

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

PROJETO DE UM COLETOR DE ADMISSÃO  
PARA UM MOTOR DE CICLO OTTO E COMPARAÇÃO COM O MODELO  
COMERCIAL POR SIMULAÇÃO DE ESCOAMENTO INCOMPRESSÍVEL  
UTILIZANDO ANSYS FLUENT

por

Henrique de Souza Matje

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, dezembro de 2024

## DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

### CIP - Catalogação na Publicação

Matje, Henrique de Souza  
PROJETO DE UM COLETOR DE ADMISSÃO PARA UM MOTOR DE  
CICLO OTTO E COMPARAÇÃO COM O MODELO COMERCIAL POR  
SIMULAÇÃO DE ESCOAMENTO INCOMPRESSÍVEL UTILIZANDO  
ANSYS FLUENT / Henrique de Souza Matje. -- 2025.  
15 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, 2025.

1. Coletor de admissão. 2. Efeito RAM. 3. CFD. 4.  
Bancada de vazão. 5. Ansys Fluent. 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).

Henrique de Souza Matje

PROJETO DE UM COLETOR DE ADMISSÃO  
PARA UM MOTOR DE CICLO OTTO E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL  
COMPARADA COM O MODELO COMERCIAL

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. Ignacio Iturrioz  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte.

Orientador: Prof. Alexandre Vagtinski de Paula.

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Bardo Ernst Josef Bodmann

Prof. Dr. Darci Barnech Campani

Prof. Dr. Guilherme Henrique Fiorot

Porto Alegre, dezembro de 2024

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao meu irmão, Alexandre Matje

## AGRADECIMENTOS

Ao Professor orientador Alexandre V. de Paula, por ter me orientado neste trabalho.  
Aos meus pais, Neusa Matje e Carlos Matje por serem minhas inspirações e sempre terem me apoiado emocional e financeiramente.  
Agradeço à minha namorada Márcia Leite pelo exemplo de dedicação e garra, a qual me motivou durante este período de formação.  
Agradeço também pelo ilimitado apoio técnico aos dedicados amigos da *Garage 364*.

Matje, Henrique de Souza. **Projeto de um coletor de admissão para um motor de ciclo Otto e simulação computacional comparada com o modelo comercial**. 2024. 15. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2024.

## RESUMO

O coletor de admissão é o responsável pelo transporte de ar e combustível para dentro de um motor. Um projeto aprimorado pode resultar em ganhos significativos de potência com o aumento direto da eficiência volumétrica do motor. Componentes mecânicos para performance são amplamente projetados e testados em laboratório utilizando-se bancadas de vazão, conhecidas popularmente como bancadas de fluxo, com o intuito de comparar os resultados com componentes originais do motor. Este trabalho apresenta o projeto de um coletor de admissão que teve o dimensionamento dos condutos projetado com foco em aproveitar os fenômenos físicos de pulsos de pressão para amplificar a eficiência volumétrica do motor. A validação do aumento de eficiência foi obtida através da comparação da vazão volumétrica do coletor projetado e do coletor original através de ferramenta CFD com condições de contorno iguais às aplicadas em bancadas de fluxo. Os resultados da vazão volumétrica apresentaram um ganho de 224% em relação ao coletor original e o erro associado à discretização do domínio foi examinado pela técnica do índice de convergência de malha (GCI).

**PALAVRAS-CHAVE:** Coletor de admissão, Efeito RAM, CFD, Bancada de fluxo.

Matje, Henrique de Souza. **Design of an intake manifold for an Otto cycle engine and computer simulation compared with the commercial model.** 2024. 15. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2024.

#### *ABSTRACT*

*The intake manifold is responsible for transporting air and fuel into an engine. An improved design can result in power gains by directly increasing the engine's volumetric efficiency. Mechanical components for performance are extremely designed and tested in the laboratory using flow benches, in order to compare the results with original engine components. This work presents the design of an intake manifold whose conductors were designed with a focus on taking advantage of the physical characteristics of pressure pulses to amplify the volumetric efficiency of the engine. Validation of the increase in efficiency was obtained by comparing the volumetric flow of the designed collector and the original collector using the CFD tool with boundary conditions equal to those applied in flow benches. The volumetric flow results showed a gain of 224% in relation to the original collector and the error associated with the discretization of the domain was examined using the grid convergence index (GCI).*

*KEYWORDS: Intake manifold, Ram-air intake, CFD, Flow benches*

## NOMENCLATURA

Símbolos	Significado	Unidades
$a$	Velocidade do som	[m s <sup>-1</sup> ]
$A_c$	Área da seção do duto	[m <sup>2</sup> ]
$A_e$	Área do êmbolo	[m <sup>2</sup> ]
$d$	Diâmetro do duto	[m]
$g$	Aceleração da gravidade	[m s <sup>-2</sup> ]
$l$	Comprimento do duto	[m]
$m_e$	Vazão mássica de ar externo	[kg]
$N$	Rotações do motor	[RPM]
$n$	Camadas de <i>inflation</i>	
$P$	Fator de convergência real	
$p$	Pressão	[Pa]
$q$	Razão de crescimento	
$R$	Raio de curvatura do bocal	[m]
$r$	Fator de refinamento	
$t$	Tempo	[s]

$U$	Velocidade do êmbolo	$[\text{m s}^{-1}]$
$V_{eff}$	Volume efetivo do motor	$[\text{m}^3]$
$V$	Cilindrada do motor	$[\text{cm}^3]$
$V_c$	Volume do cilindro	$[\text{m}^3]$
$y$	Altura da primeira camada	$[\text{m}]$

*Símbolos gregos*

$\rho_e$	Massa específica do ar	$[\text{kg m}^{-3}]$
$\rho$	Massa específica	$[\text{kg m}^{-3}]$
$\varepsilon$	Erro relativo	
$\delta$	Altura da camada limite	$[\text{m}]$
$\phi$	Variável de interesse	
$\eta_v$	Eficiência volumétrica	



## SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	1
1.1.	Motivação.....	1
1.2.	Justificativa.....	1
1.3.	Revisão bibliográfica.....	1
1.4.	Objetivos.....	3
1.4.1.	Objetivo geral.....	3
1.4.2.	Objetivos específicos.....	3
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	3
2.1.	Área da seção transversal.....	3
2.2.	Comprimento do duto de admissão.....	4
2.3.	Diâmetro do bocal.....	4
2.4.	Mecânica dos fluidos computacional.....	4
2.5.	Malha.....	5
3.	METODOLOGIA.....	6
3.1.	Dimensionamento.....	6
3.2.	Desenho.....	7
3.3.	Simulação computacional.....	9
3.4.	Geometrias para simulação.....	10
3.5.	Malha.....	10
3.6.	Refinamento da malha.....	11
4.	RESULTADOS.....	11
4.1.	Vazão volumétrica.....	11
4.2.	Convergência da malha.....	12
5.	CONCLUSÕES.....	15
5.1.	Sugestões para trabalhos futuros.....	15
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	16
7.	APÊNDICE A.....	17

