

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

JOÃO VITOR ALVES

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DE COLETORES DE ADMISSÃO COM GEOMETRIA
VARIÁVEL NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO EM MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA E HCCI USANDO AVL-BOOST

Joinville

2017

JOÃO VITOR ALVES

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DE COLETORES DE ADMISSÃO COM GEOMETRIA
VARIÁVEL NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO EM MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA E HCCI USANDO AVL-BOOST

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
como requisito parcial para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia
Automotiva, no curso Engenharia
Automotiva da Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Orientador: Prof. Leonel R. Cancino Dr. Eng.

Joinville

2017

Análise da influência de coletores de admissão com geometria variável nos parâmetros de desempenho em motores de combustão interna de ignição por faísca e HCCI usando AVL-BOOST

João Vitor Alves

Esta monografia foi julgada adequada para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, e aprovada em sua forma final pelo Curso de Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville, 1 de Dezembro de 2017:

Prof. Thiago Antônio Fiorentin, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Leonel R. Cancino, Dr. Eng.
Orientador

Prof. Thiago Antônio Fiorentin, Dr. Eng.
CTJ - UFSC/Joinville

Prof. Lauro Cesar Nicolazzi, Dr. Eng.
CTC - UFSC/Florianópolis

RESUMO

Em busca de carros mais eficientes pesquisadores tem buscado formas de aumentar a potência de motores de baixa cilindrada, sobrealimentação é uma das medidas mais comuns. Frequentemente o comprimento dos coletores de admissão são projetados para atender a um certo intervalo de rotação do motor, que depende do propósito do veículo, desta forma coletores de geometria fixa otimizam somente uma faixa de velocidade do motor, normalmente próxima ao pico da curva de torque, onde os efeitos de massa pulsante de ar aumentam a eficiência volumétrica, no entanto esta medida sacrifica outras faixas de rotação. Buscando uma forma de otimizar a admissão de ar no motor, o método de coletores de geometria variável emerge como uma alternativa aos turbocompressores para o aumento da eficiência volumétrica, modificando seu comprimento para atender as necessidades do motor. O presente trabalho apresenta uma análise numérica acerca do comportamento de coletor de geometria variável em dois motores diferentes, um monocilíndrico de ignição por faísca e outro motor HCCI de seis cilindros, a fim de verificar o seu impacto nos parâmetros de desempenho destes dois motores.

Palavras-chave: Motor de combustão interna. Coletor de admissão variável. Performance do motor. Otimização. AVL. HCCI.

ABSTRACT

In the search for more efficient cars, researchers look forward to find ways to increase the power of small engines, boosting the intake is one of the most common procedures. Frequently the length of intake manifolds is designed to meet the needs of only a certain interval of engine rotation, which differs depending on its purpose of use. Of this form, fixed geometry collectors are commonly used to seek the optimization of intake for a specific range of engine speed, usually near the peak of the motor torque curve, where the effects of pulsating mass of the air increases the engine volumetric efficiency, although this measure sacrifices the performance in other ranges of rotation. Seeking a way to improve the engine admission systems, the variable geometry admission method emerges as an alternative to increase the volumetric efficiency when compared to turbochargers possible solution, modifying its length to meet the needs of the engine. The present work presents a numerical analysis of the behavior of variable geometry manifold in two different engines; one spark-ignition single-cylinder engine and another six cylinders HCCI engine, in order to verify its impact on the performance parameters of both the engines.

Keywords: Internal combustion engine. Variable-length intake manifolds. Engine performance. Optimization. AVL. HCCI.

AGRADECIMENTOS

Do que seriam as descobertas se não tivéssemos com quem compartilhá-las, do que serviria a fala se não tivéssemos ninguém para ouvi-la e de que serviriam os sentimentos, sorrisos e lágrimas se não tivéssemos com quem dividi-los.

Dentre os muitos ensinamentos que a graduação e a vida me proporcionaram, o que fico mais grato de ter descoberto é o valor que existe em cada abraço e palavra amiga que surge de forma espontânea e altruísta.

Durante os últimos anos da graduação que se passaram, tive a feliz oportunidade de ter ao meu lado pessoas que de uma forma ou de outra me apoiaram e foram os verdadeiros responsáveis pela conquista que alcancei ao desenvolver este trabalho.

Primeiramente aqueles que me forneceram a vida e todas as condições necessárias para que eu pudesse seguir meus sonhos, meu pai Jorge Valério Alves, minha mãe M. Lúcia de Souza Alves e minha irmã Ana Carolina Alves. Durante toda a minha vida pude contar com o apoio e ajuda que só a família poderia prover. Muito da minha educação e perspectiva de vida tem no seio familiar sua origem e foi esse o alicerce que me manteve firme e determinado nos momentos mais desafiadores. Deve-se destacar também toda a paciência e compreensão recebida devido as minhas ausências e afastamentos para dedicação as aulas e desenvolvimento deste trabalho.

Não poderiam ser esquecidos aqueles que me acompanham deste o início da graduação e seguiram as mesmas dores e desafios lado a lado, irmãos que a vida me permitiu encontrar e passar ótimos momentos juntos, seja em meio a risos ou horas de estudo que se alongavam noite a dentro. Devo muito a Thiago Chierighini, Vitor Hugo B. Muller, Rodrigo S. Siroma, Rafael F. de Mello que me acompanharam nesta jornada de conhecimento e companheirismo.

Ainda devo agradecimento aos amigos que a Alemanha me proporcionou bem como CAPES, durante o período em que participei no programa ciências sem fronteiras, inenarráveis são as histórias e momentos divididos com estes amigos das mais diversas nacionalidades que transformaram meu intercâmbio e que mantêm o laço de amizade firme até os dias de hoje. Devo também destacar, que a inspiração para este trabalho se deu durante minha experiência na Westsächsische Hochschule Zwickau, que também merece agradecimentos pelo acolhimento e conhecimento transmitido.

Aos meus companheiros da equipe Fórmula CEM, que não apenas se tornaram grandes amigos para vida, como também foram grandes professores e me ensinaram muito do que sei sobre suor e dedicação, como mesmo em frente aos maiores desafios o companheirismo e trabalho em equipe prevalecem e tudo pode ser superado. Sem esquecer que muitos dos dados e informações utilizados neste trabalho foram fornecidas pela equipe. Desejo a todos muito sucesso e crescimento.

A minha namorada, Ana Flávia R. Costa, que a pouco mais de um ano ao meu lado, teve papel fundamental me apoiando e mantendo focado no desenvolvimento deste trabalho, sendo atenciosa e compreensiva em todos os meus momentos de ausência e afastamento.

Por fim, mas não menos importante, devo muito ao meu Orientador Prof. Leonel R. Cancino Dr. Eng. que não apenas foi muito atencioso e prestativo durante o desenvolvimento deste trabalho, como também foi a principal fonte do conhecimento que possuo em relação a motores e seu funcionamento. Além do professor agradeço a instituição da Universidade Federal de Santa Catarina que possibilitou minha formação e desenvolvimento não apenas como estudante, mas como pessoa.

A todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Os quatro tempos do motor alternativo.	18
Figura 2 – Tempos do motor em cada cilindro por ângulo do virabrequim. . . .	19
Figura 3 – Diagramas $p - v$ e $T - s$ do ciclo de ar-padrão Otto.	20
Figura 4 – Eficiência térmica do ciclo Otto ideal em função da razão de compressão ($k=1,4$).	21
Figura 5 – Ciclo real e ideal dos motores de ignição por centelha e seus gráficos $p - v$ do ciclo Otto.	22
Figura 6 – Diferenças entre Diesel, Otto e HCCI.	23
Figura 7 – Forças aplicadas ao pistão.	24
Figura 8 – Esquema do princípio de operação do dinamômetro.	25
Figura 9 – Exemplo de Sistema de Admissão	28
Figura 10 – Admissão e exaustão para motor de ignição por faísca com ciclo quatro tempos	30
Figura 11 – Nomenclatura das ondas de pressão viajantes.	34
Figura 12 – Reflexão da onda em extremidade fechada	35
Figura 13 – Reflexão da onda em extremidade aberta	35
Figura 14 – Reflexão da onda em aumento de seção transversal	36
Figura 15 – Reflexão da onda por variação de temperatura	36
Figura 16 – Ressonador de Helmholtz e sistema massa mola.	37
Figura 17 – Relação entre diâmetro do duto e eficiência volumétrica para um comprimento constante.	39
Figura 18 – Relação entre comprimento do duto e eficiência volumétrica para um diâmetro constante.	39
Figura 19 – Registro de Pressões: velocidade constante do motor, dois comprimentos diferentes de dutos de admissão	41
Figura 20 – Variação da pressão na porta da válvula de admissão em função do ângulo do eixo comando de válvula para um ciclo do motor.	42

Figura 21 – Onda de pressão em função da posição	42
Figura 22 – Variação da pressão na porta da válvula de admissão, em função do ângulo do virabrequim	43
Figura 23 – Resumo dos testes de compressão com escape aberto	45
Figura 24 – Efeitos de diferentes fenômenos do escoamento do ar na eficiência volumétrica do motor em função da velocidade	46
Figura 25 – Motor BMW G450X e suas especificações técnicas	47
Figura 26 – Características do motor e modelo em AVL.	48
Figura 27 – Ângulo de abertura da válvula de admissão.	49
Figura 28 – Comprimento ideal do <i>runner</i> para diferentes velocidades do motor.	50
Figura 29 – Comprimento ideal do <i>runner</i> para diferentes harmônicas.	51
Figura 30 – Pressão na porta da válvula para diferentes harmônicas em 7000rpm.	52
Figura 31 – Pressão interna do cilindro para diferentes harmônicas em 7000rpm.	53
Figura 32 – Pressão máxima no cilindro para diferentes harmônicas em 7000rpm.	54
Figura 33 – Modelo em AVL do sistema F-CEM.	56
Figura 34 – Características geométricas do motor G450X.	57
Figura 35 – Modelo em AVL do sistema HCCI 6 cilindros.	57
Figura 36 – a) Torque e b) Potência.	60
Figura 37 – a) Eficiência Volumétrica e b) BSFC	61
Figura 38 – Gráfico de potência com o sistema de geometria variável.	62
Figura 39 – Gráfico de torque com o sistema de geometria variável.	62
Figura 40 – Gráfico de ganho em torque potência com o sistema de geometria variável.	63
Figura 41 – a) Potência e b) Torque.	64
Figura 42 – a) Eficiência volumétrica e b) BSFC.	65
Figura 43 – Sequência determinada pela norma IC1.6.1.	82
Figura 44 – a) Duto de entrada de ar com restrição, b) Plenum e c) Runner	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Frequência de ressonância estática de Helmholtz e velocidade do motor na compressão máxima.	45
Tabela 2 – Comprimentos ideais para a oitava harmônica.	55

LISTA DE ABREVIATURAS

HCCI	Homogeneous charge compression ignition
NO_x	Óxido Nítrico
RPM	Rotações por Minuto
FA	Fluido Ativo
MCI	Motor de Combustão Interna
PMS	Ponto Morto Superior
PMI	Ponto Morto Inferior
MMA	Massa-Mola-Amortecedor
BSFC	Consumo Específico de Combustível
EVO	Abertura da Válvula de Exaustão
IVO	Abertura da Válvula de Admissão
EVC	Fechamento da Válvula de Exaustão
IVC	Fechamento da Válvula de Admissão
VA	Válvula de Admissão
VE	Válvula de Exaustão
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
CTJ	Centro Tecnológico de Joinville
LABMCI	Laboratório de Motores de Combustão Interna

LISTA DE SÍMBOLOS

p	Pressão
v	Volume
T	Temperatura
s	Entropia
k	Coeficiente de expansão adiabática
η	Eficiência térmica
r	Taxa de compressão
F	Força
F_r	Força resultante
F_n	Força normal
F_{tan}	Força tangencial
d	Comprimento da biela
α	Ângulo entre biela e eixo vertical
S	Deslocamento do pistão
T_o	Torque
C_m	Comprimento braço do dinamômetro
N_e	Potência efetiva
ω	Velocidade angular do eixo
n	Rotação do motor
N_i	Potência indicada
W_i	Trabalho do ciclo térmico
x	1 para motor 2 tempos ou 2 para motor 4 tempos
z	Número de cilindros
\dot{m}_a	Consumo de ar
$R_{A/F}$	Razão entre a massa de combustível e massa de ar
\dot{Q}	Calor fornecido por unidade de tempo (fluxo de calor)
η_v	Eficiência volumétrica
\dot{m}_{a_e}	Fluxo de massa admitido

ρ_e	Massa específica do ar admitido
V_e	Volume admitido
m_a	Massa de ar induzida no cilindro por ciclo
A	Secção transversal
l_p	Comprimento real do tubo de entrada
m	Massa
Ke	Rigidez da mola
ξ	Constante de amortecimento da mola
f_0	Frequência de ressonância
c	Velocidade do som no ar
A_p	Área transversal do tubo de entrada
l_p	Comprimento efetivo do tubo de entrada
V_c	Volume da cavidade
l_p	Comprimento real do tubo de entrada
r_{tubo}	Raio do tubo de entrada
L_1	Indutância acústica efetiva na admissão
L_2	Indutância acústica efetiva na exaustão
V_{cil}	Volume do cilindro
λ	Comprimento de onda

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivos	16
1.1.1	OBJETIVO GERAL	16
1.1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	Motores de combustão interna	17
2.2	Ciclo Otto e Diagramas	19
2.3	Motor HCCI - <i>Homogeneous charge compression ignition</i>	22
2.4	Parâmetros de desempenho de motores a combustão	23
2.4.1	Torque	23
2.4.2	Potência	25
2.4.3	Eficiência Volumétrica	27
2.5	Sistema de admissão	28
2.6	Escoamento em dutos e ondas	33
2.7	Ressonador de Helmholtz	37
2.8	Efeitos inerciais ou <i>Ram charging</i>	38
2.9	Escoamento no sistema de admissão e Sintonia (<i>Tuning</i>)	40
3	DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ADMISSÃO	47
3.1	Motor monocilíndrico de ignição por faísca	47
3.2	Motor 6 cilindros HCCI	48
3.3	Comprimento Ideal do <i>Runner</i>	48
3.3.1	Motor G450x	48
3.3.2	Motor HCCI 6 cilindros	55
3.4	Simulação numérica	55
3.4.1	Modelos dos motores em AVL BOOST	55
3.4.2	Modelos fenomenológicos da simulação numérica	57
4	RESULTADOS	59
4.1	Avaliação de diferentes comprimentos	59

4.1.1	Motor G450X	59
4.1.2	Motor HCCI 6 Cilindros	64
5	CONCLUSÕES	66
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	68
	REFERÊNCIAS	69
A	APÊNDICE	71
B	EQUIPE F-CEM E FÓRMULA SAE	81

1 INTRODUÇÃO

O sistema de admissão de um automóvel é o conjunto responsável por conduzir ar atmosférico para as válvulas de admissão dentro do motor, levando consigo as espécies químicas necessárias para a combustão que ocorrerá no cilindro. O sistema de admissão consiste em filtro de ar, tubo de admissão, *plenum* e *runners*.

O comportamento do motor é diretamente afetado pela quantidade e modo como o ar é deslocado por todo o sistema até ser admitido pela câmara de combustão, todo o percurso é influenciado principalmente pelas dimensões geométricas do conjunto, que podem favorecer ou prejudicar a eficiência volumétrica do motor.

A eficiência volumétrica é usada como uma medida geral da eficácia de um motor de ciclo de quatro tempos e seus sistemas de admissão e de exaustão como um dispositivo de bombeamento de ar (HEYWOOD, 1988, p. 209).

O desempenho de um motor de combustão interna está fortemente associado à quantidade de ar admitido e retido no interior dos cilindros, pois, quanto mais ar é admitido, maior também será a quantidade de combustível a ser adicionado e posteriormente oxidado (BRUNETTI, 2013, p. 48).

A natureza intermitente ou pulsante do fluxo de ar através do coletor de admissão em cada cilindro pode desenvolver ressonâncias no fluxo de ar, estas quando bem utilizadas aumentam o desempenho do motor em uma determinada faixa de rotação, conseqüentemente estas mesmas pulsações podem reduzir a performance para velocidades fora daquela projetada, dependendo das dimensões do coletor e da forma. Os coletores de admissão convencionais para veículos têm geometria fixa de fluxo de ar e coletor de admissão estático. Com um coletor de admissão estático, a velocidade na qual ocorre a sintonia de admissão é fixa. Um coletor de admissão estático só pode ser otimizado para uma faixa muito estreita de rotações, por isso é benéfico desenvolver um método para variar o comprimento de entrada/volume, uma vez que o motor opera em uma ampla faixa de rotações. O fluxo pulsante produz um efeito de carga devido ao movimento periódico do pistão e da válvula (CEVIZ, 2007).

