

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
JÚLIO DE MESQUITA FILHO
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Julian Aoki Komatsu

**DIMENSIONAMENTO DE UM RESTRITOR DE AR PARA
UM VEÍCULO FORMULA SAE**

Ilha Solteira, SP
2024

Julian Aoki Komatsu

DIMENSIONAMENTO DE UM RESTRITOR DE AR PARA UM VEÍCULO FORMULA SAE

Trabalho Conclusão de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho campus Ilha Solteira como requisito para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Miguel Ângelo Menezes

Ilha Solteira, SP
2024

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

K81d Komatsu, Julian Aoki.
Dimensionamento de um restritor de ar para um veículo Formula SAE /
Julian Aoki Komatsu. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2024
34 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) -
Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, Ilha Solteira,
2024

Orientador: Miguel Ângelo Menezes

Inclui bibliografia

1. Restritor de ar . 2. Formula SAE . 3. Dinâmica de fluídos computacional .

ATA DE DEFESA DO TRABALHO DE GRADUAÇÃO

Aos 19 dias do mês de dezembro do ano de dois mil e vinte e quatro, às 19h00min, por videoconferência, no Departamento de Engenharia Mecânica, do Campus da UNESP, da Faculdade de Ilha Solteira, o discente Julian Aoki Komatsu, matriculado sob o número 162054051, tendo como banca examinadora, o orientador Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes, o Engenheiro Mecânico Guilherme Vinicius Mendes (Sensorville) e o Prof. D.Sc. Ricardo Kazuo Itikava (Faculdade Anhanguera – São José dos Campos), apresentou o Trabalho de Graduação intitulado: "Dimensionamento de um Restritor de Ar para um Veículo Fórmula SAE", obtendo a nota final (30,0) Dez.

Por ser verdade, os membros da banca examinadora e o discente assinam em seguida.



Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes (Orientador)

Documento assinado digitalmente
gov.br
GUILHERME VINICIUS MENDES
Data: 19/12/2024 22:33:12 -0500
Verifique em: <https://validar.jti.gov.br>

Eng. Mec. Guilherme Vinicius Mendes (Sensorville)



Prof. D. Sc. Ricardo Kazuo Itikava (Faculdade Anhanguera)



Julian Aoki Komatsu (Discente)



Digitalizado com CamScanner



Digitalizado com CamScanner

Dedico este trabalho aos meus pais, meus avós e a todos que auxiliaram no meu desenvolvimento durante este período na universidade.

Agradecimentos

Agradeço profundamente:

A meus pais, por sua incansável dedicação, apoio incondicional e amor. Vocês são minha inspiração e fundamentais para o meu sucesso.

A meus avós, pelo acolhimento numa residência próxima a universidade.

Aos meus amigos, por compartilharem momentos de alegria, superarem desafios juntos e proporcionarem uma jornada acadêmica inesquecível.

À Equipe Fênix Racing, por proporcionar experiências práticas, desafios tecnológicos e uma verdadeira escola de vida.

Aos professores da Faculdade de Engenharia da Unesp de Ilha Solteira, por transmitirem conhecimento, orientarem e estimularem minha curiosidade.

À Universidade Estadual Paulista (Unesp), por oferecer uma formação acadêmica de excelência, infraestrutura e oportunidades.

Este título de Engenheiro Mecânico é fruto do esforço coletivo. Obrigado por fazerem parte da minha história!

"O temor do Senhor é o princípio do conhecimento,
mas os insensatos desprezam a sabedoria e a disciplina."

Provérbios 1:7

Resumo

A competição formula SAE Brasil, organizada pela SAE (Society of Automotive Engineers), é uma competição de engenharia que desafia estudantes universitários a projetar, construir e competir com carros tipo Formula. Esta iniciativa permite que os alunos apliquem conhecimentos teóricos em áreas como mecânica, aerodinâmica, elétrica e gestão de projetos, visando desenvolver habilidades técnicas, trabalho em equipe, inovação e empreendedorismo. O presente estudo foca no restritor de ar, componente crucial regulamentado com diâmetros específicos (20 mm para motores a gasolina, 19 mm para etanol e 15,6 mm para motores com indução forçada), utilizando simulações de dinâmica de fluidos computacional (CFD) para explorar e otimizar decisões de projeto relacionadas a este componente. Os resultados numéricos do presente trabalho mostram um aumento de 10,956 vezes na diferença de pressão do restritor de placa de orifício em relação ao Venturi, que demonstra seu alto desempenho.

Palavras-chave: Restritor de ar; Formula SAE; Simulação de Dinâmica de Fluidos Computacional.

Abstract

The Formula SAE Brazil, organized by the SAE (Society of Automotive Engineers), is an engineering competition that challenges university students to design, build, and compete with formula-style cars. This initiative allows students to apply theoretical knowledge in areas such as mechanics, aerodynamics, electrical systems, and project management, with the goal of developing technical skills, teamwork, innovation, and entrepreneurship. This study focuses on the air restrictor, a crucial component regulated with specific diameters (20 mm for gasoline engines, 19 mm for ethanol engines, and 15.6 mm for engines with forced induction), using computational fluid dynamics (CFD) simulations to explore and optimize design decisions related to this element. The numerical results of this work show a 10.956-fold increase in the pressure difference of the orifice plate restrictor compared to the Venturi, which demonstrates its high performance.

Keywords: Air Restrictor; Formula SAE; Computational Fluid Dynamics Simulations.

Lista de ilustrações

Figura 2.1 – Equipe Fênix Racing 2019	4
Figura 2.2 – O Motor Charter feito em 1893 na fábrica de Beloit de Fairbanks, Morse & Company foi um dos primeiros motores a gasolina de luxo oferecidos para venda nos Estados Unidos. Impresso com permissão, Fairbanks Morse Engine Division, Indústrias Coltec.	5
Figura 2.3 – Ciclo 4 tempos de centelha por ignição.	9
Figura 2.4 – Desenho de corte de motor quatro cilindros de ignição por centelha. . .	11
Figura 2.5 – (a) Monoponto (b) PFI (c) GDI.	13
Figura 2.6 – Início da combustão em motores com centelha por ignição.	16
Figura 2.7 – Pressão da câmara de combustão vs ângulo do virabrequim para motor SI.	17
Figura 2.8 – Percentual de massa queimada vs volume percentual queimado em uma câmara de combustão de um motor SI.	17
Figura 2.9 – Ciclo termodinâmico real motor ciclo Otto.	19
Figura 2.10 – Ciclo termodinâmico para análise.	19
Figura 2.11 – Coletor de admissão.	22
Figura 2.12 – Coletor de admissão desenvolvido.	23
Figura 2.13 – Limites de Superfície de Envelopamento.	26
Figura 3.14 – Malha para simulação do Venturi.	29
Figura 3.15 – Cálculo para vazão mássica em condição crítica.	29
Figura 3.16 – Venturi de exemplo.	31
Figura 3.17 – Montagem para o maior Venturi.	32
Figura 3.18 – Montagem para o menor Venturi.	32
Figura 3.19 – Restritor com placa cortado.	33
Figura 4.20 – Iteração 1 com gradiente de pressão.	35
Figura 4.21 – Iteração 2 com gradiente de pressão.	35
Figura 4.22 – Iteração 3 com gradiente de pressão.	36
Figura 4.23 – Iteração 4 com gradiente de pressão.	36
Figura 4.24 – Iteração 5 com gradiente de pressão.	37
Figura 4.25 – Iteração 6 com gradiente de pressão.	37
Figura 4.26 – Iteração 7 com gradiente de pressão.	38
Figura 4.27 – Iteração 8 com gradiente de pressão.	38
Figura 4.28 – Iteração 2 com gradiente de velocidade.	39

Figura 4.29–Iteração 8 com gradiente de velocidade.	40
Figura 4.30–Iteração 1 com gradiente de pressão.	41
Figura 4.31–Iteração 2 com gradiente de pressão.	42
Figura 4.32–Iteração 3 com gradiente de pressão.	42
Figura 4.33–Iteração 4 com gradiente de pressão.	43
Figura 4.34–Iteração 5 com gradiente de pressão.	43
Figura 4.35–Iteração 6 com gradiente de pressão.	44
Figura 4.36–Iteração 7 com gradiente de pressão.	44
Figura 4.37–Iteração 8 com gradiente de pressão.	45
Figura 4.38–Iteração 1 com gradiente de velocidade.	46
Figura 4.39–Iteração 4 com gradiente de velocidade.	46
Figura 4.40–Teste com placa de orifício de 20mm.	47
Figura 4.41–Gradiente de velocidade com placa de orifício de 20mm.	47

Lista de tabelas

Tabela 3.2 – Especificações Técnicas do Motor Honda CB600	28
Tabela 3.3 – Tabela de Ângulos de Convergência e Divergência	31
Tabela 4.4 – Tabela variando Ângulos de Convergência	34
Tabela 4.5 – Resultados das simulações variando ângulos de convergência	39
Tabela 4.6 – Tabela variando Ângulos de Divergência	41
Tabela 4.7 – Resultados das simulações variando ângulos de divergência	45

Lista de abreviaturas e siglas

BDC	<i>Bottom Dead Center</i>
BMF	<i>Burned Mass Fraction</i>
CAE	<i>Computer-Aided Engineering</i>
CI	<i>Compression Ignition</i>
CR	<i>Compression Ratio</i>
DOE	<i>Design of Experiments</i>
DOHC	<i>Dual Over Head Camshaft</i>
ECPA	<i>Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo</i>
ECU	<i>Eletronic Control Unit</i>
EGO	<i>Exhaust Gas Oxygen</i>
FSAE	Formula SAE
GDI	<i>Gasoline Direct Injection</i>
HP	<i>Horse Power</i>
MAP	<i>Manifold Air Pressure</i>
PFI	<i>Port Fuel Injection</i>
PMI	Ponto Morto Inferior (TDC)
PMS	Ponto Morto Superior (BDC)
RPM	<i>Revolutions per minute</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SI	<i>Spark Ignition</i>
TBI	<i>Throttle Body Intake</i>
TDC	<i>Top Dead Center</i>
TPS	<i>Throttle Position Sensor</i>

WOT	<i>Wide Open Throttle</i>
a	Parâmetro relacionado à duração da combustão
A	Área
b	Braço de alavanca
C	<i>Sound speed</i>
cc	Cilindrada cúbica (cm ³)
C_V	Calor específico a volume constante
d	Diâmetro do tubo
f	Velocidade ou frequência do motor (Hz)
F	Força
l	Comprimento do tubo
L	Comprimento efetivo
m	Fator de forma da curva
m_a	Massa de ar induzida para dentro do cilindro por ciclo
N	Velocidade de rotação do virabrequim
p	Pressão
Q	Calor
S	Entropia
T	Temperatura
V	Volume
V_{CL}	Volume morto
V_d	Displacement Cylinder Volume
V_{eff}	Volume efetivo
x_b	Burned mass fuel (BMF)

W	Trabalho
$\Delta\theta$	Duração da combustão em graus
η_v	Eficiência volumétrica
θ	Atual ângulo de manivela em graus
θ_0	Ângulo onde a combustão inicia
λ	Lambda (EGO)
$\rho_{a,i}$	Densidade de ar de entrada

Sumário

Folha de Rosto	
Agradecimentos	
Resumo	
Abstract	
Lista de figuras	
Lista de tabelas	
Lista de abreviaturas e siglas	
Sumário	
1 Objetivo	1
1.1 Objetivo Geral	1
1.2 Objetivo Específico	1
2 Introdução	2
2.1 Competição Formula SAE	3
2.2 Equipe Fênix Racing	3
2.3 História e evolução dos motores de combustão interna	4
2.4 Princípios do funcionamento de motores 4 estágios	8
2.5 Componentes do motor SI	11
2.6 Processo de combustão em motores SI	15
2.6.1 Combustão no Ciclo Operacional do Motor de Combustão Interna	15
2.6.2 Fases do Processo de Combustão	15
2.6.3 Ignição e Desenvolvimento da Chama	16
2.6.4 Propagação da Chama	16
2.6.5 Término da Chama	16
2.7 Ciclo termodinâmico de motores ciclo otto	18
2.8 Fluxo de gases em motores SI	19
2.8.1 Parâmetros Influenciadores	20
2.8.2 Eficiência volumétrica η_v	20
2.8.3 Torque e potência	21
2.9 Coletor de admissão	22
2.10 Restritor	23
2.10.1 Placa de Orifício	24
2.10.2 Venturi	24
2.10.3 Escolha do Restritor	24

2.10.4	Vazão Mássica e Número de Mach	24
2.11	Regras e restrições da competição Formula SAE Brasil	25
3	Metodologia	27
3.1	Ferramentas	27
3.2	Parâmetros e dados	27
3.3	Simulação Numérica	27
3.3.1	Geometria e Malha	28
3.3.2	Condições de Contorno	28
3.3.3	Geometria do Venturi	30
3.3.4	Simulação de Referência	32
3.3.5	Aquisição e Análise de Dados	33
3.3.6	Parâmetros de Simulação	33
4	Análise de Resultados e Discussões	34
5	Conclusão	49
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	49
6	Referências bibliográficas	50

1 Objetivo

1.1 Objetivo Geral

Determinar o melhor ângulo para o restritor de ar, para otimizar o fluxo de ar para o motor e amenizar os efeitos da restrição de ar.

1.2 Objetivo Específico

Dimensionar o restritor utilizando tanto a bibliografia quanto simulações numéricas no *software ANSYS*. Construir um modelo que possa ser utilizado pela equipe Fênix Racing no *software Solidworks* e exportar para o *ANSYS*. Através de técnicas de análises de dados, definir o melhor restritor de ar para utilização no sistema.

2 Introdução

O setor automobilístico tem experimentado avanços significativos nos últimos anos, resultando em veículos mais potentes, confortáveis e eficientes. A indústria automobilística investe constantemente em pesquisa e desenvolvimento para aprimorar o desempenho de automóveis de todas as categorias, incluindo a Formula 1, que serve como plataforma para testar e implementar tecnologias inovadoras.

Dentre os aspectos mais estudados pela indústria, destaca-se o projeto do coletor de admissão em motores de combustão interna, cujo objetivo é otimizar o desempenho, segurança e eficiência de combustível em veículos de corrida. O dimensionamento do coletor de admissão é crucial, pois influencia diretamente a eficiência volumétrica, consumo de combustível, retomada, ultrapassagens e performance geral do veículo.

Nesse contexto, a competição exige que os veículos atinjam velocidades máximas para realizar voltas em tempos mínimos. O coletor de admissão desempenha papel fundamental, fornecendo a mistura ar-combustível aos cilindros de forma equitativa. Coletores simétricos apresentam melhor distribuição do fluxo e atenuação das pulsações do sistema de admissão.

O coletor de admissão é composto por um *plenum*, válvula borboleta e *runners* individuais que direcionam aos cilindros. O dimensionamento desses componentes é essencial para otimizar o desempenho do veículo. Existem variedades de coletores de admissão, incluindo híbridos, *dual plenum* e decrescentes, que visam manter a distribuição e velocidade do fluxo ao longo do comprimento.

O desempenho de um motor de combustão interna é diretamente influenciado pelo sistema de admissão, que é responsável por fornecer a mistura ar-combustível necessária para a combustão. Dentre os componentes do sistema de admissão, o restritor de ar desempenha um papel fundamental, pois é responsável por regular o fluxo de ar que entra no motor. Um restritor de ar bem projetado é crucial para garantir o fluxo de ar adequado, eficiência volumétrica e desempenho geral do motor.

Com o objetivo de otimizar o desempenho do motor, é essencial entender a importância do restritor de ar e suas características. Este trabalho visa abordar a importância do restritor de ar, suas características e benefícios, além de discutir como um restritor de ar bem dimensionado pode contribuir para o aumento da potência, eficiência e redução da emissão de gases poluentes.

2.1 Competição Formula SAE

Dentre as competições automotivas, tem-se o Formula SAE, onde estudantes de engenharia projetam, constroem e validam um automóvel monoposto do tipo Formula SAE de acordo com as regras de projeto e segurança impostas pela SAE (*Society of Automotive Engineers*), instituição que promove a competição. Um projeto como tal é visto como um grande desafio para os estudantes devido ao fato de que o automóvel deve ter o melhor desempenho possível em aceleração, curvas, frenagem e dirigibilidade, buscando confiabilidade e baixo custo do protótipo.

A primeira competição de Formula SAE aconteceu em 1978, nos Estados Unidos, com o nome de Mini-Indy, mas, posteriormente, em 1981, tornou-se a Formula SAE que é conhecida até hoje.

A competição expandiu pelo mundo e chegou ao Brasil em 2004. A etapa brasileira teve várias sedes, mas nos dias de hoje ocorre anualmente no ECPA (Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo).

Na competição existem algumas provas chamadas dinâmicas, tais como o autotocross, *skidpad* e o enduro, onde a performance do motor é extremamente importante para o desempenho do carro, assim como estudos e projetos consistentes sobre os componentes do motor na prova de Design.

2.2 Equipe Fênix Racing

A Equipe Fênix Racing Formula SAE inspirou a realização deste trabalho, fundada em 2009. A equipe, desde sua primeira participação em 2011, esteve presente na competição em todas as edições presenciais. Vários alunos já foram membros da equipe nos últimos anos e, atualmente, a equipe é composta por alunos de graduação dos mais variados cursos da UNESP - Campus de Ilha Solteira. A Figura 2.1 mostra o protótipo FX9 de 2019, juntamente com a Equipe Fênix Racing Formula SAE, da UNESP - Campus de Ilha Solteira.

Figura 2.1 – Equipe Fênix Racing 2019



Fonte: Próprios autores.

