

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE AR ATRAVÉS DE UM COLETOR  
DE ADMISSÃO APLICADO EM MOTOR QUATRO TEMPOS

por

William Porcher

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Outubro de 2022

## DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

### CIP - Catalogação na Publicação

Porcher, William  
ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE AR ATRAVÉS DE UM  
COLETOR DE ADMISSÃO APLICADO EM MOTOR QUATRO TEMPOS /  
William Porcher. -- 2022.  
29 f.  
Orientador: Alexandre Vagtinski de Paula.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de  
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto  
Alegre, BR-RS, 2022.

1. Coletor de Admissão. 2. Bancada de Fluxo. 3.  
CFD. 4. Estudo Numérico. 5. GCI. I. Vagtinski de  
Paula, Alexandre, orient. II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

William Porcher

ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE AR ATRAVÉS DE UM COLETOR  
DE ADMISSÃO APLICADO EM MOTOR QUATRO TEMPOS

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Cirilo Seppi Bresolin  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Vagtinski de Paula

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Alexandre Vagtinski de Paula

Prof. Dr. Andrés Armando Mendiburu Zevallos

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre, Outubro de 2022

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao meu avô, Oscar Pedde.

## AGRADECIMENTOS

Ao Professor orientador Alexandre V. de Paula, por ter me guiado durante este trabalho.

Ao coorientador e amigo, Engenheiro Guilherme E. Velasco, por ter compartilhado do seu conhecimento, tornando este trabalho possível.

Aos meus pais, Viviane Pedde e Cláudio Renato Porcher por sempre terem me apoiado emocional e financeiramente e nunca terem me deixado desistir durante esses doze anos de estudos. Assim como agradeço a toda minha família por todas as palavras de encorajamento ao longo deste período da minha vida.

Agradeço também à Taniely Pontes, cuja garra me inspirou a buscar meus objetivos independentemente da dificuldade.

Porcher, William. **Análise numérica do escoamento de ar através de um coletor de admissão aplicado a motor de quatro tempos**. 2022. 15. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2022.

## RESUMO

O coletor de admissão é um componente de extrema importância para o funcionamento de um motor de combustão interna, porém a construção de um modelo físico para testes em bancada de fluxo encarece o projeto. Por este motivo um estudo numérico, utilizando uma ferramenta CFD, que permita uma otimização, caso necessária, do componente antes da construção de um protótipo se justifica. O trabalho aborda uma análise do escoamento de ar dentro do coletor, de forma a definir se cada ramal é capaz de entregar uma quantidade de ar semelhante para todos os cilindros do motor. O erro associado a discretização do domínio foi avaliado através da técnica do índice de convergência de malha (GCI). Os resultados de vazão volumétrica média foram consideravelmente mais baixos que o esperado, devido a discretização espacial em primeira ordem da equação do *momentum*, mas ainda ficaram próximos a valores de coletores com aplicação semelhante. Já a vazão mássica entre os ramos apresentou diferença 1,3% para cada ramal em relação à média, e concluiu-se que estes estão equalizados.

**PALAVRAS-CHAVE:** Coletor de Admissão, Bancada de fluxo, CFD, Estudo Numérico, GCI

Porcher, William. **Numerical analysis of the air flow through an intake manifold applied to a four stroke engine**. 2022. 15. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2022.

#### ABSTRACT

*The intake manifold is an essential component of a four-stroke engine, but to manufacture a physical model for testing in a flow bench makes the project to become expensive. For that reason, a numerical analysis, using a CFD tool, that allows the intake optimization before it's manufacture is justifiable. In this work, the air flow through de intake is analyzed to determine if each branch is capable of delivering a similar amount of air for to its corresponding cylinder (equalized). The error due to the discretization was evaluated using the grid convergence index (GCI). The average volumetric flow results were considerably lower than expected due to the first order upwind special discretization of the momentum equation, but still in an acceptable range. The mass flow rate in each branch had a 1.3% difference compared to the average mass flow rate and it was concluded that the branches are indeed equalized.*

**KEYWORDS:** *Intake Manifold, Flow Bench, CFD, Numerical Study, GCI*





## SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO .....	1
2.	Objetivos .....	1
2.1.	Objetivo Geral .....	1
2.2.	Objetivos Específicos .....	1
3.	FUNDAÇÃO TEÓRICA .....	2
3.1.	Revisão Bibliográfica .....	2
3.2.	Coletor de admissão.....	2
4.	MOTIVAÇÃO .....	3
5.	METODOLOGIA .....	5
5.1.	Dinâmica dos Fluidos Computacional.....	5
5.1.1.	Malha .....	6
5.1.2.	Índice de Convergência de Malha (GCI – <i>Grid Convergence Index</i> ) .....	7
5.2.	Coefficiente de Descarga .....	8
5.3.	Hipóteses e Condições de Contorno.....	8
5.4.	Solução .....	9
6.	RESULTADOS.....	10
6.1.	Resultados do método do índice de convergência de malha .....	10
6.2.	Análise do Escoamento.....	10
6.3.	Equalização dos Dutos.....	12
6.4.	Coefficiente de Descarga .....	14
7.	CONCLUSÕES .....	14
7.1.	Sugestões para trabalhos futuros .....	15
8.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	16
	APÊNDICES .....	17
	<b>Apêndice A</b> .....	17
	<b>Apêndice B</b> .....	18



## 1. INTRODUÇÃO

Nos dias atuais, a prática de *downsizing*<sup>1</sup> em motores alternativos de combustão interna de quatro tempos tem se tornado cada vez mais comum e motores pequenos tem produzido mais potência e menos emissões de poluentes, como o monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>), por exemplo, do que motores com o dobro do volume deslocado de décadas atrás. Um dos componentes mais importantes que contribuiu para que isso fosse possível é o coletor de admissão, cuja função principal é a condução do ar do ambiente para dentro da câmara de combustão. Se projetado corretamente, ele é capaz de aumentar a eficiência volumétrica do motor através dos fenômenos acústicos e aerodinâmicos que ocorrem no seu interior, diminuindo as perdas por bombeio. Ao influenciar a qualidade da mistura ar/combustível, permite-se diminuir as emissões de gases nocivos ao meio ambiente. Denomina-se de sintonização o correto dimensionamento dos componentes de um coletor de admissão (Brunetti, 2012).

Devido a sua importância, os coletores de admissão são objeto de diversos estudos que visam extrair a maior eficiência possível do componente, e esses estudos são realizados basicamente de duas maneiras; experimental ou numericamente, podendo-se acoplar estas duas na forma de uma análise numérico-experimental. O estudo experimental é conduzido com diversas iterações do modelo físico do coletor ensaiado em bancada medidora de vazão, o que gera altos custos financeiros na fase de desenvolvimento de produto. A análise numérico-experimental já faz uso de ferramentas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (em inglês CFD, de *Computational Fluid Dynamics*), posteriormente validando o modelo numérico experimentalmente, assim é necessário apenas um modelo físico para realizar a validação do modelo numérico. E por último, no estudo numérico, é onde realiza-se a validação dos resultados através de técnicas computacionais, reduzindo consideravelmente o tempo e o custo de projeto. Esta última será a técnica abordada neste trabalho, sendo ela válida para qualquer geometria de coletor, e para qualquer categoria de veículos automotores propulsionados por motor quatro tempos ciclo Otto.

## 2. OBJETIVOS

### 2.1. Objetivo Geral

O objetivo geral do presente trabalho é o de analisar a equalização dos dutos de admissão, dada a importância deste parâmetro para o melhor funcionamento do motor, e o coeficiente de descarga de um coletor de admissão de um motor alternativo de 4 tempos utilizado no protótipo de corrida Fórmula SAE da equipe RS Racing da UFRGS, de forma a se obter um modelo numérico validado através da técnica de GCI (*Grid Convergence Index*), sobre o qual modificações geométricas possam ser realizadas em ferramenta de CAD, para otimização desta equalização, caso se julgue necessário.

### 2.2. Objetivos Específicos

Para cumprir objetivo geral do trabalho, foram definidos os seguintes objetivos específicos:

- a) Determinar as condições de contorno e iniciais do problema;
- b) Modelar o volume interno do coletor de admissão a partir do projeto final do mesmo;
- c) Determinar a geometria da entrada e das saídas do coletor de admissão;

---

<sup>1</sup> *Downsizing* é o termo utilizado na indústria automotiva para a técnica de redução do tamanho (volume) dos motores para torná-los mais eficientes do ponto de vista do consumo e de emissões de gases nocivos ao meio ambiente e ao ser humano, geralmente aliados à superalimentação e utilização de injeção direta de combustível.