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Motivação

Motores alternativos de combustão interna são largamente utilizados em aplicações esportivas, sejam elas na terra ou na água, sendo que a busca pelo aumento de eficiência do motor e conseqüentemente o aumento de potência é o principal objetivo do estudo e desenvolvimento dos motores para esta aplicação. O coletor de admissão, responsável pelo direcionamento do ar para dentro da câmara de combustão, está diretamente ligado à eficiência volumétrica desta máquina e, se corretamente projetado, pode majorar os ganhos com a aplicação de princípios acústicos e fluidodinâmicos. A eficiência volumétrica de um motor pode ser aumentada se o coletor de admissão for configurado para aperfeiçoar os pulsos de pressão no sistema de admissão, ou seja, para certas rotações ou faixa de rotação do motor, o ponto de maior pressão dentro do coletor de admissão se situará próximo às válvulas de admissão, garantindo assim maior suprimento de ar nos cilindros (BRUNETTI, 2012).

## 1.2 Justificativa

Componentes mecânicos para motores são amplamente projetados e fabricados visando a um ganho de potência para aplicações esportivas, sendo restritos às especificidades de construção únicas de cada motor. O projeto de um coletor de admissão engloba uma gama de restrições e objetivos que devem ser satisfeitos, desde limitações geométricas até o valor alvo da velocidade do fluido no interior do duto. Critérios importantes de projeto são: baixa resistência ao escoamento de ar (perda de carga); adequada distribuição de ar e combustível entre os cilindros; comprimento dos dutos e ramificações que aproveitem os efeitos de pressão resultantes do golpe de aríete (HEYWOOD, 1988). O resultado principal buscado no projeto de um coletor de admissão é o de aumentar a eficiência volumétrica do motor aumentando a vazão mássica de ar no coletor de admissão com a modulação da velocidade de escoamento no interior do duto e a sintonização dos pulsos de pressão resultantes do golpe de aríete no fechamento da válvula de admissão, porém sem prejudicar o escoamento com velocidades elevadas ou quedas de pressão. Reduções drásticas nas seções transversais dos dutos significam certamente aumentar a intensidade das ondas primárias produzidas pelo golpe de aríete, mas aquelas que regressam são muito amortecidas pela fricção e dissipação, ou seja, em vez de ganhar em termos de eficiência volumétrica, perde-se (PIGNORE, 2010). Todos os problemas envolvendo o projeto de um coletor de admissão necessitam de conhecimentos relacionados à área de fenômenos de transporte para serem solucionados.

## 1.3 Revisão Bibliográfica

Giacosa (1953) experimentou diferentes velocidades nos dutos de admissão a fim de obter valores que resultam em um melhor rendimento volumétrico, também conhecido popularmente como enchimento de ar nos cilindros, obtendo o valor ideal para o escoamento de ar na admissão próximo de 45 m/s.

Heywood (1988) realizou um estudo sobre a ressonância das ondas no interior do duto de admissão e chegou à conclusão de que os fenômenos físicos observados se comportam de maneira semelhante ao comportamento ressonante de um tubo de órgãos, portanto um coletor de admissão composto por seus dutos e câmara de *plenum* pode ser matematicamente descrito como um ressonador de Helmholtz.

Heisler (1995) comenta que velocidades média do escoamento de ar nos dutos de admissão inferiores à 14 m/s não são suficientes para manter gotículas de combustível suspensas ao escoamento de ar, que acabam caindo para as paredes do duto. Entretanto, velocidades média superiores a 75 m/s apresentam significativa perda de carga e consequente diminuição da eficiência volumétrica.

Brunetti (2012) define a eficiência volumétrica como sendo a relação entre a massa de mistura nova que entra para o cilindro durante o tempo de admissão e a massa equivalente ao volume total de deslocamento do êmbolo com a massa específica da atmosfera.

$$\eta_v = \frac{2m_e}{\rho_e V N} \quad (1.1)$$

em que  $\eta_v$  é a eficiência volumétrica,  $m_e$  é a vazão mássica de ar externo admitida,  $\rho_e$  é a densidade da mistura que escoar no interior do coletor de admissão,  $V$  é a cilindrada total do motor e  $N$  é a rotação do motor. A Fig. 1 ilustra esquematicamente o sistema de admissão, interior da câmara de combustão e sistema de escape, caminho que o fluido percorre durante um ciclo de trabalho de um motor de ciclo Otto.

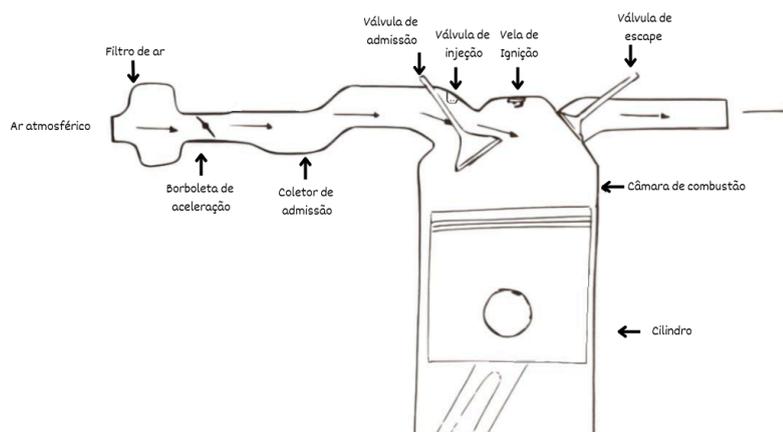


Figura 1: Desenho esquemático do sistema de admissão de um motor de ciclo Otto (fonte: Autor)

Porcher (2022) realizou uma análise numérica de um coletor desenvolvido para um protótipo monoposto de fórmula SAE equipado com um motor 4 cilindros em linha de 600 cm<sup>3</sup> a fim de estudar a equalização dos dutos através da análise da vazão mássica em cada ramal do coletor e o cálculo do coeficiente de descarga. O modelo de turbulência aplicado foi o  $k - \omega$  SST, sendo que o resultado obtido foi próximo aos encontrados em coletores de aplicação semelhante medidos em bancadas de vazão.