Buscando uma solução para a ineficiência dos atuais sistemas convencionais de admissão, o método de *runners* de geometria variável surge como uma possível solução, modificando seu comprimento para atingir a condição ideal de sintonia, aumentando assim a eficiência volumétrica (VICHI et al., 2015).

Dada a crescente necessidade de motores mais potentes e ao mesmo tempo mais eficientes, o sistema de coletor de admissão variável, utilizado atualmente em carros esportivos, surge como uma alternativa mais simples e barata de otimização da eficiência volumétrica em comparação aos usuais turbocompressores, podendo ser aplicado em motores de veículos de passeio.

Considerando a sua crescente popularidade em motores de alta performance e sua progressiva tendência de uso, verificar sua aplicabilidade é de grande importância para projetos futuros. Assim sendo, este trabalho tem como objetivos:

1.1 Objetivos

1.1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo deste trabalho é verificar e avaliar a aplicação de sistemas de admissão de geometria variável em dois diferentes tipos de motores, o primeiro de configuração monocilíndrica e de ignição por faísca, o segundo um motor de carga homogênea de ignição por compressão (HCCI).

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para atingir o objetivo geral, são necessários os seguintes objetivos específicos:

- a. Determinar a teoria por trás do comportamento fluidodinâmico atuante nos dutos de admissão;
- b. Aplicar a teoria encontrada nos modelos de estudo através de modelos computacionais em AVL-BOOST;
- c. Compilar os ganhos possíveis na aplicação do sistema de admissão de geometria variável e sua viabilidade.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Motores de combustão interna

Os motores de combustão interna são classificados na engenharia como máquinas térmicas, conforme BRUNETTI (2013, p. 27) as quais são dispositivos que permitem transformar calor em trabalho. O calor pode ser obtido de diferentes fontes: combustão, energia elétrica, energia atômica, etc. A obtenção de trabalho é ocasionada por uma sequência de processos realizados numa substância que será denominada "fluido ativo – FA". No caso dos motores de combustão interna, o FA é formado pela mistura ar e combustível na entrada do volume de controle e produtos da combustão na saída.

Dentre as máquinas térmicas os motores de combustão interna (MCI) possuem o diferencial que, de acordo com BRUNETTI (2013, p. 28), o fluido ativo participa diretamente da combustão.

Ainda sobre motores de combustão interna, pode-se separá-los por tipos, dentre eles destacam-se os motores alternativos, que, como define BRUNETTI (2013, p. 28) ocorrem quando o trabalho é obtido pelo movimento de vaivém de um pistão, transformado em rotação contínua por um sistema biela-manivela.

Motores alternativos utilizados atualmente em automóveis movidos a álcool e(ou) gasolina utilizam o ciclo térmico denominado ciclo-Otto, este ciclo possui quatro tempos, HEYWOOD (1988) os define como:

1. Curso de admissão, que começa com o pistão em ponto morto superior (PMS) e termina com o pistão em ponto morto inferior (PMI), que leva uma mistura ar/combustível fresca ao cilindro. Para aumentar a massa induzida, a válvula de entrada abre pouco antes do início do curso e se fecha depois que ele termina.

2. Curso de compressão, quando ambas as válvulas são fechadas e a mistura dentro do cilindro é comprimida para uma pequena fração do seu volume inicial. No final do curso de compressão, a combustão é iniciada e a pressão do cilindro aumenta

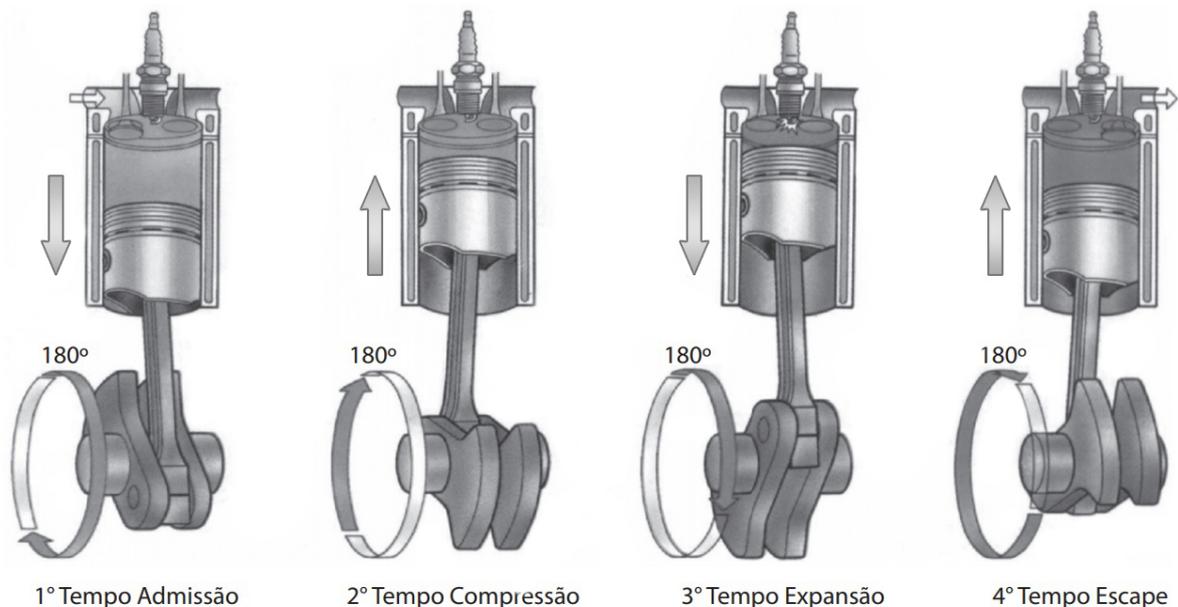
mais rapidamente.

3. Curso de expansão, que começa com o pistão no PMS e termina em PMI, onde os gases em alta temperatura e alta pressão empurram o pistão para baixo e forçam a manivela a girar. Cerca de cinco vezes mais trabalho é feito no pistão durante o curso de expansão do que quando o pistão teve que fazer durante a compressão. Assim que o pistão se aproxima do PMI, a válvula de escape se abre para iniciar o processo de escape e diminuir a pressão do cilindro até aproximadamente a pressão de do meio em que se encontra ou de escape.

4. Curso de exaustão, onde os gases queimados restantes saem do cilindro: em primeiro lugar, porque a pressão do cilindro pode ser substancialmente maior que a pressão de escape: então, eles são empurrados pelo pistão enquanto se move em direção ao PMS. À medida que o pistão se aproxima de PMS, a válvula de entrada se abre. Logo após o PMS, a válvula de escape se fecha e o ciclo começa de novo. (HEYWOOD, 1988)

A seguir na Figura 1 pode-se ver os quatro tempos do motor de combustão interna na ordem que eles ocorrem.

Figura 1 – Os quatro tempos do motor alternativo.



Fonte: (BRUNETTI, 2013).

Em um motor de quatro cilindros, cada um dos cilindros se encontra em um dos quatro tempos em um dado momento. Cabe ressaltar que, durante um ciclo o

pistão percorreu o curso quatro vezes e o eixo do motor realizou duas voltas (num motor de 4T). A Figura 2 mostra os quatro tempos de um MCI de 4 cilindros variando conforme o ângulo do virabrequim. (BRUNETTI, 2013).

Figura 2 – Tempos do motor em cada cilindro por ângulo do virabrequim.

	0°	180°	360°	540°	720°
1	Expansão	Escape	Admissão	Compressão	
2	Escape	Admissão	Compressão	Expansão	
3	Compressão	Expansão	Escape	Admissão	
4	Admissão	Compressão	Expansão	Escape	

Ciclos do motor

Fonte: (BRUNETTI, 2013).

2.2 Ciclo Otto e Diagramas

Por se tratar de uma máquina térmica o ciclo Otto pode ser modelado como um ciclo termodinâmico, conforme SHAPIRO et al. (2013) o ciclo de ar-padrão Otto é um ciclo ideal que considera que a adição de calor ocorre instantaneamente enquanto o pistão se encontra no morto superior (PMS). Lembrando que o motor de ignição por faísca pode ser modelado, de forma aproximada ao motor ideal de ciclo Otto.

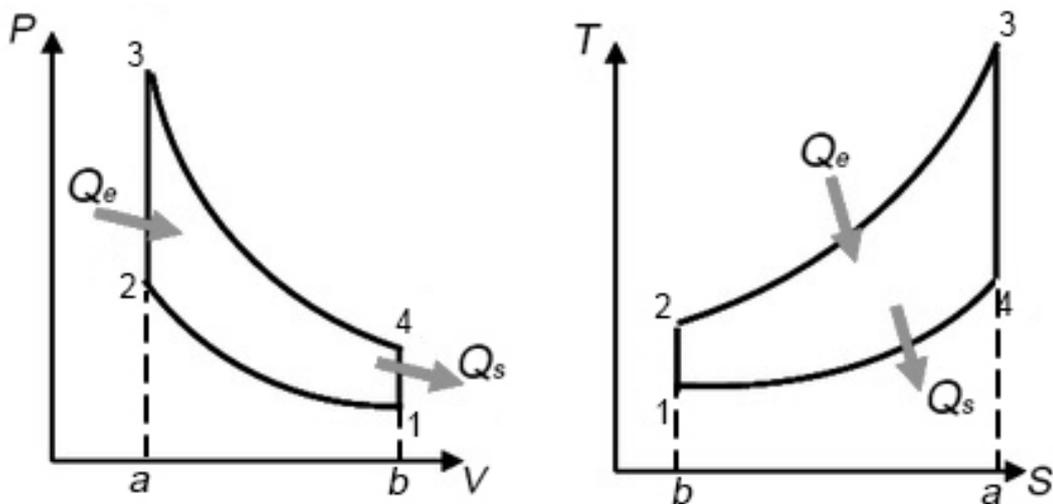
O ciclo Otto é mostrado nos diagramas $p - v$ e $T - s$ da Figura 3. O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série:

- O processo 1-2 é uma compressão isentrópica do ar conforme o pistão se move do ponto morto inferior para o ponto morto superior
- O processo 2-3 é uma transferência de calor a volume constante para o ar a partir de uma fonte externa enquanto o pistão está no ponto morto superior. Esse processo tem a intenção de representar a ignição da mistura ar-combustível e a queima rápida que se segue.
- O processo 3-4 é uma expansão isentrópica (curso de potência).

- O processo 4-1 completa o ciclo através de um processo a volume constante no qual o calor é rejeitado pelo ar conforme o pistão está no ponto morto inferior.

Uma vez que o ciclo de ar-padrão Otto é composto de processos internamente reversíveis, as áreas nos diagramas $T - s$ e $p - v$ da Figura 3 podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente. No diagrama $T - s$, a área 2-3-a-b-2 representa o calor fornecido por unidade de massa e a área 1-4-a-b-1, o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama $p - v$, a área 1-2-a-b-1 representa o trabalho fornecido por unidade de massa durante o processo de compressão, e a área 3-4-b-a-3 é o trabalho realizado por unidade de massa no processo de expansão. A área de cada figura pode ser interpretada como o trabalho líquido obtido ou, de modo equivalente, o calor líquido absorvido.

Figura 3 – Diagramas $p - v$ e $T - s$ do ciclo de ar-padrão Otto.



Fonte: Autor.

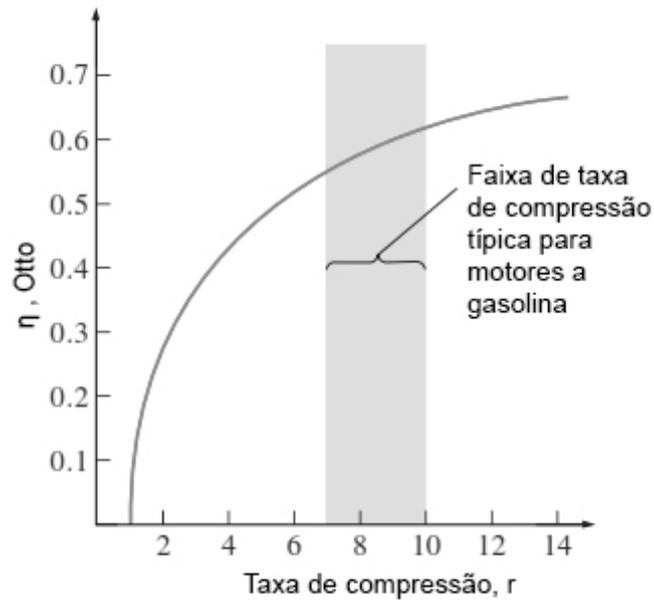
SHAPIRO et al. (2013) representa a eficiência térmica do ciclo Otto pela Eq.2.1.

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (2.1)$$

(base de ar padrão frio)

A Eq.2.1 indica que a eficiência térmica do ciclo de ar-padrão frio Otto é uma função da taxa de compressão r e da razão de calores específicos em processo adiabático k . Essa relação é mostrada na Figura 4 para $k = 1,4$, representando o ar ambiente.

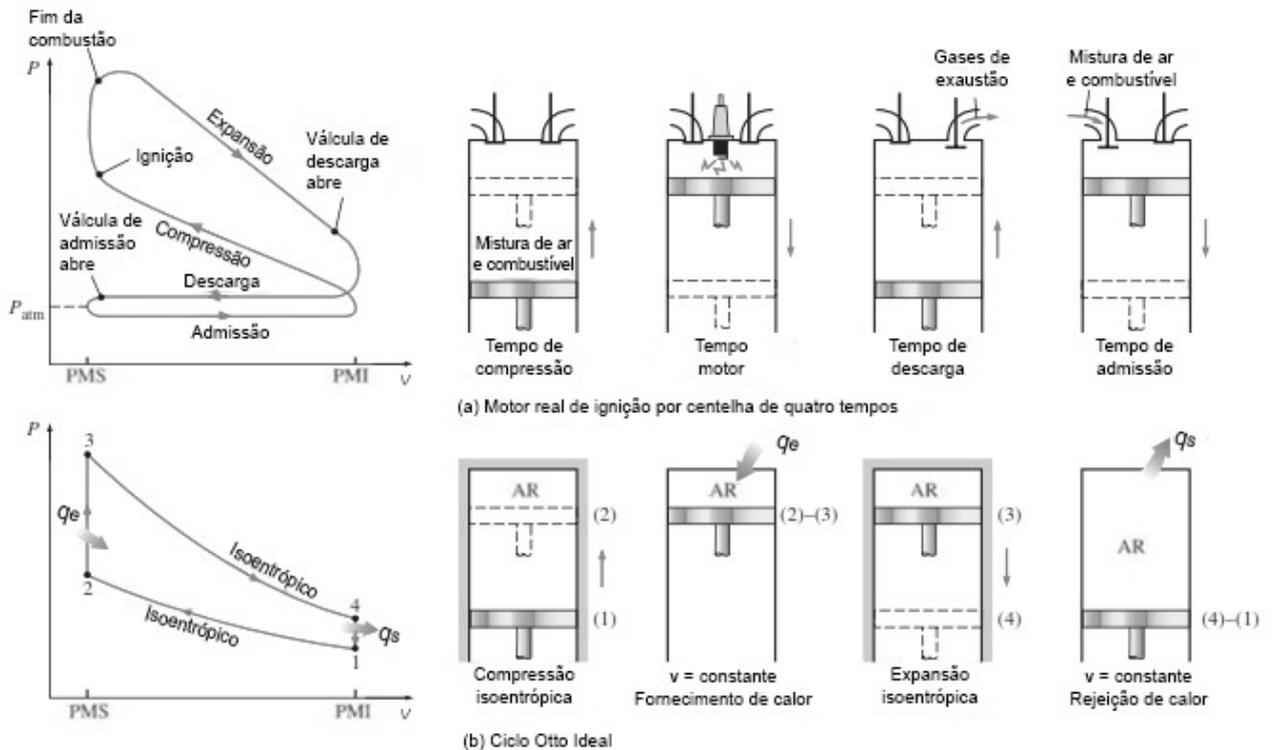
Figura 4 – Eficiência térmica do ciclo Otto ideal em função da razão de compressão ($k=1,4$).



Fonte: (ÇENGEL; BOLES, 2007).

Os ciclos térmicos descritos pelos diagramas e equações anteriores podem funcionar bem para um primeiro passo no dimensionamento de motores ou para obtenção de dados com valores aproximados, no entanto existe uma notável diferença entre o diagrama real e o ideal, como é demonstrado por ÇENGEL e BOLES (2007) na Figura 5.

Figura 5 – Ciclo real e ideal dos motores de ignição por centelha e seus gráficos $p - v$ do ciclo Otto.



Fonte: (ÇENGEL; BOLES, 2007).

