

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

MARCOS DE CARLI

**DIMENSIONAMENTO DO COLETOR DE ADMISSÃO DE GEOMETRIA VARIÁVEL PARA UM
MOTOR DE CICLO OTTO APLICADO AO PROTÓTIPO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DA
EQUIPE PATO A JATO.**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2019

MARCOS DE CARLI

**DIMENSIONAMENTO DO COLETOR DE ADMISSÃO DE GEOMETRIA VARIÁVEL
PARA UM MOTOR DE CICLO OTTO APLICADO AO PROTÓTIPO DE
EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DA EQUIPE PATO A JATO.**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Dr. Luiz Carlos Martinelli Junior.

PATO BRANCO

2019

FOLHA DE APROVAÇÃO

Dimensionamento do Coletor de Admissão de Geometria Variável para um Motor de Ciclo Otto Aplicado ao Protótipo de Eficiência Energética Pato a Jato.

MARCOS DE CARLI

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 03/12/2019 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Fabiano Ostapiv
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Junior
(UTFPR – Departamento Mecânica)
Orientador

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

*A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, sem eles todo este tempo de aprendizado não seria possível, os mesmo muitas vezes deram forças para que fosse possível a concretização deste momento.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço aos meus pais, Terezinha S. Z. de Carli e Ivaldo Marcelino de Carli que eu tanto admiro e que sempre se fizeram presentes durante a minha graduação.

Novamente cito meu pai, por me passar os primeiros ensinamentos da área mecânica e que muito me ensinou sobre motores.

Agradeço ao Professor Dr. Luiz Carlos Martinelli Junior, orientador deste trabalho, ao convívio junto a Equipe Pato a Jato, durante competições sempre ajudando e muitas vezes me acolheu quando foram necessários conselhos.

Agradeço aos meus amigos que fizeram presentes nesta jornada, sou imensamente grato por ter a oportunidade de conhecer pessoas que me ensinaram, ajudaram, acolheram e tornaram esta caminhada valer ainda mais a pena.

Agradeço a Universidade Tecnológica Federal do Paraná e todos os professores de mecânica, que me trouxeram um grande conhecimento técnico, pôr um crescimento pessoal enormemente maior que não seria possível fora deste ambiente.

Agradeço a Equipe Pato a Jato pelo conhecimento técnico que adquiri e tudo que me propiciou.

Agradeço aos membros da equipe que se fizeram presente durante esta jornada.

RESUMO

DE CARLI, Marcos. Dimensionamento do coletor de admissão de geometria variável para um motor de ciclo otto aplicado ao protótipo de eficiência energética da equipe pato a jato. 2019. 46 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2019.

Este trabalho apresenta o estudo para o dimensionamento do coletor de admissão de comprimento variável para o protótipo de eficiência energética da Universidade Tecnológica Federal do Paraná campus Pato Branco, com foco no aumento da eficiência volumétrica e energética do motor através do aproveitamento da energia cinética acumulada no fluido presente no coletor de admissão após o fechamento da válvula de admissão. Através de conceitos discutidos e seleção de equações que se adéquem da melhor forma ao motor, o dimensionamento teórico foi realizado através de interações computacionais gerando valores de comprimento do coletor que são compatíveis com a rotação do motor e a velocidade do fluido a ser admitido, garantindo que o comprimento seja compatível com a frequência da onda que se desloca pelo coletor. Como complemento junto ao dimensionamento são apresentadas melhorias para o fluxo de ar, atomização da mistura e simulações que apresentam melhorias referentes ao funcionamento do coletor. Trazendo ao final o coletor dimensionado de forma que garanta ganhos de eficiência ao motor.

Palavras-chave: Motores. Eficiência Volumétrica. Eficiência Energética. Coletores de Admissão.

ABSTRACT

DE CARLI, Marcos. Variable geometry intake manifold sizing for an Otto cycle engine applied to the Pato a Jato team energy efficiency prototype. 2019. 46 f. Final Thesis – Mechanical Engineering, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2019.

This paper presents the study for the sizing of the variable length intake manifold for the energy efficiency prototype of Universidade Tecnológica Federal do Paraná located in Pato Branco, focusing on increasing the volumetric and energy efficiency of the engine by harnessing the accumulated kinetic energy in the fluid present in the intake manifold after closing the intake valve. Through concepts discussed and selection of equations that best fit the engine, the theoretical sizing was performed through computational interactions generating collector length values that are compatible with the engine speed and the speed of the fluid to be admitted, ensuring that the length is compatible with the frequency of the wave moving through the collector. In addition to the sizing, improvements are presented for air flow, atomization of the mixture and simulations that present improvements regarding the operation of the collector. Bringing in the end the collector dimensioned in a way that guarantees efficiency gains to the motor.

Keywords: Engines. Volumetric efficiency. Energy efficiency. Admission Collectors.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Ciclo motor 4 tempos	16
Figura 2 - Onda de pressão em função da posição e tempo no interior do coletor. ..	20
Figura 3 - Variação de pressão medida na base da válvula, fora da câmara de combustão, em função da variação dos graus do ângulo válvula.	21
Figura 4 - Comparativo da pressão do fluido dentro do coletor em função da rotação do motor.	23
Figura 5 - Goniômetro ligado ao virabrequim.	26
Figura 6 – Posicionamento do relógio apalpador no parto de válvula.	27
Figura 7 - Posição do bico injetor na primeira geração do coletor.....	31
Figura 8 – Modelo CAD do coletor de admissão da primeira geração.	31
Figura 9– Coletor de admissão da segunda geração.....	33
Figura 10 – Gráfico com resultados obtidos do dimensionamento do coletor.	36
Figura 11 - Modelo simplificado do cabeçote do motor.	39
Figura 12 - Modelo do cabeçote em corte.....	39
Figura 13 - Modelagem primaria do posicionamento do bico injetor.	42
Figura 14 – Simulação de escoamento posicionamento 1.	43
Figura 15 - Simulação de escoamento posicionamento 2.....	43
Figura 16 - Simulação de escoamento posicionamento 3.....	43
Figura 17 - Simulação do fluxo durante a admissão.	44
Figura 18 - Simulação do fluxo durante a admissão aproximada.....	45
Figura 19 – Cone de entrada da admissão.	45
Figura 20 – Gráfico representando a influencia da borboleta no consumo especifico do motor.	46
Figura 21 - Modelo final do coletor variável.....	47
Figura 22 - Conjunto coletor, cabeçote e bico injetor.	47
Figura 23 - Coletor em corte com comprimento referente a 3600 RPM	48
Figura 24 - Perda de carga no coletor de admissão com motor a 3600 RPM	49
Figura 25 - Fluxo volumétrico simulando o motor a 3600 RPM.....	49
Figura 26 - Coletor em corte com comprimento referente a 5000 RPM	50
Figura 27 - Perda de carga no coletor de admissão com motor a 5000 RPM.....	51
Figura 28 - Fluxo volumétrico simulando o motor a 5000 RPM.....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados coletados do motor.....	27
Tabela 2 – Evolução do consumo do protótipo ao longo das competições.....	28
Tabela 3 - Faixa de rotação de trabalho do motor.....	29
Tabela 4 – Dados de velocidade da admissão e comprimento do coletor em função da rotação.	35
Tabela 5 – Dados para a modelagem do coletor.....	38
Tabela 6 - Dados de entrada para simulação do coletor.....	48
Tabela 7 - Dados do coletor de admissão simulando fluxo a 3600 RPM.	48
Tabela 8 - Dados do coletor de admissão simulando fluxo a 5000 RPM.	50

LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

F	Relação ar combustível.
p_{ci}	Poder calorífico inferior.
n_t	Eficiência térmica.
m_a	Vazão mássica de ar.
n_v	Eficiência volumétrica.
m_e	Vazão mássica de mistura fresca.
ρ_e	Densidade de mistura.
Q	Cilindrada total do motor.
n	Rotação.
A_p	Área dos pistões.
V_p	Velocidade do pistão.
ρ_a	Massa específica do ar seco.
L	Comprimento do duto.
θ_t	Deslocamento angular do virabrequim.
c	Velocidade do som.
k	Duração de abertura de válvula.
N_{rad}	Rotação do motor em radianos por segundo.
n_{cil}	Número de cilindros.
A_c	Área de seção do coletor.
TBI	<i>Throttle Body Injection</i> .
PMS	Ponto morto superior.
PMI	Ponto morto inferior.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
2	JUSTIFICATIVA	15
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
3.1.	O CICLO OTTO EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	16
3.2.	MASSA DE AR ADMITIDA	17
3.2.1.	Potência indicada	17
3.2.2.	Eficiência volumétrica	18
3.2.3.	Comportamento do fluido	19
3.3.	PROPAGAÇÃO DA ONDA	20
3.4.	GEOMETRIA DO COLETOR DE ADMISSÃO	22
4	MATERIAIS E MÉTODOS	25
4.1.	MOTOR EM ESTUDO	25
4.2.	COLETA DE DADOS	25
4.3.	HISTÓRICO DO MOTOR	28
4.4.	EVOLUÇÃO DOS COLETORES DE ADMISSÃO	29
4.4.1.	Primeira geração do coletor	30
4.4.2.	Segunda geração do coletor	31
4.5.	DIMENSIONAMENTO TEÓRICO DO COLETOR	33
4.6.	CONSIDERAÇÕES PRÉ-DIMENSIONAMENTO	37
4.6.1.	Análise dos resultados e aplicabilidade	37
4.6.2.	Duto de admissão do cabeçote	38
4.6.3.	Bico injetor e otimização da mistura	40
4.7.	MODELAGEM	41
5	CONCLUSÕES	53
	REFERÊNCIAS	55

1 INTRODUÇÃO

O motor de combustão interna ciclo Otto, desde sua criação em 1876 por Nikolaus August Otto, vem sendo melhorado e otimizado, atingindo um controle de queima melhor e principalmente obtendo maior eficiência energética, já que o mesmo para fins de comparação com outros sistemas produtores de força motriz da atualidade é ainda muito ineficiente. Esta ineficiência é proveniente muitas vezes devido aos sistemas de controles e periféricos do motor ser mecânicos, assim apresentando limitações fora dos seus regimes de trabalho, um deste sendo o coletor de admissão do motor.

Através da sequência de operação do ciclo Otto, estas: admissão, compressão, expansão e exaustão, a energia proveniente da reação química é transformada em energia mecânica através da queima do combustível, analisando o fato que apenas uma destas etapas produz energia, esta que seria a expansão, portanto nas outras três etapas o motor precisa utilizar a energia produzida na expansão para dar continuidade ao seu funcionamento.

Pode-se dizer que, para se aumentar a eficiência de um motor ciclo Otto, deve-se aperfeiçoar e controlar o máximo possível a queima do combustível, esta que transforma a energia química em mecânica durante o processo de expansão e, subsequentemente, reduzir as perdas nas outras três etapas, assim tendo um menor desperdício de energia proveniente da queima.

O sistema de admissão do motor é constituído pelo conjunto de componentes que a massa de ar que está sendo admitida pelo motor deve percorrer antes de chegar à câmara de combustão. Esta massa de ar é mandatória no desempenho motor, porém a mesma é transiente devido à rotação.

O coletor então é projetado de tal forma, que irá priorizar uma maior eficiência volumétrica em uma determinada rotação, esta rotação depende da aplicação e uso de cada motor, assim fora desta rotação que será priorizada, o motor perde sua capacidade e eficiência.

Este estudo almeja desenvolver um coletor de admissão que tenha um comprimento variável, que seja aplicado ao motor do protótipo de eficiência da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Equipe Pato a Jato. Otimizando a eficiência volumétrica do motor para toda sua faixa de giro.

Em baixas rotações onde o motor não consegue ser alimentado suficientemente com a massa de ar necessária, tendo o torque reduzido, conseqüentemente demorando muito tempo para atingir a rotação de maior eficiência e consumindo mais do que o esperado. O coletor em estudo deve, em baixa rotação do motor elevar seu comprimento e com isso acumular mais energia cinética devido a maior quantidade de ar dentro do coletor e propiciar devido as ondas geradas dentro do coletor aumento a eficiência volumétrica.

Em alta rotação o coletor deve reduzir seu comprimento para que reduza a perda de carga do fluido, já que o escoamento está com maior velocidade. Também como conciliar o comprimento para melhor aproveitamento das ondas geradas.

2 JUSTIFICATIVA.

Como justificativa pode-se separar as mesmas em três âmbitos diferentes, devido ao desenvolvimento de pesquisa gerado, otimizando e aplicando aos acadêmicos uma engenharia mais palpável, assim sendo importante o desenvolvimento para firmar a continuidade do projeto.

A equipe, onde a mesma participa de competições de eficiência energéticas nacionais e internacionais e desta forma, mostrando a excelência nos resultados destas competições.