- d) Construir a malha computacional inicial;
- e) Aplicar a técnica de GCI para validação do modelo computacional, sem a necessidade de construir um modelo físico do coletor de admissão;
- f) Analisar a vazão mássica em cada duto individualmente, de forma a determinar a equalização dos dutos do coletor de admissão de maneira mais verossímil possível em relação a uma análise experimental;
- g) Calcular o coeficiente de descarga ( $C_D$ ) do coletor de admissão;
- h) Realizar a análise dos resultados.

### 3. FUNTAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1. Revisão Bibliográfica

Beck (2017) realizou uma análise numérico-experimental de um coletor de admissão para um veículo de passeio com motor 4 cilindros em linha, visando estudar a equalização dos dutos do mesmo. O caso foi simulado utilizando-se um modelo de turbulência  $k-\omega$  SST e com estudo de sensibilidade de malha. Experimentalmente, a vazão volumétrica em cada ramal foi medida em uma bancada de fluxo, aplicando-se as mesmas diferenças de pressão utilizadas no método numérico. Foi encontrada uma diferença de 0,27% entre as vazões volumétricas dos dois métodos.

Todaro e Júnior (2017) realizaram uma análise numérico-experimental de um coletor desenvolvido para uso em protótipo monoposto Fórmula SAE com motor 4 cilindros em linha de 600 cc (cilindradas ou  $\text{cm}^3$ ) a fim de estudar a equalização dos dutos através da análise da vazão mássica em cada ramal do coletor. O modelo de turbulência aplicado foi o  $k-\omega$  SST, e uma rugosidade superficial foi aplicada à parede do domínio computacional para ajustar o resultado numérico ao experimental.

Beuther (2021) realizou um estudo numérico-experimental de um coletor, também para aplicação e Fórmula SAE, mas aplicado em um motor monocilíndrico. Diversas geometrias foram simuladas e o parâmetro analisado foi a diferença de pressão gerada entre a entrada e a saída do coletor, buscando escolher a geometria com menor perda de carga. Os modelos de turbulência aplicados às geometrias foram o  $k-\varepsilon$  e o  $k-\omega$ .

#### 3.2. Coletor de admissão

Heywood (2018) comenta que a admissão e a exaustão em motores de quatro tempos cumprem com o propósito de remover os gases queimados de dentro do cilindro ao fim de um ciclo do motor e admitir a mistura ar/combustível para o próximo ciclo. O autor mostra que a potência a uma determinada rotação do motor é proporcional a massa de ar admitido no cilindro, na forma:

$$P_b = \frac{\eta_{f,b} m_a N Q_{HV} \left(\frac{F}{A}\right)}{n_R} \quad (1.1)$$

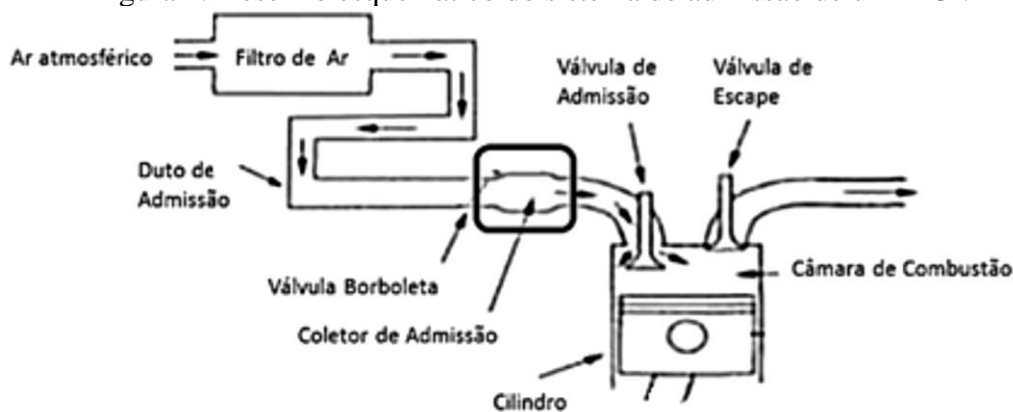
onde  $\eta_{f,b}$  é a eficiência de conversão do combustível,  $m_a$  é a massa de ar,  $N$  é a velocidade rotacional da árvore de manivelas,  $Q_{HV}$  é a quantidade de calor liberada pelo combustível na sua combustão,  $(F/A)$  é a razão da mistura combustível/ar e  $n_R$  é a razão entre número de revoluções da árvore de manivelas e o número de ignições que iniciam o processo de combustão durante um ciclo.

De acordo com Brunetti (2012), o coletor de admissão tem como função transportar o ar da atmosfera até os dutos de admissão, localizados no cabeçote do motor. É este componente que

direciona o ar para o cilindro que está no tempo de admissão do ciclo Otto. Logo, o ar é conduzido pelo coletor, através da diferença de pressão produzida pelo êmbolo quando este se desloca do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI), com a válvula de admissão aberta. Este transporte de fluido dentro do coletor de admissão deve acontecer com elevadas velocidades para que se evite o retorno da chama da combustão, mas ocasionando forças de inércia razoáveis quando o ar passa pelas curvas do coletor. A Fig. 1 exibe um desenho esquemático do sistema de admissão de um motor de combustão interna (MCI), de onde é possível identificar os principais componentes da admissão:

- a) O filtro de ar, responsável pela filtragem do fluido para que este entre no sistema livre de particulados que possam vir a danificar o interior do cilindro;
- b) Os dutos de admissão que, neste caso conduzem o fluido da atmosfera para o interior do coletor (dutos secundários);
- c) A válvula borboleta, que regula a quantidade de ar admitido;
- d) O coletor de admissão, posicionado a jusante da entrada do cabeçote.

Figura 1: Desenho esquemático do sistema de admissão de um MCI.



(Fonte: Todaro e Júnior, 2017).

#### 4. MOTIVAÇÃO

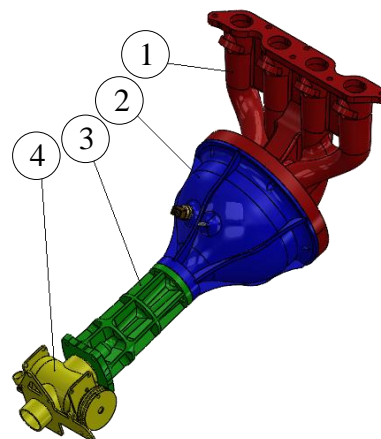
Existem diversos fatores de tomadas de decisões durante o projeto de um coletor de admissão que podem aumentar ou diminuir a performance de um motor. Curvaturas geométricas muito abruptas podem causar quedas de pressão muito elevadas, ocasionando falta de ar (e ou combustível) entrando na câmara de combustão e afetando diretamente a potência extraída do motor. Porém, em um veículo de Fórmula SAE, ainda há um restritor com formato de tubo de Venturi que também causa queda de pressão dentro do coletor de admissão, potencializando estas perdas de potência. A Fig. 2 exibe o coletor de admissão a ser estudado e como ele é dividido. A válvula borboleta é responsável por controlar a quantidade de ar que entra no motor para uma determinada rotação; quanto mais aberta, maior a massa de ar que entra no coletor e maior a rotação do motor. A restrição da vazão de ar que entra no motor é imposta pelo regulamento da competição de Fórmula SAE (FORMULA SAE Rules, 2022), e é de 20 mm de diâmetro para motores a gasolina e 19 mm para motores a etanol. A câmara plena (ou *plenum*) tem a função de servir como um reservatório de ar, sendo que Brunetti (2021) ainda acrescenta sua função como ressonador de Helmholtz. E enfim os dutos primários, que conduzem o ar até a câmara de combustão, além de servirem como ressonadores do tipo tubo de órgão, de acordo com o autor.

A geometria do tubo de Venturi, o volume do *plenum* e o comprimento do duto são aspectos que influenciam fortemente a performance de um coletor de admissão, mas que podem ser estudados de forma independente, seja experimental, computacional ou analiticamente. Porém, é necessário conhecer qual a melhor forma de unir estes três componentes que juntos compõem a admissão e para isso uma análise do escoamento no interior do coletor se faz necessária.

Figura 2: Coletor de admissão do protótipo Fórmula SAE da equipe RSR Racing UFRGS.