## 1.4 Objetivos

### 1.4.1 Objetivo geral

O objetivo geral do presente trabalho consiste no projeto de um coletor de admissão para um motor de ciclo Otto de 4 cilindros contrapostos estilo *boxer* arrefecido a ar com o intuito de aumentar a vazão de ar comparado com o modelo de admissão comercial original do motor. A inferência do aumento de vazão será realizada com o uso de ferramenta de dinâmica dos fluidos computacional (em inglês CFD, de *Computational Fluid Dynamics*) onde os dois modelos serão comparados (chamados de original e projetado) para avaliar a vazão mássica e equalização dos dutos de admissão.

### 1.4.2 Objetivos específicos

Para cumprir o objetivo geral do trabalho foram traçados os seguintes objetivos específicos:

- a) Determinar as condições de contorno para o dimensionamento dos dutos;
- b) Calcular o diâmetro e o comprimento dos dutos;
- c) Ajustar as dimensões encontradas analiticamente para a disponibilidade comercial;
- d) Desenho assistido por computador do coletor projetado;
- e) Desenho assistido por computador do coletor comercial;
- f) Construir a malha computacional;
- g) Validação do modelo computacional com a aplicação da técnica GCI;
- h) Analisar a vazão mássica em cada duto individualmente;
- i) Analisar os resultados de vazão mássica entre os dois modelos de coletores;

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 Área da seção transversal

O dimensionamento do coletor de admissão iniciou-se com a determinação da área da seção transversal do duto, a qual influencia diretamente na velocidade de escoamento do fluido. De acordo com Pignore (2010). A área da seção transversal do duto de admissão é equacionada em razão da área do êmbolo, velocidade média do êmbolo e volume do cilindro, na forma:

$$A_c = \frac{U A_e}{V_c} \quad (2.1)$$

em que a área da seção do duto é representada por  $A_c$  a velocidade média do êmbolo por  $U$ , a área do êmbolo por  $A_e$  e o volume do cilindro por  $V_c$ .

## 2.2 Comprimento do duto de admissão

A partir do resultado encontrado para a área da seção, o comprimento dos dutos é calculado para que as ondas de pressão resultadas do golpe de aríete estejam em ressonância com o pulso de pressão do motor ou seja, sejam equalizadas com a abertura da válvula de admissão do próximo ciclo de trabalho. Heywood (1988) indica que para um cilindro alimentado por um único duto de admissão, o comprimento do duto pode ser aproximado pela teoria do ressonador de Helmholtz, na forma:

$$N = \frac{955}{2} a \sqrt{\frac{Ac}{l_{eff}}} \quad (2.2)$$

em que a rotação do motor é representada por  $N$ , a velocidade de propagação do som no meio por  $a$ , comprimento total do duto por  $l$  e o volume efetivo do motor por  $V_{eff}$ .

## 2.3 Diâmetro do bocal

A geometria da extremidade do duto de admissão aberto para a atmosfera, responsável por iniciar a condução do ar admitido pelo motor deve direcionar o fluxo com o mínimo de perdas possível. Fox *et al.* (2010) indicam que para um bocal arredondado, o menor coeficiente de perda é atingido quando:

$$\frac{R}{d} \geq 0,15 \quad (2.3)$$

em que o diâmetro do duto é representado por  $d$  e o raio de curvatura do bocal é representado por  $R$ .

## 2.4 Mecânica dos fluidos computacional

A caracterização do comportamento geral do escoamento de um fluido pode ser realizada através de equações diferenciais em volumes de controle infinitesimais distribuídos no domínio geométrico do componente. Segundo Fox *et al.* (2010), as equações do movimento para um fluido Newtoniano são chamadas de equações de Navier-Stokes. Para aplicação ao escoamento incompressível e com viscosidade constante, estas equações são apresentadas em coordenadas cartesianas na forma:

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i v_j)}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.4)$$

A equação da conservação de massa é escrita como:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \left[ \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (2.5)$$

em que a massa específica é dada 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  $ij$ .

Segundo Porcher (2022), a resolução das equações de Navier-Stokes simplificadas é obtida com o uso do modelo simplificado das médias de Reynolds, ou RANS, *Reynolds-averaged Navier-Stokes*. O modelo apresenta uma solução através dos valores médios das propriedades do escoamento e uma flutuação devido à turbulência. Entre os modelos de turbulência existentes para a aplicação em escoamento interno de um coletor de admissão, o modelo  $k-\omega$  SST mostrou-se o mais adequado para este problema após uma

consulta bibliográfica. O modelo em questão combina o modelo  $k-\omega$  atuante na subcamada viscosa com o modelo  $k-\varepsilon$  que atua na região do escoamento livre.

As equações do *momentum*, da taxa de dissipação específica e da energia cinética turbulenta são resolvidas em primeira ordem, e o acoplamento de pressão-velocidade é feito através do algoritmo SIMPLE.

## 2.5 Malha

A discretização das geometrias analisadas pode ser através da criação de volumes finitos, sendo que conjunto composto por todos os elementos que representam o volume estudado é denominado de malha. O refinamento da malha tem impacto direto na qualidade do resultado e no custo computacional dos cálculos. Assim, uma malha muito grosseira pode gerar instabilidade nos resultados calculados, enquanto uma malha demasiadamente refinada eleva os custos computacionais.

A região próxima à parede requer uma atenção maior pelo fato de haver gradientes de velocidade elevados. Sendo assim, os elementos nesta região recebem um tratamento denominado *inflation*, que consiste em elementos mais refinados que crescem com uma taxa determinada para melhor descrever os fenômenos que ocorrem na zona abaixo da camada limite. O número de camadas que recebem tal tratamento é calculado em função do valor de  $y^+$  pela equação:

$$n = \left[ \frac{\log \frac{\delta(q-1)}{y} + 1}{\log q} \right] \quad (2.6)$$

em que  $n$  é o número de camadas,  $q$  é a razão de crescimento,  $y$  é a altura da primeira camada sobre a parede e  $\delta$  é a altura da camada limite.