Como pode-se perceber pela Figura 5 os dois ciclos apresentam uma geometria a grosso modo parecida, no entanto é possível notar muitas disparidades, entre elas os tempos de expansão e compressão que diferentemente do ideal não são isentrópicos, além disso, surge uma nova região no gráfico, os ciclos de descarga e admissão que não aparecem no ciclo ideal, o trabalho realizado por esta nova área é chamada de trabalho de bombeamento, nesta etapa do processo não há adição de energia no sistema, ou seja o trabalho realizado na descarga e admissão é negativo e deve ser subtraído do trabalho obtido pela compressão e expansão.

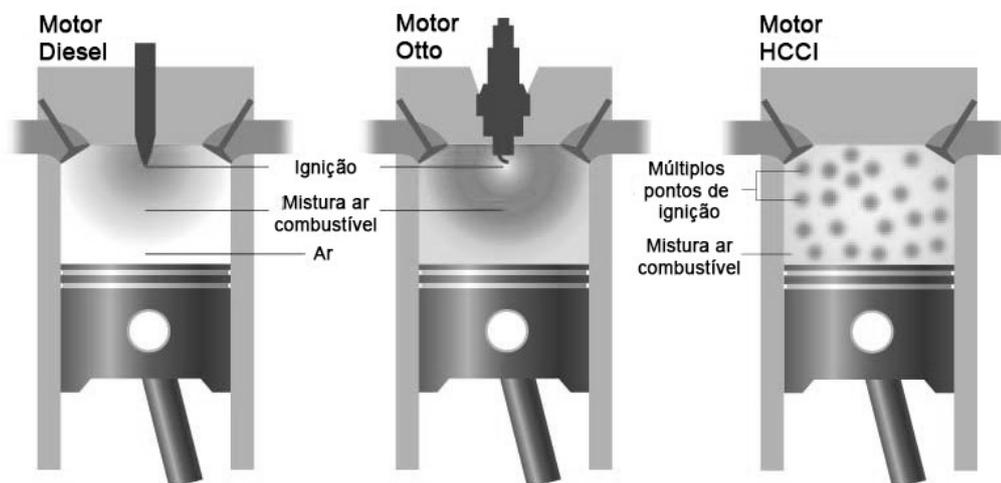
2.3 Motor HCCI - *Homogeneous charge compression ignition*

O motor de carga homogênea de ignição por compressão - HCCI une características tanto do ciclo Otto como do ciclo Diesel, conforme apresenta NENO (2009) este motor também ser chamado de Diesel-Otto, justamente por ser uma combinação dos atuais motores a diesel e a gasolina. Neste tipo de motor, a mistura de ar e combustível se dá fora da câmara de combustão para que ela se torne

mais homogênea. A compressão, aliada à temperatura proporciona a auto-ignição da gasolina e a combustão ocorre em diversos pontos da câmara de combustão de forma simultânea. Nesta característica encontra-se uma das grandes vantagens desse tipo de motor. O rendimento do HCCI em cargas médias é muito maior que o do motor a gasolina e pelo fato de se atingir a autoignição com temperaturas mais baixas e maiores taxas de compressão, as emissões de NOx e de particulados são consideravelmente menores que em um motor a diesel.

Através da Figura 6 pode-se perceber a diferença entre o diesel, a gasolina e o motor HCCI, que tem sua ignição a partir de múltiplos pontos de ignição.

Figura 6 – Diferenças entre Diesel, Otto e HCCI.



Fonte: berkley.edu.

Mais informações e referências associadas a motores HCCI podem ser encontradas no capítulo 3 no artigo localizado no Apêndice A.

2.4 Parâmetros de desempenho de motores a combustão

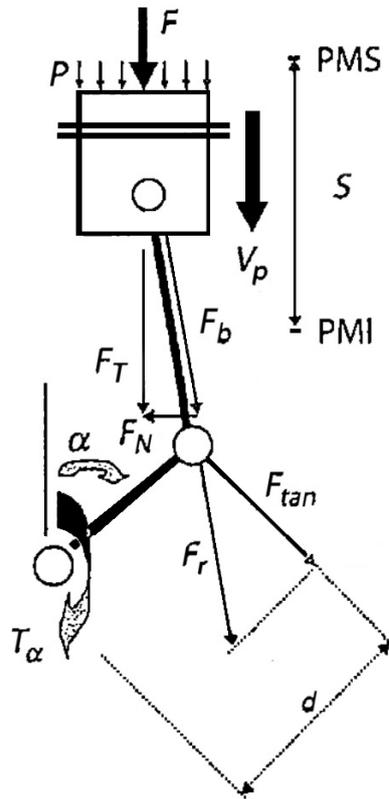
Como forma de avaliar o comportamento de motores a combustão, são utilizados parâmetros de desempenho, entre eles podemos citar o torque, a potência e a eficiência volumétrica.

2.4.1 Torque

O primeiro parâmetro a ser estudado é o torque, que está intimamente ligado à geometria do pistão e biela e como as forças são aplicadas. Os motores alternativos

ciclo Otto se baseiam no uso de um sistema biela manivela para estabelecer um momento torçor no eixo do virabrequim, este surge a partir de uma força F gerada pela energia do combustível após sua queima. A geometria de biela manivela bem como a força F podem ser vistas na Figura 7.

Figura 7 – Forças aplicadas ao pistão.



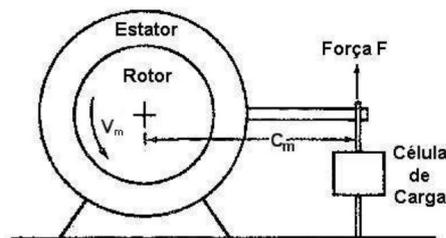
Fonte: (BRUNETTI, 2013).

Conforme (BRUNETTI, 2013), A força F resultante no pistão composta pela força F_r e pela normal F_N transmite-se à biela e desta à manivela, dando origem a uma força tangencial (F_{tan}) e conseqüentemente a um momento instantâneo no eixo do motor (BRUNETTI, 2013).

A força de pressão F depende da posição angular da manivela e, portanto, a F_{tan} é variável. Logo, apesar do braço d ser fixo, o momento no eixo do motor varia com o ângulo α , medido a partir da posição em que a biela e a manivela estão alinhadas, gerando o menor volume entre a cabeça do pistão e o cabeçote, estabelecendo o denominado ponto morto superior — PMS — do mecanismo de biela e manivela. Com o motor em funcionamento, obtém-se um momento torçor médio positivo, popularmente denominado torque (BRUNETTI, 2013).

Para a medição do torque, normalmente o motor é fixado numa bancada e conectado ao rotor do dinamômetro que por sua vez é acoplado ao seu estator de diferentes maneiras, eletromagneticamente, hidraulicamente ou por atrito mecânico. Assim, o torque exercido no estator com o rotor girando é medido balanceando o estator com pesos, molas ou meios pneumáticos, como mostra a Figura 8 (SIMÕES, 2010).

Figura 8 – Esquema do princípio de operação do dinamômetro.



Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988).

Sendo assim o Torque é definido como sendo a habilidade do motor na realização de trabalho e pode ser representado pela equação 2.2.

$$T = F.C_m \quad (2.2)$$

No desenvolvimento de um motor automotivo busca-se uma curva de torque versus velocidade a mais plana possível, e alcançar um torque alto para baixas e altas rotações (PULKRABEK, 2003).

2.4.2 Potência

A potência de um motor pode ser obtida por duas abordagens diferentes, a primeira leva em conta a medição no eixo do motor e é chamada de potência efetiva (N_e), já a segunda faz uso do ciclo termodinâmico do motor e é chamada de potência indicada (N_i).

Potência efetiva (N_e)

A partir das medições de Torque no eixo do motor a potência efetiva (N_e) pode ser obtida pela equação 2.4.

$$N_e = T.\omega = T.2.\pi.n \quad (2.3)$$

Se T em Nm , n em rpm e N_e em kW (BRUNETTI, 2013):

$$N_e = \frac{T \cdot n}{9549} \quad (2.4)$$

Potência indicada (N_i)

A potência indicada é a potência desenvolvida pelo ciclo termodinâmico do fluido ativo. Essa potência pode ser medida com um indicador de pressões, que permita traçar o ciclo do fluido ativo (BRUNETTI, 2013).

Da Termodinâmica sabe-se que as áreas no diagrama $p - V$ são proporcionais ao trabalho, já que este é dado por $\int p dv$. Dessa forma, a área do ciclo térmico corresponde ao trabalho indicado ou do ciclo (BRUNETTI, 2013).

Como a potência é o trabalho por unidade de tempo, dado o trabalho, a potência pode ser obtida multiplicando o mesmo pela frequência com que é realizado (BRUNETTI, 2013).

$$N_i = W_i \cdot \frac{n}{x} \cdot z \quad (2.5)$$

Relação entre Potências

Sabendo-se N_i e N_e , pode-se determinar uma série de características do motor, como eficiência térmica (η_t) e mecânica (η_m).

Através de relações e comparações de equações pode-se obter a Eq. 2.6 que relaciona a potência efetiva com diversos fatores.

$$N_e = \dot{m}_a \cdot R_{A/F} \cdot pci \cdot \frac{N_i}{\dot{Q}} \cdot \frac{N_e}{N_i} \cdot \eta_v = \dot{m}_a \cdot R_{A/F} \cdot pci \cdot \eta_v \cdot \eta_t \cdot \eta_m \quad (2.6)$$

O que se observa na equação 2.6 é a proporcionalidade entre a potência efetiva do motor e o consumo de ar \dot{m}_a o que toma esse fator extremamente importante. Para o estudo da admissão de ar para o motor, em lugar do \dot{m}_a , prefere-se o termo adimensional denominado eficiência volumétrica η_v (BRUNETTI, 2013).

2.4.3 Eficiência Volumétrica

O sistema de admissão - filtro de ar, carburador e borboleta (em motores de ignição por faísca), coletor de admissão, porta de admissão, válvula de admissão - restringem a quantidade de ar que um motor de um dado deslocamento pode induzir. O parâmetro utilizado para medir a eficácia do processo de admissão de um motor é a eficiência volumétrica η_v . A eficiência volumétrica é usada apenas com motores de ciclo de quatro tempos que possuem um processo de admissão definido (HEYWOOD, 1988).

Sendo assim podemos definir eficiência volumétrica como a relação entre a massa de ar realmente admitida no motor e a massa de ar que poderia preencher o mesmo volume com propriedades iguais da atmosfera local onde o motor funciona, em outras palavras, a eficiência volumétrica irá então representar a eficiência do enchimento dos cilindros, em relação àquilo que poderia ser admitido com a mesma massa específica do ambiente circundante (BRUNETTI, 2013).

Desta forma o fluxo de massa admitido é representado por:

$$\dot{m}_{ae} = \frac{\rho_e \cdot V \cdot n}{x} \quad (2.7)$$

E o fluxo de ar admitido no cilindro como:

$$\dot{m}_{ae} = \frac{\rho_e \cdot V_e \cdot n \cdot \eta_v}{x} \quad (2.8)$$

Isolando-se a eficiência volumétrica η_v , obtém-se a equação apresentada por HEYWOOD (1988):

$$\eta_v = \frac{2 \cdot \dot{m}_a}{\rho_{a,i} \cdot V_d \cdot n} = \frac{m_a}{\rho_{a,i} \cdot V_d} \quad (2.9)$$

onde:

m_a = Massa de ar induzida no cilindro por ciclo (kg).

Por fim a Eq. 2.6 pode ser reescrita como:

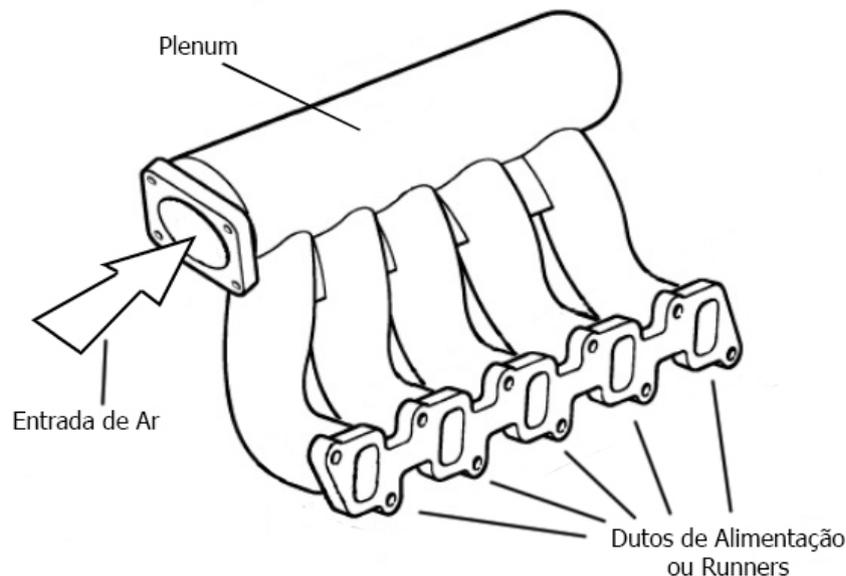
$$N_e = \frac{\rho_e \cdot V \cdot n}{x} \cdot R_{A/F} \cdot pci \cdot \eta_v \cdot \eta_t \cdot \eta_m \quad (2.10)$$

A Eq. 2.10 mostra de forma geral, a influência de uma diversas variáveis no valor final da potência do motor (BRUNETTI, 2013), com destaque principalmente para aquelas associadas ao fluxo de ar e sistema de admissão.

2.5 Sistema de admissão

O coletor de admissão tem a função fundamental de conduzir o ar até os cilindros de forma homogênea e oferecendo o mínimo de resistência à passagem. O Coletor de Admissão é composto esquematicamente por uma entrada de ar onde geralmente está fixada a válvula controladora de vazão de ar, conhecida como corpo de borboleta, um volume chamado de “Plenum”, palavra do latim e que significa câmara, que tem como principal função de responder às oscilações de pressão. Este volume está conectado aos condutos que são a porção final do trajeto do ar até os cilindros. Geralmente, os coletores de admissão têm um conduto para cada cilindro (CAVAGLIERI, 2014). Os componentes citados podem ser observados na Figura 9.

Figura 9 – Exemplo de Sistema de Admissão



Fonte: Elaborada pelo autor.

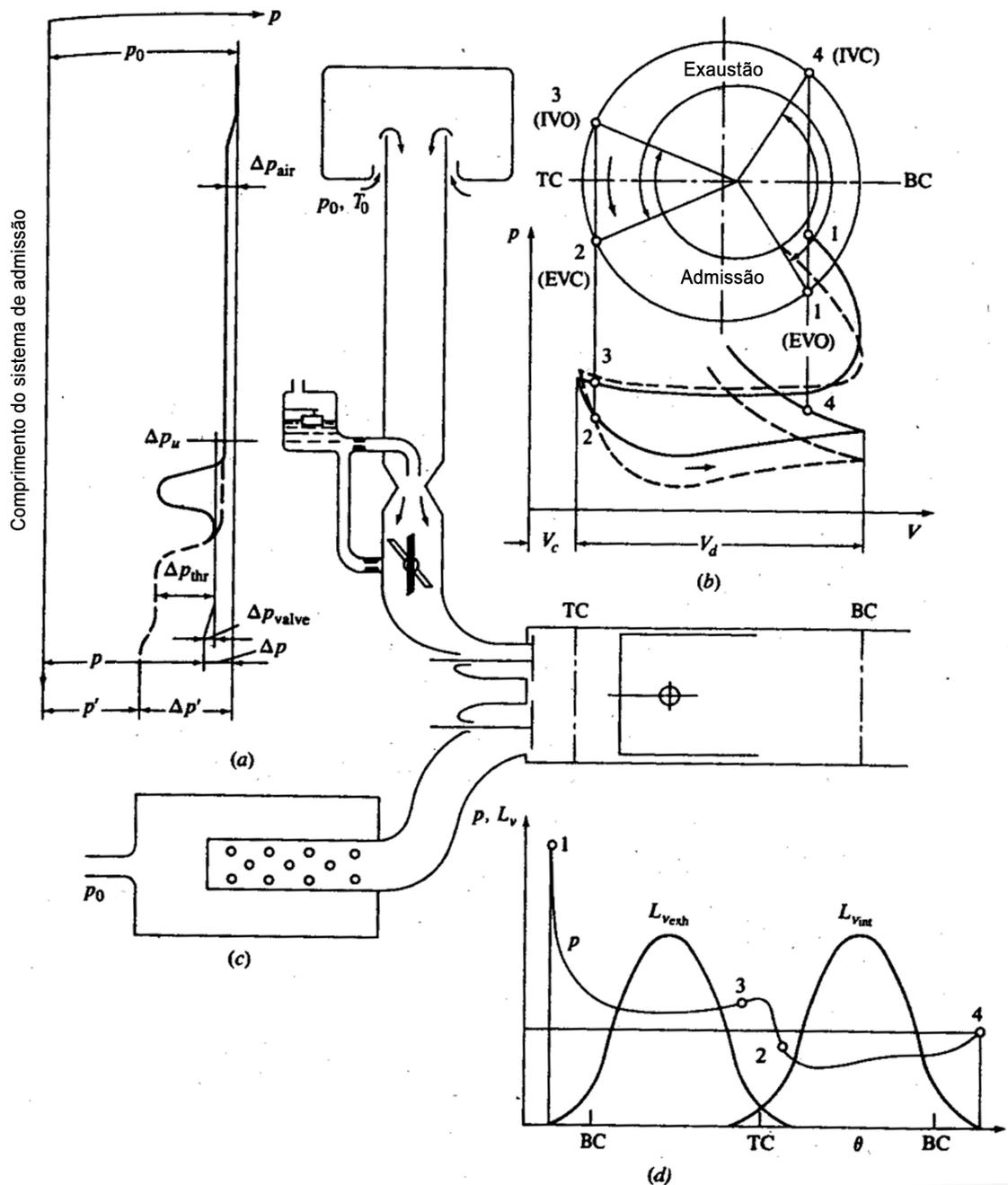
Conforme apresentado anteriormente, diversos componentes do sistema de admissão colaboram com a redução da pressão do ar admitido e conseqüentemente impactam na quantidade de ar entregue ao cilindro, em outras palavras, a eficiência volumétrica é diretamente afetada e assim como outros parâmetro como potência e

torque sofrem uma diminuição por conta destas perdas.

