuações de pressão na camada limite turbulenta, produzindo assim ruído. No entanto, o ruído da camada limite turbulenta é baixo quando comparado ao gerado pela turbulência incidente ou o desprendimento de vórtices. No entanto o ruído dominante é produzido quando a camada limite turbulenta das pás está passando pelo bordo de fuga da pá. O bordo de fuga espalha as pressões de campo próximo basicamente não propagáveis em um campo sonoro em propagação.

- e) **Turbulência incidente:** As flutuações de velocidade do escoamento na entrada com um comportamento aleatório geram forças aleatórias nas pás. Isto, se reflete no espectro como componentes de banda larga (caracterizado por um espectro contínuo, incluindo protuberâncias arredondadas ou picos).
- f) **Desprendimento de estruturas vorticosas:** O mecanismo de desprendimento de estruturas vorticosas pode ocorrer em uma camada limite laminar e na camada limite turbulenta gerada pelas pás com bordos de fuga afiados. O desprendimento de vórtices nas pás provoca uma recirculação do escoamento, o que gera forças nas pás, esses vórtices podem apresentar um espectro de banda larga ou de banda estreita.
- g) **Separação do escoamento:** A separação do escoamento causa o (*stall*) explicado acima. Esse fenômeno pode causar ruído aleatório, que espalha a componente tonal ou discreta do espectro e o transforma em ruído de banda larga.
- h) **Iteração Rotor-Voluta:** Muito próximo à periferia do rotor, o perfil de velocidade circunferencial do escoamento médio que deixa o rotor apresenta mínimos e máximos acentuados devido aos vórtices das pás e à distribuição não uniforme de velocidade nos canais das pás. Um ponto de corte colocado nesta região experimentaria flutuações de pressão intensas, que, por sua vez, resultariam em uma efetiva radiação sonora para o campo acústico distante. Devido à periodicidade do campo de escoamento, o espectro sonoro é discreto, com linhas espectrais na BPF e em seus harmônicos.

Da mesma forma, o escoamento não permanente que sai dos canais giratórios das pás gera flutuações de pressão de alta amplitude na lingueta da voluta que é considerada a principal região de origem do ruído tonal para os ventiladores centrífugos. Além disso, um campo de vorticidade é anexado às esteiras a montante que são causadas pela variação no carregamento da pá ao longo da envergadura que gera componentes de ruído aleatórios.

Quadrupolo

Segundo Lu et al. (2007), a fonte quadripolar tem suas origens no escoamento turbulento, baseia-se na fonte resultante de flutuações de velocidade no domínio fluido. A radiação de um quadrupolo é equivalente a um par de dipolos, defasados em 180° , vide Figura A.3.