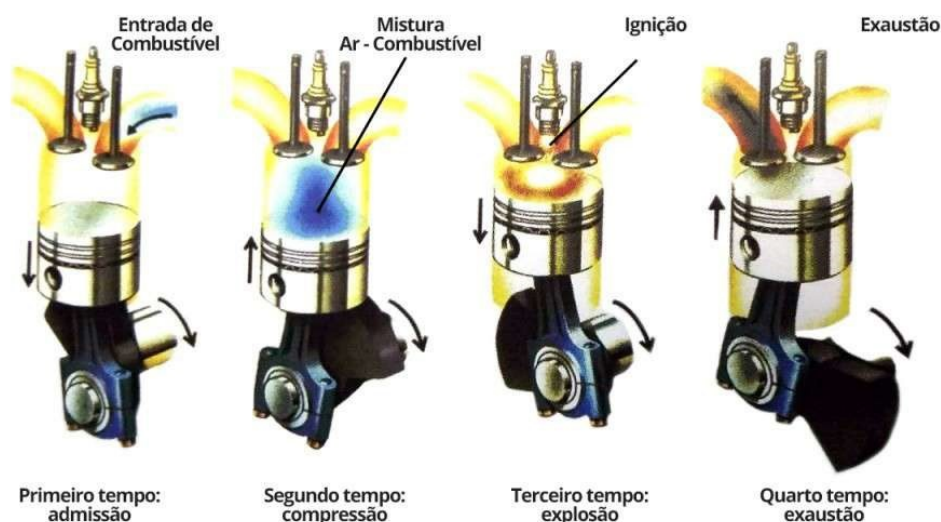
Também como de contribuir para a total sociedade, que faz possível a manutenção dos estudos e projetos executados na universidade, desta forma esta pesquisa atrelada ao projeto de eficiência energética Pato a Jato tem a visão ecológica e também a de melhorar a sustentabilidade da atual conjuntura da mobilidade que faz uso de motores a combustão.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1.O CICLO OTTO EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.

Motores a combustão interna com ignição por centelha, que trabalham com ciclo Otto, são classificados como motores de 4 tempos, dando início pela fase de admissão, dando sequência na compressão, expansão e por fim a exaustão como mostra a figura 1.

Figura 1 - Ciclo motor 4 tempos



Fonte: Royal motor sport.

Admissão: se dá início com a abertura da válvula de admissão, genericamente falando, quando o motor se encontra no PMS, quando o pistão começa a movimentação em direção ao PMI a variação de volume dentro da câmara gera uma pressão negativa tanto dentro do cilindro como no sistema de admissão, com isso fazendo a sucção de ar.

Compressão: a compressão se inicia no PMI, quando se dá o fechamento da válvula de admissão, com a movimentação do pistão em direção ao PMS, o volume da câmara do motor começa a reduzir, causando a compressão da mistura e conseqüentemente gerando o aumento de pressão, ao pistão chegar ao ponto morto superior é assim dada à centelha, que inicia a queima.

Expansão: com a centelha iniciando a queima do combustível, acontece uma variação abrupta de pressão dentro do cilindro, esta variação empurra o pistão em direção ao PMI, assim terá um aumento no volume e uma queda na pressão dentro da câmara, a pressão que foi transmitida para a face do pistão é transformada em trabalho, esta é a única etapa do ciclo que gera energia para o sistema.

Exaustão: saindo do PMI e subindo em direção do PMS, com a válvula de exaustão aberta, o pistão exerce uma força sobre os gases que foram gerados pela queima, assim sendo expelidos pelo escape e causando a limpeza dos gases do cilindro, que é de suma importância para a eficiência e potencia gerada pelo motor.

3.2. MASSA DE AR ADMITIDA.

A eficiência volumétrica é de grande interesse como medida de desempenho do motor, a fim de avaliar a influência da eficiência volumétrica nos parâmetros do motor, demonstrasse as formulas abaixo.

3.2.1. Potência indicada.

A potência de um motor pode ser expressa de modo simplificado por Brunetti (2012).

$$N_i = m_a F p_{ci} n_t \quad (1)$$

Sendo:

N_i - Potência indicada (kW).

m_a – Vazão mássica de ar seco que escoa para dentro do cilindro (kg/s).

F – Relação ar combustível.

p_{ci} - Poder calorífico inferior (kcal/kg).

n_t – Eficiência térmica (%)

Analisando desta forma as variáveis, podem perceber que a vazão mássica e a relação ar combustível são variáveis de grande impacto e que se pode

trabalhar com maior facilidade, já que a eficiência térmica está atrelada ao projeto do motor e também com as duas variáveis citadas anteriormente.

Se for mantido o mesmo combustível, relação ar-combustível, compressão e avanço de ignição constante. A eficiência térmica permanece constante e a potência indicada é diretamente proporcional a vazão mássica (BRUNETTI, 2012).

3.2.2. Eficiência volumétrica.

A eficiência volumétrica (η_v) representa uma medida da eficiência do sistema de bombeamento do ar. É definida como a massa de mistura fresca que passa no cilindro, em um curso de aspiração, dividida pela massa dessa mistura que encheria o espaço correspondente ao deslocamento do pistão, na densidade de admissão (TAYLOR, 1988).

A eficiência volumétrica é dada pela fórmula demonstrada por Heywood, (1988).

$$\eta_v = \frac{2 m_a}{\rho_a Q n} \quad (2)$$

onde:

η_v – eficiência volumétrica (%).

ρ_a – densidade do ar (kg/m^3).

Q - cilindrada total do motor (m^3)

n – rotação (RPM).

Para verificar ainda mais a influência da eficiência volumétrica, após a demonstração das equações (1) e (2) demonstra-se o equacionamento que Brunetti (2012) aborda:

$$m_a = \frac{n_v A_p \rho_a V_p}{4} \quad (3)$$

A_p – área dos pistões (m²).

V_p – velocidade do pistão (m/s).

Substituindo na equação (1):

$$N_i = \frac{n_v A_p \rho_a V_p}{4} F_{pci} n_t \quad (4)$$

Aborda-se esta equação para fins de demonstração que quase a totalidade das variáveis da fórmula torna-se constantes após o projeto do motor ser estabelecido, demonstrando ainda mais a importância da eficiência volumétrica para o melhoramento da eficiência e ganho de torque, já que n_v pode-se ser melhorado com ajustes e substituições nos periféricos do motor.

3.2.3. Comportamento do fluido.

O pistão ao longo do seu curso tem uma variação de velocidade e conseqüentemente gera uma variação de pressão dentro do cilindro, a mesma também acontece dentro do coletor de admissão, quando o pistão encontra-se na metade do seu curso está na sua maior velocidade, portanto gerando a menor pressão dentro do cilindro.

Ao atingir o PMI, a válvula de admissão permanece aberta, o pistão inicia o movimento em direção ao PMS, porém a mistura que está dentro do coletor de admissão tem um acúmulo de energia cinética, até o fechamento da válvula de admissão, se a energia acumulada no coletor de admissão for superior a força que o pistão está exercendo no fluido, existirá um aumento na massa de ar admitida pelo motor (HEISLER, 1995).

O comprimento do coletor também influencia diretamente na eficiência volumétrica do motor devido à ressonância que é gerada quando ocorre o fechamento da válvula de admissão.

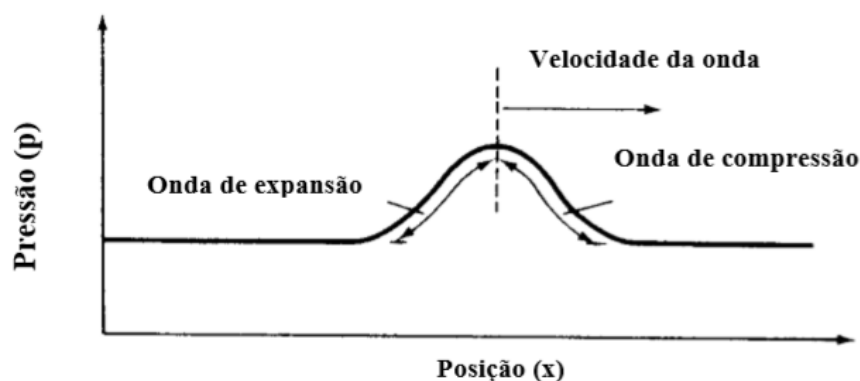
No motor, isso ocorre da seguinte forma: o ar que está sendo admitido forma uma onda de pressão negativa (sendo aspirado pelo pistão); quando a válvula de admissão se fecha, a onda de pressão reflete com o mesmo sinal e volta pelo duto, mas ao encontrar a entrada deste aberta, reflete com sinal oposto. Essa onda refletida, ao encontrar a válvula de admissão novamente aberta, aumenta a eficiência volumétrica (BRUNETTI, 2012, pg 72).

3.3. PROPAGAÇÃO DA ONDA.

O escoamento da massa de ar que ocorre dentro do coletor é de suma importância para o funcionamento do motor, pois sabemos que o motor é totalmente dependente da mistura para a produção de energia mecânica. Analisando que esta massa de ar a certa velocidade, gera um acúmulo de energia cinética, produz pulsos de pressão na admissão e é diretamente interligada a eficiência volumétrica.

A variação do volume do cilindro gera uma pressão negativa dentro do mesmo, esta começa exercer força na camada vizinha, isto gera um efeito em cadeia, durante a abertura e fechamento das válvulas tanto de admissão como escape, se propagam ondas de compressão e rarefação nos condutos devido a forças presentes neste processo (PEREIRA, 2004). Este efeito pode ser analisado na figura 2.

Figura 2 - Onda de pressão em função da posição e tempo no interior do coletor.



Fonte: Pereira (2004).

Ao se fechar a válvula de admissão, a massa de ar presente no coletor de admissão ainda apresenta energia, pois contém velocidade, portanto, o acúmulo de energia cinética. Esta massa de ar quando se choca com a válvula gera uma

elevação de pressão neste ponto, ocasionando a geração de uma onda de reflexão que percorre o coletor na direção oposta. Esta mesma onda ao se aproximar a entrada do coletor de admissão encontra a pressão atmosférica, fazendo com que seja refletida e percorra o coletor em direção a válvula de admissão. Os pulsos gerados dependem de rotação do motor, comprimento do duto, diâmetro do duto e posição do fechamento da válvula de admissão.

O efeito gerado pela abertura da válvula em conjunto com o aumento do volume da câmara de combustão é chamado de pulso de pressão negativo. Quando a válvula é fechada, gerando a onda refletida que retorna ao longo do coletor é chamada de onda de compressão. O somatório destas pressões gera uma pressão resultante. Hanriot (2001, apud, Pereira, 2004).

A figura 3 demonstra a variação de pressão que é gerada na porta da válvula em função da variação do eixo comando de válvulas. Pode-se observar o decaimento da pressão em função dos ciclos realizados dentro do coletor, também como a variação de pressão com a abertura da válvula.

Figura 3 - Variação de pressão medida na base da válvula, fora da câmara de combustão, em função da variação dos graus do ângulo válvula.



Fonte: Pereira, 2004.

Ohata e Ishida (1982) verificaram a influência deste fenômeno no rendimento volumétrico, sendo que o maior rendimento é encontrado quando o pulso de compressão chega à válvula de admissão no início do seu período de

fechamento. Em situação que o fechamento da válvula se dá na presença de depressão o rendimento volumétrico cai.

Com isso e sabe-se que as pulsações são presentes em todos os regimes de funcionamento do motor, encontra-se rotações que são privilegiadas por este fenômeno e rotação que este fenômeno gerará perda de eficiência volumétrica.

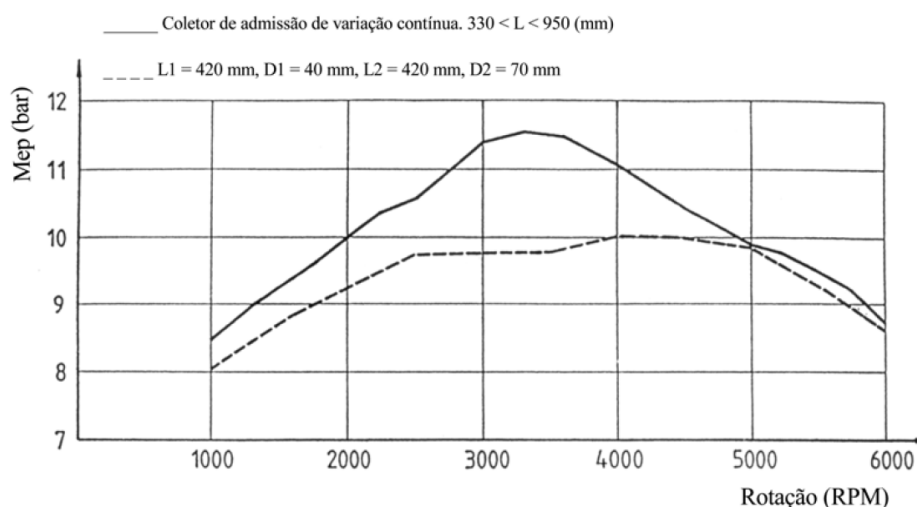
3.4. GEOMETRIA DO COLETOR DE ADMISSÃO.

Segundo Heisler (1995), quando se fixa o diâmetro do coletor de admissão e tem a variação do comprimento observa-se que:

- Um coletor longo possui uma área de atrito maior que a de um coletor curto, provocando maior resistência ao fluxo de ar ou mistura e gerando uma maior perda de carga.
- Uma maior área de atrito também corresponde a uma maior área para troca térmica, elevando a temperatura da mistura admitida.
- O valor de pico da eficiência volumétrica é alcançado a menores rotações quando se aumenta o comprimento do coletor, devido a se ter uma maior quantidade de ar dentro do coletor de admissão, este armazenando maior quantidade de energia cinética, que propicia a melhora do enchimento do cilindro.
- O valor de pico da eficiência volumétrica é maior no coletor longo do que o valor de pico para o coletor curto;

Na figura 4, demonstra-se em ensaio que com um coletor de comprimento variável e diâmetro igual das amostras, conseguiu-se uma pressão média efetiva dentro do coletor de admissão maior em toda a faixa de giro do motor em comparação ao coletor convencional (LENZ, 2012).