- Legenda:

- (1) Dutos primários;
- (2) Câmara plena (*plenum*);
- (3) Duto secundário (Tubo de Venturi);
- (4) Válvula borboleta;

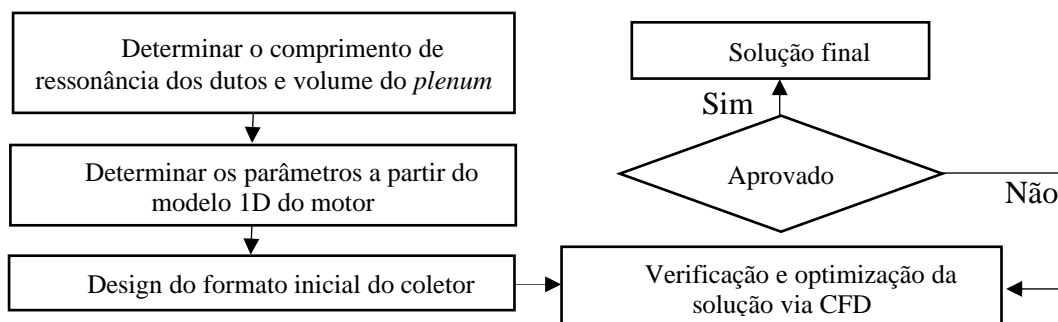


Fonte: Elaborado pelo autor.

Em um projeto, seja ele de que tipo for, é ideal que se possa obter resultados e prever o correto funcionamento do mesmo da forma mais rápida, mais barata e mais exata possível. Para tal, são aplicadas ferramentas que possam garantir que estes requisitos sejam alcançados. No caso de projetos dos coletores de admissão, são três as principais ferramentas implementadas: simulação 1D do motor, CAD (desenho assistido por computador, do inglês *Computer-Aided Design*) e CFD. Sedlacek e Skovajsa (2016) apresentam um fluxograma da ordem de eventos no projeto de um coletor de admissão (Fig. 3). A verificação e otimização via CFD do componente viabiliza custos, tempo e exatidão dos resultados, pois não há a necessidade da construção de múltiplos protótipos a serem testados de forma física. Por isso, esta foi a ferramenta escolhida para o estudo deste trabalho.

Heywood (2018) ressalta que um objetivo muito importante de projeto é a capacidade de cada um dos ramos do coletor de admitir uma quantidade similar de ar, uma vez que a quantidade de ar admitida em cada cilindro limita a quantidade de combustível que pode ser queimada. Esta capacidade leva em conta diversos fatores construtivos do motor. Para este trabalho será analisada uma pequena parte da contribuição do coletor de admissão para este processo, a de ter capacidade de entregar a mesma quantidade de ar para cada cilindro do motor.

Figura 3: Fluxograma de um projeto de coletor de admissão.



(Fonte: Adaptado de Sedlacek e Skovajsa, 2016)

## 5. METODOLOGIA

### 5.1. Dinâmica dos Fluidos Computacional

Para a resolução do problema apresentado, a metodologia utilizada é a simulação por dinâmica dos fluidos computacional, que segundo Fox *et al.* (2010), quase sempre consiste na substituição de um domínio contínuo por um discreto, através de uma malha. No CFD, diversas equações diferenciais não lineares são resolvidas através da aplicação de técnicas numéricas iterativas, buscando a melhor aproximação possível com o comportamento real do fluido. Isto é alcançado através da discretização do domínio através do método dos elementos finitos que permite resolver as equações aplicando o método das diferenças finitas. Estas equações são as de Navier-Stokes e a de conservação da massa.

As equações da conservação da quantidade de movimento e a equação da conservação de massa são resolvidas, em coordenadas cartesianas, pelo código computacional, na forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i v_j) = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[ \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (3.2)$$

onde a massa específica é representada por  $\rho$ , o tempo por  $t$ , a pressão por  $p$ , a gravidade por  $g$ , as velocidades nas coordenadas cartesianas  $x$ ,  $y$  e  $z$ , são dadas respectivamente por  $u$ ,  $v$  e  $w$ , e  $\tau_{ij}$  são as forças viscosas normais ao plano  $ij$ .

Para a resolução das equações listadas acima, o, é utilizado o método das Equações de Navier-Stokes empregando as médias de Reynolds (RANS). Segundo Valter (2019), *apud* Lima (2013), o método RANS propõe uma resolução das propriedades do escoamento a partir do seu valor médio e uma flutuação devido à turbulência.

Como o tensor de Reynolds traz seis novas variáveis para o método, é necessário adicionar modelos de turbulência, O mais comum é o *Eddy Viscosity Model* (EVM). O modelo EVM é classificado quanto a quantidade de equações, e sua escolha deve ser tomada com base nas características do escoamento e do recurso computacional disponível (ANSYS, 2011).

Abaixo são listados os modelos de turbulência mais utilizados, do menor para o maior custo computacional:

- **Modelo  $k-\varepsilon$  padrão:** é um modelo robusto e amplamente utilizado, que apesar de suas limitações, é recomendado para iterações iniciais e estudos paramétricos. Não tem bom comportamento com gradientes de pressão adversos, adiantando a previsão de separação da camada limite em grandes curvaturas nas linhas de corrente (ANSYS, 2014). Blazek (2001) afirma que, tratando-se de modelos de alto número de Reynolds, uma malha menos refinada pode ser utilizada, com a distância adimensional da parede ( $y^+$ ) podendo ficar contido no intervalo entre  $30 < y^+ < 100$ . De acordo com (ANSYS, 2014), ao se utilizar usar as funções padrão de parede (SWF, do inglês *Standard Wall Functions*),  $y^+ > 30$ , sempre.

- **Modelo  $k-\omega$ :** possui capacidade superior para modelagem da camada limite de escoamentos internos e é adequado para gradientes adversos de pressão. A previsão da separação pode ser adiantada e excessiva.

- **Modelo  $k-\omega$  SST:** junta o modelo  $k-\omega$  com o modelo  $k-\varepsilon$  de elevado número de Reynolds, combinando o melhor de cada método (Blazek, 2001). O modelo  $k-\omega$  atua na subcamada

viscosa e na e na região logarítmica da camada limite, enquanto o modelo  $k-\varepsilon$  atua na região mais externa da camada limite, assim como em escoamento livre. É indicado um valor de  $y^+$  de aproximadamente 1 para uma maior eficiência do modelo, mas diz que valores maiores podem ser utilizados desde que fiquem no limite  $y^+ < 300$  para a maioria dos escoamentos (ANSYS, 2014).

Através da revisão bibliográfica concluiu-se que modelo  $k-\omega$  SST é o mais utilizado para o estudo do escoamento de ar em coletores de admissão, e por este motivo foi o escolhido para o presente trabalho. O equacionamento deste modelo de turbulência é dado por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i}\right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega + D_\omega \quad (3.4)$$

onde a produção de energia cinética turbulenta é representada por  $G_k$ , a geração de  $\omega$  é dada por  $G_\omega$ , os termos  $\Gamma_k$  e  $\Gamma_\omega$ , representam a difusividade de  $k$  e  $\omega$ , a dissipação de  $k$  e  $\omega$  relativa à turbulência é representada por  $Y_k$  e  $Y_\omega$ , o termo  $D_\omega$ , é relativo à difusão cruzada, e  $S_k$  e  $S_\omega$  são os termos fonte definidos pelo usuário (ANSYS, 2011).

### 5.1.1. Malha

A discretização espacial da geometria estudada é parte importante da solução do problema e ao conjunto de elementos criados. A esta discretização dá-se o nome de malha. Para a geometria estudada, foram utilizados elementos tetraédricos com um refinamento prismático próximo a parede. A qualidade da malha tem grande impacto nos resultados obtidos e tem muita influência no custo computacional da simulação. Uma malha grosseira pode levar a instabilidades na convergência do problema, e uma malha excessivamente refinada aumentará o custo computacional. Para determinar a malha mais grosseira possível, mas que ainda assim entrega resultados dentro de um erro aceitável, foi utilizada a metodologia do índice de convergência de malha (GCI, do inglês *Grid Convergence Index*).