A Figura 10 representa muito bem as perdas que ocorrem no sistema de admissão. Os escoamentos apresentados são pulsados, no entanto, muitos aspectos destes escoamentos podem ser analisados em uma base quase-estática e a pressão no sistema de admissão representa valores médios temporais para um motor multi-cilindro (HEYWOOD, 1988).

A Figura 10.a mostra os valores médios das pressões de admissão para um motor multicilíndrico. Durante o processo de admissão, além dos componentes que restringem o fluxo de ar, fatores como a velocidade do motor, área da secção transversal por onde o ar passa e sua densidade geram perda de carga causando deficiência de enchimento do cilindro. A Figura 10.d ilustra o diagrama de abertura das válvulas de admissão e exaustão, em função do ângulo do eixo de manivelas. Usualmente a abertura das válvulas é antecipada enquanto que o fechamento é postergado, em relação aos cursos de admissão e exaustão correspondentes, para melhorar o esvaziamento e enchimento do cilindro e tirar proveito da inércia dos gases nos sistemas de admissão e exaustão (SIMÕES, 2010).

Figura 10 – Admissão e exaustão para motor de ignição por faísca com ciclo quatro tempos



(a) Sistema de admissão e pressão média; (b) tempo de válvula e diagrama pressão-volume; (c) sistema de exaustão; (d) Pressão do cilindro p e deslocamento de válvula L_v versus ângulo do virabrequim θ . Linhas sólidas são para abertura total da borboleta, linhas tracejadas são para abertura parcial da borboleta; p_0, T_0 , condições atmosféricas; Δp_{air} = perda de pressão no filtro de ar; Δp_u = perda de pressão antes da borboleta de admissão; Δp_{thr} = perda de pressão na borboleta de admissão; Δp_{valve} = perda de pressão na válvula de admissão. Adaptado de (HEYWOOD, 1988).

O processo de exaustão inicia entre 40° a 60° antes de o pistão atingir o PMI no ciclo de expansão, expelindo os gases queimados para fora do cilindro devido à

diferença de pressão entre este e o próprio sistema de exaustão. A válvula de exaustão fecha entre 15° a 30° após o pistão passar pelo PMS, no início do ciclo de admissão. Por sua vez, a válvula de admissão abre entre 10° a 20° antes de o pistão atingir o PMS no final do ciclo de exaustão. Tipicamente o fechamento da válvula de admissão ocorre entre 50° a 70° após o pistão passar pelo PMI, no início do ciclo de compressão, para proporcionar um maior enchimento do cilindro. No cruzamento de válvulas, período em que as válvulas de admissão e exaustão permanecem abertas simultaneamente pode ocorrer um retorno dos gases queimados para dentro do cilindro ou gases deste para o coletor de admissão. Este evento é denominado fluxo reverso ou *backflow* e ocorre quando a relação entre a pressão de admissão e a pressão de descarga é menor que um (1,0). Em altas rotações a vantagem do cruzamento de válvulas é maior, pois o longo período de cruzamento contribui para melhorar a eficiência volumétrica do motor (SIMÕES, 2010).

PEREIRA (2008) demonstra a importância do conjunto ao afirmar que, o sistema de admissão e a flexibilidade no movimento das válvulas interferem na dinâmica da mistura admitida pelo cilindro, pois qualquer alteração em um ou mais mecanismos afetam o desempenho do motor e a emissão de poluentes. A eficiência dos motores de combustão interna depende largamente do aproveitamento dos fenômenos inerciais e transientes que ocorrem nos sistemas de admissão e descarga.

Conforme HANRIOT (2001) os sistemas de admissão e descarga são variáveis envolvidas no processo que precisam passar necessariamente por uma análise a fim de maximizar as condições de trabalho dos motores de combustão interna, para isso devem possuir dimensionamento e configurações geométricas diferenciadas de acordo com suas finalidades, onde pode ser privilegiado no projeto o consumo de combustível, a potência ou, por exemplo, o rendimento volumétrico e o torque a baixas rotações.

Para o correto dimensionamento do sistema de admissão deve-se considerar, de acordo com BLAIR (1999), que os processos de fluxo de gases entrando ou saindo de um motor são todos transientes, portanto, as pressões, as temperaturas e as velocidades das partículas em um dado duto variam com o tempo. No caso da exaustão, o comportamento transiente do escoamento dos gases é produzido pelo aumento de pressão no momento da abertura da válvula de escapamento. No interior do cilindro, a pressão é modificada pelo abrir e fechar das válvulas de admissão e escapamento

e também pelo movimento alternado do pistão. A variação de pressão no interior do cilindro é transmitida para o sistema de admissão pelos intervalos de abertura das válvulas de admissão.

HANRIOT (2001) adiciona que, em motores de combustão com ignição por centelha e injeção eletrônica, a carga do motor é controlada pela borboleta no conduto de admissão, onde o gás que escoar nos condutos de admissão pode ser considerado ar atmosférico, exceto numa pequena seção próxima à porta da válvula, onde o combustível é injetado. Portanto pode-se dizer que além da admissão de ar, os condutos possuem também as funções de maximizar o rendimento volumétrico dos motores, minimizar perdas de pressão ao longo do escoamento do ar e distribuir uniformemente o fluxo de massa de ar entre os cilindros. A última função impõe que o ar atmosférico admitido deve escoar através de sistemas geométricos similares até atingir o cilindro. É de se esperar, portanto, que a geometria do coletor de admissão seja projetada de acordo com as características do motor. Isto significa dizer que o comprimento e o diâmetro do coletor e, eventualmente, câmaras intermediárias, representam um papel fundamental no correto projeto de tais sistemas, levando-se em conta os complexos efeitos de escoamento pulsante com variações temporal e espacial

Essa dinâmica transiente dos gases de admissão são uma consequência do movimento periódico das válvulas e pistões, que através do seu deslocamento agem como fontes de excitação para os gases admitidos. O controle e dimensionamento deste impacto no escoamento transiente do fluido afeta diretamente a eficiência do sistema de admissão, facilitando ou dificultando o fluxo de ar, e assim, por consequência, variam a eficiência volumétrica e potência do motor.

Através das informações fornecidas chega-se à conclusão, assim como PEARSON e WINTERBONE (1990) apresentam em seu artigo, que pode-se explorar a natureza transiente do fluxo em condutos de admissão em motores de combustão interna para aumentar eficiência volumétrica.

A fim de se utilizar os efeitos benéficos do fluxo transiente de gases de admissão, deve-se primeiro apresentar uma revisão acerca do comportamento de fluidos em escoamentos transientes em dutos, como se vê na seção a seguir.

2.6 Escoamento em dutos e ondas

O escoamento a ser analisado é aquele que ocorre entre o plenum e o cilindro, chamados *runners*, dutos que por definição possuem pouca variação de área transversal, além disso possuem a característica que uma das extremidades está sempre aberta, na região próxima ao plenum e outra que varia entre aberta e fechada próxima a válvula de admissão.

O escoamento de ar no duto de admissão pode ser considerado invíscido, transiente e homogêneo, além de possuir caráter pulsado.

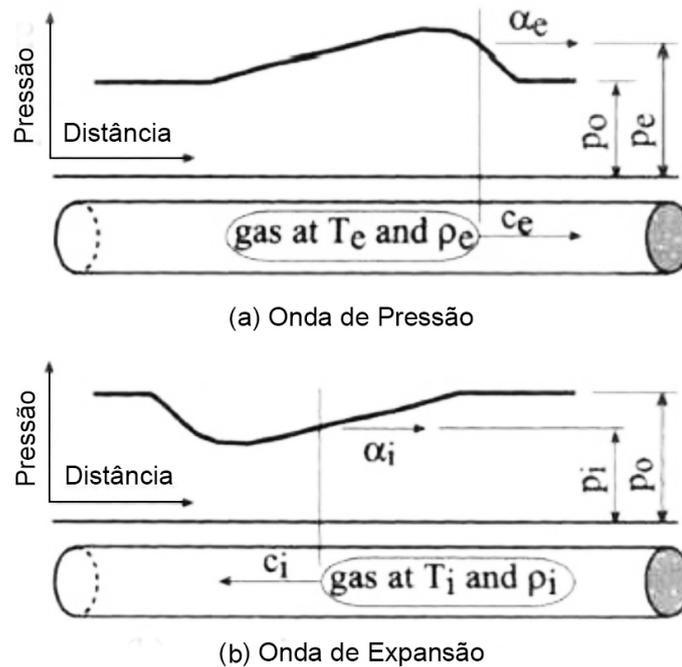
Como visto anteriormente o movimento oscilatório dos componentes do motor se traduzem em fonte de excitação para o ar admitido na forma de ondas de pressão. Efeito esse definido por (FAHY, 1995) como ondas mecânicas, distúrbios que se formam em um fluido (gás ou líquido) quando ocorre uma variação temporal da densidade do mesmo em relação ao seu valor de equilíbrio. Estas variações são muito pequenas quando comparadas com a densidade de equilíbrio do meio (ordem de 10^{-7} a $10^{-5} kg/m^3$).

Essa onda definida por (FAHY, 1995) pode ocorrer na forma longitudinal, onde os deslocamentos são paralelos à propagação da onda, transversais, onde o deslocamento do fluido é perpendicular à propagação da onda, ou ainda a combinação de ambos os movimentos.

Para o caso de estudo serão consideradas ondas longitudinais através do sistema de admissão, levando-se em conta que o fluido no sistema se trata de ar e que este possui características homogêneas e isotrópicas, pode-se considerar também que a propagação se dá de forma plana.

Ondas longitudinais podem ocorrer de duas formas distintas, como ondas de pressão ou ondas de expansão, como pode se ver na Figura 11.

Figura 11 – Nomenclatura das ondas de pressão viajantes.



Fonte: Adaptado de (BLAIR, 1999).

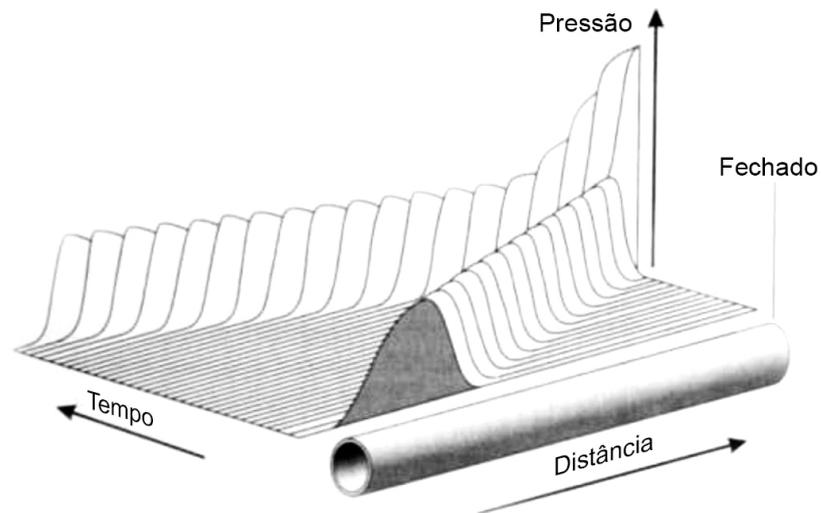
A Figura 11 destaca importantes diferenças entre os dois tipos de ondas longitudinais. As ondas de pressão possuem a característica de viajar na mesma direção que as partículas do fluido, uma vez que a pressão da onda é maior que a P_0 , ela empurra as partículas a sua frente, por outro lado, para ondas de expansão ocorre o oposto e as partículas são atraídas pela onda devido a pressão desta ser menor que a P_0 , movendo as partículas na direção oposta à propagação da onda.

Tanto ondas de pressão como de expansão podem ser encontradas nos dutos de sistemas de admissão, sua presença varia conforme os parâmetros do motor e ângulo do virabrequim.

Ao se falar sobre propagação de ondas em dutos é necessário também salientar os possíveis efeitos de reflexão que podem vir surgir no sistema a partir da alteração das características acústicas do meio, também chamadas de impedância.

O primeiro caso de reflexão a ser estudado é o de extremidade fechada, muito similar ao que ocorre periodicamente na extremidade do *runner* que está em contato com as válvulas de admissão. Uma onda que encontra uma extremidade fechada é refletida com igual intensidade na direção oposta, este efeito pode ser visto na Figura 12.

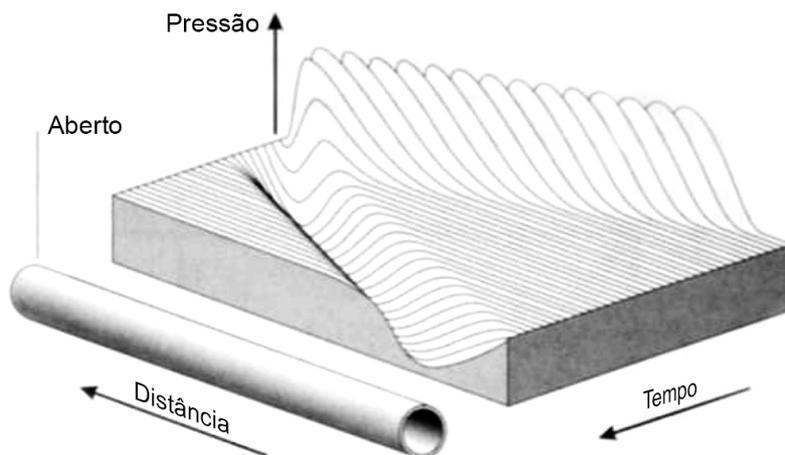
Figura 12 – Reflexão da onda em extremidade fechada



Fonte: Adaptado de (PEARSON; WINTERBONE, 1990).

De forma antagônica ao exemplo anterior, ocorrem casos onde a extremidade do duto se encontra aberta, muito similar àquela do *runner* que está em contato com o plenum. Ao encontrar um extremidade aberta a onda é refletida de forma invertida, ou seja, caso uma onda de pressão alcance uma extremidade aberta, esta onda será refletida como uma onda de expansão na direção oposta, este efeito pode ser visto na Figura 13.

Figura 13 – Reflexão da onda em extremidade aberta

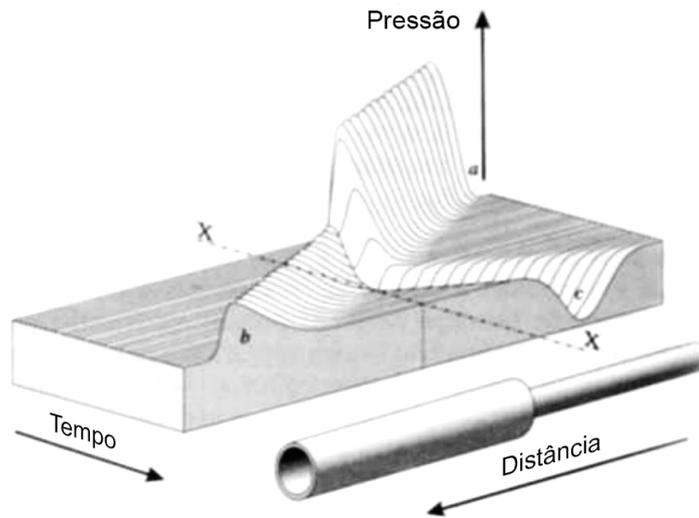


Fonte: Adaptado de (PEARSON; WINTERBONE, 1990).