Figura 4 - Comparativo da pressão eficaz média do fluido dentro do coletor em função da rotação do motor.



Fonte – Lenz (1992).

Pode-se ver através da formulação descrita por Brunetti (2012), que o comprimento do coletor tem uma proporção inversa a rotação do motor:

$$L = \frac{\theta t \cdot c}{0,012 \cdot n} \quad (5)$$

L - Comprimento do duto (m).

θt - Deslocamento angular do virabrequim ($80^\circ < \theta t < 90^\circ$).

c - Velocidade do som (m/s).

n - Rotação do motor (RPM).

Analisando, verifica-se que a velocidade que o fluido escoar dentro do coletor de admissão influenciará no comprimento total do coletor, já que o fluido escoando com uma velocidade maior do que o esperado realizará o percurso em menor tempo. Portanto buscaram-se equações que levam em consideração a velocidade do escoamento.

Capetti (1929) realizou um estudo levando em consideração “v” sendo a velocidade de escoamento do fluido (m/s), desta forma trazendo:

$$\frac{L}{c} = \frac{c}{4v} \left(1 - \frac{v^2}{c^2}\right) \quad (6)$$

Levando em consideração que Capetti (1929) informa que se deve utilizar no equacionamento o dobro da velocidade média encontrada.

Lumley (1992, apud, Moura, 2013) apresenta a equação (7) com maior número de variáveis que são pertinentes ao resultado real, devido as suas variáveis realizarem influência direta no escoamento como, tempo de abertura da válvula de admissão, rotação do motor e velocidade do fluido. Mesmo o equacionamento dos demais autores levarem em consideração estes dados agregando constante, não resultaria no resultado esperado.

$$L = \frac{k(c^2 - v^2)}{4c N_{\text{rad}}} \quad (7)$$

k – duração de abertura de válvula em radianos dividida por Pi (rad/s).

N_{rad} – rotação do motor em radianos por segundo.

4 MATERIAIS E MÉTODOS.

4.1. MOTOR EM ESTUDO.

O motor em estudo é responsável pela propulsão do protótipo da equipe de eficiência energética da UTFPR campus Pato Branco - Equipe pato a jato. É um motor de 4 tempos, ciclo Otto, fornecido pela empresa Branco motores LTDA, este motor não contém um modelo específico já que o mesmo veio de uma amostragem de 10 motores testes que não foram comercializados, sendo assim não foi possível obter maiores informações de projeto.

Foi realizada a desmontagem do motor para retirada das medidas, o mesmo é um motor com 34cc, duas válvulas e comando de válvulas no bloco do motor. Este utiliza embreagem centrífuga que transmite o trabalho para um conjunto de polias e correias dentadas que tracionam a roda traseira do protótipo.

O motor originalmente é alimentado por carburador, devido aos fins de uso do mesmo foi implementado sensoramento e um módulo de injeção eletrônica que garante um gerenciamento mais preciso do combustível injetado.

O módulo de injeção utilizado é da empresa Injepro indústria e comércio de eletrônicos, modelo s3000, o mesmo faz a alimentação do motor através de injeção de combustível indireta utilizando o bico injetor da Honda Biz 125cc, o que deve ser considerado já que o mesmo ficará alojado ao coletor de admissão.

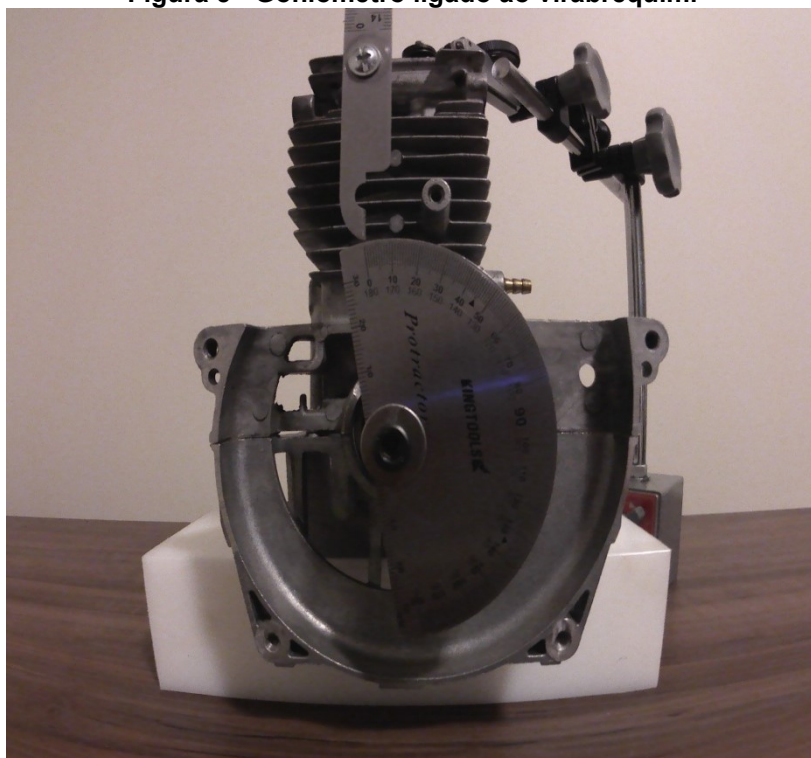
4.2. COLETA DE DADOS.

Realizando a desmontagem do motor foi realizada a coleta de medidas dos componentes pertinentes ao dimensionamento do coletor, através de um paquímetro digital marca Zaas com precisão de centésimo de milímetro, micrometro externo 0-25mm marca Zaas com precisão de milésimo de milímetro e micrometro externo 25-50mm marca Zaas.

Após a desmontagem foram tiradas medidas do diâmetro do pistão, curso do virabrequim, taxa de compressão, diâmetro das válvulas e diâmetro e comprimento dos dutos do cabeçote.

Para coletar os graus de duração da abertura da válvula de admissão em função do giro do virabrequim foi realizada a medição com relógio apalpador com precisão de milésimo de milímetro e um goniômetro adaptado ao virabrequim do motor como mostra a figura 5 e 6.

Figura 5 - Goniômetro ligado ao virabrequim.



Fonte: Autoria própria.

Figura 6 – Posicionamento do relógio apalpador no parto de válvula.



Fonte: Autoria própria.

Para a medição da real da graduação da válvula de admissão foi realizado a regulagem da válvula com calibre de lâmina, utilizando a lâmina 0,15mm e posteriormente apoiando o relógio apalpador no prato da válvula, não contabilizando assim à folga proveniente do comando, varetas e balancim. Rotacionando o virabrequim consegue-se a posição do início da abertura da válvula e o ponto de total fechamento da mesma, com os dados coletados foi realizada a montagem da tabela abaixo.

Tabela 1 – Dados coletados do motor.

Diâmetro do pistão	38,75 mm
Curso do pistão	28,8 mm
Cilindrada	33,96 cm ³
Taxa de compressão	8:1
Diâmetro válvula admissão	14 mm
Duração de abertura admissão	129°
Curso válvula admissão	4,75 mm
Diâmetro duto admissão	13,5 mm
Comprimento duto admissão	36,5 mm

4.3. HISTÓRICO DO MOTOR.

O uso deste modelo de motor em protótipos da Equipe Pato a Jato vem de longa data, devido ao tamanho e peso reduzido, especificações para uso compatíveis, também como atender a exigências das competições que a equipe participa. Estas sendo motor de 4 tempos, embreagem de acoplamento automático (sem a intervenção do piloto para realizar o acoplamento), bomba de óleo do motor mecânica.

Para desenvolvimento da gama de componentes para este motor, a falta de projetos e manuais, foi realizado acompanhamento e coleta de dados em teste de forma minuciosa. Pois serão estes dados que possibilitam a tomada de decisões em projetos e desenvolvimento de periféricos para o mesmo, que demonstram a forma assertiva com resultados apresentados em competições, sendo tri-campeão na competição Shell eco-marathon Brasil categoria etanol e tendo a melhor marca da América latina nos anos de 2018 e 2019, estes apresentados na tabela 2.

Tabela 2 – Evolução do consumo do protótipo ao longo das competições.

COMPETIÇÃO	ANO	CONSUMO AFERIDO (km/l)
Maratona BR de eficiência	2014	183
Shell eco-marathon Americas	2015	315
Shell eco-marathon Americas	2017	222
Shell eco-marathon Brasil	2017	412
Shell eco-marathon Americas	2018	523
Shell eco-marathon Brasil	2018	443
Shell eco-marathon Americas	2019	282
Shell eco-marathon Brasil	2019	702

Ao decorrer dos testes com este motor, em baixas rotações, o torque do mesmo é muito baixo, sendo assim o protótipo leva demasiado tempo alcançar sua velocidade ideal de percurso no circuito, tendo que ser injetado combustível em excesso para o motor chegar até a rotação ideal de funcionamento. Na tabela 3 apresenta-se faixas de rotações de uso do motor em competições.

Tabela 3 - Faixa de rotação de trabalho do motor

ROTAÇÃO DO MOTOR	FAIXA DE TRABALHO
950 - 1100 RPM	Marcha lenta
3500 - 3600 RPM	Acoplamento embreagem
4200 RPM	Início da faixa de alta eficiência
4800 RPM	Final da faixa de alta eficiência
5000 RPM	Rotação máxima em pista
6000 RPM	Corte injeção

Com testes em pista, considerando a mesma configuração do protótipo em competição, o motor demonstra grande eficiência entre as rotações de 4200 RPM e 4800 RPM.

Abaixo dos 4200 RPM percebe-se uma visível falta de torque no motor, sendo necessário trabalhar com uma mistura rica para compensar este torque faltante. Acima dos 4800 RPM nota-se dificuldade para ganhar rotação, que ao chegar a certa velocidade o protótipo, mesmo tendo uma aerodinâmica altamente refinada, a força que o ar exerce sobre o protótipo começa a quase se igualar a potência do motor em algumas situações, limitando de certa forma a velocidade.

Outro ponto que pelo motor ser um motor estacionário, sendo que motores similares ao mesmo são utilizados em roçadeiras e cortador de grama, existe uma falta de refinamento em projeto e desbalanceamentos das peças, que acarreta na falta de eficiência acima dos 5000 RPM, já que percebe-se durante seu funcionamento uma limitação do mesmo para ganhar giro acima desta rotação.

4.4. EVOLUÇÃO DOS COLETORES DE ADMISSÃO.

Utilizar o torque máximo do motor em seu regime de funcionamento durante a competição é de suma importância, um coletor de admissão que tenha um comprimento variável, permite otimizar a eficiência volumétrica do motor para toda sua faixa de giro (LENZ, 1992).

Melhorando a eficiência do motor em rotações que o coletor convencional não proporciona, como em baixas rotações onde o motor não consegue ser alimentado suficientemente com a massa de ar necessária, tendo o torque reduzido

e conseqüentemente demorando muito tempo para atingir a rotação de maior eficiência, consumindo uma maior quantidade de combustível. Visto que o problema também é mostrado em altas rotações, onde o coletor gera uma grande perda de carga, prejudicando a admissão de ar e gerando uma perda de energia maior para o motor admitir a mistura, dificultando o ganho de giro.

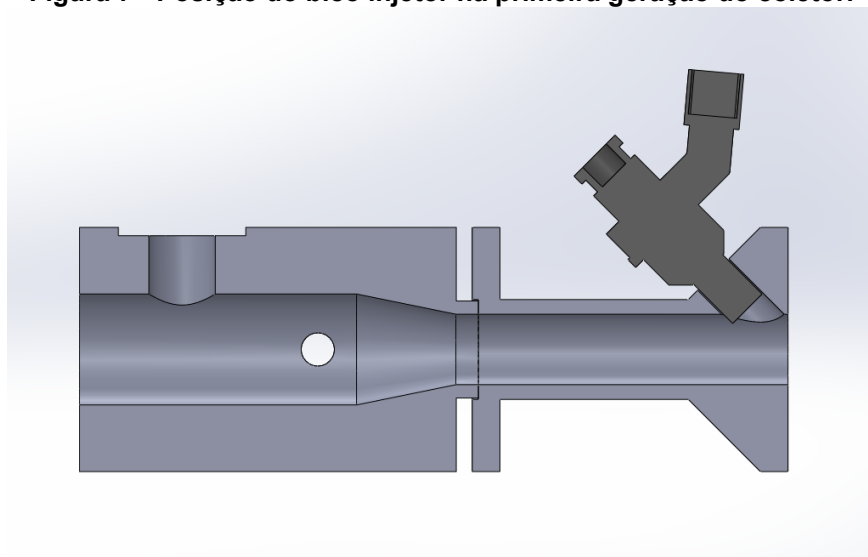
O atual coletor implementado é proveniente de uma evolução de coletores utilizados e dimensionados para o protótipo, existem alguns detalhes que devem ser levados em consideração para o mesmo trabalhar adequadamente. Deve-se ter grande cuidado durante o detalhamento do coletor e a fabricação, devido entradas oriundas de conexões entre coletor e motor, fazendo com que o motor perca os efeitos da ressonância, perda de velocidade de escoamento e influência na energia cinética acumulada pela massa de ar.