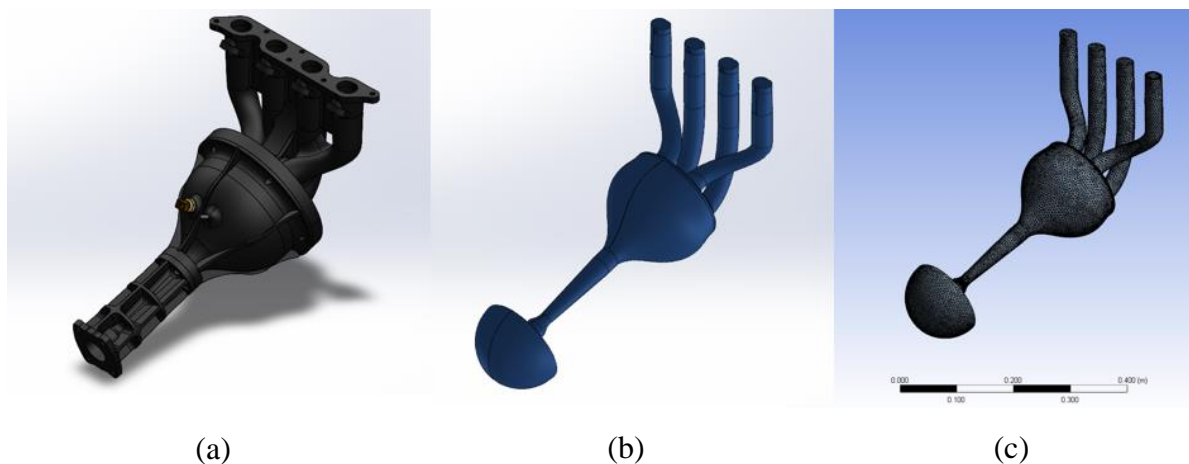
A região próxima a parede também requer um tratamento especial da malha devido aos elevados gradientes de velocidade, , para isso elementos hexaédricos são usados nesta região de proximidade com a parede e a este tratamento dá-se o nome de *inflation*. Para uma melhor discretização da região da camada limite, a espessura mínima do primeiro elemento de malha deve ficar a uma certa distância da parede, e para isso, uma distância adimensional da parede ( $y^+$ ) é introduzida e cada modelo de turbulência trabalha com valores de  $y^+$  diferentes. Para este trabalho, foi escolhido um valor de  $y^+ = 35$ , e a altura da primeira célula foi de  $1,65 \times 10^{-4}$  m, com 10 camadas e razão de crescimento para a discretização da camada limite igual a 1,2. Os cálculos da altura da camada limite e da altura do primeiro elemento do *inflation*, encontram-se no Apêndice A. A Fig. 4 apresenta a geometria do coletor de admissão (a), o volume interno modelado a partir do projeto do coletor de admissão (b), e a malha proveniente da discretização do volume interno (c).

Seguindo a metodologia empregada por Beck (2017), foi adicionada uma meia esfera na entrada do volume interno (B), com o dobro do diâmetro da entrada do tubo de Venturi. Esta será a região onde será aplicada a condição de contorno de pressão na entrada. A Fig. 8 apresenta uma visão da região refinada próxima a parede, de onde é possível visualizar os elementos tetraédricos mais afastados da parede e os elementos prismáticos próximos a parede



para a melhor discretização da camada limite. Nesta camada prismática, fica visível a razão de crescimento do *inflation*.

Figura 1: Geometrias utilizadas para a realização do estudo no coletor de admissão.



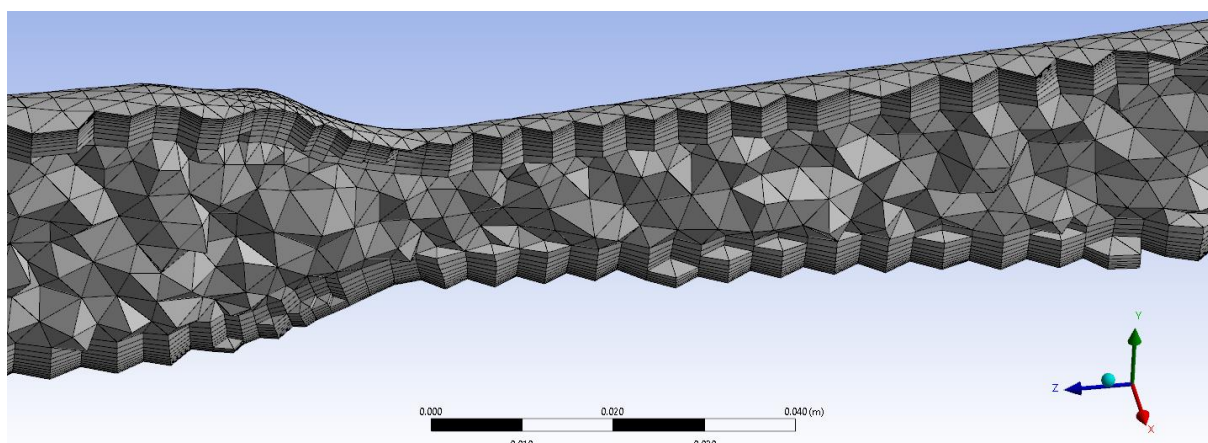
(a)

(b)

(c)

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 2: Camada prismática próxima a parede (*inflation*).



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.1.2. Índice de Convergência de Malha (GCI – *Grid Convergence Index*)

O método do índice de convergência de malha (do inglês GCI – *Grid Convergence Index*), proposto por Roache (1994), visa avaliar o erro associado a discretização do domínio do problema, avaliando matematicamente como o refinamento da malha afeta os resultados. Este índice indica se a malha está suficientemente refinada e se o resultado produzido por ela é confiável. Isto possibilita a escolha de uma malha que não seja grosseira a ponto de gerar resultados da simulação com erros muito grandes, nem refinada demais, agregando custo computacional desnecessário. As equações do GCI são descritas a seguir:

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln \left| \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right| + q(p) \right| \quad (3.5)$$

$$q(p) = \ln \left( \frac{r_{21}^p - S}{r_{32}^p - S} \right) \quad (3.6)$$

$$S = 1. \text{ sinal} \left( \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right) \quad (3.7)$$

$$\phi_{ext}^{21} = (r_{21}^p \phi_1 - \phi_2) / r_{21}^p - 1 \quad (3.8)$$

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{21} - \phi_1}{\phi_{ext}^{21}} \right| \quad (3.9)$$

onde a ordem aparente do CGI é denominada por  $p$ , o índice  $r_{xy}$  é a razão de refino entre malhas subsequentes, e erro relativo entre os parâmetros de controle de cada malha ( $\phi_x$  e  $\phi_y$ ) é denominado por  $\varepsilon_{xy}$ . A extrapolação de Richardson, que seria correspondente ao valor da variável de controle com o número de elementos da malha tendendo ao infinito, partindo das malhas 1 e 2, é denotada por  $\phi_{ext}^{21}$ . O erro relativo da extrapolação é calculado pela Eq. (3.9).

## 5.2. Coeficiente de Descarga

O coeficiente de descarga ( $C_D$ ) é um parâmetro que indica a eficiência do escoamento através de uma abertura, comparando o a vazão real com a vazão ideal teórica da abertura sem restrição, segundo Wave Basic Users Manual (2003), e pode ser definida por:

$$C_D = \frac{\text{Vazão mássica real}}{\text{Vazão mássica ideal}} = \frac{\rho \dot{V}}{\rho A v_{is}} \quad (3.10)$$

$$v_{is} = \left\{ 7RT_0 \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{0,286} \right] \right\}^{1/2} \quad (3.11)$$

onde a vazão mássica real, para este trabalho, é aquela obtida numericamente e vazão mássica ideal a calculada partir da velocidade isentrópica,  $v_{is}$ , para a diferença de pressão aplicada,  $\rho$  é a massa específica,  $\dot{V}$ , a vazão volumétrica,  $A$ , a área,  $R$  a constante universal dos gases (287,0589 J/(kg.K)),  $p$  é a pressão a jusante,  $p_0$  e  $T_0$  são a pressão e a temperatura total a montante, respectivamente.

A vazão mássica ideal é calculada utilizando a velocidade isentrópica, que depende apenas da diferença de pressão entre dois pontos e, segundo Beck (2017), é calculada através da equação (3.11). Um  $C_D$  com valor igual a 1 indica uma eficiência de 100%.

O coeficiente de descarga é utilizado com frequência na indústria, pois é utilizado para comparar a eficiência do escoamento após alguma mudança geométrica no coletor, indicando se houve ou não uma melhora considerável no escoamento. Esta comparação é importante para a indústria, assim como para equipes de Fórmula SAE, uma vez que os projetos estão em constante evolução e sofrem modificações com bastante frequência.