Outra situação em que pode vir a ocorrer uma alteração na impedância do meio é através de uma variação da seção transversal do duto, no exemplo a seguir temos um aumento no diâmetro da tubulação, sendo assim, como no caso anterior,

ao encontrar uma região mais ampla a onda é refletida na direção oposta e de forma invertida, porém de forma mais branda, uma vez que o aumento da seção não pode ser caracterizado como uma região totalmente aberta, sendo assim, parte da onda é refletida e parte continua a propagação. O efeito descrito pode ser visto na Figura: 14.

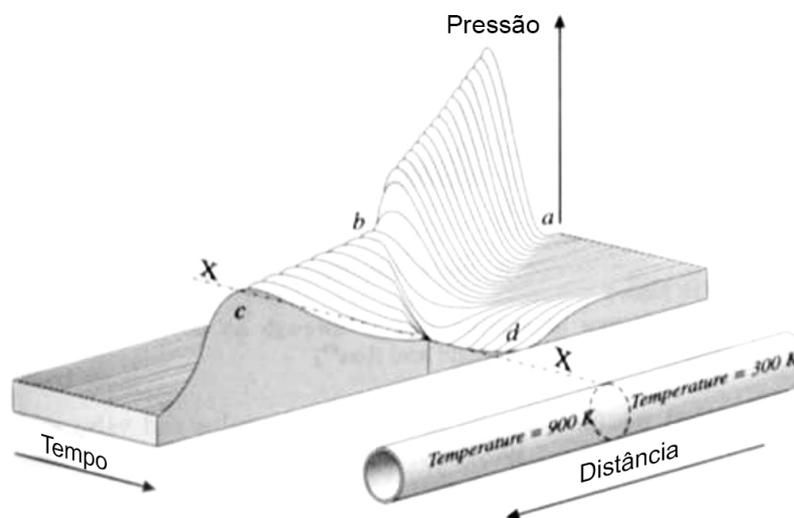
Figura 14 – Reflexão da onda em aumento de seção transversal



Fonte: Adaptado de (PEARSON; WINTERBONE, 1990).

Seguindo com a análise de reflexão de ondas, pode-se citar uma alteração na impedância do meio que ocorre não por efeitos geométricos, mas por alteração de temperatura, onde temperaturas mais elevadas agem de forma parecida com o aumento de seção transversal, como se vê na Figura 15.

Figura 15 – Reflexão da onda por variação de temperatura

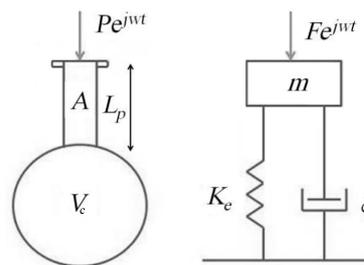


Fonte: Adaptado de (PEARSON; WINTERBONE, 1990).

2.7 Ressonador de Helmholtz

Um ressonador de Helmholtz é uma geometria bastante conhecida dentro das teorias acústicas e conforme MOURA (2014), consiste de um volume V e um tubo com uma abertura de área de secção transversal A e comprimento L_p . O ressonador de Helmholtz é um exemplo de sistema acústico concentrado, isto é, suas características podem ser descritas por parâmetros concentrados que representam o sistema completo. Assim, este sistema pode ser retratado pela seguinte analogia: o fluido no tubo comporta-se como uma massa m , a compressibilidade do fluido na cavidade provê uma rigidez, análoga a de uma mola K_e . As perdas termo viscosas na parede do tubo são representadas pelo amortecimento, formando assim um sistema massa-mola-amortecedor (MMA). Tal analogia pode ser vista na Figura 16.

Figura 16 – Ressonador de Helmholtz e sistema massa mola.



Fonte: (MOURA, 2014).

KINSLER (2000) define que a frequência de ressonância de um ressonador de Helmholtz pode ser encontrado pela equação:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_p}{l_e V}} \quad (2.11)$$

Uma vez que o tubo sofre perdas viscosas e efeito de ponta, faz-se necessário o uso de um comprimento efetivo l_e que corrige a equação, aproximando-a do que seria um resultado experimental. A correção do comprimento real para o efetivo pode ser encontrado nas equações 2.12 para extremidade flangeada e 2.13 para extremidade não flangeada:

$$l_e = l_p + 1,7r \quad (2.12)$$

$$l_e = l_p + 1,4r \quad (2.13)$$

2.8 Efeitos inerciais ou *Ram charging*

O uso de princípios de inércia da conversação da energia para aumentar a eficiência volumétrica do motor recebe o nome de *ram charging*.

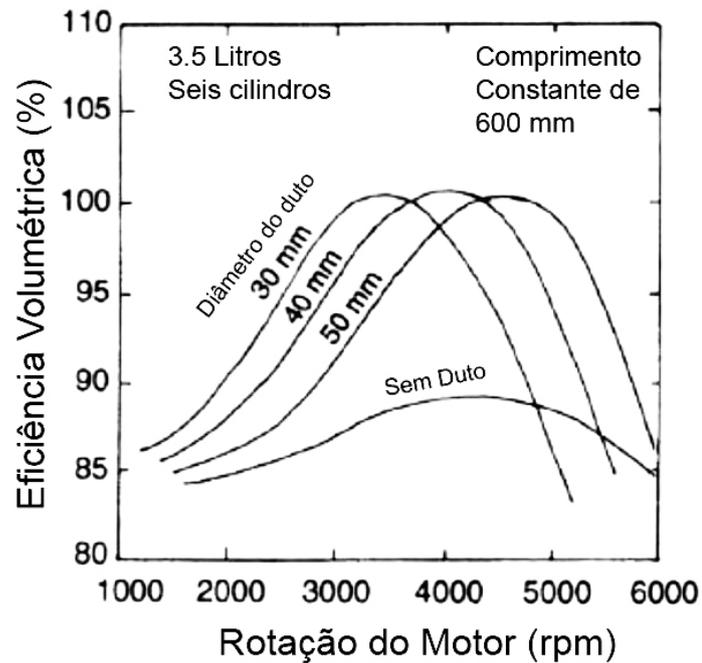
O efeito é descrito por (HEISLER, 1995) como: No final do curso de exaustão e no início do curso de indução, a válvula de entrada abre e o pistão começa a se afastar do ponto morto superior (PMS). O pistão acelerado rapidamente expande o espaço entre a topo do cilindro e a sua cabeça. Instantaneamente, a depressão gerada neste espaço que expandiu rapidamente será transmitida para o orifício de entrada através da passagem anular formada entre a válvula e o seu assento. Essa queda imediata de pressão faz com que uma carga de coluna de ar se mova como uma só através da válvula de admissão. A área muito maior de seção transversal do pistão comparada a área de seção transversal muito menor da porta de admissão somada a aceleração do pistão, forçam a coluna de ar a adquirir alta velocidade de escoamento.

O impulso acumulado pela coluna ar no duto de entrada é rapidamente interrompido quando a válvula de entrada se fecha contra o fluxo. Assim, a energia cinética gerada pela coluna de ar é agora convertida em energia de pressão na porta de admissão fechada. Consequentemente, a densidade do ar preso aumenta. É este aumento de pressão na porta de admissão que permite que o enchimento do cilindro continue após o ponto morto inferior (PMI).

Quanto maior o impulso produzido, maior a elevação da pressão e, se as perdas de energia forem muito baixas na aceleração do fluxo, o efeito inercial de *ram charging* será benéfico com essa mistura extra no cilindro.

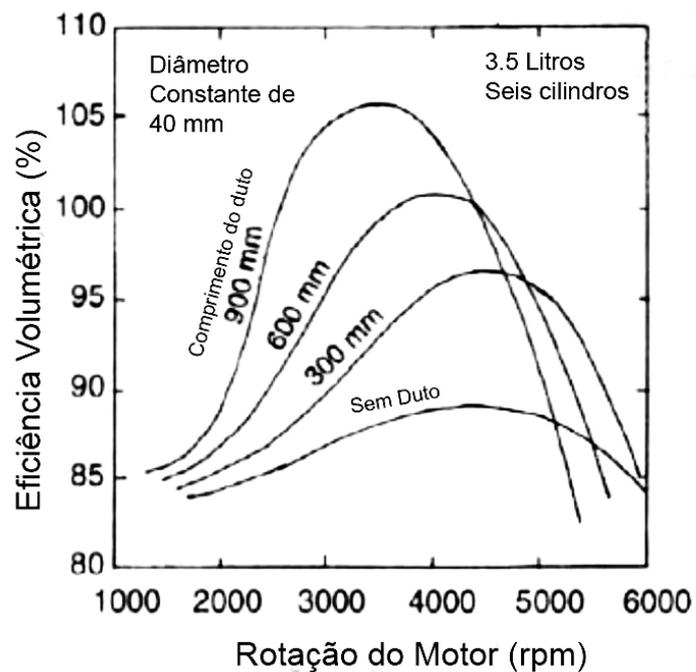
Nas Figura 17 e Figura 18 pode-se perceber a relação que existe entre *ram charging* e fatores geométricos como comprimento e diâmetro dos dutos de admissão. A Figura 17 mostra o efeito do comprimento na eficiência volumétrica para um diâmetro fixo do duto, a Figura 18 mostra o efeito do diâmetro do duto na eficiência volumétrica para um comprimento fixo.

Figura 17 – Relação entre diâmetro do duto e eficiência volumétrica para um comprimento constante.



Fonte: Adaptado de (HEISLER, 1995)

Figura 18 – Relação entre comprimento do duto e eficiência volumétrica para um diâmetro constante.



Fonte: Adaptado de (HEISLER, 1995)

Analisando as figuras apresentadas por (HEISLER, 1995), pode-se concluir que mantendo-se o comprimento fixo do duto, quanto menor for o diâmetro menor será a velocidade do motor onde o pico de eficiência volumétrica é obtido, já para um diâmetro fixo do duto, quando mais curto for o comprimento do mesmo, maior será a velocidade do motor para o pico de eficiência volumétrica.

Como descreve MOURA (2014), o dimensionamento dos condutos primários é sempre um compromisso entre torque em baixos regimes (dirigibilidade) contra torque em altos regimes (potência).

No entanto o uso deste princípio pode acabar resultando em um efeito negativo, conforme SIMÕES (2010). Normalmente, com o fechamento da válvula de admissão após o início do ciclo de compressão, pode ocorrer um fluxo reverso de carga fresca para dentro do coletor de admissão devido ao crescimento da pressão no cilindro que é causado pelo movimento do pistão durante a fase final do ciclo de admissão.

Este fenômeno tem maior possibilidade de ocorrer em baixas velocidades do motor, mas também é uma consequência inevitável do tempo de fechamento da válvula de admissão para aproveitar o efeito *RAM* em altas velocidades (SIMÕES, 2010).

2.9 Escoamento no sistema de admissão e Sintonia (*Tuning*)

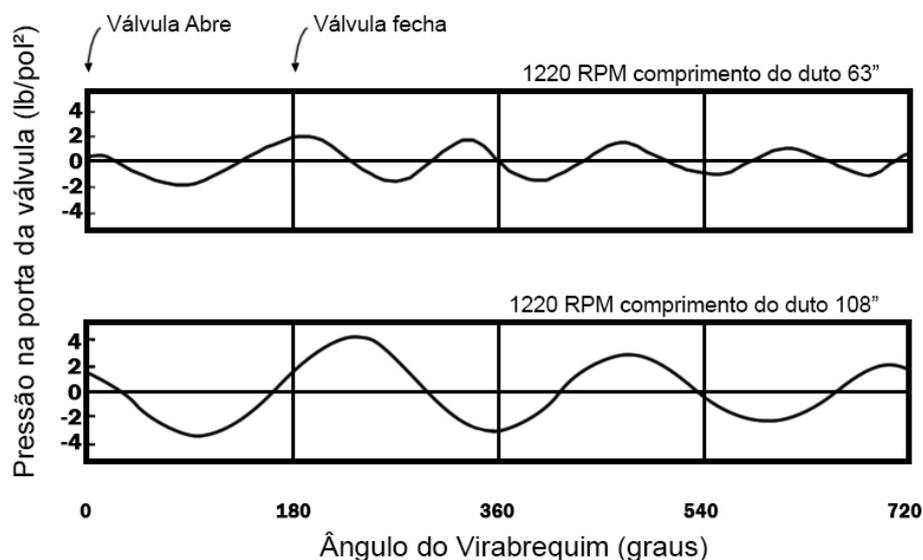
O principal fenômeno a ser estudado é a inércia do gás em seu movimento transiente, onde o ar no interior do conduto possui energia cinética. Este conteúdo energético do ar, se oportunamente aproveitado, pode determinar uma compressão no interior do cilindro exatamente no momento em que a válvula de admissão se fecha. É criada assim uma fonte de sobre-alimentação natural devido à inércia do gás.

PEARSON e WINTERBONE (1990) e HEYWOOD (1988) destacam que o escoamento pulsante de cada processo de exaustão em cada cilindro, gera ondas de pressão em todo o sistema de exaustão. Estas ondas de pressão propagam-se, na velocidade do som, em relação à movimentação dos gases de exaustão. A interação das ondas de pressão dos dutos do coletor de admissão com a dos dutos de exaustão causa ondas de pressão que são refletidas para o cilindro do motor. Em motores com diversos cilindros, as ondas de pressão de cada cilindro, transmitidas e refletidas através do sistema de exaustão podem interagir com cada cilindro, melhorando ou inibindo o processo de enchimento do próximo ciclo. Quando estas ondas auxiliam o

processo de exaustão, devido à redução das pressões depois da válvula de exaustão, o sistema de exaustão é denominado sintonizado (conhecido em inglês como *tuning*).

Alguns dos primeiros pesquisadores a perceber a este efeito foram MORSE, BODEN e SCHECTER (1938), onde afirmaram que, quando uma das harmônicas da frequência do motor ($= rpm/120$) passa a igualar uma das frequências de ressonância do tubo de admissão, as flutuações de pressão na válvula serão grandes. Se a porção do ciclo quando a válvula de admissão estiver quase fechando coincidir com o tempo em que a pressão é menor do que a média, as ondas reduzirão a saída de energia; mas se a válvula estiver quase fechando quando a pressão é maior que a atmosférica, então as ondas terão um efeito de sobrealimentação e resultarão em um aumento de potência. O teste de Morse pode ser visto na Figura 19:

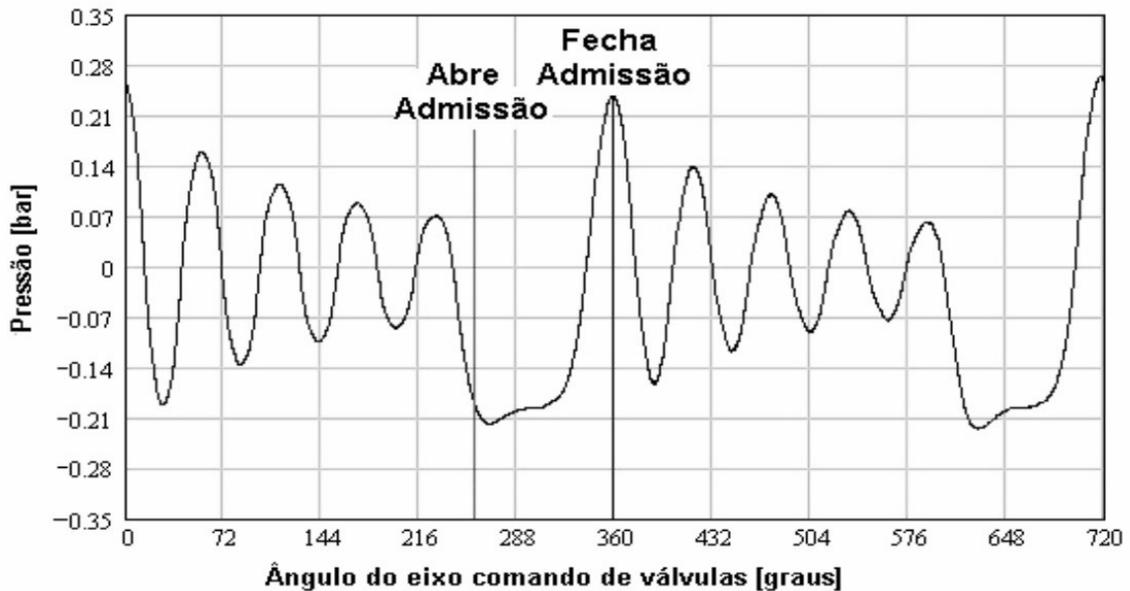
Figura 19 – Registro de Pressões: velocidade constante do motor, dois comprimentos diferentes de dutos de admissão



Fonte: Adaptado de (MORSE; BODEN; SCHECTER, 1938).

PEREIRA (2008) representa muito bem a excitação gerada pela abertura e fechamento de válvula nos dutos de admissão na Figura 20. Pode ser visto que o fechamento da válvula causa uma excitação nos gases admitidos, resultando em uma oscilação de pressão na porta da válvula.

