

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

José Pedro de Santana Neto

**FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA ANÁLISE DA  
ACÚSTICA INTERNA DE DUTOS**

Florianópolis

2016



José Pedro de Santana Neto

**FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA ANÁLISE DA  
ACÚSTICA INTERNA DE DUTOS**

Dissertação submetido ao Programa  
de Pós-Graduação para a obtenção do  
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.  
Orientador: Andrey Ricardo da Silva,  
Ph.D.

Florianópolis

2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor através do  
Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da  
UFSC.

A ficha de identificação é elaborada pelo próprio autor

Maiores informações em:  
<http://portalbu.ufsc.br/ficha>

José Pedro de Santana Neto

## **FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA ANÁLISE DA ACÚSTICA INTERNA DE DUTOS**

Esta Dissertação foi julgada aprovada para a obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovado em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação.

Florianópolis, 15 de Junho 2016.

---

Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.  
Coordenador

### **Banca Examinadora:**

---

Primeiro membro  
Universidade ...

---

Andrey Ricardo da Silva, Ph.D.  
Orientador

---

Segundo membro  
Universidade ...



Este trabalho é dedicado aos meus colegas de classe e aos meus queridos pais.





## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço bla bla bla.



Texto da Epígrafe. Citação relativa ao tema do trabalho. É opcional. A epígrafe pode também aparecer na abertura de cada seção ou capítulo.

(Autor da epígrafe, ano)



## RESUMO

Analisar e estudar acústica de dutos na presença de fluxo de massa vem se tornando um desafio visto que a interação entre esses dois fenômenos afeta significativamente o comportamento acústico. Estudos investigativos matemáticos ou experimentais podem ser inviáveis nesse sentido devido a complexidade matemática ou altos custos de bancada e, para contornar esse problema, faz-se o uso de métodos numéricos e tecnologias computacionais. Nesse trabalho é desenvolvido e validado uma ferramenta computacional para análise do coeficiente de reflexão para modos normais em dutos na presença de escoamentos de baixo número de Mach ( $M \leq 0,2$ ). Para tal foi utilizado o método de *lattice* Boltzmann e suas condições de contorno implementados no software livre Palabos, bem como constituído um modelo numérico tridimensional de um duto não flangeado. Foram abordados as condições sem escoamento, com escoamento de exaustão e com escoamento succionado para validar a ferramenta computacional, resultando em boas concordâncias com a literatura vigente, além de propiciar mais informações sobre regimes de sucção no que diz respeito interação de vórtices com o campo acústico.

**Palavras-chave:** Aeroacústica. Ferramenta Computacional. Acústica Interna de Dutos. Método de *lattice* Boltzmann. Palabos. Coeficiente de Reflexão.



## ABSTRACT

Analyzing and studying duct acoustics in the presence of mass flow has become a challenge since the interaction between these two phenomena significantly affects the acoustic behavior. Mathematical or experimental investigative studies may be impracticable in this sense due to mathematical complexity or high bench costs and, to overcome this problem, numerical methods and computational technologies are used. In this work a computational tool for analysis of the reflection coefficient for normal modes in ducts in the presence of low Mach number flows ( $M \leq 0.2$ ) is developed and validated. The lattice Boltzmann method and its boundary conditions implemented in the free software Palabos were used as well as a three-dimensional numerical model of a non-flanged duct. The non-flowing, out flow and inlet flow conditions were addressed to validate the computational tool, resulting in good agreement with the current literature, as well as providing more information on suction regimes with respect to vortex interaction with the acoustic field.

**Keywords:** Aeroacoustics. Computational Tool. Internal Acoustics of Pipelines. Lattice Boltzmann Method. Palabos. Coefficient of Reflection.





## LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Magnitudes do coeficiente de reflexão $ R_r $ .....	31
Figura 2	Coeficientes de correção de terminação $l/a$ .....	32
Figura 3	Coeficiente de reflexão $ R_r $ com escoamento sugado ....	36
Figura 4	Coeficiente de correção da terminação $l/a$ .....	37
Figura 5	Esquemático do D3Q19 .....	45
Figura 6	Funcionamento do <i>bounceback no-slip</i> .....	47
Figura 7	Funcionamento da condição de contorno anecóica .....	49
Figura 8	Esquemático do modelo numérico .....	51
Figura 9	Resultados de reflexão no ponto <b>A</b> .....	58
Figura 10	Resultados de reflexão no ponto <b>A</b> .....	59
Figura 11	Resultados de reflexão no ponto <b>B</b> .....	60
Figura 12	Resultados de reflexão no ponto <b>C</b> .....	61
Figura 13	Resultados de reflexão no ponto <b>D</b> .....	61
Figura 14	Resultados de $ R_r $ e $l/a$ sem escoamento .....	62
Figura 15	Resultados de $ R_r $ e $l/a$ com escoamento de exaustão ( $M = 0,07$ e $Re = 1930,23$ ) .....	64
Figura 16	Resultados de $ R_r $ e $l/a$ com escoamento de exaustão ( $M = 0,10$ e $Re = 2757,42$ ) .....	65
Figura 17	Resultados de $ R_r $ e $l/a$ com escoamento de exaustão ( $M = 0,15$ e $Re = 2057,71$ ) .....	66
Figura 18	Resultados de $ R_r $ e $l/a$ com escoamento de exaustão ( $M = 0,2$ e $Re = 5514,82$ ) .....	67
Figura 19	Coeficiente de reflexão $ R_r $ com escoamento de exaustão em relação ao número de Strouhal ( $St$ ) .....	68
Figura 20	Coeficiente de reflexão $R_r$ com escoamento de exaustão em relação ao número de Mach ( $M$ ) no Strouhal $St = \pi/2$ .....	68
Figura 21	Resultados de $ R_r $ e $l/a$ em relação ao Mach para baixas frequências com escoamento sugado .....	69
Figura 22	Coeficiente de reflexão $ R_r $ com escoamentos sugados ..	70
Figura 23	Coeficiente de correção da terminação $l/a$ com escoamen- tos sugados .....	71
Figura 24	Coeficiente de reflexão $ R_r $ com escoamento sugado em relação ao número de Strouhal ( $St$ ) .....	71

Figura 25 $ R_e $ com escoamento sugado em relação ao número de Strouhal ( $St$ ) .....	72
Figura 26 Intensidade turbulenta para $M = 0,07$ .....	73
Figura 27 Energia acústica para $M = 0,07$ e $St = \pi/2$ . ....	74
Figura 28 Energia acústica para $M = 0,07$ e $St = \pi/2$ . ....	75
Figura 29 Média da energia acústica para $M = 0,07$ e $St = \pi/2$ . ...	76
Figura 30 Média da energia acústica para $M = 0,07$ e $St = 6,8$ . ...	76
Figura 31 Coeficiente de reflexão $R_r$ com escoamento de exaustão em relação ao número de Mach ( $M$ ) no Strouhal $St = \pi/2$ .....	77
Figura 32 Comparação da média de energia acústica entre $M = 0,1$ e $M = 0,07$ para $St = \pi/2$ . ....	78
Figura 33 Energia acústica para $M = 0,07$ e $St = \pi/2$ . ....	79
Figura 34 Fluxograma de um modelo numérico no Palabos .....	92

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Modelos $D_n Q_b$ .....	44
Tabela 2	Tamanho do raio, números de elementos representativos para $ka = 1,8$ e correlações.....	63
Tabela 3	Potência acústica calculada ao longo de um período de onda para $M = 0,07$ e diferentes números de Strouhal.....	73
Tabela 4	Potência acústica calculada ao longo de um período de onda para $St = \pi/2$ e diferentes números de Mach.....	77



## LISTA DE ABREVIACÕES

LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
FW-H	Superfície de Ffowcs-Williams e Hawkins
LBM	<i>Lattice Boltzmann Method</i>
BGK	Bhatnagar–Gross–Krook
SRT	<i>single-relaxation-time</i>
MRT	<i>multiple-relaxation-time</i>
ABC	<i>Absorbing Boundary Condition</i>
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>



## LISTA DE SÍMBOLOS

$\ R_r\ $	Magnitude do coeficiente de reflexão
$l$	Coeficiente de correção da terminação
$a$	Raio do duto
$k$	Número de onda
$\omega$	Frequência angular em radianos
$R_r$	Coeficiente de reflexão na terminação do duto
$Z_r$	Impedância de radiação
$Z_0$	Impedância característica do meio
$\rho_0$	Densidade média do meio
$c_0$	Velocidade do som
$j$	Unidade imaginária
$k$	Número de onda
$\omega$	Frequência angular em radianos
$ R_r $	Magnitude do coeficiente de reflexão na terminação do duto
$ka$	Número de Helmholtz
$M$	Número de Mach
$Kp$	Fator de perda de carga
$St$	Número de Strouhal
$f_i$	Função de distribuição LBM na direção $i$
$i$	Direção de propagação LBM
$c_i$	Velocidades de propagação na direção $i$
$\mathbf{x}$	Localização espacial de uma célula LBM
$t$	Localização temporal de uma célula LBM
$\Delta t$	Incremento discreto de tempo
$\Omega_i$	Operador de colisão LBM
$\tau$	Período de colisão LBM
$f_i^M$	Função de distribuição de Maxwell ou de equilíbrio
$\rho$	Densidade local do fluido
$\varepsilon_i$	Pesos de velocidades para cada direção de propagação $i$
$\mathbf{u}$	Velocidade local do fluido
$c_s$	Velocidade do som
$p$	Pressão local do fluido

$\nu$	Viscosidade cinemática do fluido
$f^*$	Frequência física
$f$	Frequência em LBM
$f_i^T$	Função de distribuição de amortecimento
$\langle P \rangle$	Potência acústica
$\xi$	Energia acústica
$\mathbf{u}_{ac}$	Velocidade de partícula
$\omega$	Rotacional do escoamento
$ R_e $	Coefficiente de reflexão de energia acústica
$\mathbf{u}_v$	Velocidade do vórtice



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b>	25
1.1 CONTEXTO	25
1.2 PROBLEMA	26
1.3 OBJETIVOS	27
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	27
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	29
2.1 MODELOS ANALÍTICOS EXATOS	29
2.2 MODELOS ANALÍTICOS APROXIMADOS	32
2.3 TRABALHOS EXPERIMENTAIS	33
2.3.1 Escoamento de Exaustão	33
2.3.2 Escoamento Sugado	35
2.4 MODELOS NUMÉRICOS	36
<b>3 METODOLOGIA</b>	39
3.1 O MÉTODO DE LATTICE BOLTZMANN	40
3.1.1 Modelo BGK	41
3.1.2 Múltiplos Tempos de Relaxação	45
3.1.3 Condições de Contorno	47
3.1.3.1 <i>Bounceback</i>	47
3.1.3.2 Condição Anecóica	48
3.2 PALABOS	49
3.3 MODELO NUMÉRICO	50
3.3.1 Verificação da Condição Anecóica	52
3.4 PÓS-PROCESSAMENTO	53
3.5 COLORÁRIO DE HOWE	54
<b>4 RESULTADOS</b>	57
4.1 ANÁLISE DA CONDIÇÃO ANECÓICA	58
4.2 DUTO SEM ESCOAMENTO	62
4.3 DUTO COM ESCOAMENTO DE EXAUSTÃO	63
4.4 DUTO COM ESCOAMENTO SUGADO	69
<b>5 CONCLUSÕES</b>	81
<b>REFERÊNCIAS</b>	83
<b>APÊNDICE A – Manual de Funcionamento do Palabos</b>	
Acoustic	91



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTO

Sistemas de fluxo de massa (exaustão e sucção) podem se tornar uma considerável fonte de ruído. Escapamentos, sistemas de ventilação, buzinas, motores aeronáuticos e aspiradores de pó são exemplos desses sistemas que estão altamente presentes no dia-a-dia. Cada vez mais, a sociedade vem desenvolvendo consciência crítica dos danos que os ruídos desses tipos de sistemas podem acarretar à saúde da população. Tal fato é tão preponderante que, como é apresentado por Munjal (1987), desde os anos da década de 1920 há registros de esforços para entender e caracterizar esses tipos sistemas, afim de colaborar com a manutenção e desenvolvimento de ambientes saudáveis no contexto acústico.

Há vários elementos estruturais que podem compor sistemas de exaustão, mas os dutos circulares se caracterizam como fundamentais e bastante presentes. De acordo também com Munjal (1987), o corpo de estudos e conhecimentos da acústica interna de dutos está bem estabelecido, mas verifica-se na literatura vários questionamentos sobre o funcionamento da dinâmica acústica de um duto na presença de escapamentos. Em vista disso, caracterizar a acústica interna de dutos é de extrema importância visto as várias tecnologias relacionadas a sistemas de exaustão sem um amparo técnico bem estabelecido da literatura no ponto de vista da aeroacústica.

Em geral, quando o campo acústico interno é constituído por ondas planas (modos normais), o campo de pressão interno pode ser caracterizado pela condição de contorno na saída do duto. Neste caso, pode-se utilizar os seguintes parâmetros para análise:

- a magnitude do coeficiente de reflexão  $\|R_r\|$ , razão entre as componentes refletida e incidente da onda no duto;
- coeficiente de correção da terminação do duto  $l$ , normalizado pelo raio  $a$  do mesmo. Tal parâmetro representa o comprimento adicional para o cálculo do comprimento efetivo do duto. Em outras palavras, o fator  $l$  é a quantidade adicional medida a partir da abertura do duto a qual se deve propagar a onda incidente antes de ser refletida para o interior do duto com fase invertida.

Com o uso desses dois parâmetros, pode-se prever de maneira

mais precisa o campo acústico interno de dutos e, consequentemente, delinear de maneira mais acertiva as estratégias para a redução de ruído.

## 1.2 PROBLEMA

Com relação aos parâmetros acima discutidos, a solução exata para o problema de um duto circular não flangeado na ausência de escoamento foi proposta por Levine e Schwinger (1948). A solução assume que a espessura das paredes do duto são infinitamente finas e o fluido é invíscido. A partir destas simplificações, as expressões exatas para  $R_r$  e  $l$  são obtidas utilizando-se a técnica de Wiener-Hopf. Vale ressaltar também que o mesmo modelo prevê a diretividade do som irradiado pelo duto assim como é feito pelos parâmetros abordados.

Apesar da utilidade do modelo de Levine e Schwinger, em boa parte das aplicações práticas, dutos circulares transportam escoamentos médios. Para tais circunstâncias, Munt (1990) propôs um modelo analítico exato, também baseado na técnica de Wiener-Hopf, em que se considera a presença de um escoamento subsônico no interior do duto. Considera-se nesse modelo as premissas de que o escoamento é uniforme, invíscido e que a camada cisalhante do jato é infinitamente fina. Além disso, o modelo considera a condição de Kutta na borda do duto como condição de contorno de velocidade de partícula nessa região.

É importante ressaltar que modelos exatos para os parâmetros de radiação de dutos se limitam a condições de contorno simples envolvendo um duto sem flange ou com flange infinito. No entanto, observa-se na prática situações com geometrias bastante distintas daquelas previstas pelos modelos analíticos disponíveis. Além disso, a presença de escoamentos, o que é comum nestes sistemas, muda consideravelmente o comportamento acústico do coeficiente de reflexão.

No que diz respeito a escoamentos, há de se considerar que escoamentos de exaustão e sucção possuem fenomenologias distintas. A influência de escoamentos de exaustão no campo acústico interno de dutos com geometrias simples possuem um mapeamento na literatura consolidado, porém isso não se aplica a escoamentos de sucção. Escoamentos de sucção possuem peculiaridades que ainda devem ser consideradas e investigadas nos cálculos de  $R_r$  e  $l$  como, por exemplo, o surgimento da “*vena contracta*” na terminação do duto e sua influência no campo acústico interno.

Por conta da complexidade analítica em abordar o problema da

radiação de dutos em condições geométricas reais, faz-se necessário a utilização de técnicas numéricas como alternativa na investigação desses fenômenos.

### 1.3 OBJETIVOS

Considerando a problemática discutida acima, o objetivo principal desse trabalho é desenvolver uma ferramenta computacional para análise do coeficiente de reflexão para modos normais em dutos na presença de escoamentos de baixo número de Mach ( $M \leq 0,2$ ).

Tem-se como objetivos específicos:

- implementar um esquema computacional tridimensional para a avaliação do coeficiente de reflexão em dutos a partir do método de *lattice* Boltzmann;
- construir condições de contorno necessárias, afim de representar o problema da reflexão de onda em dutos na presença de baixos números de Mach;
- implementar, validar e analisar o comportamento acústico interno de dutos não flangeados com e sem escoamento de exaustão e com ondas planas;
- implementar e analisar o comportamento acústico interno de dutos não flangeados com escoamento sugado e com ondas planas.

### 1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Esse trabalho está organizado em capítulos a partir da seguinte estrutura:

- Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica envolvendo os métodos analíticos exatos e aproximados para a radiação de modos normais em dutos. Uma revisão acerca dos métodos computacionais na abordagem do problema de radiação também é apresentada neste capítulo;
- Capítulo 3 apresenta o método de *lattice* Boltzmann utilizado neste trabalho e descreve o esquema numérico desenvolvido para as simulações;

- Capítulo 4 apresenta os resultados da implementação computacional, validações do modelo e análises com diferentes condições de escoamento;
- Capítulo 5 apresenta as conclusões e evoluções futuras do trabalho. Segue no final referências bibliográficas, apêndices e anexos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica dos tópicos concernentes à acústica interna de dutos circulares, limitando-se a modos normais. Os tópicos estão separados em modelos analíticos exatos, modelos analíticos aproximados, trabalhos experimentais, modelos numéricos e trabalhos relacionados ao desenvolvimento e aplicação do método de *lattice* Boltzmann para problemas de acústica.

### 2.1 MODELOS ANALÍTICOS EXATOS

A propagação de modos normais (ondas planas) é um problema clássico em acústica e continua tendo importância significativa diante ao advento de novas tecnologias relacionadas a sistemas de exaustão e sucção. Os dutos são bastante presentes nesses sistemas e, para ondas planas que se propagam no eixo axial  $z$ , o campo acústico interno é modelado na forma

$$p(z, \omega) = Ae^{ikz} + Be^{-ikz}, \quad (2.1)$$

sendo  $z$  uma posição axial dentro do duto,  $A$  e  $B$  constantes no domínio da frequência representando as ondas incidentes e refletidas respectivamente, número de onda  $k = \frac{\omega}{c_0}$ , velocidade do som  $c_0$  e  $\omega$  a frequência angular em radianos. Dessa forma o coeficiente de reflexão  $R_z$  pode ser determinado na forma

$$R_z = \frac{B(\omega)}{A(\omega)}. \quad (2.2)$$

Levando em consideração a terminação do duto, o coeficiente de reflexão nessa região pode ser determinado a partir da formulação apresentada por Dalmont et al. (2001) na forma

$$R_r = R_z e^{2ikz}. \quad (2.3)$$

Segundo Dalmont et al. (2001) o coeficiente de reflexão na terminação  $R_r$  pode ser obtido na forma

$$R_r = -|R_r|e^{2ikl}, \quad (2.4)$$

sendo  $|R_r|$  o módulo do coeficiente de reflexão na terminação e  $l$  o coeficiente de correção da terminação do duto. Com esses dois parâmetros é

possível caracterizar o fenômeno da acústica interna de dutos. Pode-se também obter  $|R_r|$  segundo a relação de impedâncias

$$|R_r| = \left| \frac{Z_r - Z_0}{Z_r + Z_0} \right|, \quad (2.5)$$

sendo  $Z_r$  a impedância de radiação e  $Z_0$  a impedância característica do meio, definida por  $Z_0 = \rho_0 c_0$ , tal que  $\rho_0$  e  $c_0$  são, respectivamente, as constantes de densidade média do meio e velocidade do som. E para obter o coeficiente de correção da terminação do duto basta isolar  $l$  na Equação 2.4 resultando na equação

$$l = \frac{1}{k} \arctan\left(\frac{Z_r}{Z_0 j}\right) \quad (2.6)$$

sendo o número de onda  $k = \frac{\omega}{c_0}$  e  $\omega$  a frequência angular em radianos. Nesse sentido, pode-se interpretar  $l$  como a quantidade adicional medida a partir da abertura do duto a qual deve propagar a onda incidente antes de ser refletida para o interior do duto com fase invertida. Como cada duto possui um  $l$  diferente, para fins de comparação, é preciso tornar essa métrica numa medida adimensional através da normalização pelo raio  $a$  do duto, originando  $l/a$ .