## 5.3. Hipóteses e Condições de Contorno

As hipóteses condições de contorno do problema devem representar a física real do problema. Para a realização do estudo deste trabalho, o coletor de admissão será simulado de forma análoga ao experimento de uma bancada de vazão. Neste equipamento, uma pressão é

estabelecida na saída do coletor de admissão através da sucção gerada pela bancada. Coletores de admissão são classificados quanto a pressão de teste na bancada, de tal forma que ao se indicar a vazão volumétrica do coletor, em pés cúbicos por minuto (CFM, do inglês *Cubic Feet per Minute*), este valor vem acompanhado da pressão de teste em polegadas de coluna d'água. Segundo Beck (2017), 10" de H<sub>2</sub>O e 25" de H<sub>2</sub>O são os valores recomendados para este tipo de ensaio. No presente trabalho adotou-se o valor de 10" de H<sub>2</sub>O, de forma a evitar possíveis velocidades superiores a um número de Mach de 0,3, que é o limite de velocidade onde a hipótese de incompressibilidade é aplicável, segundo Fox *et al.* (2010). A pressão na entrada também é conhecida durante o ensaio de bancada e equivale a pressão atmosférica local. Logo esta diferença de pressão será a condição de contorno do problema. A parede recebe uma condição de não deslizamento e o fluido é tratado como incompressível, com massa específica e viscosidade dinâmica constantes, e em regime permanente. As forças de corpo devido a gravidade foram desconsideradas. E estas três hipóteses simplificam a equação de Navier-Stokes. A Tab. 1 apresenta as condições de contorno e as demais condições pertinentes das simulações numéricas realizadas.

Tabela 1: Condições de contorno e demais condições pertinentes.

<b>Hipóteses</b>	<b>Valor atribuído</b>
Tipo de regime	Permanente
Tipo de escoamento	Incompressível
Forças de corpo	Desconsideradas
<b>Número de Reynolds</b>	$8,9 \times 10^4$
<b>Condições de Contorno</b>	1ª ordem
Tipo de condição de contorno na entrada	<i>pressure-inlet</i>
Pressão na entrada [Pa]	0
Tipo de condição de contorno na saída	<i>outlet-vent</i>
Pressão na saída [Pa]	-2491
Pressão atmosférica [Pa]	101325
<b>Parametros do Fluido</b>	Padrão Fluent
Fluido	Ar
Temperatura do Fluido [°C]	15
Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]	1,225
Viscosidade dinâmica [kg/(m.s)]	$1,7894 \times 10^{-5}$
<b>Modelo de turbulência</b>	<i>k-<math>\omega</math> SST</i>

Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 5.4. Solução

Para avaliação da convergência do problema foram monitorados os resíduos de  $k$ , de  $\omega$ , da velocidade nas três direções e da continuidade. Foi estabelecido um critério de parada através do monitoramento da vazão mássica no duto, em que foi aplicada a condição de contorno, de forma que uma variação menor que  $1 \times 10^{-4}$  na vazão mássica faça o *software* encerrar os cálculos e dê a solução como convergida. O acoplamento pressão-velocidade foi feito através do algoritmo SIMPLE e a simulação foi rodada com as equações do *momentum*, da energia

cinética turbulenta e a taxa de dissipação específica sendo resolvidas em primeira ordem. A ferramenta computacional utilizada foi o ANSYS Fluent 18.0.

## 6. RESULTADOS

### 6.1. Resultados do método do índice de convergência de malha

A Tab. 2 apresenta os valores calculados através das Eqs. (2.5), (2.8) e (2.9), de onde se observa que o erro relativo entre cada malha e a extrapolação de Richardson ( $e_{ext}$ ) diminui com o aumento do número de elementos da malha. Tem-se que  $N$  é o número de elementos de cada malha e  $r$  razão de refino entre malhas subsequentes.

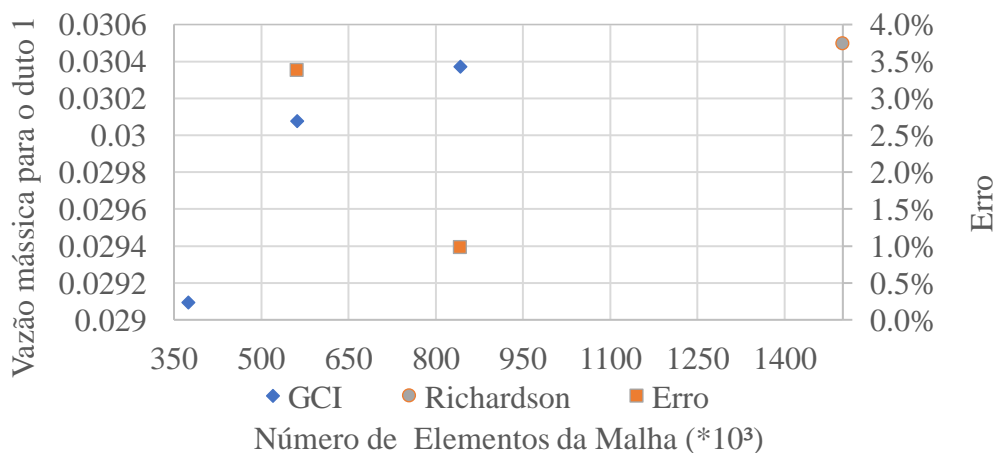
A Fig. 6 apresenta a extrapolação de Richardson e os resultados obtidos para cada malha, mostrando claramente o comportamento assintótico do parâmetro de controle, a vazão mássica no duto 1, de acordo com o refinamento da malha. A malha escolhida apresenta um erro de 1,38%, ficando abaixo dos 2% recomendados por Gutierrez (2020).

Tabela 2: Resultados obtidos com o método do índice de convergência de malha.

Malha	$\phi$	$e_{ext}$	$N$	$r$
3	0,0290	4,60%	374428	-
2	0,0300	1,38%	561642	1,5
1	0,0304	0,41%	842463	1,5
Richardson	0,0305	0%	$\infty$	-

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 3: Avaliação dos resultados do GCI.



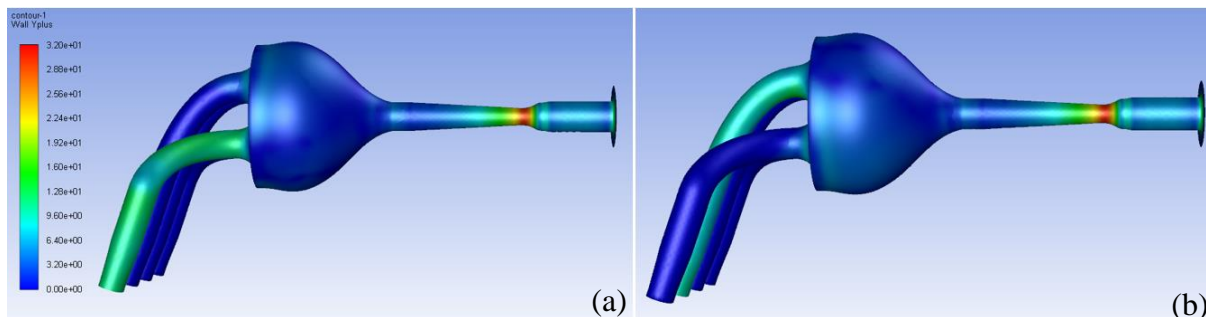
Fonte: Elaborado pelo autor.

### 6.2. Análise do Escoamento

O valor de  $y^+ = 35$  foi utilizado para calcular a altura do primeiro volume do *inflation*, logo uma análise deste parâmetro foi realizada para certificar-se que o valor está dentro dos limites indicados na seção 2.2. A Fig. 7 mostra os contornos de  $y^+$  na parede para cada um dos casos simulados, de onde se observa que o valor mais alto do  $y^+$  ocorre na estricção do tubo de Venturi, onde as velocidades são mais altas. No caso do duto 1 (Fig. 7a), o valor máximo de  $y^+$  foi de 30,4, e para o duto 2 foi de 31,1 (Fig. 7b). Ambos estes valores estão próximos do valor de 35,

sendo que tal diferença se dá pela velocidade mais baixa obtida através da resolução de primeira ordem do problema. Contudo, em ambos os casos, os valores de  $y^+$  entregam resultados satisfatórios a respeito do comportamento do escoamento.