4.4.1. Primeira geração do coletor.

O primeiro coletor foi aplicado ao protótipo em 2014, quando foi implementada pela primeira vez a injeção eletrônica neste motor. O mesmo tinha um comprimento total de 127,9mm, com diâmetro inicial de 20mm e final de 12,7mm, fazia-se uso de um sistema com TBI.

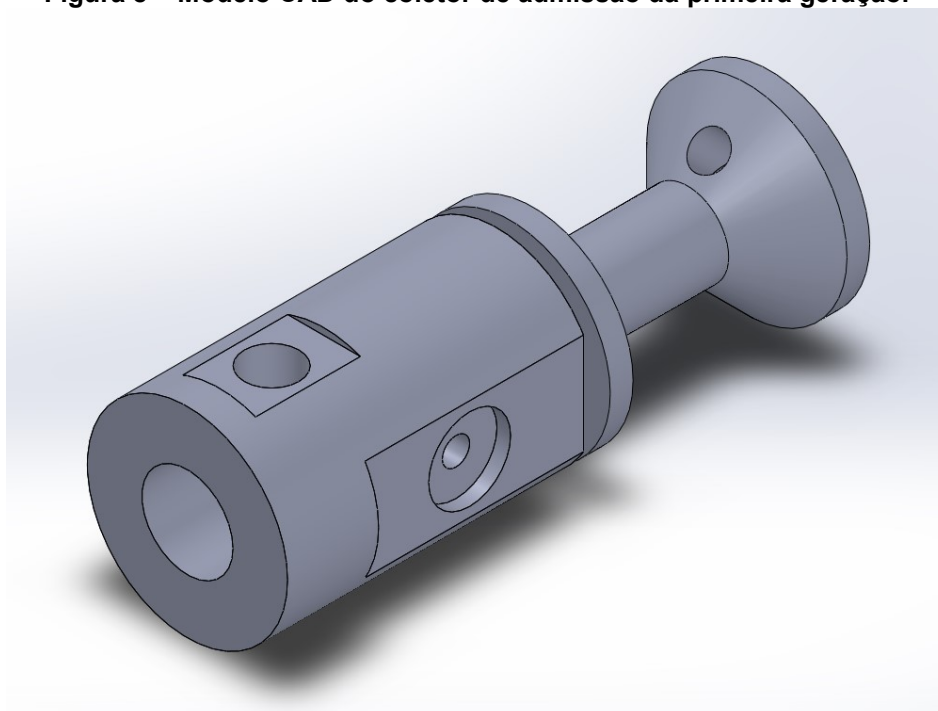
A TBI fazia o controle da passagem de ar para o motor, assim controlando sua faixa de funcionamento, porém em testes percebeu-se que o sistema não tinha um controle modular. Pode-se observar que o sistema tinha um alojamento para o sensor de temperatura logo na entrada do coletor e ao final o alojamento do bico injetor, que ficava em uma angulação próxima a 45° de inclinação, devido a esta inclinação o bico injetor injetava parte do combustível na parede do coletor, fazendo com que o combustível entrasse na câmara de combustão de forma não homogênea, gerando grande dificuldade para fazer o controle do funcionamento do motor e perda de eficiência. As especificações citadas acima podem ser visualizadas na figura 7 e 8.

Figura 7 - Posição do bico injetor na primeira geração do coletor.



Fonte: Autoria própria.

Figura 8 – Modelo CAD do coletor de admissão da primeira geração.



Fonte – Autoria própria.

4.4.2. Segunda geração do coletor.

A segunda geração do coletor começou a ser desenvolvida em 2016, através de experimentos e dimensionamento, o mesmo foi fabricado em 2017. Como principais alterações foram o aumento do comprimento para 183,55mm e dado

maior atenção a posição do bico injetor, deixando ele na horizontal e injetando diretamente dentro do duto de admissão, priorizando a homogeneidade da mistura.

Em contra partida, verificou-se perdas referentes ao fluxo de ar do coletor. Para melhoramento do fluxo de ar dentro do coletor foi realizada a remoção do sensor de temperatura do ar, que foi posicionado na parte externa do coletor, não causando grandes mudanças na coleta de dados devido à variação do ponto de medição da temperatura e ocasionando grande melhora no fluxo.

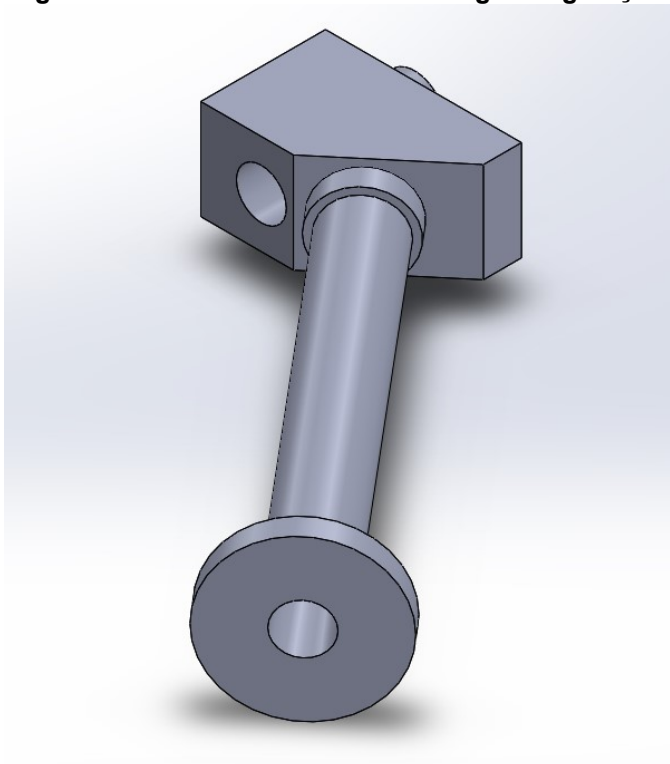
Neste projeto deixou de fazer uso da TBI, que gerava grande perda de carga para o motor em sua faixa de uso em pista. Devido ao motor ser mono cilindro de baixa cilindrada, não é possível fazer uso do sensor MAP, que é responsável pela medição da pressão negativa dentro do coletor, com estes dados atuasse no mapa de injeção de combustível.

Até então a única forma de criar um mapa de injeção era utilizando-se a posição da TBI para modular a quantidade de combustível injetada, com a remoção da mesma, foi necessário um trabalho aplicado de 2 anos para a criação de um mapa onde fosse possível parametrizar a situação de uso do motor, fazendo com que o mapa controlasse o motor mesmo não tendo parâmetros de sensoriamento pertinentes para isso.

Sensores que fornecem os dados de entrada para a injeção são: temperatura do motor, rotação, temperatura do ar, sensor de fase e pressão de combustível. Com eles foi possível criar o mapa para uso sem TBI.

Na competição Shell Eco-marathon Brazil 2017 aplicou-se pela primeira vez este modelo de coletor de admissão. Verificou um ganho de aproximadamente 11% na eficiência do motor. Nesta competição o protótipo alcançou a marca de 412,4 km/l de etanol, conseguindo a melhor marca da competição. O modelo 3D do mesmo se encontra representado pela figura 9.

Figura 9– Coletor de admissão da segunda geração.



Fonte – Autoria própria.

4.5. DIMENSIONAMENTO TEÓRICO DO COLETOR.

Para se iniciar o projeto do novo coletor foram analisados históricos em competições, limitação devido a regulamentos de competição e propriamente do motor, análise dos resultados obtidos na implementação dos antigos coletores e limitações devido a processos de fabricação que dificultariam aplicação.

Como ponto de partida realizou-se uma análise junto ao diâmetro que seria aplicado ao coletor. Já que este poderia causar perdas de carga se dimensionado em diâmetro reduzido e baixa velocidade de escoamento se selecionado um diâmetro elevado, implicando em ineficiência do sistema dimensionado nas próximas etapas. Segundo Heisler (1995), para determinação de um diâmetro, o coletor deve trabalhar com velocidade mínima de 10m/s, devido à baixa velocidade do ar, partículas de maior tamanho com velocidades inferiores não são carregadas para cima pelo fluxo, gerando a deposição no coletor. Para a faixa de giro mais alta do motor não se deve trabalhar com velocidade superior a 75m/s devido à perda de eficiência volumétrica gerada pela demasiada velocidade.

Heisler (1995) apresenta a fórmula (8) para cálculo de velocidade para coletor de admissão:

$$v = \frac{n_{cil} Q n}{120 A c} n_v \quad (8)$$

n_{cil} – Número de cilindros;

n – Rotação em RPM (RPM);

Q – Cilindrada do motor (m^3);

Ac – Área de seção do coletor (m^2);

v – Velocidade do fluido no coletor (m/s);

Desta forma foi calculado, alimentado as fórmulas com diâmetros compatíveis ao fluxo do motor, sempre utilizando uma rotação mínima de 3600rpm e 5000rpm e realizando a conferência para que a mínima velocidade do fluido não ficasse abaixo de 10m/s.

Utilizando as equações abaixo:

$$V_{min} = \frac{Q n_{min}}{120 A} n_v \quad (9)$$

$$A = \frac{Q N_{min}}{120 V_{min}} n_v \quad (10)$$

A – Área de seção do coletor (m^2).

Q – Cilindrada motor (m^3).

Ao utilizar a equação 9, isola-se a área de seção do coletor (equação 10) para conseguir encontrar o diâmetro do coletor. Como V_{min} adotou-se 10m/s, que é a velocidade mínima para o escoamento dentro do coletor, n_{min} considerou-se a rotação de 3600 RPM e adotamos o uso de 85% de eficiência volumétrica.

Os diâmetros de tubos padrões no mercado foram selecionados e, posteriormente, alimentados no software. Após análise foi selecionado um tubo com diâmetro interno de 3/8" (9,52mm).

Com os dados do diâmetro do tubo foi fixada a eficiência volumétrica em 85% como parâmetro, devido à verificação com outros valores de eficiência volumétrica e a influencia na velocidade ter baixa alteração e depois de aplicada a fórmula final do dimensionamento (equação 11) não se notar esta alteração a eficiência se manteve neste valor.

$$L = \frac{k(c^2 - v^2)}{4c N_{rad}} \quad (11)$$

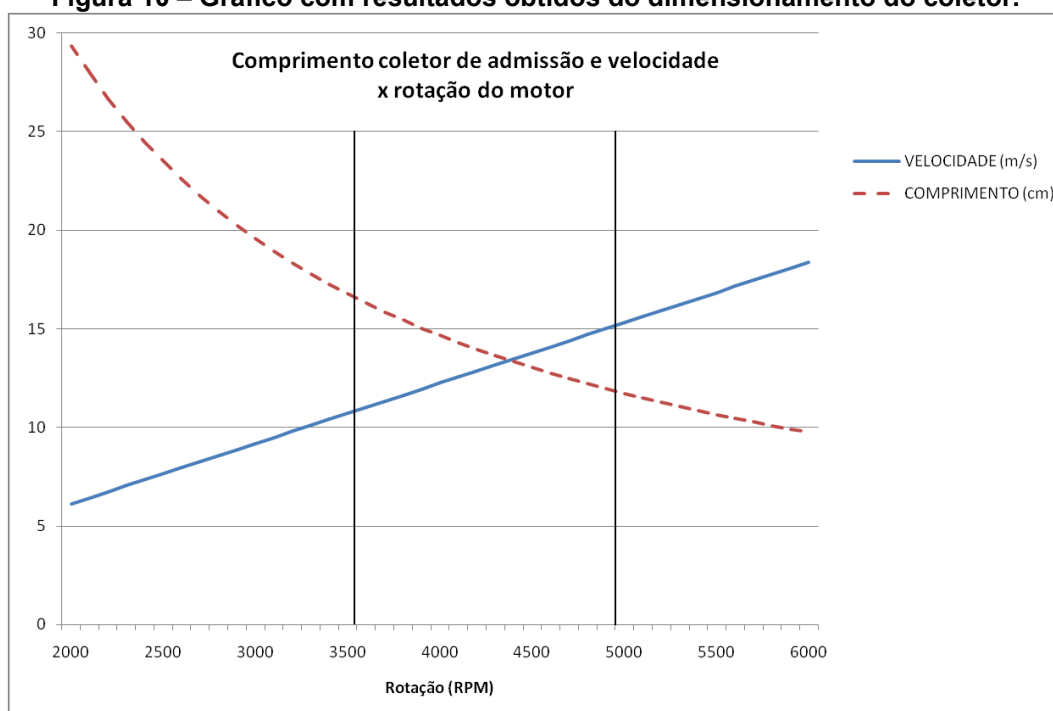
Com auxílio do software Excel® através do modulo VBA, foi gerado um código de programação com as fórmulas pertinentes para o retorno dos valores de interesse e gerando um *looping* em função da rotação do motor foi possível extrair os valores necessários para o dimensionamento que é apresentado na tabela 4 e na figura 10.

Tabela 4 – Dados de velocidade da admissão e comprimento do coletor em função da rotação.