2.3 História e evolução dos motores de combustão interna

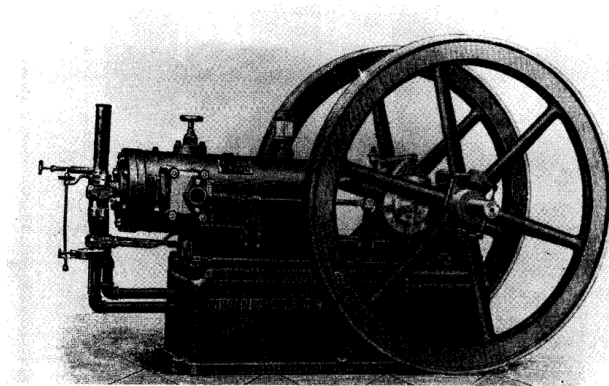
De acordo com Pulkrabek (2004), como mostra na Figura 2.2, os motores de combustão interna são classificados como máquinas térmicas que convertem energia química contida no combustível em energia mecânica. Esse processo ocorre por meio da combustão ou oxidação do combustível com ar dentro do motor.

O funcionamento dos motores de combustão interna pode ser descrito em etapas:

- Conversão química: a energia química do combustível é convertida em energia térmica por meio da combustão;
- Expansão térmica: a energia térmica aumenta a temperatura e pressão dos gases dentro do motor;
- Conversão mecânica: a expansão dos gases de alta pressão exerce força nas paredes do cilindro, convertendo a energia térmica em energia mecânica;
- Transmissão de energia: o virabrequim rotativo transmite a energia mecânica para a transmissão e/ou trem de força.

Finalmente, a energia mecânica rotativa é transmitida aos pneus.

Figura 2.2 – O Motor Charter feito em 1893 na fábrica de Beloit de Fairbanks, Morse & Company foi um dos primeiros motores a gasolina de luxo oferecidos para venda nos Estados Unidos. Impresso com permissão, Fairbanks Morse Engine Division, Indústrias Coltec.



Fonte: PULKRABEK, 2004.

De acordo com Pulkrabek (2004), os primeiros motores de combustão interna dos séculos XVII e XVIII podem ser classificados como motores atmosféricos.

Esses motores eram caracterizados por:

- Estrutura simples com um único pistão e cilindro;
- Cilindro aberto no final;
- Combustão iniciada no cilindro aberto utilizando combustíveis como pólvora.

O funcionamento dos motores atmosféricos ocorria em três etapas:

- Combustão: gases quentes de escape à pressão atmosférica eram gerados no cilindro aberto;
- Resfriamento: o cilindro era fechado e o gás aprisionado resfriava, criando um vácuo;
- Movimento do pistão: o diferencial de pressão entre a pressão atmosférica e o vácuo movia o pistão, realizando trabalho conectado a um sistema externo. De acordo com Ferguson (2015), o engenheiro belga J. Lenoir (1822-1900) desenvolveu um motor de dois tempos em 1858, capaz de gerar 6 HP de potência com eficiência aproximada de 5%.

O funcionamento do motor Lenoir ocorreu da seguinte forma:

- Admissão: mistura ar-combustível à pressão atmosférica era puxada para dentro do motor;
- Ignição: uma faísca inflamava a mistura, aumentando a pressão do cilindro durante a segunda metade do curso, gerando trabalho;
- Curso de retorno: remoção dos produtos da combustão através de uma válvula de exaustão.

O motor Lenoir foi primariamente empregado em aplicações de energia estacionária.

Em 1872, George Brayton (1830-1892), engenheiro mecânico americano, patenteou e comercializou um motor de combustão interna de pressão constante, denominado Brayton's Ready Engine (BRAYTON, 1872). Este motor empregava dois cilindros acionados por pistão alternativo, sendo um cilindro de compressão e outro de expansão.

O ciclo Brayton, também conhecido como ciclo da chama, utilizava a ignição da mistura ar-combustível por meio de uma chama piloto, inflamando e queimando a mistura a pressão constante durante a transferência do cilindro de compressão para o cilindro de expansão.

O motor de pistão Brayton foi aplicado no primeiro automóvel em 1878. Posteriormente, o ciclo Brayton tornou-se o ciclo termodinâmico fundamental para turbinas a gás.

Nicolaus A. Otto (1832-1891) e Eugen Langen (1833-1895) desenvolveram um motor atmosférico em 1867, conforme descrito por Heywood (2018). O motor utilizou a combustão da mistura ar-combustível para gerar aumento de pressão e acelerar um pistão livre e conjunto de cremalheira, criando um vácuo no cilindro.

O funcionamento do motor ocorreu da seguinte forma:

1. Combustão da mistura ar-combustível no curso para fora;
2. Aceleração do pistão e conjunto de cremalheira;

3. Geração de vácuo no cilindro;
4. Entrada de ar controlada por válvula deslizante;
5. Ignição por chama de gás;
6. Exaustão.

A produção desse motor, com cerca de 5.000 unidades construídas, alcançou eficiências térmicas de até 11%.

Para superar as limitações do motor de baixa eficiência térmica, tamanho e peso excessivos, Otto propôs um ciclo de motor 4-stroke, também conhecido como ciclo de quatro tempos (Heywood, 2018). Esse ciclo consiste em:

1. Curso de admissão;
2. Curso de compressão pré-ignição;
3. Expansão ou curso de força, onde o trabalho é transmitido ao virabrequim;
4. Curso de escape.

Além disso, Otto sugeriu a incorporação de um sistema de indução de carga estratificada, embora essa inovação não tenha sido implementada na prática. Seu protótipo de motor de quatro tempos funcionou com sucesso pela primeira vez em 1876.

De acordo com Ferguson (2015) o conceito de quatro tempos motor tinha sido concebido e patenteado por A. de Rochas em 1861; no entanto, Otto é reconhecido como a primeira pessoa a construir e comercializar um motor de ignição por chama em funcionamento. Otto não tinha educação formal em engenharia e era autodidata.

Rudolf Diesel (1858-1913) aperfeiçoou o motor de ignição por compressão em 1892, após anos de desenvolvimento que incluíram a utilização de combustível sólido em testes iniciais (Pulkrabek, 2004). Os primeiros motores de ignição por compressão apresentavam características como alto nível de ruído, tamanho e peso elevados, além de serem monocilíndricos e de baixa velocidade.

No entanto, esses motores demonstraram maior eficiência em comparação com os motores de ignição por centelha. Somente na década de 1920, com o advento de

tecnologias avançadas, os motores de ignição por compressão multicilíndricos foram miniaturizados o suficiente para serem utilizados em automóveis e caminhões.

Durante as últimas décadas, novos fatores e características se tornaram importantes, os quais afetam significativamente o projeto e a operação dos motores. Em primeiro lugar, está a necessidade de controlar a contribuição automotiva com relação à poluição do ar urbano e, em segundo lugar, a necessidade de alcançar melhorias significativas quanto ao consumo de combustível (HEYWOOD, 2018).

O problema da poluição atmosférica tornou-se evidente na década de 1940 na Bacia de Los Angeles. Estudos realizados por A. J. Haagen-Smit em 1952 demonstraram que a formação de smog resultava da interação entre óxidos de nitrogênio e hidrocarbonetos na presença da luz solar.

Na época, ficou claro que os veículos automotores eram uma das principais fontes de emissões de hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio, além de contribuir significativamente para os altos níveis de monóxido de carbono em áreas urbanas (HEYWOOD, 2018).

Como resposta, padrões de emissão para veículos foram estabelecidos pela primeira vez na Califórnia na década de 1960 e posteriormente adotados em todo os Estados Unidos, Japão e Europa. Esses padrões também foram estendidos a outras aplicações de motores.

A implementação de catalisadores nos sistemas de exaustão dos motores de ignição por centelha e a preocupação com a toxicidade do chumbo em aditivos antide-tonantes levaram ao ressurgimento da gasolina sem chumbo como principal opção no mercado de combustíveis automotivos.

Os requisitos de controle de emissão e o desenvolvimento de combustíveis mais limpos resultaram em mudanças significativas no projeto e operação dos motores de combustão interna nos dias atuais (HEYWOOD, 2018).

2.4 Princípios do funcionamento de motores 4 estágios

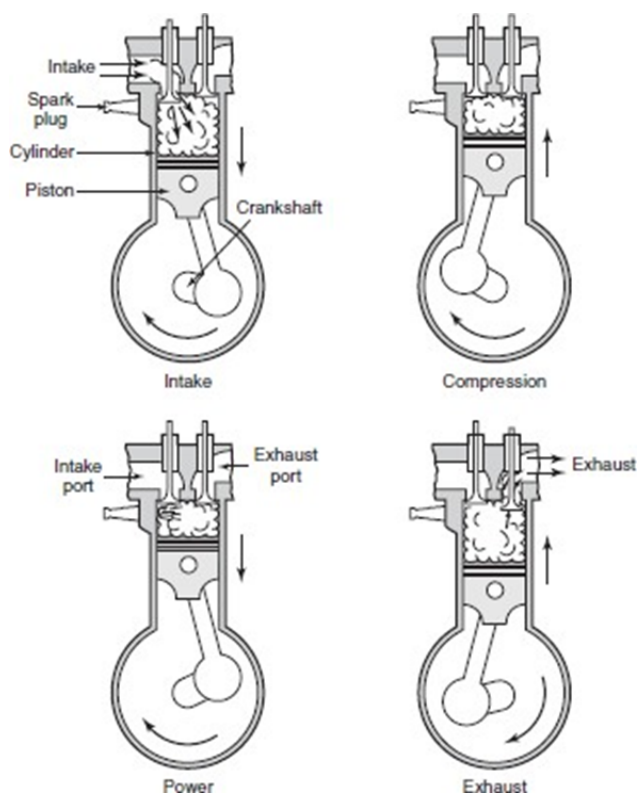
De acordo com Ferguson (2015), os motores de combustão interna empregam dois ciclos primários: Otto e Diesel, nomeados em homenagem aos seus inventores. O ciclo Otto, também conhecido como ciclo de combustão de volume constante ou ignição

por centelha (SI), e o ciclo Diesel, conhecido como ciclo de combustão a pressão constante ou ignição por compressão (CI), são as duas arquiteturas predominantes.

Esses ciclos podem ser configurados em duas modalidades: ciclo de dois tempos, onde o pistão gera energia em cada curso descendente, ou ciclo de quatro tempos, onde o pistão produz potência a cada segundo curso descendente.

O presente trabalho se concentra no motor de ciclo Otto de 4 tempos, conforme exigido pelas regras da competição Formula SAE. A Figura 2.3 ilustra os quatro estágios que compõem um ciclo de 4 tempos: admissão, compressão, explosão e escape.

Figura 2.3 – Ciclo 4 tempos de centelha por ignição.



Fonte: FERGUSON, 2015.

Segundo Heywood (2018), os 4 tempos são:

1. **Admissão (Intake):** Este tempo começa com o pistão no PMS (Ponto Morto Superior) em 0° do virabrequim e termina com o pistão na PMI (Ponto Morto Inferior) em 180° , que aspira ar fresco ou mistura ar-combustível para dentro do cilindro. Para aumentar a massa induzida, a válvula de entrada abre logo antes do início do tempo começar e fecha após o seu término.

2. **Compressão (Compression):** Este tempo começa com o pistão na PMI em 180° do virabrequim e termina em PMS em 360° , ou seja, a mistura dentro do cilindro é comprimida a uma pequena fração de seu volume inicial. Perto do final da compressão, a combustão é iniciada e a pressão do cilindro aumenta rapidamente.
3. **Expansão (Power Stroke):** Neste tempo o pistão começa no PMS em 360° do virabrequim e termina no PMI em 540° devido a força gerada pelos gases de alta temperatura e alta pressão. Com isso o pistão acaba por forçar a manivela a girar e, assim o virabrequim. No final do tempo, à medida que o pistão se aproxima de PMI, a válvula de escape se abre para dar início ao processo de exaustão e liberar a pressão do cilindro para se aproximar da pressão do sistema de exaustão.
4. **Exaustão (Exhaust):** O último tempo começa no PMI em 540° do virabrequim e termina no PMS em 720° , encerrando assim o ciclo. Neste tempo à medida que o pistão passa do PMI para PMS, a válvula de escape se abre e, com isso os gases queimados provenientes da combustão são expelidos do cilindro. À medida que o pistão se aproxima do PMS a válvula de entrada se abre e, em seguida à medida que o pistão se afasta do PMS a válvula de escape fecha para um novo ciclo ocorrer.

O processo de admissão no motor de combustão interna ocorre através do coletor de admissão, um sistema de distribuição que garante a homogeneidade da mistura ar-combustível nos cilindros individuais. A injeção de combustível, tipicamente gasolina, é realizada por meio de injetores de combustível ou carburadores, formando uma mistura homogênea de ar e combustível.

A ignição da mistura por meio de uma centelha gerada pelo sistema de ignição produz uma chama turbulenta que se propaga através da câmara de combustão, aumentando a temperatura e a pressão do cilindro. A extinção da chama ocorre quando atinge as paredes do cilindro.

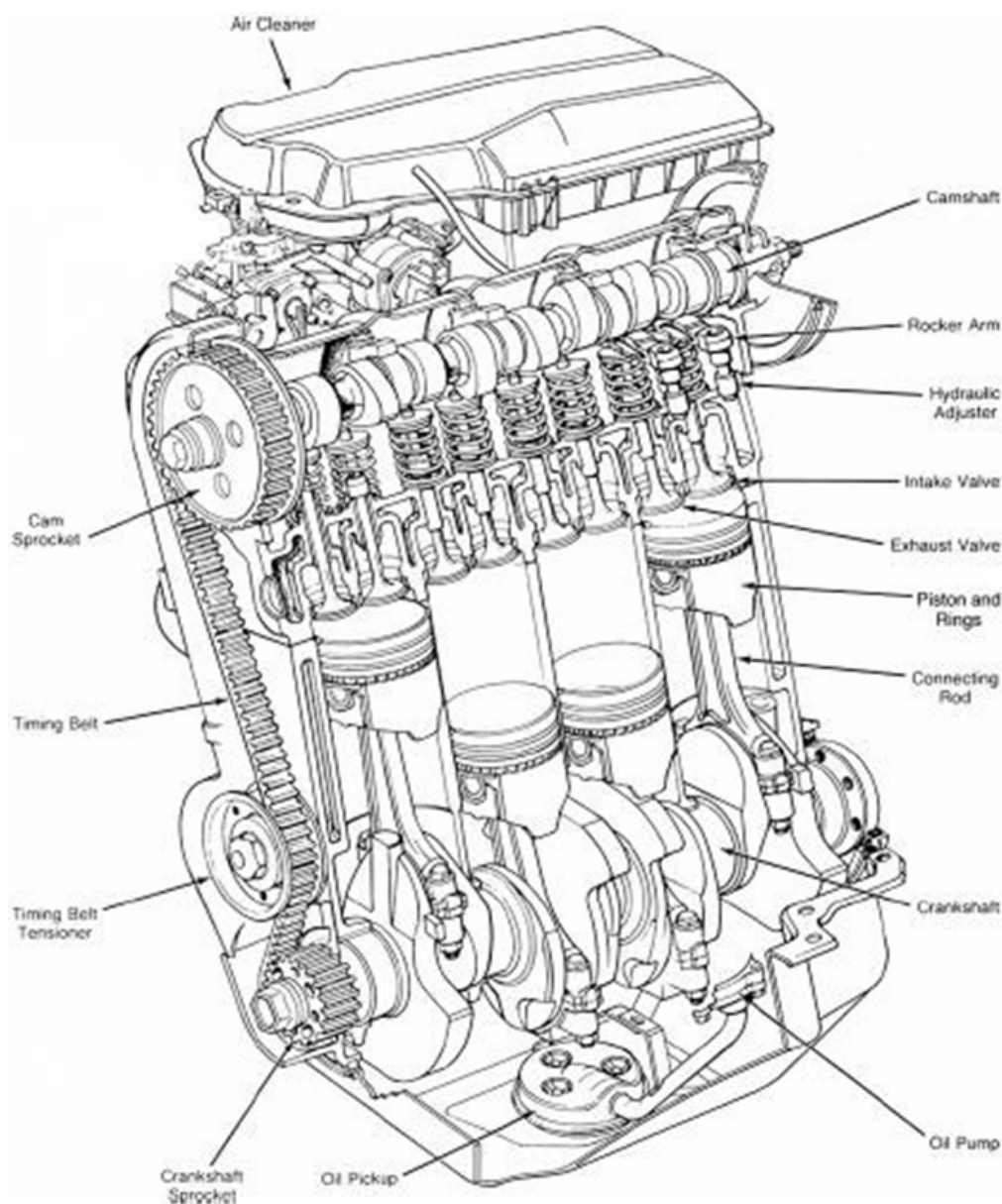
No entanto, pressões iniciais elevadas podem causar auto-ignição dos gases comprimidos à frente da chama, resultando no fenômeno conhecido como knock. A ocorrência do knock limita a taxa de compressão máxima e, conseqüentemente, a eficiência dos motores do ciclo Otto.

Após a combustão, os gases queimados são expulsos do motor através do coletor de escape, que canaliza os gases dos cilindros individuais para um escapamento central (Ferguson, 2015).

2.5 Componentes do motor SI

A unidade de potência de um carro é constituída de muitas peças, portanto, para melhor entendimento das partes, a Figura 2.4 auxiliará na identificação. Algumas das mais importantes são:

Figura 2.4 – Desenho de corte de motor quatro cilindros de ignição por centelha.



Fonte: FERGUSON, 2015.

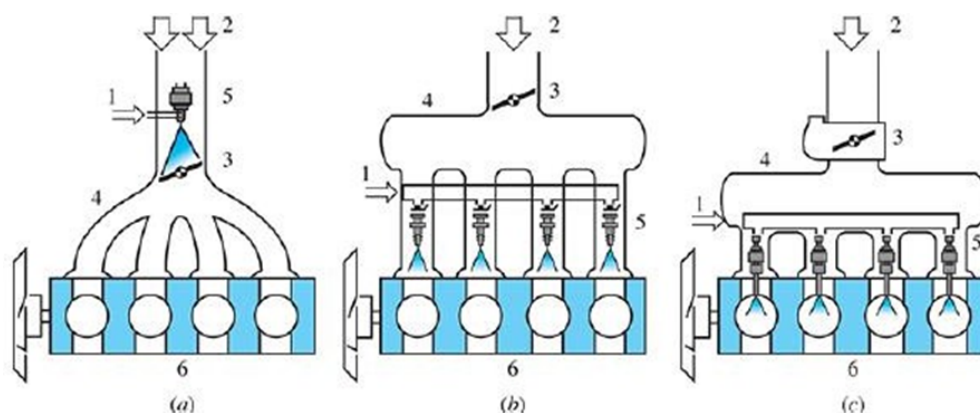
- Bloco: Corpo do motor onde estão os cilindros, feito de ferro fundido ou alumínio. Os blocos de motores com resfriamento a água incluem espaços ao redor da camisa dos cilindros para circulação da água. Já em motores refrigerados a ar, a superfície

exterior dos blocos contém aletas. O bloco também funciona como suporte para outros componentes do motor e fixação no chassi (PULKRABEK, 2004).

