

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL**  
**ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

**BURKHARD INGOBERT SCHMIDT**

**ANÁLISE DA GEOMETRIA DO COLETOR DE ADMISSÃO UTILIZADO EM UM**  
**MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO**

**CAXIAS DO SUL**

**2020**

**BURKHARD INGOBERT SCHMIDT**

**ANÁLISE DA GEOMETRIA DO COLETOR DE ADMISSÃO UTILIZADO EM UM  
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à  
Universidade de Caxias do Sul como requisito  
parcial à obtenção do grau de Engenheiro  
Mecânico.

Área de concentração: Máquinas, Motores e  
Equipamentos.

Orientador: Prof. Me. Adelair Lino Colombo.

**CAXIAS DO SUL**

**2020**

**BURKHARD INGOBERT SCHMIDT**

**ANÁLISE DA GEOMETRIA DO COLETOR DE ADMISSÃO UTILIZADO EM UM  
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à  
Universidade de Caxias do Sul como requisito  
parcial à obtenção do grau de Engenheiro  
Mecânico.

Área de concentração: Máquinas, Motores e  
Equipamentos.

**Aprovado em:** 30/11/2021

**Banca Examinadora:**

Prof. Me. Adelair Lino Colombo  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Vagner Grison  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

## RESUMO

O presente trabalho apresenta o estudo, simulação e análise da influência da geometria do coletor de admissão sobre o desempenho do motor de combustão interna utilizando o *software Lotus Engine Simulation*. Foi considerado no estudo um modelo de coletor com dimensões similares ao coletor de um motor marca Chevrolet 4100 utilizado no veículo Opala. Foi analisada a influência da geometria do coletor, especialmente, diâmetro e comprimento, sobre o desempenho do motor. Após algumas análises e realizados cálculos para obter a geometria de duto adequado para o motor apresentar torque em rotações próximas a 4000 rpm, foram realizadas diversas simulações através de *software* para comparar o motor original com uma configuração proposta para melhoria de desempenho. O duto do coletor de admissão proposto apresentou torque 13,4% superior em relação ao duto base. Um torque de 76 Nm ocorreu na rotação de 3750 rpm, observa-se que esta geometria foi calculada para que o torque máximo ocorresse aos 4000 rpm, porém, como calculado o torque ocorreu em rotação inferior a rotação de 5750 relativa a rotação de ocorrência do torque de 67 Nm com o duto base.

**Palavras chave:** Admissão. Torque. Potência. Motores de combustão interna.

## ABSTRACT

The present work presents the study, simulation and analysis of the influence of the intake manifold geometry on the performance of the internal combustion engine using the Lotus Engine Simulation software. It was considered an intake manifold model with dimensions similar to the intake manifold of a Chevrolet 4100 engine used in the Opala vehicle. The influence of intake manifold geometry, especially diameter and length, on engine performance was analyzed. After some analysis and calculations were carried out to obtain the adequate duct length for the engine to present torque at rotations around to 4000 rpm, several simulations were carried out using software to compare the original engine and with a proposal for improving performance. The proposed duct presented a 13.4% higher torque compared to the base duct. The torque of 76 Nm occurred at the rotation of 3750 rpm, when it was calculated to occur at 4000 rpm, however, lower than the rotation of 5750 relative to the rotation of occurrence of the torque of 67 Nm with the base duct.

**Keywords:** Intake manifold. Torque. Power. Internal combustion engines

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Componentes e características do MCI .....	13
Figura 2 – Os quatro tempos do motor de combustão interna .....	15
Figura 3 – Fechamento da válvula de admissão no tempo de compressão .....	19
Figura 4 – Fluxograma das atividades proposta .....	23
Figura 5 – Coletor de admissão original do motor Chevrolet 4100 .....	25
Figura 6 – Medidas do coletor de admissão original.....	26
Figura 7 – Junta dos coletores de admissão e escape do motor Chevrolet 4100 .....	26
Figura 8 – Coletor de admissão modelado em CAD.....	27
Figura 9 – Exemplo de modelagem de motor no <i>software</i> Lotus Engine Simulation .....	28
Figura 10 – Configuração do motor no <i>software</i> .....	30
Figura 11 – Configuração do comando de válvulas no <i>software</i> .....	31
Figura 12 – Influência do comprimento do duto no torque versus rotação.....	34
Figura 13 – Influência do comprimento do duto na eficiência volumétrica versus rotação.....	35
Figura 14 – Influência do comprimento do duto na pressão efetiva versus rotação.....	35
Figura 15 – Influência do comprimento do duto na potência versus rotação.....	36
Figura 16 – Comprimento teórico do duto em função da RPM.....	36
Figura 17 – Influência dos diâmetros de dutos no torque versus rotação.....	37
Figura 18 – Curvas e dados de saída do <i>software</i> .....	38
Figura 19 – Torque e potência obtidos com duto de 250 mm.....	39
Figura 20 – Pressão efetiva e Eficiência volumétrica, duto de 250 mm.....	39
Figura 21 – Torque e potência obtidos com duto de 600 mm.....	40
Figura 22 – Pressão efetiva e Eficiência volumétrica, duto de de 600 mm.....	40
Figura 23 - Comparação dos torques.....	41
Figura 24 - Comparação das potências.....	42

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Especificações técnicas do motor Chevrolet 4100 de 1985 .....	24
--	----

## LISTA DE SIGLAS

FA	Fluido ativo
MCI	Motor de combustão interna
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
RPM	Rotações por minuto
VA	Válvula de admissão
VE	Válvula de escapamento
VP	Velocidade media do pistão
BDC	<i>Botton dead centre</i>
EVC	<i>Exhaust valve close</i>
EVO	<i>Exhaust valve open</i>
IVC	<i>Intake valve close</i>
IVO	<i>Intake valve open</i>
MOP	<i>Maximum opening point</i>
TDC	<i>Top dead centre</i>



## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área da entrada do duto [m <sup>2</sup> ]
$C$	Constante [-]
$c$	Velocidade do som [m/s]
$f$	Frequência [Hz]
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$h$	Altura da coluna de fluido [m]
$L$	Comprimento do tubo [mm]
$L_1$	Comprimento do duto primário [m]
$L_2$	Comprimento do duto secundário [m]
$l$	Comprimento entre centros da biela
$N$	Frequência da árvore de manivelas
$n$	Rotação do motor [rpm]
$p$	Pressão [Pa]
$r$	Raio da manivela
$S$	Deslocamento do pistão
$t$	Tempo para a onda ir e voltar dentro do duto [s]
$V$	Volume da câmara [m <sup>3</sup> ]
$v$	Velocidade do fluido [m/s]
$\alpha$	Ângulo formado entre a manivela e um eixo vertical de referência
$\theta_i$	Deslocamento angular do virabrequim [°]
$\rho$	Densidade do fluido [m <sup>3</sup> /kg]
$\Omega$	Velocidade angular da árvore de manivelas

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>10</b>
1.1	JUSTIFICATIVA.....	10
1.2	OBJETIVO.....	11
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo geral.....</b>	<b>11</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos.....</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO.....</b>	<b>12</b>
2.1	CARACTERÍSTICAS DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....	12
2.2	FUNCIONAMENTO.....	14
2.3	COMBÚSTIVEIS.....	15
2.4	COLETOR DE ADMISSÃO.....	16
<b>2.4.1</b>	<b>Ondas de choque.....</b>	<b>17</b>
<b>2.4.2</b>	<b>Efeito RAM.....</b>	<b>18</b>
2.5	EQUAÇÕES PARA SINTONIZAÇÃO.....	20
2.6	TRABALHOS CORRELATOS.....	22
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>23</b>
3.1	PARÂMETROS DO MOTOR.....	24
3.2	PARÂMETROS DO COLETOR.....	24
<b>3.2.1</b>	<b>Coletor de admissão original.....</b>	<b>25</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Coletor de admissão proposto.....</b>	<b>27</b>
3.3	SIMULAÇÃO EM <i>SOFTWARE</i> .....	28
3.4	FORMA DE VALIDAÇÃO.....	29
3.5	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	29
3.6	MODELO PARA SIMULAÇÃO.....	29
3.7	VARIAVEIS PARA ANÁLISE.....	31
<b>4</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>33</b>
4.1	DESEMPENHO.....	33
4.2	SIMULAÇÃO VIRTUAL.....	37

<b>4.2.1</b>	<b>Coletor base.....</b>	<b>38</b>
<b>4.2.2</b>	<b>Coletor proposto.....</b>	<b>40</b>
<b>4.3</b>	<b>RESULTADOS OBTIDOS.....</b>	<b>41</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>43</b>
<b>5.1</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>43</b>
<b>6</b>	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>45</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Em 1862 Beau de Rochas propôs o conceito de motor de combustão interna que funcionava a partir de uma sequência de operações termodinâmicas. Em 1876 o engenheiro Nicolaus Otto implementou esse conceito em seu motor e até hoje é o sistema de operação da grande maioria dos motores de combustão interna que ficou conhecido como ciclo Otto (OBERT, 1971).

Há algumas décadas a indústria automotiva vem atendendo as exigências ambientais e econômicas, aplicando soluções que visam melhorar a eficiência energética. Toda alteração capaz de promover melhorias nos veículos ou auxiliar no melhor rendimento dos motores são bem vindas.

De acordo com Rocha (2011), com o deslocamento dos gases através do sistema de escape, há o efeito de sucção na admissão do ar, conseguindo obter altos valores de eficiência volumétrica.

O coletor de admissão tem uma importância fundamental no contexto do funcionamento e eficiência energética de um motor de combustão interna. Buscando o melhor desempenho dentro das condições de funcionamento predeterminadas para o conjunto motor, o coletor de admissão deve ser projetado para integrar tal conjunto com características ótimas.

A proposta desse trabalho é fazer a modelagem e simulação em *software*, modificando a geometria do coletor de admissão para melhorar o desempenho de um motor de combustão interna.

### 1.1 JUSTIFICATIVA

A influência que o coletor de admissão tem sobre o desempenho do motor de combustão interna é frequentemente questionada, considerando que as montadoras de veículos optam por coletores de admissão mais compactos, de produção facilitada e conseqüentemente com custo menor. Quando comparado com um coletor de admissão modificado é possível perceber diferenças, porém esses, normalmente são modificados sem critérios, sem testes, sem efeitos comprovados e sem fundamentação.

A proposta desse trabalho é obter maior desempenho do motor utilizando o mesmo volume útil de cilindro, sem sobre alimentação, apenas modificando a geometria do coletor de admissão isso para melhorar a qualidade do fluxo e, conseqüentemente, obter maior enchimento do cilindro, proporcionando ganho de potência. O coletor de admissão é um item

necessário no motor de combustão interna, pois ele conduz ar ou mistura inflamável ao interior do cilindro. A fundamentação teórica e a determinação de parâmetros geométricos que possam tornar o desempenho do motor melhor possuem importância ambiental e econômica, baixo investimento e manutenção praticamente inexistente.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

Analisar a influência do coletor de admissão sobre o desempenho de um motor de combustão interna de ciclo Otto.

### 1.2.2 Objetivos específicos

Definem-se os objetivos específicos a fim de atingir-se o objetivo geral:

- a) determinar os principais parâmetros geométricos de um coletor;
- b) modelar um coletor de admissão;
- c) simular via *software* o desempenho de um motor com o coletor de admissão atual e o coletor de admissão proposto;
- d) analisar os resultados comparativamente entre o coletor atual e o proposto.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo são abordados os assuntos pertinentes ao funcionamento dos motores de ciclo Otto, descrevendo os parâmetros que influenciam o seu funcionamento. Para tanto, levou-se em consideração as diversas aplicações dos motores de combustão interna (MCIs).

Buscou-se manter a concentração nos coletores de admissão, suas características e influências. O desenvolvimento do texto considera as características das classificações em questão, porém, se orientando a descrever o motor alternativo de combustão interna de quatro tempos com ignição por centelha (ciclo Otto).