Para analisar o desvio dos resultados referentes ao refinamento da malha das simulações dos coletores, tanto no projetado quanto no coletor comercial, foi utilizado o índice de convergência de malha (em inglês GCI, de *Grid Convergence Index*), proposto por Roache (1994), onde é realizada uma estimativa do desvio percentual entre o resultado calculado e o valor assintótico, que seria obtido com uma malha com resolução zero. A equação para o cálculo do GCI pode ser representada por:

$$GCI_{12} = \frac{1,25|\varepsilon_{12}|}{(r^P - 1)} \quad (2.7)$$

onde  $r$  é o fator de refinamento de malha, utilizado  $r=1,5$  e  $\varepsilon_{12}$  é o erro relativo, descrito por:

$$\varepsilon_{12} = \frac{\phi_2 - \phi_1}{\phi_1} \quad (2.8)$$

O resultado obtido da variável de interesse, neste caso a vazão mássica, é representado por  $\phi$ , e o fator de convergência real representado por  $P$ , em que:

$$P = \frac{\ln \left| \frac{\phi_3 - \phi_2}{\phi_2 - \phi_1} \right|}{\ln r} \quad (2.9)$$

A verificação da convergência da solução para a faixa assintótica deve apresentar um valor para  $\chi$  próximo de 1, para  $\chi$  descrito por:

$$\chi = \frac{GCI_{23}}{r^p GCI_{12}} \quad (2.10)$$

### 3. METODOLOGIA

#### 3.1 Dimensionamento

O dimensionamento do coletor de admissão teve como principal objetivo o ganho de vazão mássica ao motor. O aumento da vazão mássica é obtido com a redução das perdas localizadas, mas também com o ajuste da velocidade média de escoamento do fluido para valores próximos à 45 m/s com o dimensionamento da área da seção pela equação 2.1 combinado com a rotação do motor correspondente ao máximo torque. Tal valor de velocidade do fluido foi determinado com o dimensionamento analítico da área da seção transversal do duto de admissão aproximada ao diâmetro da borboleta de aceleração disponível comercialmente de 36 mm de diâmetro. Outro fator que atua no aumento da vazão mássica é a combinação dos picos de pressão no interior do coletor, com a abertura da válvula de admissão, auxiliando na aspiração de mistura ar/combustível para o interior do cilindro, conhecido como efeito *RAM*. Este fenômeno é atingido quando o comprimento total do duto de admissão é igual à distância percorrida pela onda de pressão para encontrar a atmosfera e retornar para o motor no tempo entre dois ciclos de admissão consecutivos. Assim o pulso de pressão negativa encontra a válvula de admissão aberta e este é somado ao pulso negativo criado pelo deslocamento do êmbolo e induz um volume maior de ar para dentro do motor. O comprimento de 490 mm obtido analiticamente pela equação 2.2 é dimensionado para obtenção do efeito *RAM* junto à rotação de máxima potência do motor. O motor em questão, para o qual o coletor de admissão é projetado, é um motor de ciclo Otto arrefecido à ar, de 4 cilindros contrapostos horizontalmente e 1678 cilindradas (1678 cm<sup>3</sup>) com injeção eletrônica. A Fig. 2 informa as características técnicas do motor utilizado para projetar o coletor de admissão.

TECHNICAL CHARACTERISTICS	
<b>Engine</b>	
Type	internal combustion, 4 cylinders. 4-stroke, flat, rear-mounted
Cylinders	
Disposition	horizontally-opposed, two by two
Bore	85,5 mm/88 mm
Piston stroke	69,0 mm
Capacity	1.584 cc/1.678 cc
Compression ratio	7.2:1/7.5:1
Valves	in cylinder head
Valve gaps	0.10/0.15 mm inlet   adjusted when 0.10/0.15 mm exhaust   engine is cold
Maximum power	54 hp at 4.200 rpm (DIN) 65 hp at 4.800 rpm 65 hp at 4.600 rpm (SAE) 75 hp at 5.000 rpm
Maximum torque	11kpm at 2.600 rpm (DIN) 12,1 kpm at 3.000 rpm 12 kpm at 3.000 rpm (SAE) 13.0 kpm at 3.400 rpm
Lubrication	pressure, with pump and oil-cooler
Sump capacity	2,4 litres of oil
Petrol feed	mechanical petrol pump
Carburettor	2, Solex type, with downdraught jets. 32/34 PDSIT with acceleration pump
Cooling	air, by means of a fan
Battery	12 volts, 42 Ah
Starter motor	electric, 12 volts, 0,8 hp
Alternator	with regulator, 14 volts, 35 amps maximum

Figura 2 : Características técnicas do motor. (fonte: Manual do proprietário VW SP2, 1974)

### 3.2 Desenho

Os desenhos dos coletores de admissão foram elaborados com a assistência de um software de CAD 3D, a ferramenta de desenho utilizada foi o *Solid Edge 2024 versão estudante*. Para o desenho do coletor projetado, além das dimensões de diâmetro e comprimento do duto, outros requisitos do projeto foram seguidos, como a simetria entre os dutos para garantir a equalização da vazão mássica entre eles e limitações geométricas impostas pelo compartimento do motor.



Figura 3: Espaço livre no compartimento do motor. (fonte: Autor)

Os dutos de admissão foram desenhados independentes entre si para que os pulsos de pressão provenientes de um cilindro não interfiram na ressonância dos pulsos do cilindro subsequente na ordem de admissão. Portanto, cada cilindro possui seu duto de admissão individual com borboleta de aceleração exclusiva e sede para a válvula de injeção próxima às costas da válvula de admissão, este último detalhe é importante para uma melhor mistura de combustível com o ar e evita condensação de combustível nas paredes do duto. Para respeitar as limitações geométricas do compartimento do motor e cumprir com o valor de comprimento dos dutos, houve a necessidade de curvar os dutos. Todos os dutos são simétricos para garantir as mesmas perdas de carga localizadas entre eles e assegurar a equalização da vazão mássica para cada cilindro. A Fig. 4 ilustra o desenho conceitual do coletor de admissão projetado.

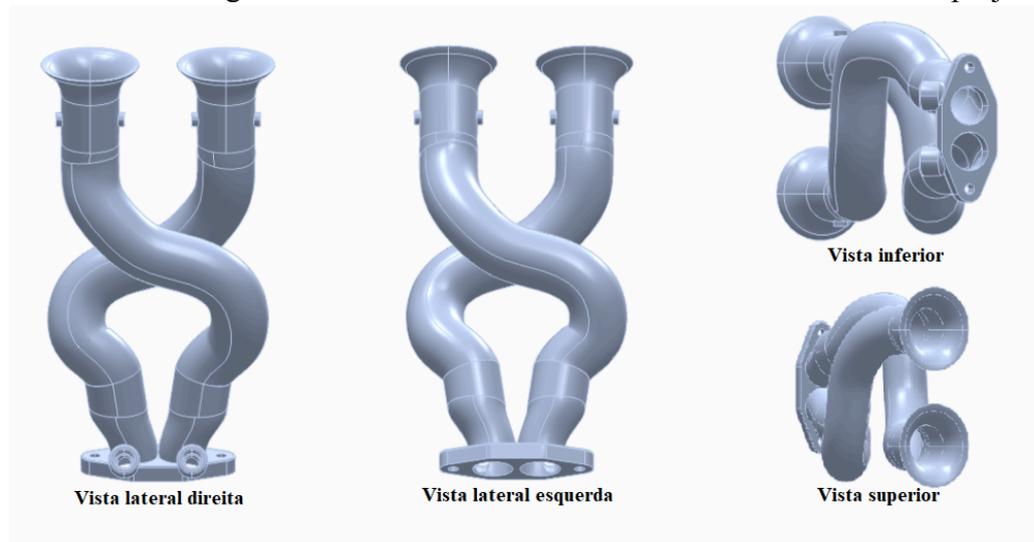


Figura 4: Modelo 3D conceito do coletor projetado.(fonte: Autor)

Para a criação do desenho 3D do coletor comercial, foram realizadas medidas do componente existente e fotos de projeções diédricas da peça para construir um modelo próximo ao existente com a finalidade de utilizar o sólido para a simulação computacional. A Fig. 5 ilustra a localização do coletor de admissão na montagem geral do motor e algumas limitações geométricas com o próprio motor. Observa-se a diferença no raio de curvatura entre os dois dutos de admissão montados na lateral esquerda do motor, o que resulta em uma diferença de perda de carga entre os dutos.