Em relação aos parâmetros discutidos acima, a solução exata para o coeficiente de reflexão e correção da terminação, obtida através da técnica de Wiener-Hopf, para o problema de um duto não flangeado na ausência de escoamento foi proposta por Levine e Schwinger (1948). Esse modelo assume um duto semi-infinito com paredes infinitamente finas, fluido invíscido e presença somente de ondas planas.

Porém em boa parte das aplicações práticas dutos transportam escoamentos fluidodinâmicos. Para tais circunstâncias, Munt (1990) propôs um modelo analítico exato, também baseado na técnica de Wiener-Hopf, em que se considera a presença de um escoamento subsônico no interior do duto. Considera-se nesse modelo as premissas de que o escoamento é uniforme, invíscido e que a camada cisalhante do jato é infinitamente fina. Além disso, o modelo considera a condição de Kutta na borda do duto para lidar com a singularidade da velocidade de partícula nesta região. As Figuras 1 e 2 apresentam as comparações entre casos com e sem escoamento para um duto não flangeado em termos de  $\|R_r\|$  e  $l/a$ .



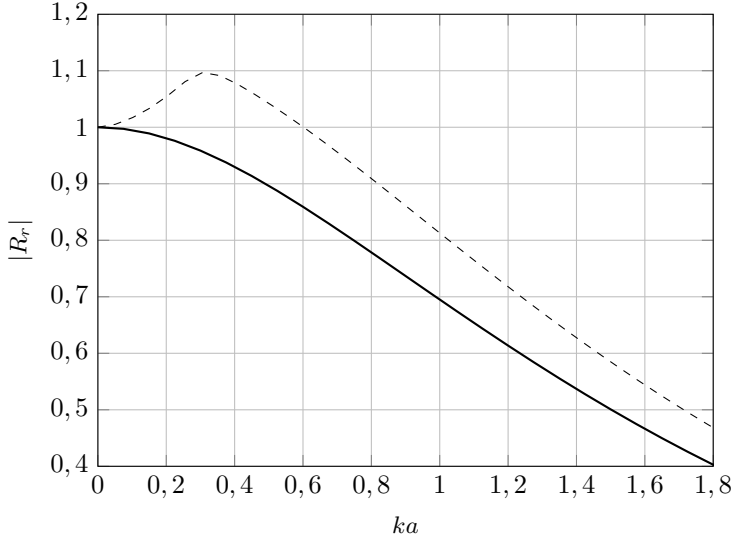


Figura 1: Resultados analíticos exatos para magnitude do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  ao final de um duto não flangeado. A linha contínua apresenta o resultado sem escoamento de Levine e Schwinger (1948) e a linha tracejada apresenta o resultado com escoamento de Mach = 0,15 de Munt (1990).

Como é mostrado na Figura 1, a magnitude do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  aumenta consideravelmente na presença de um escoamento subsônico. Além disso, pode-se perceber que, em algumas frequências,  $|R_r|$  torna-se maior do que a unidade, implicando que a amplitude da onda refletida torna-se maior do que a da onda incidente. Este fenômeno ocorre, sobretudo, pela interação entre o escoamento e o campo acústico na borda do duto, a qual transforma energia cinética rotacional em energia acústica, como discutido por Peters et al. (1993). Além disso vale ressaltar que o maior valor de  $|R_r|$  está associado com a frequência de desprendimento de vórtices na saída do duto.

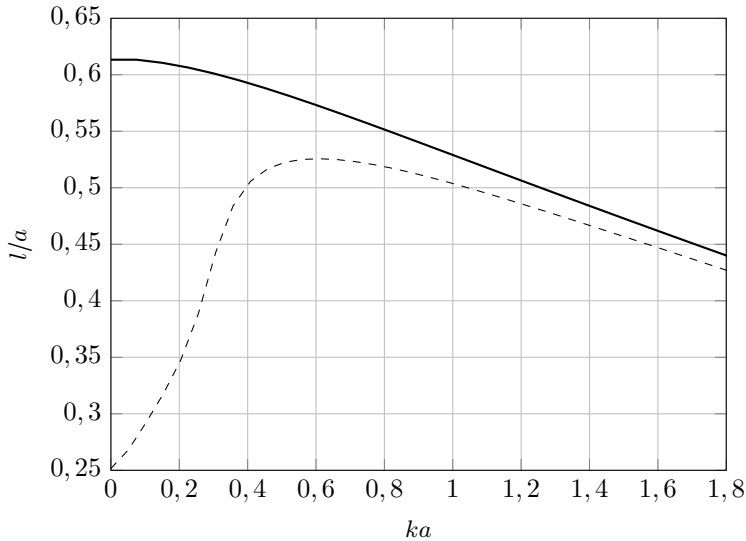


Figura 2: Resultados analíticos exatos para o coeficiente de correção da terminação normalizado pelo raio  $l/a$  de um duto não flangeado. A linha contínua apresenta o resultado sem escoamento de Levine e Schwinger (1948) e a linha tracejada apresenta o resultado com escoamento de Mach = 0,15 de Munt (1990).

De acordo com a Figura 2, a correção normalizada da terminação  $l/a$  torna-se consideravelmente menor do que aquela obtida na ausência de escoamento, sobretudo para baixos números de Helmholtz ( $ka$ ). Em outras palavras, para baixas frequências e na presença de um escoamento a onda acústica é refletida em uma região mais próxima da abertura, em comparação à situação sem escoamento. Isso acontece porque o efeito de inércia provocado pela massa de fluido na saída do duto é diminuída pela presença de escoamento. De fato, este fenômeno pode ser observado pela diminuição da parte imaginária da impedância de radiação nas baixas frequências, como observado por Peters et al. (1993).

## 2.2 MODELOS ANALÍTICOS APROXIMADOS

No que diz respeito a modelos analíticos aproximados, o trabalho de Carrier (1955) foi um dos primeiros a abordar o cálculo do coeficiente

de reflexão e correção da terminação com escoamento de exaustão num duto não flangeado. Para tal foi considerado um gás perfeito invíscido com o tipo de escoamento uniforme (*plug*). Nessa abordagem usou-se a técnica de Wiener-Hopf com o método de Prandtl-Glauert e a premissa de um duto semi-infinito com paredes infinitamente finas. Esse modelo é limitado a Machs subsônicos ( $M < 0,4$ ) e ondas planas, ou seja, valores de  $ka < 1,8$ .

Mani (1973) deu continuidade a mesma abordagem de Carrier (1955) com escoamento de exaustão para Machs subsônicos ( $M < 0,3$ ) e ondas planas, porém considerando deslocamento transversais de partículas na interface entre o ar em repouso externo e o jato de saída do duto como condição de contorno do problema. Esse tipo de solução mostra diversos fenômenos antes não previstos com os outros modelos citados como efeitos de convecção, zonas de silêncio relativo e refração.

Também na mesma linha de desenvolvimento de Carrier (1955), Savkar (1975) desenvolveu um modelo de modos de alta ordem ( $ka < 4,59$ ) com escoamento de exaustão e sucção do tipo uniforme (*plug*), para  $M < 0,4$  e com variação de temperatura. A continuidade do deslocamento das partículas acústicas transversais também foi considerada na interface entre o ar em repouso externo e o jato de saída do duto, possibilitando assim análises de fenômenos de convectivos. Como metodologia para construção desse modelo foram aplicadas as técnicas de Wiener-Hopf e a aproximação matemática do trabalho de Carrier (1955).

Já o trabalho de Hirschberg e Hoeijmakers (2014) propõe uma expressão analítica aproximada do coeficiente de reflexão para baixas frequências ( $ka < 1$ ), baixos números de Mach ( $M < 0,2$ ) e jatos quentes. Esse modelo considera os efeitos de convecção e temperatura e foi consolidado a partir da aproximação proposta pelo trabalho de Howe (1979).

## 2.3 TRABALHOS EXPERIMENTAIS

### 2.3.1 Escoamento de Exaustão

No que diz respeito a escoamentos de exaustão o trabalho de Alfredson e Davies (1970) investigou os coeficientes de reflexão e correção da terminação e o fator de amortecimento de ondas acústicas. Para tal foi utilizado um duto excitado com um pulso de pressão, submetido a escoamentos subsônicos ( $M < 0,2$ ) e dados extraídos com a técnica

dos dois microfones ajustada para valores de  $ka < 1$ . A principal conclusão desse trabalho é o fato da magnitude do coeficiente de reflexão ser maior nos casos com escoamento.

O trabalho de Peters et al. (1993) investigou os coeficientes de reflexão e de dissipação de ondas acústicas devido aos efeitos térmicos e de viscosidade na presença e ausência de cornetas. A técnica de dois microfones foi utilizada para extração dos dados num regime de baixas frequências ( $ka < 1,5$ ) e valores subsônicos do número de Mach ( $M < 0,2$ ). Por fim, o autor argumenta que a inserção de uma corneta no final do duto aumenta o coeficiente de reflexão por conta do aumento da instabilidade da camada limite na parede da corneta.

O trabalho de Allam e Åbom (2006) utilizou um sistema superdeterminado de medição para investigação do coeficiente de reflexão de um duto não flangeado. Para minimizar a relação sinal ruído e assim obter com mais acurácia o coeficiente de correção da terminação do duto, surgiu-se como motivação o desenvolvimento de um sistema em que há mais microfones do que incógnitas a serem calculadas, em outras palavras, estendeu-se a metodologia de medição de 2 microfones para um sistema superdeterminado envolvendo 6 microfones. Há de se considerar também que a parte imaginária do número de onda, parte associada com a dissipação de energia por viscosidade, não é conhecida na presença de escoamento e por isso foi incluída como incógnita. Em linhas gerais esse trabalho permitiu a validação experimental do trabalho de Munt (1990) e a consolidação de um sistema confiável de medição para esse tipo de problema.

English (2010) investigou também de forma experimental os coeficientes de reflexão e de terminação de dutos circulares com diferentes espessuras, através da técnica de extração de autoespectro e espectro cruzado em pares de microfones calibrados para o intervalo  $0 < ka < 0,7$ . Focando para números de Mach entre 0 e 0,3, seus resultados mostram que os coeficientes de reflexão estão com valores acima dos que são encontrados pelo modelo exato de Munt (1990) e a partir dos resultados experimentais de Allam e Åbom (2006). O autor explica esse fato relatando que as premissas de camada limite viscosa e parede de duto infinitamente finas assumidas pelo modelo de Munt subestimam a transferencia de energia cinética rotacional do jato em energia acústica. No entanto, o autor não discute porque os resultados anteriores, obtidos por Allam e Åbom (2006), apresentam maior concordância com o modelo de Munt.

Já o trabalho de Tiikoja et al. (2014) focou na influência da temperatura no coeficiente de reflexão de dutos não flangeados. Para tal

fim, utilizaram a técnica de 2 microfones num sistema com 3 microfones, ajustados num contexto de ondas planas ( $ka < 1,8$ ) e Machs de até 0,3 e 0,12 para jatos frios e quentes respectivamente. Tendo como referências as curvas validadas de jatos frios de Munt (1990), foi observado que para jatos quentes as curvas dos coeficientes de reflexão e de terminação sofrem um aumento de amplitude e um deslocamento do pico máximo em direção às baixas frequências. Em outras palavras, com o aumento da temperatura o gás obtém maior energia cinética e os efeitos de vorticidade na terminação do duto ficam mais intensos com relação a temperaturas mais baixas.

### 2.3.2 Escoamento Sugado

Em relação a trabalhos experimentais, Ingard e Singhal (1975) foram os primeiros a investigar o coeficiente de reflexão em um duto com seção transversal retangular, considerando, desta vez, um escoamento sugado com  $M = 0,4$ . O método de medição se baseou na técnica de dois microfones e os mesmos foram ajustados para números de Helmholtz ( $ka$ ) menores que 0,5. Em vista desse contexto experimental, o autor desenvolveu uma fórmula semi-empírica para baixas frequências do coeficiente de reflexão e é dada por

$$|R_r| = |R_0| \left[ \frac{(1 - M)}{(1 + M)} \right]^n, \quad (2.7)$$

sendo que  $n$  é uma constante no valor aproximado de 1,33 e  $|R_0|$  é o módulo do coeficiente de reflexão sem escoamento obtido a partir do modelo de Levine e Schwinger (1948).

Na mesma linha de investigação, Davies (1987) investigou o coeficiente de reflexão para baixas frequências ( $0,01 < ka < 0,25$ ) e Machs subsônicos ( $M < 0,3$ ), porém com dutos circulares não-flangeados, flangeados e com difusores na borda. O autor destaca que a disposição geométrica da terminação do duto, quando submetida a fenômenos de escoamentos succionados, desenvolve uma “*vena contracta*”, que pode ser estimada e associada com o fator de perda de garga  $Kp$ . Em vista dos procedimentos desse trabalho, o autor compara os resultados com o estudo de Ingard e Singhal (1975) e sugere que o termo  $n$  da equação 2.7 tenha o valor aproximado de 0,9 para casos de dutos circulares.

Mesmo na ausência de uma investigação sistemática focando o coeficiente de correção da terminação, o trabalho de Davies (1987)

também sugere uma equação para o qual é proposto na seguinte expressão

$$l/a = l_0(1 - M^2), \quad (2.8)$$

sendo  $l_0$  o coeficiente de correção da terminação sem escoamento obtido a partir do trabalho de Levine e Schwinger (1948).

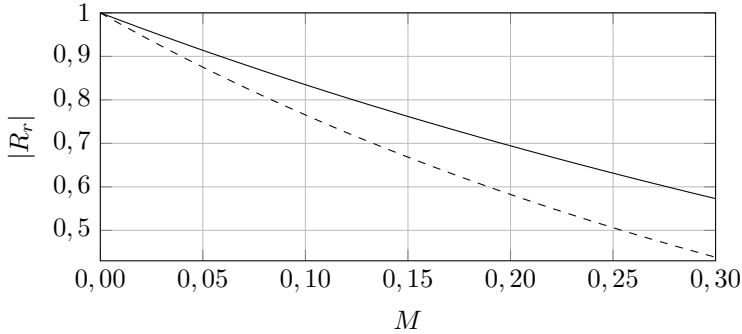


Figura 3: Resultado da magnitude do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  em relação ao Mach para baixas frequências com escoamento sugado. A linha contínua apresenta o cálculo obtido a partir do trabalho de Davies (1987) e a linha tracejada apresenta o resultado obtido a partir do trabalho de Ingard e Singhal (1975).

A Figura 3 mostra o gráfico resultante da equação 2.7 para os estudos de Ingard e Singhal (1975) e Davies (1987). Pode-se perceber que  $|R_r|$  decai de acordo com o aumento do Mach, em outras palavras, para baixas frequências, a onda plana possui maior facilidade de se radiar para o meio externo a medida que o Mach é aumentado.

A Figura 4 mostra o gráfico resultante da equação 2.8 e pode-se perceber que  $l/a$  decai de acordo com o aumento do Mach, ou seja, para baixas frequências, o comprimento efetivo acustico do duto diminui a medida que o Mach do escoamento succionado é aumentado. Mesmo com esses coeficientes modelados com apoio de dados experimentais a literatura carece de informações sobre esses parâmetros para frequências mais altas ( $ka > 0,25$ ).

## 2.4 MODELOS NUMÉRICOS

Já em relação a trabalhos envolvendo métodos numéricos, Selamet et al. (2001) analisaram os coeficientes de reflexão e de terminação

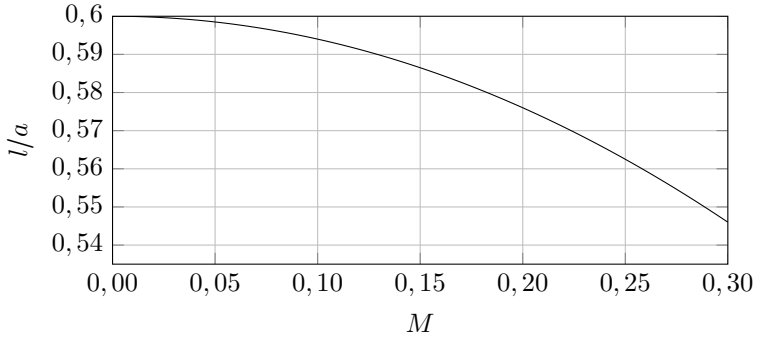


Figura 4: Resultado do coeficiente de correção da terminação  $l/a$  em relação ao Mach para baixas frequências ( $ka < 0,25$ ), de acordo com Davies (1987).

de dutos circulares com diferentes geometrias sem escoamento num contexto de ondas planas ( $ka < 1,8$ ). Para isso utilizaram método dos elementos de contorno e observaram que para diferentes razões de comprimento por raio de dutos não-flangeados, o comportamento acústico interno se diferencia muito pouco; no geral o coeficiente de reflexão, para dutos estendidos obliquamente a partir de uma parede rígida e infinita, decresce para altos números de  $ka$  com relação aos estendidos de forma perpendicular; há uma redução significativa do coeficiente de reflexão para altos números de  $ka$  em dutos terminados em forma de sino; dutos terminados com cavidade anular adiciona picos nos coeficientes de reflexão com relação aos não-flangeados.

Seguindo uma linha de análise semelhante, Dalmont et al. (2001) analisaram coeficientes de terminação de dutos circulares com diversas geometrias de terminação num contexto de ondas planas ( $ka < 1,8$ ), sobretudo as que são comumente encontradas em instrumentos de sopro. As análises foram feitas comparando-se resultados experimentais com resultados numéricos obtidos a partir dos métodos dos elementos finitos e elementos de contorno. A partir do ajuste dos modelos numéricos, derivaram modelos semi-empíricos simplificados para os coeficientes de reflexão encontrados nas geometrias estudadas.

Tendo como motivação a validação do método de *lattice* Boltzmann para problemas de acústica de dutos, Silva e Scavone (2006) abordaram análises dos coeficientes de reflexão e de terminação de dutos circulares não flangeados, sem escoamento e focando ondas planas ( $ka < 1,8$ ). As boas correlações dos dados numéricos com os dados

vigentes da teoria de Levine e Schwinger (1948) mostram que o método é bastante útil para prever fenômenos complexos envolvendo acústica de dutos.