### 2.1 CARACTERÍSTICAS DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

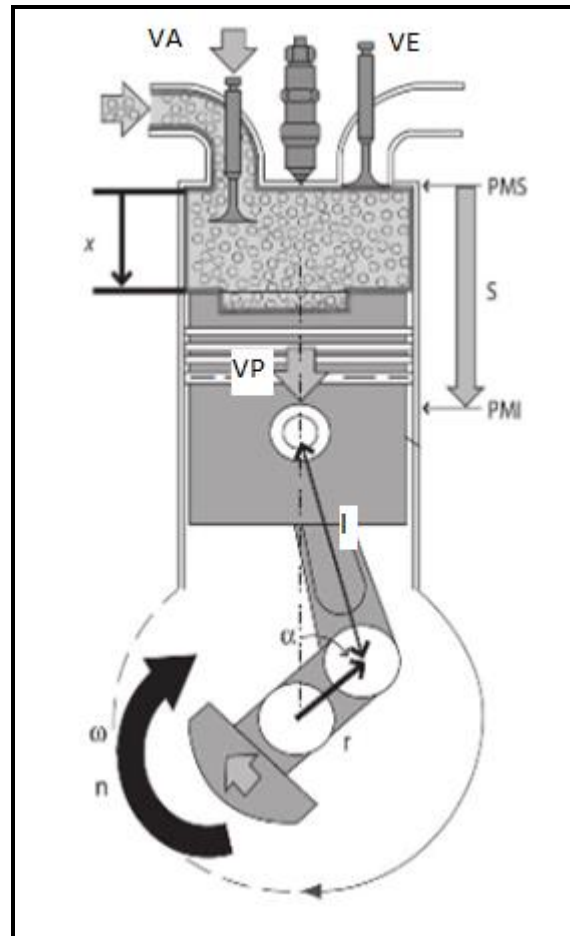
As máquinas térmicas estão classificadas dentre outras tantas máquinas capazes de converter energia. Descrito por Brunetti (2012), “As máquinas térmicas são dispositivos que permitem transformar calor em trabalho. O calor pode ser obtido de diferentes fontes: combustão, energia elétrica, energia atômica, etc.[...]”.

A máquina térmica em questão é o MCI, realiza uma sequência de processos termodinâmicos utilizando uma substância denominada ‘fluido ativo’ (FA), para fornecer energia mecânica. A forma como o FA participa do processo de transformação de energia caracteriza a classificação dentre as máquinas térmicas, neste caso como motores de combustão interna, quando o FA participa diretamente da combustão. Dentre os motores de combustão interna, os motores alternativos são classificados por produzirem trabalho transformando o movimento alternativo do pistão em rotação contínua através de um sistema biela-manivela, representado na Figura 1.

A mistura ar - combustível admitida para o interior do cilindro entra em combustão devido a uma centelha que ocorre entre os eletrodos da vela de ignição, sendo esta centelha produzida por um sistema elétrico sincronizado aos movimentos do motor.

A ignição inicia a reação de oxidação do combustível com o oxigênio existente no ar, sendo um processo químico exotérmico. O aumento da temperatura produz a expansão dos gases, o que provoca o aumento da pressão interna do cilindro que empurra o pistão produzindo trabalho positivo.

Figura 1 – Componentes e características do MCI



Fonte: Brunetti 2012.

Onde: VE é a válvula de escapamento;  
 VA é a válvula de admissão;  
 $r$  é o raio da manivela;  
 $l$  é o comprimento entre centros da biela;  
 PMS é o ponto morto superior;  
 PMI é o ponto morto inferior;  
 $n$  é a frequência da árvore de manivelas;  
 $\omega$  é a velocidade angular da árvore de manivelas;  
 VP é a velocidade media do pistão;  
 $\alpha$  é o ângulo formado entre a manivela e um eixo vertical de referencia;  
 $\alpha = 0^\circ$  quando o pistão está em PMS;  
 $S$  é o deslocamento do pistão.

O deslocamento volumétrico de um motor é determinado pelo volume deslocado pelo pistão de PMS até PMI a cada ciclo, este valor se obtém através do produto do deslocamento pela área do pistão multiplicado pelo número de cilindros do motor.

A eficiência volumétrica é definida pela relação entre a massa de mistura fresca admitida pelo cilindro e a massa que encheria o volume deslocado pelo pistão durante o curso de admissão (BRUNETTI, 2012).

## 2.2 FUNCIONAMENTO

Os motores de ciclo Otto possuem como principal característica a ignição por faísca. Tratando dos motores de quatro tempos estes ocorrem durante duas voltas do virabrequim. Para isso o pistão percorre o cilindro em movimentos entre o ponto morto superior (PMS), e o ponto morto inferior (PMI), cumprindo os tempos de funcionamento do motor que utiliza o princípio de êmbolo alternativo no interior do cilindro.

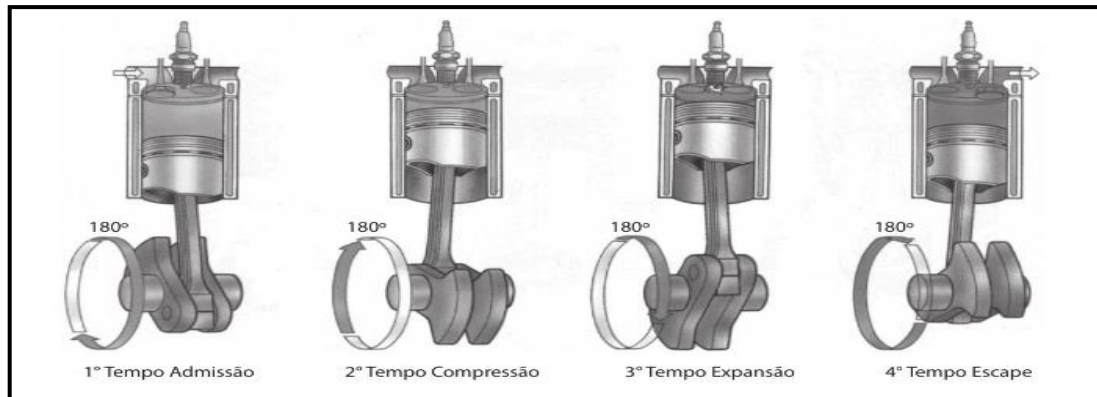
Para melhor compreensão das distinções dos tempos do motor, algumas simplificações estão aplicadas neste trecho, na sequência do texto, detalhes são tratados com pequenas divergências devido ao funcionamento real.

Os quatro tempos do motor de ciclo Otto são ilustrados na Figura 2 e definidos como:

- Admissão, com a válvula de admissão aberta o pistão se desloca do PMS ao PMI aspirando a mistura ar combustível para o interior do cilindro.
- Compressão, com as duas válvulas fechadas o pistão se desloca do PMI para PMS, comprimindo a mistura na câmara de combustão.
- Expansão, com as duas válvulas fechadas o pistão se desloca de PMS para PMI, sendo impulsionado pela expansão gerada pela combustão da mistura ar combustível.
- Escape, com a válvula de escape aberta o pistão se desloca de PMI para PMS, expulsando os gases resultantes da combustão pelo duto de escape (BRUNETTI, 2012).



Figura 2 – Os quatro tempos do motor de combustão interna



Fonte: Brunetti 2012.

Segundo Brunetti (2012), para o estudo experimental dos motores, buscando conhecer suas características de desempenho e aplicações são utilizadas propriedades que fornecem informações relevantes e podem gerar curvas com características individuais que caracterizam cada motor.

A força proveniente da pressão sobre o pistão produz momento sobre o braço da manivela, este momento varia com a posição dos componentes do sistema biela–manivela.

Com o motor em funcionamento, obtém-se o momento torçor médio positivo, comumente denominado torque, para medir o torque em determinada rotação deve-se impor um momento externo resistente de mesmo valor que o produzido pelo motor.

A potência indicada é a desenvolvida pelo ciclo termodinâmico do FA, essa potência pode ser obtida através de medidores de pressão traçando o ciclo do fluido ativo.

Segundo Giacosa (1989), a potência efetiva é aquela disponível no eixo do motor, sendo essa o resultado da potência indicada subtraída a potência absorvida pelas resistências passivas. O consumo específico é a relação entre o consumo de combustível e a potência efetiva que é medida no dinamômetro.

### 2.3 COMBUSTÍVEIS

Os combustíveis mais comuns utilizados nos MCI são as gasolinas e os álcoois. De acordo com Brunetti (2012), a gasolina é a mistura de diversas naftas que devem ser balanceadas a fim de permitir um desempenho satisfatório em diversas condições operacionais dos motores. As propriedades que mais influenciam no desempenho dos motores são a octanagem e a volatilidade. A octanagem representa a resistência da mistura ar

combustível à autoignição, a volatilidade está ligada a pressão de vapor da gasolina e tem influência no adequado funcionamento do motor, devido à composição complexa da gasolina, por ser uma mistura, as temperaturas de ebulição se elevam de acordo com a evaporação dos componentes, iniciando pelos leves e seguindo para os mais pesados.

Os álcoois possuem alta octanagem e baixo poder calorífico, que é compensado pela necessidade de maior quantidade de combustível misturado para a mesma quantidade de ar, quando comparado às gasolinas. O alto calor de vaporização dos álcoois provoca o aumento da densidade da mistura ar-combustível auxiliando o rendimento volumétrico. Os álcoois são combustíveis que abrangem uma larga banda de inflamabilidade melhorando a dispersão da combustão nos motores.

## 2.4 COLETORES DE ADMISSÃO

De acordo com Brunetti (2012) “Os elementos de ligação entre o corpo de borboleta (ou carburador) e o motor propriamente dito são os tubos de admissão, comumente chamados de coletores de admissão dentro da indústria automotiva”.

Segundo Souza (2010), a função dos tubos de admissão é conduzir a massa de ar até os cilindros com distribuição uniforme entre eles, otimizando o rendimento volumétrico e produzindo baixas perdas de pressão ao longo do escoamento. A uniformidade do ar admitido em cada cilindro depende de características geométricas similares para cada duto individual, portanto, a geometria dos dutos deve respeitar as características do motor. Ao projetar um coletor de admissão é desejável:

- a) um fluxo o mais direto possível para cada cilindro;
- b) uma quantidade igual de carga para cada cilindro;
- c) uma distribuição uniforme de intensidade de mistura para cada cilindro;
- d) um intervalo de aspiração igual entre as derivações de dutos;
- e) o menor diâmetro possível para que se mantenha adequada a velocidade do ar em baixas rotações do motor, sem afetar a eficiência volumétrica nas rotações mais altas;
- f) um meio em que se evite interferências entre os fluxos de cada cilindro;
- g) no interior do duto, sobrepostos, ocorrem fenômenos de inércia e fenômenos oscilatórios;
- h) uma carga mensurável do efeito RAM (do inglês, RAM significa impulsionar).

Conforme Taylor (1971), o projeto dos coletores de admissão deve buscar distribuir ar e combustível de maneira tão uniforme quanto possível e oferecer a mínima resistência ao escoamento, buscando como resultado o equilíbrio entre a boa distribuição e o máximo fornecimento de ar. Nos motores com dutos separados ou injeção de combustível na janela de admissão o critério de velocidades elevadas do ar não é muito importante, mas sim coletores grandes o suficiente para que a perda de pressão seja desprezível.

Condizente com Giacosa (1989), o rendimento volumétrico em geral varia com o regime do motor, considerando que as formas e dimensões dos dutos de admissão são responsáveis pela resistência encontrada pelo fluido e também diretamente ligadas a velocidade do mesmo. Ainda, a velocidade do ar depende da seção dos dutos de admissão, os quais devem permitir a entrada da máxima quantidade de ar possível para o interior do cilindro, ou seja, quanto maior a quantidade de ar, maior é a quantidade de combustível que se pode queimar.

#### **2.4.1 Ondas de choque**

Devido ao carregamento e descarregamento dos fluidos através de válvulas com movimentos alternativos, da velocidade variável do pistão, das variações de pressão e velocidade do fluido nos dutos de admissão é produzido o fenômeno de onda. A pulsação pode contribuir ou prejudicar a admissão de ar no cilindro se devidamente aproveitadas podem produzir aumento no rendimento volumétrico dos motores.

Os fenômenos de ondas são produzidos devido aos movimentos das válvula de admissão, que se movimentando produzem compressão na camada de ar junto a sua superfície. Essa por sua vez se expande comprimindo a camada adjacente e assim ocorre a propagação sucessivamente por todo duto de admissão. A propagação iniciada na válvula segue para a entrada do sistema de admissão, ao atingir uma junção ou a atmosfera ocorre a reflexão do mesmo, seguindo no mesmo sentido do fluxo de ar, em direção ao cilindro. Este fenômeno se propaga em tempo e velocidade finita (HANRIOT,2001).

Segundo Giacosa (1989), podem influenciar no rendimento volumétrico o efeito das ondas de pressão que se originam nos dutos de admissão por consequência das rápidas variações de velocidade que sofrem as massas gasosas. Quando as ondas de pressão formadas no duto atingem um ritmo tal que produzem uma pressão máxima na entrada do cilindro auxiliando na obtenção de maior rendimento volumétrico, é possível aproveitar este fenômeno escolhendo oportunamente o comprimento do duto.

De acordo com Heywood (1988), o fluxo variável na entrada do cilindro propagam ondas de expansão que retornam pelo coletor de admissão. Essas ondas são refletidas na extremidade aberta do duto gerando uma onda de pressão positiva em direção ao cilindro. Se apropriadamente utilizada, essa pressão positiva gera um aumento de pressão na válvula de admissão no final do tempo de admissão aumentando a massa de ar induzido.