- Comando de válvula: Trata-se de um eixo giratório usado para empurrar válvulas no momento apropriado no ciclo do motor, seja diretamente pelo comando ou através de ligação mecânica ou hidráulica como: hastes de empurrar, balancins e tuchos. A maioria dos motores de automóveis modernos tem um ou mais eixos de comando de válvulas montados no cabeçote do motor, chamados overhead cam. Muitos dos motores mais antigos tinham eixos de comando de válvulas no cárter. Os comandos de válvulas são geralmente feitos de aço forjado ou ferro fundido e, são rotacionados pelo virabrequim com o auxílio de uma correia ou corrente (corrente de sincronização) (PULKRABEK, 2004).
- Câmara de combustão: Trata-se da extremidade do cilindro entre o cabeçote e a face do pistão onde ocorre a combustão. O tamanho da câmara de combustão muda continuamente no decorrer do ciclo, quando o pistão está no PMS a câmara possui seu menor volume e quando o pistão se localiza no PMI a câmara se encontra no seu maior valor. O termo "cilindro"às vezes é sinônimo de "câmara de combustão"(PULKRABEK, 2004).
- Biela: Haste que responsável pela conexão mecânica do pistão com o virabrequim rotativo, geralmente de aço ou ligas forjadas na maioria dos motores, mas podem ser de alumínio em alguns pequenos motores (PULKRABEK, 2004).
- Bronzina: Bucha instalada entre a biela e o virabrequim para evitar contato entre as partes (PULKRABEK, 2004).
- Virabrequim: Trata-se de eixo giratório através do qual o trabalho do motor é aplicado a sistemas externos. O virabrequim é conectado ao bloco do motor pelos mancais principais. O virabrequim é rotacionado pelos pistões através de bielas conectadas ao virabrequim, deslocadas a partir do eixo de rotação. A maioria dos virabrequins é feita de aço forjado, enquanto alguns são feitos de ferro fundido (PULKRABEK, 2004).
- Cilindros: São componentes circulares no bloco do motor, nos quais restringem o movimento dos pistões a um sentido. As paredes do cilindro são altamente bruni-das. Os cilindros podem ser usinados diretamente no bloco do motor ou os serem compostos por camisas, fabricadas com materiais mais resistentes (PULKRABEK, 2004).

- Coletor de escape: Sistema de tubulação que canaliza os gases provenientes da queima da mistura ar-combustível para longe dos cilindros do motor. Geralmente feitos de ferro fundido (PULKRABEK, 2004).
- Escape: Trata-se de um sistema para remover os gases de exaustão dos cilindros, tratando-os e exaurindo-os para o ambiente. O sistema é constituído de um coletor de escape que transporta os gases de escape para longe do motor, um catalisador para reduzir as emissões, um silenciador para reduzir o ruído do motor e um tubo de escape para transportar os gases de escape para longe (PULKRABEK, 2004).
- Volante: Corresponde a uma grande massa rotativa com elevada inércia conectada ao virabrequim. Este tem a função de armazenar energia e fornecê-la em forma de impulso angular para manter o motor girando (PULKRABEK, 2004).
- Injetor de combustível: Bico pressurizado que pulveriza o combustível no ar que entra nos motores SI ou dentro do cilindro em motores CI (PULKRABEK, 2004). Nos motores SI os injetores podem ser instalados nos orifícios das válvulas de admissão em sistemas de injetores de porta multiponto (PFI), podem também serem monopontos localizados na entrada do coletor de admissão nos sistemas injetores de corpo de acelerador e, podem ser localizados na câmara de combustão onde pulverizam diretamente dentro da câmara de combustão (GDI) como observado na Figura 2.5 (HEYWOOD, 2018).

Figura 2.5 – (a) Monoponto (b) PFI (c) GDI.



Fonte: HEYWOOD, 2018.

- Bomba de combustível: Trata-se de bomba acionada elétrica ou mecanicamente para fornecer combustível do tanque de combustível (reservatório) ao motor (PULKRABEK, 2004).

- **Cabeçote:** Peça que sela a extremidade dos cilindros, geralmente contendo parte do volume livre da câmara de combustão. O cabeçote é geralmente de ferro fundido ou alumínio, e parafusos para fixação no bloco do motor (PULKRABEK, 2004).
- **Coletor de admissão:** Consiste em um sistema de tubulações que canalizam ar de entrada para os cilindros. São geralmente feitos de metal fundido, plástico ou material composto. Na maioria dos motores SI, o combustível é pulverizado ao ar no sistema de coletor de admissão (PULKRABEK, 2004).
- **Cárter:** Reservatório de óleo normalmente fixado na parte inferior do bloco do motor. Alguns motores possuem cárter seco, ou seja, reservatório do óleo lubrificante separado do bloco do motor (PULKRABEK, 2004).
- **Bomba de óleo:** Trata-se de uma bomba que tem a função de circular o óleo lubrificante por todos componentes críticos de atrito do motor. Pode ser de acionamento mecânico ou elétrico (PULKRABEK, 2004).
- **Pistão:** Componente do motor alojado no cilindro que se movimenta linearmente, transmitindo as forças geradas pela combustão da mistura ar- combustível na câmara de combustão para virabrequim. A parte superior do pistão é chamada de coroa e os lados são chamados de a saia. Os pistões são feitos de ferro fundido, aço ou alumínio (PULKRABEK, 2004).
- **Anéis de vedação:** anéis metálicos localizados nas cavidades circulares ao redor do corpo do pistão. Nas cavidades mais próximas da câmara de combustão estão geralmente dois ou mais anéis de compressão feitos de aço cromo duro altamente polido. Os anéis têm a função de vedar o pistão e as paredes do cilindro, restringindo dessa forma a passagem de gases de alta pressão para outras partes do motor (blowby). Abaixo dos anéis de vedação está o anel de óleo, onde seu objetivo é auxiliar na lubrificação dos cilindros e controlar a espessura da película de óleo nos cilindros (PULKRABEK, 2004).
- **Vela de ignição:** Componente elétrico utilizado para gerar a centelha em motores de ignição por centelha. No momento correto uma descarga de alta tensão é liberada através da vela que gera um arco elétrico nos polos do eletrodo dentro da câmara de combustão (PULKRABEK, 2004).
- **Radiador:** Trocador de calor que utiliza líquido para extrair o calor excedente do motor e transferi-lo para a atmosfera. Sua principal função é manter a temperatura do motor estável e controlada em uma temperatura ótima (PULKRABEK, 2004).

- **Válvula borboleta:** Componente posicionado na entrada do sistema de admissão. Sua principal função é controlar o fluxo de ar em motor de ignição por centelha (PULKRABEK, 2004).
- **Válvulas:** Componente utilizado para controlar o fluxo de entrada e saída nos cilindros. As válvulas são abertas por ação do comando de válvula e fechadas pela ação de molas pré-carregadas. Existem as válvulas de admissão, as quais abrem passagem do sistema de admissão para dentro da câmara de combustão e, ainda as válvulas de escape que direcionam os gases de exaustão para o escapamento (PULKRABEK, 2004).
- **Galeria de arrefecimento:** Lacunas e espaços localizados em volta dos cilindros para troca de calor do bloco do motor com o líquido de arrefecimento. Sua função é controlar a temperatura do motor para evitar superaquecimento (PULKRABEK, 2004).
- **Conversor catalítico:** Chamado também de catalisador, trata-se de uma peça localizada no sistema de exaustão que tem por objetivo promover a redução de emissões de gases danosos ao meio ambiente por meio de reações químicas (PULKRABEK, 2004).

2.6 Processo de combustão em motores SI

2.6.1 Combustão no Ciclo Operacional do Motor de Combustão Interna

De acordo com Heywood (2018), a combustão é uma etapa crucial no ciclo operacional do motor de combustão interna, sendo essencial para o funcionamento correto e confiável do motor. A combustão tem como objetivo liberar energia química do combustível em um curto período de tempo entre a compressão e a expansão do ciclo do motor, produzindo gases de alta pressão e temperatura.

2.6.2 Fases do Processo de Combustão

O processo de combustão pode ser dividido em três fases principais (Pulkrabek, 2004):

1. **Ignição e Desenvolvimento da Chama:** A ignição ocorre devido à descarga elétrica através dos eletrodos da vela de ignição, iniciando a combustão.
2. **Propagação da Chama:** A taxa de propagação da chama é aproximadamente 10 vezes mais rápida devido à turbulência, vórtice e oclusão.

3. **Término da Chama:** Na fase final, cerca de 90% a 95% da mistura ar-combustível foi queimada e a frente de chama preenche toda a câmara de combustão.

2.6.3 Ignição e Desenvolvimento da Chama

A ignição ocorre devido à descarga elétrica através dos eletrodos da vela de ignição, iniciando a combustão entre 10° a 30° antes do Top Dead Center (TDC), dependendo das condições de operação do motor. A chama esférica se forma e se propaga pela câmara de combustão.

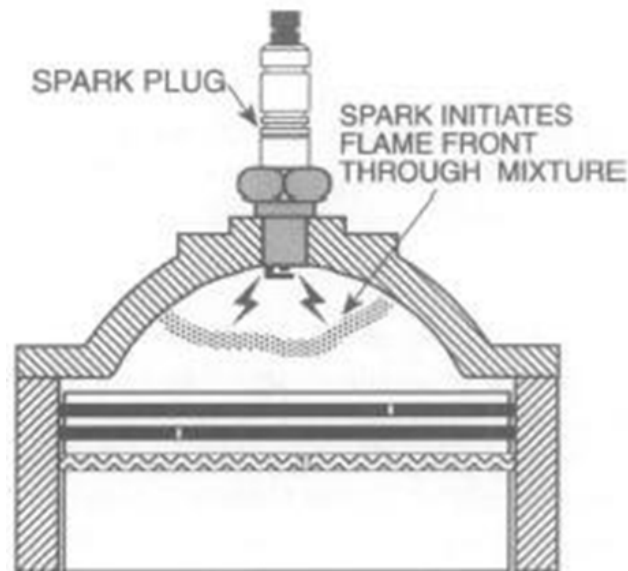
2.6.4 Propagação da Chama

A taxa de propagação da chama é aproximadamente 10 vezes mais rápida devido à turbulência, vórtice e oclusão. A frente de chama se move rapidamente pela câmara de combustão, aumentando a temperatura e a pressão.

2.6.5 Término da Chama

Na fase final, cerca de 90% a 95% da mistura ar-combustível foi queimada e a frente de chama preenche toda a câmara de combustão. A última massa de ar-combustível reage em um volume muito pequeno nas extremidades da câmara de combustão.

Figura 2.6 – Início da combustão em motores com centelha por ignição.



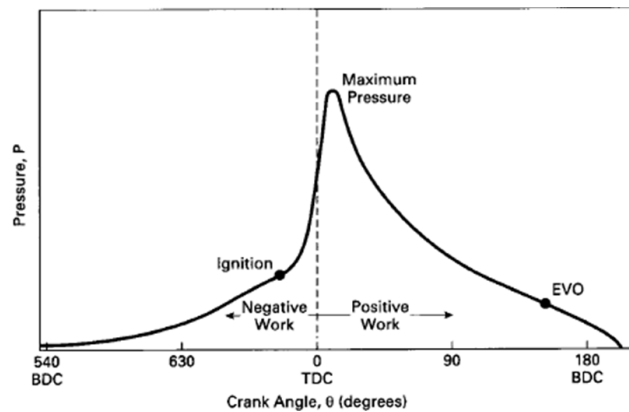
Fonte: BLAIR, 1999.

A combustão se estabelece quando 5% a 10% da mistura ar-combustível são queimados. Nesse ponto, a chama se move rapidamente pela câmara de combustão,

iniciando a fase de propagação. A taxa de propagação da chama é aproximadamente 10 vezes mais rápida devido à turbulência, vórtice e oclusão, em comparação com uma frente de chama laminar em uma mistura de gás estacionária.

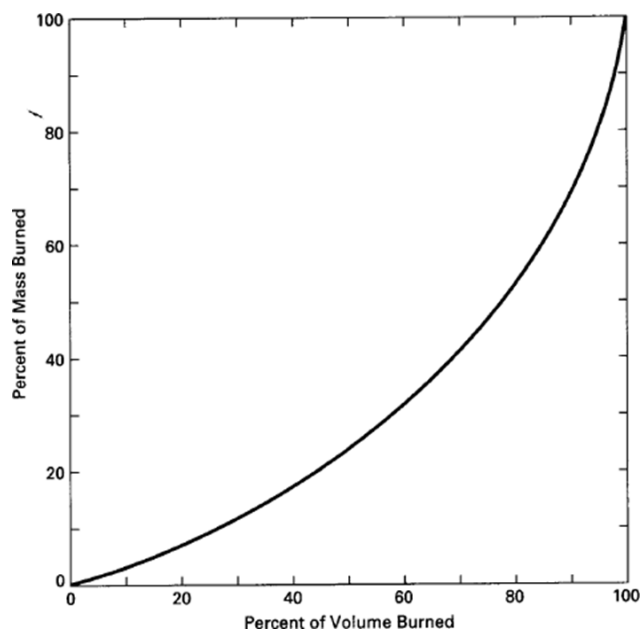
À medida que a mistura queima, a temperatura e pressão aumentam (Figura 2.7). Os gases queimados atrás da chama são mais quentes que os gases não queimados na frente, mas estão todos à mesma pressão. Isso causa uma redução na densidade dos gases queimados, expandindo-os para ocupar um maior volume da câmara de combustão (Figura 2.8).

Figura 2.7 – Pressão da câmara de combustão vs ângulo do virabrequim para motor SI.



Fonte: PULKRABEK, 2004.

Figura 2.8 – Percentual de massa queimada vs volume percentual queimado em uma câmara de combustão de um motor SI.



Fonte: PULKRABEK, 2004.

Os gases não queimados à frente da chama aumentam de temperatura por aquecimento compressivo. Além disso, o aquecimento por radiação emitido da zona de reação da chama ($T \approx 3000 \text{ K}$) aquece ainda mais os gases na câmara de combustão, queimados e não queimados.

A temperatura e pressão aumentam progressivamente à medida que a chama se movimenta pela câmara de combustão, reduzindo o tempo de reação química e aumentando a velocidade da frente de chama. A temperatura dos gases não queimados atrás da frente de chama atinge um máximo no final do processo de combustão devido à radiação.

2.7 Ciclo termodinâmico de motores ciclo otto

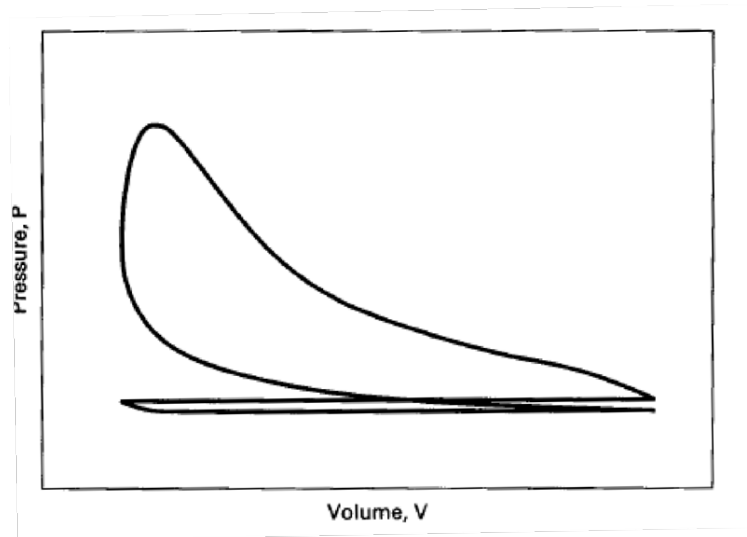
O ciclo termodinâmico de um motor naturalmente aspirado de 4 tempos, SI em WOT (*Wide Open Throttle*) é dado pela Figura 2.9. Para questões de estudos, este ciclo é aproximado para o ciclo da Figura 2.10 (Pulkrabek, 2004). Na realidade, o ciclo da Figura 2.10 seria como se as válvulas de admissão e exaustão abrissem totalmente e instantaneamente quando estivessem no TDC ou BDC.

O ciclo Otto é composto por quatro etapas:

1. 1-2: Adiabático (Isentrópico). O fluido é comprimido pela realização de trabalho (W_{1-2}), definido pela área (1-2-5-6-1) do diagrama $p - V$.
2. 2-3: Isocórico. Dá-se a explosão instantânea da mistura ar-combustível, no TDC. A quantidade de calor fornecida (área abaixo da linha 2-3 do diagrama $T - S$) é definida por $Q_{2-3} = C_V(T_3 - T_2)$.
3. 3-4: Adiabático (isentrópica). O fluido é expandido, realizando o trabalho W_{3-4} , definido pela área (4-3-5-6-4) do diagrama $p - V$.
4. 4-1: Isocórica. Corresponde à perda de calor explicitada no diagrama $T - S$ abaixo da linha 4-1. O calor perdido é definido por $Q_{4-1} = C_V(T_4 - T_1)$.