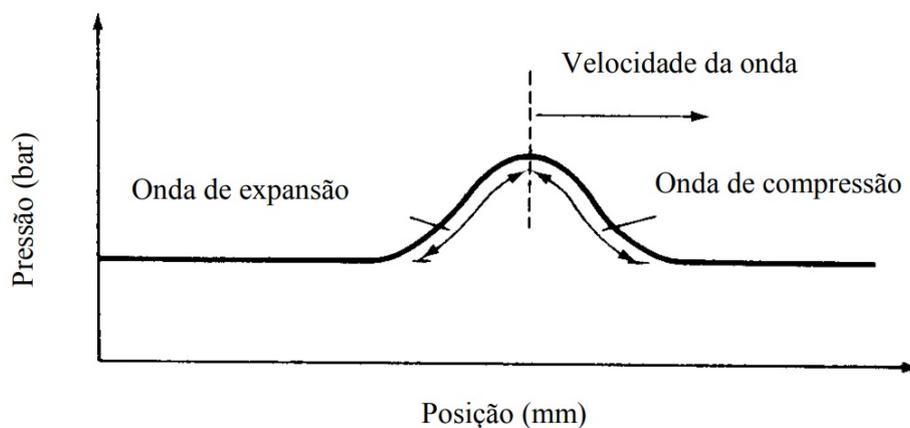
Figura 20 – Variação da pressão na porta da válvula de admissão em função do ângulo do eixo comando de válvula para um ciclo do motor.



Fonte: (PEREIRA, 2008).

Ocorrendo o movimento da válvula, cria-se uma compressão na camada de gás vizinha à válvula, que fica com a pressão ligeiramente maior que a seguinte, expandindo-se contra a mesma. A camada vizinha, então, ficará mais comprimida que a adjacente, comprimindo-a, e assim por diante. Este processo de compressões e expansões sucessivas leva um tempo finito, e, portanto, a resposta da aplicação de uma perturbação de pressão (onda de pressão) propaga-se com uma velocidade finita denominada “velocidade de propagação da perturbação da pressão”, igual a velocidade do som no meio.(PEREIRA, 2008). Figura 21.

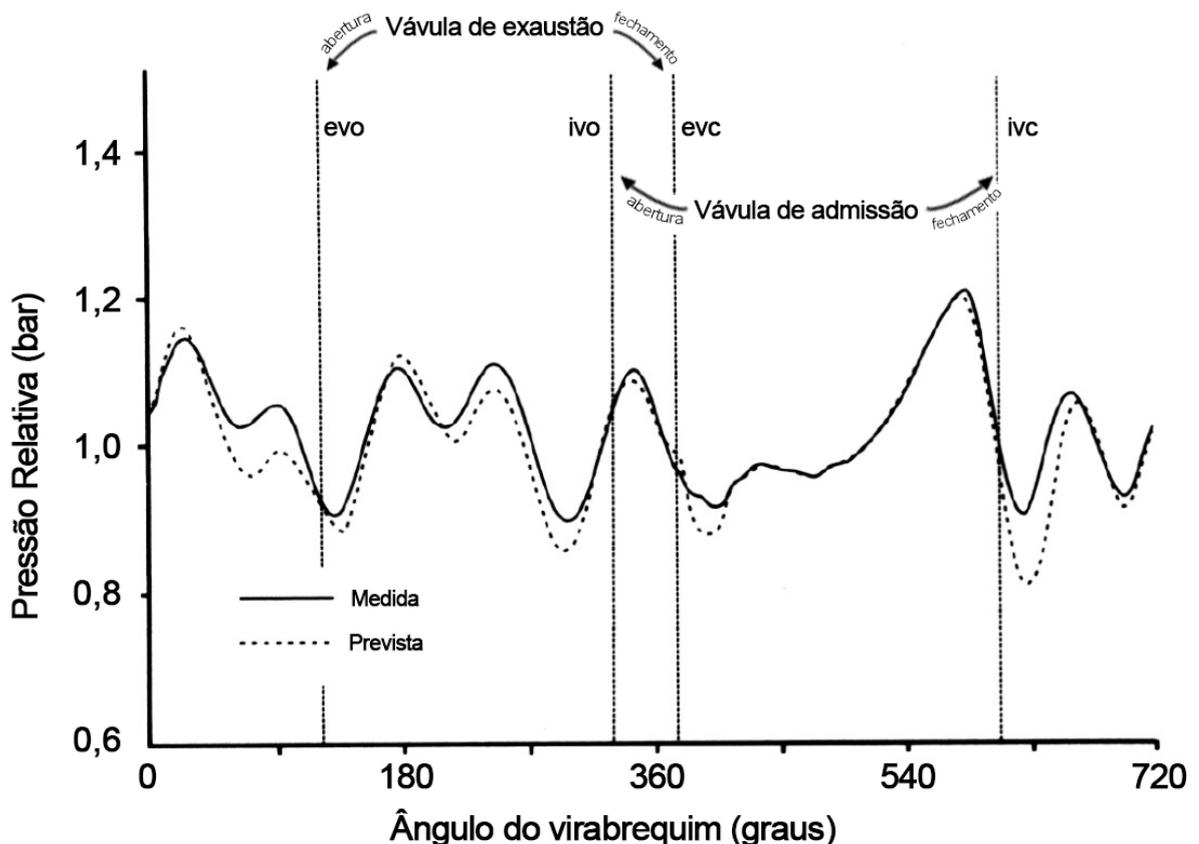
Figura 21 – Onda de pressão em função da posição



Fonte: (PEREIRA, 2008).

Um estudo mais detalhado é apresentado por PEARSON e WINTERBONE (1990), sintetizado na Figura 22 que mostra a variação de pressão medida no cabeçote, antes da válvula de admissão em função de um ciclo completo do Motor de Combustão Interna, portanto é a variação de pressão imposta à parte terminal do coletor de admissão.

Figura 22 – Variação da pressão na porta da válvula de admissão, em função do ângulo do virabrequim



Fonte: Adaptado de (PEARSON; WINTERBONE, 1990).

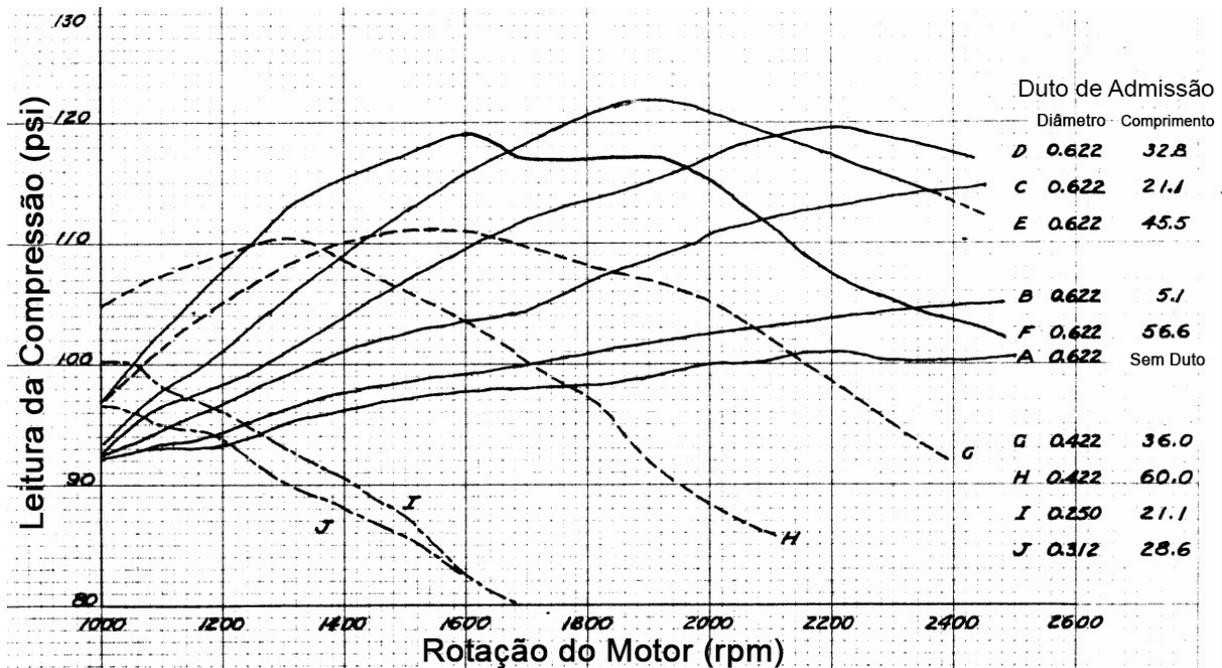
Dessa forma, as variações no tempo do escoamento no cilindro bem como a abertura e fechamento da válvula de admissão, causam ondas de expansão que são propagadas no coletor de admissão. Estas ondas de expansão podem ser refletidas para o *plenum* do coletor de admissão causando ondas de pressão positivas na direção do cilindro. Sintonizando corretamente o tempo destas ondas, a onda pressão positiva irá promover um aumento de pressão na válvula de admissão no final do ciclo de admissão, causando um aumento de massa no enchimento do cilindro. Assim, o sistema de admissão é chamado de sintonizado. (SIMÕES, 2010)

Além dos efeitos inerciais e ondas de pressão descobertos em 1938 por MORSE, BODEN e SCHECTER (1938), pode-se citar ENGELMAN (1953) que no início dos anos 50 começou a estudar fenômenos de aumento da troca de ar em motores. Em seu trabalho ENGELMAN (1953) definiu o sistema de admissão como um ressonador de Helmholtz e reescreveu a 2.11 da frequência de ressonância (f_0) de um ressonador que suprisse as características de um motor de ciclo dois tempos, a principal diferença entre os dois modelos é a distinção entre as cavidades e a indutância acústica do cilindro. A equação encontrada por ENGELMAN (1953) é Eq.2.14.

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{L_1 + L_2}{L_1 L_2 V}} \quad (2.14)$$

ENGELMAN (1953) desenvolveu estudos experimentais, em que foi possível perceber que, de acordo com o duto E (duto com dimensões 0,622 pol. de diâmetro e 45.5 pol. de comprimento), por exemplo, visto na Figura 23 é possível produzir pelo menos 15% mais compressão do que a sem o duto de admissão para toda a extensão de rotações entre 1450rpm e 2350rpm. Os outros dutos apresentaram resultados semelhantes.

Figura 23 – Resumo dos testes de compressão com escape aberto



Fonte: Adaptado de (ENGELMAN, 1953).

Após diversos estudos práticos, ENGELMAN (1953) descobriu o comprimento ideal para cada velocidade do motor. A tabela com os resultados pode ser observada na Tabela 1.

Tabela 1 – Frequência de ressonância estática de Helmholtz e velocidade do motor na compressão máxima.

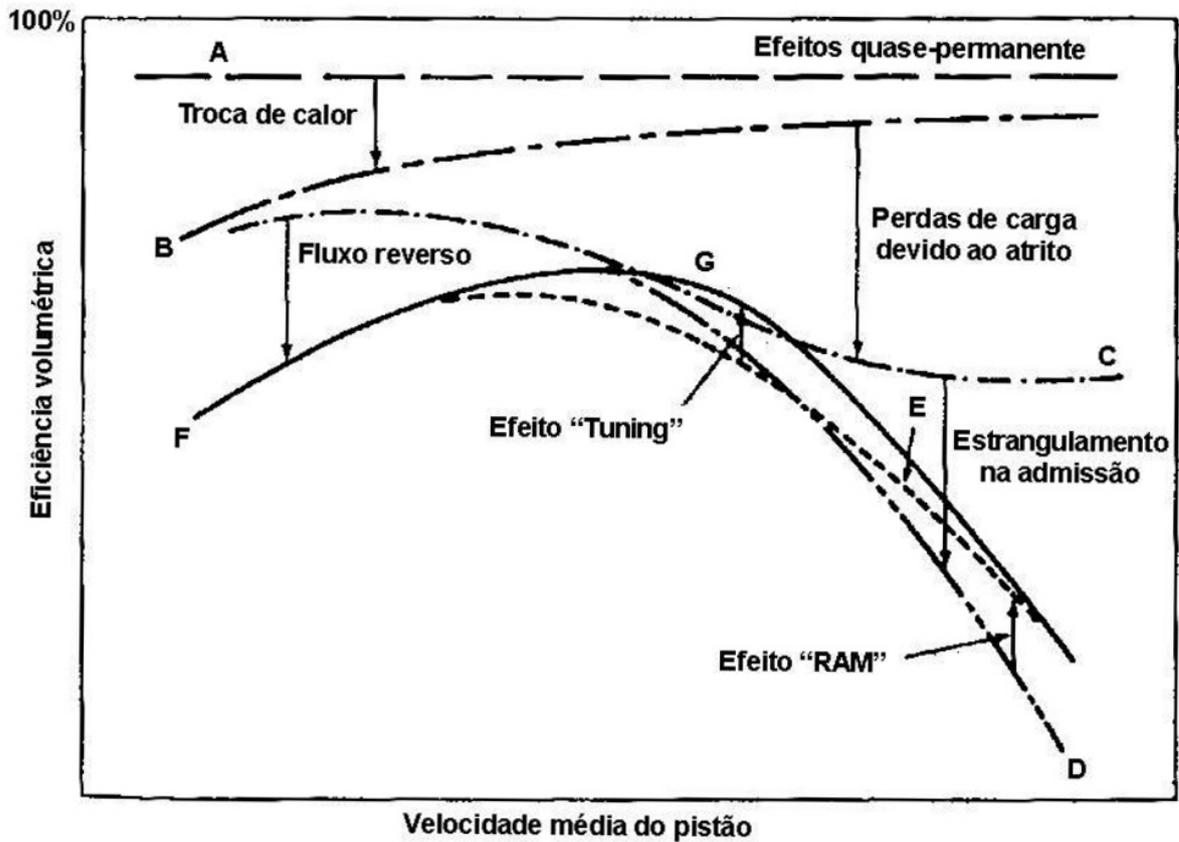
Duto Diam. pol.	Compr. pol.	Freq. de Res. cps	Motor rps	Razão
0,622	56,6	59,0	26	2,21
0,622	45,5	65,7	31,7	2,08
0,622	32,8	76,9	36,7	2,105
0,422	60,0	39,0	21,6	1,805
0,422	36,0	50,0	25,7	1,95

Fonte: (ENGELMAN, 1953)

Como pode ser visto na Tabela acima, a razão ideal entre a frequência de ressonância de Helmholtz e a velocidade do motor em rotações por segundo é aproximadamente 2. Assim, a frequência do ressonador de Helmholtz obtida pela Eq.2.14 deve ser duas vezes o frequência de velocidade do motor.

Os diferentes efeitos do escoamento de ar que ocorrem no sistema de admissão podem ser analisados de forma compilada na Figura 24.

Figura 24 – Efeitos de diferentes fenômenos do escoamento do ar na eficiência volumétrica do motor em função da velocidade



Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988).

Além dos fatores já apresentados deve-se destacar neste gráfico a perda de carga devido ao atrito, que é um dos grandes responsáveis pela perda de pressão no sistema de admissão. Conforme (SIMÕES, 2010) testes realizados em regime permanente envolvendo toda a faixa de velocidade do motor mostram que a perda de pressão depende do quadrado da velocidade, destacando assim sua importância na redução da eficiência volumétrica do motor.

3 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ADMISSÃO

O objeto de estudo deste trabalho é a otimização de coletores de admissão em motores MCI a partir da aplicação de um sistema de *runners* de geometria variável que faz uso dos conceitos de acústica e ondas de pressão como *ram charging* e ressonador de Helmholtz apresentados anteriormente. Observe-se que dois motores foram numericamente analisados, um deles sendo um motor monocilindro, existente e em operação usado pela equipe de competição F-CEM/UFSC, e outro motor, de seis cilindros, criado virtualmente no AVL-BOOST e operando em regime de combustão HCCI. A seguir, são brevemente descritos cada um destes motores.

3.1 Motor monocilíndrico de ignição por faísca

Um dos sistemas a ser otimizado neste trabalho é o coletor do motor da motocicleta BMW G450X atualmente utilizado no veículo da equipe de competição F-CEM da Universidade Federal de Santa Catarina. O motor pode ser visto na Figura 25 e as especificações técnicas dele podem ser vistas na Tabela 25.

Figura 25 – Motor BMW G450X e suas especificações técnicas



BMW G450X

Deslocamento	449.50 cc
Tipo	Monocilindrico, 4 Tempos
Potência	51,7 HP (29.4 kW) a 7000 RPM
Torque	42,80 Nm (4.4 kgf-m) a 6500 RPM
Taxa de Compressão	12,0:1
Diâmetro do Pistão	98,0 mm
Deslocamento do Pistão	59,9 mm

Fonte: Autor.