#### 2.4.2 Efeito RAM

Segundo Souza (2010), para proporcionar a entrada de maior quantidade de ar no interior do cilindro, a válvula de admissão inicia sua abertura no final do tempo de descarga, utilizando assim a depressão causada pela velocidade dos gases resultantes da combustão que fluem pelo sistema de escape para iniciar a aceleração dos gases no interior da admissão. O fechamento da válvula de admissão ocorre no início do tempo de compressão, com o objetivo de permitir a entrada de ar por mais tempo utilizando a inércia do gás que se move em direção a válvula, obtendo assim maior massa específica e consequente aumento do rendimento volumétrico.

De acordo com a equação de Bernoulli, apresentada na Equação 1, a energia de uma coluna de fluido é constante, resultado da soma das parcelas das energias potencial, cinética e pressão.

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + \rho g h = C \quad (1)$$

Onde:  $p$  é a pressão, [Pa];

$\rho$  é a densidade do fluido, [kg/m<sup>3</sup>];

$g$  é a aceleração da gravidade, [m/s<sup>2</sup>];

$v$  é a velocidade do fluido, [m/s];

$h$  é a altura da coluna de fluido, [m];

$C$  é a constante.

Observa-se na equação afirmada por Bernoulli que para aumentar uma parcela é preciso diminuir outra, pois a energia total é constante.

O fenômeno de enchimento inercial ou efeito RAM ocorre devido à massa e a velocidade que o ar possui quando está em deslocamento pelo duto de admissão, pode se dizer

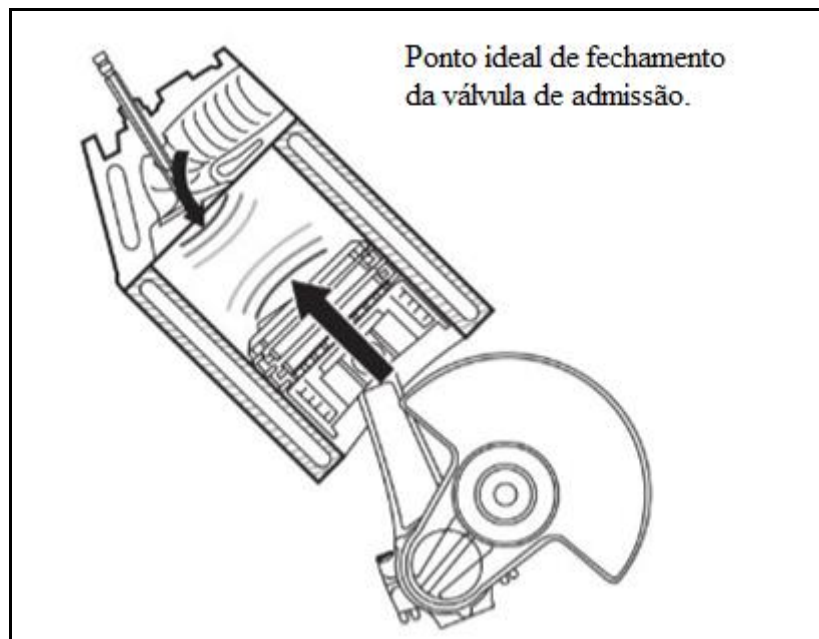
então que o ar possui energia cinética (inércia). Devido à inércia, a velocidade da coluna de fluido que se desloca pelo duto de admissão não se altera instantaneamente.

Quando o pistão conclui seu curso no tempo de aspiração e inverte seu movimento iniciando o tempo de compressão, mas, com a válvula de admissão ainda aberta, a inércia do ar continua enchendo o cilindro até que as pressões geradas pelo deslocamento do pistão de PMI para PMS no interior do cilindro e do ar que entra através do orifício da válvula se equilibrem. Apresentado na Figura 3, este efeito justifica manter a válvula de admissão aberta após o pistão iniciar o ciclo de compressão, pois aumenta a pressão e a densidade no interior do cilindro (BRUNETTI 2012).

Para que este fenômeno ocorra é preciso atingir certa velocidade no interior do duto, considerando que para uma determinada vazão é necessário diminuir o diâmetro do duto para aumentar a velocidade do fluido.

De acordo com Giacosa (1989), a experiência demonstra que os maiores valores em rendimento volumétrico foram obtidos nos motores de automóveis, quando as velocidades médias teóricas do ar na admissão atingem entre 40 e 60 m/s.

Figura 3 – Fechamento da válvula de admissão no tempo de compressão



Fonte: Adaptado de Brunetti 2012.

De acordo com Giacosa (1989), o atraso no fechamento da válvula de admissão serve principalmente para utilizar a inércia do fluido que se encontra em movimento no interior do duto de admissão. Durante o tempo de admissão o fluido atinge velocidades elevadas quando

o pistão está reduzindo a sua velocidade ao aproximar-se do PMI. Por consequência do efeito de inércia o fluido continua enchendo o cilindro mesmo que o pistão tenha iniciado o processo de compressão.

Segundo Heywood (1988), a queda de pressão ao longo do sistema de admissão depende da velocidade do motor, da resistência ao fluxo devido aos elementos do sistema, da área da seção transversal por onde a carga fresca se move e da densidade da carga. A prática usual é estender as fases de abertura e fechamento das válvulas para além da de admissão para melhorar o uso da inércia dos gases no sistema de admissão.

## 2.5 EQUAÇÕES PARA SINTONIZAÇÃO

As equações consideradas para modelagem do coletor de admissão levam em consideração o efeito das ondas de pressão e visam aproveitar o fenômeno para aumentar a eficiência volumétrica.

Segundo Brunetti (2012), o fenômeno que ocorre no sistema de admissão é a ressonância do tipo “tubo de órgão”, que consiste no fato do ar contido no interior do tubo vibrar em uma frequência inversamente proporcional ao seu comprimento. As equações a seguir definem o comprimento do duto necessário para a onda de pressão percorrer o caminho da válvula de admissão até a extremidade aberta (entrada do duto) e voltar novamente, com a intenção de sintonizar o coletor de admissão na rotação de maior torque.

A seguir estão expressas as Equações (2), (3) e (4), sugeridas para o cálculo do comprimento do duto de admissão para uma determinada rotação.

$$t = \frac{2L}{1.000c} \quad (2)$$

$$\theta_t = t \frac{360}{60} n \quad (3)$$

$$L = \frac{\theta_t c}{0,012n} \quad (4)$$

Onde:  $t$  é o tempo para a onda ir e voltar dentro do duto, [s];

$\theta_t$  é o deslocamento angular do virabrequim em graus, [°];

$c$  é a velocidade do som, [m/s];

$n$  é a rotação do motor, [rpm];

$L$  é o comprimento do tubo, [mm].

Segundo Brunetti (2012), para o cálculo do comprimento dos dutos de admissão deve-se levar em conta o comprimento do duto no cabeçote. Este comprimento está associado à ressonância característica das ondas de choque.

Coletores de admissão mais modernos possuem uma câmara volumétrica chamada *plenum*, neste são conectados a entrada dos dutos de admissão, de forma que a onda de pressão que retorna pelos dutos de admissão sofra amortecimento quando encontra essa câmara. Trata-se do ressonador de Helmholtz, que é análogo a um sistema massa mola.

As Equações 5 e 6 foram deduzidas para um ressonador clássico, câmara mais duto.

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{VL}} \quad (5)$$

$$L' = L + 0,85A + 0,6A \quad (6)$$

Onde:  $f$  é a frequência, [Hz];

$c$  é a velocidade do som, [m/s];

$V$  é o volume da câmara, [m<sup>3</sup>];

$A$  é a área da entrada [m<sup>2</sup>];

$L$  é o comprimento do duto [m].

Na instalação real a complexidade do sistema aumenta, pois além do duto secundário que liga o *plenum* ao motor, existe o duto primário que liga o *plenum* ao corpo de borboleta, o volume do próprio *plenum* e o volume do cilindro que também atua na frequência de ressonância.

Quando modelado o sistema passa a ter duas frequências de ressonância como demonstrado na Equação (7).

$$f_1^2 = \frac{1}{8\pi^2} \frac{C^2}{V} \left( \frac{1}{L_1} + \frac{R_v}{L_2} + \frac{R_v}{L_1} - \sqrt{\left( \frac{1}{L_1} + \frac{R_v}{L_2} + \frac{R_v}{L_1} \right)^2 - 4 \frac{R_v}{L_1 L_2}} \right) \quad (7)$$

$$f_2^2 = \frac{1}{8\pi^2} \frac{C^2}{V} \left( \frac{1}{L_1} + \frac{R_v}{L_2} + \frac{R_v}{L_1} + \sqrt{\left( \frac{1}{L_1} + \frac{R_v}{L_2} + \frac{R_v}{L_1} \right)^2 - 4 \frac{R_v}{L_1 L_2}} \right)$$

É possível calcular e otimizar o volume do *plenum* de forma que a ressonância ocorra em uma determinada rotação a fim de melhorar o torque nessa condição, porém, estes cálculos são somente aproximados devido à natureza variável das condições de uso e dos componentes do motor. O sistema se torna ainda mais complexo quando levado em consideração outras variáveis que influenciam nessas frequências, como:

- a) variação do volume do cilindro em função do ângulo do virabrequim;
- b) válvulas de mais de um cilindro abertas simultaneamente;
- c) abertura e fechamento da válvula de admissão;
- d) cruzamento de abertura das válvulas de admissão e escape;
- e) geometria dos condutos de escape.

## 2.6 TRABALHOS CORRELATOS

Sodré (2008) analisou o desempenho de um MCI de ciclo Otto de quatro cilindro e 999 centímetros cúbicos variando o conduto de admissão em três comprimentos distintos, 300, 600 e 900 mm. Foi pesquisada a influência do comprimento do conduto de admissão sobre o torque, potência e pressão efetiva. Os resultados encontrados mostram que os condutos de comprimentos maiores apresentaram valores superiores de torque em velocidades de rotação menores, enquanto o conduto de comprimento menor apresentou valores superiores de potência em velocidades de rotação a partir de 4500 RPM. As curvas de pressão efetiva apresentaram os mesmos resultados percebidos nas curvas de torque.

Silva (2018) apresentou uma análise numérica dos efeitos da geometria do coletor de admissão no desempenho de um motor de combustão interna. Os resultados apresentados no trabalho evidenciam os ganhos em desempenho obtidos através da variação do comprimento dos condutos, ao se comparar os resultados obtidos para três diferentes comprimentos de condutos em um motor de quatro cilindros, concluiu-se que o motor apresentou o resultado esperado, notou-se um deslocamento das curvas de eficiência volumétrica, onde no menor comprimento de conduto favorece a eficiência em altas rotações e o maior comprimento favorece a eficiência em baixas rotações.



### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

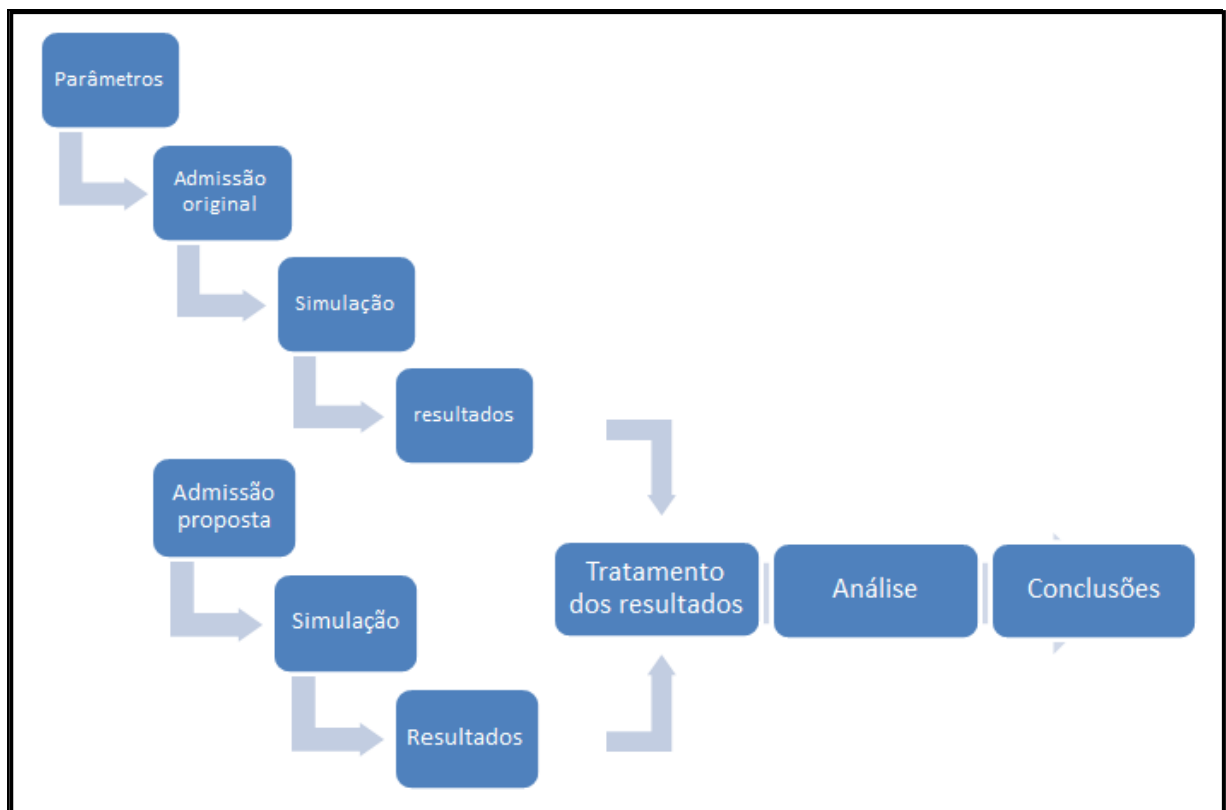
Este capítulo trata da forma de desenvolvimento do trabalho proposto e da análise comparativa entre sistemas de admissão distintos. Depois das consultas feitas na literatura própria, observa-se que foram citados dois fenômenos ligados a geometria do coletor de admissão para explicar o comportamento do fluido e sua influência sobre o desempenho do motor.