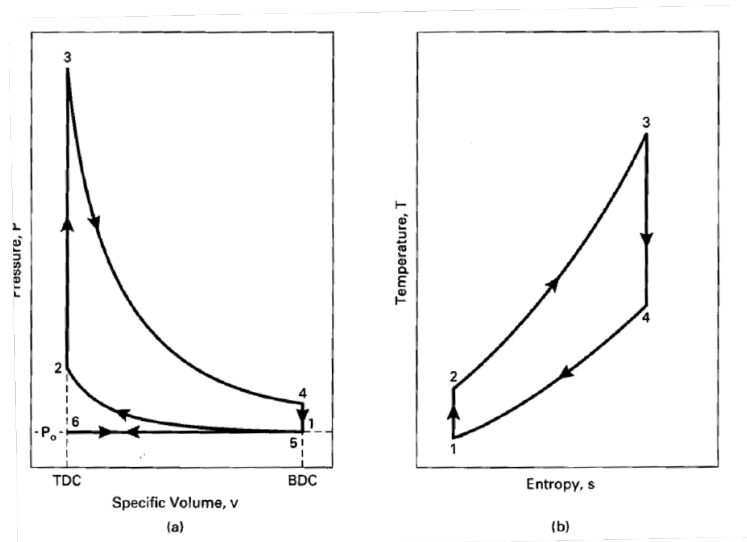
Os momentos 5-6 e 6-1 podem ser entendidos como se fosse uma "lavagem" do motor, ou seja, o momento ao qual os gases queimados são exauridos (5-6) para admissão (6-1) da nova mistura ar-combustível, sendo momentos isobáricos. Como ambas as etapas são efetuadas à pressão atmosférica, acabam por se anular e, dessa forma, podem ser desprezadas (MARTINS, 2006).

Figura 2.9 – Ciclo termodinâmico real motor ciclo Otto.



Fonte: PULKRABEK, 2004.

Figura 2.10 – Ciclo termodinâmico para análise.



Fonte: PULKRABEK, 2004.

2.8 Fluxo de gases em motores SI

Segundo Heywood (2014), o objetivo dos processos de exaustão e admissão é remover os gases queimados no final do curso de potência e admitir a nova carga para o próximo ciclo de maneira eficiente.

A eficiência volumétrica é fundamental para ciclos 4-stroke, enquanto que para ciclos 2-stroke, são consideradas a eficiência de eliminação e a eficiência de captura.

2.8.1 Parâmetros Influenciadores

Esses parâmetros dependem dos componentes dos subsistemas do motor, como:

- Coletores
- Válvulas
- Portas dos sistemas de exaustão e admissão
- Condições de operação do motor

Abordagens como sobrealimentação e turboalimentação são utilizadas para elevar o fluxo de ar, aumentando assim a densidade do ar que entra em cada cilindro e, portanto, a potência (Heywood, 2018).

A quantidade de combustível que pode ser injetada e queimada é limitada pela quantidade de ar admitida. Portanto, a capacidade do sistema do motor de fluir o máximo de ar possível para dentro do cilindro é um objetivo importante do projeto.

Em um motor de ignição por centelha, o torque produzido em qualquer velocidade é regulado controlando-se a vazão de ar no motor. A válvula TBI (Throttle Body Intake) fecha parcialmente a entrada de ar para limitar o fluxo.

2.8.2 Eficiência volumétrica η_v .

A eficiência volumétrica (η_v) é um parâmetro fundamental para avaliar o desempenho de motores de combustão interna. Ela relaciona a quantidade de ar que se introduz no motor com aquela que lá caberia nas condições de pressão e temperatura da admissão.

A eficiência volumétrica (η_v) é definida como a taxa de fluxo volumétrico de ar no sistema de admissão (em condições de ar definidas) dividida pela taxa na qual o volume é deslocado pelo pistão. Matematicamente, pode ser expressa pela Equação 1.

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a \cdot i \cdot V_d \cdot N} \quad (1)$$

Onde:

- m_a = massa de ar induzida para dentro do cilindro por ciclo;
- $\rho_{a,i}$ = densidade de ar de entrada;
- V_d = volume de deslocamento do cilindro;
- N = velocidade de rotação do virabrequim;
- η_v = eficiência volumétrica;

A eficiência volumétrica de um motor naturalmente aspirado é um parâmetro fundamental para avaliar seu desempenho. De acordo com Pulkrabek (2004), essa eficiência será sempre inferior a 100%, pois o combustível também está sendo adicionado e o volume de vapor de combustível deslocará parte do ar que entra.

Diversos fatores influenciam a eficiência volumétrica, incluindo o tipo de combustível, o modo e quando é adicionado. Carburadores ou injeção monoponto indireta injetam combustível no início do fluxo de admissão, o que geralmente resulta em menor eficiência volumétrica.

Já no caso da injeção PFI (Port Fuel Injection), a eficiência é melhor, pois nenhum ar é deslocado até que esteja na porta, ou seja, a evaporação do combustível não inicia até que o fluxo entre no cilindro pela válvula de admissão.

Os motores com injeção GDI (Gasoline Direct Injection) que injetam combustível diretamente nos cilindros após o fechamento da válvula de admissão não perdem eficiência volumétrica devido à evaporação do combustível.

2.8.3 Torque e potência

Normalmente, utiliza-se um equipamento chamado dinamômetro para aferição do torque e potência de um motor aplicado sobre seu eixo de transmissão.

O motor, carro ou moto é acoplado na bancada de testes ou posicionado na plataforma, e o eixo conectado ao dinamômetro. O rotor é acoplado hidraulicamente, eletronicamente ou por atrito mecânico a um estator.

O torque (T) do motor é adquirido através da aplicação de uma força (F), transmitida utilizando-se um dispositivo sobre uma alavanca (b). A equação para cálculo do torque é:

$$T(Nm) = F(N) \times b(m) \quad (2)$$

A potência (P) fornecida pelo motor ao dinamômetro é obtida pela multiplicação do torque (T) com a rotação (N). O cálculo da potência é demonstrado na Equação 3:

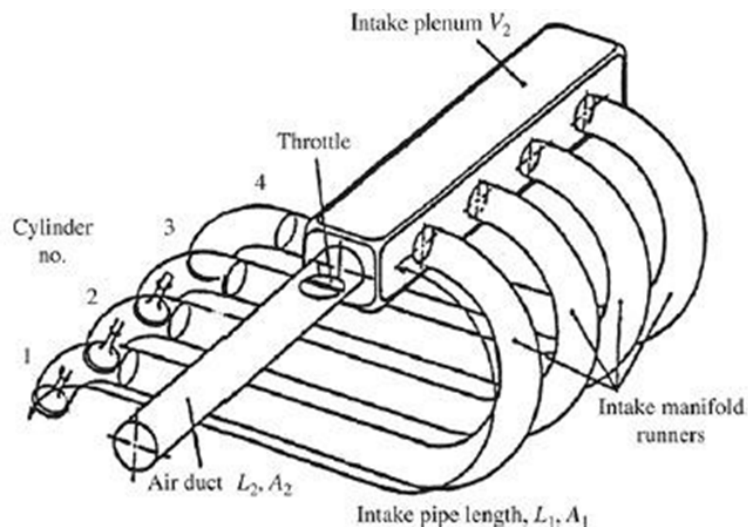
$$P(kW) = 2\pi N(rev/s) \times T(Nm) \times 10^{-3} \quad (3)$$

2.9 Coletor de admissão

Conforme discutido na Seção 2.5, o coletor de admissão é um componente crítico do motor, localizado entre o acelerador e os cilindros. Em motores multi-cilindro, sua função primordial é distribuir uniformemente o fluxo de ar entre cada cilindro, garantindo eficiência volumétrica ótima (MOSTER, 2012).

O coletor de admissão influencia diretamente a quantidade de ar admitida pelo motor, tanto em condições transientes quanto estacionárias, afetando a velocidade e qualidade da formação da mistura ar-combustível. Sua estrutura compreende duas partes principais: o plenum e os runners (Figura 2.11).

Figura 2.11 – Coletor de admissão.



Fonte: HEYWOOD, 2018.

No entanto, é importante destacar que o Venturi é um dos principais limitantes para garantir uma eficiência volumétrica ótima. Localizado no início do coletor de admissão, o Venturi é o primeiro componente a receber o ar atmosférico, exercendo uma

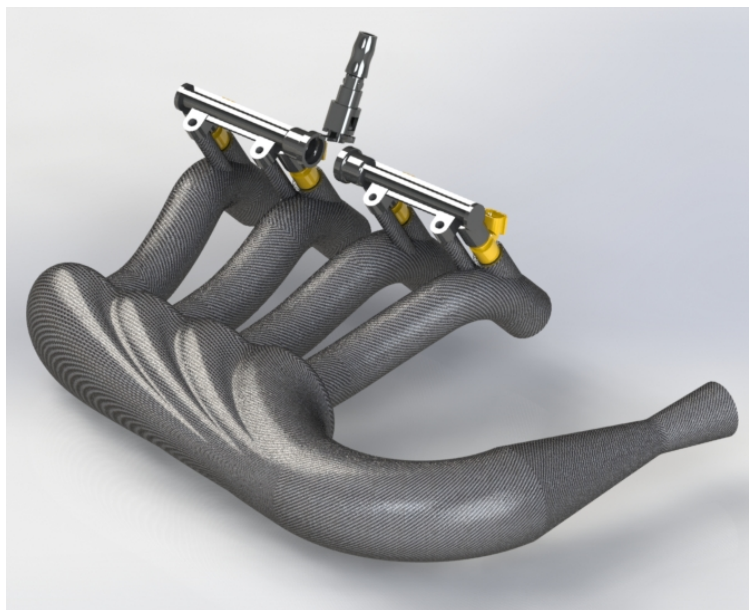
influência significativa na velocidade e direção do fluxo de ar. A geometria do Venturi pode afetar a eficiência do coletor de admissão, pois pode criar restrições ao fluxo de ar, reduzindo a eficiência volumétrica do motor.

O plenum é uma câmara de volume projetada que coleta o ar antes de ser distribuído aos cilindros através dos runners. Estes últimos conduzem o fluxo de ar e, além disso, são responsáveis pela mistura do ar com o combustível (com exceção dos sistemas de injeção direta).

A eficiência volumétrica do motor é diretamente afetada pelo coletor de admissão, tornando-o um componente fundamental para o desempenho global do motor.

Na Figura 2.12 está ilustrado o coletor de admissão desenvolvido para o projeto de Formula SAE Brasil 2019, representando a injeção indireta de combustível e distribuição de ar para os cilindros, restringido por um Venturi de 20 mm de diâmetro na constrição.

Figura 2.12 – Coletor de admissão desenvolvido.



Fonte: Próprio autor.

2.10 Restritor

Um restritor é um dispositivo projetado para reduzir o fluxo de massa em sistemas de fluxo, especialmente em motores de combustão interna. Dois tipos de restritores comumente utilizados são a placa de orifício e o tubo de Venturi.

2.10.1 Placa de Orifício

Uma análise comparativa entre a placa de orifício e o tubo de Venturi revelou que o tubo de Venturi é mais eficiente em termos de coeficiente de descarga. Além disso, o livro de regras da SAE estabelece que a garganta do Venturi deve ter 20 mm de diâmetro.

2.10.2 Venturi

O tubo de Venturi é um dispositivo que apresenta uma seção convergente e divergente, com uma garganta estreita no meio. A redução da pressão no tubo Venturi resulta em um aumento na velocidade do fluxo, devido ao aumento da energia cinética, conforme previsto pela teoria da conservação da energia mecânica.

2.10.3 Escolha do Restritor

Uma análise comparativa entre a placa de orifício e o tubo de Venturi revelou que o tubo de Venturi é mais eficiente em termos de coeficiente de descarga. Além disso, o livro de regras da SAE estabelece que a garganta do Venturi deve ter 20 mm de diâmetro.

2.10.4 Vazão Mássica e Número de Mach

Para analisar o fluxo mássico e o número de Mach no tubo de Venturi, é necessário definir os parâmetros constantes e variáveis. A equação de vazão mássica crítica é utilizada para estimar a taxa de vazão de massa de saída do Venturi.

A equação de vazão mássica é dada por:

$$\dot{m} = \rho \times V \times A \quad (4)$$

Onde:

- $\dot{m}$ é a vazão mássica;
- ρ é a densidade do fluido;
- V é a velocidade do fluido;
- A é a área da seção transversal.

Considerando um gás compressível ideal, a taxa máxima de vazão de massa é alcançada quando $M = 1$ (escoamento crítico) pode ser calculada utilizando a Equação 5:

$$\dot{m} = \frac{A \cdot P_t}{\sqrt{T_t}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\gamma \cdot R} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (5)$$

Onde $\dot{m}$ é a vazão mássica, A é a área, P_t é a pressão total, T_t é a temperatura total, γ é a razão de calor específico e R é a constante dos gases.

O número de Mach é uma quantidade adimensional definida como a razão entre a velocidade de vazão e a velocidade do som no meio, como mostra na equação 6:

$$M = \frac{V}{C} \quad (6)$$

Onde V é a velocidade do meio de vazão e C é a velocidade do som no vácuo.

2.11 Regras e restrições da competição Formula SAE Brasil

Corridas automotivas requerem manuais de regras rigorosos para garantir competições seguras e competitivas. A Formula SAE é um exemplo de categoria que exige regras específicas para desafiar os projetistas a fornecer soluções inovadoras. Este artigo aborda a restrição do diâmetro na entrada de ar como exemplo de regra que visa limitar a potência do motor e manter velocidades baixas.

A regra de entrada de ar restrita é um exemplo de desafio projetual que exige maximização do desempenho dentro dos parâmetros estabelecidos. O objetivo é limitar a quantidade de fluxo de ar e, conseqüentemente, a potência do motor. Isso visa manter as velocidades dos veículos baixas e promover competições mais igualitárias.

O projeto de um coletor de admissão que atenda às regras de entrada de ar restrita é uma tarefa que envolve várias disciplinas de engenharia, incluindo:

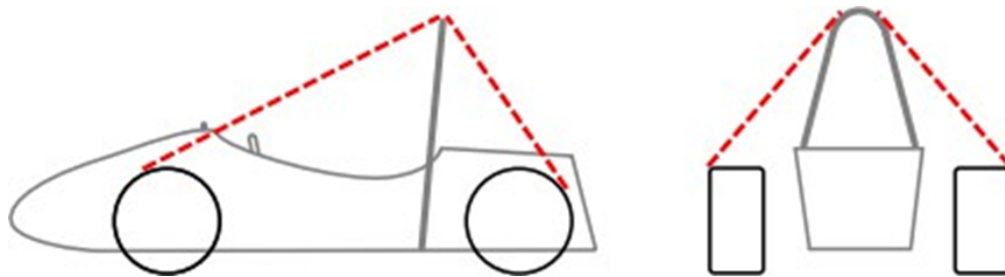
- Dinâmica dos fluidos
- Transferência de calor
- Materiais
- Manufatura

- Validação

Exemplos de regras que interferem diretamente no projeto são (2022 Formula SAE Rules, 2021):

- Restrição: é obrigatória a utilização de apenas uma entrada de ar para o motor e, a dimensão máxima é de 19 mm para motores utilizando etanol e 20 mm para motores utilizando gasolina;
- Superfície de envelopamento: Esta regra limita a posição de todos componentes do motor. A limitação é do ponto mais alto do carro (man rup) até o ponto mais alto dos pneus (Figura 2.13);

Figura 2.13 – Limites de Superfície de Envelopamento.



Fonte: 2022 Formula SAE Rules, 2021.

- Cilindrada: 710 cc (cm³) é a cilindrada máxima permitida para a competição na categoria combustão;
- Fixação de coletor de admissão: O componente deve estar firmemente fixado ao bloco do motor ou cabeçote;
- Fixação do fuel rail: o componente deve estar firmemente preso ao bloco do motor ou cabeçote com suportes e fixadores mecânicos. O método de fixação deve ser suficiente para manter o trilho de combustível no lugar com a pressão máxima regulada atuando nas partes internas do injetor e desprezando qualquer assistência da pressão do cilindro atuando na ponta do injetor.

3 Metodologia

3.1 Ferramentas

As ferramentas utilizadas para esse estudo são:

- SOLIDWORKS 2018
- ANSYS 16

3.2 Parâmetros e dados

O motor utilizado foi o Honda CB-600F:

- 4 cilindros
- 599 cc
- DOHC
- 16 válvulas
- Gasolina
- Resfriamento a água

Optou-se por fazer uma modelagem mais simplificada do motor com o intuito de diminuir a complexidade do projeto e reduzir a quantidade de componentes que precisam ser desenvolvidos e estudados posteriormente.

O motor Honda CB-600F apresenta um sistema de injeção de combustível por porta (PFI ou Port Fuel Injection) em sua configuração original. As características técnicas do motor foram extraídas do Manual de Serviço do fabricante e são apresentadas na Tabela 3.2, que fornece informações precisas sobre as especificações do motor.

3.3 Simulação Numérica

A ferramenta que será usada para o estudo será o ANSYS CFX, pela maior facilidade de implementação das condições de contorno para o estudo. Já o ANSYS Fluent também atende ao estudo, mas, devido à maior eficiência computacional do CFX e à

Tabela 3.2 – Especificações Técnicas do Motor Honda CB600

Parâmetro	Valor
Tipo de motor	4 tempos, 4 cilindros, em linha, 4 válvulas por cilindro, DOHC, cárter úmido
Refrigeração	Líquida
Capacidade cúbica	599 cm ³
Relação de Compressão	12,0:1
Diâmetro x Curso	67 mm x 42,5 mm
Potência Máxima	102 cv a 12.000 RPM
Torque Máximo	6,53 kgf.m a 10.500 RPM
Sistema de admissão	Aspiração natural
Marcha lenta	1.350 ± 100 RPM
Capacidade de óleo	3,5 L
Sistema de Alimentação	Injeção Eletrônica
Partida	Elétrica
Câmbio	Sequencial, 6 velocidades

Fonte: HONDA. Manual de Serviços - CB600F, 2009

necessidade de vários testes e análises a serem feitas, o Fluent deixaria a desejar pelo tempo que seria consumido para a realização das simulações numéricas.