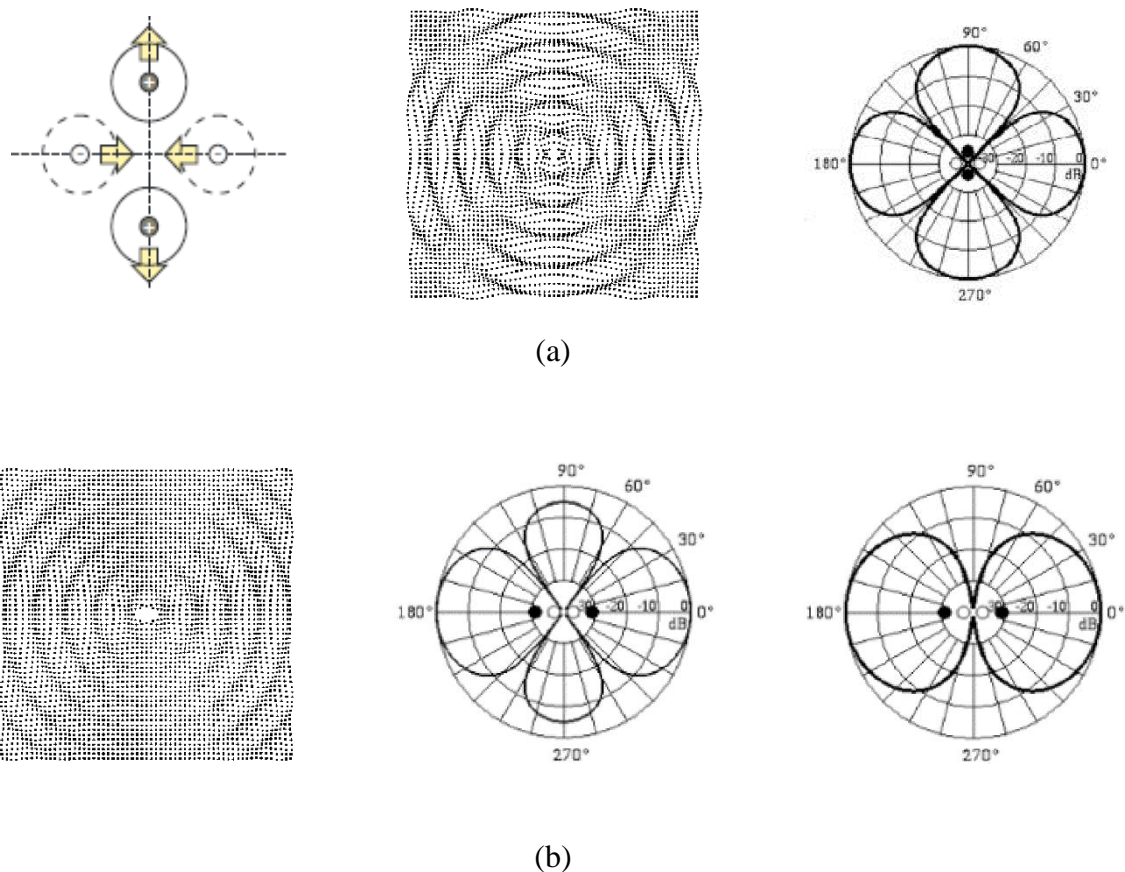


Figura A1.3 - Padrão de diretividade de fontes quadrupolo, a) lateral, b) linear

Fonte: Adaptada de Russell (2019)

A radiação sonora direta do tipo quadrupolo proveniente das flutuações da velocidade turbulenta é geralmente considerada desprezível em comparação com a radiação dipolar devida às forças flutuantes. As fontes do tipo quadrupolo são geradas pela interação de distorções do escoamento de entrada com os campos de escoamento das pás em movimento. O espectro sonoro resultante contém a frequência de passagem da pá e os harmônicos. Conforme citado em Michel and Neise (1994), o mecanismo do tipo quadrupolo é irrelevante para ventiladores, cuja velocidade periférica da pá tem um número de Mach menor que 0,8.

APÊNDICE B – RESULTADOS NUMÉRICOS VENTILADORES

Tabela B1.1 - Pontos de operação do ventilador SPA para as simulações (n= 3000rpm) – Voluta Baseline

	Q	p_e	p_s	p_{din}	Δp_t	P_h	P_e	T_z	η_t	\dot{m}	ρ
-	m ³ /s	Pa	Pa	Pa	Pa	W	W	N.m	%	kg/s	kg/m ³
1	0,546	-2354,547	148,851	80,3	2503	1206	1807	5,75112	0,667	0,590	1,225
2	0,592	-2316,586	203,563	106,9	2520	1399	2002	6,37338	0,699	0,680	
3	0,635	-2268,042	219,945	119,9	2488	1464	2062	6,56493	0,710	0,721	
4	0,685	-2222,459	255,816	137,8	2478	1578	2195	6,98557	0,719	0,780	
5	0,727	-2134,91	306,187	177,0	2441	1706	2322	7,39143	0,735	0,856	
6	0,766	-2034,538	350,435	193,3	2385	1772	2430	7,73598	0,729	0,910	
7	0,803	-1999,393	367,735	199,5	2367	1797	2461	7,83503	0,730	0,930	
8	0,839	-1942,658	403,274	221,1	2346	1884	2516	8,00828	0,749	0,984	
9	0,863	-1885,695	433,383	246,7	2319	1957	2600	8,27679	0,753	1,034	
10	0,892	-1748,773	526,88	283,7	2276	2060	2711	8,62827	0,760	1,109	
11	0,947	-1683,597	537,936	310,4	2222	2104	2794	8,89263	0,753	1,160	
12	0,995	-1508,906	635,147	346,2	2144	2144	2865	9,11928	0,748	1,225	
13	1,083	-1196,597	730,868	420,4	1927	2124	3003	9,56022	0,707	1,35	
14	1,188	-610,774	982,012	497,5	1593	1911	3052	9,71572	0,626	1,47	
15	1,403	267,997	1198,622	682,5	931	1307	3119	9,92823	0,419	1,720	