O sistema base da análise proposta neste trabalho para simulação são os parâmetros do motor Chevrolet 4100 de seis cilindros comumente utilizado no modelo Opala, assim todo modelamento segue os parâmetros deste conjunto motor.

Foi alterado apenas o coletor de admissão, daquele modelado com base nas características originais e utilizado na validação para outro com as características geométricas obtidas pelas equações descritas no capítulo anterior.

Depois de modelados e avaliados via *softwares*, utiliza-se os dados e gráficos obtidos para desenvolver uma análise dos resultados. Na Figura 4 está demonstrado o fluxo das atividades.

Figura 4– Fluxograma das atividades propostas.



### 3.1 PARÂMETROS DO MOTOR

As especificações e os parâmetros considerados nos modelos são baseados em dados do motor para as simulações conforme Tabela 1. Outros parâmetros necessários ao *software*, acompanhados de características como perfil de funcionamento das válvulas e outros modelos considerados avançados foram aproximados.

Na tabela 1 são apresentadas as principais características fornecidas com referência em livros, revistas e sites que tratam do assunto.

Tabela 1 – Especificações técnicas do motor Chevrolet 4100 modelo do ano de 1985.

<b>Características</b>	<b>Especificações</b>
Cilindros	6 em linha
Ciclo	4 tempos
Cilindrada	4093 cm <sup>3</sup>
Taxa de compressão	7,0:1
Alimentação	Carburador de corpo duplo.
Refrigeração	Líquida
Diâmetro do pistão	98,4 mm
Curso do pistão	89,7 mm
Diâmetro da válvula de admissão	43 mm
Diâmetro da válvula de escape	38 mm
Entre centros da biela	152,4
Abertura das válvulas	10,85 mm
Comando de válvulas	Simétrico de 236°/Lobecenter de 114°

Fonte: Adaptado de [www.noticiasautomotivas.com.br](http://www.noticiasautomotivas.com.br)

### 3.2 PARÂMETROS DO COLETOR

Os principais parâmetros do coletor de admissão considerados são: o comprimento e o diâmetro dos dutos, em função dessas características foi desenvolvido o presente trabalho.

### 3.2.1 Coletor de admissão original

Há muito se discute entre mecânicos e entusiastas sobre a notável diferença de alimentação entre os cilindros do motor em questão, recorrente assunto nostálgico sobre corridas, preparações e manutenções.

Na Figura 5 é possível observar a diferença na distância dos dutos que alimentam os cilindros do centro (cilindros 3 e 4, vide Figura 7) quando comparados com os cilindros das extremidades (cilindros 1,2,5 e 6, vide Figura 7). Esses dutos são parcialmente individualizados no interior do coletor, diferente do duto central que não possui divisória. Na Figura 7 está demonstrada à posição da janela de admissão que alimenta cada cilindro do motor.

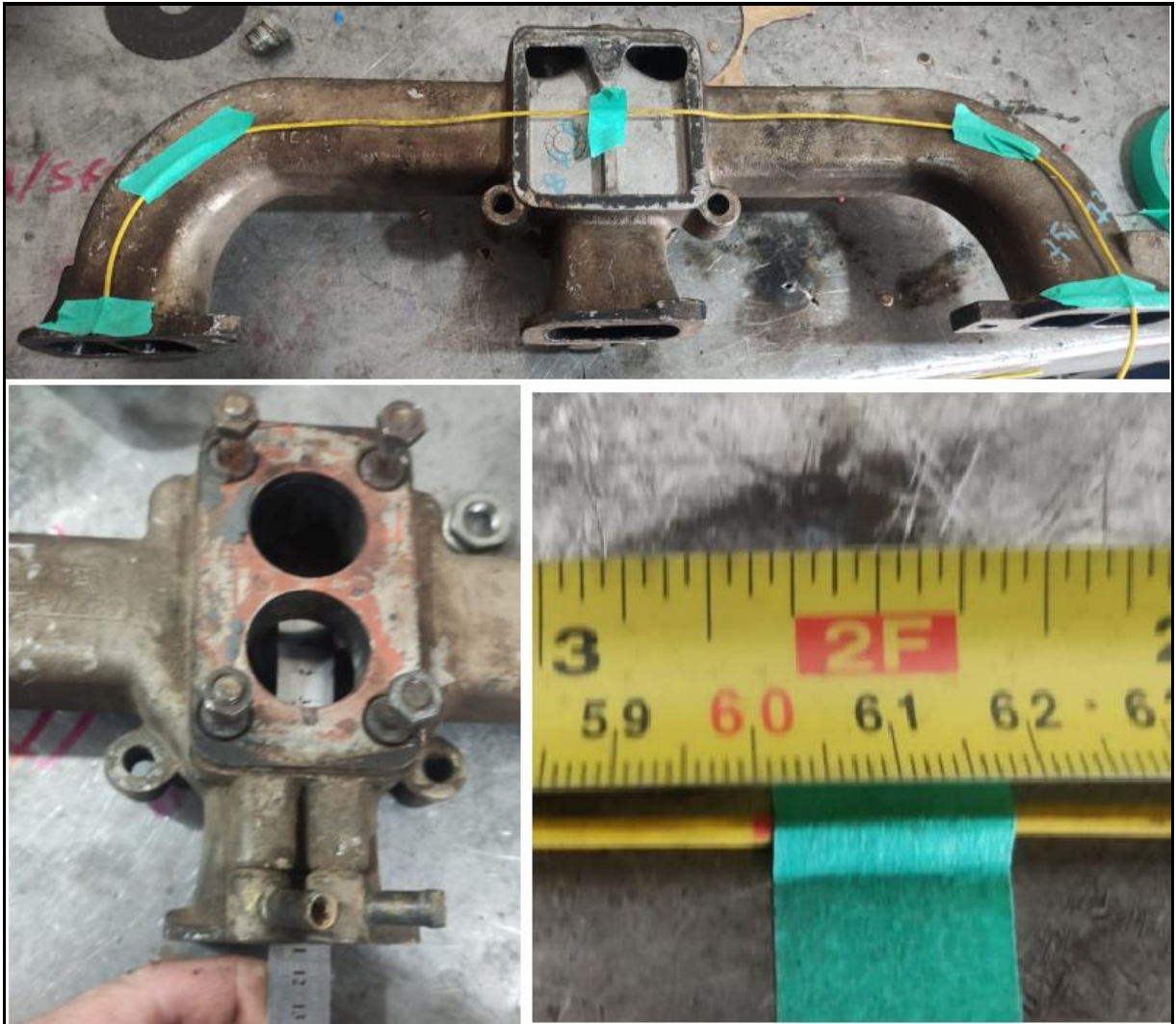
Figura 5 – Coletor de admissão original do motor Chevrolet 4100



Fonte: Adaptado de <https://produto.mercadolivre.com.br/>

O comprimento médio medido dos dutos que alimentam os cilindros das extremidades é de 300 mm, já o duto que alimenta os cilindros próximos ao centro do coletor possui aproximadamente 100 mm. As medidas são aproximadas como pode ser visto na Figura 6, pois cada peça tem variações consideráveis de medida.

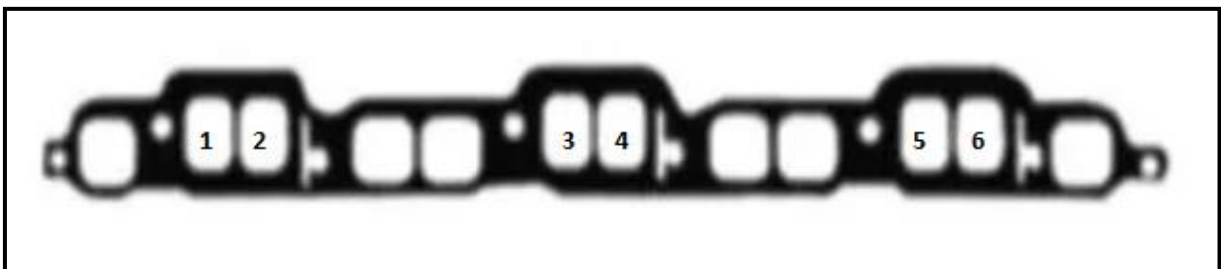
Figura 6 – Medidas do coletor de admissão original



Fonte: Autor (2021)

A Figura 7 traz a imagem de uma junta de vedação, aplicada entre o cabeçote e os coletores de escape e admissão. Na Figura foi usada para indicar a posição das janelas de admissão vinculadas ao coletor.

Figura 7 – Junta dos coletores de admissão e escape do motor Chevrolet 4100



Fonte: Adaptado de <https://produto.mercadolivre.com.br/>

Devido às variações de medidas foi modelado em *software* CAD um coletor de admissão, mostrado na Figura 8, respeitando as medidas e fixações originais a fim de padronizar as características usadas na modelagem para a simulação.

Figura 8 – Coletor de admissão modelado em CAD



Fonte: Autor (2021)

### 3.2.2 Coletor de admissão proposto

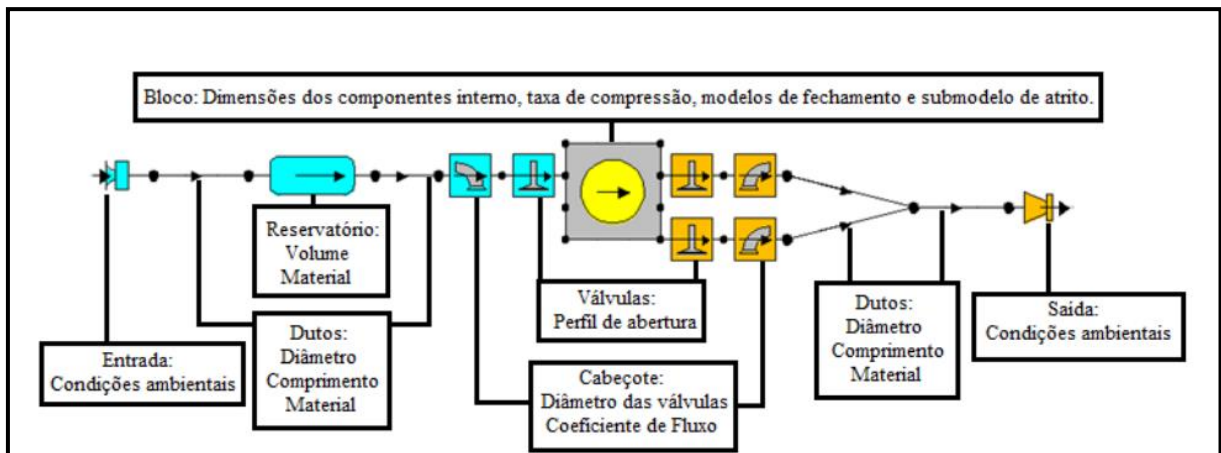
O coletor de admissão proposto necessariamente levou em consideração fatores intrínsecos ao projeto original, pois não é viável alterar as posições de fixação do coletor de admissão e características das janelas de alimentação existentes no cabeçote do motor.

Para o projeto do coletor proposto foram consideradas as características originais do projeto, a instalação do conjunto no habitáculo e os fenômenos que influenciam no desempenho do motor. Utilizando cálculos básicos é possível definir as dimensões dos dutos de admissão.