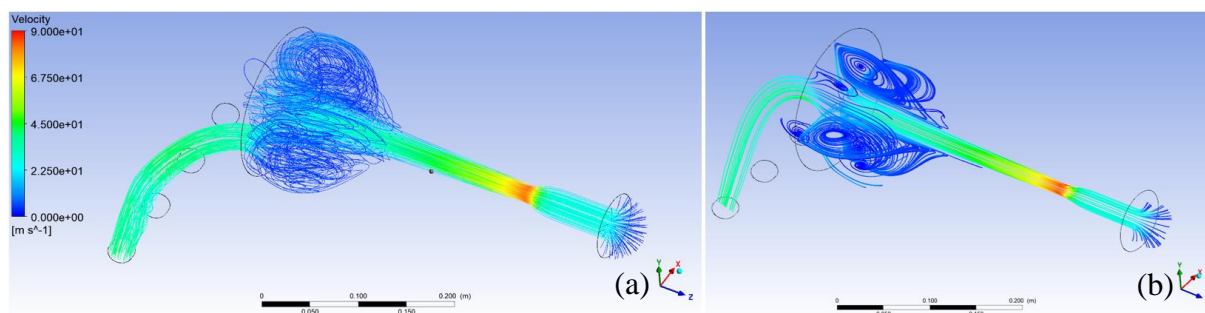
Figura 4: Contornos de  $y^+$  na parede.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As linhas de corrente são outro parâmetro de interesse na análise. A Fig. 8a exibe as linhas de corrente tridimensionais no caso do duto 1, e a Fig. 8b apresenta as linhas de corrente bidimensionais no caso do duto 2. A velocidade máxima ocorre na seção de menor diâmetro, conforme o esperado, sendo de 84,82 m/s em (a) e de 87,05 m/s em (b), ficando, em ambos os casos, com valores de número de Mach abaixo de 0,3[M], que segundo Fox et al. (2010) é a máxima velocidade para a qual o ar pode ser considerado como um fluido incompressível. Logo, a hipótese de ar incompressível pode ser validada. Recirculações são produzidas pela mudança de direção do ar quando este se depara com a parede no fundo do coletor de admissão. Esta zona de recirculação irá cumprir com a função de reservatório de ar do coletor.

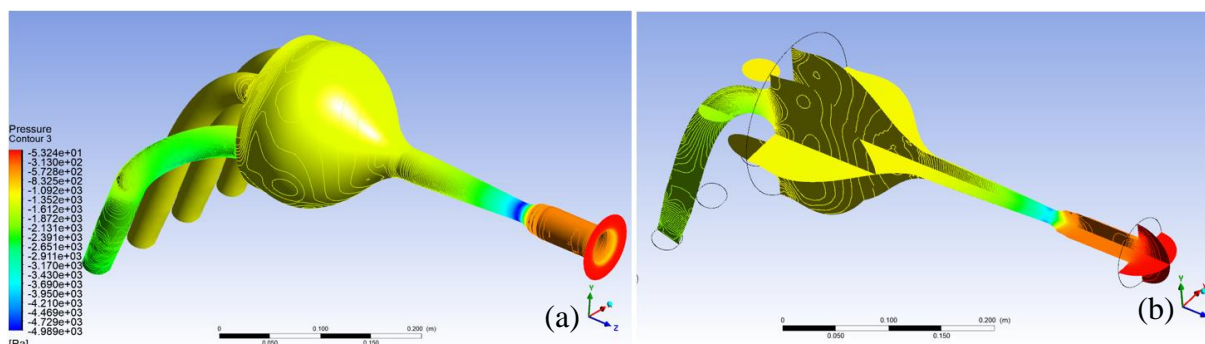
Figura 5: Linhas de corrente no interior do coletor.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como uma das funções do *plenum* é recuperar a perda de pressão causada pelo restritor, uma análise do campo de pressão no interior do volume foi conduzida. A Fig. 9 exibe o campo de pressão gerado pelo escoamento, onde a pressão mínima ocorre na estricção do tubo de Venturi, assim como a velocidade máxima. A recuperação da pressão no *plenum* também é visível e esta pressão é cerca de 3,54 kPa maior que a pressão no restritor.

Figura 6: Campo de pressão na parede e no interior do domínio.

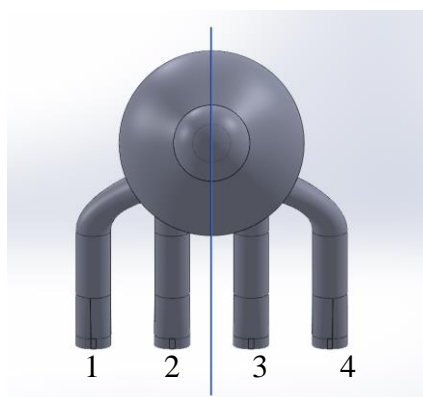


Fonte: Elaborado pelo autor.

### 6.3. Equalização dos Dutos

Para o estudo da equalização dos dutos, estes foram numerados de 1 a 4 como exibe a Fig. 10. Como se trata de uma geometria simétrica, pode-se assumir que os resultados serão os mesmos para dutos espelhados em relação ao plano de simetria (entre os dutos 2 e 3). É importante ressaltar que apesar da geometria ser simétrica, as simulações não foram realizadas utilizando a condição de simetria, uma vez que as saídas não compartilham deste recurso.

Figura 7: Numeração dos dutos primários.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tab. 3 apresenta os resultados adquiridos numericamente para uma diferença de pressão de 2491 [Pa] (10" de H<sub>2</sub>O), onde tem-se a vazão mássica ( $\dot{m}$ ), a vazão média ( $\dot{m}_{\text{méd}}$ ), a vazão volumétrica ( $\dot{V}$ ), a vazão volumétrica média ( $\dot{V}_{\text{méd}}$ ), a vazão relativa ( $\dot{m}_{\text{rel}}$ ), a vazão relativa média ( $\dot{m}_{\text{rel, méd}}$ ) e a diferença entre a vazão mássica relativa em relação a vazão média ( $Dif.$ ). Observa-se que a diferença entre os dutos 1 e 2, e por simetria, dos dutos 3 e 4, é muito pequena, indicando uma boa equalização dos dutos. Segundo Beck (2017), para fins de projeto utiliza-se uma diferença de até 5% na diferença entre a vazão medida no duto em relação a vazão mássica média. Por este motivo, é importante analisar essa diferença de forma a estabelecer se os dutos primários estão ou não equalizados. Para o caso estudado foi encontrada uma diferença de 1,3% entre as vazões mássicas individuais em relação a média, e concluiu-se que a equalização dos dutos foi atingida.

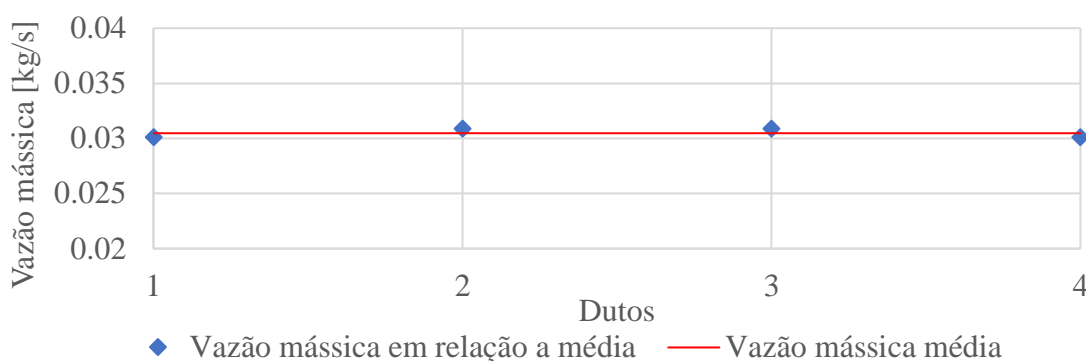
Tabela 3: Resultados da equalização dos dutos obtidos para 10” de H<sub>2</sub>O.

Duto	$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{méd}}$ [kg/s]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	$\dot{V}$ [CFM]	$\dot{m}_{\text{rel}}$ [%]	$\dot{m}_{\text{rel, méd}}$ [%]	Dif. [%]
1	0,03008	0,030475	0,02455	52,02	24,67	25	-1,3
2	0,03087		0,02520	53,40	25,33		1,3
3	0,03087		0,02520	53,40	25,33		1,3
4	0,03087		0,02455	52,02	24,67		-1,3
Total	0,12190		0,0995	210,84	100		

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Fig. 11 apresenta a flutuação dos valores da vazão mássica dos dutos do coletor de admissão em torno da vazão mássica média, onde valores acima do valor médio correspondem aos dutos de maior vazão e, por conseguinte, abaixo os de menor vazão. Quanto mais próximos todos os pontos estiverem da média, mais bem equalizado está o coletor. O gráfico deixa claro que os valores se encontram próximos a média indicando uma equalização dos dutos primários.