Complementando o trabalho anterior, Silva et al. (2009) investigaram os coeficientes de reflexão e de terminação de dutos circulares com terminações de corneta e com escoamento subsônico. Para isso implementaram o modelo usando o método de *lattice* Boltzmann com condições de contorno absorventes, axissimetria de acordo com o trabalho de Reis e Phillips (2007) e paredes curvas para a consolidação das terminações em cornetas. Com esse trabalho foram validados os resultados de Munt (1990) e Allam e Åbom (2006) além de mostrar que na presença de cornetas o coeficiente de reflexão aumenta bastante no pico associado ao número de Strouhal  $St \approx \frac{\pi}{2}$ . Tal fato é aderente aos vários trabalhos que abordam o escoamento de exaustão e é explicado pelo fato de valores maiores do que a unidade para a magnitude do coeficiente de reflexão podem ser encontrados tanto em dutos não-flangeados quanto cornetas. No entanto, no caso das cornetas, este aumento é consideravelmente maior devido a indução de vorticidade causada pela terminação circular. Além disso, os resultados observados sugerem que a região de Strouhal  $St \approx \frac{\pi}{2}$  acontece quando o período do campo acústico interno coincide com o tempo necessário para que um vórtice propague a distância equivalente a um raio de corneta.

Silva et al. (2012) usaram o método de elementos de contorno para analisar a influência do raio de uma terminação flangeada no comportamento do coeficiente de reflexão de dutos circulares na ausência de escoamento. Para tanto validaram o modelo com os resultados de Levine e Schwinger (1948), dutos não flangeados, e de Nomura et al. (1960), dutos flangeados circulamente. Como resultado da análise propuseram expressões aproximadas para o cálculo dos coeficientes de reflexão e de terminação.



### 3 METODOLOGIA

Tal como foi discutido no capítulo anterior, para a investigação do coeficiente de reflexão na presença de escoamento, faz-se necessária a utilização de esquemas numéricos que integrem na mesma estrutura a parte fluido dinâmica e acústica. Neste sentido, o método de *lattice* Boltzmann mostra-se adequado, sobretudo quando são considerados baixos números de Mach ( $M < 0,2$ ) e baixos números de Reynolds ( $Re < 5515$ ). Nesse sentido, há trabalhos que validam, aplicam e desenvolvem metodologias de *lattice* Boltzmann no campo de estudo da aeroacústica.

Um desses estudos é o de Crouse et al. (2006), que mostraram a eficácia do método de *lattice* Boltzmann em recuperar as equações de Navier-Stokes para baixas compressibilidades ( $M < 0,3$ ). Há de se ressaltar que validaram também o modelo numérico de um ressonador de Helmholtz com um modelo experimental do mesmo, demonstrando assim a viabilidade da aplicação para problemas de acústica.

No que se trata de desenvolvimento de ferramentas auxiliares para tratar problemas acústicos, Kam et al. (2006) desenvolveram uma condição de contorno absorvente, baseada na técnica de camadas perfeitamente casadas (“*perfectly matched layers*”). Essencialmente, a técnica se baseia na criação de uma camada com viscosidade crescente exponencialmente na direção exterior do domínio computacional.

Marié et al. (2009) analisou e comparou esquemas de alta ordem das equações de Navier-Stokes linearizadas com o método de *lattice* Boltzmann. O objeto de estudo para comparação foi análises de dispersão e dissipação de ondas acústicas em regime isotérmico. Conclui-se com esse trabalho que para um erro de dispersão pré-definido, o método de *lattice* Boltzmann se comportou como mais rápido.

No que diz respeito a aplicação do método de *lattice* Boltzmann num problema de aeroacústica, Lew et al. (2010) desenvolveram um modelo numérico em 3D para predição de ruído em um jato turbulento subsônico. Como validação, os resultados foram comparados com resultados experimentais e cálculos numéricos feitos a base de *Large Eddy Simulation* (LES). Esse estudo demonstrou as principais vantagens de se trabalhar com o método de *lattice* Boltzmann como por exemplo o baixo custo computacional e a facilidade em inserir *nozzles* com formas complexas no domínio computacional.

Também na área de aeroacústica computacional, o trabalho de Yong et al. (2013) propõe um modelo em *lattice* Boltzmann para obter dados de diretividade da radiação sonora num duto circular submetido

a escoamento subsônico. Os resultados de diretividade foram comparados com os modelos de Levine e Schwinger (1948) e Gabard e Astley (2006), mostrando uma boa convergência principalmente nas baixas frequências.

Já no sentido de tratamento de fenômenos da acústica básica, Viggen (2013) adicionou termos fonte na equação de *lattice* Boltzmann para que o método possa permitir o surgimento de dipolos, quadrupolos e outras superposições de multipolos. Além disso, esses termos foram mapeados nos parâmetros macroscópicos através da ferramenta matemática de expansão de Chapman-Enskog. Como resultado, conseguiu reproduzir fenômenos de diretividade de monopolos, dipolos e quadrupolos.

Silva et al. (2015) abordaram também o uso do método de *lattice* Boltzmann em conjunto com a técnica de *Large Eddy Simulation* (LES) na investigação do ruído gerado na interação do escoamento de um jato com uma placa plana. Os dados de níveis de pressão sonora em campo distante foram obtidos usando uma superfície de Ffowcs-Williams e Hawkins (FW-H) e comparados com dados experimentais.

O presente Capítulo apresenta o método de *lattice* Boltzmann utilizado neste trabalho e descreve a construção de um modelo tridimensional de duto não-flangeado utilizando a plataforma de código aberto Palabos. Detalhes sobre a elaboração do modelo são discutidos detalhadamente nas seções subsequentes.

### 3.1 O MÉTODO DE LATTICE BOLTZMANN

O método de *lattice* Boltzmann possui bastante utilidade quando se trata de problemas aeroacústicos, envolvendo pequenas flutuações de pressão e fenômenos de turbulência. Isso se deve ao fato do método ter surgido de uma outra abordagem de fenômenos mecânicos aplicados a fluidos - uma abordagem microscópica de interações entre moléculas.

Uma solução para resolver problemas fluidodinâmicos através de interações entre moléculas é abordar o fenômeno físico pelo ponto de vista de distribuição de moléculas, a qual se convém chamar de partícula. Nesse caso, cada partícula é descrita a partir de uma função de distribuição, a qual indica a probabilidade de se encontrar numa dada região espacial e em um determinado instante de tempo, um conjunto de moléculas que compartilham a mesma velocidade e direção de propagação. A equação de transporte que rege a propagação das partículas e a difusão da quantidade de movimento das mesmas a par-

tir de suas colisões é a Equação de Boltzmann que, ao ser discretizada, pode ser resolvida numericamente originando assim o método de *lattice* Boltzmann ou *lattice Boltzmann Method* (LBM).

Historicamente o método de *lattice* Boltzmann se originou nos anos 90 através de trabalhos como de He e Luo (1997a), que mostraram que a forma discreta da equação de Boltzmann também recupera as equações de Navier Stokes para baixas compressibilidades (baixos números de Mach). Isto fornece uma ligação formal entre as equações macroscópicas de *lattice* Boltzmann e as equações de Navier-Stokes para baixas compressibilidades, além de possibilitar a implementação computacional desse método.

O LBM possui muitas vantagens em relação a técnicas tradicionais de fluido dinâmica computacional aplicadas a aeroacústica: resolve o campo acústico e o campo fluido dinâmico numa mesma iteração em cada incremento de tempo, extração direta do campo de pressão e fácil implementação paralela elevando assim a performance frente a outros métodos.

### 3.1.1 Modelo BGK

O LBM é baseado em operações de colisão e propagação de funções de distribuição de partículas com massa em função do tempo e espaço. Cada conjunto de funções de distribuição localizadas num ponto no espaço  $\mathbf{x}$  e tempo  $t$  pode ser chamada de célula  $e$ , segundo o trabalho de He e Luo (1997b), a equação de *lattice* Boltzmann, que formula o comportamento de cada célula, pode ser escrita como

$$f_i(\mathbf{x} + c_i \Delta t, t + \Delta t) = f_i(\mathbf{x}, t) + \Omega_i(f(\mathbf{x}, t)), \quad (3.1)$$

sendo  $i$  é um número inteiro que delimita direções no espaço de propagação de partículas,  $f_i$  é a função de distribuição em uma dada direção  $i$ ,  $c_i$  são velocidades de propagação na direção  $i$  e  $\Delta t$  é o incremento de tempo.

A Equação (3.1) é dividida nas duas operações básicas: propagação e colisão. O lado esquerdo dessa equação representa a operação de propagação, na qual os valores das funções de distribuição de cada célula são movidos para cada direção de propagação para uma próxima célula no espaço em cada iteração no tempo. Feita a operação de propagação, é realizada a operação de colisão, representada pelo lado direito da equação, na qual o termo  $\Omega_i$  representa o operador de colisão.

Uma das formas de calcular o operador de colisão  $\Omega_i$  é usar a

formulação proposta no estudo de Bhatnagar et al. (1954). A aplicação dessa formulação consolida o modelo BGK (Bhatnagar–Gross–Krook) ou modelo de tempo de relaxação único: *single-relaxation-time* (SRT). Nesse sentido, o operador de colisão é definido por

$$\Omega_i = -\frac{1}{\tau}(f_i - f_i^M), \quad (3.2)$$

tal que  $\tau$  é o período de colisão, período médio de colisão entre partículas, e  $f_i^M$  é a função de distribuição de Maxwell ou função de distribuição de equilíbrio.

A função de distribuição de Maxwell  $f_i^M$  pode ser calculada aplicando o princípio de máxima entropia de acordo com as restrições das leis de conservação de massa e quantidade de movimento, assim como é proposto por Wolf-Gladrow (2000). Dessa forma a função de distribuição de Maxwell é definida por

$$f_i^M = \rho \varepsilon_i \left( 1 + \frac{\mathbf{u} \cdot \mathbf{c}_i}{c_s^2} + \frac{\mathbf{u} \cdot \mathbf{c}_i^2 - c_s^2 \mathbf{u}}{2c_s^4} \right), \quad (3.3)$$

sendo que  $\rho$  é a densidade local do fluido,  $\varepsilon_i$  são pesos de velocidades para cada direção de propagação  $i$ ,  $\mathbf{u}$  é a velocidade local do fluido,  $\mathbf{c}_i$  é um vetor de velocidades de propagação da célula para cada direção  $i$  e  $c_s$  é a velocidade do som.

Os parâmetros macroscópicos de densidade local do fluido  $\rho$  e a velocidade local do fluido  $\mathbf{u}$  podem ser obtidos a partir dos momentos da função de distribuição  $f_i$  das seguintes maneiras

$$\rho = \sum f_i \text{ e} \quad (3.4)$$

$$\rho \mathbf{u} = \sum f_i \mathbf{c}_i. \quad (3.5)$$

A partir da equação de estado isoentrópica linear, a pressão local do fluido  $p$  pode ser obtida na forma

$$p = \rho c_s^2. \quad (3.6)$$

A viscosidade cinemática  $\nu$  é um parâmetro que é função do período de colisão  $\tau$  e pode ser obtida com a equação

$$\nu = c_s^2 \left( \tau - \frac{1}{2} \right). \quad (3.7)$$

Quando as equações 3.4, 3.5, 3.6 e 3.7 são usadas para recuperar os atributos macroscópicos do fluido a unidade de medida não é uma unidade física. Segundo o trabalho de Silva et al. (2016), para se ter esses atributos em unidade física é preciso aplicar regras de conversão. Essas regras de conversão se baseiam em duas constantes que são definidas a partir de unidades físicas: velocidade característica definida por

$$\zeta = c^*/c_s, \quad (3.8)$$

em que  $c^*$  é a velocidade física do som, e discretização  $\Delta x$  definida pelo tamanho de uma célula dado em metros.

Com os parâmetros  $c^*$  e  $\Delta x$  pode-se realizar as seguintes conversões para unidades físicas, notadas com o superíndice  $*$ :

$$\mathbf{u}^* = \zeta \mathbf{u}, \quad (3.9)$$

$$\mathbf{x}^* = \Delta x \mathbf{x}, \quad (3.10)$$

$$t^* = \frac{\Delta x}{\zeta} t, \quad (3.11)$$

$$\nu^* = \zeta \Delta x \nu, \quad (3.12)$$

$$\rho^* = \frac{\zeta}{\Delta x} \rho, \quad (3.13)$$

$$p^* = p \zeta^2 \rho_0^* \text{ e} \quad (3.14)$$

$$f^* = f \frac{\zeta}{\Delta x}, \quad (3.15)$$

tal que  $f^*$  e  $f$  são unidades de frequências física e do LBM respectivamente.

Há várias geometrias de células, o grupo do tipo  $D_n Q_b$  ( $n$  dimensões e  $b$  direções de propagação ou velocidades) é um dos mais usados e foi proposto por Qian et al. (1992). A tabela 1 mostra os parâmetros para cada um dos modelos do tipo  $D_n Q_b$ , seus diferentes vetores de velocidades de propagação ( $c_i$ ), seus respectivos pesos  $\varepsilon_i$  e as suas constantes de velocidade do som ( $c_s$ ). Esses valores são obtidos para cada geometria, de forma que se mantenham a conservação da massa e da quantidade de movimento. Portanto com esses parâmetros

já se torna possível calcular a função de Maxwell ( $f_i^M$ ) para cada operação de colisão em cada iteração de tempo.

Para esse trabalho usou-se o modelo D3Q19 e a Figura 5 ilustra um esquemático desse tipo de célula e é possível visualizar espacialmente as direções de propagação. Vale ressaltar que para cada direção há o cálculo da função de Maxwell ( $f_i^M$ ) e, por conseguinte, a operação de propagação das funções de distribuição para a célula adjacente no sentido de cada direção.

Tabela 1: Modelos  $D_nQ_b$

Modelo	$c_i$	$\varepsilon_i$	$c_s^2$
D1Q3	0, $\pm 1$	$2/3$ , $1/6$	$1/3$
D1Q5	0, $\pm 1$ , $\pm 2$	$6/12$ , $2/12$ , $1/12$	1
D2Q7	(0, 0), $(\pm 1/2, \pm \sqrt{3}/2)$	$1/2$ , $1/12$	$1/4$
D2Q9	(0, 0), $(\pm 1, 0)$ , $(0, \pm 1)$ , $(\pm 1, \pm 1)$	$4/9$ , $1/9$ , $1/36$	$1/3$
D3Q15	(0, 0, 0), $(\pm 1, 0, 0)$ , $(0, \pm 1, 0)$ , $(0, 0, \pm 1)$ , $(\pm 1, \pm 1, \pm 1)$	$2/9$ , $1/9$ , $1/72$	$1/3$
D3Q19	(0, 0, 0), $(\pm 1, 0, 0)$ , $(0, \pm 1, 0)$ , $(0, 0, \pm 1)$ , $(\pm 1, \pm 1, 0)$ , $(\pm 1, 0, \pm 1)$ , $(0, \pm 1, \pm 1)$	$1/3$ , $1/18$ , $1/36$ ,	$1/3$

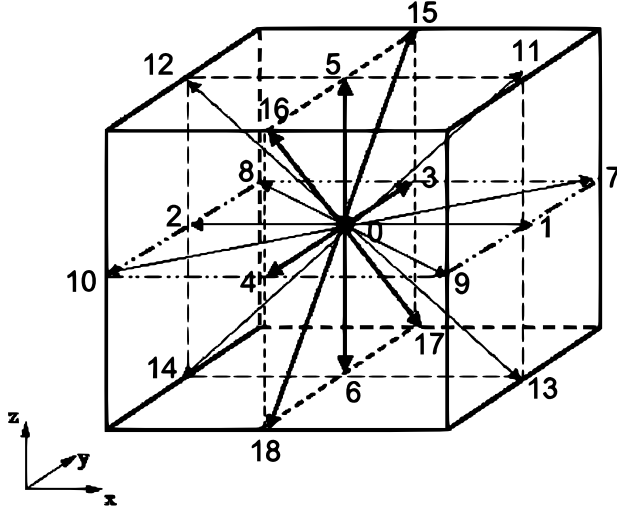


Figura 5: Esquemático do modelo D3Q19. Ilustração adaptada do estudo de Premnath et al. (2013).

### 3.1.2 Múltiplos Tempos de Relaxação

A Equação (3.2) retrata um operador de colisão com tempo de relaxação único para todas as direções de propagação  $i$ . Essa abordagem é funcional, porém limitada à estabilidade em baixos números de Reynolds como mostra o estudo de Lallemand e Luo (2000). Para esses tipos de problemas a abordagem de múltiplos tempos de relaxação (MRT), pode ser usada assim como é mostrado nos estudos de Viggen (2014).

Seguindo a formulação proposta por D’Humières (1994), a formulação de MRT se baseia na troca do parâmetro de único tempo de relaxação  $\tau$  por uma matriz  $\mathbf{\Lambda}$  de vários tempos de relaxação. Todavia a matriz  $\mathbf{\Lambda}$  é construída de acordo com uma matriz  $\mathbf{M}$  que projeta as funções de distribuição  $f_i$  e  $f_i^M$  no espaço dos momentos. De acordo com Lallemand e Luo (2000), a possibilidade desse método ser mais estável é oriunda da capacidade de operar a colisão das células com um tempo de relaxação apropriado para cada um dos vários momentos, projetados a partir das funções de distribuição  $f_i$  e  $f_i^M$ . Em vista do exposto o operador de colisão da Equação (3.2) se transforma em

$$\Omega_i = -\mathbf{\Lambda}(f_i - f_i^M). \quad (3.16)$$

Porém a operação de colisão é realizada no espaço dos momentos. Logo é preciso projetar  $f_i$  e  $f_i^M$  no espaço dos momentos impondo

$$m_i = \mathbf{M} f_i \text{ e } m_i^M = \mathbf{M} f_i^M. \quad (3.17)$$

D'Humieres (1994) propôs, para o caso do modelo D3Q19, uma distribuição de valores para a matriz  $\mathbf{M}$  dada por

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} A & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A \\ B & C & C & C & C & C & C & D & D & D & D & D & D & D & D & D & D & D & D \\ E & F & F & F & F & F & F & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A & A \\ G & A & J & G & G & G & G & G & G & G & G & G & G & J & A & J & A & J & A \\ G & F & K & G & G & G & G & G & G & G & G & G & G & J & A & J & A & J & A \\ G & G & G & A & J & G & G & A & J & J & A & G & G & G & G & A & J & J & A \\ G & G & G & F & K & G & A & J & A & J & A & G & G & G & G & A & J & J & A \\ G & G & G & G & G & A & J & A & J & A & J & J & A & A & J & G & G & G & G \\ G & G & G & G & G & F & K & A & J & A & J & J & A & A & A & J & G & G & G \\ G & I & I & J & J & J & J & H & H & H & H & A & A & A & A & A & A & A & A \\ G & F & F & I & I & I & I & H & H & H & H & A & A & A & A & A & A & A & A \\ G & G & G & A & A & J & J & G & G & G & G & J & J & J & J & A & A & A & A \\ G & G & G & H & H & I & I & G & G & G & G & J & J & J & J & A & A & A & A \\ G & G & G & G & G & G & G & G & G & G & G & G & G & G & J & J & A & A & A \\ G & G & G & G & G & G & G & A & A & J & J & G & G & G & G & G & G & G & G \\ G & G & G & G & G & G & G & G & G & G & G & A & A & J & J & G & G & G & G \\ G & G & G & G & G & G & G & G & G & G & G & A & J & J & J & G & G & G & G \\ G & G & G & G & G & G & A & J & J & A & G & G & G & J & J & A & A & A & A \\ G & G & G & G & G & G & J & A & J & A & J & A & A & J & G & G & G & G & G \end{bmatrix}, \quad (3.18)$$

sendo  $A = 1$ ,  $B = -30$ ,  $C = -11$ ,  $D = 8$ ,  $E = 12$ ,  $F = -4$ ,  $G = 0$ ,  $H = -2$  e  $I = 2$ .