### 3.3 SIMULAÇÃO EM SOFTWARE

O *software* utilizado para as simulações de desempenho deste componente foi o *Lotus Engine Simulation*, que é fornecido gratuitamente pelo seu desenvolvedor *Lotus Engeneering Software*, também utilizado em outros trabalhos acadêmicos. Os dados de entrada são fornecidos ao *software* através de um sistema de blocos como demonstrado na Figura 9. Em cada bloco são informadas características que representam o funcionamento de um componente ou conjunto de componentes necessários para a simulação do conjunto pelo *software*. Os dados são classificados como: modelos básicos ou modelos avançados. Modelos básicos quando fornecem as geometrias dos componentes envolvidos na montagem, podem estar acompanhados de modelos avançados, apresentando características ou perfis de funcionamento dos componentes do modelo, como: perfil do comando de válvulas, modelo de atrito, modelos de combustão etc.

Figura 9 – Exemplo de modelagem de motor no *software Lotus Engine Simulation*.



Fonte: Batista (2016)

Segundo (Batista, 2016), o *software Lotus Engine Simulation* se apresenta como uma ótima ferramenta para simulação de motores de combustão interna, necessitando ter atenção na forma como são alimentados os dados e selecionados os modelos avançados, pois influenciam fortemente nos resultados.

Os modelos avançados devem receber a devida atenção quando selecionados, pois existem modelos propostos que, se corretamente observados proporcionam simulações com resultados muito satisfatórios, sendo importante ter conhecimento e consciência sobre as decisões de seleção e também quando são adotadas simplificações em modelos

computacionais. Conhecer o modelo que está sendo desenvolvido possibilita perceber a consistência dos resultados.

A ferramenta computacional fornece dados quantitativos e diversas possibilidades de gráficos que contribuem para as análises necessárias, o que também facilita o tratamento de dados para obter conclusões.

### 3.4 FORMA DE COMPARAÇÃO.

A comparação do modelo considera os resultados obtidos a partir dos parâmetros do conjunto motor com um coletor de admissão base em referência ao original, comparados aos dados do mesmo conjunto motor com modificações na geometria do coletor.

### 3.5 ANÁLISES DOS RESULTADOS

A análise comparativa dos resultados tem como base os gráficos e dados numéricos fornecidos pelo *software*, gráficos feitos no *software Microsoft Excel* e utilizando cálculos a fim de obter proporções e definir outros parâmetros importantes.

### 3.6 MODELO PARA SIMULAÇÃO

Foi definido como o modelo para simulação um motor monocilíndrico, tendo como dados referenciais construtivos os parâmetros do motor Chevrolet 4100 conforme a Tabela 1, sendo esta a base comparativa para os resultados.

Para avaliar o efeito da geometria do duto sobre o desempenho utilizou-se um conjunto individual, para não ocorrer à influência da admissão simultânea de outros cilindros na admissão e demais efeitos dos ciclos de funcionamento do motor sobre o duto observado.

Não se aplica controle de fluxo de ar (corpo de borboletas), pois esse apresentou forte influência nos resultados de simulação preliminares analisados para definir os critérios de simulação, já que o objeto de estudo trata da análise do duto de admissão.

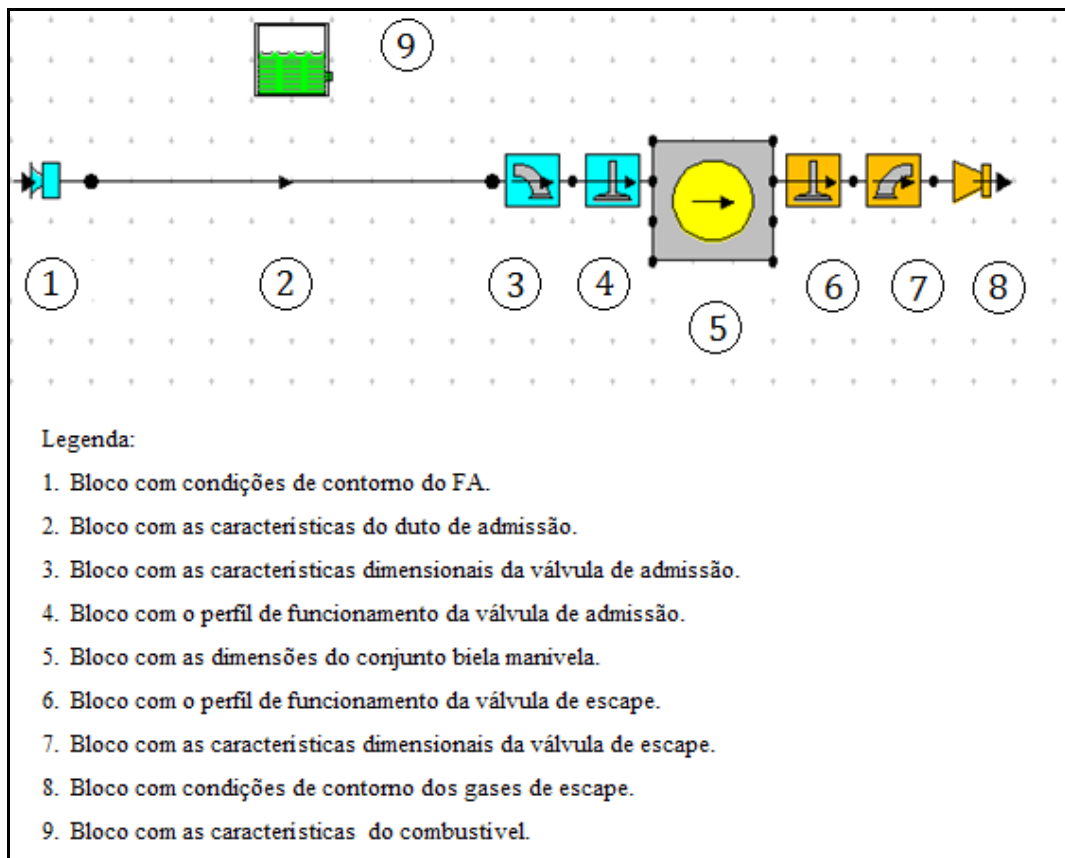
Os dutos simulados possuem seção transversal uniforme em toda extensão do duto e são retos, a fim de evitar características diversas entre eles e proporcionar o caminho de menor resistência ao fluido, utilizando da melhor forma os fenômenos que contribuem com a eficiência volumétrica e assim ser possível a melhor avaliação.



Convencionou-se como comprimento médio, com base no que foi medido dos dutos originais, 250 mm na condição base, percebeu-se nas análises preliminares que este comprimento apresentaria resultados satisfatórios para o comparativo.

Demais características necessárias para alimentar o *software* foram obtidas junto à literatura especializada. A Figura 10 mostra o sistema de blocos carregados com as informações utilizadas nas simulações.

Figura 10 – Configuração básica do motor no *software*.



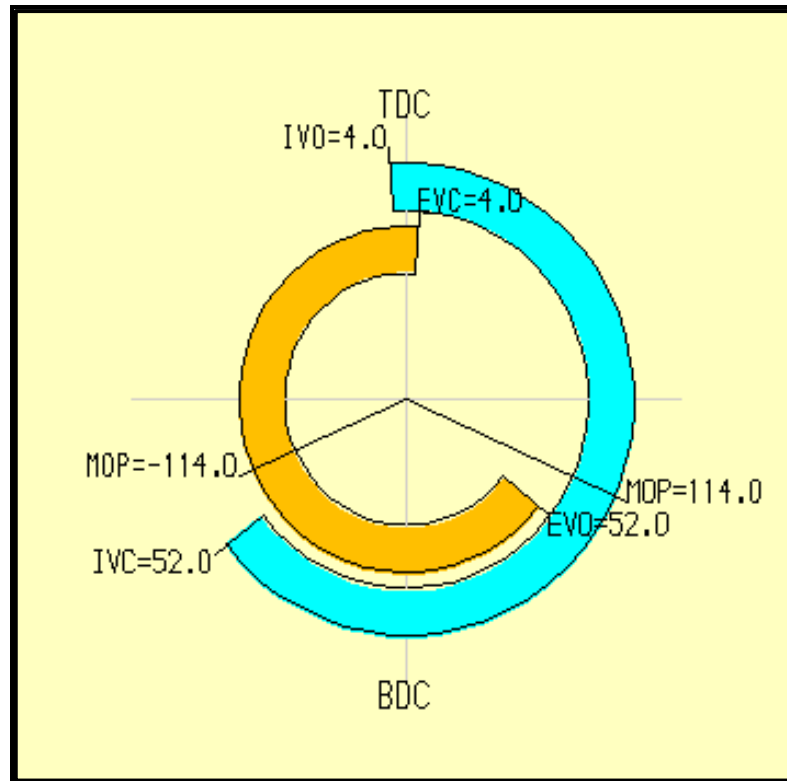
Fonte: Autor (2021)

Um importante parâmetro dos sistemas de admissão é a permanência de válvula aberta, possui grande relevância, pois essa característica que mantém a válvula aberta após o PMI permite o aproveitamento do efeito RAM.

O comando de válvulas do modelo base permanece aberto durante  $52^\circ$  após PMI, permitindo que a massa de FA continue entrando no cilindro a fim de melhorar a eficiência volumétrica. A Figura 11 mostra o desenho esquemático.



Figura 11 – Configuração do comando de válvulas no *software*.



Fonte: Autor (2021)

Onde: BDC significa *Botton dead centre*;  
 EVC significa *Exhaust valve close*;  
 EVO significa *Exhaust valve open*;  
 IVC significa *Intake valve close*;  
 IVO significa *Intake valve open*;  
 MOP significa *Maximum opening point*;  
 TDC significa *Top dead centre*.

### 3.7 VARIÁVEIS PARA ANÁLISE

Foi utilizada a Equação (4) para calcular os comprimentos dos dutos a serem analisados para observar o comportamento apresentado para as rotações escolhidas, as rotações de 3000, 4000 e 6000 rpm foram escolhidas por estarem dentro do espectro de rotações possíveis para um motor de quatro tempos. A rotação de 9633 rpm foi calculada para obter o pico de torque para o comprimento do duto base definido como 250 mm.

$$L_{3000} = \frac{85^\circ \times 340 \text{ m/s}}{0,012 \times 3000 \text{ rpm}} = 802 \text{ mm}$$

$$L_{4000} = \frac{85^\circ \times 340 \text{ m/s}}{0,012 \times 4000 \text{ rpm}} = 602 \text{ mm}$$

$$L_{6000} = \frac{85^\circ \times 340 \text{ m/s}}{0,012 \times 6000 \text{ rpm}} = 401 \text{ mm}$$

$$n = \frac{85^\circ \times 340 \text{ m/s}}{0,012 \times 250 \text{ mm}} = 9633 \text{ rpm}$$

Para avaliar a influência do diâmetro do duto do coletor de admissão no comportamento dos resultados, optou-se por produzir cinco medidas de curvas de torque com cinco diâmetros distintos, sendo assim, mais quatro medidas, com dois diâmetros menores e dois diâmetros maiores que o nominal, utilizado no comparativo dos dutos. O comprimento do duto selecionado foi o que apresentou o maior valor de torque entre os comprimentos analisados, combinando as curvas geradas em um gráfico produzido no *software Excel* para fins de comparação.

## 4. RESULTADOS

Os gráficos produzidos com os resultados obtidos nas simulações são mostrados nesse capítulo. As simulações foram feitas a fim de observar o comportamento do motor quando alterado comprimento diâmetro dos dutos do coletor de admissão.

Para determinar o comprimento do duto que fornece o maior torque, em seguida o diâmetro de duto que fornece o maior torque, para assim determinar o coletor proposto para comparação final.

### 4.1 DESEMPENHO

Os valores simulados foram escolhidos a fim de observar o comportamento destes dutos de forma simulada, onde foram consideradas diversas variáveis que influenciam no resultado final, principalmente as conhecidas características da mecânica dos fluidos.

Buscou-se assim determinar o comprimento de duto que apresenta melhor utilização dos fenômenos das ondas de pressão e efeito RAM.

De forma teórica podem ser calculados o comprimento e diâmetro, observando valores de velocidade de escoamento sugeridos na bibliografia.

O comprimento foi calculado para apresentar o pico de torque na faixa de rotação desejada, esse efeito ocorre devido às ondas pressão, mas também tem influência na quantidade de massa de FA que se desloca pelo duto.

Com a intenção de manter a pressão elevada sobre a válvula no final do ciclo de admissão, assim, auxiliando na entrada de maior quantidade de FA no cilindro.