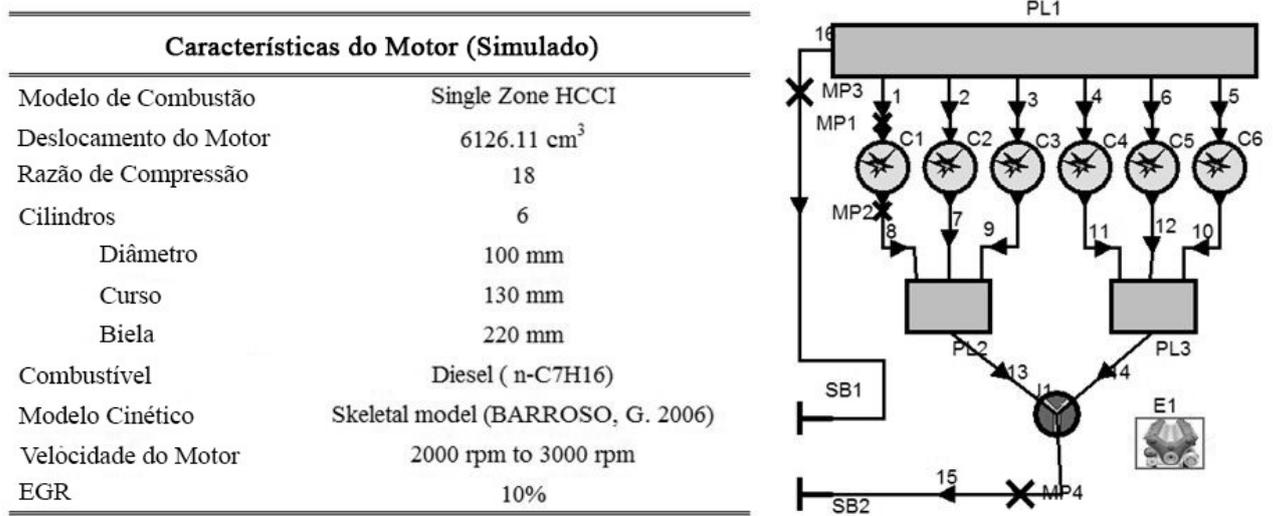
Mais informações sobre a equipe e o sistema de admissão utilizados podem ser encontradas no apêndice B.

3.2 Motor 6 cilindros HCCI

O segundo sistema utilizado para análise foi o motor HCCI de seis cilindros, suas características e modelo podem ser vistos na Figura 26.

O motor utilizado é o mesmo presente no artigo encontrado no Apêndice A, onde este poderá fornecer mais informações acerca do sistema.

Figura 26 – Características do motor e modelo em AVL.



Fonte: Apêndice A.

Conforme se percebe na Figura 26, a faixa de rotação em que opera o motor HCCI criado virtualmente neste trabalho é muito mais estreita do que o BMW monocilíndrico, isso se deve as características do modelo de ignição por compressão que ainda possui certas limitações de operação em relação a variações bruscas de velocidade.

3.3 Comprimento Ideal do Runner

3.3.1 Motor G450x

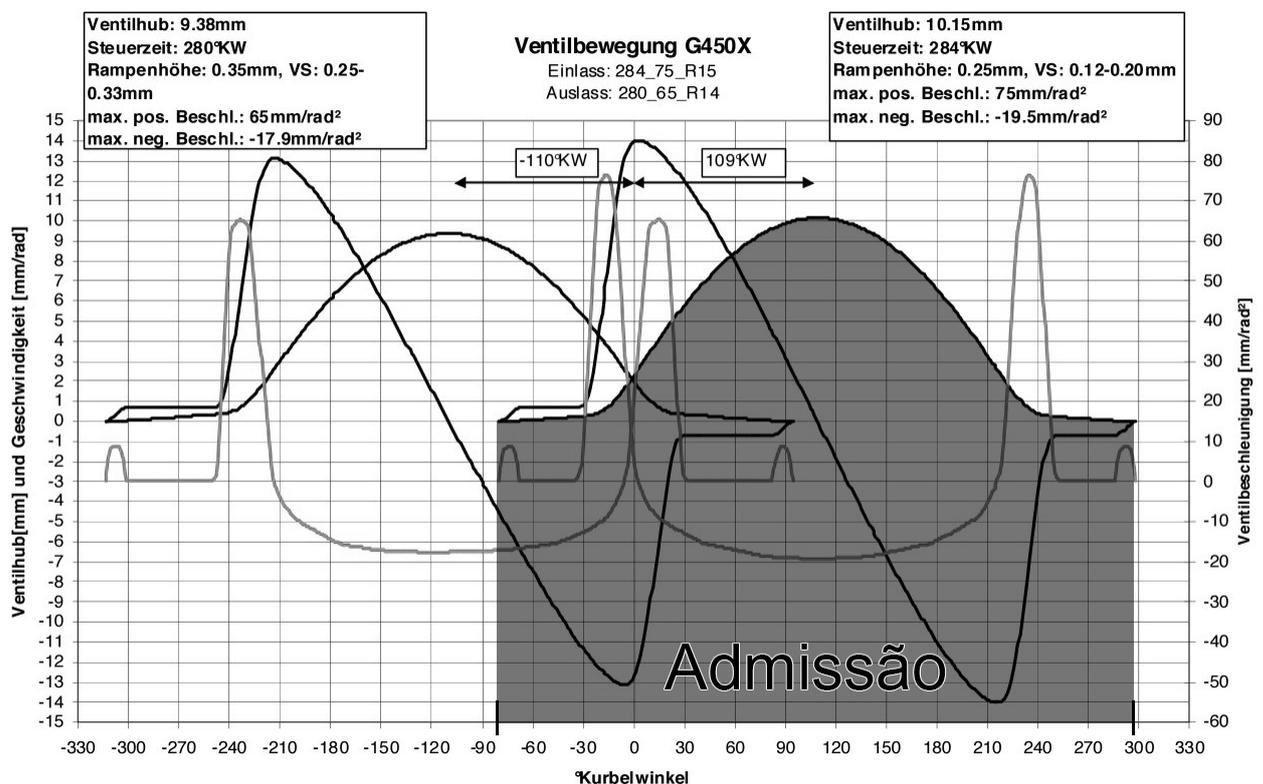
Foi considerado que a situação ideal de reflexão da onda dentro do runner ocorra de forma que, uma vez que a válvula se abra, a onda de expansão gerada por ela se propague até o fim do duto, seja refletida em forma de onda de pressão e retorne a válvula momentos antes do fechamento completo desta.

Como apresentado anteriormente por (PEARSON; WINTERBONE, 1990), as ondas dentro dos dutos se propagam na velocidade do som no meio, que para 25 C° é

aproximadamente 346,3 m/s.

Além disso deve-se levar em conta o tempo de abertura da válvula de admissão. Como pode ser observado na Figura 27, constata-se que ela abre aproximadamente em $-75,5^\circ$ e fecha em 293° , sendo assim ela se mantém aberta por $368,5^\circ$ ou 51,18% do período que compreende os 4 tempos.

Figura 27 – Ângulo de abertura da válvula de admissão.

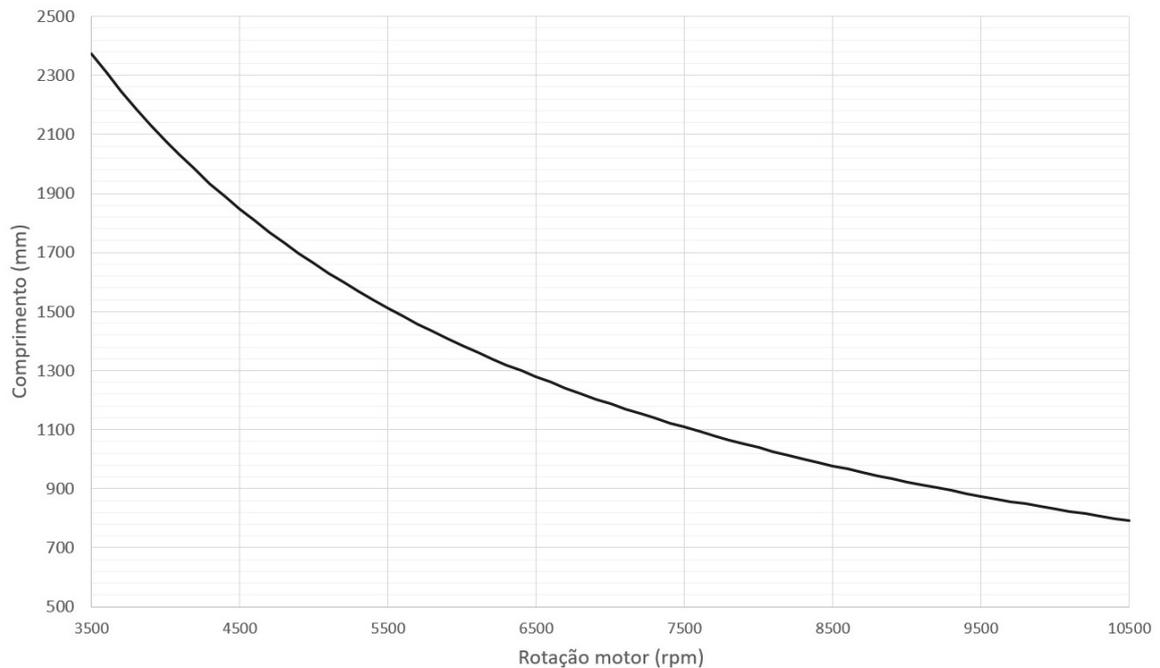


Fonte: Manual BMW G450x.

Uma vez que o objetivo é que a onda de expansão seja refletida no plenum, e que seja refletida na forma de onda de pressão e alcance a válvula de admissão próximo do seu fechamento completo, cerca de 30° antes, depois de $338,5^\circ$ de giro do virabrequim, é necessário que se faça o tuning ou sintonia dos sistemas de admissão e exaustão.

O comprimento necessário do duto de admissão para que ocorra essa sintonia de acordo com a rotação do motor pode ser vista no gráfico apresentado na Figura 28. Os valores foram obtidos utilizando-se o *software* Excel. Para o cálculo foi considerado que as ondas de pressão e expansão se propagam na velocidade do som e que a onda refletida retorne à válvula um pouco antes de seu fechamento.

Figura 28 – Comprimento ideal do *runner* para diferentes velocidades do motor.



Fonte: Autor.

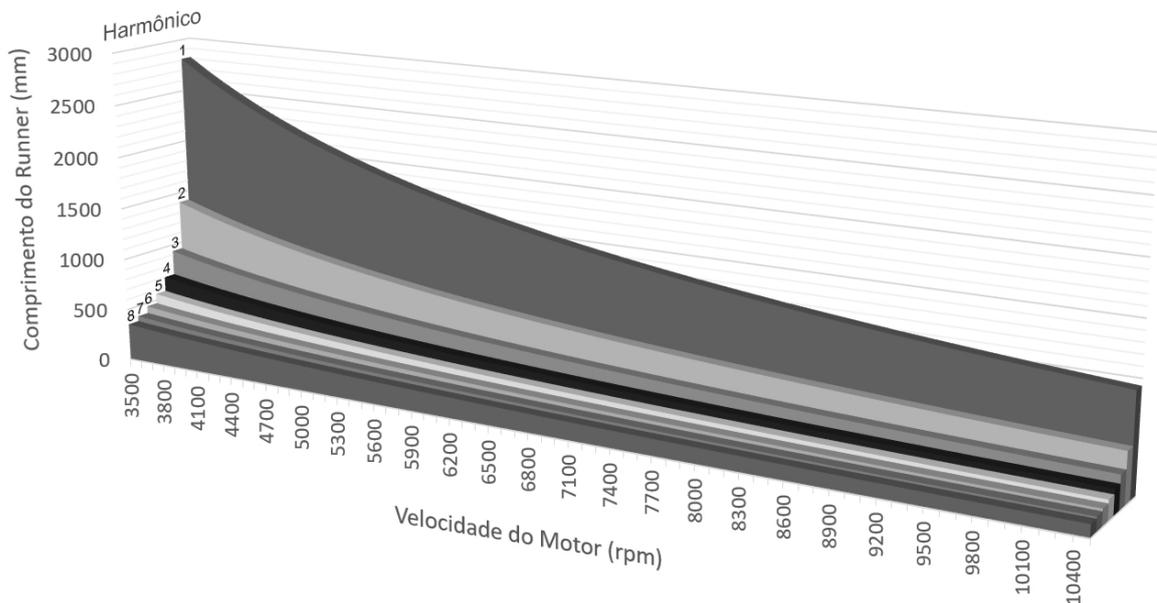
Pode-se perceber que quanto maior a rotação menor deve ser o comprimento do duto de admissão, isso faz sentido, pois quanto maior for a velocidade do motor menos tempo a onda tem para se propagar exigindo assim comprimentos menores do duto. No entanto como pode ser visto no gráfico, o menor comprimento apresentado é de 791,54 mm na velocidade máxima do motor e 2374,63 mm para a rotação mais baixa, valores que são inviáveis de serem colocados em prática, não somente pela grande perda de carga que ocorreria nos dutos, mas também pelas limitações geométricas do veículo fórmula.

Como uma alternativa a este problema relacionado ao comprimento do duto de admissão, surgem as frequências harmônicas, ou seja, ao invés de as ondas viajarem pelos dutos somente uma vez ida e volta, estas podem ir e voltar diversas vezes, desde que em uma destas vindas a onda de pressão coincida com o ponto de interesse.

O grande problema em se utilizar ondas harmônicas é a perda de energia que ocorre durante a sua propagação, já que quanto maior a ordem da harmônica maior será a perda.

Expandindo o gráfico mostrado na Figura 28, pode-se visualizar o comprimento ideal variando não somente pela velocidade do motor em rpm, mas também em relação a diferentes ordens de harmônicas. A Figura 29 demonstra essa abordagem.

Figura 29 – Comprimento ideal do *runner* para diferentes harmônicas.



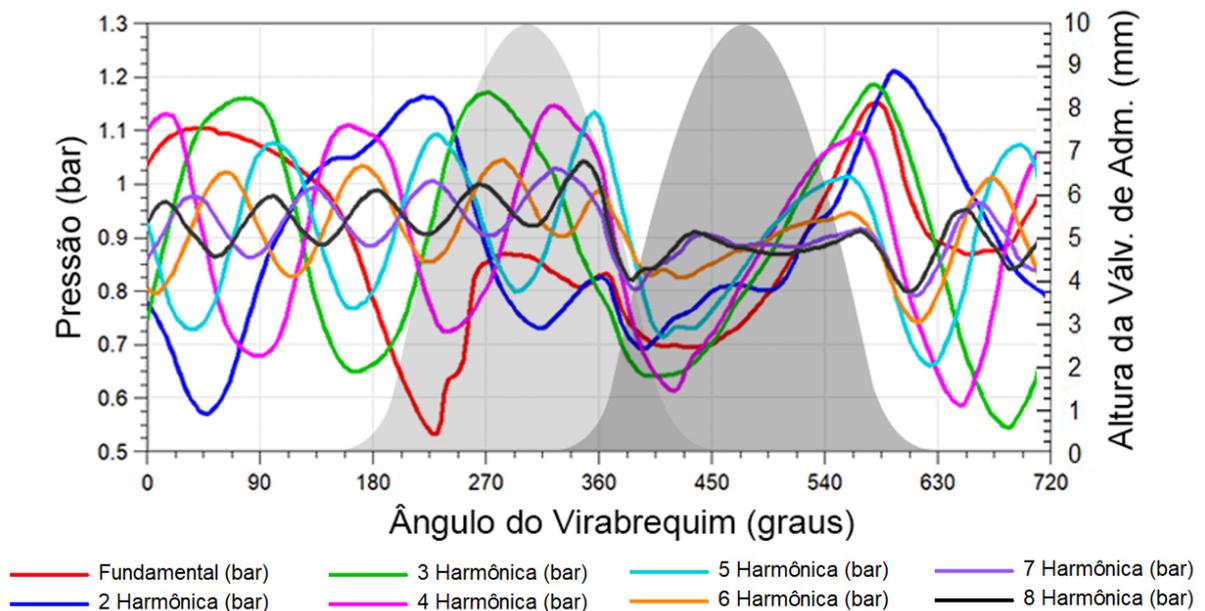
Fonte: Autor.

Como pode-se ver na Figura 29, quanto maior a ordem do harmônico, menor é o comprimento requerido para o *runner*, esse efeito ocorre pois a velocidade de propagação da onda se mantém e com a diminuição da frequência de oscilação também cai o comprimento de onda λ , onde para a segunda harmônica o valor de λ é metade da frequência fundamental, para a terceira harmônica λ é um terço da frequência fundamental e assim sucessivamente.