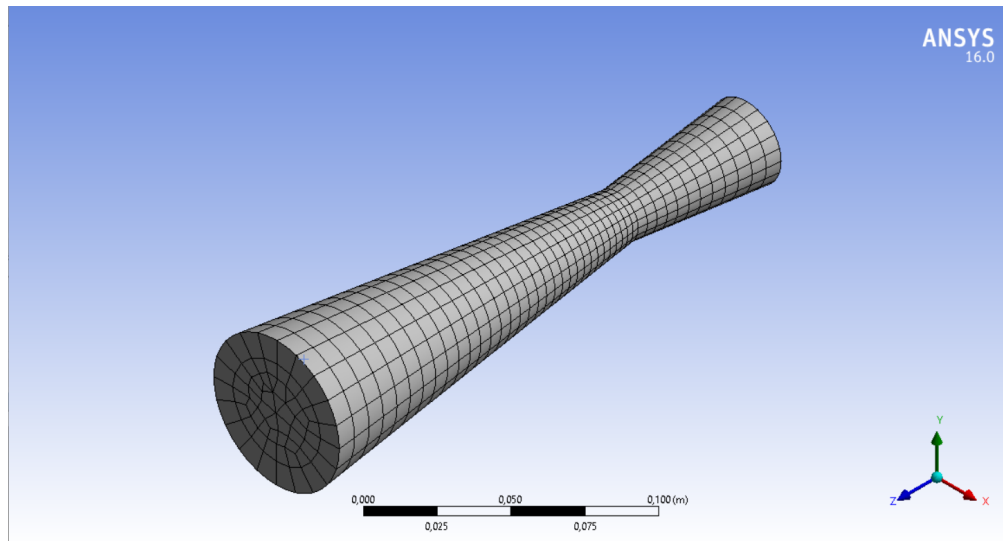
3.3.1 Geometria e Malha

A geometria do Venturi foi criada utilizando o SOLIDWORKS. Uma malha adequada foi gerada com elementos finitos de quadriláteros para garantir a precisão da simulação. A vantagem sobre o uso de tetraedros é a simplicidade para representação de um domínio e diminui a necessidade computacional para a realização dos cálculos. Na Figura 3.14 mostra um exemplo da malha que será utilizada.

3.3.2 Condições de Contorno

Para as condições de contorno, será utilizada como parâmetro de entrada a pressão atmosférica e o parâmetro de saída será a vazão mássica calculada pela equação dada pela Figura 3.15.

Figura 3.14 – Malha para simulação do Venturi.



Fonte: Próprio autor.

Figura 3.15 – Cálculo para vazão mássica em condição crítica.



Mass Flow Choking

Glenn
Research
Center

A = Area

R = Gas Constant

V = Velocity

T_t = Total Temperature

r = Density

γ = Specific Heat Ratio

M = Mach

p_t = Total Pressure

Mass Flow Rate: $\dot{m} = r V A$

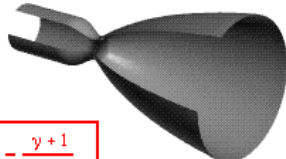
For an ideal compressible gas :

$$\dot{m} = \frac{A p_t}{\sqrt{T_t}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} M \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

Mass Flow Rate is a maximum when M = 1

At these conditions, flow is choked.

$$\dot{m} = \frac{A p_t}{\sqrt{T_t}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$



Fonte: NASA.

Para realizar a simulação numérica do escoamento de fluido no Venturi, foram definidas condições de contorno específicas para garantir a precisão e a validade dos resultados.

- Condição de Entrada

A pressão na entrada do Venturi foi definida como 101.325 Pa, correspondente à pressão atmosférica padrão. Essa escolha se justifica pela necessidade de simular condições de operação realistas, onde o fluxo de ar é influenciado pela pressão ambiente.

- Condição de Saída

A vazão mássica na saída do Venturi foi definida como 0,074 kg/s, calculada com base na equação de vazão mássica crítica para escoamentos compressíveis. Essa condição garante que o fluxo de ar seja controlado e estável, permitindo a análise da dinâmica do escoamento no Venturi.

- Outras Condições

Além disso, foram definidas as seguintes condições:

- Temperatura na entrada: 293 K (20 °C);
- Densidade do fluido: 1,205 kg/m³ (ar à temperatura e pressão ambiente).

- Escolha das Condições de Contorno

A escolha dessas condições de contorno foi baseada na necessidade de simular condições de operação realistas e garantir a precisão dos resultados. A definição da pressão na entrada e da vazão mássica na saída permite a análise da dinâmica do escoamento no Venturi, enquanto as outras condições garantem a consistência física do modelo.

3.3.3 Geometria do Venturi

A geometria do Venturi foi definida considerando os ângulos de convergência e divergência. Na Tabela 3.3 seguem os ângulos escolhidos para o estudo.

O critério para a escolha das amostras é principalmente relacionado ao envelopamento restrito pelas normas da Formula SAE Brasil do ano, como comentado na seção 2.11, tanto pensando na construção e posicionamento do componente quanto na manutenção.

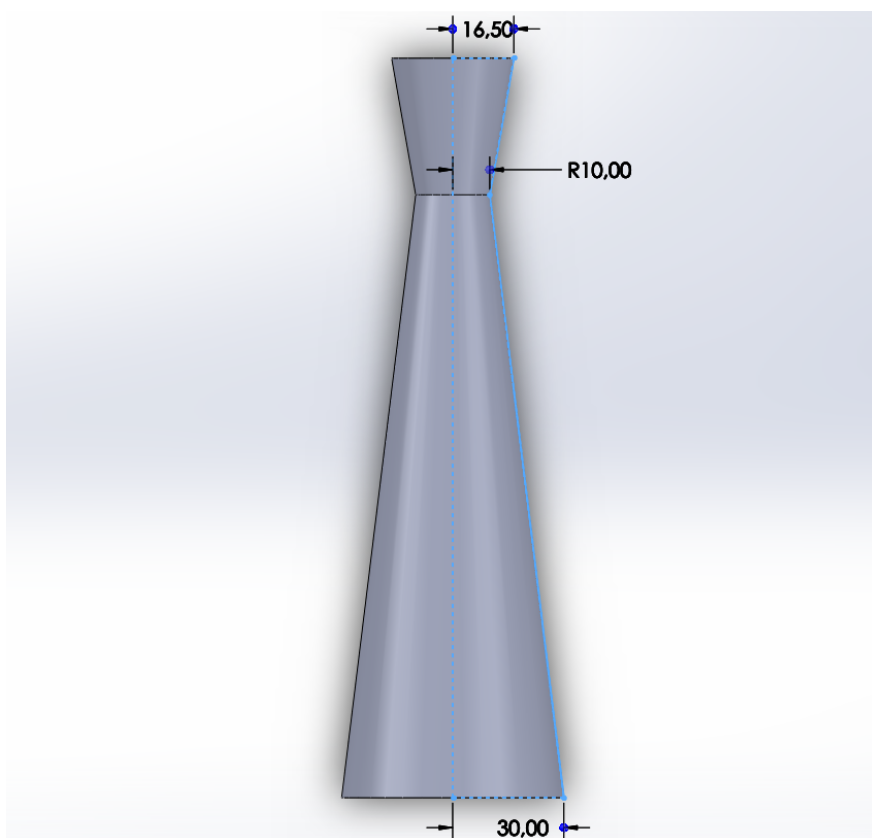
O diâmetro de entrada definido foi de 33 mm e o diâmetro de saída foi de 60 mm, devido à escolha do corpo do acelerador do projeto, conforme Figura 3.16.

Tabela 3.3 – Tabela de Ângulos de Convergência e Divergência

Convergência (graus)	Divergência (graus)
5	3
6	4
7	5
8	6
9	7
10	8
11	9
12	10

Fonte: Fonte: Próprio Autor.

Figura 3.16 – Venturi de exemplo.

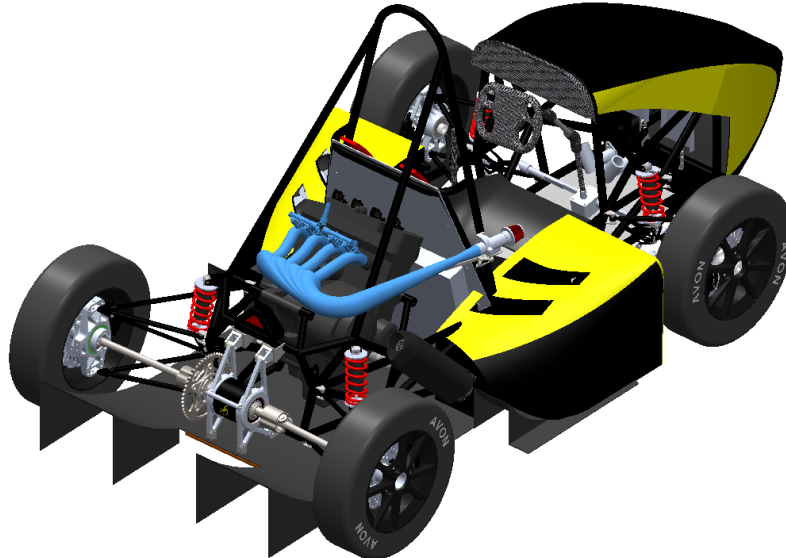


Fonte: Próprio autor.

Nas Figuras 3.17 e 3.18 mostram como seriam duas alternativas para o projeto, uma utilizando o menor ângulo de convergência e divergência, e a outra o maior para

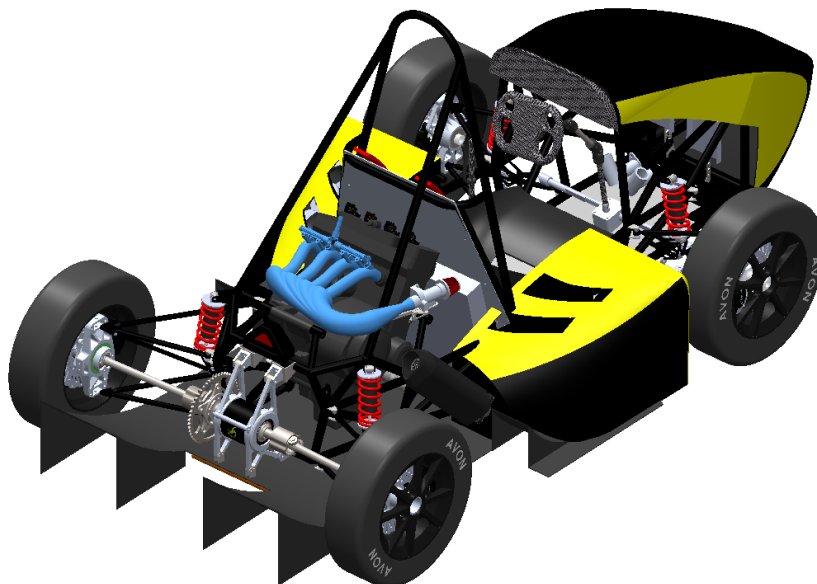
ambos.

Figura 3.17 – Montagem para o maior Venturi.



Fonte: Próprio autor.

Figura 3.18 – Montagem para o menor Venturi.

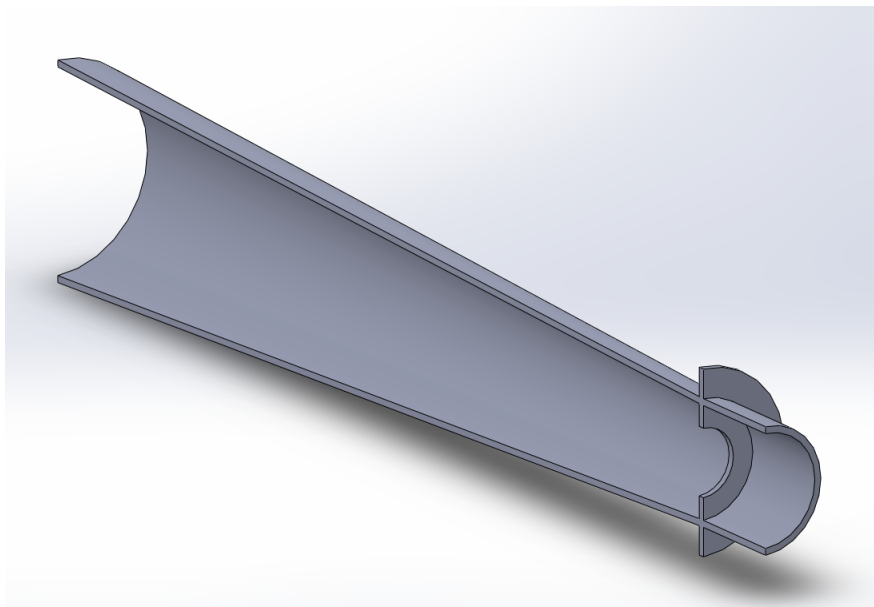


Fonte: Próprio autor.

3.3.4 Simulação de Referência

Uma simulação adicional será realizada com uma placa de orifício simples para fins de comparação, como mostra o componente na Figura 3.19.

Figura 3.19 – Restritor com placa cortado.



Fonte: Próprio autor.

3.3.5 Aquisição e Análise de Dados

Os dados serão coletados e organizados em uma tabela para análise de dados. A intenção é obter a geometria com menor diferença de pressão.

3.3.6 Parâmetros de Simulação

- Software: *ANSYS CFX*;
- Modelo de turbulência: k-epsilon;
- Malha: Estruturada.

Será utilizado o CFX devido à ausência do parâmetro de vazão mássica para saída no Fluent.

4 Análise de Resultados e Discussões

Para início das simulações em CFD, o objetivo será determinar o ângulo que defina a menor diferença de pressão ao longo do Venturi, determinando a menor diferença de pressão no componente e definindo o componente com melhor aproveitamento de fluxo para o sistema de admissão.

Para o próximo passo, foi definido que as análises seriam feitas em etapas, primeiramente variando um dos ângulos para desenvolver a melhor geometria para o componente.

Tabela 4.4 – Tabela variando Ângulos de Convergência

Iteração	Convergência (graus)	Divergência (graus)
1	5	7
2	6	7
3	7	7
4	8	7
5	9	7
6	10	7
7	11	7
8	12	7

Fonte: Fonte: Próprio Autor.

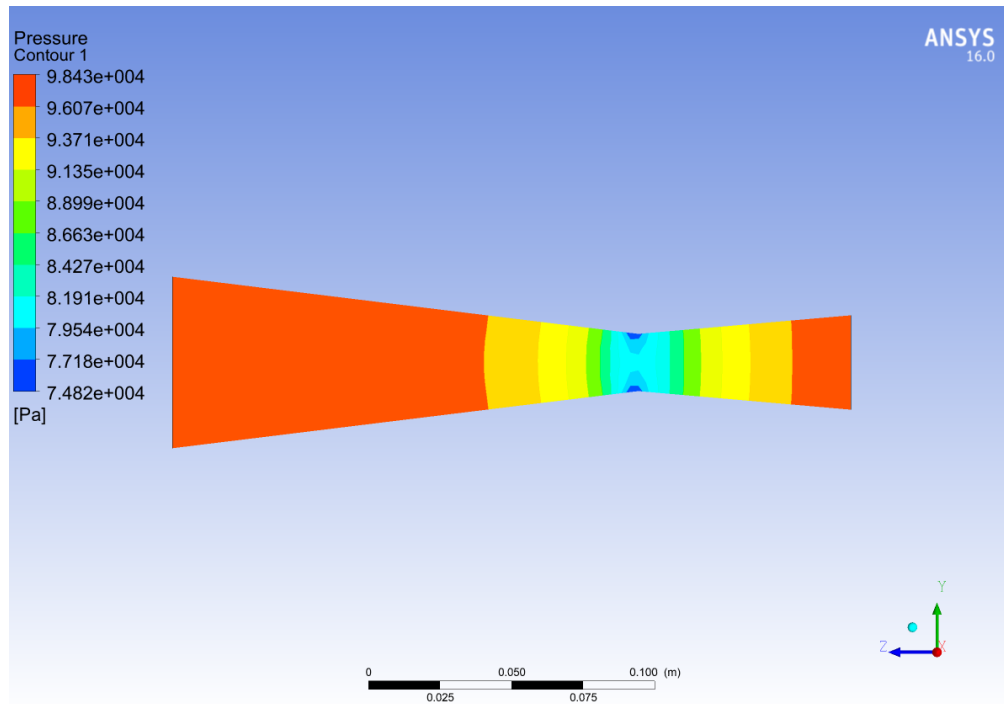
A Tabela 4.4 varia os ângulos de convergência a partir de um ângulo de divergência escolhido, que serão utilizados para a simulação em CFD.

Na Figura 4.20 até Figura 4.27 mostram os resultados das simulações de cada situação, permitindo a comparação de cada uma delas.

Observa-se que houve mudanças no comportamento do fluido, principalmente pelo aumento do gradiente em direção à entrada do Venturi, que em ângulos menores o impacto do arrasto de forma é menor devido ao ângulo de ataque da corrente de ar no interior do Venturi, e o que predomina é o arrasto viscoso pelas paredes do componente, que tem o menor impacto na diferença de pressão do fluido.

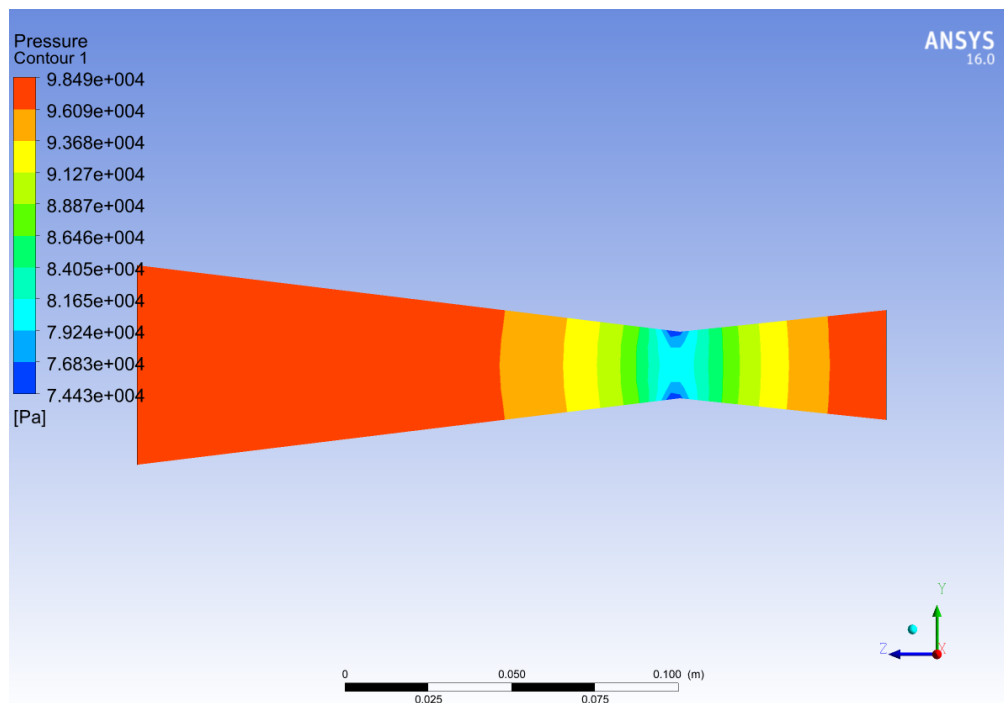
Fazendo uma análise de dados da tabela, foi determinado 6° o ângulo ótimo

Figura 4.20 – Iteração 1 com gradiente de pressão.