Figura 8: Diferença entre a vazão mássica relativa e a vazão mássica média.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados de vazão volumétrica em CFM foram comparados com um estudo experimental do escoamento de ar em coletor de admissão de Fórmula SAE para um motor 4 cilindros de 600 cm<sup>3</sup>, a fim de saber se os resultados numéricos condizem com valores tipicamente encontrados para este tipo de problema. Os resultados de Todaro e Júnior (2017) foram extrapolados utilizando uma linha de tendencia polinomial, para prever os valores que seriam obtidos á 10” de H<sub>2</sub>O. Observa-se uma diferença de 18,55% entre as vazões volumétricas médias nos dois casos. As geometrias são diferentes, assim como o presente trabalho não leva em conta a rugosidade das paredes do coletor. Outro fator que acumula erro é o fato de a análise numérica ter sido conduzida em primeira ordem, o que facilita a convergência, mas produz resultados menos exatos. O Apêndice B traz resultados obtidos de simulação de segunda ordem, e mostra a diferença entre os dois métodos e uma nova comparação com os resultados extrapolados de Todaro e Júnior (2017).



Tabela 4: Comparação de resultados.

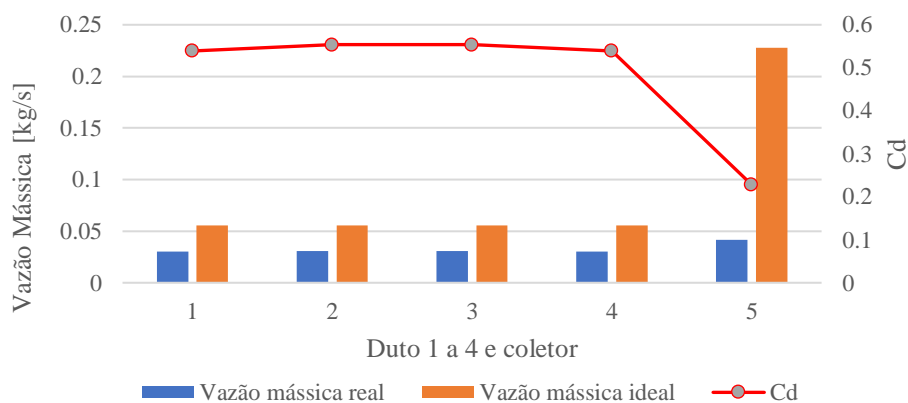
	Duto 1	Duto 2	Duto 3	Duto 4	Média
	$\dot{V}[\text{CFM}] @ 10'' \text{ de H}_2\text{O}$				
Presente trabalho	52,02	53,40	53,40	52,02	52,70
	$\dot{V}[\text{CFM}] @ 10'' \text{ de H}_2\text{O}$				
Todaro e Júnior (2017) extrapolado	65,5	65,5	65,5	62,5	64,75

Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 6.4. Coeficiente de Descarga

Como o coeficiente de descarga indica a eficiência do escoamento através do coletor, é possível usar este dado na comparação entre diversas geometrias do componente. A Fig. 12 apresenta as vazões reais e ideais tanto para os dutos (pontos 1, 2, 3 e 4 no eixo  $x$ ) quanto para o coletor como um todo (ponto 5 no eixo  $x$ ). É possível notar que os dutos 2 e 3 que possuem vazão mássica maior possuem o maior  $C_D$  com valor de 0,55, e os dutos 1 e 4, com menor vazão, um  $C_D$  de 0,53. Já o coletor como um todo tem  $C_D = 0,22$ , uma vez que sua vazão mássica através dos quatro ramais de forma simultânea não difere muito das vazões individuais, mas a vazão mássica ideal é bem mais elevada devido ao aumento da área. Os valores baixos para o coeficiente de descarga se dão devido a presença do tubo de Venturi, cuja função para esta aplicação é restringir a vazão mássica que entra no coletor. Um valor baixo  $C_D$  indica uma maior influência do restritor sobre a vazão de ar e se observa uma queda significativa conforme se aumenta a diferença entre as áreas de entrada e de saída.

Figura 12: Gráfico de vazões reais, ideais e  $C_D$ .



Fonte: Elaborado pelo autor

## 7. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos mostram que a metodologia aplicada foi eficaz para resolver o problema de escoamento de ar dentro de um coletor de admissão aplicado a veículos Fórmula SAE. O método CGI permitiu escolher uma malha cujo resultado produzido tem um erro de 1,38% em relação ao resultado obtido pela extrapolação de Richardson. A malha mais refinada teve seu erro relativo de 1%, ou seja, o resultado não compensa o aumento do custo



computacional, já a malha mais grosseira produziu um erro relativo de 4,6%, ficando acima do 2% recomendados pela literatura, por tanto foi descartada. Do ponto de vista da avaliação da equalização dos dutos, os resultados mostram uma diferença de apenas 1,3% em relação a vazão mássica média, e foi possível concluir que os dutos estão equalizados. Portanto, não é necessária nenhuma otimização no coletor para atender a este quesito. Comparando-se com resultados de um experimento similar, que obteve resultados de vazão volumétrica média de aproximadamente 64,75 CFM, tem-se uma diferença de 18,55% em relação aos resultados obtidos neste trabalho, de 52,70 CFM. Esta diferença se dá pelo fato de a equação do *momentum* ter sido resolvida em primeira ordem no CFD, de modo a reduzir os valores residuais abaixo de  $10^{-4}$  e tornar a convergência válida. Porém, o erro entre a simulação rodada em primeira ordem e em segunda foi de aproximadamente 10%, com valores próximos de 60 CFM. Por este motivo, este trabalho acaba tendo caráter mais qualitativo do que quantitativo. Os valores do coeficiente de descarga de cada duto e do coletor de admissão completo mostraram valores baixos, sendo de 0,534 para os dutos 1 e 4, de 0,553 para os dutos 2 e 3, e de 0,679 para o coletor de admissão. Estes valores são baixos devido a presença do restritor, que tem como função exatamente a de restringir a vazão mássica no coletor.

### **7.1. Sugestões para trabalhos futuros**

Para trabalhos futuros um melhor entendimento dos fenômenos que fazem com que os residuais da simulação fiquem demasiadamente altos quando o problema é resolvido em segunda ordem é necessário de maneira que o erro gerado pela solução de primeira ordem seja removido. Em termos de estudo numérico, uma análise em regime transiente que leve em conta a abertura e fechamento das válvulas, para que se possa estudar os demais efeitos acústicos e aerodinâmicos que ocorrem no interior do coletor, seria a evolução natural da análise.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANSYS-INC, Ansys Fluent. “*Ansys User’s Guide*”. Versão 12.0/12.1, 2011.
- ANSYS-INC, Ansys Fluent. “*Ansys Theory Guide*”. Versão 12.0/12.1, 2011
- ANSYS-INC, Ansys Fluent. “*Intorduction to ANSYS Fluent - Lecture 7: Turbulence Modeling*”. Versão 15, 2014
- BECK, C.; “**Análise numérica e experimental do escoamento no coletor de admissão de um motor de combustão interna**” Trabalho de conclusão de curso – Universidade do Vale dos Sinos (UNISINOS), 2017.
- BEUTHER, M.; “**Análise de escoamento em variações geométricas de um sistema de admissão de ar para fórmula SAE**” Trabalho de conclusão de curso – Universidade Federal De Santa Catarina (UFSC). Maio 2021
- BLAZEK, J.; “**Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications**”. Oxford: Elsevier Science Ltd, 2001. 440 p.
- BRUNETTI, F.; “**Motores De Combustão Interna: Volume 2**”, São Paulo, 4ª edição, 2016
- GUTIERREZ, J. E. C. “**The ahmed body’s external aerodynamics at 25°slant angle rear surface: A numerical analysis using CFD**”. ABCM 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. Online, 2020.
- INTERNATIONAL, S. **FORMULA SAE RULES 2022**. 1. ed. Warrendale, Pensilvânia, EUA: SAE International, 2022.
- FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T.; “**Introdução à Mecânica dos Fluidos.**” [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2010.
- HEYWOOD, J.B.; “**Internal Combustion Engine Fundamentals**”, 2ª edição, 2018
- RICARDO WAVE, **Wave v5.1 Basic User Manual**. Ricardo Software, 2003
- ROACHE, P. J. “**Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies**”. Journal of Fluids Engineering, Vol. 116, pp. 405-413, 1994
- SEDLACEK,F., SKOVAJSA, M. “**Optimization of an intake system using CDF numeric simulation**”, 2016
- TODARO, R.H.; JÚNIOR. J.Y.S.; “**Estudo numérico e experimental do escoamento de ar em coletor de admissão de veículo fórmula SAE**”. Artigo de iniciação científica – Instituto Mauá De Tecnologia (CEUN-IMT), 2017
- VALTER, R.P.; “**Estudo Numérico da Relevância de Parâmetros Construtivos de Lemes na Manobrabilidade de um Nautimodelo**” Trabalho de conclusão de curso) - Universidade Federal Do Rio Grande Do Sul (UFRGS). Dezembro, 2019.