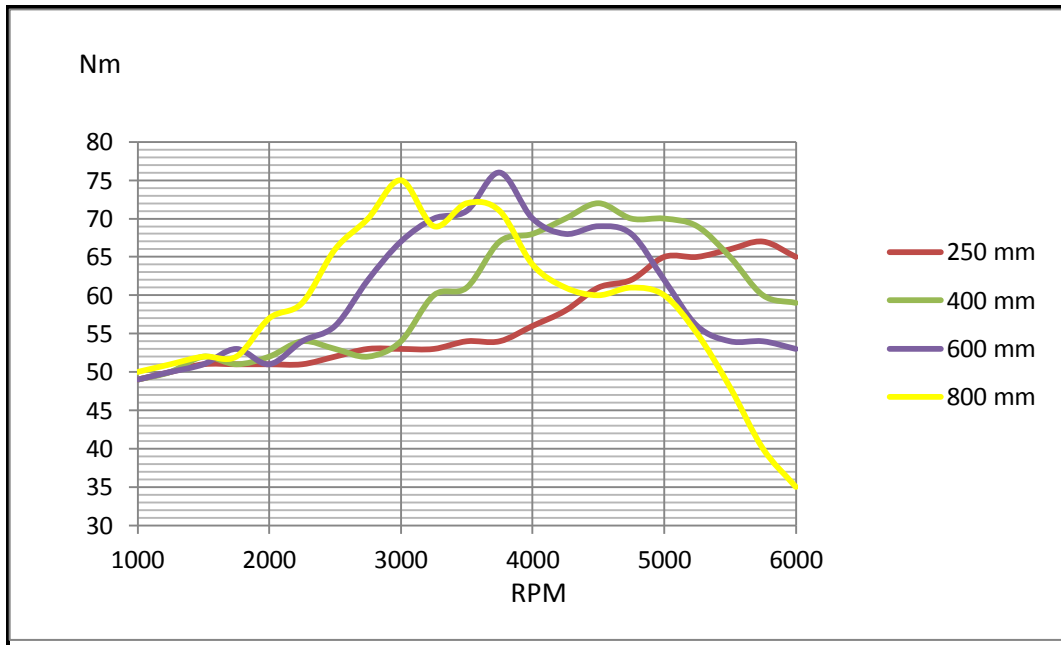
Comprimentos maiores tem por consequência menor eficiência de escoamento, os fenômenos descritos pela mecânica dos fluídos afirmam que devido ao atrito que o fluído está exposto durante o escoamento, ocorre perda de carga do fluído, consumindo parte da sua energia cinética. Logo, quanto maior a exposição ao atrito, maior a perda de energia.

O duto de admissão do motor base foi definido com 250 mm de comprimento, definido por aproximação do valor da média dos comprimentos dos dutos de admissão do coletor original.

Avaliando os resultados obtidos nas simulações com ênfase nos resultados de torque, devido a esse ser o dado teoricamente calculado. A Figura 12 apresenta um comparativo dos resultados de torque x rpm dos diferentes comprimentos de dutos simulados, sendo o maior torque de 76 Nm utilizando o duto de 600 mm de comprimento.

Observou-se no comportamento das curvas que o duto de comprimento maior apresentou torque inferior em comparação ao intermediário maior, com características de comprimento excessivo. O comprimento intermediário menor acompanhou a tendência, comprimentos menores apresentando torques proporcionalmente menores, quando comparados com o duto de 600 mm.

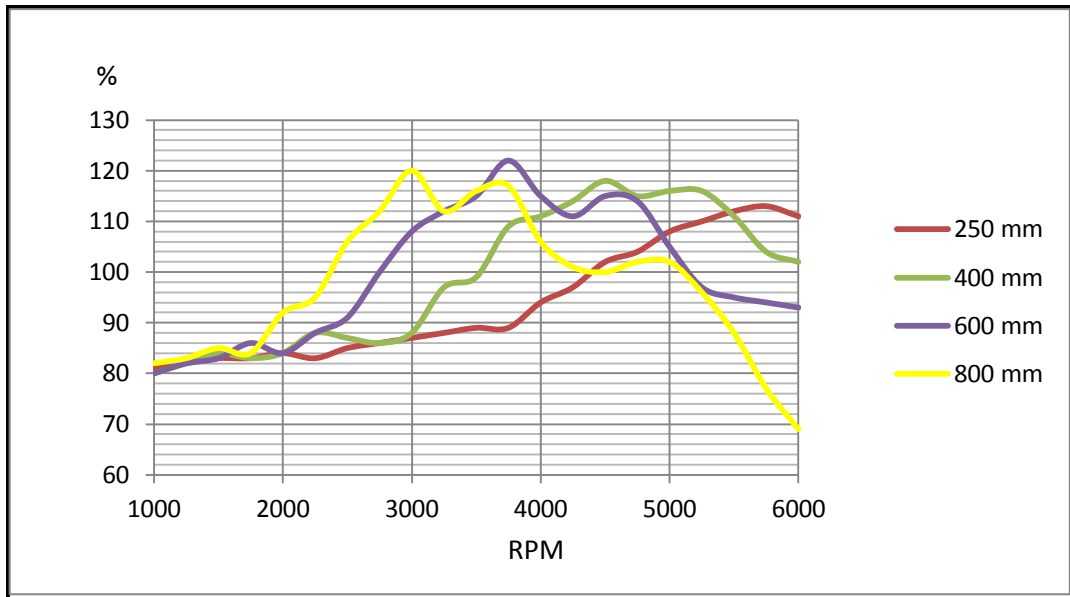
Figura 12 – Influência do comprimento do duto no torque versus rotação



Fonte: Autor (2021)

As alterações implementadas apresentaram variações significativas na eficiência volumétrica, o comparativo dos resultados obtidos nas simulações está apresentado no gráfico da Figura 13, o maior valor apresentado para eficiência volumétrica foi de 122%, ocorreu próximo de 3750 rpm e o motor estava configurado com o duto de admissão de 600 mm de comprimento e 43 mm de diâmetro.

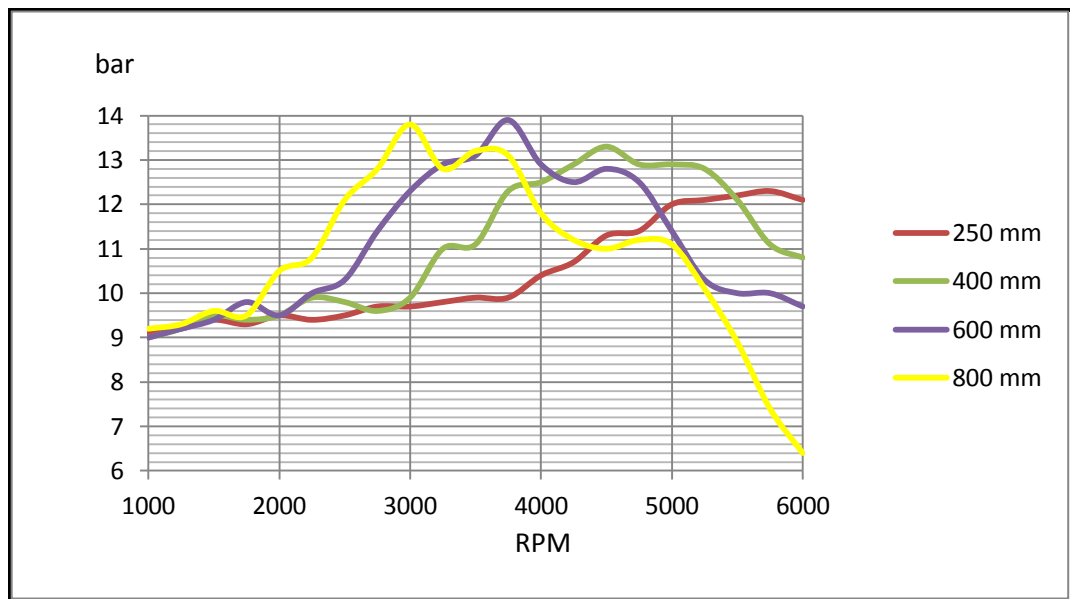
Figura 13 – Influência do comprimento do duto na eficiência volumétrica versus rotação



Fonte: Autor (2021)

Como esperado, as curvas das eficiências volumétricas demonstram suas relações com as curvas das pressões efetivas que, em todas as configurações apresentaram comportamento semelhante, como pode ser observado no gráfico da Figura 14. Os três gráficos apresentam similaridade de comportamento, picos e oscilações definidos nas mesmas faixas de rotação quando comparados individualmente para cada configuração formada pelos quatro comprimentos de dutos analisados nos seus comparativos.

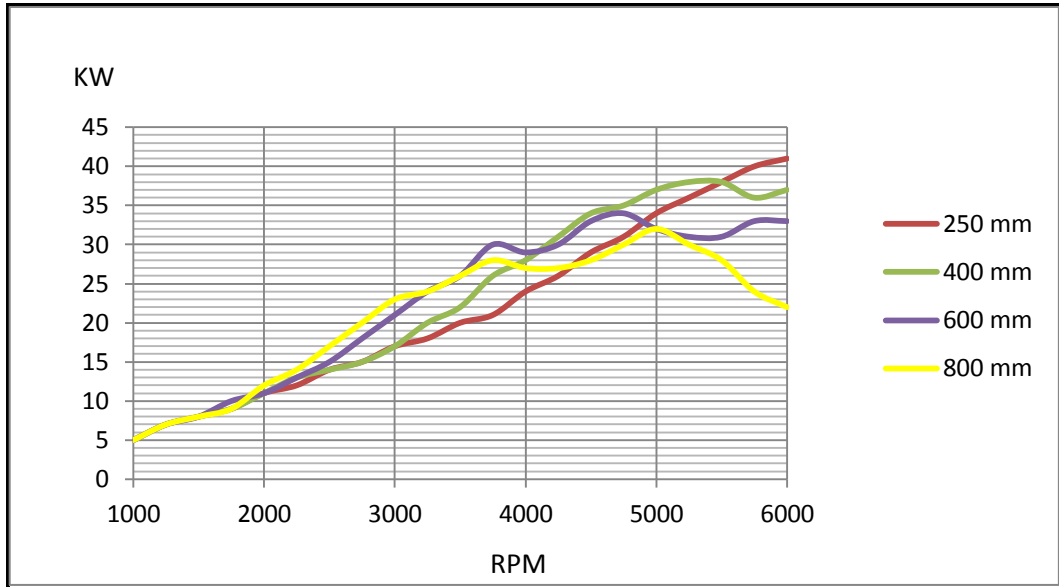
Figura 14 – Influência do comprimento do duto na pressão efetiva versus rotação



Fonte: Autor (2021)

A relação existente entre torque e potência apresenta curvas com características diferentes, devido a rotação que os relaciona, percebeu-se que o pico de potência ocorreu sempre em rotações maiores que o torque, observar no gráfico da Figura 15.

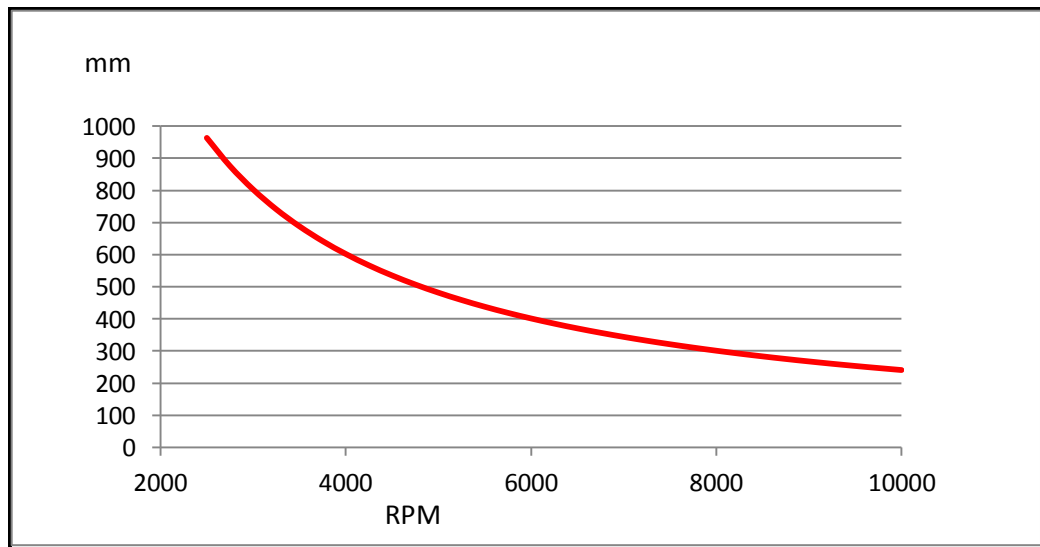
Figura 15 – Influência do comprimento do duto na potência versus rotação



Fonte: Autor (2021)

O gráfico da Figura 16 descreve os comprimentos teóricos de duto para cada rotação com base nas equações propostas pela literatura.