Tabela B2.1 - Pontos de operação do ventilador CPA para as simulações (n= 3000rpm). – Voluta Baseline

	Q	p_e	p_s	p_{din}	Δp_t	P_h	P_e	T_z	η_t	\dot{m}	ρ
-	m ³ /s	Pa	Pa	Pa	Pa	W	W	N.m	%	kg/s	kg/m ³
1	0,546	-2472,021	144,4	80,3	2616	1260	1857	5,909938	0,679	0,590	1,225
2	0,592	-2457,082	195,869	106,9	2653	1473	2120	6,748280	0,695	0,680	
3	0,635	-2401,433	221,724	119,9	2623	1544	2236	7,116895	0,691	0,721	
4	0,685	-2358,216	261,525	137,8	2620	1668	2395	7,623022	0,697	0,780	
5	0,727	-2315,808	309,986	177,0	2626	1835	2583	8,223210	0,710	0,856	
6	0,766	-2240,774	358,908	193,3	2600	1974	2731	8,694182	0,723	0,910	
7	0,803	-2171,015	393,644	199,5	2565	2059	2825	8,993632	0,729	0,930	
8	0,839	-2154,817	421,763	221,1	2577	2175	2905	9,247650	0,749	0,984	
9	0,863	-1953,765	519,325	246,7	2473	2239	3049	9,704603	0,734	1,034	
10	0,892	-1948,999	534,535	283,7	2484	2352	3110	9,898887	0,756	1,109	
11	0,947	-1818,61	604,264	310,4	2423	2423	3197	10,17599	0,758	1,160	
12	0,995	-1516,236	733,434	346,2	2250	2479	3355	10,67843	0,739	1,225	
13	1,083	-1134,926	873,587	420,4	2009	2410	3458	11,00756	0,697	1,35	
14	1,188	-65,189	1186,908	497,5	1252	1758	3539	11,26468	0,49	1,47	

ANEXO A – DADOS CONSTRUTIVOS DO VENTILADOR SPA

Neste anexo é apresentada uma descrição dos principais detalhes construtivos do ventilador centrífugo pertencente ao Laboratório de Ventiladores (LabVent) do IEM/UNIFEI.