Considerando que a matriz  $\mathbf{S}$  é dada por

$$\mathbf{S} = \mathbf{M} \mathbf{\Lambda} \mathbf{M}^{-1}, \quad (3.19)$$

o operador de colisão fica

$$\mathbf{S}_i = -\mathbf{M}^{-1} \mathbf{S} (m_i - m_i^M). \quad (3.20)$$

Inserindo a Equação (3.20) na Equação (3.1) fica

$$f_i(\mathbf{x} + c_i \Delta t, t + \Delta t) = f_i(\mathbf{x}, t) - \mathbf{M}^{-1} \mathbf{S} (m_i - m_i^M). \quad (3.21)$$

Vale ressaltar que a operação de propagação, lado esquerdo da Equação (3.21), ocorre no espaço original da função de distribuição  $f_i$ .



### 3.1.3 Condições de Contorno

#### 3.1.3.1 Bounceback

De acordo com o estudo de Viggen (2014), a condição de contorno do tipo *bounceback* tem como objetivo simular uma parede rígida no domínio do LBM, sendo ela do tipo implícita e localizada entre as células. Há dois tipos de *bounceback*: *free-slip*, que simula escorregamento livre do fluido na parede e *no-slip*, que impõe que todas as componentes de velocidade junto à parede sejam nulas. Essa condição força o desenvolvimento da camada limite viscosa junto à parede. Nesse trabalho foi usado a condição do tipo *no-slip*, afim de capturar os efeitos de camada limite viscosa.

A condição de contorno *bounceback no-slip* é geralmente implementada na etapa de propagação a partir de uma inversão de funções de distribuição de partículas. A Figura 6 mostra um esquemático de exemplo do processo de funcionamento dessa condição de contorno. Ao cruzar a condição de contorno no tempo seguinte  $t + \Delta t$ , a célula inverte as funções de distribuição de partículas para o sentido contrário dos vetores que apontam para o *bounceback*.

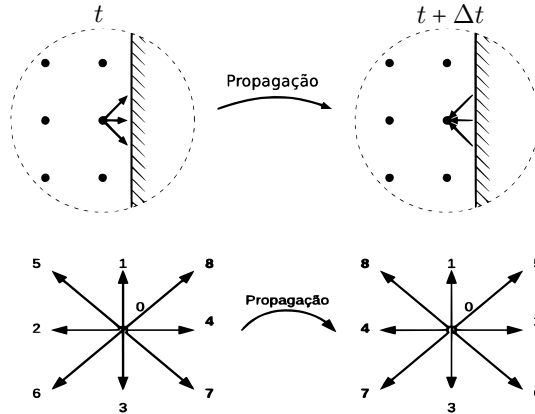


Figura 6: Esquemático de exemplo do processo de funcionamento da condição de contorno *bounceback no-slip*. Ilustração adaptada do estudo de Viggen (2014).

Em relação às equações de propagação o processo abordado fica

$$\begin{aligned} f_6(\mathbf{x}, t + \Delta t) &= f_8(\mathbf{x}, t), \quad f_8(\mathbf{x}, t + \Delta t) = f_6(\mathbf{x}, t), \\ f_2(\mathbf{x}, t + \Delta t) &= f_4(\mathbf{x}, t), \quad f_4(\mathbf{x}, t + \Delta t) = f_2(\mathbf{x}, t), \\ f_5(\mathbf{x}, t + \Delta t) &= f_7(\mathbf{x}, t) \quad \text{e} \quad f_7(\mathbf{x}, t + \Delta t) = f_5(\mathbf{x}, t). \end{aligned}$$

### 3.1.3.2 Condição Anecóica

Consolidar uma condição do tipo anecóica num método numérico de natureza temporal é um desafio em todos os métodos numéricos. Nesse contexto, considerando a absorção de ondas de pressão, entropia e pulsos de desprendimento de vórtices, o trabalho de Kam et al. (2006) propõe uma condição de contorno explícita de absorção. Em essência, este método se baseia na adaptação do método das camadas perfeitamente casadas (“*perfectly matched layers*”) para o LBM. A condição de contorno de absorção, *Absorbing Boundary Condition* (ABC), consiste na adição de uma região de amortecimento para que os valores de pressão e velocidade converjam assintoticamente a valores que caracterizam um fluido em repouso. Nesse sentido, valores alvos para um fluido em repouso de densidade ( $\rho_T = \rho_0$ ) e velocidade ( $\mathbf{u}_T = 0$ ) são usados para calcular uma função de distribuição de amortecimento  $f_i^T$ . Essa função de distribuição é definida da mesma forma que  $f_i^M$ , porém com os valores alvos de densidade e velocidade, impostos na forma

$$f_i^T = \rho_0 \varepsilon_i. \quad (3.22)$$

Como essa técnica é explícita, o operador de colisão  $\Omega_i$  da Equação (3.2) é adaptado e recebe um novo termo fonte, tal que

$$\Omega_i = -\frac{1}{\tau}(f_i - f_i^M) - \sigma(f_i^M - f_i^T), \quad (3.23)$$

sendo  $\sigma = \sigma_T(\delta/D)^2$  o coeficiente de absorção,  $\sigma_T$  uma constante com valor de 0,3,  $\delta$  é a distância medida do começo da região de contorno no sentido da convergência assintótica e  $D$  é o tamanho total da região de contorno no sentido da convergência assintótica assim como ilustra a Figura 7.

O operador de colisão da Equação (3.23) funciona bem para o modelo SRT, porém como nesse estudo será usado o modelo MRT, algumas adaptações precisam ser realizadas, pois a operação de colisão

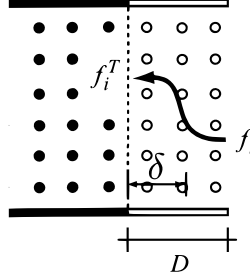


Figura 7: Esquemático de exemplo do processo de funcionamento da condição de contorno anecóica. Ilustração adaptada do estudo de Silva (2008).

ocorre no espaço dos momentos nesse modelo. Assim como é feito nas Equações (3.17) deve-se aplicar o mesmo procedimento na função de distribuição  $f_i^T$  originando o termo  $m_i^T$ . Além disso é preciso inserir esse termo no operador de colisão da Equação (3.20) resultando em

$$\Omega_i = -\mathbf{M}^{-1} \mathbf{S}(m_i - m_i^M) - \sigma \mathbf{M}^{-1} \mathbf{S}(m_i^M - m_i^T). \quad (3.24)$$

Simplificando, a Equação (3.24) fica

$$\Omega_i = -\mathbf{M}^{-1} \mathbf{S}[m_i - m_i^M(\sigma - 1) - m_i^T]. \quad (3.25)$$

Adicionando esse termo na Equação geral (3.1) do LBM, o resultado é a equação

$$f_i(\mathbf{x} + \mathbf{c}_i \Delta t, t + \Delta t) = f_i(\mathbf{x}, t) - \mathbf{M}^{-1} \mathbf{S}[m_i - m_i^M(\sigma - 1) - m_i^T]. \quad (3.26)$$

A Equação (3.26) equivale a Equação (3.1) porém com um termo fonte adicional representando a camada anecóica. Vale ressaltar que esse termo fonte é nulo no domínio fluidodinamico e diferente de zero na camada absorvente.

### 3.2 PALABOS

O *software* livre Palabos é um projeto feito na linguagem C++ no paradigma computacional de orientação a objetos, resultado da colaboração entre indústria e academia, focando produzir uma ferramenta de simulação computacional robusta, rápida e confiável. Junto com

esse pacote computacional há implementados modelos numéricos de publicações e *benchmarks* da literatura, como mostra os estudos de Jin et al. (2015), Papenkort e Voigtmann (2015), Daigle e Reece (2015), Garcia-Salaberri et al. (2015) e Paradis et al. (2015).

As funcionalidades do *software* Palabos usadas nesse trabalho são: modelo base (MRT); condição de contorno (*bounceback no-slip*); *grid* (D3Q19); paralelismo (MPI em vários processadores); dados de saída (ASCII, GIF e VTK para visualização no *software* Paraview (2017)).

Mesmo com várias funcionalidades citadas, o *software* Palabos precisa ter outras funcionalidades implementadas para que possa atender o escopo desse trabalho. Para atender esse requisito, o projeto Palabos-Acoustic (2017) foi criado como uma versão do Palabos que contém todos os modelos e implementações desenvolvidas nesse trabalho. As funcionalidades desenvolvidas nesse trabalho são: condição de contorno anecóica de Kam et al. (2006) para BGK D2Q9 e MRT D2Q9 e D3Q19; condição de contorno para excitação do duto com *sweep* de acordo com o estudo de Silva et al. (2009) ou excitação por soma de harmônicos.

### 3.3 MODELO NUMÉRICO

Com os arquivos de compilação e execução corretamente configurados, pode-se modelar numericamente o problema. A Figura 8 representa a vista do corte lateral do modelo numérico tridimensional com o eixo de coordenadas localizado no ponto  $(\frac{N_x}{2}, 0, 0)$ . Para a definição do domínio foi utilizado uma abordagem paramétrica, ou seja, o raio externo do duto  $a = 20$  células foi a unidade de medida para as dimensões. As dimensões  $N_x$  e  $N_y$  são iguais e possuem  $20a$  de comprimento (razão de aspecto não mantida no esquema para economia do espaço em folha). A dimensão  $N_z$  possui  $79,5a$  de comprimento e foi baseado no estudo de Silva et al. (2009), que justifica a distância da saída do duto até a parede para capturar corretamente os efeitos de inércia e elasticidade produzidos pelo fluido estagnante ao redor do duto. Todo espaço de fluido do domínio foi preenchido em cada célula com frequência de relaxação  $\frac{1}{\tau} = 1,99$ ,  $\rho = \rho_0 = 1$  e as velocidades para todos os sentidos  $u_x = u_y = u_z = 0$ . As bordas do duto foram preenchidas com condição anecóica de espessura igual  $1,5a$  células.

Com relação ao duto, o mesmo possui o tamanho  $L = 18a$  e é delimitado pela condição de contorno *bounceback no-slip*. O diâmetro

externo mede  $2a$  e parede com espessura de  $0,1a$ . No começo do duto há uma condição anecóica com espessura igual a  $1,5a$ , que é responsável pela absorção da onda refletida na abertura do duto. Ao lado da condição anecóica há uma condição de contorno de excitação do duto com espessura de  $0,05a$ , responsável por excitar os modos axiais e impor escoamento.

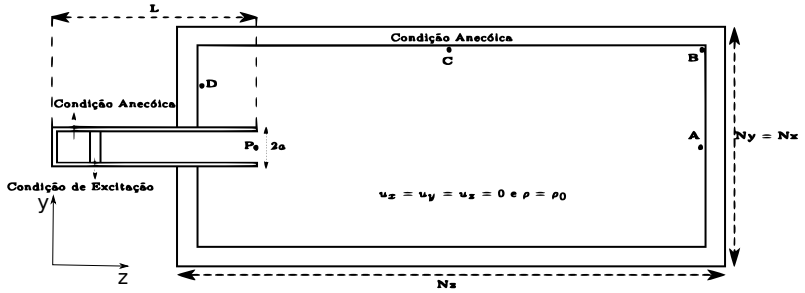


Figura 8: Esquemático do modelo numérico: vista do corte lateral do modelo em 3D.

Focando propiciar energia suficiente nos modos axiais com onda plana, a condição de excitação foi desenvolvida através de uma soma de ondas estacionárias, na faixa de frequência  $0 < ka \leq 2,5$ . Dessa forma, os valores de densidade e velocidade dessa região foram mudados em cada incremento de tempo da seguinte forma:

- regime transiente ( $0 \leq t < t_{transiente}$ ):

$$\begin{aligned}\rho(t) &= \rho_0; \\ u_z(t) &= M c_s; \\ u_y(t) &= 0; \\ u_x(t) &= 0.\end{aligned}$$

- regime estacionário ( $t_{transiente} \leq t \leq t_{total} - t_{propagada}$ ):

$$\begin{aligned}\rho(t) &= \rho_0 + A \sum_{n=1}^N \sin\left(\frac{nka_{max}c_s t}{Na}\right); \\ u_z(t) &= Mc_s + \frac{Ac_s}{\rho_0} \sum_{n=1}^N \sin\left(\frac{nka_{max}c_s t}{Na}\right); \\ u_y(t) &= 0; \\ u_x(t) &= 0.\end{aligned}$$

tal que  $ka_{max} = 2,5$ ,  $N$  é o número total de componentes harmônicos dentro do intervalo  $0 < ka \leq 2,5$ ,  $n$  é a  $n$ -ésima componente harmônica dentro desse intervalo.  $t_{transiente}$  é o número de incrementos de tempo necessários para atingir o regime estacionário. Este valor se baseou no estudo de Yong et al. (2013) na forma  $t_{transiente} = 2N\mathbf{z}/Mc_s$ ,  $t_{propagada}$  é definido como  $t_{propagada} = N\mathbf{z}/c_s$  e é o tempo que a onda demora para percorrer o domínio completo na direção axial do duto,  $t_{total} = t_{transiente} + t_{propagada} + 12000$  é o tempo total da simulação e  $A$  é definida em termos de densidade. Esta é calculada por

$$A = \frac{2 \cdot 10^{-5} \cdot 10^{NPS/20}}{c^* \rho_0^* c_s}, \quad (3.27)$$

tal que  $c^* = 343 \text{ m/s}$  é a velocidade do som em unidades físicas,  $\rho_0^* = 1,22 \text{ kg/m}^3$  é a densidade física do ar em unidades físicas e NPS é o nível de pressão sonora no valor de 80 dB.

### 3.3.1 Verificação da Condição Anecóica

No intuito de avaliar a condição anecóica nas fronteiras do domínio através do cálculo e análise do coeficiente de reflexão, os pontos **A**, **B**, **C** e **D** representados na Figura 8 são utilizados para medição de pressão e velocidade de partícula acústica na fronteira com a terminação anecóica. O local dos pontos é definido pelas seguintes coordenadas:

- ponto **A**:  $(\frac{N\mathbf{x}}{2}, \frac{N\mathbf{y}}{2}, N\mathbf{z} - 31)$ ;
- ponto **B**:  $(\frac{N\mathbf{x}}{2}, N\mathbf{y} - 31, N\mathbf{z} - 31)$ ;
- ponto **C**:  $(\frac{N\mathbf{x}}{2}, N\mathbf{y} - 31, \frac{N\mathbf{z}}{2})$ ;
- ponto **D**:  $(\frac{N\mathbf{x}}{2}, \frac{3N\mathbf{y}}{4}, 12a + 31)$ .

Já o ponto **P** representa a média espacial, feita no plano transversal do duto, dos valores de pressão e velocidade de partícula na terminação. Essas médias espaciais são extraídas e calculadas ao longo do tempo para se obter os parâmetros de caracterização da acústica interna do duto: coeficiente de reflexão  $R_r$  e coeficiente de correção da terminação  $l/a$ .

Para a execução da simulação numérica foi escolhido um *hardware* com as seguintes características:

- arquitetura: x86\_64;
- CPU(s): 8;
- modelo do processador: Intel(R) Xeon(R) CPU E5620 @2.40GHz;
- memória RAM: 139 GB.

### 3.4 PÓS-PROCESSAMENTO

Com os arquivos de dados temporais dos pontos **A**, **B**, **C**, **D** e da média espacial **P** salvos em disco rígido, um *script* de pós-processamento da plataforma MATLAB (2017)/Octave (2017) é executado. Os seguintes procedimentos são realizados no *script*:

1. os vetores temporais de pressão e velocidade no eixo axial são obtidos através da leitura de arquivos **.dat**;
2. uma janela Hanning na forma

$$w(n) = \sin^2\left(\frac{\pi n}{N-1}\right), \quad (3.28)$$

tal que  $N$  é o tamanho da janela e  $n$  é a posição do vetor unidimensional é definida e usada para multiplicar os sinais de velocidade e pressão no domínio do tempo;

3. a transformada discreta de Fourier, utilizando o algoritmo de transformada rápida, *Fast Fourier Transform* (FFT), foi utilizada para transformar os históricos temporais de pressão e velocidade de partícula para o domínio da frequência;
4. a impedância de radiação  $Z_r$  é calculada através da divisão entre os vetores de pressões por de velocidades no domínio da frequência

da seguinte forma:

$$Z_r = \frac{p(f)}{u_z(f)}; \quad (3.29)$$

5. a magnitude do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  é calculado de acordo com a Equação (2.5);
6. o coeficiente de correção da terminação  $l/a$  é calculado de acordo com a Equação (2.6);

Para minimizar os efeitos não lineares de ondas evanescentes na terminação do duto e o efeito da espessura do duto (equivalente a duas células), um fator de correção  $c = -0,2367$  é adicionado na parte real do coeficiente de correção da terminação  $l/a$ .

Para fins de comparação dos resultados obtidos nesse estudo com resultados da literatura foi usado o coeficiente de correlação de Pearson na forma

$$r = \left| \frac{\sum_{j=1}^J (x_j - \bar{x})(y_j - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{j=1}^J (x_j - \bar{x})^2} \sqrt{\sum_{j=1}^J (y_j - \bar{y})^2}} \right| \times 100, \quad (3.30)$$

tal que  $r$  é um percentual, sendo que quanto maior o valor mais correlacionado o resultado do modelo numérico estará com modelos da literatura.  $J$  é o número total de pontos,  $x_j$  e  $y_j$  são valores de dois conjuntos de pontos na posição  $j$  a serem comparados e  $\bar{x}$  e  $\bar{y}$  são as médias definidas nas formas

$$\bar{x} = \frac{\sum_{j=1}^J x_j}{J} \text{ e} \quad (3.31)$$

$$\bar{y} = \frac{\sum_{j=1}^J y_j}{J}. \quad (3.32)$$

### 3.5 COLORÁRIO DE HOWE

Em vista da literatura vigente, fenômenos aeroacústicos envolvendo baixos números de Reynolds são muito peculiares pelo fato do campo acústico ser alterado pela transferência de energia cinética vorticial em energia acústica e vice-versa. Para investigar tal fenomenologia, o corolário de energia de Howe apresenta-se como uma ferramenta apelativa.



De acordo com o estudo de Howe (1984) o colorário é uma descrição formal da transferência da energia cinética vorticial para o campo acústico e vice-versa num contexto de baixos números de Mach ( $M \ll 1$ ) e escoamentos isoentrópicos. Tal formulação é expressa por

$$\langle P \rangle = -\rho_0 \int_V \langle \xi \rangle dV, \quad (3.33)$$

tal que  $\langle P \rangle$  é a potência acústica média ao longo de um ciclo de oscilação em torno de um volume  $V$ ,  $\rho_0$  é a densidade média do fluido e  $\xi$  é a energia acústica instantânea por unidade de volume gerada a partir da energia cinética vorticial. A energia acústica é expressa por

$$\xi = \mathbf{u}_{ac} \cdot (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{u}), \quad (3.34)$$

tal que  $\mathbf{u}_{ac}$  é a velocidade de partícula,  $\boldsymbol{\omega}$  é o rotacional do escoamento e  $\mathbf{u}$  é a velocidade do escoamento. Para o uso do colorário de Howe, foi implementada uma classe dentro do núcleo do *software* Palabos, sendo ativada e instanciada no final de cada simulação do modelo numérico.