Figura 5: Coletor comercial parcialmente montado no motor. (fonte: Autor)

Detalhes de fixação, flanges de encaixes entre componentes desmontáveis e suporte de sensores foram ignorados para simplificar o modelo. Apenas a geometria e comprimento dos dutos de admissão foram desenhados fielmente, conforme ilustra a Fig. 6.

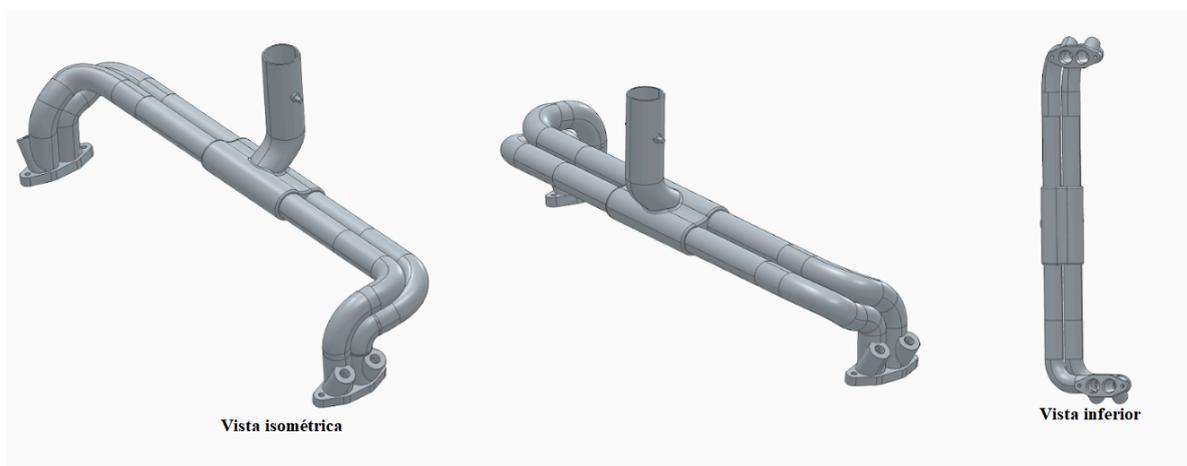


Figura 6: Modelo 3D do coletor comercial.(Autor)

### 3.3 Simulação computacional

O software utilizado para as simulações computacionais de mecânica dos fluidos foi o *Ansys Fluent 2024 Student Version*. Vale ressaltar que a versão estudante deste software possui limitações, dentre elas o número máximo de elementos que podem ser gerados para discretização do problema, com uma limitação é de 512000 nós, que para esta aplicação se mostrou suficiente.

Dentre os modelos de turbulência, o modelo  $k-\omega$  SST mostrou-se o mais adequado para este problema após uma consulta bibliográfica em estudos envolvendo coletores de admissão para motores alternativos. O modelo em questão combina o modelo  $k-\omega$ , atuante na subcamada viscosa, com o modelo  $k-\varepsilon$  que atua na região do escoamento livre. As equações do *momentum*, da taxa de dissipação específica e da energia cinética turbulenta foram resolvidas em primeira ordem e o acoplamento de pressão-velocidade foi feito através do algoritmo SIMPLE.

Para as hipóteses adotadas nas condições de contorno foram utilizados parâmetros aplicados em bancadas de vazão, as quais são dispositivos de medição largamente utilizados para comparação de vazão volumétrica em componentes mecânicos de alimentação para motores de combustão interna. A leitura dos valores nestas medições é feita pelo sistema imperial, com pressões dadas em polegadas de coluna d'água e a vazão volumétrica em pés cúbicos por minuto (em inglês CFM, de *Cubic Feet per Minute*). Segundo Beck (2017), o valor utilizado em bancadas de vazão, onde a pressão na entrada é estabelecida pela sucção gerada pela própria bancada, é do valor de 10" de  $H_2O$ .

Foram desconsideradas as forças de corpo devido à gravidade. O fluido foi considerado como incompressível, com massa específica e viscosidade dinâmica constantes e regime permanente. Os valores foram convertidos e utilizados no sistema métrico. As condições de contorno utilizadas nas simulações numéricas são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1: Condições de contorno utilizadas nas simulações numéricas

Hipóteses	Valor atribuído
Tipo de Regime	Permanente
Tipo de escoamento	Incompressível
Forças de corpo	Desconsideradas
Número de Reynolds	$25,74 \times 10^4$
Condições de Contorno	1ª ordem
Condição de contorno na entrada	<i>pressure-inlet</i>
Pressão na entrada [Pa]	0
Condição de contorno na saída	<i>pressure-outlet</i>
Pressão na saída [Pa]	-2491
Pressão atmosférica [Pa]	101325
Parâmetros do Fluido	Padrão Fluent
Fluido	Ar
Temperatura do fluido [°C]	15
Massa específica [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	1,225
Viscosidade dinâmica [ $\text{Kg}/(\text{m}^*\text{s})$ ]	$1,7894 \times 10^{-5}$
Modelo de turbulência	$k-\omega$ SST

### 3.4 Geometrias para simulação

Para as simulações do coletor projetado e do coletor comercial, foram confeccionadas geometrias de corpo interno dos modelos 3D desenhados. As geometrias de corpo interno correspondem ao volume “vazio” do interior dos componentes. Estas geometrias correspondem ao volume de fluido a ser analisado. As superfícies do corpo são caracterizadas como superfície de entrada, saída e parede, sendo que esta última recebe a condição de velocidade de escoamento nula para atender à condição de não deslizamento do fluido com a parede interna do coletor. Uma semi-esfera foi adicionada à superfície de entrada para discretizar a porção de ar correspondente à atmosfera. Porcher (2022), utilizou uma semi-esfera com diâmetro duas vezes maior que o diâmetro do duto de admissão em suas simulações, onde é aplicada a condição de contorno de pressão de entrada. Para reduzir o custo computacional, o coletor projetado foi analisado com apenas um único duto, visto que por ser simétrico, o resultado é o mesmo para os demais dutos. A Fig. 7a ilustra a geometria do coletor projetado, e a geometria do coletor comercial é apresentada na Fig. 7b.