Figura 16 – Comprimento teórico do duto em função da RPM

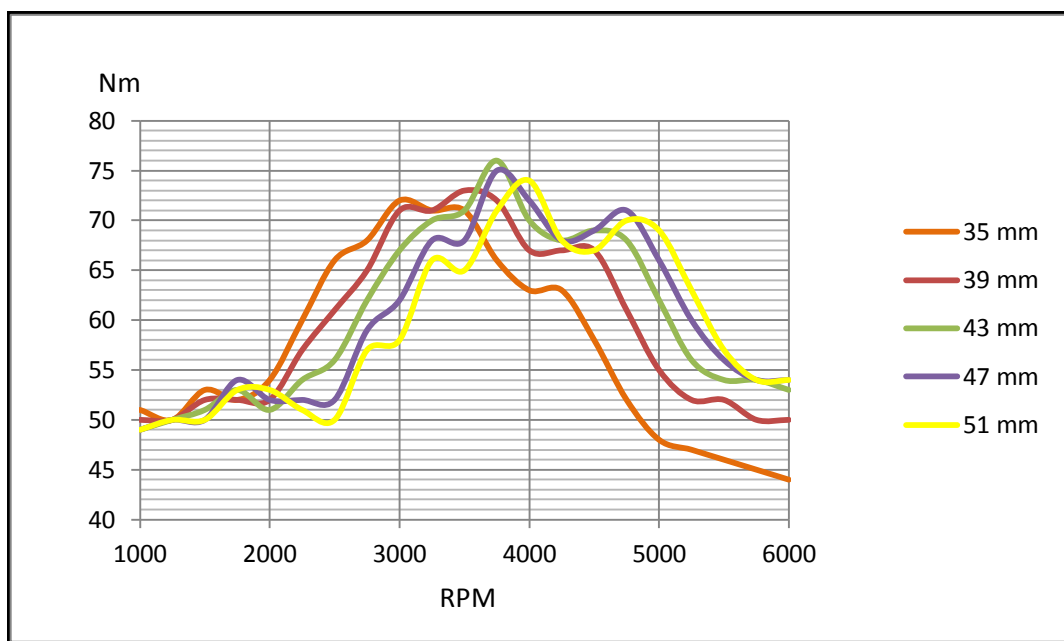


Fonte: Autor (2021)

Para determinar o diâmetro utilizado no coletor proposto foram simulados modelos com duto de 600 mm variando apenas o diâmetro do duto, permitindo avaliar o comportamento dos resultados para as características do conjunto em questão.

Observou-se que as curvas apresentadas no gráfico da Figura 17, das configurações com diâmetros menores apresentaram similaridade no seu comportamento com picos de torque definidos, enquanto os dutos de diâmetros maiores apresentaram picos atenuados em rotações menores.

Figura 17 – Influência dos diâmetros de dutos no torque versus rotação



Fonte: Autor (2021)

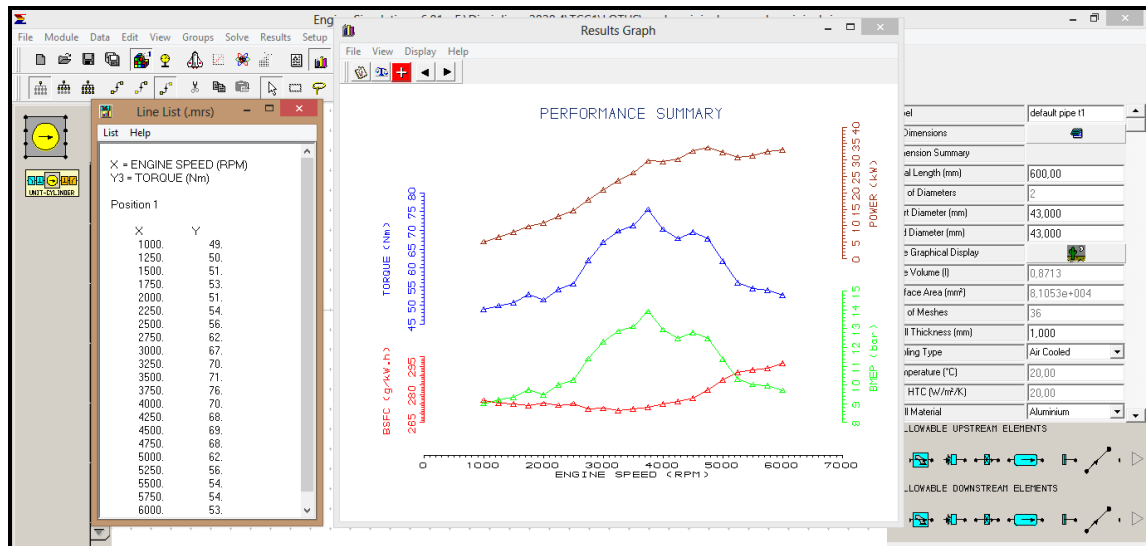
Depois de concluídos os comparativos entre comprimentos e diâmetros, foram definidos os parâmetros para o coletor proposto como anteriormente comentado, assim o comprimento de 600 mm e o diâmetro de 43 mm foram selecionados por apresentarem os maiores torques dentre os parâmetros analisados.

#### 4.2 SIMULAÇÃO VIRTUAL

Para as simulações utilizadas neste trabalho, o *software* foi configurado para apresentar os resultados entre 1000 e 6000 rpm com intervalos a cada 250 rpm, visando equilibrar a necessidade de processamento com o refino dos dados que geraram estas curvas, permitindo a visualização das tendências das curvas de forma atenuada.

Os gráficos extraídos do *software* apresentam as curvas de forma individual como pode ser visto na Figura 18. Com as lista de dados numéricos produziu-se os gráficos de comparação, muito úteis para a visualização dos comportamentos distintos, comparativos dos resultados específicos, alterando apenas o comprimento ou o diâmetro do duto.

Figura 18 – Curvas e dados de saída do *software*.



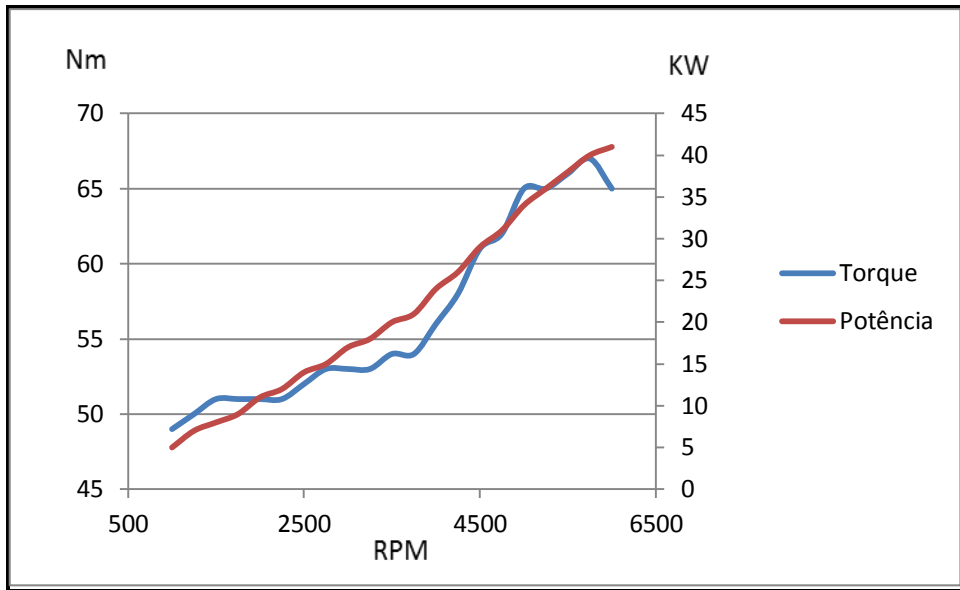
Fonte: Autor (2021)

#### 4.2.1 Coletor base

O coletor base apresenta o menor comprimento analisado, 250 mm e diâmetro de 43 mm, nos resultados obtidos dentro das condições estabelecidas para o desenvolvimento deste estudo, apresentados no gráfico da Figura 19, este duto apresentou o maior torque, 67 Nm a aproximadamente 5750 rpm e potência de 41 kW em torno de 6000 rpm.



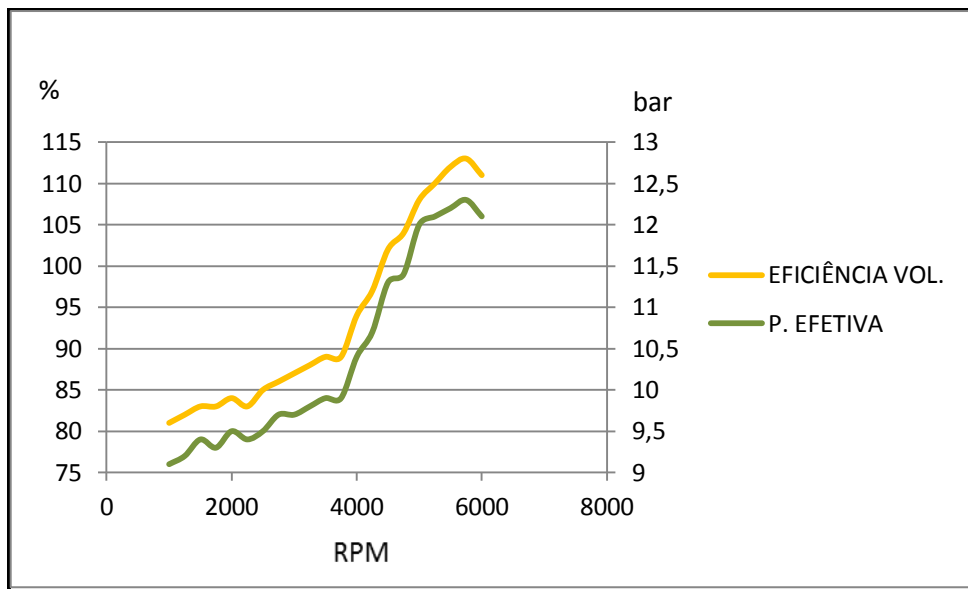
Figura 19 – Torque e potência obtidos com duto de 250 mm



Fonte: Autor (2021)

Também estão apresentadas as curvas de pressão efetiva e eficiência volumétrica no gráfico da Figura 20, onde pode se observar as características similares a curva de torque.

Figura 20 – Pressão efetiva e Eficiência volumétrica, duto de 250 mm.

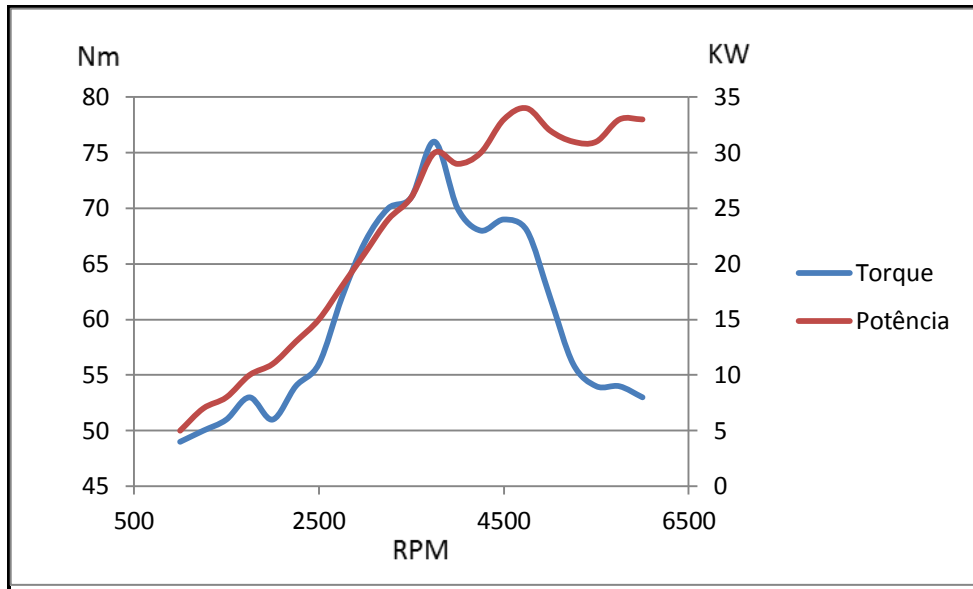


Fonte: Autor (2021)

#### 4.2.2 Coletor proposto

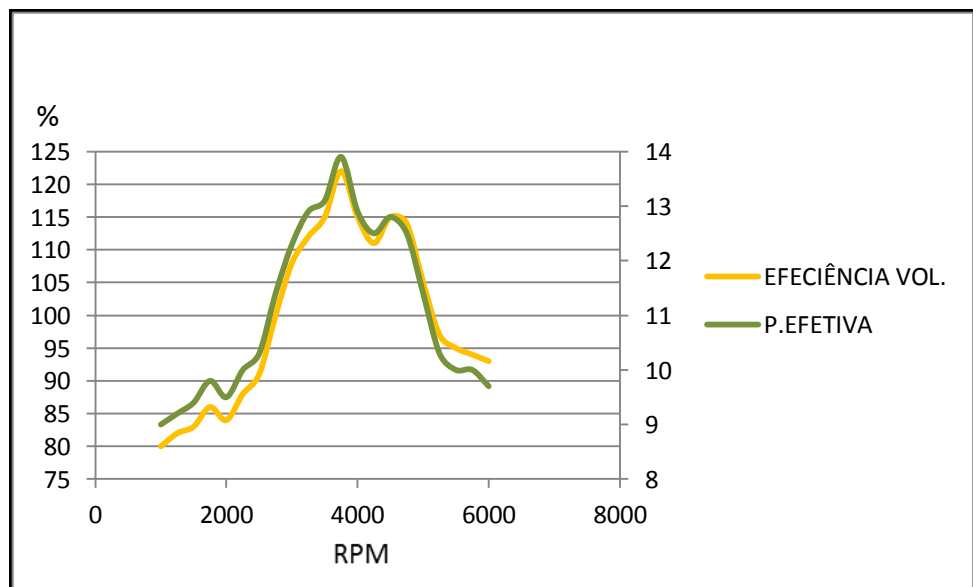
Dentro da faixa de informações extraídas, a configuração que apresentou o melhor desempenho em torque foi o duto com 600 mm de comprimento e 43 mm de diâmetro, esta configuração forneceu 76 Nm a 3750 rpm e 34 kW a 4750 rpm. As curvas estão no gráfico da Figura 21 e as curvas de pressão efetiva e eficiência volumétrica nos gráficos da Figura 22.