## 4 RESULTADOS

Em vista da teoria vigente na literatura e pelo que foi exposto no ponto de vista metodológico, obteve-se resultados e análises nos contextos de condição anecóica, duto sem escoamento, duto com escoamento de exaustão e duto com escoamento sugado. Para todos os resultados foi utilizada uma fonte acústica de natureza estacionária no começo do duto assim como é apresentada na Seção 3.3.

Para análises da condição anecóica, históricos temporais de pressão e velocidade de partícula nas fronteiras do modelo numérico foram obtidos e usados para calcular coeficientes de reflexão. Esse procedimento foi realizado em vários pontos da camada de absorção acústica para melhor verificação de sua integridade acústica.

No que diz respeito a análises no contexto de duto sem escoamento, os parâmetros  $|R_r|$  e  $l/a$  foram calculados a partir dos históricos temporais de pressão e velocidade de partícula na terminação. Foi realizado também análise de convergência de malha para a obtenção da melhor acurácia frente a limitações computacionais.

Com uma malha definida e resultados validados no contexto sem escoamento, foram realizadas validações e análises com escoamento de exaustão. Para tanto, os parâmetros  $|R_r|$  e  $l/a$  foram calculados a partir dos históricos temporais de pressão e velocidade de partícula na terminação para regimes subsônicos ( $M \leq 0,2$ ). Isso possibilitou análises de  $|R_r|$  com relação ao número de Strouhal e explorar criticamente a amplificação acústica originada a partir de um fenômeno fluidodinâmico.

Em vista das fenomenologias fluidodinâmica e acústica validadas e analisadas no contexto de escoamento de exaustão, foram realizadas validações e análises para a situação de escoamento de sucção. Para tal fim, os parâmetros  $|R_r|$  e  $l/a$  foram calculados a partir dos históricos temporais de pressão e velocidade de partícula na terminação para regimes subsônicos ( $M \leq 0,2$ ). Por carência de estudos que abordam o fenômeno de escoamento sugado, vale ressaltar que o colóquio de Howe foi utilizado para a investigação dos comportamentos de  $|R_r|$  frente a diferentes números de Mach.

#### 4.1 ANÁLISE DA CONDIÇÃO ANECÓICA

Com a finalidade de mensurar e analisar o comportamento da condição de contorno anecóica por meio de métricas numéricas e objetivas, foram calculados impedâncias e coeficientes de reflexão nas fronteiras do modelo numérico, ou seja, nos pontos **A**, **B**, **C** e **D** como é mostrado na Figura 8. As Figuras 10, 11, 12 e 13 mostram os resultados nos respectivos pontos citados.

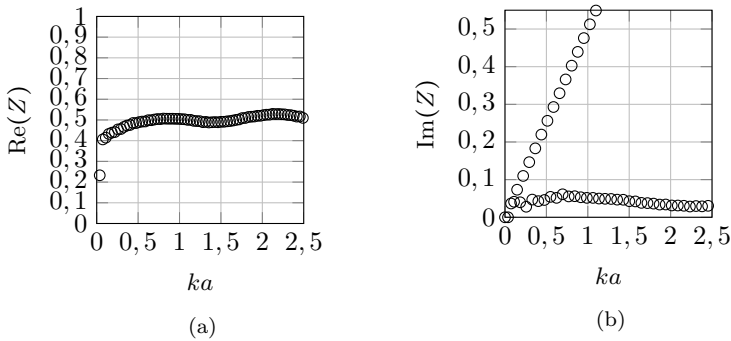


Figura 9: Resultados da impedância  $Z_{\mathbf{A}}$  (10a) e módulo do coeficiente de reflexão  $|R_{\mathbf{A}}|$  (10b) calculados no ponto **A**. Na Figura (10a) a linha contínua representa a parte real e a linha tracejada representa a parte imaginária.

A Figura 10 mostra os resultados de parâmetros de caracterização de reflexão no ponto **A**, ou seja, num ponto que está a frente da terminação do duto. Pode-se observar pela Figura 10a que a parte real da impedância converge para o valor de  $\rho_0 c_0$  de referência na literatura, que em unidades do LBM possui o valor igual 0,57735. A parte imaginária da Figura 10a converge num valor bem abaixo, porém ainda distante de 0 como é o ideal de uma situação totalmente anecóica. A Figura 10b confirma o fato que se vê na Figura 10a, ou seja, vê-se a mesma tendência do coeficiente de reflexão na parte imaginária do gráfico de impedância, ocasionando aproximadamente 15% de reflexão. Vale ressaltar também da Figura 10b que para baixas frequências há uma alta reflexão.

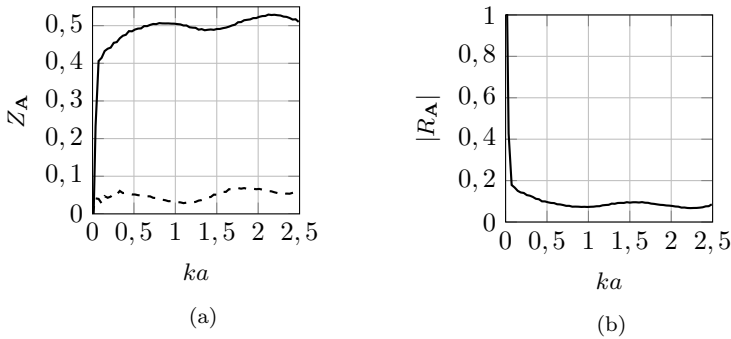


Figura 10: Resultados da impedância  $Z_A$  (10a) e módulo do coeficiente de reflexão  $|R_A|$  (10b) calculados no ponto **A**. Na Figura (10a) a linha contínua representa a parte real e a linha tracejada representa a parte imaginária.

A Figura 11 mostra os resultados de parâmetros de caracterização de reflexão no ponto **B**, ou seja, numa região de descontinuidade na direção  $z$  e  $y$ . Pode-se observar pela Figura 11a que a parte real e imaginária da impedância diverge consideravelmente de uma condição anecóica ideal. Tal fato pode ser verificado na Figura 11b que, embora o coeficiente de reflexão não convirja para 1, há a presença de reflexões principalmente em baixas frequências. Mesmo o ponto **B** tendo uma tendência distoante de uma condição anecóica ideal, considera-se tal fato como desprezível visto que há poucas regiões descontínuas dessa condição de contorno no modelo numérico.

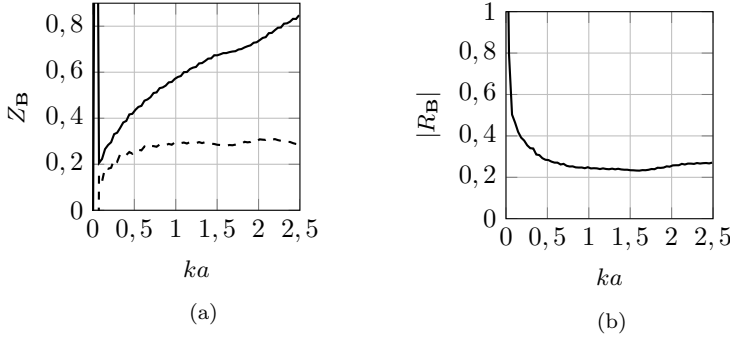


Figura 11: Resultados da impedância  $Z_B$  (11a) e módulo do coeficiente de reflexão  $|R_B|$  (11b) calculados no ponto **B**. Na Figura (11a) a linha contínua representa a parte real e a linha tracejada representa a parte imaginária.

A Figura 12 mostra os resultados de parâmetros de caracterização de reflexão no ponto **C**. Pode-se observar pela Figura 12a que a parte real da impedância converge, para baixas e médias frequências, para o valor de  $\rho_0 c_0$  de referência na literatura, que em unidades do LBM possui o valor igual 0,57735. A parte imaginária da Figura 12a converge num valor bem abaixo para baixas e médias frequências, porém ainda distante de 0 como é o ideal de uma situação totalmente anecóica. A Figura 12b confirma o fato que se vê na Figura 12a, ou seja, vê-se a mesma tendência do coeficiente de reflexão na parte imaginária do gráfico de impedância, ocasionando aproximadamente 15% de reflexão.

A Figura 13 mostra os resultados de parâmetros de caracterização de reflexão no ponto **D**, numa posição atrás da terminação duto. Essa região, quando não está corretamente ajustada no que diz respeito a condição anecóica, pode-se caracterizar como parede rígida refletora e distorcer o comportamento para um contexto de duto estendido a partir de uma parede rígida como mostra o estudo de Selamet et al. (2001). Contudo, tal região se comporta como aproximadamente anecóica pois possui características congruentes ao ponto **C** no que diz respeito a impedância (Figura 13a) e ao coeficiente de reflexão (Figura 13b).

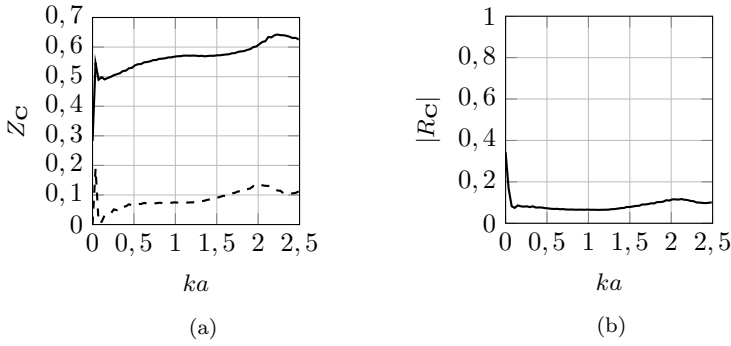


Figura 12: Resultados da impedância  $Z_C$  (12a) e módulo do coeficiente de reflexão  $|R_C|$  (12b) calculados no ponto **C**. Na Figura (12a) a linha contínua representa a parte real e a linha tracejada representa a parte imaginária.

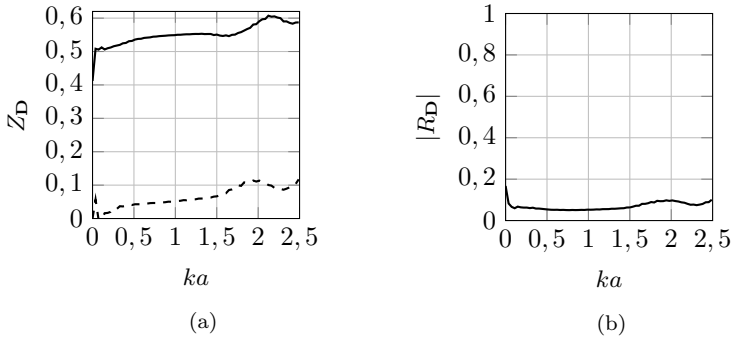


Figura 13: Resultados da impedância  $Z_D$  (13a) e módulo do coeficiente de reflexão  $|R_D|$  (13b) calculados no ponto **D**. Na Figura (13a) a linha contínua representa a parte real e a linha tracejada representa a parte imaginária.

Em vista do que foi exposto através de uma análise de reflexão acústica nos pontos **A**, **B**, **C** e **D**, a condição de contorno na fronteira do domínio pode ser considerada como aproximadamente anecóica.

## 4.2 DUTO SEM ESCOAMENTO

A primeira etapa de validação do modelo numérico abordado nesse trabalho consiste num duto sem escoamento e com fonte acústica variando nos valores de  $0 \leq ka \leq 1,8$ . Nessa etapa são calculados os coeficientes de reflexão e correção da terminação (ponto **P**) e comparados com os resultados de Levine e Schwinger (1948). Porém, considerando que para cada razão elemento por comprimento de onda terá um custo computacional e acurácia nos resultados, é preciso realizar uma análise de convergência para mensurar qual discretização é mais adequada. Portanto foram avaliadas quatro tipos de discretizações para representar o raio do duto: 20, 15, 10 e 5. Não foi possível realizar com raio maior que 20 devido a limitação de memória. A Figura 14 apresenta os resultados com as discretizações citadas.

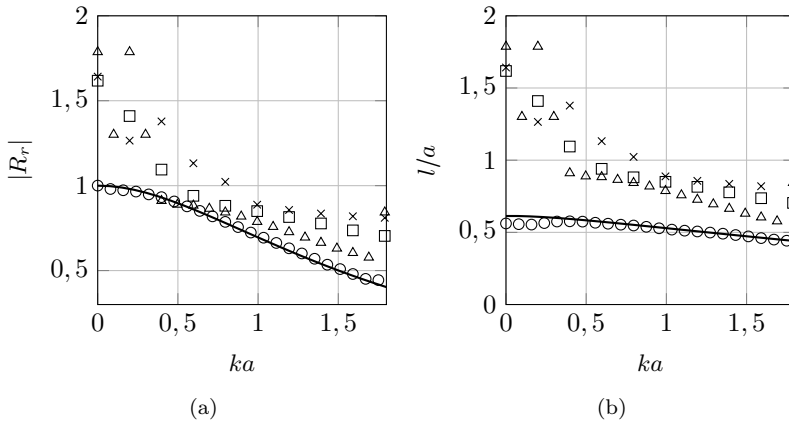


Figura 14: Resultados de  $|R_r|$  (14a) e  $l/a$  (14b) para duto sem escoamento. As linhas contínuas representam os resultados do estudo de Levine e Schwinger (1948) e os pontos  $\bigcirc$ ,  $\triangle$ ,  $\square$  e  $\times$  apresentam os resultados para 20, 15, 10 e 5 elementos de discretização para representar o raio do duto respectivamente.

É possível perceber da Figura 14 que a medida que a discretização vai aumentando mais o modelo numérico converge para o valor



da literatura do modelo analítico. É possível perceber que a melhor discretização é a de 20 elementos para descrever o tamanho do raio. Vale ressaltar que a tabela 2 apresenta esse fato com vistas no tamanho do raio ( $a$ ), número de elementos representativos ( $\gamma$ ) para  $ka = 1, 8$  e as correlações  $r_r$  para coeficiente de reflexão e  $r_l$  para correção da terminação.

Tabela 2: Tamanho do raio, números de elementos representativos para  $ka = 1, 8$  e correlações.

$a$	$\gamma$	$r_r$	$r_l$
20	70	99,95 %	96,23 %
15	52	86,08 %	86,84 %
10	35	70,65 %	68,43 %
5	17	61,23 %	48,06 %

Para a discretização com melhor correlação com resultados da literatura ( $a = 20$ ) há comportamentos de  $|R_r|$  e  $l/a$  corretamente aderentes a fenomenologia puramente acústica. O Figura 14a apresenta um alto coeficiente de reflexão para baixas frequências e o mesmo vai decando a medida que a frequência aumenta. Esse fato é devido a inércia do gás na terminação do duto que é muito mais preponderante nas baixas frequências do que nas altas. A Figura 14b reflete a mesma atuação da inércia sobre as ondas acústicas, resultando num alto coeficiente de correção da terminação para baixas frequências e a diminuição do mesmo a medida que a frequência aumenta.

### 4.3 DUTO COM ESCOAMENTO DE EXAUSTÃO

Visto que o modelo numérico abordado está validado num contexto sem escoamento com uma discretização de elementos significativa ( $a = 20$ ), há a necessidade de validá-lo com escoamento de exaustão usando os resultados na literatura desenvolvidos por Munt (1990). Para isso foram escolhidos os números de Mach 0,07, 0,10, 0,15 e 0,20 para atender o requisito de análises com escoamento de exaustão para  $M \leq 0,2$ . Além disso faz-se necessário análises do comportamento do coeficiente de reflexão em relação ao número de Strouhal visto que a natureza de fluxo de massa rotacional eclode mudanças consideráveis nessa métrica.

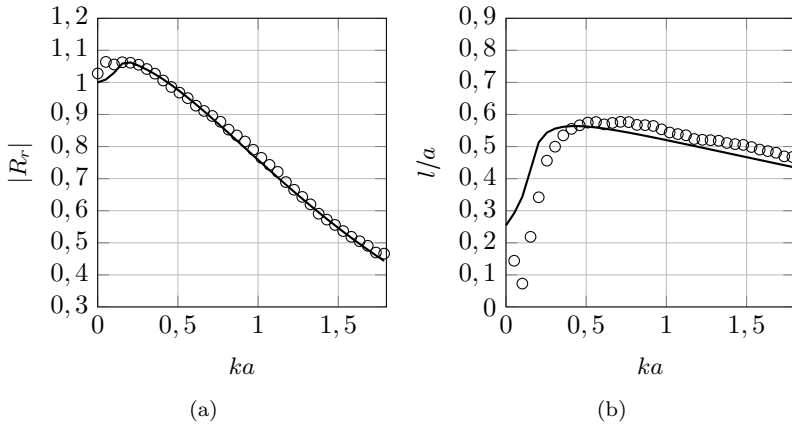


Figura 15: Resultados de  $|R_r|$  (15a) e  $l/a$  (15b) com escoamento de exaustão ( $M = 0,07$  e  $Re = 1930,23$ ). As linhas contínuas representam os resultados do estudo de Munt (1990) e os pontos circulares representam os resultados do modelo numérico.

A Figura 15 apresenta os resultados da magnitude do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  (15a) e do coeficiente de correção da terminação  $l/a$  (15b), calculados no ponto **P** na terminação do duto com escoamento de exaustão: número de Mach  $M = 0,07$  e número de Reynolds  $Re = 1930,23$ . As correlações entre os resultados foram de 99,83 % para o coeficiente de reflexão  $|R_r|$  (15a) e 87,76 % para o coeficiente de correção da terminação  $l/a$  (15b). Apesar do gráfico 15b apresentar boa correlação com os resultados analíticos exatos do estudo de Munt (1990), há uma divergência para baixas frequências que pode ser explicada pela limitação do método de medição que não considera processos de convecção do fluido.

A Figura 16 apresenta os resultados da magnitude do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  (16a) e do coeficiente de correção da terminação  $l/a$  (16b), calculados no ponto **P** na terminação do duto com escoamento de exaustão: número de Mach  $M = 0,10$  e número de Reynolds  $Re = 2757,42$ . As correlações entre os resultados foram de 99,85 % para o coeficiente de reflexão  $|R_r|$  (16a) e 95,02 % para o coeficiente de correção da terminação  $l/a$  (16b). Apesar do gráfico 16b apresentar boa correlação com os resultados analíticos exatos do estudo de Munt (1990), há uma divergência nas baixas frequências ocasionada pela mesma razão já comentada na Figura 15.

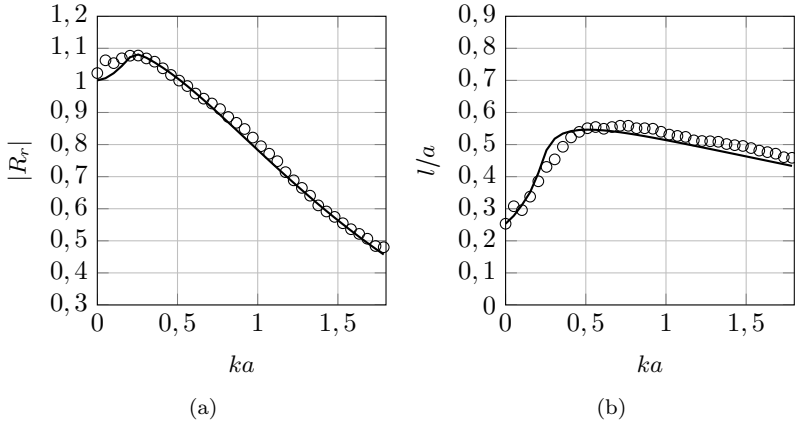


Figura 16: Resultados de  $|R_r|$  (16a) e  $l/a$  (16b) com escoamento de exaustão ( $M = 0,10$  e  $Re = 2757,42$ ). As linhas contínuas representam os resultados do estudo de Munt (1990) e os pontos circulares representam os resultados do modelo numérico.