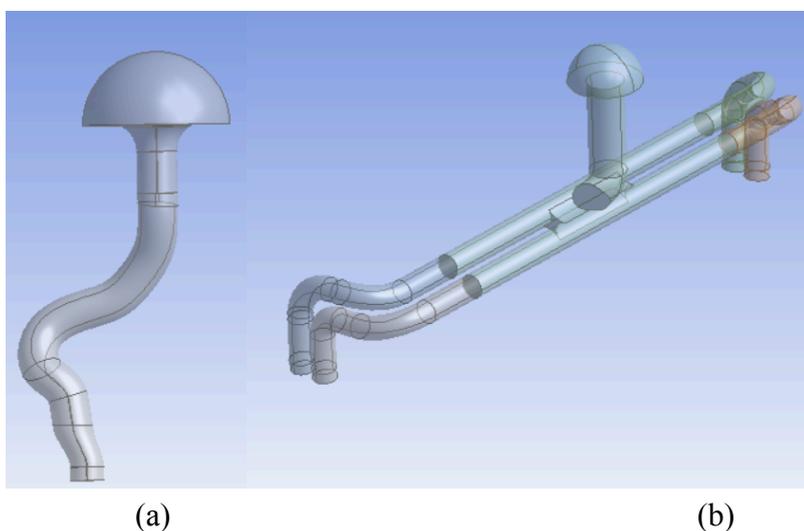


Figura 7: Geometrias para simulação.(fonte: Autor.)

### 3.5 Malha

A discretização das geometrias foi realizada com a criação de volumes finitos, o conjunto composto por todos os elementos forma a malha que é utilizada para os cálculos de simulação. A malha foi gerada automaticamente pelo *software* com a entrada de alguns parâmetros iniciais para a definição da resolução da mesma. A região próxima à parede requer uma atenção maior pelo fato de haver gradientes de velocidade elevados. Assim, os elementos nesta região recebem um tratamento denominado *inflation*, que consiste em elementos mais refinados que crescem com uma taxa determinada para melhor descrever os fenômenos que ocorrem na zona dentro da camada limite.

Para a determinação da região de maior refinamento próxima à parede, são calculadas a altura máxima do primeiro elemento em contato com a parede e o número de elementos necessários com o tratamento de *inflation*. A determinação da altura do primeiro elemento é realizada com a introdução de uma distância adimensional da parede ( $y^+$ ), sendo que para esta simulação foi escolhido o valor de  $y^+ = 35$ , valor utilizado em outras simulações de coletores

de admissão, com o qual resultou uma altura da primeira célula  $y = 3,49 \times 10^{-4}$  m, com 15 camadas e a razão de crescimento de 1,2, valor padrão do software Ansys Fluent (ANSYS, 2011). A Fig.8 ilustra a região próxima à parede onde o tratamento de *inflation* foi aplicado.

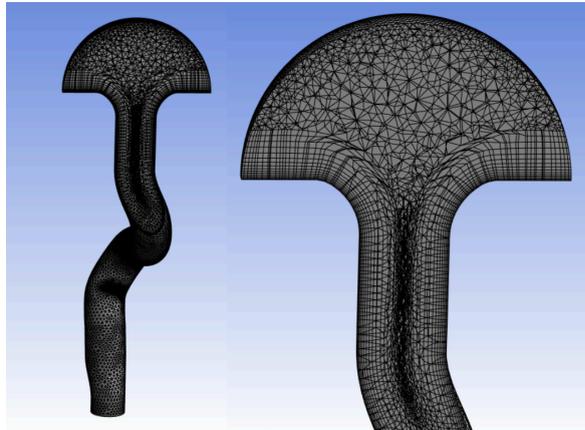


Figura 8: Vista de seção com inflation. (fonte: Autor)

### 3.6 Refinamento da malha

O erro associado à discretização do domínio foi avaliado pelo método do índice de convergência da malha, onde o erro foi analisado com a observação dos valores da vazão volumétrica de cada simulação com um fator de refinamento  $r=1,5$ . Ao todo foram realizadas 6 simulações, sendo 3 para o coletor projetado e as outras 3 para o coletor comercial. A Fig. 9 exemplifica as 3 malhas do coletor projetado, onde observa-se o refinamento entre as malhas, com a diminuição do tamanho de cada célula e o aumento do número de células.

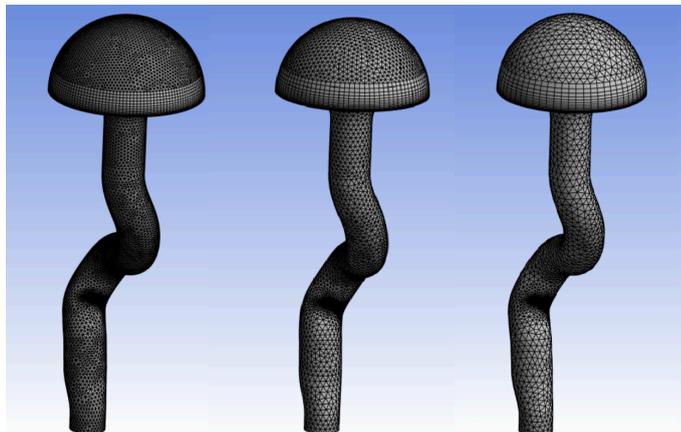


Figura 9: Comparação entre malhas com fator de refinamento  $r=1,5$ . (fonte: Autor)

## 4. RESULTADOS

### 4.1 Vazão volumétrica

A Fig. 10 mostra as linhas de fluxo no coletor comercial, de onde se observa diferença de fluxo entre os dutos do coletor de admissão. Na imagem está destacado o duto referente a cada cilindro do motor. Uma análise qualitativa das linhas de fluxo indica que há uma vazão

volumétrica superior nos dutos dos cilindros ímpares, resultado já esperado visto que, o duto central primário é inclinado na direção dos dutos referentes aos cilindros ímpares, portanto os dutos dos cilindros pares sofrem uma mudança abrupta de direção no seu caminho e consequentemente apresentam uma perda de carga maior.