## APÊNDICES

### Apêndice A

Em um estudo numérico a qualidade da malha é um fator importante para a obtenção de resultados satisfatórios. Em problemas que envolvem escoamento de fluido, é necessária uma atenção especial à região próxima da parede, a camada limite. Este apêndice traz a metodologia utilizada neste trabalho para determinar a altura do primeiro elemento da camada prismática da malha próxima a parede, tal como o número de elementos desta camada. Baseado em revisão bibliográfica sobre o estudo da camada limite, o método apresentado é válido para escoamentos internos. Abaixo, seguem os passos seguidos para este trabalho

#### 1. Cálculo do Número de Reynolds ( $Re$ )

Para o cálculo do número de Reynolds, apresentado na equação A.1, entra-se com os valores da massa específica  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>], a velocidade  $U$  [m/s], o diâmetro  $D$  [m] e a viscosidade dinâmica  $\mu$  [kg/(m.s)]. Neste trabalho a velocidade  $U$ , é a velocidade isentrópica  $v_{is}$ , calculada pela equação (2.11). O diâmetro onde estima-se haver a maior velocidade no sistema, neste caso, a estricção do tubo de Venturi, em casos de geometrias não redondas o diâmetro hidráulico deve ser usado. A Tab. A.1 mostra os valores de cada dado de entrada e o valor calculado de  $Re$ . Para escoamentos internos valores de  $Re > 2300$ , representam escoamento turbulento. O valor obtido de  $8,9 \times 10^4$  mostra que é necessário utilizar um modelo de turbulência na simulação.

$$Re_D = \rho v_{is} D / \mu \quad (A.1)$$

Tabela A.1: Dados de entrada para cálculo no numero de Reynolds e resultado.

Dado de entrada	Valor
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,225
$v_{is}$ [m/s]	65
$D$ [m]	0,02
$\mu$	$1,7894 \times 10^{-5}$
$Re_D$	$8,9 \times 10^4$

Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 2. Cálculo do coeficiente de fricção superficial, tensão cisalhante na parede e velocidade de cisalhamento

A partir do valor de  $Re$ , calculam-se os valores do coeficiente de fricção da superfície local baseado no diâmetro,  $C_f$  [adimensional], a tensão de cisalhamento na parede,  $\tau_w$  [kg/(m.s<sup>2</sup>)] e a velocidade  $U_\tau$  [m/s], através das equações (A.2), (A.3) e (A.4). A Tab. A.2 traz os resultados obtidos para cada um destes parâmetros

$$C_{f,x} = 0,079 Re_D^{-0,25} \quad (A.2)$$

$$\tau_w = 0,5 C_f U_\infty^2 \quad (A.3)$$

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (\text{A.4})$$

Tabela A.2: Parâmetros calculados a partir do número de Reynolds.

Parâmetro	Valor
$C_{f,x}$ [adimensional]	$4,57 \times 10^{-4}$
$\tau_w$ [kg/m.s <sup>2</sup> ]	11,8
$U_\tau$ [m/s]	3,11

Fonte: Elaborado pelo autor.

### 3. Cálculo da altura do primeiro elemento sobre a parede e da camada limite

O valor da distância adimensional da parede ( $y^+$ ) selecionado para o trabalho foi de 35. Com o valor de  $y$  e os demais parâmetros calculados, a altura da primeira camada sobre a parede,  $y$  [m], é dada pela equação (A.5) e foi de  $1,64 \times 10^{-4}$  [m]. A altura da camada limite do escoamento, foi determinada pela equação (A.6) foi de 3,61 [mm]

$$y = y^+ \mu / U_\tau \rho \quad (\text{A.5})$$

$$\delta(x) \approx 0,037 / Re_D^{1/5} \quad (\text{A.6})$$

### 4. Cálculo do número elementos da camada limite.

O último passo é determinar a quantidade de camadas necessária ( $n$ ) para a discretização da camada limite. Este valor é obtido pela equação (A.7) e além dos parâmetros calculados em passos anteriores, depende também da razão de crescimento ( $q$ ) do inflation, que é setado pelo usuário no programa onde a malha está sendo feita. Para este trabalho foi usado  $q = 1,2$ , que é o valor padrão no ANSYS Fluent. Como resultado se obteve o valor de 9,25 camadas, que ao construir a malha foi arredondado para 10.

$$n = \left\lceil \frac{\log \frac{\delta(q-1)}{y} + 1}{\log q} \right\rceil \quad (\text{A.7})$$

Com este passo, todos os parâmetros necessários para a construção de uma malha que irá conseguir representar de forma correta a camada limite foram obtidos.

## Apêndice B

Segundo ANSYS (2009), quando o escoamento não está alinhado com os elementos da malha, que é caso para elementos triangulares e tetraédricos, a discretização de primeira ordem, como a utilizada neste trabalho, pode convergir com mais facilidade, porém leva a um erro numérico (difusão numérica) maior. É aconselhado a não julgar apenas os residuais como parâmetro de convergência, mas também o parâmetro de interesse do usuário, tal como

coeficiente de arrasto ou transferência de calor, por exemplo. Tendo em vista que este trabalho tem cunho acadêmico valores residuais maiores que  $10^{-4}$  foram julgados como insuficientes, valores menores que este só foram atingidos com uma discretização de primeira ordem. Além do monitoramento dos valores residuais, foi feito o monitoramento da variável de interesse para este trabalho, a vazão mássica ( $\dot{m}$ ) na saída do duto 1. A Tab. A.3, mostra os critérios de convergência utilizados, a ordem de grandeza dos residuais e os resultados obtidos para a vazão mássica nas discretizações de primeira e de segunda ordem. Observa-se que os valores residuais da simulação conduzida em segunda ordem não atingiram os critérios de convergência estabelecidos, porém o critério de convergência para a vazão mássica foi alcançado em ambos os casos, e o erro entre as vazões mássicas é de 9,5%.

Tabela A.3: Comparação entre os resultados das discretizações de 1ª e de 2ª ordem.

	<b>1ª ordem</b>	<b>2ª ordem</b>
Critério de convergência dos residuais	$10^{-4}$	$10^{-4}$
Intervalo dos residuais	$10^{-5} < x < 10^{-4}$	$10^{-4} < x < 10^{-3}$
Critério de convergência da vazão mássica	$10^{-5}$	$10^{-5}$
Intervalo de convergência da vazão mássica	$x < 10^{-5}$	$x < 10^{-5}$
Vazão mássica no duto 1 [kg/s]	0,03008	0,03327
Vazão volumétrica no duto 1 [CFM]	52,02	57,55
Diferença [%]	9,5	

A Tab. A.4 apresenta uma nova comparação com o a vazão volumétrica média em CFM obtida através da extrapolação dos resultados de Todaro e Júnior (2017) para 10" de H<sub>2</sub>O e o resultado obtido para o caso deste trabalho com discretização de segunda ordem do *momentum*. Nota-se que a diferença dos valores diminui de 18,5% para 11% e os resultados numéricos se aproximam dos resultados experimentais. Para um caso industrial, os valores obtidos seriam aceitos mesmo com o valor elevado dos valores residuais.

Tabela A.4: Nova comparação com o resultado (extrapolado) de Todaro e Júnior (2017)

	$\dot{V}$ [CFM]
Este Trabalho [2ª ordem]	57,55
Todaro e Júnior (2017) [Extrapolado]	64,75
Diferença [%]	11