A Figura 17 apresenta os resultados da magnitude do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  (17a) e do coeficiente de correção da terminação  $l/a$  (17b), calculados no ponto **P** na terminação do duto com escoamento de exaustão: número de Mach  $M = 0,15$  e número de Reynolds  $Re = 2057,71$ . As correlações entre os resultados foram de 99,80 % para o coeficiente de reflexão  $|R_r|$  (17a) e 94,28 % para o coeficiente de correção da terminação  $l/a$  (17b). Apesar do gráfico 17b apresentar boa correlação com os resultados analíticos exatos do estudo de Munt (1990), há uma divergência nas baixas frequências ocasionada pela mesma razão já comentada nas Figuras 15 e 16. Vale ressaltar que apesar do número de Mach dos resultados da Figura 17 ser maior que dos resultados da Figura 16, o número de Reynolds é menor, nesse sentido, subentende-se que os coeficientes de reflexão e de correção da terminação são insensíveis ao número de Reynolds. Tal fato é ratificado pelo fato das correlações serem congruentes entre si: 99,85 % e 99,80 % para  $|R_r|$  e 95,02 % e 94,28 % para  $l/a$ .

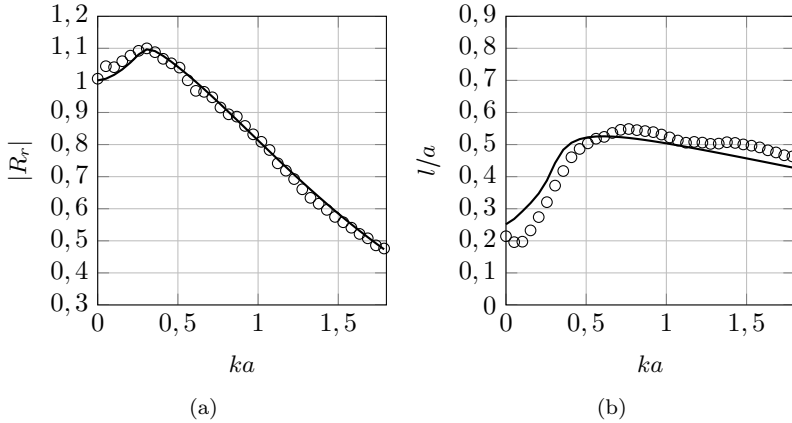


Figura 17: Resultados de  $|R_r|$  (17a) e  $l/a$  (17b) com escoamento de exaustão ( $M = 0,15$  e  $Re = 2057,71$ ). As linhas contínuas representam os resultados do estudo de Munt (1990) e os pontos circulares representam os resultados do modelo numérico.

A Figura 18 apresenta os resultados da magnitude do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  (18a) e do coeficiente de correção da terminação  $l/a$  (18b), calculados no ponto **P** na terminação do duto com escoamento de exaustão: número de Mach  $M = 0,20$  e número de Reynolds  $Re = 5514,82$ . As correlações entre os resultados foram de 98,02 % para o coeficiente de reflexão  $|R_r|$  (18a) e 79,84 % para o coeficiente de correção da terminação  $l/a$  (18b). Há uma divergência no gráfico 18b para baixas frequências e é ocasionado pelas mesmas razões abordadas nas Figuras 15, 16 e 17. Também pode-se observar na Figura 18a uma divergência na região de frequências  $0,5 \leq ka \leq 1,8$ , isso se deve a um erro numérico inerente ao limite de estabilidade no valor de Mach  $M = 0,20$ , para  $M > 0,20$  o modelo é totalmente instável.

Observa-se dos resultados das Figuras 15, 16, 17 e 18 que  $|R_r|$  possui um valor de pico que excede o valor unitário. Esse fenômeno ocorre, sobretudo, pela interação do escoamento com a borda do duto, a qual transforma energia cinética rotacional em energia acústica, assim como é discutido pela literatura vigente. Além disso percebe-se também que  $l/a$  para baixas frequências começa num valor menor que 0,6 e vai aumentando quando se aumenta a frequência, ou seja, a onda acústica é refletida em uma região mais próxima da abertura. Isso acontece porque o efeito de inércia provocado pela massa de fluido na saída do

duto é diminuída pela presença de escoamento assim como mostra a literatura vigente.

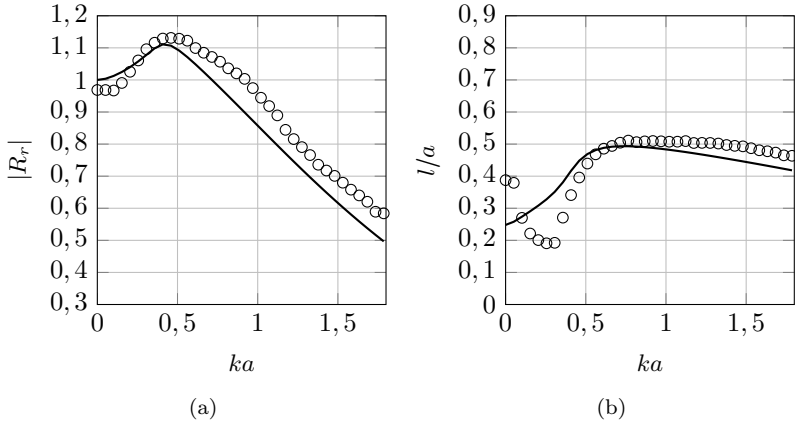


Figura 18: Resultados de  $|R_r|$  (18a) e  $l/a$  (18b) com escoamento de exaustão ( $M = 0,20$  e  $Re = 5514,82$ ). As linhas contínuas representam os resultados do estudo de Munt (1990) e os pontos circulares representam os resultados do modelo numérico.

Assim como é discutida na literatura, a fenomenologia de  $|R_r|$  abordada num contexto de exaustão está relacionada com a frequência de desprendimento de vórtices na saída do duto. Em outras palavras, quando o número de Strouhal ( $St$ ) atinge o valor de  $\frac{\pi}{2}$ , o tempo necessário para o vórtice desprendido na saída do duto propagar a distância de um diâmetro é igual ao período do campo acústico no interior do duto, causando assim o ponto máximo do coeficiente de reflexão. Tal fato é confirmado pela Figura 19 que apresenta os resultados de magnitudes do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  em relação ao número de Strouhal ( $St$ ), calculados no ponto **P** na terminação do duto com vários escoamentos de exaustão.

Fixando o valor de Strouhal  $St = \frac{\pi}{2}$  e analisando  $|R_r|$  em relação aos números de Mach pode-se obter o comportamento do pico máximo de  $|R_r|$  para cada número de Mach. A Figura 20 apresenta esse resultado, mostrando um comportamento monotônico, ou seja,  $|R_r|$  cresce de forma regular a medida que o número de Mach aumenta. Tal fato é importante de se considerar pois para outros tipos de escoamento essa tendência pode não ocorrer.

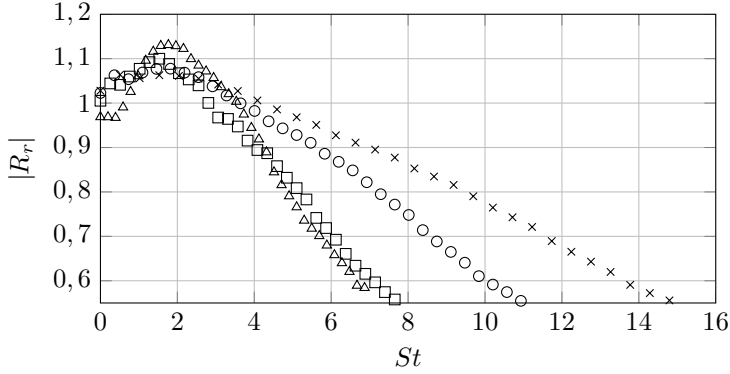


Figura 19: Resultado de magnitudes do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  em relação ao número de Strouhal ( $St$ ) calculados no ponto **P** na terminação do duto com vários escoamentos de exaustão. Os pontos com  $\times$ ,  $\bigcirc$ ,  $\square$  e  $\triangle$  apresentam os resultados para os números de Mach  $M = 0,07$ ,  $M = 0,10$ ,  $M = 0,15$  e  $M = 0,20$  respectivamente.

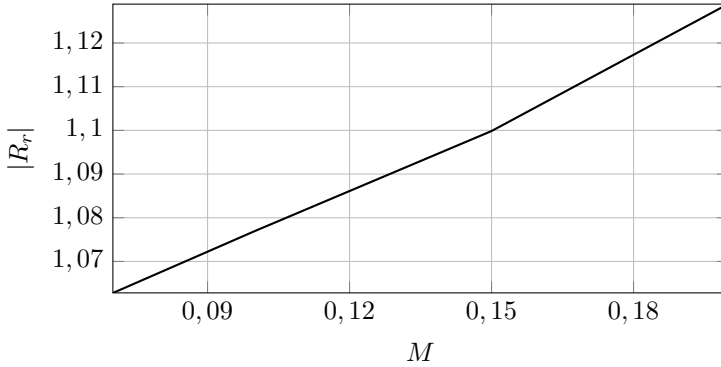


Figura 20: Resultado de magnitudes do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  fixados no Strouhal  $St = \pi/2$  em relação ao número de Mach ( $M$ ) para escoamentos de exaustão.

#### 4.4 DUTO COM ESCOAMENTO SUGADO

Visto que o modelo numérico abordado está validado e analisado num contexto sem escoamento e com escoamento de exaustão, há a necessidade de validá-lo com escoamento de sucção usando os resultados na literatura desenvolvidos por Ingard e Singhal (1975) e Davies (1987). Para isso foram escolhidos os números de Mach 0,05, 0,07, 0,10, 0,15 e 0,20 para atender o requisito de análises com escoamento succionado para  $M \leq 0,2$ . Além disso faz-se necessário análises do comportamento do coeficiente de reflexão em relação ao número de Strouhal visto que a natureza de fluxo de massa rotacional eclode mudanças consideráveis nessa métrica.

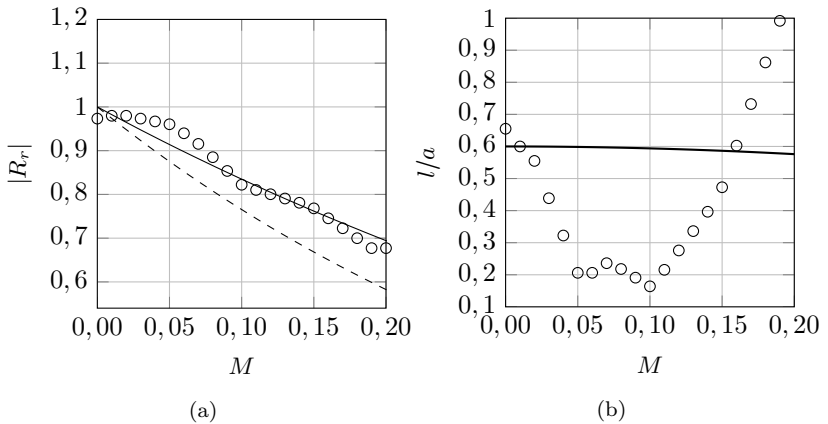


Figura 21: Resultados de  $|R_r|$  (21a) e  $l/a$  (21b) em relação ao Mach para  $ka < 0,25$  com escoamento sugado. As linhas contínuas representam os resultados de Davies (1987), as linhas tracejadas representam os resultados de Ingard e Singhal (1975) e os pontos circulares representam os resultados para  $ka = 0,1079$  calculados pelo modelo numérico.

A Figura 21 apresenta os resultados da magnitude do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  (21a) e do coeficiente de correção da terminação  $l/a$  (21b) em relação ao Mach para baixas frequências com escoamento sugado. Esses resultados foram calculados no ponto **P** na terminação do duto com escoamento sugado com números de Reynolds  $Re \leq 5514,82$ . As correlações entre os resultados foram de 98,35 % e 95,45 % para o coeficiente de reflexão  $|R_r|$  (21a) nos resultados de Davies (1987) e Ingard e Singhal (1975) respectivamente e 62,53 % para o coeficiente

de correção da terminação  $l/a$  (21b). No que diz respeito a Figura 21a, observa-se uma correlação maior com os resultados de Davies (1987) e tal fato pode ser explicado devido a esse estudo abordar dutos com seção transversal circular em vez de retangular, como aborda o estudo de Ingard e Singhal (1975). Já na Figura 21b os resultados divergem consideravelmente e isso pode ser explicado pelo método de medição não considerar processos de convecção do fluido e, além disso, vale ressaltar que o resultado da literatura é uma sugestão do autor, em outras palavras, falta estudos para ratificar ou retificar o comportamento mais acurado de  $l/a$  para esse contexto.

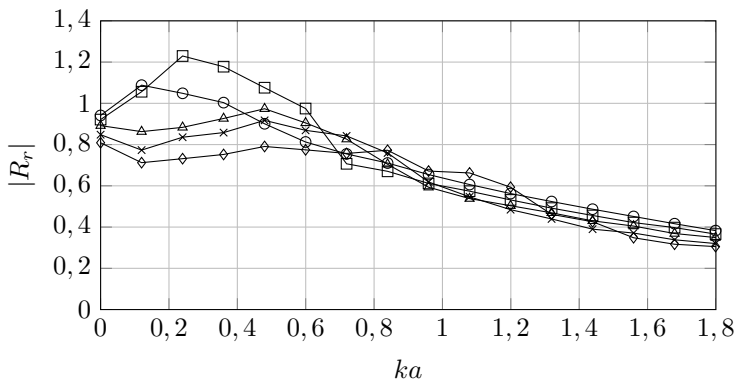


Figura 22: Resultados de  $|R_r|$  com vários escoamentos sugados. Os pontos com  $\bigcirc$ ,  $\square$ ,  $\triangle$ ,  $\times$  e  $\diamond$  apresentam os resultados para  $M = 0,05$  e  $Re = 1378,73$ ,  $M = 0,07$  e  $Re = 1930,23$ ,  $M = 0,1$  e  $Re = 2757,42$ ,  $M = 0,15$  e  $Re = 2057,71$  e  $M = 0,20$  e  $Re = 5514,82$  respectivamente.

A Figura 22 apresenta resultados de magnitudes do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  calculados no ponto **P** na terminação do duto com vários escoamentos sugados. Pode-se perceber que há uma amplificação com  $|R_r| > 1$  para faixa de frequência  $ka < 0,7$ , esse fenômeno ocorre devido a interação dos vórtices na terminação do duto com o campo acústico.

A Figura 23 apresenta resultados do coeficiente de correção da terminação  $l/a$  calculados no ponto **P** na terminação do duto com vários escoamentos sugados. É possível perceber que  $l/a$  possui comportamento convergente para diferentes números de Mach, somente a curva de  $M = 0,2$  para  $ka < 0,2$  divergiu porém é um erro numérico pois o modelo possui instabilidades nessa região de número de Mach ou maior. Tal fato corrobora com o estudo de Davies (1987) que argumenta que  $l/a$  é insensível a variação do número de Mach.



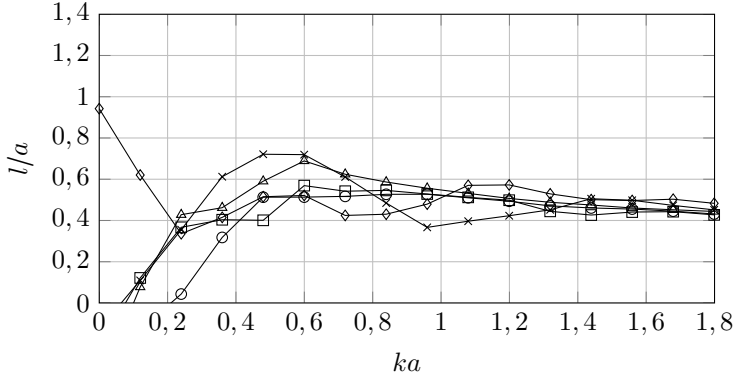


Figura 23: Resultados de  $l/a$  com vários escoamentos sugados. Os pontos com  $\bigcirc$ ,  $\square$ ,  $\triangle$ ,  $\times$  e  $\diamond$  apresentam os resultados para  $M = 0,05$  e  $Re = 1378,73$ ,  $M = 0,07$  e  $Re = 1930,23$ ,  $M = 0,1$  e  $Re = 2757,42$ ,  $M = 0,15$  e  $Re = 2057,71$  e  $M = 0,20$  e  $Re = 5514,82$  respectivamente.

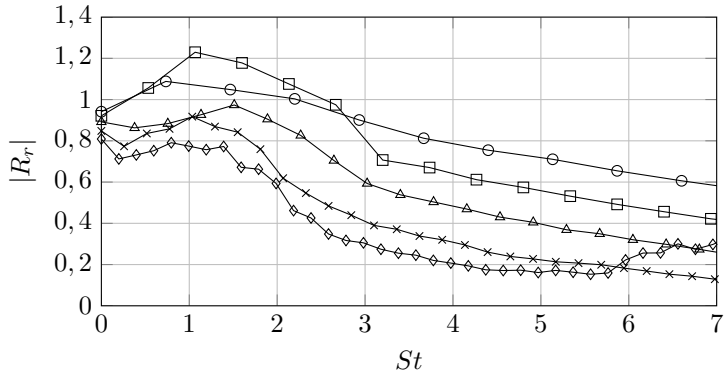


Figura 24: Resultado de  $|R_r|$  em relação ao número de Strouhal ( $St$ ) com vários escoamentos sugados. Os pontos com  $\bigcirc$ ,  $\square$ ,  $\triangle$ ,  $\times$  e  $\diamond$  apresentam os resultados para  $M = 0,05$  e  $Re = 1378,73$ ,  $M = 0,07$  e  $Re = 1930,23$ ,  $M = 0,1$  e  $Re = 2757,42$ ,  $M = 0,15$  e  $Re = 2057,71$  e  $M = 0,20$  e  $Re = 5514,82$  respectivamente.

A Figura 24 apresenta resultados de magnitudes do coeficiente de reflexão  $|R_r|$  em relação ao número de Strouhal ( $St$ ) calculados no ponto **P** na terminação do duto com vários escoamentos sugados. Pode-se perceber que os picos de amplificação de  $|R_r|$  se alinham em  $St \sim \pi/2$ .

A Figura 25 apresenta resultados do coeficiente de reflexão de energia acústica  $|R_e|$  em relação ao número de Strouhal ( $St$ ) definida por Silva et al. (2009) como  $|R_e| = |R_r|^2((1 - M)(1 + M))^2$ . Pode-se observar que há uma amplificação de  $|R_e|$  em todos os tipos de escoamento de sucção, especificamente para  $M = 0,07$  a amplificação do coeficiente de energia acústica assume o valor maior que valor unitário. Esse fato ocorre por essa amplificação estar relacionada a frequência de desprendimentos de vórtices na saída do duto, ou seja, a energia rotacional do fluido é transformada em energia acústica, pois o tempo de desprendimento de vórtices é aproximadamente igual ao período da fonte acústica.