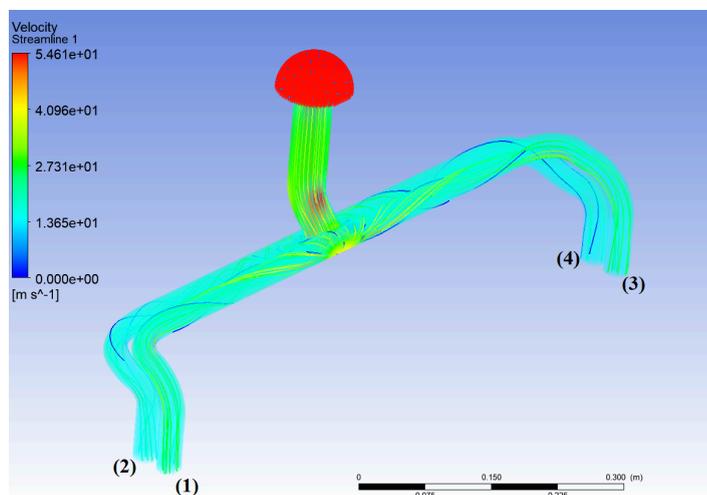


Figura 10: Linhas de fluxo no coletor comercial. (fonte: Autor)

A Tabela 4 apresenta os resultados de vazão volumétrica de cada duto do coletor.

Tabela 2: Vazão volumétrica dos dutos do coletor comercial

Duto	1	2	3	4
Vazão (m <sup>3</sup> /s)	0,0190	0,0131	0,0191	0,0130

Como na análise qualitativa anterior sobre as linhas de fluxo já havia sido observado a diferença de vazão volumétrica entre os dutos, a tabela trouxe a quantificação desta diferença. Entre os dutos 3 e 4 existe a maior diferença, 0,0061 m<sup>3</sup>/s, e uma diferença entre a média dos dutos de 0,00305 m<sup>3</sup>/s.

A variação de pressão ao longo do caminho também foi observada para qualificar o coletor em relação à perda de carga. A Fig. 11 mostra o campo de pressão no escoamento interno do coletor comercial. A variação de pressão ao longo do escoamento é 9,3163 Pa, esta pressão foi utilizado para comparar a perda de carga com o coletor projetado.

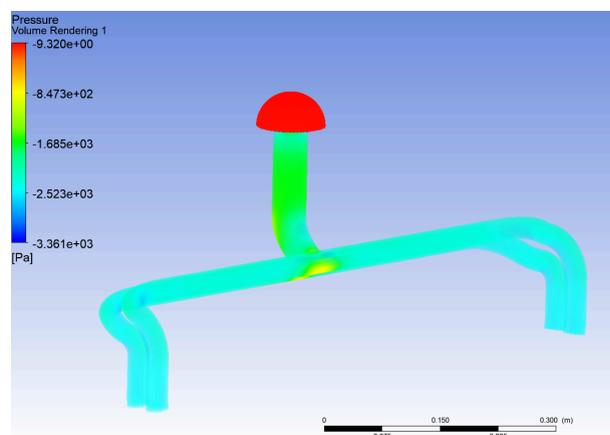


Figura 11: Campo de pressão do coletor comercial. (fonte: Autor)

A Fig. 12 mostra as linhas de fluxo no coletor projetado, de onde se observa que o fluxo é acelerado ao longo do duto, atingindo sua velocidade máxima na extremidade final, onde se conecta à válvula de admissão. A máxima velocidade próxima à válvula de admissão auxilia na carburação da mistura ar/combustível e evita que haja condensação de combustível nas paredes do duto, portanto a aceleração do fluido com velocidade máxima próxima à válvula de admissão era um fenômeno desejado neste projeto.

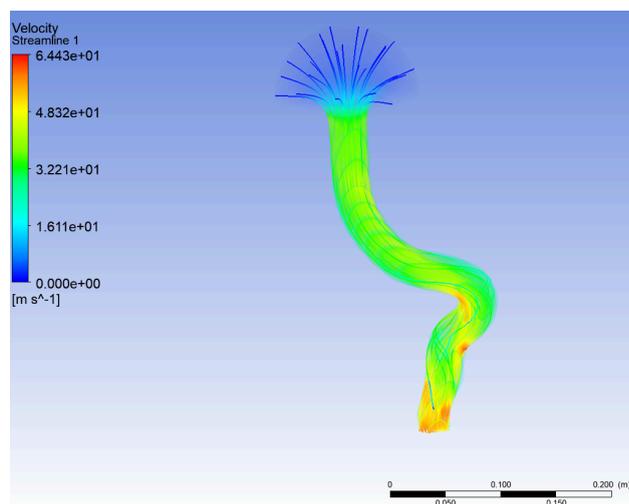


Figura 12: Linhas de fluxo no coletor projetado. (fonte: Autor)

A vazão resultante dos dutos do coletor projetado é  $0,0360 \text{ m}^3/\text{s}$ , valor considerado igual para todos os dutos, visto a geometria simétrica do corpo. Este valor superior ao resultado da vazão do coletor comercial já era esperado visto que cada duto possui um diâmetro maior e abertura para a atmosfera individual.

A variação de pressão ao longo do fluxo também foi observada para qualificar o coletor em relação à perda de carga do escoamento. A Fig. 13 mostra o campo de pressão no escoamento interno no coletor projetado. A variação de pressão ao longo do escoamento é  $0,6806 \text{ Pa}$ , variação inferior em relação à variação de pressão do coletor comercial. Esta redução da perda de carga no coletor projetado já era esperada pela suavização das curvas do duto e existência de um bocal arredondado de entrada.

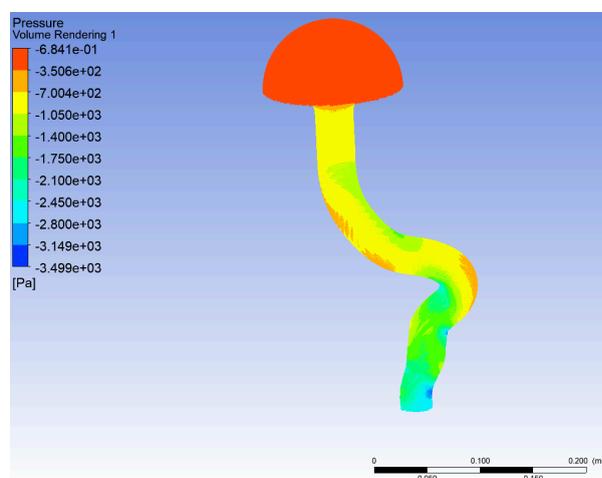


Figura 13: Campo de pressão do coletor projetado. (fonte: Autor)

## 4.2 Convergência da malha

A convergência da malha para a simulação do coletor comercial foi analisada pela vazão volumétrica do duto correspondente ao cilindro número 4, sendo que o erro relativo  $\varepsilon$ , o índice de convergência da malha  $GCI$  e o valor de  $\chi$  foram calculados através das Eqs. (2.7), (2.8) e (2.10). A Tabela 3 apresenta os resultados da simulação do coletor comercial.

Tabela 3: Análise de convergência da malha para o coletor comercial.