ROTAÇÃO (rpm)	VELOCIDADE (m/s)	COMPRIMENTO (cm)
2000	6,12	29,35
2100	6,43	27,95
2200	6,73	26,68
2300	7,04	25,52
2400	7,35	24,45
2500	7,65	23,47
2600	7,96	22,57
2700	8,26	21,73
2800	8,57	20,95
2900	8,88	20,23
3000	9,18	19,56
3100	9,49	18,92
3200	9,80	18,33
3300	10,10	17,77
3400	10,41	17,25
3500	10,71	16,76
3600	11,02	16,29
3700	11,33	15,85
3800	11,63	15,43
3900	11,94	15,03
4000	12,25	14,66
4100	12,55	14,30
4200	12,86	13,96

4300	13,16	13,63
4400	13,47	13,32
4500	13,78	13,02
4600	14,08	12,74
4700	14,39	12,47
4800	14,70	12,21
4900	15,00	11,96
5000	15,31	11,72
5100	15,62	11,49
5200	15,92	11,26
5300	16,23	11,05
5400	16,53	10,84
5500	16,84	10,65
5600	17,15	10,45
5700	17,45	10,27
5800	17,76	10,09
5900	18,07	9,92
6000	18,37	9,75

Figura 10 – Gráfico com resultados obtidos do dimensionamento do coletor.



Fonte: Autoria própria.

Os resultados mostrados na tabela 4 e na figura 10 apresentam a mudança de velocidade do fluxo na admissão devido à rotação do motor, ao se elevar a rotação do motor aumenta-se a velocidade média do pistão, devido a este aumento a variação do volume da câmara de combustão durante a admissão acontece em um menor espaço de tempo gerando uma pressão negativa maior.

Esta pressão negativa gera uma força aplicada as camadas de ar que estão presentes na região da válvula de admissão que por sua vez desencadeia a aceleração das próximas camadas pelo menos fenômeno.

O comprimento do coletor se comporta de forma inversa a velocidade, que com o aumento da rotação deve-se haver uma redução do comprimento do coletor. Com o aumento de rotação geram-se mais ciclos por minuto, desta forma os ciclos acontecem em um espaço de tempo menor fazendo com que mesmo o fluido estando em maior velocidade de escoamento não consiga retornar todo o percurso até a câmara de combustão, portanto para que o efeito apresente ganhos de eficiência volumétrica devido ao efeito de onda deve-se haver este comportamento.

4.6. CONSIDERAÇÕES PRÉ-DIMENSIONAMENTO.

4.6.1. Análise dos resultados e aplicabilidade.

Uma análise prévia definindo o uso do coletor junto a sua aplicação e aos periféricos que geram influência ao seu funcionamento deve ser realizada antes de sua modelagem a fim de se obter o melhor resultado em uso do mesmo. O desenvolvimento da tabela 4 com números de rotações demasiadas foi realizado para obtenção de uma visão mais global, verificando o que poderia estar acontecendo aos arredores dos números de rotação que estamos utilizando. Porém o real valor para acompanhamento do motor e dimensionamento do coletor serão determinados pela aplicação do mesmo em competição a fim de garantir a otimização de melhor forma nos pontos de interesse.

Visualizando desta forma os dados coletados em competição e testes acrescentam neste dimensionamento de forma que a menor rotação de análise será considerada a 3600rpm, pois devido à embreagem do protótipo ser centrífuga a mesma inicia o acoplamento nesta faixa de giro, fazendo com que motor comece a tracionar o protótipo apenas nesta rotação, que por sua vez já deve ter torque e consumo melhorado, para movimentar o protótipo da inércia. Considerando a maior rotação para uso em pista é de 5000rpm, já que nesta rotação o motor já começa perder eficiência não sendo viável manter estas rotações. Lembrando que o coletor atuará nesta faixa de giro elevando a eficiência do motor, porém o coletor não apresentará limitações para o motor atuar em outras faixas de giro.

Tabela 5 – Dados para a modelagem do coletor.

ROTAÇÃO (RPM)	VELOCIDADE (m/s)	COMPRIMENTO (cm)
3600	11,02	16,29
5000	15,31	11,72

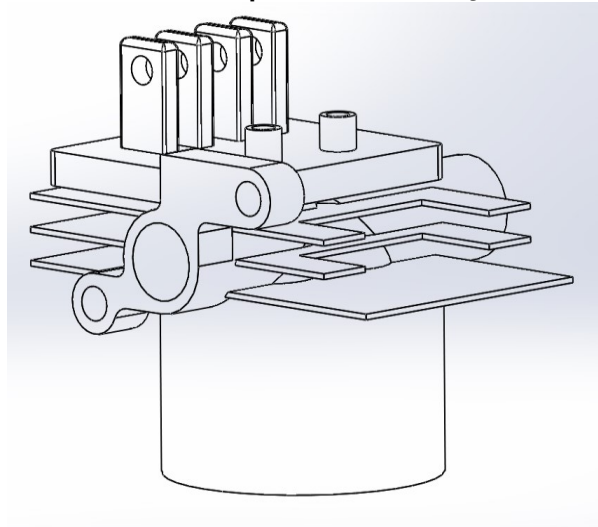
Com a tabela 5 demonstrando os limites que iremos trabalhar, vemos que o motor a 3600 RPM, quando se inicia o acoplamento da embreagem, terá um comprimento de 16,29 cm favorecendo o torque devido ao aumento da admissão e melhora da eficiência volumétrica do motor. Buscando-se a rotação de 5000 RPM como máxima de rotação de aprimoramento do coletor, sendo a rotação de 4800 RPM a máxima de uso em pista, havendo uma margem de 200 RPM para alterações pertinentes a futuros projetos aplicados ao motor e mudanças de estratégias de uso em pista do protótipo, o coletor reduzirá o comprimento para 11,72 cm que causará a redução da perda de carga no coletor, favorecendo a admissão da massa de ar. Analisando a velocidade de escoamento, conseguiu-se manter a mesma acima de 10 m/s, que segundo literatura é a velocidade mínima necessária de escoamento para que haja homogeneidade na mistura.

4.6.2. Duto de admissão do cabeçote.

O coletor de admissão é um componente presente no sistema de admissão de ar do motor, devemos lembrar que o sistema por inteiro influencia na eficiência volumétrica, portanto o comprimento encontrado durante os cálculos é o resultado de todo conjunto. Assim deve ser realizada uma análise no cabeçote do motor para se obter o real comprimento do coletor de admissão.

Realizando medições e modelagem simplificada de forma a abranger os parâmetros que causam influência no estudo realizado, obteve-se o modelo de estudo que é apresentado na figura 11.

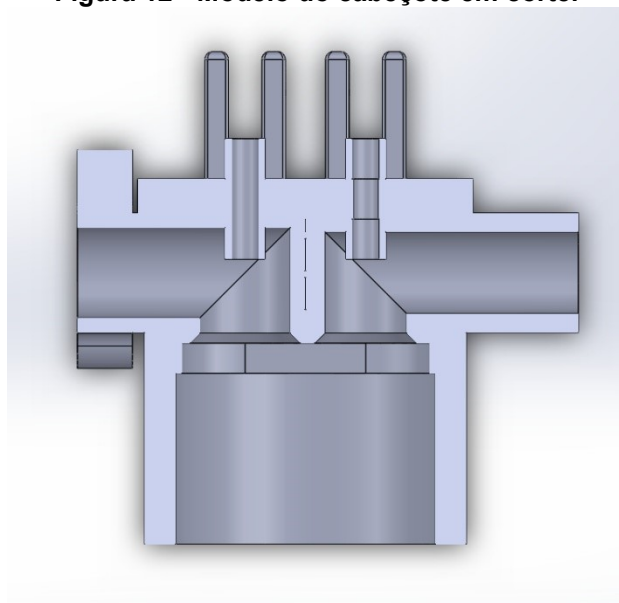
Figura 11 - Modelo simplificado do cabeçote do motor.



Fonte – Autoria própria.

O duto de admissão presente no cabeçote tem um comprimento total de 35,5mm de comprimento, que como citado anteriormente deve ser deduzido do comprimento do coletor. O mesmo tem como diâmetro interno 13,5mm, este diâmetro é necessário devido ao uso do motor em suas aplicações corriqueiras onde o mesmo opera a rotações superiores a 10000rpm, desta forma não causando demasiada perda de carga devido ao fluxo superior presente na admissão. A figura 12 apresenta o cabeçote em corte demonstrando modelo de duto presente.

Figura 12 - Modelo do cabeçote em corte.



Fonte autoria própria.

Devido ao diâmetro demasiado do duto do cabeçote em comparação ao diâmetro do coletor optou-se em realizar a inserção de parte do coletor de admissão junto ao orifício do motor até onde se faz possível, mantendo-se assim a velocidade da massa de ar admitida até a proximidade da válvula. Outro ponto de observação é que a válvula e a guia de válvula ocupam um volume considerável dentro do duto do coletor, reduzindo a área de seção do duto, como estes componentes causam influência no fluxo de ar devido à turbulência, o aumento do diâmetro reduzirá a velocidade neste ponto e com isso reduzindo as perdas por turbulência. Tornando aceitável a redução de velocidade neste ponto para diminuir a perda de carga.

4.6.3. Bico injetor e otimização da mistura.

Outro ponto de suma importância é o bico injetor, em testes realizados durante o desenvolvimento de antigos coletores o posicionamento do mesmo mostrou grandes diferenças de eficiência de queima do motor, sendo que o tempo de injeção do bico injetor é diretamente ligado a quanto de combustível está sendo injetado no motor. Durante a evolução dos coletores e melhoramentos pertinentes a queima da mistura conseguiu-se reduzir os tempos de injeção de 8ms a 9ms a 5000rpm para hoje em 3,4ms a 5000rpm, com isso reduzindo diretamente o consumo de combustível.

Atualmente se faz uso do bico injetor código 16450-KSS-B31 que se faz uso na Honda biz 125cc que tem vazão de 8 ml/s, vazão esta que é muito superior a necessária para aplicação do nosso motor, devido a ser o menor bico injetor encontrado no mercado é necessária a utilização do mesmo. Devido a este bico ser originalmente aplicado a um motor de 125cc e a vazão ser elevada devemos trabalhar com baixo tempo de injeção em baixa rotação, este gera um tamanho médio de gota elevado que dependendo da rotação do motor, velocidade do fluxo de ar no cabeçote e temperatura do motor pode até não haver a queima.

O coletor de admissão gera uma grande influência na turbulência da mistura, favorecendo a queima, gerando economia de combustível e fazendo possível o motor trabalhar com mistura mais pobre. Brunetti (2012) reforça a idéia que é fundamental a formação da mistura, não apenas para que ocorra a combustão, mas sim, para maior eficiência da combustão, sendo um melhor

aproveitamento da energia do combustível. Portanto o posicionamento do bico injetor no coletor de admissão está diretamente ligado ao consumo do motor.

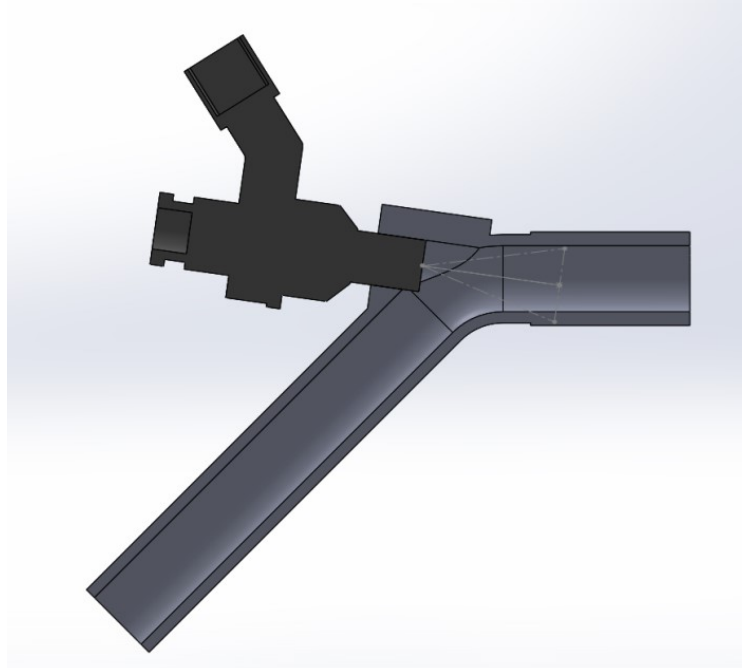
4.7 MODELAGEM

Posterior a todas as análises pertinentes para o modelamento 3D de um coletor ideal é necessário realizar esboço de forma que o componente seja capaz de alocar os periféricos e realizar a conexão junto ao motor. Realizou-se a modelagem dos componentes que seriam agregados ao coletor de forma que fosse possível realizar a escolha do processo de fabricação.

O duto primário selecionado previamente durante as simulações como tubo Schedule 3/8" padrão 40s com parede de 2,31mm em alumínio, devido ao peso do componente que deve ser levado em consideração devido a perda de eficiência do protótipo diretamente ligada ao aumento de peso também como por ser facilmente conformado, garantindo o formato desejado.

Partindo deste ponto realizou-se a modelagem 3D através do software Solidworks do duto primário e do bico injetor para verificar alocação do bico injetor de forma a aperfeiçoar o ponto de injeção de combustível. Após varias interações variando-se o ângulo do bico injetor em relação ao duto do coletor e ângulos para a locação e ângulo de curvatura do duto foi possível chegar ao resultado obtido na figura 13. Observa-se que foi realizado na extremidade do bico injetor um esboço representando o cone gerado pela injeção do combustível para que fosse possível evitar ao máximo que o combustível se choque com a parede do coletor, este tem 30° graus que é aproximadamente o encontrado em testes no bico injetor utilizado pela equipe.