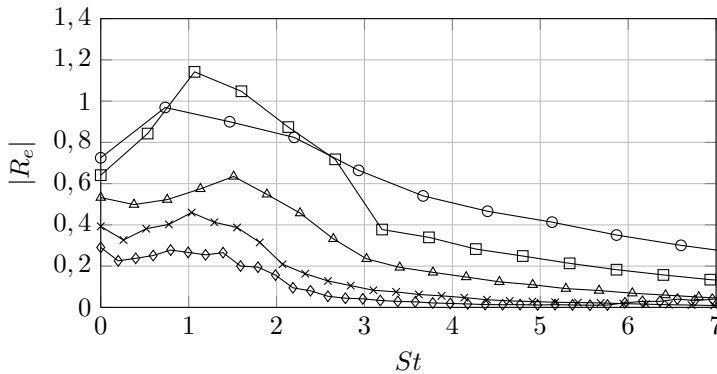


Figura 25: Resultado de  $|R_e|$  em relação ao número de Strouhal ( $St$ ) com vários escoamentos sugados. Os pontos com ○, □, △, × e ◇ apresentam os resultados para  $M = 0,05$  e  $Re = 1378,73$ ,  $M = 0,07$  e  $Re = 1930,23$ ,  $M = 0,1$  e  $Re = 2757,42$ ,  $M = 0,15$  e  $Re = 2057,71$  e  $M = 0,20$  e  $Re = 5514,82$  respectivamente.

Visto que o período de desprendimento de vórtices é aproximadamente igual ao período da fonte acústica e considerando a velocidade do vórtice como  $\mathbf{u}_v = \frac{\mathbf{u}}{2}$  segundo Silva et al. (2009), a distância a ser percorrida pelo vórtice é de aproximadamente  $2a/\pi$ . A Figura 26 apresenta a energia turbulenta para  $M = 0,07$  calculada na camada limite ao longo do duto, começando da terminação e indo para o interior do duto. Pode-se verificar a partir dela que o pico ocorre em  $(x - \Delta)/a \sim 0,65$  que é aproximadamente  $2a/\pi$ .

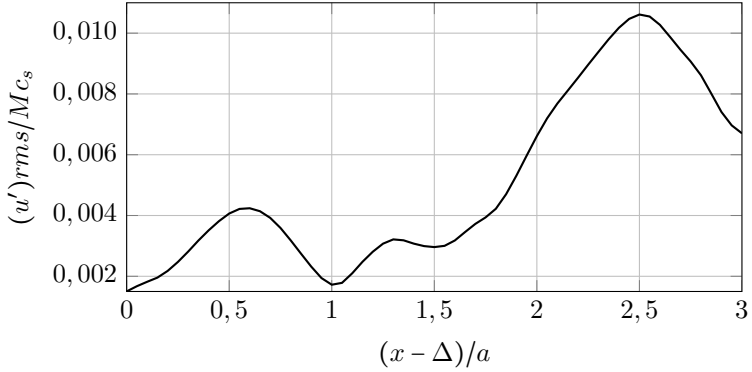


Figura 26: Intensidade turbulenta calculada na camada limite para  $M = 0,07$  em relação a distância da terminação para o interior do duto.

Usando o colorário de Howe é possível calcular a potência acústica gerada para um período de oscilação. Para analisar a amplificação ocorrida para o Mach sucionado  $M = 0,07$  foi calculado a potência sonora para dois números de Strouhal:  $\pi/2$  e 6,8, que são os pontos de alta e baixa amplificação de  $|R_e|$  respectivamente. A tabela 3 mostra os resultados do procedimento citado e é possível observar que para  $St = \pi/2$  há uma amplificação e para  $St = 6,8$  há atenuação de energia acústica.

Tabela 3: Potência acústica calculada ao longo de um período de onda para  $M = 0,07$  e diferentes números de Strouhal.

$St$	$\langle P \rangle$
$\pi/2$	4.6173e-06
6,8	-6.6410e-09

A Figura 27 apresenta a energia acústica instantânea através do colorário de Howe para  $M = 0,07$  e  $St = \pi/2$ . É visível o vórtice com alta energia acústica se propagando e percorrendo a distância de  $2a/\pi$ , causando o fenômeno da amplificação. Já a Figura 28 apresenta a energia acústica instantânea através do colorário de Howe para  $M = 0,07$  e  $St = 6,8$ . Como para essa frequência não há amplificação, não há fenômeno de desprendimento de vórtices gerando energia acústica.

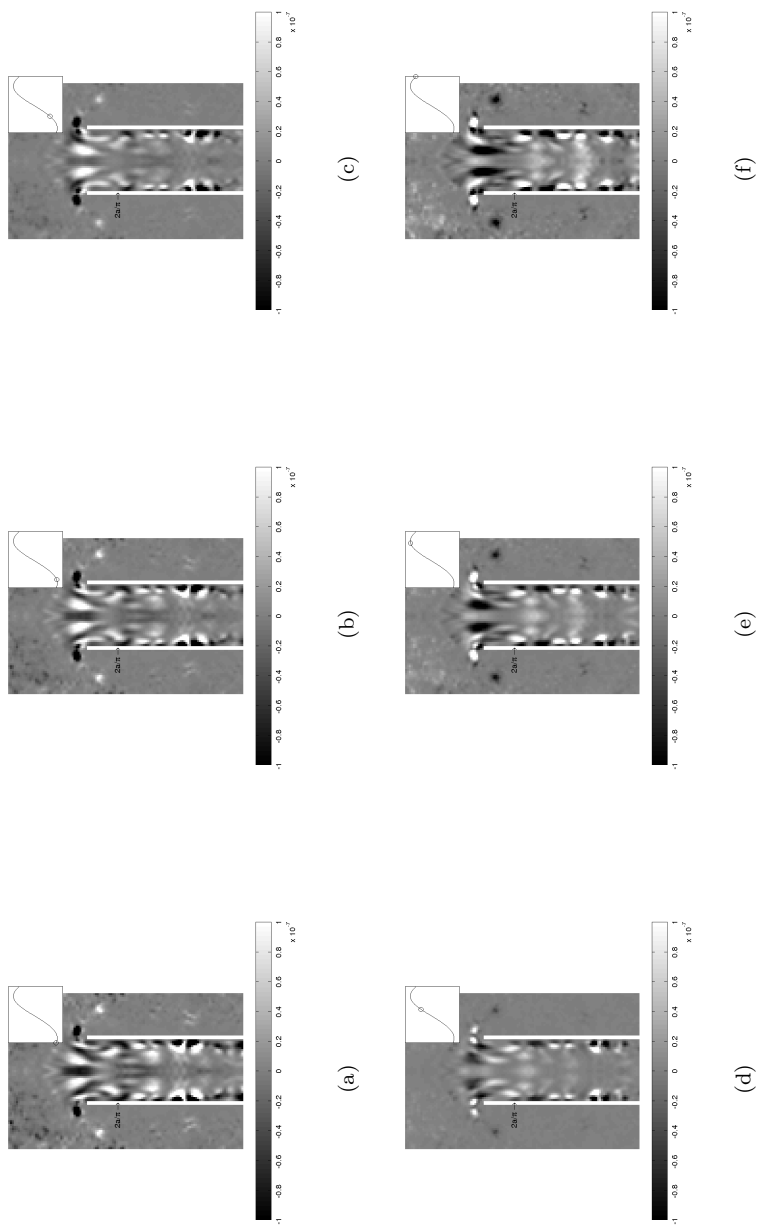


Figura 27: Energia acústica no interior do duto para  $M = 0,07$  e  $St = \pi/2$ .

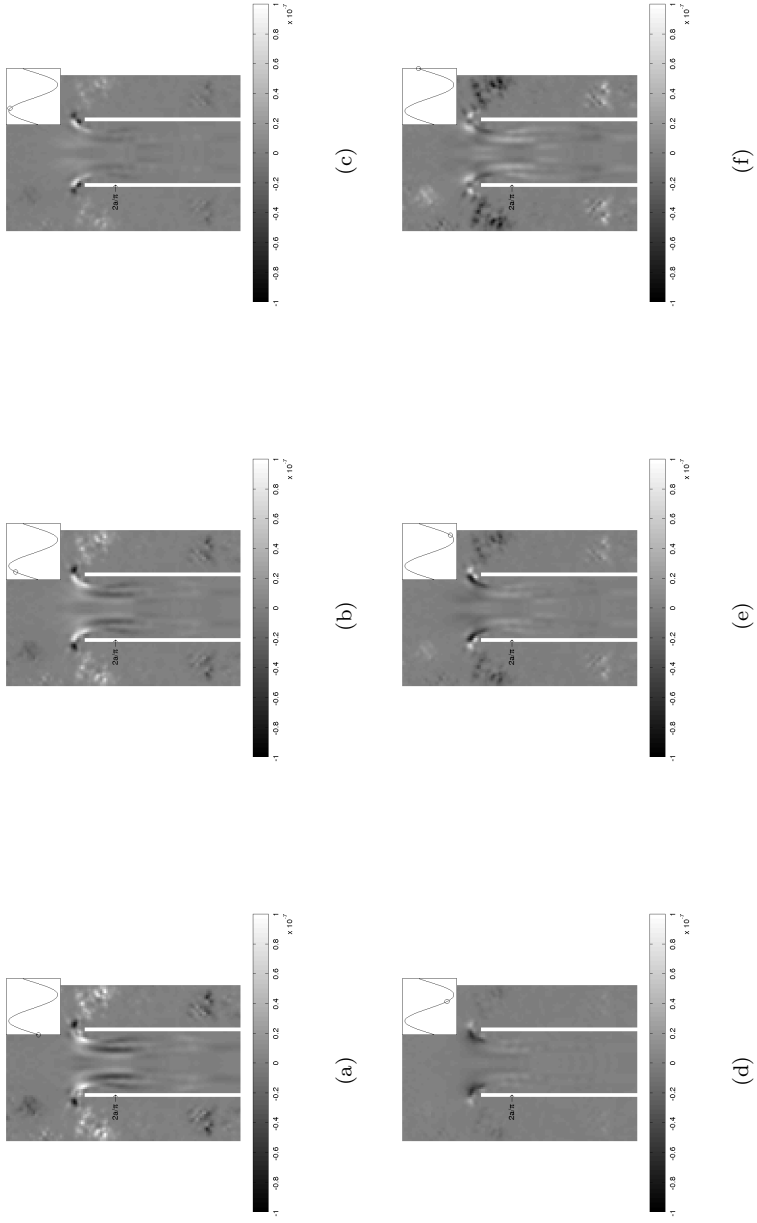


Figura 28: Energia acústica no interior do duto para  $M = 0,07$  e  $St = \pi/2$ .

A Figura 29 apresenta a média da energia acústica para  $M = 0,07$  e  $St = \pi/2$  ao longo de um período de oscilação. Pode-se observar o surgimento de energia acústica causado pelos vórtices na distância de  $2a/\pi$  da terminação do duto.

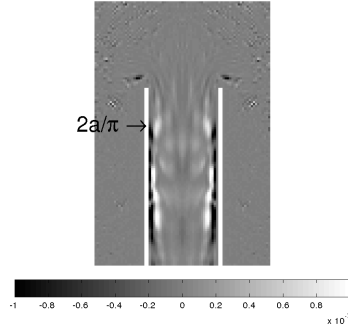


Figura 29: Média da energia acústica para  $M = 0,07$  e  $St = \pi/2$  ao longo de um período de oscilação.

Já a Figura 30 apresenta a média da energia acústica para  $M = 0,07$  e  $St = 6,8$  ao longo de um período de oscilação. Pode-se observar que não há amplificação e nem absorção de energia acústica pois nessa frequência o período de oscilação da onda acústica é diferente do período de desprendimento de vórtices.

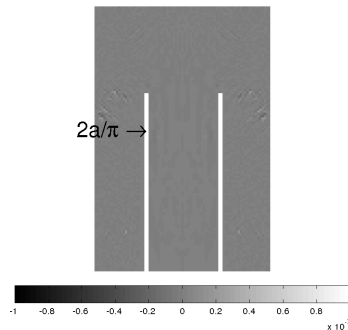


Figura 30: Média da energia acústica para  $M = 0,07$  e  $St = 6,8$  ao longo de um período de oscilação.

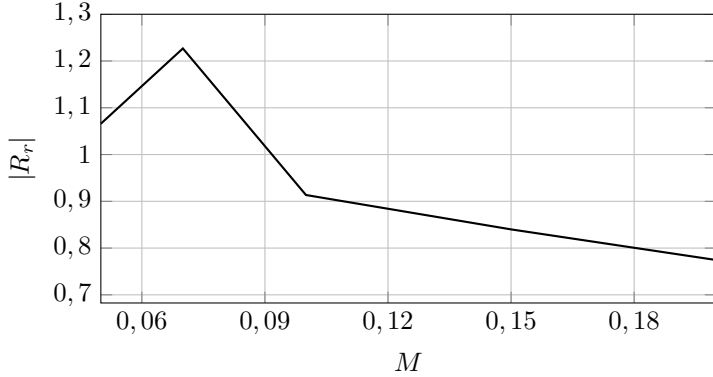


Figura 31: Resultado de magnitudes do coeficiente de reflexão  $R_r$  fixados no Strouhal  $St \sim \pi/2$  em relação ao número de Mach ( $M$ ) para escoamentos sugados. Os resultados foram calculados no ponto **P** na terminação do duto.

Fixando o valor de Strouhal  $St = \frac{\pi}{2}$  e analisando  $|R_r|$  em relação aos números de Mach pode-se obter o comportamento do pico máximo de  $|R_r|$  para cada número de Mach. A Figura 31 apresenta esse resultado, mostrando um comportamento não monotônico, ou seja,  $|R_r|$  se comporta de forma não regular a medida que o número de Mach aumenta. Tal fato é importante de se considerar pois difere significativamente do escoamento de exaustão. Vale ressaltar também que há um máximo em  $M \sim 0,07$  e a medida que se aumenta o Mach além desse valor  $|R_r|$  vai diminuindo.

Tal fenômeno pode ser analisado e investigado através do colorário de Howe, calculando a potência acústica gerada para  $M = 0,07$  e  $M = 0,1$ . A tabela 4 mostra esse procedimento fixando o número de Strouhal em  $\pi/2$ . Pode-se perceber que o fenômeno da amplificação é atenuado quando o número de Mach é maior que 0,07.

Tabela 4: Potência acústica calculada ao longo de um período de onda para  $St = \pi/2$  e diferentes números de Mach.

$M$	$\langle P \rangle$
0,07	4.6173e-06
0,1	6.1312e-07

A Figura 33 apresenta a energia acústica instantânea através do colorário de Howe para  $M = 0,1$  e  $St = \pi/2$ . É perceptível o surgimento do vórtice de amplificação do campo acústico, assim como ocorre na Figura 27. Todavia há um fenômeno que difere, há a apreensão de desprendimento de vórtice com absorção de energia acústica. Esse vórtice se desprende da terminação e alcança a distância de  $2a/\pi$ . Tal fato é responsável pelo declínio e não monotonicidade do gráfico da Figura 31 e estima-se que o vórtice aumenta de energia com o aumento da velocidade de escoamento e, conseqüentemente, aumentando a absorção do campo acústico.

A Figura 32 apresenta a comparação entre as médias temporais ao longo de um período das energias acústicas dos números de Mach  $M = 0,1$  (32a) e  $M = 0,07$  (32a) para  $St = \pi/2$ . Pode-se observar que 32a possui uma energia menor na região de  $2a/\pi$  de distância, ou seja, há mais energia acústica sendo gerada para  $M = 0,07$  do que  $M = 0,1$ .

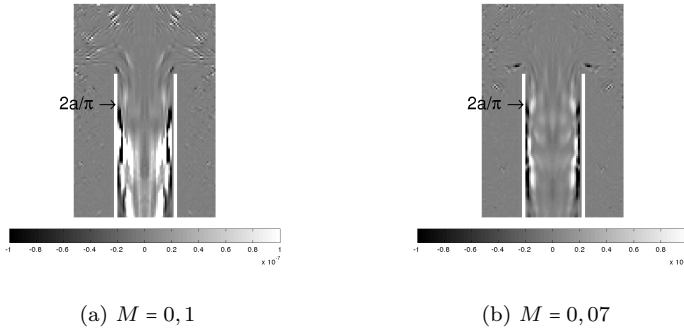


Figura 32: Comparação da média de energia acústica entre  $M = 0,1$  e  $M = 0,07$  para  $St = \pi/2$  ao longo de um período.



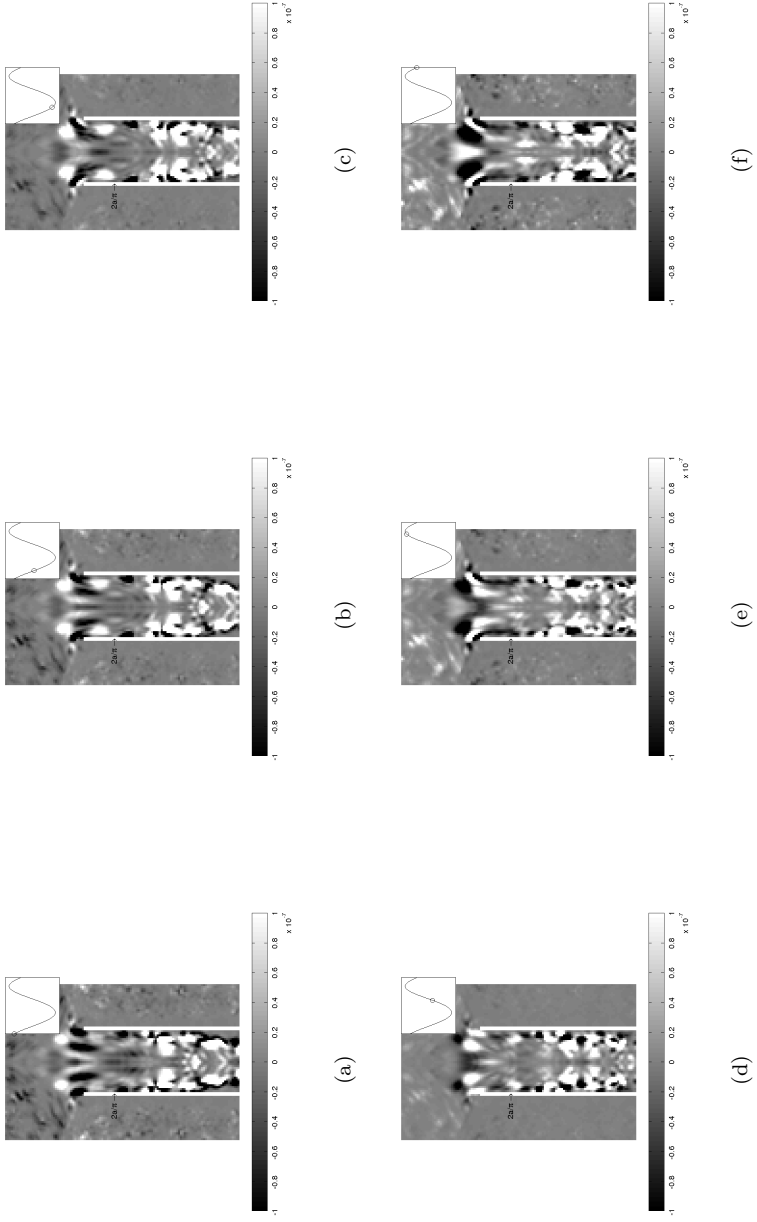


Figura 33: Energia acústica no interior do duto para  $M = 0,1$  e  $St = \pi/2$ .