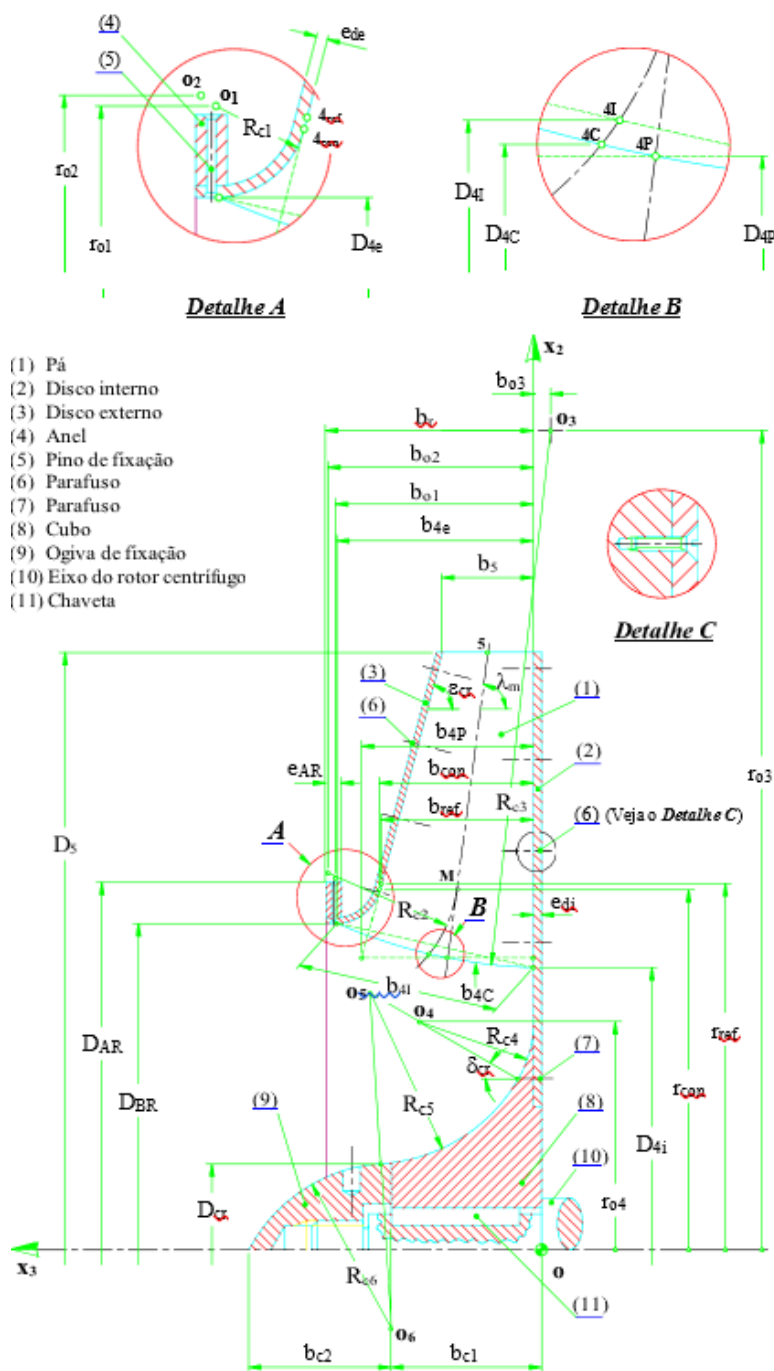


Figura A2.1 - Dimensões principais da seção transversal do rotor SPA.

Adaptado de (Oliveira, 2001)

Tabela A.1 - Dimensões principais da seção meridional do rotor centrífugo com pás em formato ARC.

Comprimentos <i>mm</i>	Comprimentos <i>mm</i>	Comprimentos <i>mm</i>	Comprimentos <i>mm</i>	Ângulos °
b_{4c} 71,141	b_{o3} -6,166	D_{BR} 229,0	r_{ef} 128,50	δ_{cr} 30,0
b_{4e} 69,0	b_{ref} 53,450	D_{cr} 60,230	R_{c1} 16,0	ϵ_{cr} 75,277
b_{4I} 70,721	b_r 73,0	e_{ar} 5,50	R_{c2} 45,491	λ_m 82,515
b_{4p} 60,302	D_{4C} 207,647	e_{de} 2,0	R_{c3} 188,802	
b_5 32,1	D_{4e} 229,014	e_{di} 3,0	R_{c4} 40,0	
b_{cl} 53,0	D_{4i} 198,0	r_{con} 126,434	R_{c5} 60,0	
b_{c2} 50,0	D_{4I} 213,507	r_{o1} 130,5	R_{c6} 56,440	
b_{com} 53,993	D_{4P} 204,85	r_{o2} 132,360		
b_{o1} 69,468	D_5 419,5	r_{o3} 287,702		
b_{o2} 72,099	D_{AR} 257,5	r_{o4} 80,0		

A seção meridional do rotor SPA é representada na Figura A.2, e as suas dimensões principais são apresentadas na Tabela A.2.