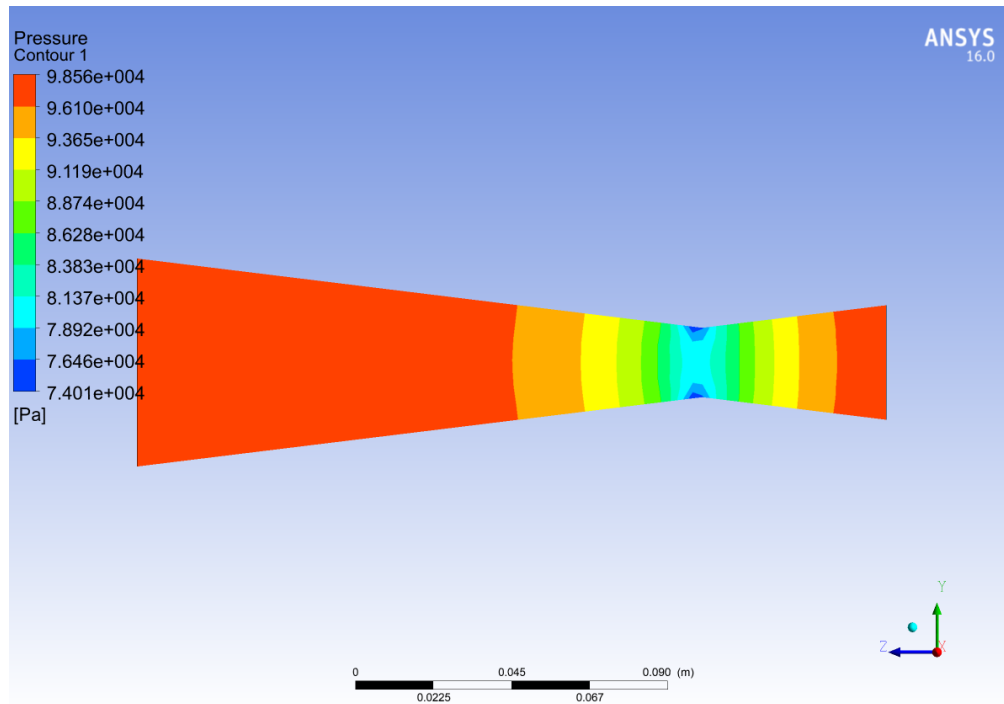
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.21 – Iteração 2 com gradiente de pressão.



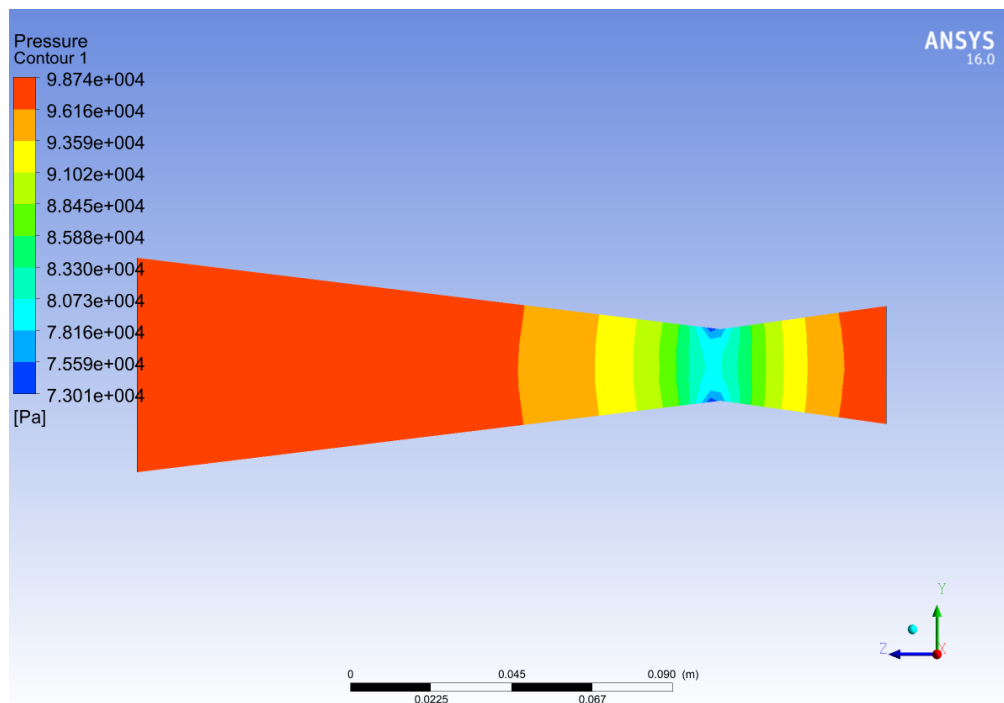
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.22 – Iteração 3 com gradiente de pressão.



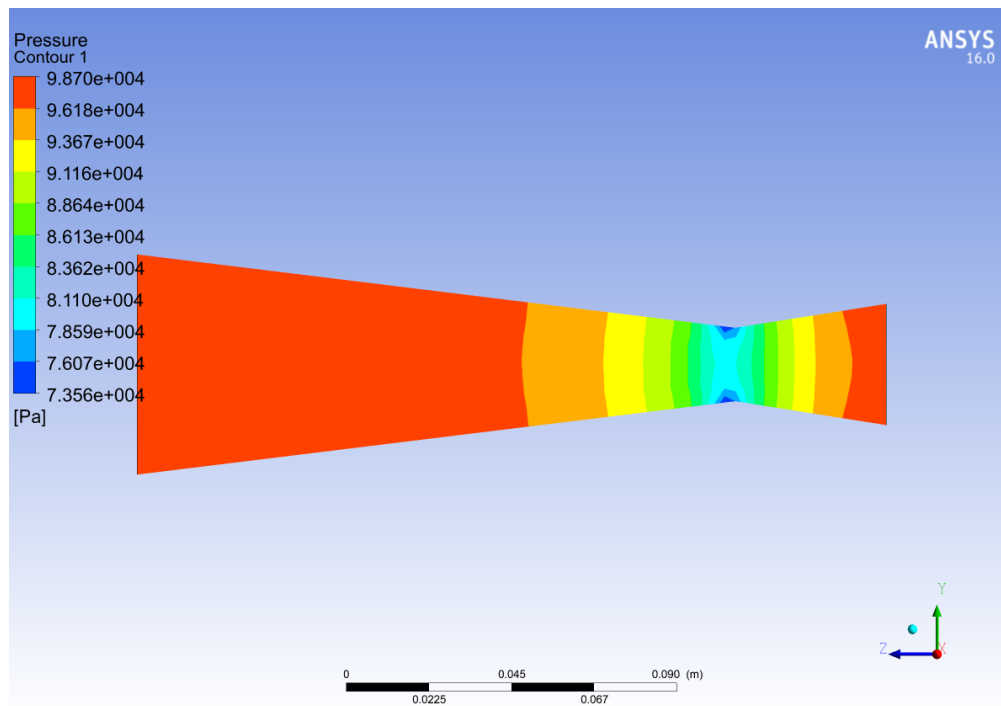
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.23 – Iteração 4 com gradiente de pressão.



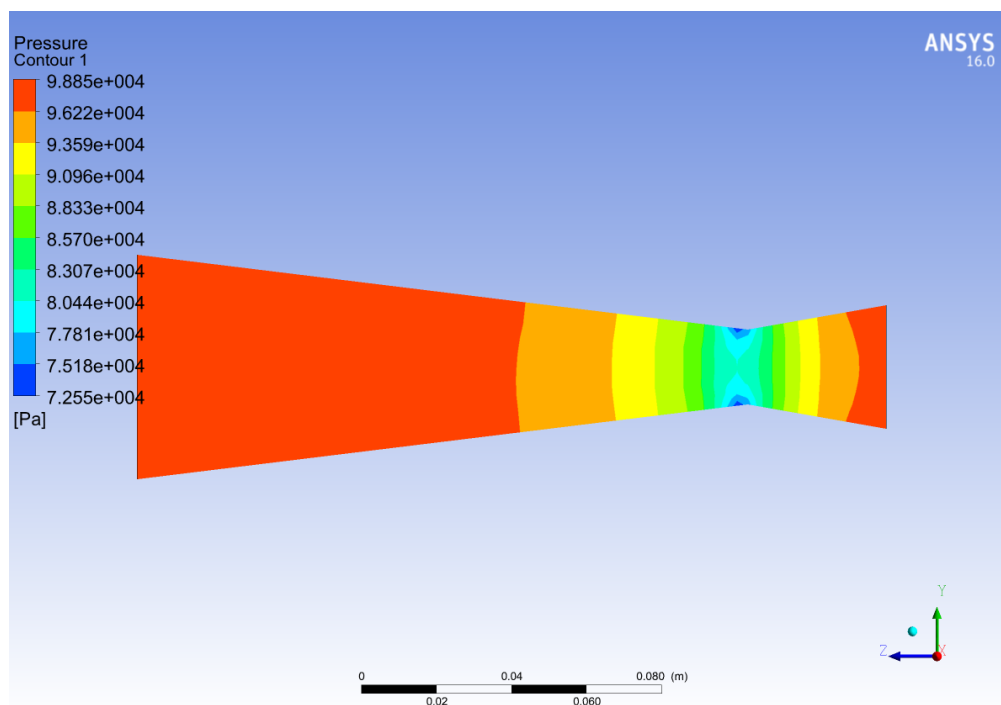
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.24 – Iteração 5 com gradiente de pressão.



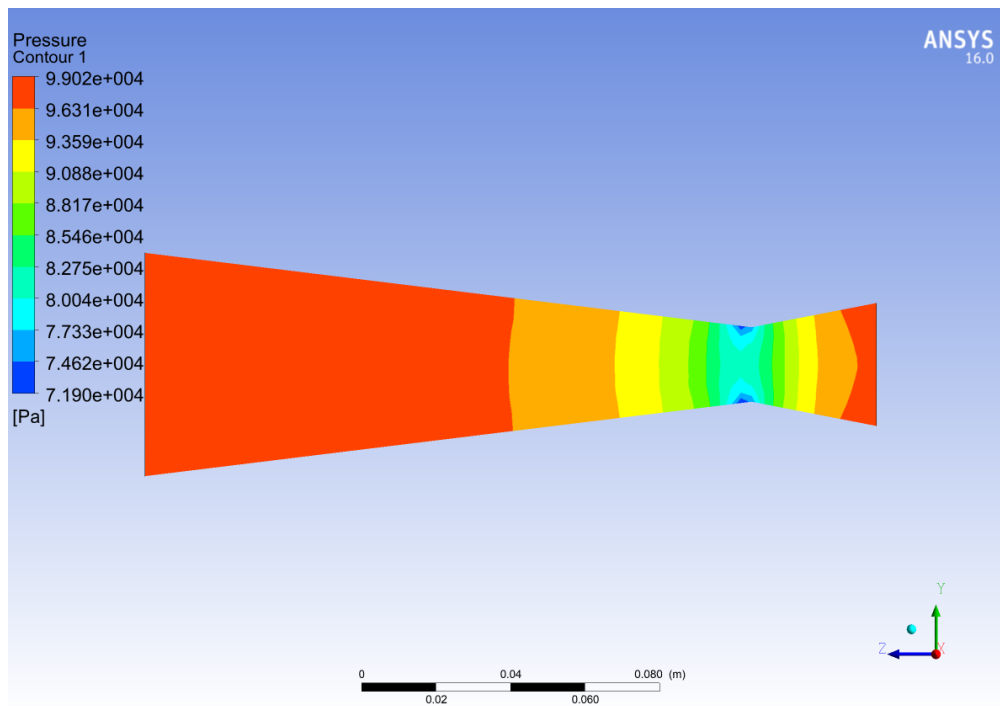
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.25 – Iteração 6 com gradiente de pressão.



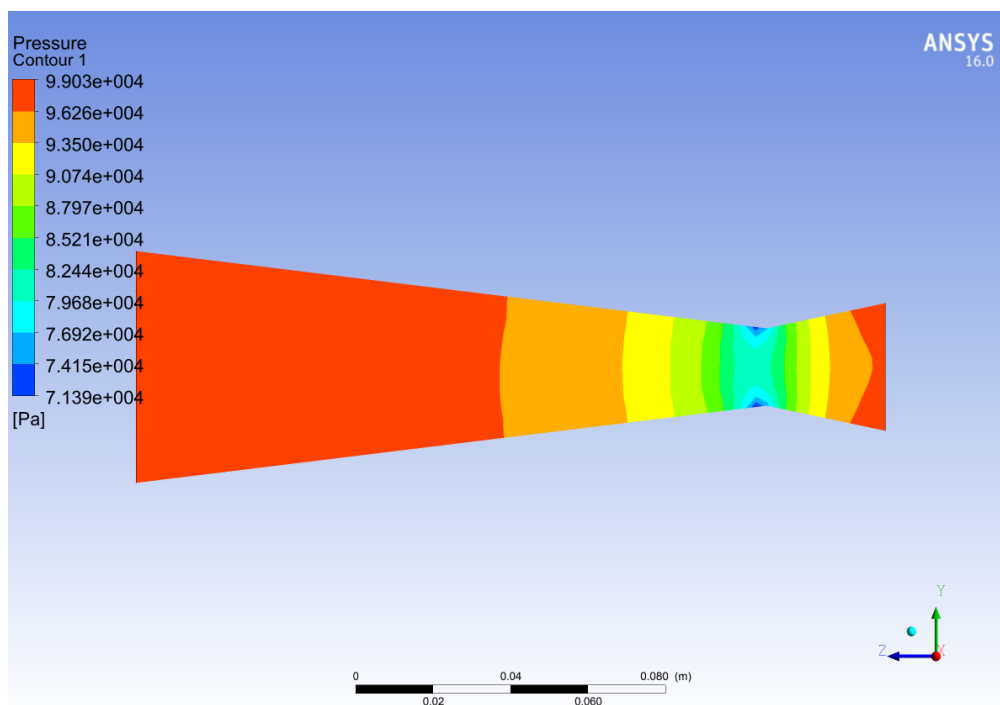
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.26 – Iteração 7 com gradiente de pressão.



Fonte: Próprio autor.

Figura 4.27 – Iteração 8 com gradiente de pressão.



Fonte: Próprio autor.

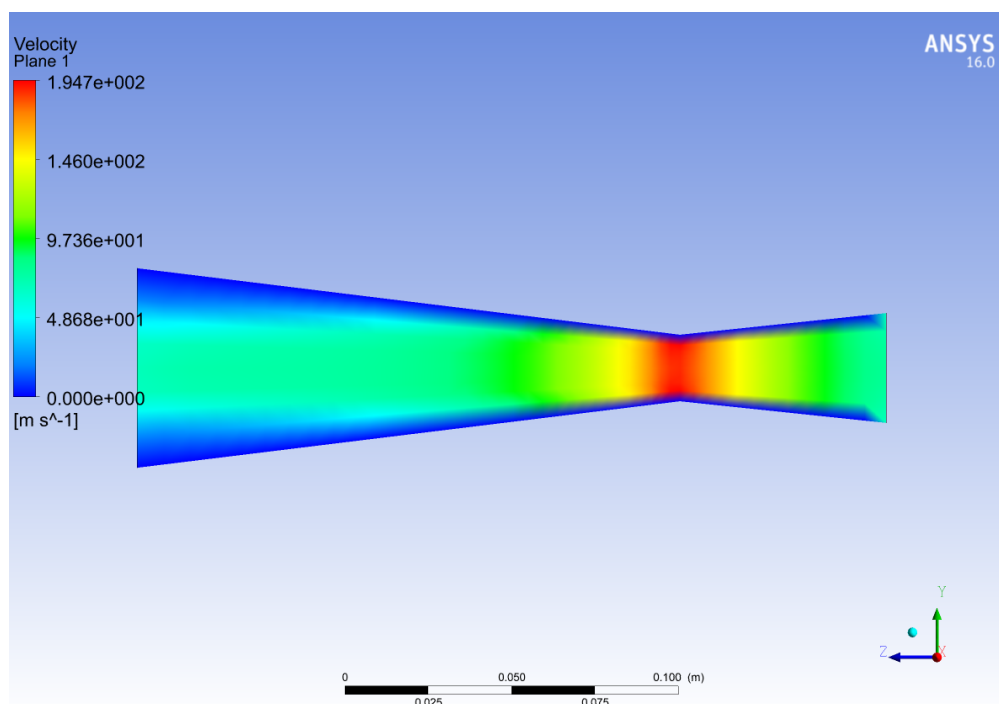
Tabela 4.5 – Resultados das simulações variando ângulos de convergência

Iteração	Convergência (graus)	Divergência (graus)	Diferença de pressão (Pa)
1	5	7	3.009,3
2	6	7	2.950,2
3	7	7	3.009,1
4	8	7	3.118,6
5	9	7	3.145,4
6	10	7	3.381,5
7	11	7	3.451,9
8	12	7	3.636,0

Fonte: Fonte: Próprio Autor.