## 5 CONCLUSÕES

Nesse trabalho foi desenvolvida uma ferramenta computacional para análise do coeficiente de reflexão para modos normais em dutos na presença de escoamentos de baixo número de Mach ( $M \leq 0,2$ ).

Foi implementado um esquema computacional para avaliação do coeficiente de reflexão em dutos a partir do método de *lattice* Boltzmann. Esse esquema foi desenvolvido em C++ orientado a objetos dentro do *software* Palabos e fez uso do modelo MRT, condição de contorno de paredes rígidas e condição de contorno de absorção de energia acústica adaptada ao MRT. Os resultados mostraram que o esquema computacional funciona de acordo com os resultados da literatura e que a condição de absorção de energia acústica se comporta aproximadamente como impedância do meio.

Condições de contorno necessárias foram construídas, afim de representar o problema da reflexão de onda em dutos na presença de baixos números de Mach. As condições de contorno foram aplicadas num modelo numérico tridimensional de um duto não flangeado com espessura de paredes de 10% do tamanho do raio do duto. Além disso foram adaptadas as distâncias necessárias dos limites do domínio numérico em relação ao duto para que haja conservação da massa e que a condição de contorno de absorção possa se comportar regularmente. Os resultados mostraram que o modelo numérico é estável e representa o comportamento físico esperado num regime de baixos números de Mach.

Foi implementado, validado e analisado o comportamento acústico interno de dutos não flangeados com e sem escoamento de exaustão e com ondas planas. Os coeficientes de reflexão e de correção da terminação foram extraídos do modelo numérico com rotinas de pós-processamentos. Os mesmos foram comparados e analisados e possuem uma correlação em média de 90% com os resultados da literatura, demonstrando boa concordância com os fenômenos físicos abordados na literatura. Houve algumas divergências no coeficiente de correção da terminação num regime de exaustão e podem ser explicadas pelo fato do método de cálculo do pós-processamento não considerar a presença de escoamentos.

O comportamento acústico interno de dutos não flangeados com escoamento sugado e com ondas planas foi implementado, validado e analisado. Os coeficientes de reflexão e de correção da terminação foram extraídos e pós-processados do modelo numérico num regime de escoamento sugado e comparado com os dados disponíveis na literatura.

Apesar do coeficiente de correção da terminação não ter tido uma boa correlação, o coeficiente de reflexão foi calculado com 98,35% de correlação demonstrando uma boa concordância com os dados da literatura. Apesar da literatura ter somente disponíveis resultados em baixas frequências ( $ka \leq 0,25$ ) para escoamento sugado, foram calculados e analisados coeficientes de reflexão para vários números de Mach em médias e altas frequências ( $ka > 0,25$ ). As análises demonstraram que o coeficiente de reflexão num contexto de escoamento sugado é altamente sensível a diferentes números de Mach, havendo sobretudo amplificação acima da faixa unitária para números de Strouhal  $St \sim \frac{\pi}{2}$ . Esse fenômeno pode ser explicado pelo fato do campo fluido dinâmico interagir com o campo acústico através de desprendimento de vórtices. Vale ressaltar também que a variação do coeficiente de reflexão em relação a vários Machs em  $St \sim \frac{\pi}{2}$ , diferentemente do que ocorre em regime de escoamento de exaustão que é monotônico, varia de forma não monotônica e possui um máximo em  $M \sim 0,07$ . Esse fenômeno pode ser explicado pela natureza do desprendimento de vórtices numa vena contracta, pois a partir do Mach  $M \sim 0,07$  o desprendimento de vórtices na terminação do duto começa a ter a natureza de absorção acústica.

## REFERÊNCIAS

- ALFREDSON, R.; DAVIES, P. The radiation of sound from an engine exhaust. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 13, n. 4, p. 389–408, 1970.
- ALLAM, S.; ÅBOM, M. Investigation of damping and radiation using full plane wave decomposition in ducts. *Journal of sound and vibration*, Elsevier, v. 292, n. 3, p. 519–534, 2006.
- BHATNAGAR, P. L.; GROSS, E. P.; KROOK, M. A model for collision processes in gases. i. small amplitude processes in charged and neutral one-component systems. *Physical review*, APS, v. 94, n. 3, p. 511, 1954.
- CARRIER, G. *Sound transmission from a tube with flow*. [S.l.], 1955.
- CROUSE, B.; FREED, D.; BALASUBRAMANIAN, G.; SENTHOORAN, S.; LEW, P.-T.; MONGEAU, L. Fundamental aeroacoustic capabilities of the lattice-boltzmann method. *AIAA paper*, v. 2571, 2006.
- DAIGLE, H.; REECE, J. S. Permeability of two-component granular materials. *Transport in Porous Media*, v. 106, n. 3, p. 523–544, 2015. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1007/s11242-014-0412-6>.
- DALMONT, J.-P.; NEDERVEEN, C.; JOLY, N. Radiation impedance of tubes with different flanges: numerical and experimental investigations. *Journal of sound and vibration*, Elsevier, v. 244, n. 3, p. 505–534, 2001.
- DAVIES, P. Plane wave reflection at flow intakes. *Journal of sound and vibration*, Academic Press, v. 115, n. 3, p. 560–564, 1987.
- D'HUMIERES, D. Generalized lattice-boltzmann equations. *Progress in Astronautics and Aeronautics*, AMERICAN INST OF AERONAUTICS AND ASTRONAUTICS, v. 159, p. 450–450, 1994.
- ENGLISH, E. J. *A measurement based study of the acoustics of pipe systems with flow*. Tese (Doutorado) — University of Southampton, 2010.

GABARD, G.; ASTLEY, R. Theoretical model for sound radiation from annular jet pipes: far-and near-field solutions. *Journal of Fluid Mechanics*, Cambridge University Press, v. 549, p. 315, 2006.

GARCIA-SALABERRI, P. A.; GOSTICK, J. T.; HWANG, G.; WEBER, A. Z.; VERA, M. Effective diffusivity in partially-saturated carbon-fiber gas diffusion layers: Effect of local saturation and application to macroscopic continuum models. *Journal of Power Sources*, v. 296, p. 440 – 453, 2015. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2015.07.034>.

HE, X.; LUO, L.-S. Theory of the lattice boltzmann method: From the boltzmann equation to the lattice boltzmann equation. *Physical Review E*, APS, v. 56, n. 6, p. 6811, 1997.

HE, X.; LUO, L.-S. Theory of the lattice boltzmann method: From the boltzmann equation to the lattice boltzmann equation. *Physical Review E*, APS, v. 56, n. 6, p. 6811, 1997.

HIRSCHBERG, A.; HOEIJMAKERS, M. Comments on the low frequency radiation impedance of a duct exhausting a hot gas. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 136, n. 2, p. EL84–EL89, 2014.

HOWE, M. Attenuation of sound in a low mach number nozzle flow. *Journal of Fluid Mechanics*, Cambridge Univ Press, v. 91, n. 02, p. 209–229, 1979.

HOWE, M. On the absorption of sound by turbulence and other hydrodynamic flows. *IMA Journal of Applied Mathematics*, Oxford University Press, v. 32, n. 1-3, p. 187–209, 1984.

INGARD, U.; SINGHAL, V. K. Effect of flow on the acoustic resonances of an open-ended duct. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 58, n. 4, p. 788–793, 1975.

JIN, Y.; UTH, M.; HERWIG, H. Structure of a turbulent flow through plane channels with smooth and rough walls: An analysis based on high resolution DNS results. *Computers and Fluids*, v. 107, p. 77 – 88, 2015. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.compfluid.2014.10.012>.

KAM, E.; SO, R.; LEUNG, R. Non-reflecting boundary for one-step lbm simulation of aeroacoustics. In: *27th AIAA Aeroacoustics Conference*. [S.l.: s.n.], 2006. p. 1–9.

LALLEMAND, P.; LUO, L.-S. Theory of the lattice boltzmann method: Dispersion, dissipation, isotropy, galilean invariance, and stability. *Physical Review E*, APS, v. 61, n. 6, p. 6546, 2000.

LEVINE, H.; SCHWINGER, J. On the radiation of sound from an unflanged circular pipe. *Physical review*, APS, v. 73, n. 4, p. 383, 1948.

LEW, P.-T.; MONGEAU, L.; LYRINTZIS, A. Noise prediction of a subsonic turbulent round jet using the lattice-boltzmann method. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 128, n. 3, p. 1118–1127, 2010.

MANI, R. Refraction of acoustic duct waveguide modes by exhaust jets. 1973.

MARIÉ, S.; RICOT, D.; SAGAUT, P. Comparison between lattice boltzmann method and navier–stokes high order schemes for computational aeroacoustics. *Journal of Computational Physics*, Elsevier, v. 228, n. 4, p. 1056–1070, 2009.

MATLAB, P. *MATLAB Home page*. 2017. Disponível em: <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>.

MUNJAL, M. L. *Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1987.

MUNT, R. Acoustic transmission properties of a jet pipe with subsonic jet flow: I. the cold jet reflection coefficient. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 142, n. 3, p. 413–436, 1990.

NOMURA, Y.; YAMAMURA, I.; INAWASHIRO, S. On the acoustic radiation from a flanged circular pipe. *Journal of the Physical Society of Japan*, The Physical Society of Japan, v. 15, n. 3, p. 510–517, 1960.

OCTAVE, P. *Octave Home page*. 2017. Disponível em: <https://www.gnu.org/software/octave>.

PALABOS-ACOUSTIC, P. *Repositório do Projeto Palabos Acoustic*. 2017. Disponível em: [https://github.com/josepedro/palabos\\_acoustic](https://github.com/josepedro/palabos_acoustic).

PAPENKORT, S.; VOIGTMANN, T. Lattice boltzmann simulations of a viscoelastic shear-thinning fluid. *arXiv.org*, arXiv:1504.06123, 2015. Disponível em: <http://http://arxiv.org/abs/1504.06123>.

PARADIS, H.; ANDERSSON, M.; SUNDÉN, B. Modeling of mass and charge transport in a solid oxide fuel cell anode structure by a 3d lattice boltzmann approach. *Heat and Mass Transfer*, p. 1–12, 2015. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1007/s00231-015-1670-8>.

PARAVIEW, P. *Paraview Home page*. 2017. Disponível em: <http://www.paraview.org>.

PETERS, M.; HIRSCHBERG, A.; REIJNEN, A.; WIJNANDS, A. Damping and reflection coefficient measurements for an open pipe at low mach and low helmholtz numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, Cambridge Univ Press, v. 256, p. 499–534, 1993.

PREMNATH, K. N.; PATTISON, M. J.; BANERJEE, S. An investigation of the lattice boltzmann method for large eddy simulation of complex turbulent separated flow. *Journal of Fluids Engineering*, American Society of Mechanical Engineers, v. 135, n. 5, p. 051401, 2013.

QIAN, Y.; D'HUMIÈRES, D.; LALLEMAND, P. Lattice bgk models for navier-stokes equation. *EPL (Europhysics Letters)*, IOP Publishing, v. 17, n. 6, p. 479, 1992.

REIS, T.; PHILLIPS, T. N. Modified lattice boltzmann model for axisymmetric flows. *Physical Review E*, APS, v. 75, n. 5, p. 056703, 2007.

SAVKAR, S. Radiation of cylindrical duct acoustic modes with flow mismatch. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 42, n. 3, p. 363–386, 1975.

SELAMET, A.; JI, Z.; KACH, R. Wave reflections from duct terminations. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 109, n. 4, p. 1304–1311, 2001.

SILVA, A. D.; SCAVONE, G. Lattice boltzmann simulations of the acoustic radiation from waveguides. *Journal of Physics A: Mathematical and Theoretical*, IOP Publishing, v. 40, n. 3, p. 397, 2006.

SILVA, A. D.; SCAVONE, G.; LEFEBVRE, A. Sound reflection at the open end of axisymmetric ducts issuing a subsonic mean flow: A numerical study. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 327, n. 3, p. 507–528, 2009.



SILVA, A. R. D. *Numerical studies of aeroacoustic aspects of wind instruments*. Tese (Doutorado) — McGill University, 2008.

SILVA, A. R. D.; MAREZE, P. H.; LENZI, A. Approximate expressions for the reflection coefficient of ducts terminated by circular flanges. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, SciELO Brasil, v. 34, n. 2, p. 219–224, 2012.

SILVA, A. R. da; MAREZE, P.; BRANDÃO, E. Prediction of sound absorption in rigid porous media with the lattice boltzmann method. *Journal of Physics A: Mathematical and Theoretical*, IOP Publishing, v. 49, n. 6, p. 065501, 2016.

SILVA, F. D. da; DESCHAMPS, C. J.; SILVA, A. R. da; SIMÕES, L. G. Assessment of jet-plate interaction noise using the lattice boltzmann method. In: *21st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. [S.l.: s.n.], 2015. p. 2207.

TIKOJA, H.; LAVRENTJEV, J.; RÄMMAL, H.; ÅBOM, M. Experimental investigations of sound reflection from hot and subsonic flow duct termination. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 333, n. 3, p. 788–800, 2014.

VIGGEN, E. M. Acoustic multipole sources for the lattice boltzmann method. *Physical Review E*, APS, v. 87, n. 2, p. 023306, 2013.

VIGGEN, E. M. *The lattice Boltzmann method: Fundamentals and acoustics*. Tese (Doutorado), 2014.

WOLF-GLADROW, D. A. Lattice-gas cellular automata and lattice boltzmann models-introduction. *LATTICE-GAS CELLULAR AUTOMATA AND LATTICE BOLTZMANN MODELS*, SPRINGER-VERLAG BERLIN HEIDELBERGER PLATZ 3, D-14197 BERLIN, GERMANY, v. 1725, p. 1–13, 2000.

YONG; SILVA, A. R. da; SCAVONE, G. P. Lattice boltzmann simulations of sound directivity of a cylindrical pipe with mean flow. *Journal of Physics A: Mathematical and Theoretical*, IOP Publishing, v. 46, n. 31, p. 315501, 2013.



**APÊNDICE A – Manual de Funcionamento do Palabos  
Acoustic**



Para executar o Palabos-Acoustic (2017) é preciso dos seguintes *softwares* básicos instalados como pré-requisitos:

- sistema operacional linux Ubuntu 16.04 ou CentOS 7.2;
- compilador de C++ do tipo g++ 4.8;
- biblioteca de processamento paralelo Open MPI 1.10.

Para cada novo modelo é preciso criar uma pasta com o nome do modelo contendo o arquivo de compilação **Makefile** e o código fonte do modelo numérico escrito em C++ com extensão **.cpp**. No arquivo **Makefile** é possível configurar aonde se encontra a instalação do Palabos, arquivo do modelo numérico com extensão **.cpp**, opções de depuração e opções de paralelização. No arquivo de extensão **.cpp** se encontra o código fonte do modelo numérico a ser simulado e o mesmo é composto de acordo com os procedimentos do fluxograma da Figura 34.

Como é mostrado na Figura 34, todo código de modelo numérico no Palabos possui os seguintes procedimentos:

- importar bibliotecas: nesse procedimento são importadas as bibliotecas que contêm as funções e classes que serão usadas ao longo do processamento do modelo. Normalmente são bibliotecas do próprio Palabos ou bibliotecas com funções matemáticas;
- definir variáveis globais: normalmente nessa etapa são definidas valores de pré-processamento como o tamanho do domínio, valores macroscópicos do fluido como número de Reynolds, tempo total de simulação, viscosidade cinemática e o tipo de modelo LBM;
- definir condições iniciais e de contorno: nessa etapa a malha do domínio é consolidada, valores de densidade e velocidade são atribuídas para cada célula do domínio e condições de contorno são impostas;
- criar arquivos para gravação de dados: são criados ponteiros e arquivos de diversas extensões para que os dados sejam gravados;
- alterar condição de contorno: nessa etapa o modelo numérico entra no *loop* de iterações e se necessário as condições de contorno são alteradas para, por exemplo, que um *sweep* possa ser imposto;
- colidir: nessa etapa o operador de colisão é calculado e somado com as funções de distribuição de cada célula;

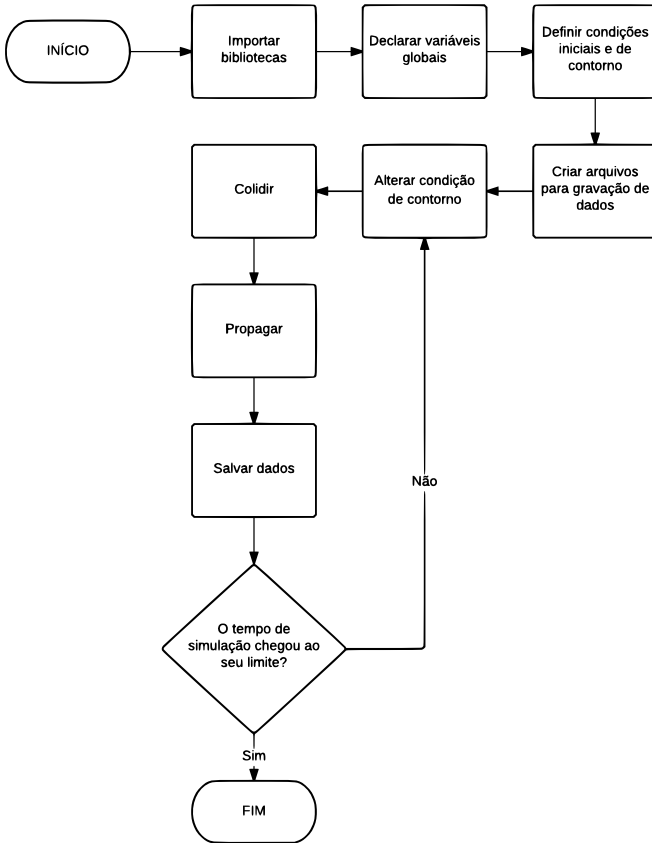


Figura 34: Fluxograma geral de um código fonte de um modelo numérico no Palabos.

- propagar: os valores das funções de distribuição são propagados para células vizinhas;
- salvar dados: os dados normalmente de pressão e velocidades são salvos para pós-processamento.

E assim o ciclo de procedimentos dentro do *loop* é executado até que o número de iterações alcance o número máximo de tempo definido no início do programa.

Para execução é preciso efetuar os seguintes comandos no terminal linux dentro da pasta do modelo numérico:

- compilação do código de extensão **.cpp** para formato binário em linguagem de máquina:

```
$ make
```

- execução do arquivo binário compilado:

```
$ mpirun -np
<numero_de_processadores>
<nome_do_arquivo_compilado>
<parametros_de_entrada>
```

aplicando para o modelo numérico desse trabalho:

```
$ mpirun -np
8
duct_radiation_optimization
20 0.15 1.99
```

tal que o raio do duto é 20 células, o mach do escoamento é 0.15 e 1.99 é a frequência de relaxação  $1/\tau$ . É possível também executar o Palabos com o *script* **duct\_radiation\_init.m** na plataforma MATLAB (2017) ou Octave (2017). Para executar basta colocar esse *script* dentro da pasta do modelo numérico e executar o seguinte comando no terminal do MATLAB (2017) ou Octave (2017) dentro dessa pasta:

```
>> duct_radiation_init 20 0.15 5042 8
```

tal que o raio do duto é 20 células, o mach do escoamento é 0.15, o número de Reynolds é 5042 e o 8 é a quantidade de processadores.