Figura 21 – Torque e potência obtidos com duto de 600 mm



Fonte: Autor (2021)

Figura 22 – Pressão efetiva e Eficiência volumétrica, duto de 600 mm

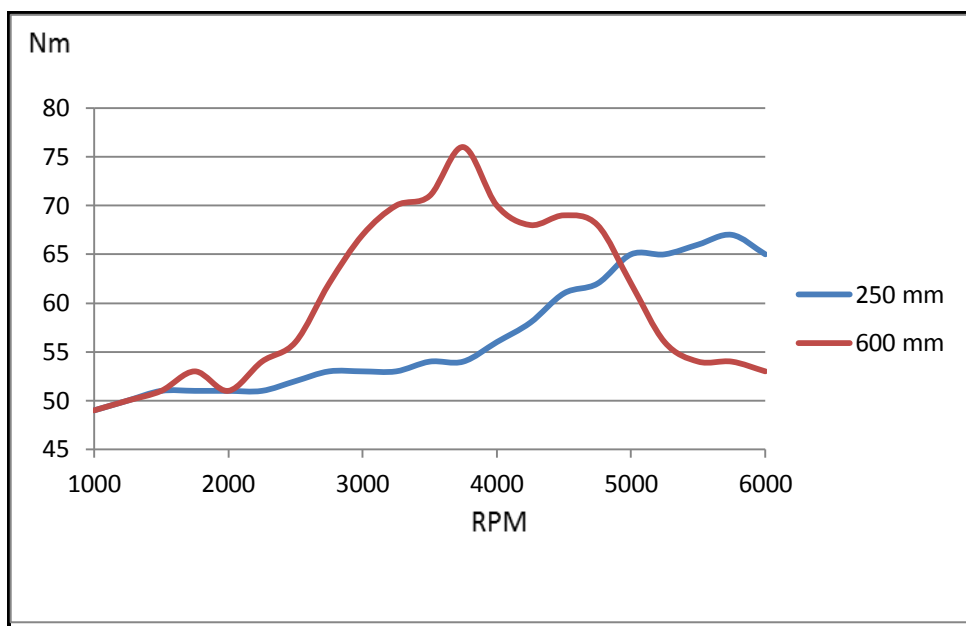


Fonte: Autor (2021)

### 4.3 RESULTADOS OBTIDOS

Nos resultados de torque, o maior valor obtido foi de 76 Nm na configuração com o duto de 600 mm de comprimento, ocorreu próximo a 3750 rpm, quando calculado para ocorrer aos 4000 rpm. O duto base de 250 mm de comprimento apresentou 67 Nm a 5750 rpm. Houve o aumento de 13,4% de torque em relação ao motor base e a entrega deste torque aproximadamente 2000 rpm antes, isso pode ser visto no gráfico da Figura 23.

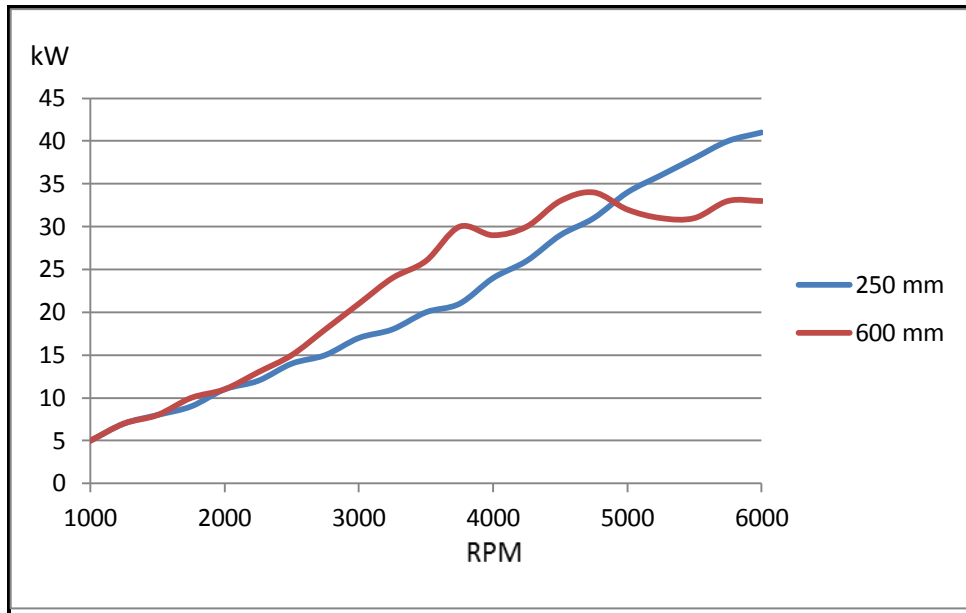
Figura 23 - Comparação dos torques



Fonte: Autor (2021)

No comparativo de potências o duto de 250 mm de comprimento apresentou 41 kW aos 6000 rpm enquanto o duto de 600 mm de comprimento resultou 34 kW a 4750 rpm, como pode ser observado no gráfico da Figura 24.

Figura 24 - Comparação das potências.



Fonte: Autor (2021)

Quando comparados os dados obtidos em simulação e os dados calculados, percebe-se a ocorrência do torque máximo sempre em rotações ligeiramente menores que as calculadas. Quando calculado para obter torque máximo em rotações acima dos 4500 rpm, esse torque aparece em rotações consideravelmente menores que as calculadas e apresenta valores maiores de potência em altas rotações.

## 5. CONCLUSÃO

No presente trabalho de conclusão de curso de Engenharia Mecânica foi realizado o estudo teórico de um coletor de admissão para um MCI, juntamente com a análise de diâmetro e comprimento de dutos, os dados simulados em *software*. Desta forma foi possível analisar diversos parâmetros geométricos sem a necessidade de construir fisicamente cada um deles.

Os resultados das simulações mostraram como a modificação da geometria pode ser utilizada para obter melhores resultados de acordo com a aplicação, também condizentes com resultado obtidos em trabalhos correlatos, o pico de torque simulado se aproxima do pico de torque teórico com alguma variação para rotações menores que as calculadas.

O maior torque de 76 Nm quando configurado com duto de 600 mm de comprimento, ocorreu próximo aos 3750 rpm, quando calculado para ocorrer aos 4000 rpm. Comparando com o torque do duto base houve um aumento de 13,4%. Configurado o duto base com 250 mm de comprimento, que apresentou 67 Nm aos 5750 rpm.

A rotação de torque do duto proposto ocorre em torno de 2000 rpm antes do duto base, o que torna possível o melhor aproveitamento desta característica, pois é útil o torque máximo estar dentro do regime de trabalho do motor em rotações mais baixas.

Percebe-se o quanto é complexa a determinação das características do sistema de admissão devido a grande quantidade de variáveis envolvidas e os efeitos sobre os resultados. Para o dimensionamento do coletor de admissão é necessário definir as características que se busca para determinada aplicação do motor, pois as características construtivas, notadamente, diâmetro e comprimento do coletor de admissão influenciam no desempenho do motor.

### 5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para trabalhos futuros e diferentes estudos sobre sistemas de admissão, os temas sugeridos a seguir, podem ser muito relevantes para ampliar os conhecimentos sobre o assunto em questão:

- A) Análise dos resultados de desempenho de motores MCI, variando sistemas de admissão previamente avaliados em bancada de fluxo.
- B) Análise da eficiência volumétrica em função das velocidades de escoamento.
- C) Simulação com múltiplos dutos e consideração de motor multicilindros.

- D) Análise em bancada de fluxo da geometria do coletor de admissão para MCI montado no cabeçote do motor.
- E) Análise em bancada de fluxo do cabeçote de um MCI com variação da posição da válvula.

## 6. REFERÊNCIAS

BATISTA, L.S. **Modelagem de um motor de combustão interna monocilíndrico:** Monografia – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna:** 2.ed, São Paulo: Blucher, 2012, v.1.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna:** 2.ed, São Paulo: Blucher, 2012, v.2.

CORRÊA, R.G., **Estudo numérico do escoamento de ar em um motor de combustão interna:** TCC (Graduação) - - Universidade Federal de Uberlândia, 2020.

COSTA, R.C. e outros. **Influência do comprimento e diâmetro do tubo de admissão no desempenho de um motor de ignição por centelha** Revista da Sociedade Brasileira de Ciências Mecânicas e Engenharia, 2008.

GIACOSA, D. **Motores endotérmicos:** 1ª ed, Barcelona: Editorial Cientifico – Medica, 1989.

HANRIOT, S.M. **Estudo dos fenômenos pulsantes do escoamento de ar nos condutos de admissão em motores de combustão interna:** Tese (Doutorado) -Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte 2001.

HEYWOOD, J.B. **Internal combustion engine fundamentals:** Nova York: McGraw-Hill, Inc, 1988.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna:** 2.ed. Porto : Publindústria, 2006.

MercadoLivre disponível em: [https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1263193360-coletor-opala-6-cil-admisso-weber-446-novo-original-gm-\\_JM?matt\\_tool=18956390](https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1263193360-coletor-opala-6-cil-admisso-weber-446-novo-original-gm-_JM?matt_tool=18956390) .Acessado em novembro de 2020.

NABBOU, K.O., **Estudo das ondas de pressão formadas na admissão de um motor de combustão interna com a presença de um ressonador:** TCC (Graduação) - Universidade Federal de Uberlândia, 2017.

OBERT, E.F. **Motores de combustão interna:** 1.ed, Porto Alegre: Editora Globo S.A., 1971.

PEREIRA, L.V.M. **Estudo experimental da influência de um ressonador de volume variável na massa de ar admitida por um motor de combustão interna:** Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, 2008.

Revista Quatro Rodas disponível em: <https://quatrorodas.abril.com.br/noticias/classicos-chevrolet-opala-ss-trouxe-esportividade-no-motor-4-1-e-no-visual/> .Acessado em novembro de 2020.

Revista Online disponível em: <https://www.noticiasautomotivas.com.br/opala-comodoro/> .Acessado em novembro de 2020.

ROCHA, R.G. **Estudo de um método para projetar sistemas de escape de um motor de combustão interna a 4 tempos**: 2011. 95 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, Porto, 2011.

SILVA, T.B, **Análise numérica da influência da geometria do coletor de admissão sobre a eficiência volumétrica em motores ICE**: TCC (Graduação) - Universidade Federal de Uberlândia, 2018.

SODRÉ, J.R, **Efeitos do comprimento do conduto de admissão na performance de um motor de combustão interna**: Artigo – PUC Minas, Bambuí, 2008.

*Software* LotusCar disponível em: <https://www.lotuscars.com/engineering-software/> .Acessado em agosto de 2020.

SOUZA, G.R. **Estudo experimental e numérico do sistema de admissão de um motor de combustão interna**: 141p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

TAYLOR, C.F. **Análise dos motores de combustão interna**: 1ª edição. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda., 1995. Volume 2.

VITTO, J. **Dimensionamento e avaliação de um sistema de escapamento de motor de combustão interna ciclo-otto**: 54p. TCC (Graduação) - Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2020.

Wikipédia disponível em: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Chevrolet\\_Opala](https://pt.wikipedia.org/wiki/Chevrolet_Opala) .Acessado em novembro de 2020.