Figura 13 - Modelagem primaria do posicionamento do bico injetor.



Fonte – Autoria própria.

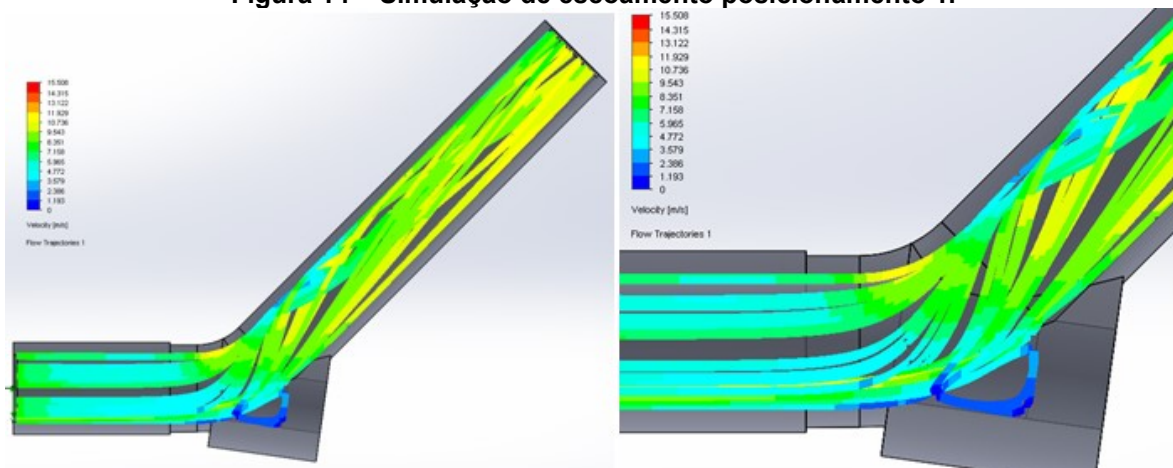
Gerou-se um modelo para realização de simulações para melhoramento do fluxo neste ponto que é o de maior turbulência, para melhorar a atomização da mistura como o fluxo de ar dentro do coletor. Foram realizadas varias interações variando o ponto máximo e mínimo de inserção do bico injetor no coletor de admissão até se encontrar um ponto de referência para a próxima etapa.

Para simulação do fluido foi utilizado o software SolidWorks® Flow Simulation, foi selecionado nas primeiras simulações malhas padrão apenas configurando o refino de malha de modo a aumentar o número de ponto, desta forma gerando uma malha mais próxima do possível para todas as simulações que foram realizadas. Foi selecionada velocidade de 10m/s devido ser a mínima velocidade aceita e facilitar a visualização do comportamento do fluido, todas a simulações foram realizadas com 115 interações e se mantendo o mesmo padrão de malha afim de não se ter alterações nos valores devido as condições de contorno estabelecidas.

Foi realizada a simulação para verificar a influência do bico injetor quando o fluxo retorna após o fechamento da válvula de admissão em direção a entrada do coletor de admissão, como a intenção deste trabalho obter ganhos de eficiência com a energia acumulada neste momento, é de suma importância a aplicação da

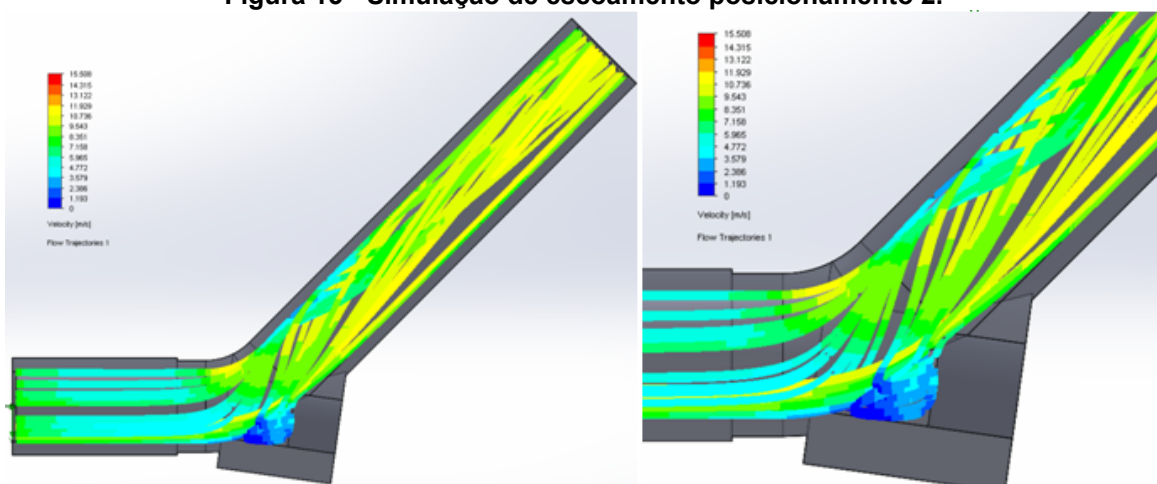
simulação a fim de reduzir as perdas deste efeito. Podemos verificar o comportamento do fluido nas imagens 14, 15 e 16.

Figura 14 – Simulação de escoamento posicionamento 1.



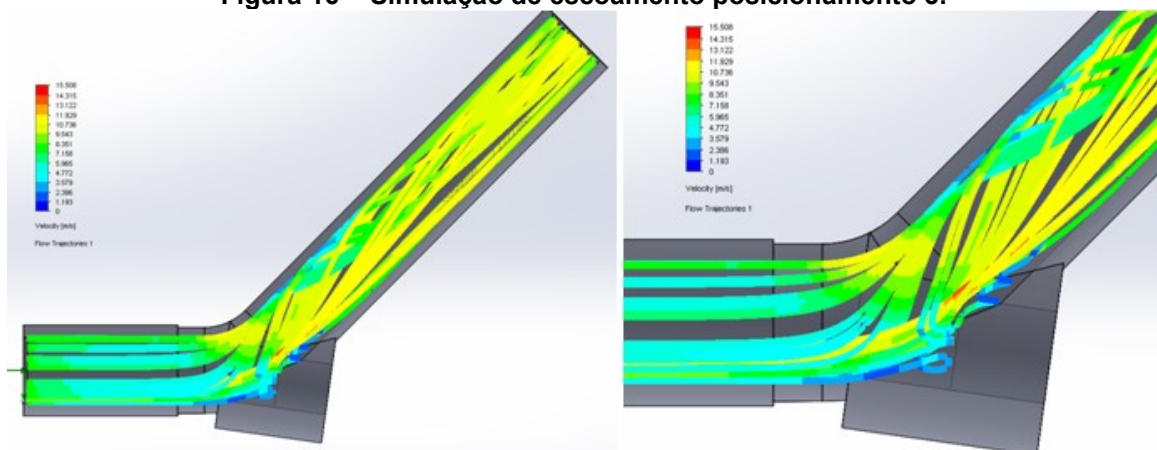
Fonte – Autoria própria.

Figura 15 - Simulação de escoamento posicionamento 2.



Fonte – Autoria própria.

Figura 16 - Simulação de escoamento posicionamento 3.



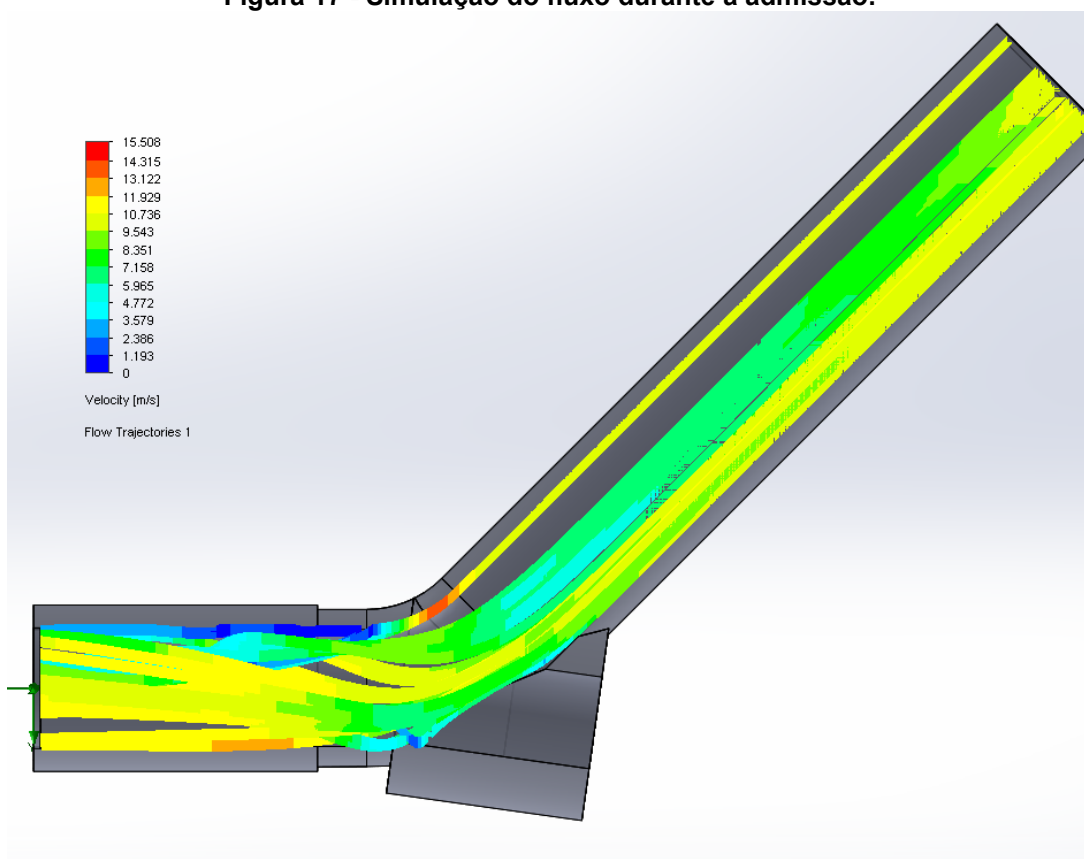
Fonte – Autoria própria.

Observando as figuras percebe-se que a interação com a simulação gera o melhoramento do fluxo que não poderia ser corrigido ou melhorado sem estas interações, percebe-se que o bico na posição 3, representada na figura 16 não gera o efeito de uma bolsa de ar de modo demasiado como as outras posições, desta forma o efeito que se é esperado pelo coletor variável é otimizado para o próximo ciclo de admissão.

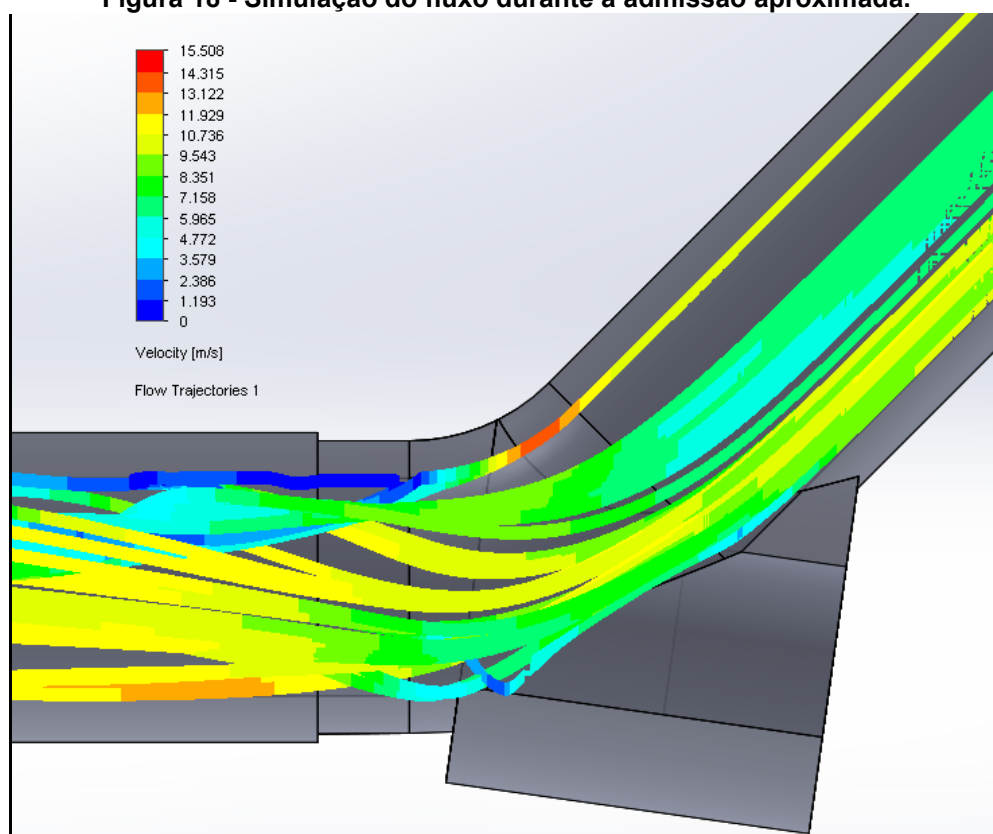
Selecionado a posição 3 do bico injetor como posição de análise foi realizado uma simulação para verificação da influência do bico injetor durante a admissão do ar, que é o trajeto do início do coletor até a câmara de combustão, que deve ser avaliada pois é neste ponto que haverá a primeira interação entre a mistura ar – combustível.