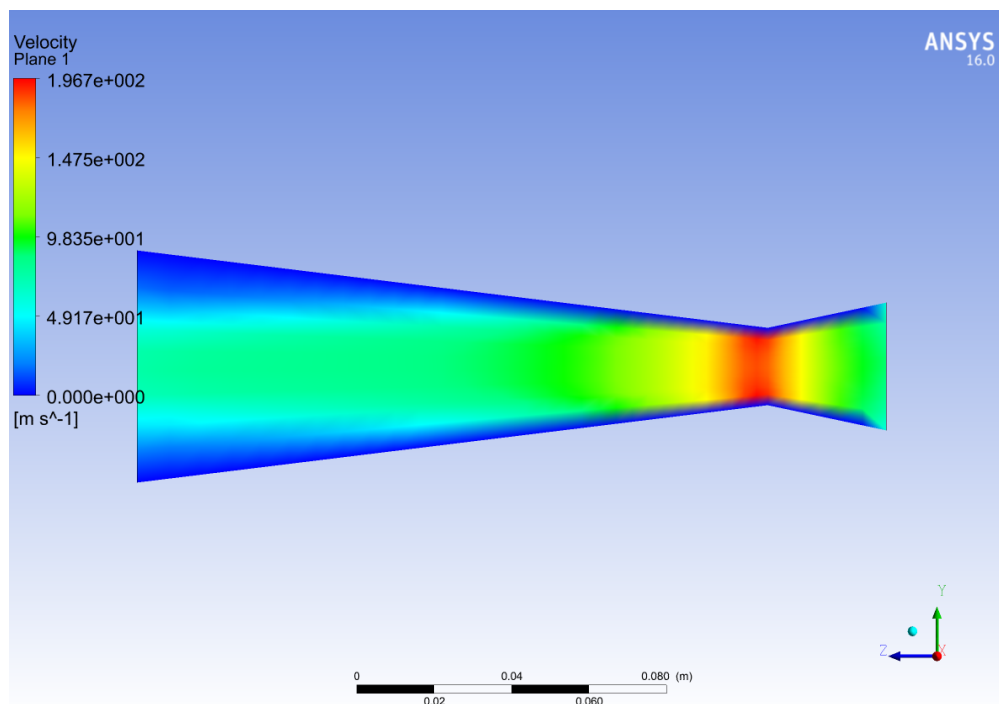
para redução da diferença de pressão pelo Venturi, que aparenta ter o equilíbrio entre a diferença de pressão pelo arrasto de forma e o arrasto viscoso das paredes internas. Nas Figuras 4.28 e 4.29 mostram os gradientes de velocidade do caso com menor e maior diferença de pressão.

Figura 4.28 – Iteração 2 com gradiente de velocidade.



Fonte: Próprio autor.

Figura 4.29 – Iteração 8 com gradiente de velocidade.



Fonte: Próprio autor.

De maneira geral, a alteração na diferença de pressão foi grande se colocar o maior valor obtido pelo menor valor obtido, cerca de 23,2% de aumento do menor valor obtido pelas análises.

Logo após, foi feito um estudo variando o ângulo de divergência das paredes do Venturi, para analisar qual tem o menor impacto na diferença de pressão pelo componente, começando por 3 graus até 10 graus, como mostra na Tabela 4.6.

A partir dos parâmetros definidos para a construção dos novos modelos para as análises, foram realizadas novas simulações numéricas para a obtenção dos resultados. Os resultados das simulações estão dados pela Figura 4.30 até a Figura 4.37.

Analisando os resultados das simulações, pode-se observar que não houve grandes mudanças no comportamento do gradiente de pressão, apesar de haver grandes mudanças na dimensão e geometria do Venturi.

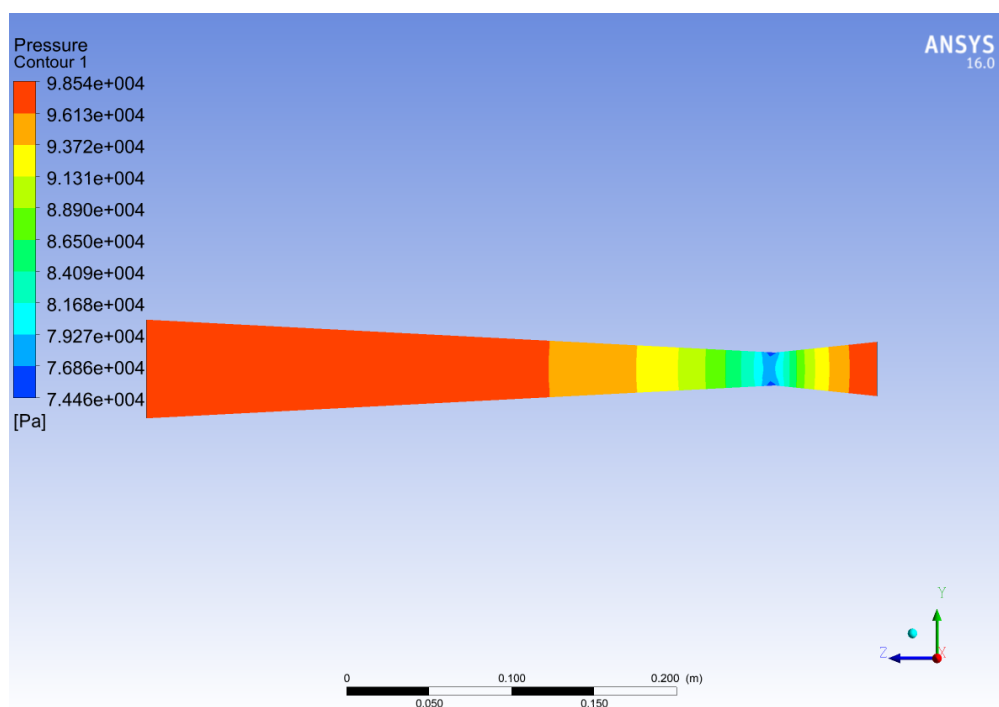
Observa-se que houve uma alteração muito baixa com relação à entrada do Venturi. Os valores têm um aumento de 8,4% do menor valor para o maior, mostrando que há uma predominância no arrasto viscoso na saída da restrição de ar, mostrando também que o impacto maior na diferença de pressão está na variação do ângulo de entrada da

Tabela 4.6 – Tabela variando Ângulos de Divergência

Iteração	Convergência (graus)	Divergência (graus)
1	6	3
2	6	4
3	6	5
4	6	6
5	6	7
6	6	8
7	6	9
8	6	10

Fonte: Fonte: Próprio Autor.

Figura 4.30 – Iteração 1 com gradiente de pressão.

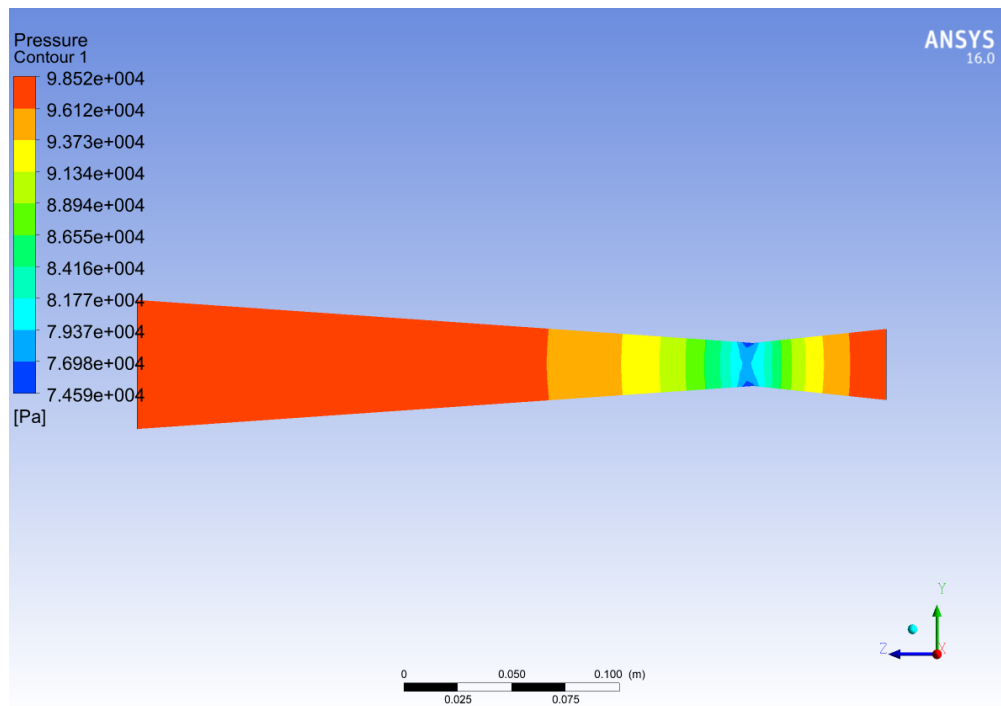


Fonte: Próprio autor.

restrição e não no ângulo de saída.

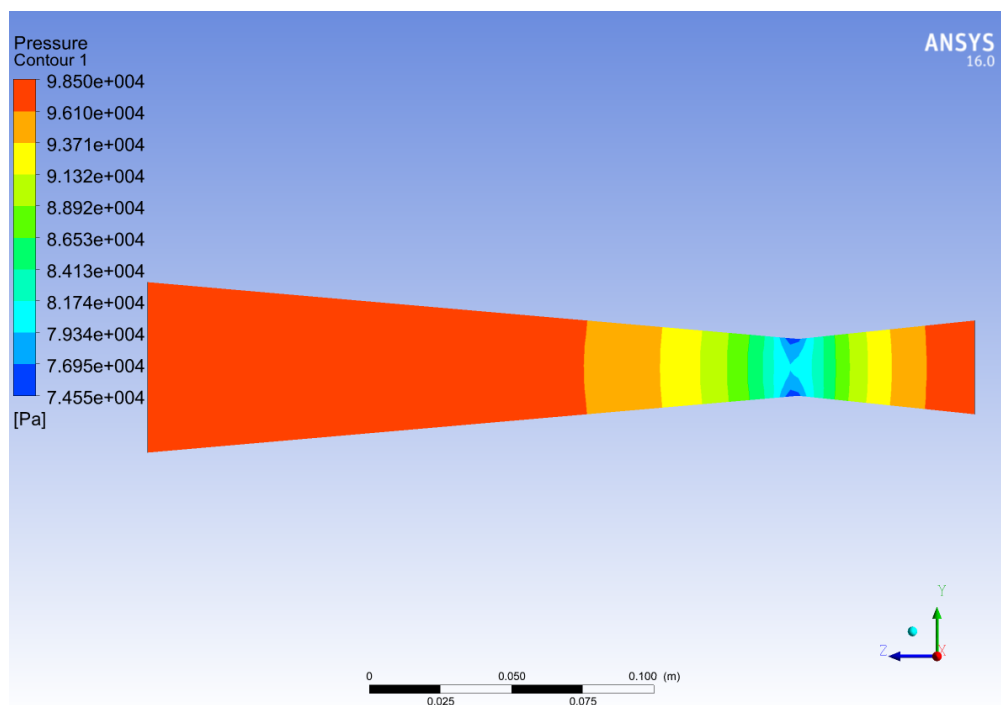
Na Figura 4.38 e 4.39 estão os gradientes de velocidade resultantes das simulações. Pode-se observar que não houve grandes mudanças de comportamento do fluido, além de perceber a alteração significativa na geometria.

Figura 4.31 – Iteração 2 com gradiente de pressão.



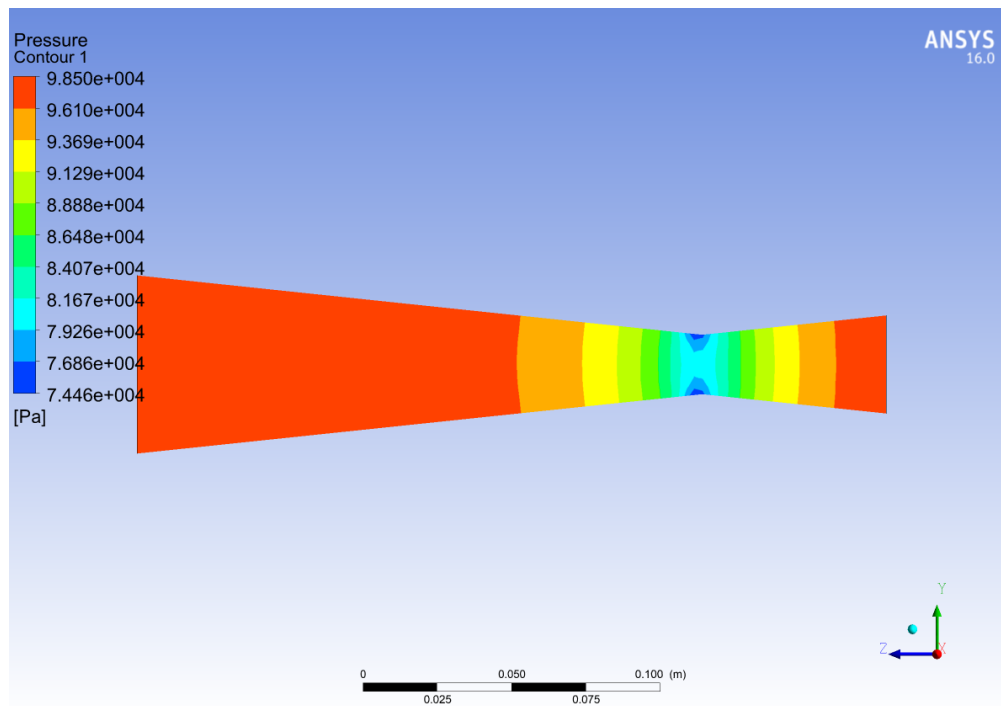
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.32 – Iteração 3 com gradiente de pressão.



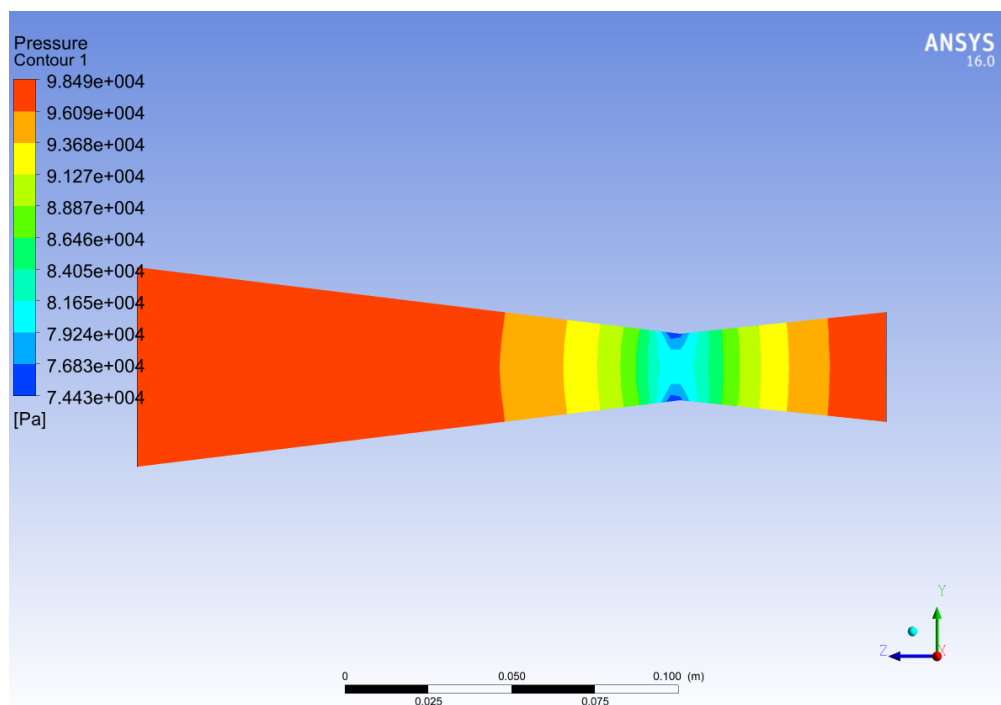
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.33 – Iteração 4 com gradiente de pressão.



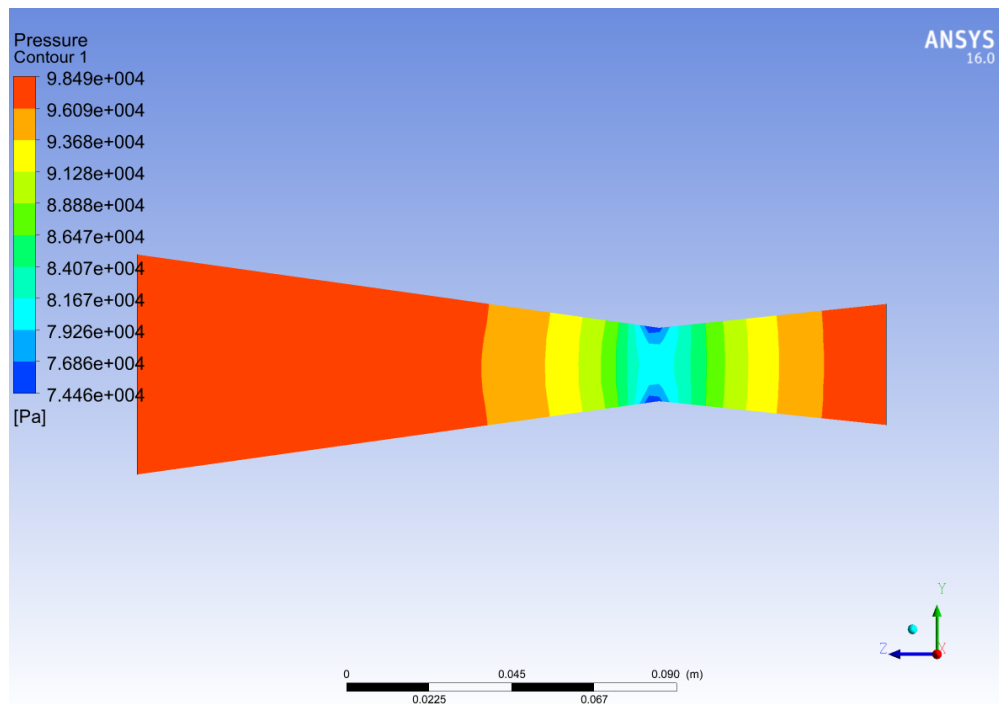
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.34 – Iteração 5 com gradiente de pressão.