Tabela A.2 - Dimensões principais da seção meridional do rotor SPA

Comprimentos <i>mm</i>	Comprimentos <i>mm</i>	Ângulos °	Ângulos °	Ângulos °
D_{4C} 207,647	l 150,171	β_{4C} 31,87	λ_C 31,634	θ_{5p} 41,749
D_{4I} 213,507	r_{4C} 104,621	β_{4I} 33,50	θ_{4c} 0,699	θ_{5s} 42,812
D_{4P} 204,85	r_{4p} 105,891	β_{4P} 31,02	θ_{4p} 0,265	θ_m 23,700
D_5 419,5	r_{4s} 103,356	β_5 50,41	θ_{4s} 1,143	θ_p 23,311
$e_{pa'}$ 3,0	R_m 365,013	δ_m 70,00	θ_5 42,282	θ_s 23,742

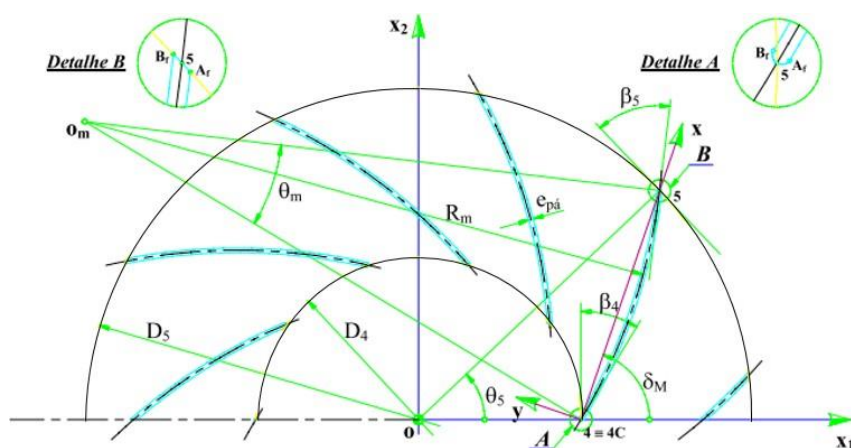


Figura A2.2: Esquema parcial da seção transversal do rotor SPA
Adaptado de Oliveira (2001)

ANEXO B – RESULTADOS ENSAIO VENTILADOR SPA

Tabela B2.1 - Valores calculados para rotação (n= 3000rpm).

	Q	p_{est}	p_{din}	Δp_t	P_h	P_e	η_t	η_{ot}	ρ
-	m^3/s	Pa	Pa	Pa	W	W	%	%	kg/m^3
1	0,315	2351	50	2401	752	1458	0,516	0,505	1,10
2	0,360	2346	65	2411	863	1549	0,557	0,542	
3	0,424	2312	90	2403	1012	1652	0,613	0,590	
4	0,486	2275	119	2394	1156	1768	0,654	0,621	
5	0,546	2212	149	2362	1280	1885	0,679	0,636	
6	0,592	2118	176	2343	1377	1947	0,707	0,654	
7	0,635	2113	202	2315	1460	2019	0,723	0,660	
8	0,685	2040	235	2275	1547	2085	0,742	0,665	
9	0,727	1972	264	2236	1613	2140	0,754	0,664	
10	0,766	1892	293	2185	1661	2204	0,754	0,652	
11	0,803	1821	323	2144	1710	2230	0,767	0,651	
12	0,839	1747	352	2100	1749	2280	0,767	0,638	
13	0,863	1687	373	2059	1765	2309	0,764	0,626	
14	0,892	1612	378	2010	1780	2340	0,761	0,610	
15	0,947	1478	449	1926	1811	2380	0,761	0,534	
16	0,995	1348	495	1844	1822	2416	0,754	0,552	
17	1,083	1073	586	1659	1786	2465	0,725	0,469	
18	1,188	717	705	1422	1681	2507	0,671	0,338	
19	1,403	-125	984	859	1202	2532	0,475	-0,069	