Analisando a simulação representada na figura 17, o bico injetor gera uma influência no fluxo dentro do coletor de admissão, gerando turbulência, mas não barrando o fluxo, posterior ao bico injetor na figura 16 e 17 pode-se verificar a geração de turbulência e ganho de velocidade na admissão, garantindo melhoria na homogeneização da mistura e diretamente aumentando a eficiência do motor.

Figura 17 - Simulação do fluxo durante a admissão.

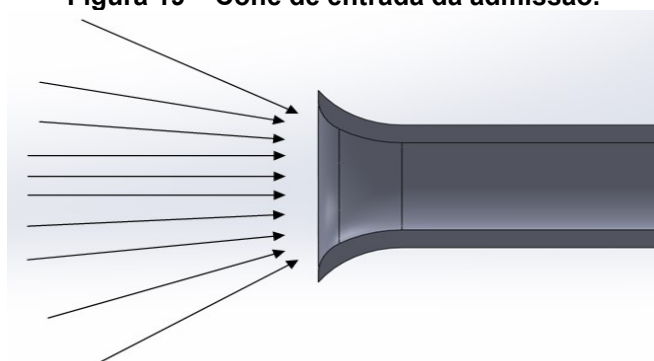


Fonte – Autoria própria.

Figura 18 - Simulação do fluxo durante a admissão aproximada.

Fonte – Autoria própria.

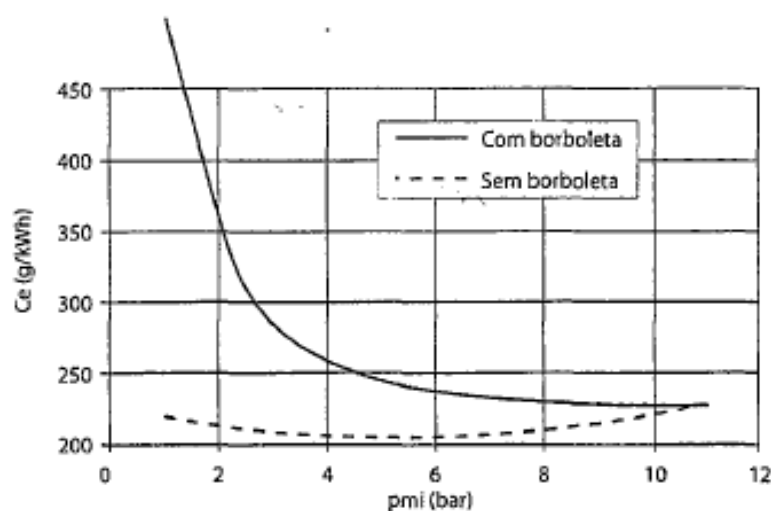
Com estes parâmetros finalizados é realizado o dimensionamento dos outros componentes no software seguindo os parâmetros encontrados durante o dimensionamento do coletor, outro ponto que deve ser abordado é a entrada do coletor, onde se indica o uso da “boca de trombone” que facilita a entrada do fluido no duto. Devido ao motor gerar a sucção do fluido que o mesmo encontra a entrada do coletor há uma variação abrupta de área que causa perdas na admissão, verificando a figura 19 pode-se ver o fenômeno de forma simplificada.

Figura 19 – Cone de entrada da admissão.

Fonte – Autoria própria.

Outro parâmetro que deve ser citado que ao longo de anos a equipe vem trabalhando em melhoramentos na admissão de forma a não utilizar a TBI para controle do fluxo de ar do motor. Devido a este modelo gerar grande influência no fluxo de ar da admissão. Brunetti (2015) demonstra na figura 20 que o consumo específico de combustível tem aumento quando não utilizado o corpo de borboleta. Sodre, Costa e Silva (2008) apresentam que a borboleta da admissão reduz severamente o efeito da onda, gerando restrições e diminuindo a energia armazenada no coletor de admissão e também gerando perda de torque do motor.

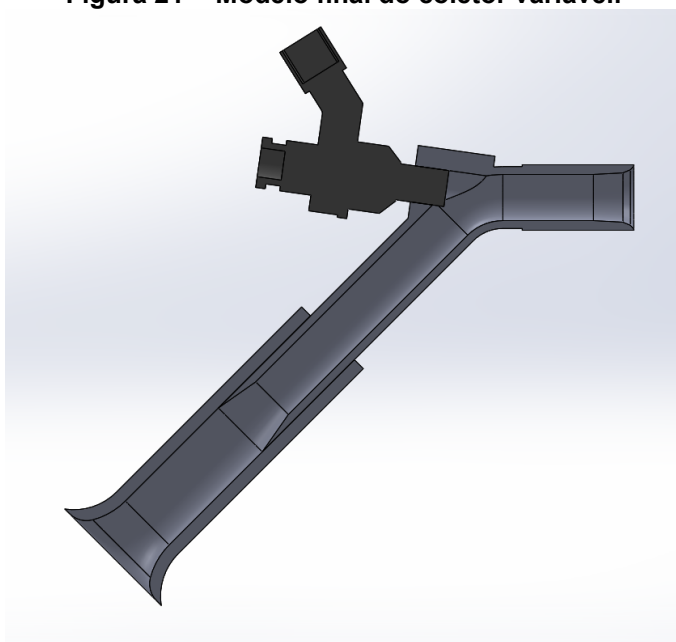
Figura 20 – Gráfico representando a influencia da borboleta no consumo especifico do motor.



Fonte – Brunetti (2015).

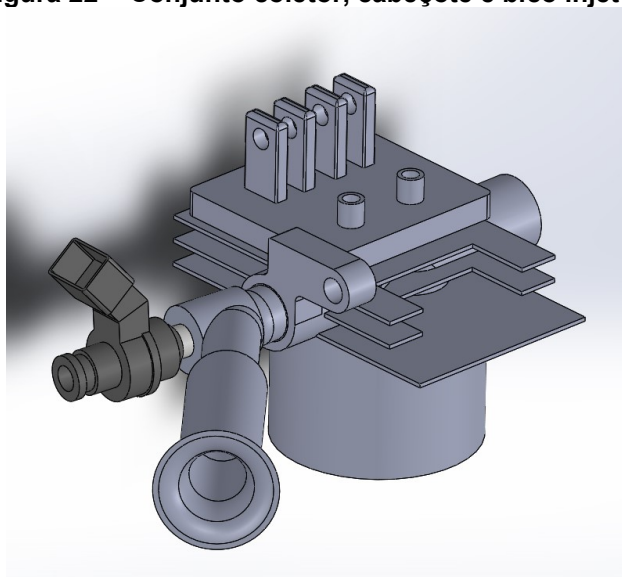
Realizada estas considerações foi modelado o restante dos componentes pertinentes ao coletor e componente que iriam interagir com o mesmo, o sistema de controle será desenvolvido pela Equipe Pato a Jato, portando sistemas como suporte de atuadores e sensoriamento pertinente a leitura da posição que o coletor se encontra serão adicionadas posteriormente de modo que melhor se adequar ao projeto de controle do coletor. A figura 21 demonstra o modelo final do coletor em corte e posterior na figura 22 o modelo do coletor já acoplado no cabeçote.

Figura 21 - Modelo final do coletor variável.



Fonte – Autoria própria.

Figura 22 - Conjunto coletor, cabeçote e bico injetor.



Fonte – Autoria própria.

Com o conjunto de peças do coletor por completo, realizou-se novas simulações para verificação da efetividade da geometria com o software SolidWorks® Flow Simulation, como parâmetros foram utilizado a malha padrão e adicionado o refinamento máximo, rodando com 196 interações. A simulação também ocorreu de forma estacionária, desta forma não tendo variação do fluxo de ar em função do tempo a fim de simplificar o modelo em análise.

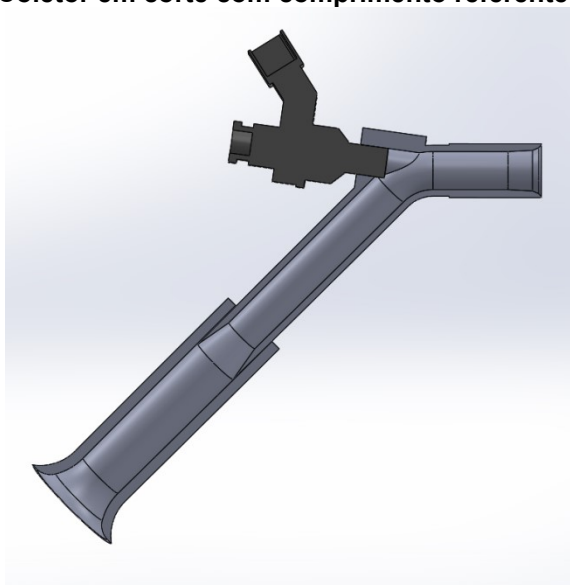
Para as simulações foram definidos os parâmetros apresentados na tabela 6:

Tabela 6 - Dados de entrada para simulação do coletor.

ROTAÇÃO (RPM)	VELOCIDADE (m/s)	COMPRIMENTO (cm)	SIMULAÇÃO
3600	11,02	16,29	1
5000	15,31	11,72	2

O conjunto de dados coletados referente a simulação 1 foi coletada através da geometria apresentada na figura 23. Foi possível realizar coleta de dados de vazão para futuros estudos, assim como diferencial de pressão, onde é possível verificar a perda de carga do coletor. Na tabela 7 apresenta os valores coletados em simulação. Sendo que a perda de carga, não considerando a rugosidade do coletor fica em 0,3%.

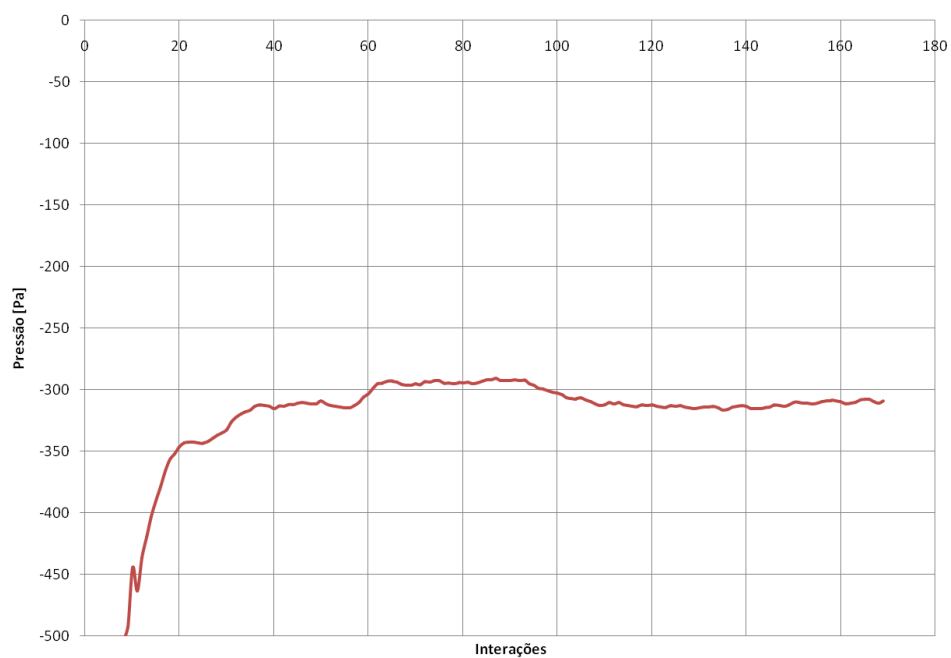
Figura 23 - Coletor em corte com comprimento referente a 3600 RPM



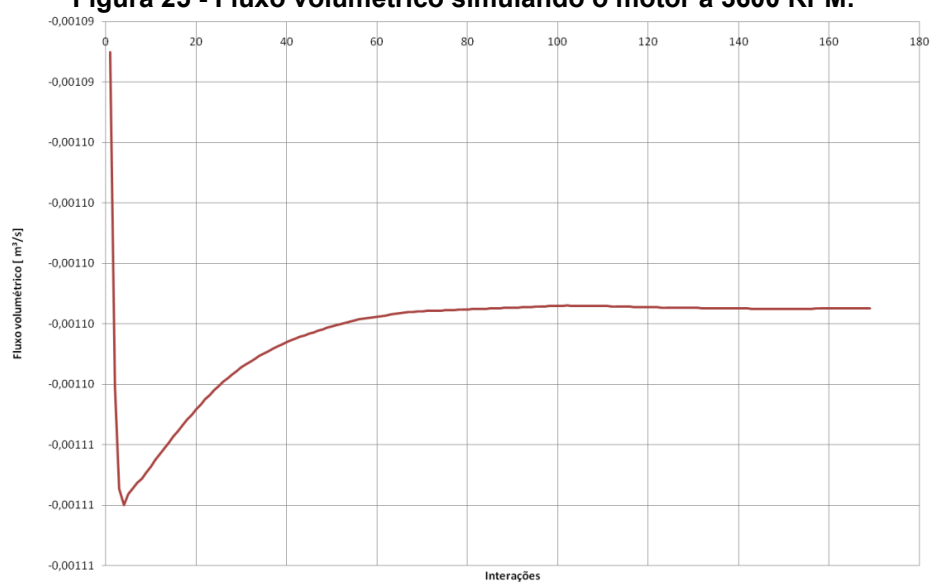
Fonte: Autoria própria.