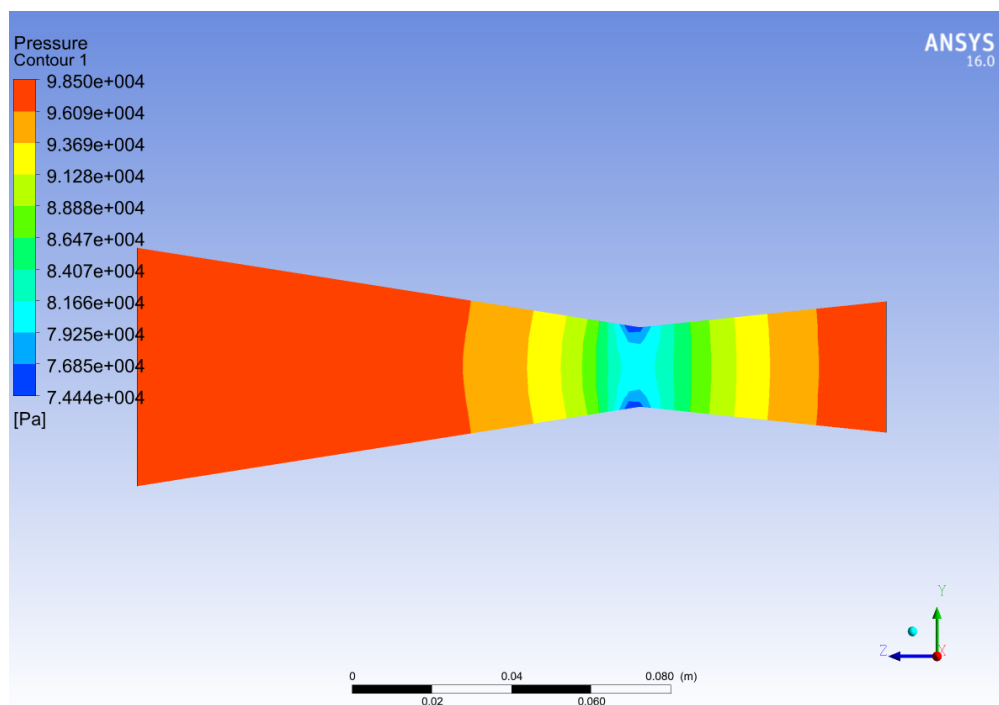
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.35 – Iteração 6 com gradiente de pressão.



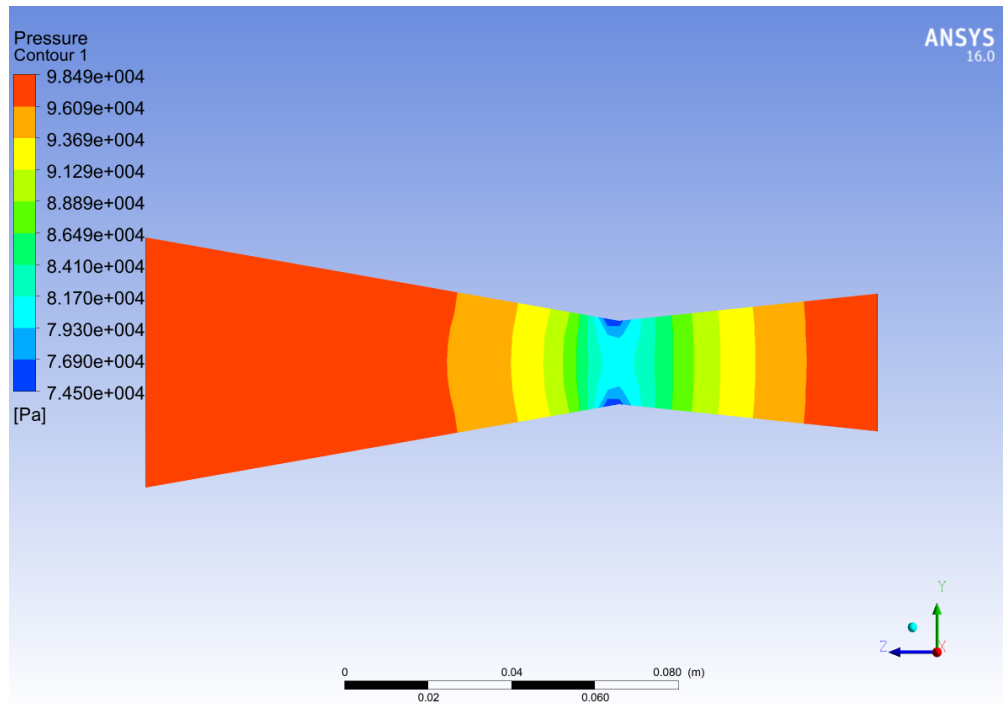
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.36 – Iteração 7 com gradiente de pressão.



Fonte: Próprio autor.

Figura 4.37 – Iteração 8 com gradiente de pressão.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 4.7 – Resultados das simulações variando ângulos de divergência

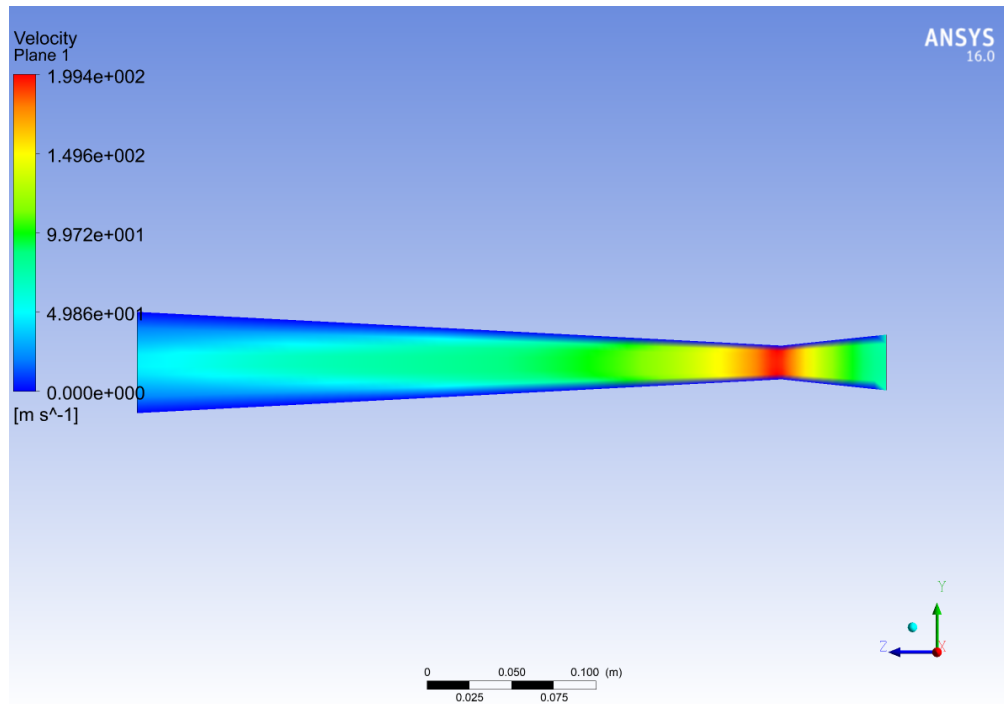
Iteração	Convergência (graus)	Divergência (graus)	Diferença de pressão (Pa)
1	6	3	2.788,1
2	6	4	2.808,2
3	6	5	2.959,0
4	6	6	3.021,4
5	6	7	2.950,2
6	6	8	2.951,9
7	6	9	2.924,9
8	6	10	2.932,2

Fonte: Fonte: Próprio Autor.

Para comparação, foi realizada uma simulação com um restritor de placa de orifício, como mencionado anteriormente, nas mesmas condições em que foram feitas as análises com o Venturi. E o resultado foi o que segue na Figura 4.40 e 4.41.

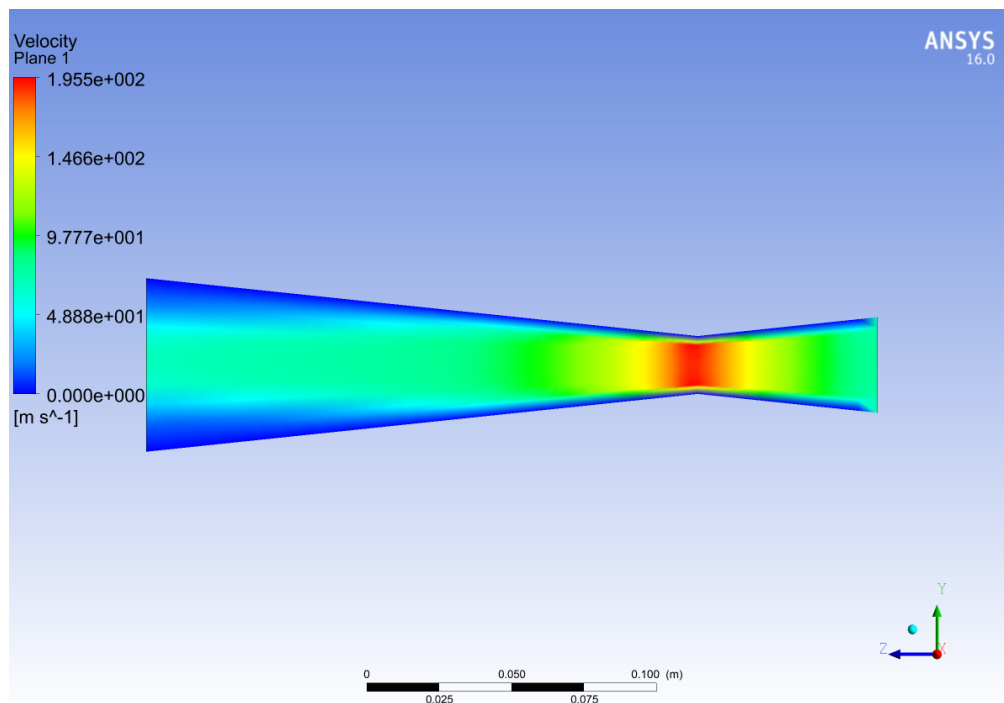
Como esperado, o resultado é muito diferente dos obtidos pelos estudos com

Figura 4.38 – Iteração 1 com gradiente de velocidade.



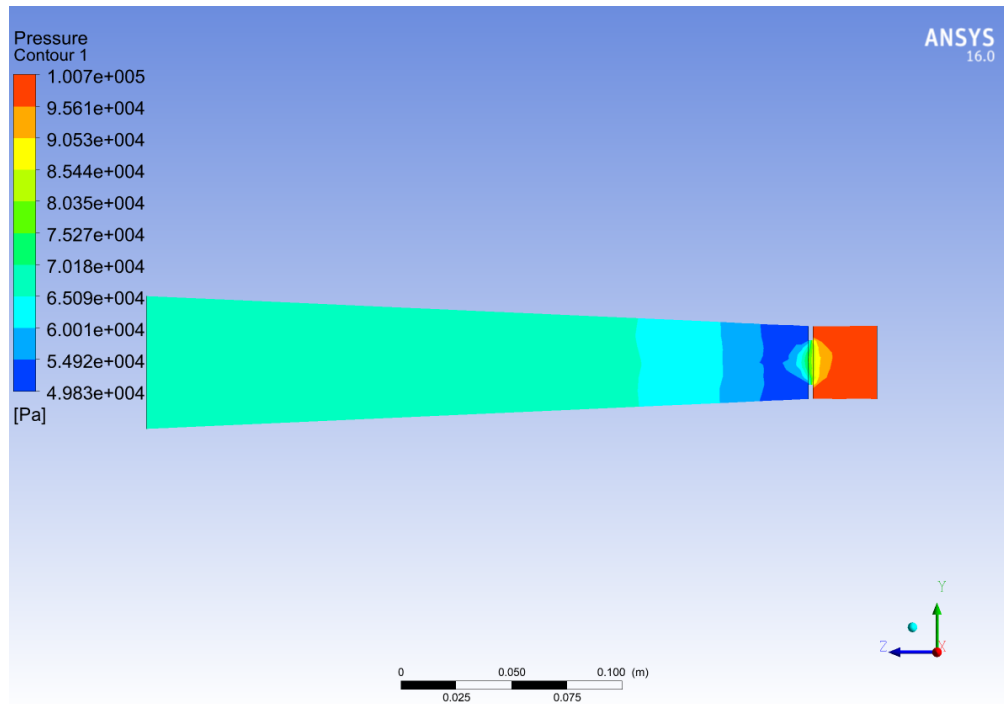
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.39 – Iteração 4 com gradiente de velocidade.



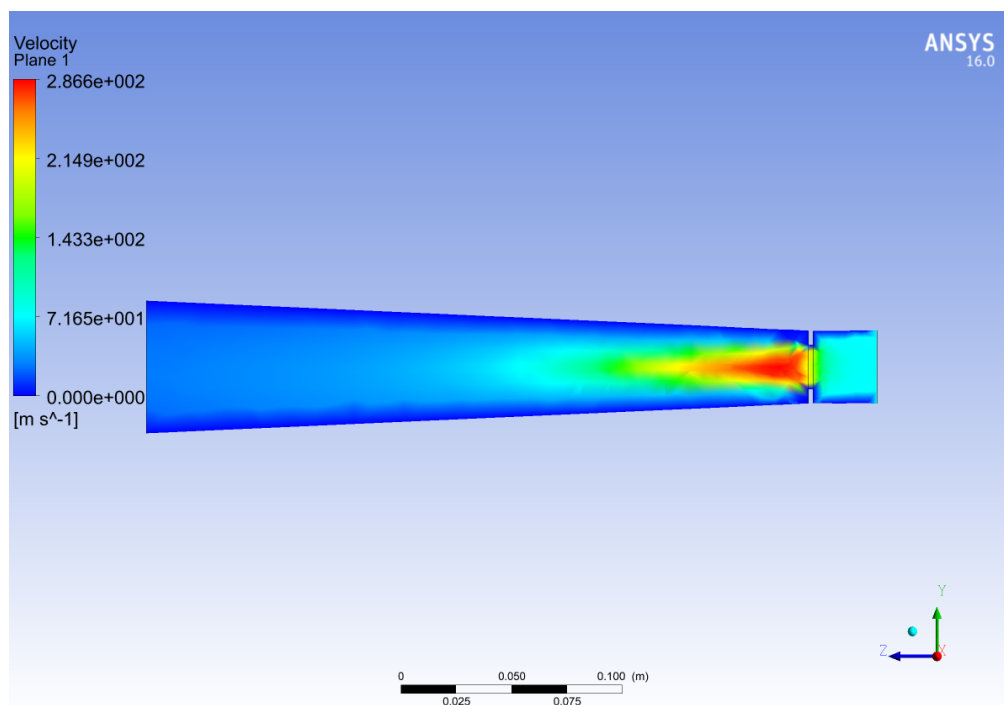
Fonte: Próprio autor.

Figura 4.40 – Teste com placa de orifício de 20mm.



Fonte: Próprio autor.

Figura 4.41 – Gradiente de velocidade com placa de orifício de 20mm.



Fonte: Próprio autor.

Venturi. É possível observar a grande mudança no gradiente de pressão após a passagem pelo orifício da placa. Para uma quantificação da diferença de pressão, houve uma diferença de pressão de 33.335,6 Pa, que é 10,956 vezes maior que o valor obtido pelo caso apresentado na Figura 4.30.

5 Conclusão

Os estudos com simulações computacionais de dinâmica de fluidos (CFD) revelaram que o restritor de placa de orifício apresenta uma diferença de pressão 10,956 vezes maior em comparação com o Venturi, devido à sua forma aerodinâmica. Esses resultados indicam que o Venturi é mais eficiente em termos de energia e desempenho, sendo um componente melhor desenvolvido para competições de alto desempenho, onde, num sistema com a placa de restrição, o sistema seria mais limitado no geral devido à grande perda de desempenho que gera a placa de orifício.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Para futuros trabalhos, é sugerido as seguintes implementações:

- Complementar análise utilizando perda de carga, a qual seria analisar a perda de energia pelo componente;
- Implementar análise de elementos de geometria mais suaves ao longo do Venturi, sem mudanças abruptas no contorno da parede;
- Adicionar ao estudo variados tipos de corpo do acelerador para análises dos comportamentos dele e como esses afetam o fluxo de ar para o restritor;
- Realizar um estudo sobre a variação dos diâmetros de entrada e saída do Venturi e do comprimento deste, e estudar o comportamento dessas alterações;
- Validar o ganho de desempenho da implementação de um Venturi a um restritor de placa de orifício;
- Estudo dos efeitos de um Venturi com entrada no formato de uma corneta ou *trumpets*.

6 Referências bibliográficas

BLAIR, Gordon P. **Design and simulation of four-stroke engines**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1999. 815 p.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. McGraw-Hill Education, 2018.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. 2. ed. Upper Saddle River, N.J: Pearson Prentice Hall, 2004. 478 p.

FERGUSON, Colin R.; KIRKPATRICK, Allan T. **Internal combustion engines: applied thermosciences**. John Wiley & Sons, 2015.

MARTINS, Jorge. **Motores de Combustão Interna**. ISBN: 972-8953-02-X DATA EDIÇÃO: 2006 IDIOMA: Português EDITO. 2006.

AHUJA, Mohnish; SAINI, Inderjeet S; SINGH, Amberpreet. **DESIGN OPTIMIZATION FOR AIR INTAKE SYSTEM OF FORMULA STUDENT RACE CAR**. ISSN (O): 2393-8609. International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering: 2018

FORMULA SAE STUDENT. SAE International. **2022 FORMULA SAE RULES**. 2021. 138 p.

HONDA. **Manual de Serviços - CB-600F**. [S.l.], 2009.

NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION. Mass Flow Choking [site]. [EUA]. Disponível em: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/mflchk.html>. Acesso em: 17 out. 2024.