Elementos	$\phi$ Vazão ( $m^3/s$ )	Erro relativo $\varepsilon$	$GCI$	$\chi$
427711	0,0130	-	-	-
158259	0,0128	0,0153	0,0382	-
123192	0,0125	0,0234	0,0585	1,01

Nota-se que o valor de  $\chi$  está próximo de 1, portanto o valor observado como resultado da simulação do coletor comercial está em convergência para a faixa assintótica que seria obtida com uma malha de resolução zero.

A convergência da malha para a simulação do coletor projetado também foi analisada com os mesmos parâmetros já citados ( $\phi$ ,  $\varepsilon$ ,  $GCI$  e  $\chi$ ), sendo que a Tabela 4 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 4: Análise de convergência da malha para o coletor projetado.

Elementos	$\phi$ Vazão ( $m^3/s$ )	Erro relativo $\varepsilon$	$GCI$	$\chi$
323698	0,0360	-	-	-
171904	0,0361	0,00277	0,00346	-
130208	0,0363	0,00554	0,00692	0,9998

Nota-se que o valor de  $\chi$  também próximo de 1, portanto o valor resultante da simulação numérica do coletor comercial está em convergência para a faixa assintótica que seria obtida com uma malha de resolução zero.

## 5. CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta o projeto de um coletor de admissão para um motor de ciclo Otto e simulação computacional comparada com o modelo comercial para verificar o aumento da vazão volumétrica e consequentemente obter um aumento de performance no motor.

O principal objetivo a ser alcançado foi o aumento da vazão volumétrica do coletor de admissão projetado comparado com o coletor comercial existente no mercado. Para tal comparação, o modelo comercial foi desenhado com a assistência de computador e o modelo 3D simulado, resultando em vazões diferentes entre os dutos, mas com uma vazão volumétrica média de  $0,01605 m^3/s$ . Para o modelo projetado, o desenho assistido por computador para criar o modelo 3D partiu de dimensões determinadas analiticamente, calculadas com o objetivo de entregar maior volume de ar para o motor. O resultado da vazão volumétrica no duto do coletor de admissão projetado foi de  $0,0360 m^3/s$ . Logo, o coletor de admissão projetado atingiu o objetivo de aumentar a vazão volumétrica de ar para o motor, apresentou um ganho de 224% comparado nas condições de uma bancada de vazão.

Os resultados obtidos pela simulação computacional mostram que a abordagem utilizada para a resolução do problema proposto foi eficaz em termos de confiabilidade dos resultados, visto que a análise da malha apresentou um erro relativo baixo, e um valor para a variável estudada próximo ao valor obtido com uma malha de resolução zero.

Conclui-se então que o projeto de um coletor de admissão pode melhorar a vazão volumétrica de ar aspirado pelo motor, se levados em consideração fenômenos físicos e conceitos de mecânica dos fluidos e, também que a simulação computacional pode ser utilizada como ferramenta de comparação dos resultados entre componentes, sejam eles já existentes comercialmente, ou entre conceitos apenas desenhados virtualmente.

### **5.1 Sugestões para trabalhos futuros**

Para trabalhos futuros é sugerido um estudo mais aprofundado sobre o aumento da vazão volumétrica em coletores de admissão resultante com o efeito *RAM*. Os cálculos realizados para a determinação do comprimento dos dutos, considerados como tubo de órgãos, a fim de obter aumento de performance com a ressonância de ondas de pressão, só serão de fato aferidos se a simulação computacional for realizada em regime transiente, ou seja, com a pressão variando de acordo com o deslocamento do êmbolo e com o tempo de abertura da válvula de admissão. Pode-se avaliar as sobreposições de ondas e os picos de pressão resultantes dos golpes de aríete com o fechamento da válvula de admissão.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS-INC, Ansys Fluent. “**Ansys User’s Guide**”. Versão 12.0/12.1, 2011.

BECK, C.; “**Análise numérica e experimental do escoamento no coletor de admissão de um motor de combustão interna**” Trabalho de conclusão de curso em Engenharia Mecânica – Universidade do Vale dos Sinos (UNISINOS), 2017.

BLAIR, G.P.; “**Design and Simulation of Four-Stroke Engines**”, SAE, 1999.

BRUNETTI, F.; “**Motores de Combustão Interna**”, Blucher, vol. 2, 2012.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T.; “**Introdução à Mecânica dos Fluidos.**” Grupo Gen-LTC, 2001.

GIACOSA, D.; “**Motori Endotermici**”, Editore Ulrico Hoepli Milano, 7ª edição, 1953.

HEISLER, H.; “**Advanced Engine Technology**”, Elsevier, 8ª edição ,2008.

HEYWOOD, J.B.; “**Internal Combustion Engine Fundamentals**”, Mc Graw Hill, 1ª edição, 1988.

PIGNORE, G.A.; VERCELLI, U.R.; “**Motori Ad Alta Potenza Specifica**”, Giorgio Nada Editore Srl, 2010.

PORCHER, W.; “**Análise Numérica do Escoamento de Ar Através de um coletor de Admissão Aplicado em Motor Quatro Tempos.**” Trabalho de conclusão de curso em Engenharia Mecânica - Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), 2022.

ROACHE, P.J., 1994. “**Perspective: a method for uniform reporting of gridrefinement studies**”, ASME Journal of Fluid Engineering, vol. 116, pp. 405-413.

VOLKSWAGEN DO BRASIL S.A, “**Manual do proprietário VW SP/2**”. Versão 1, 1974.

## 7. APÊNDICE A

Os dados do motor utilizado como base para o projeto do coletor de admissão são apresentados na Tab. A.1.

Tabela A.1 – Dados do motor utilizado como base para o projeto do coletor de admissão

Cilindrada	1679cc
Diâmetro do êmbolo	88mm
Curso da árvore de manivelas	69mm
Potência	75HP a 5000RPM
Torque	130N.m a 3400RPM

Os cálculos de dimensionamento resultaram em um diâmetro de duto de 36,6 mm, aproximado para a disponibilidade comercial de borboleta de aceleração de 36 mm. O comprimento total do duto resultou em 4920 mm. Visto que o comprimento do duto correspondente à parcela interna do cabeçote é de 818 mm, o comprimento do coletor de admissão foi desenhado para 4100 mm com curvas necessárias para acomodar o componente final dentro do espaço livre no compartimento do motor. A Fig. A.1a mostra o coletor comercial parcial montado no cabeçote, enquanto a Fig. A.1b mostra um protótipo manufaturado por impressão 3D do coletor projetado também montado no cabeçote.



(a)



(b)

Figura A.1 – Fotos do cabeçote com os coletores de admissão. (a) Coletor comercial. (b) Coletor projetado.