Tabela 7 - Dados do coletor de admissão simulando fluxo a 3600 RPM.

SIMULAÇÃO 1	Valor	Valor médio	Valor mínimo	Valor máximo
Máxima pressão entrada coletor [Pa]	101325	101325	101325	101325
Máxima pressão final do coletor [Pa]	101634	101633	101615	101641
Fluxo volumétrico [m ³ /s]	0,001106684	0,001106656	0,001106698	0,001106582
Perda de carga [Pa]	-309	-308	-316	-290

Figura 24 - Perda de carga no coletor de admissão com motor a 3600 RPM

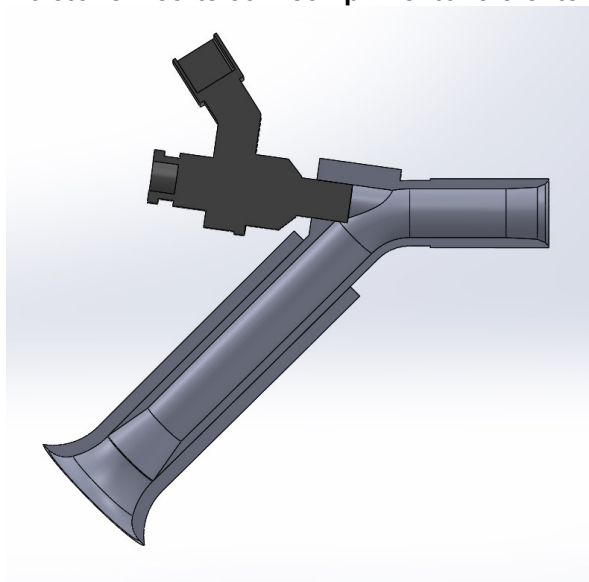
Fonte: Autoria própria.

Figura 25 - Fluxo volumétrico simulando o motor a 3600 RPM.

Fonte: Autoria própria.

A simulação 2 foi realizada com a geometria do coletor apresentada na figura 26, o comprimento é referente ao dimensionamento a 5000 RPM. Para esta geometria, considerando o aumento de velocidade do fluxo em função da rotação do motor a perda de carga média ficou em torno de 0,6%.

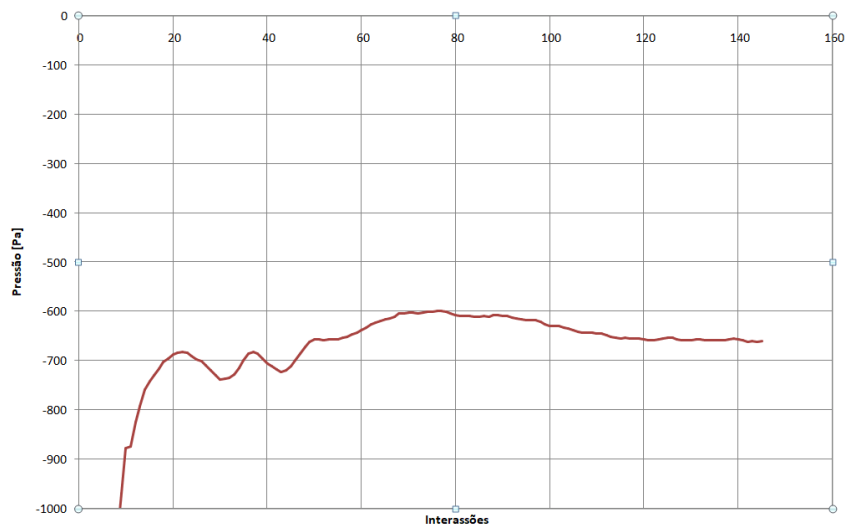
Figura 26 - Coletor em corte com comprimento referente a 5000 RPM



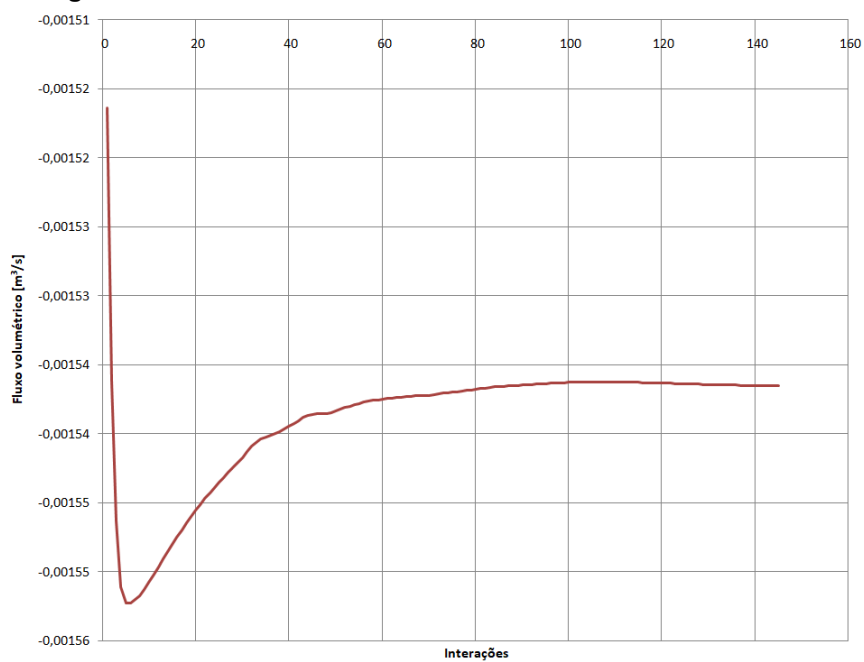
Fonte: Autoria própria.

Tabela 8 - Dados do coletor de admissão simulando fluxo a 5000 RPM.

SIMULAÇÃO 1	Valor	Valor médio	Valor mínimo	Valor máximo
Máxima pressão entrada coletor [Pa]	101325	101325	101325	101325
Máxima pressão final do coletor [Pa]	101984	101960	101923	101986
Fluxo volumétrico [m ³ /s]	0,00154152	0,001541452	0,001542055	0,001541238
Perda de carga [Pa]	-659	-635	-661	-598

Figura 27 - Perda de carga no coletor de admissão com motor a 5000 RPM

Fonte: Autoria própria.

Figura 28 - Fluxo volumétrico simulando o motor a 5000 RPM.

Fonte: Autoria própria.

4.7. PROCESSO DE FABRICAÇÃO

Como método de fabricação devido ao formato do componente e a necessidade de se ter baixo peso, foi selecionado o alumínio. O mesmo também foi escolhido por ser possível realizar o processo de brasagem para união dos componentes, facilitando a estanquidade da solda.

O tubo primário será necessário realizar usinagem na extremidade que será inserida no cabeçote, posteriormente deve realizar o dobramento do mesmo na angulação pertinente, efetuar a furação do tubo no ponto de inserção do bico injetor, sendo aconselhado se realizado em uma fresa ferramenteira devido a precisão do furo a ser realizado e ao final realizar a soldagem do alojamento do bico injetor e do flange de efetuará a fixação do coletor no cabeçote.

O tubo secundário é pertinente fabricá-lo a partir de um tarugo usinando do mesmo com alta rotação, ferramenta com baixo ângulo de ponta e com baixo avanço, também se aconselha o uso de álcool durante a usinagem para gerar um melhor acabamento reduzindo a rugosidade. Este componente contará com anéis de vedação na parte interna do mesmo para que haja o deslizamento, realizando uma pesquisa os guias de hastes de pistão da marca Igus linha iglidur X modelo XPRM-1214 são adequados para o uso já que suportam temperaturas até 250° graus e tem baixo coeficiente de atrito.

5 CONCLUSÕES.

Neste trabalho foram aplicadas metodologias ligadas ao melhoramento da eficiência volumétrica do motor e pertinentes a melhoria da eficiência energética, buscando equacionamentos que melhor se adequassem a modelo de motor. Desta forma realizou-se a aplicação destas formulas em softwares para uma interação com maior precisão e número de pontos, através dos mesmos foi possível analisar e modelar o novo modelo de coletor.

Como principal foco de pesquisa, a variação do comprimento do coletor de admissão será capaz de elevar a capacidade volumétrica devido aos efeitos das ondas geradas após o fechamento das válvulas, não desperdiçando energia acumulada no coletor de admissão que foi gasta pelo pistão durante sua movimentação no ciclo anterior.

Percebesse que a velocidade presente no coletor de admissão teve melhorias perante os coletores anteriores, os mesmo apresentavam velocidades de fluxo inferiores a 10 m/s em toda sua faixa de funcionamento, não sendo possível o fluxo de ar carregar para dentro do cilindro gotas expelidas pelo bico injetor que apresentavam maior tamanho. O enchimento do cilindro também será melhorado devido ao aumento de velocidade.

O melhoramento do fluxo proveniente de uma modelagem que evitasse pontos de grande turbulência durante o percurso da onda refletida na válvula de admissão até o orifício de entrada mostrou de grande valia, já que foi possível verificar o posicionamento do bico injetor evitando barreiras, pontos de baixa velocidade e turbulência demasiada que durante este percurso apenas trazem perda de energia.

Já vistos em realização de testes anteriores os grandes ganhos ligados ao posicionamento do bico injetor, a melhora do posicionamento faz com que a mistura entre no cilindro com maior homogeneidade. Esta mistura torna possível o motor trabalhar com uma relação ar/combustível menor, que diretamente reduz o consumo do protótipo. Os resultados da simulação se mostraram de grande valia quando o fluxo está se desenvolvendo em direção a câmara de combustão, já que o fluxo ganha velocidade e gera turbulência no local que está alojado o bico, fator este que influencia diretamente na melhora da mistura.

Como análise global, o desenvolvimento do coletor se viu necessário devido o baixo torque presente no motor em baixas rotações, devido à embreagem centrífuga do protótipo acoplar o motor a transmissão do protótipo ainda em baixas rotações, fazia-se necessário aumentar a quantidade de combustível injetado nestas situações até o motor atingir rotações favoráveis ao torque. Com os pontos citados anteriormente, obtêm-se ganhos de grande representatividade no torque em toda a faixa de trabalho e consumo.

Indiretamente consegue-se um melhor enchimento do cilindro, gerando aumento da taxa de compressão dinâmica potencializando a queima do etanol. Maior homogeneidade da mistura ocasionando uma maior troca térmica entre os componentes e a mistura, aumentando a eficiência térmica do motor. Devido à redução do tamanho das gotas do combustível, a vaporização do combustível acontece em menor tempo e a propagação de chama ganha velocidade, aumentando a pressão aplicada ao pistão.

Para sugestão de trabalhos futuros nesta linha de pesquisa, sugere-se:

- Estudo aplicado à duração da abertura da válvula de admissão e redução do levante da válvula de admissão.
- Simulação transiente do comportamento do fluxo da admissão e turbulência dentro do cilindro em função da rotação.
- Dimensionamento de um sistema de exaustão se beneficiado das ondas de propagação dos gases.

REFERÊNCIAS

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. Volume 1, São Paulo: Blucher, 2012.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. Volume 2, São Paulo: Blucher, 2015.

CAPETTI, A. *Effects of intake pipe on the volumetric efficiency of an internal combustion engine*. 1929.

HEISLER, H. *Advanced engine technology*. London: SAE, 1995.

LENZ, H.P. *Mixture formation in spark-ignition engines*. New York: Springer-Verlag Wien, 1992.

MOURA, T.M. **Análise numérica dos fenômenos de onda em coletores de admissão de motores de combustão interna**. 2014.

OHATA, A.; ISHIDA, Y. *Dynamic inlet pressure and volumetric efficiency of four cycle engine*. 1982.

PEREIRA, L. V. M. **Análise experimental da defasagem de abertura das válvulas de admissão em motores de combustão interna**. 2004.

Preparação de motores. Royal Motor Sport. Disponível em: <http://www.garagemroyal.com.br/preparacao-de-motores/>. Acesso em 07 dez. 2019.

SODRE, J. R.; COSTA, R. C.; SILVA, R. H. **Efeitos do Comprimento do Conduto de Admissão na Performance de Um Motor de Combustão Interna**. 2008.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 1988.

ANEXO A – CÓDIGO VBA PARA CALCULO DO COLETOR.

Plan1 - 1

Option Explicit

Private Sub Coletor_Click()

```

Dim w As Worksheet
Dim V As Double
Dim rpm As Double
Dim dp, cp, cc, q, a, Vrad, c, k, L As Double
Set w = Sheets("Plan1")

```

```

dp = 0.03875
cp = 0.0288
q = 3.396 * 10 ^ -5
a = 7.854 * 10 ^ -5
c = 343

```

w.Select

w.Range("A2").Select

Do Until rpm = 6000

rpm = ActiveCell.Value

$V = ((q * rpm) / (2 * 60 * a)) * 0.85$

$Vrad = (rpm * 0.1047)$

$L = ((k * ((c ^ 2) - (V ^ 2))) / (4 * c * Vrad)) * 100$

ActiveCell.Offset(0, 1).Value = V

ActiveCell.Offset(0, 2).Value = L

ActiveCell.Offset(1, 0).Select

Loop

End Sub

Private Sub CommandButton1_Click()

End Sub