A ausência de harmônicas superiores a ordem 8 se deve ao fato de o comprimento final ficar muito pequeno, sendo impraticável para o veículo.

Na Figura 30 podem ser vistos os valores de pressão na porta da válvula para diferentes ordens de harmônicas, salientando que os valores mostrados foram obtidos em uma velocidade constante do motor na ordem de 7000 rpm.

Figura 30 – Pressão na porta da válvula para diferentes harmônicas em 7000rpm.



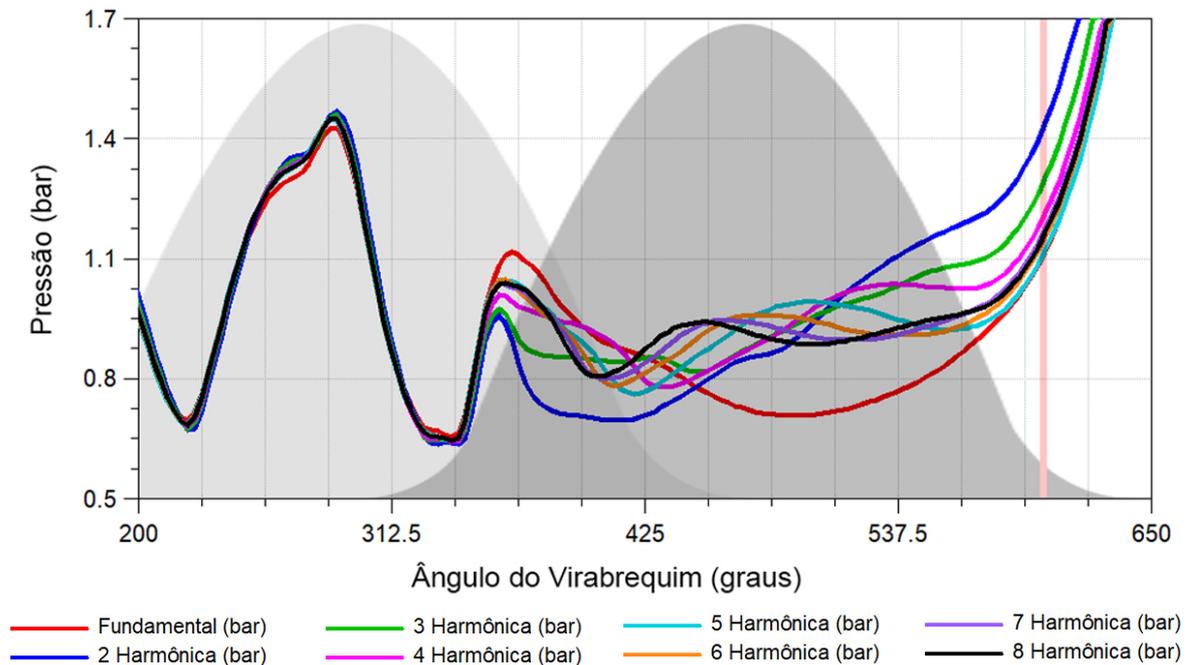
Fonte: Autor.

Pode-se perceber no gráfico, que, conforme a ordem da harmônica aumenta, a perda de energia também cresce, favorecendo as ordens menores. Com esse princípio em mente é possível entender o que é explanado a seguir. O pico de pressão máxima que se obtém próximo ao fechamento da válvula passa de 1,2 bar para a segunda harmônica enquanto ao mesmo tempo a oitava harmônica se encontra próxima de 0,8 bar, uma diferença de 33%.

Deixando de lado a análise do pico de pressão e analisando o enchimento da câmara em toda a sua duração, percebe-se que a baixa amplitude da oitava harmônica garante uma pressão de gás admitido mais constante e homogêneo do que as outras harmônicas. Durante a admissão a variação no valor de pressão oitava harmônica não chegou a 10%, enquanto para a terceira harmônica essa mesma variação ficou próxima de 45%.

Além das pressões na porta da válvula de admissão também devem ser levados em conta os valores de pressão durante e ao fim do enchimento dentro do cilindro para as diferentes ordens de harmônicas, esses valores podem ser vistos na Figura 31.

Figura 31 – Pressão interna do cilindro para diferentes harmônicas em 7000rpm.

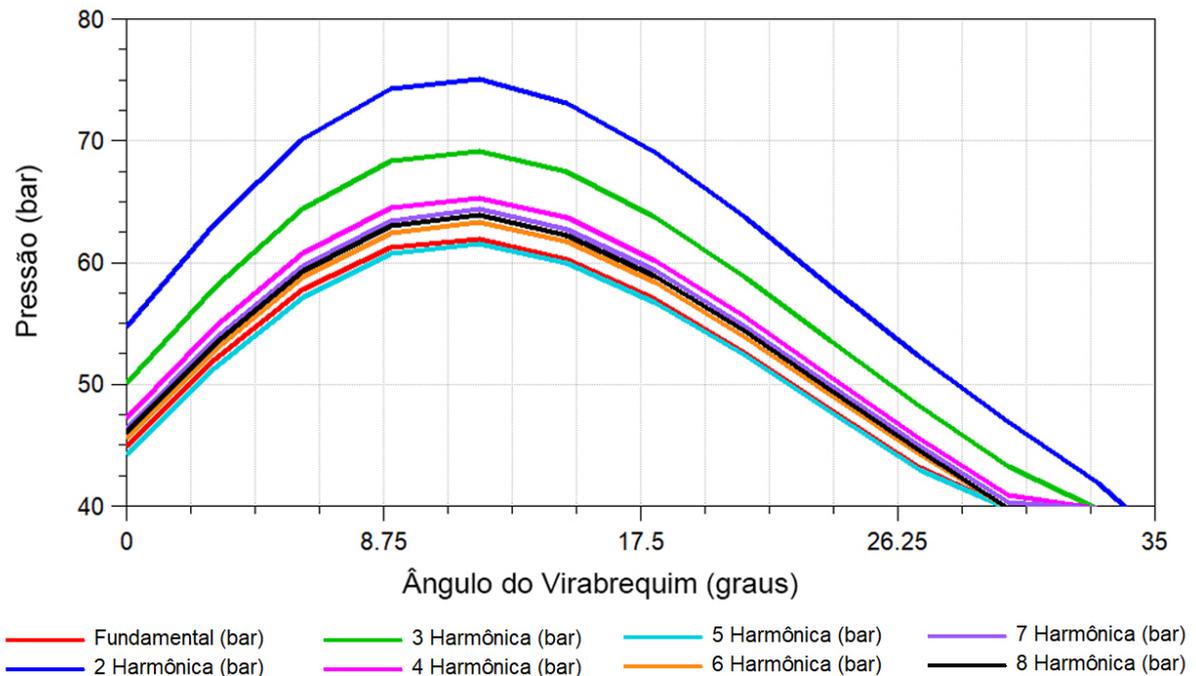


Fonte: Autor.

Analisando os valores próximos ao fechamento da válvula, percebe-se que a oitava harmônica não ficou entre os valores mais baixos, mesmo apresentando o menor pico de pressão, o enchimento mais constante da câmara fez com que a pressão final superasse a pressão das harmônicas cinco e seis, além de ficar emparelhada com sétima harmônica, o que faz muito sentido físico, uma vez que as duas harmônicas se comportaram de forma semelhante durante a admissão.

A fim de reforçar as informações já observadas, pode-se comparar o valor máximo de pressão obtido no cilindro após a ignição do combustível. O valor máximo de pressão é intimamente ligado à pressão da câmara antes da compressão e influência diretamente na quantidade de trabalho realizado pelo motor. A Figura 32 apresenta o valor máximo de pressão do ciclo Otto para as mesmas condições dos últimos gráficos.

Figura 32 – Pressão máxima no cilindro para diferentes harmônicas em 7000rpm.



Fonte: Autor.

Como visto na Figura 31, a pressão obtida pela oitava harmônica no pico pressão do motor ficou acima de outras harmônicas como a quinta e a sexta, além disso novamente acompanhou a pressão resultante da sétima harmônica onde as duas ficaram quase empatadas em quarto lugar, com uma leve vantagem da sétima.

É importante ressaltar que, devido ao modelo utilizado, a pressão máxima no cilindro ocorre logo após o virabrequim realizar as duas voltas que totalizam os 720° , ou seja próximo ao ângulo zero do gráfico.

Devido as limitações geométricas do veículo fórmula que possui pouco espaço para o sistema de admissão foi definido que a melhor harmônica a ser utilizado é a oitava, o comprimento máximo do tudo de admissão requerido por essa harmônica fica na casa de 350 mm e valor mínimo de 117 mm, uma variação de 233 mm, que facilita bastante a implementação de um sistema de admissão variável. Por mais que a sétima harmônica oferecesse valores levemente superiores a oitava, entendeu-se que o aumento de quase 15% no comprimento dos dutos e a dificuldade de implementação não seriam compensados por essa leve melhora de pressão.

Os valores obtidos para a oitava harmônica podem ser vistos na tabela Tabela 2.

Tabela 2 – Comprimentos ideais para a oitava harmônica.

Rotação (rpm)	3500	4500	5500	6500	7500	8500	9500	10500
Comprimento (mm)	351,74	273,58	223,83	189,40	164,14	144,83	129,59	117,25

Fonte: Autor.

3.3.2 Motor HCCI 6 cilindros

Conforme pode ser visto no artigo encontrado no Apêndice A os comprimentos de admissão escolhidos para avaliar o comportamento no motor HCCI foram: 448 mm, 560 mm, 700 mm, 875 mm e 1093,75 mm.

3.4 Simulação numérica

Como forma de prever o funcionamento de motores de combustão interna, são utilizados *softwares* de simulação como GT-POWERTM, Lotus Engine SimulationTM, Ricardo WAVETM e AVL BOOSTTM, estes são capazes de apresentar dados muito próximos dos reais, principalmente por oferecerem aos usuários diversas formas de refinamento do modelo utilizado.

O *software* utilizado para este estudo foi o AVL BOOSTTM que, conforme a desenvolvedora, é um software de simulação de motores de combustão interna totalmente integrado. Ele oferece modelos avançados que permitem uma previsão, algumas vezes bastante acurada, do desempenho do motor assim como emissões e acústica, sendo este último um dos focos deste trabalho. A disponibilidade do programa AVL-BOOST no Laboratório de Motores de Combustão Interna - LABMCI/CTJ/UFSC, assim como a vasta literatura e trabalhos de análises numéricas já realizadas por outros autores utilizando este programa foram os aspetos que contribuíram para a escolha AVL-BOOST para realizar as análises.

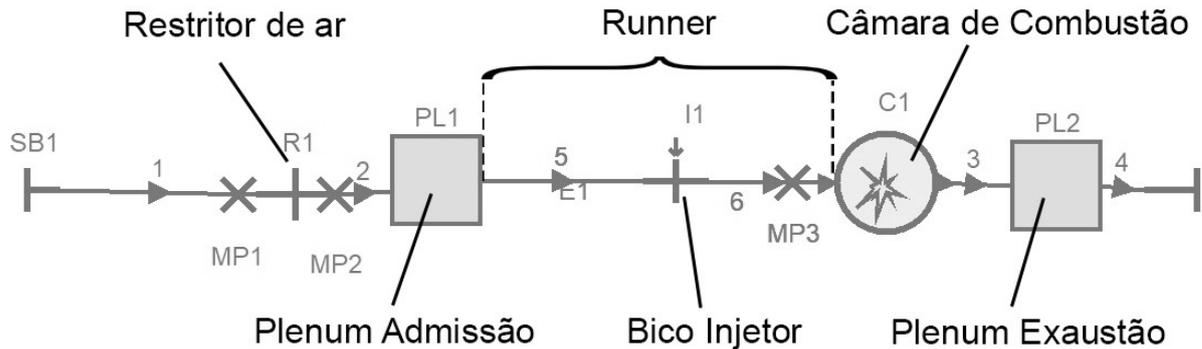
3.4.1 Modelos dos motores em AVL BOOST

Motor G450X

Primeiramente para o desenvolvimento de um modelo computacional do veículo foram obtidos dados técnicos através de catálogos fornecidos pelo fabricante e medições feitas em laboratório pela própria equipe F-CEM.

Uma vez que as informações do sistema foram compiladas, foi possível o desenvolvimento do modelo em AVL BOOST para a motorização do veículo fórmula que pode ser visto na Figura 33, pode-se ver também o nome de diversos componentes que compõe o conjunto como *runners*, *plenuns*, câmara de combustão, entre outros.

Figura 33 – Modelo em AVL do sistema F-CEM.



Fonte: Autor.

Para este sistema foi considerada que a mistura entre ar e combustível se deu de forma perfeita dentro do cilindro e a razão ar-combustível como 13,54.

Além disso a rotação do motor foi variada entre o intervalo de rotações que compreende seu funcionamento, de 3500 rpm até 10500 rpm, sendo possível assim a aquisição de dados para diferentes velocidades de giro.

Dentre todos os componentes definidos no modelo, os primeiros foram aqueles responsáveis pela entrada e saída de ar, estes foram considerados atuando a 1 atm, a temperatura do gás admitido foi considerada como sendo 25°C e a do gás de exaustão 126°C.

O diâmetro interno do *runner* foi fixado em 50 mm e o diâmetro da restrição de ar seguiu a norma da competição de 20 mm. Além disso o volume do plenum de admissão foi definido como três litros e o plenum de exaustão foi definido com um volume de seis litros.

A razão estequiométrica ar/combustível para o bico injetor foi de 14:1 utilizando gasolina como combustível.

Para o *set-up* do cilindro foram utilizadas as dimensões apresentadas na Figura 34.

Figura 34 – Características geométricas do motor G450X.

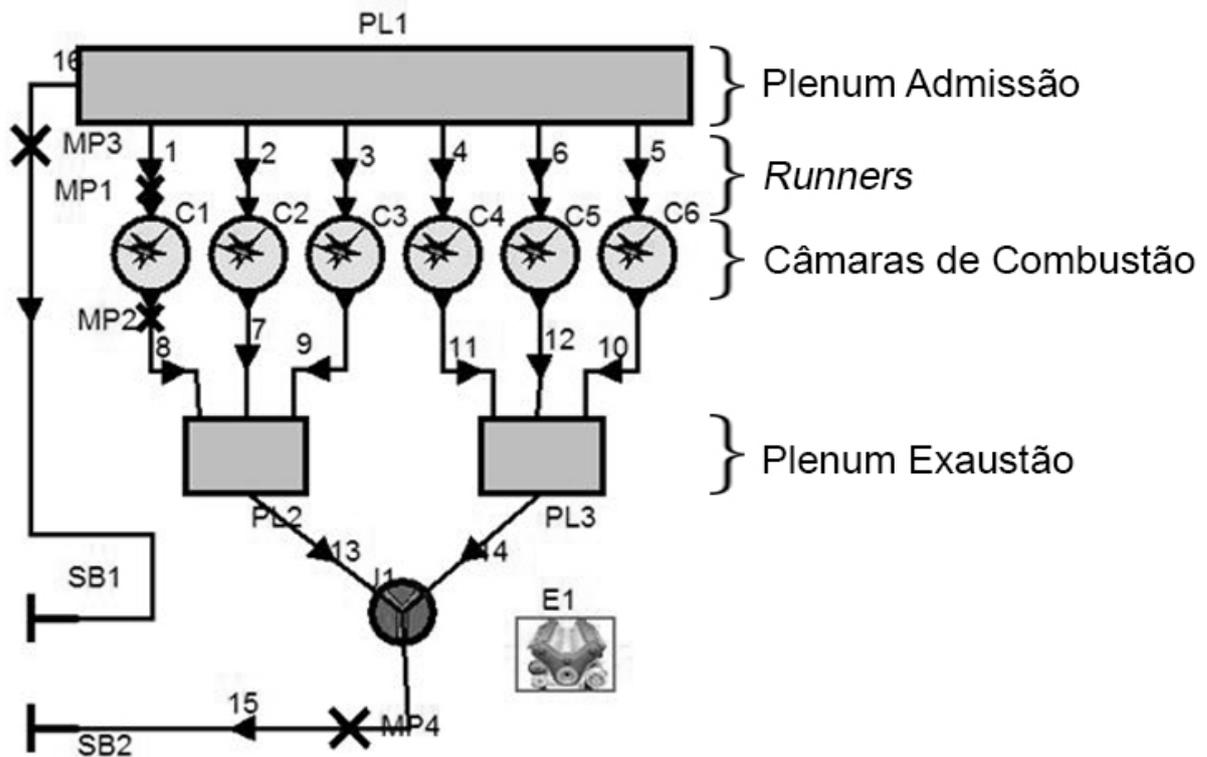
Câmara de Combustão		Válvula de Admissão (VA)		Válvula de Exaustão (VE)	
Diâmetro do Pistão	98 mm	Abertura da VA	292°	Abertura da VE	66°
Curso do Pistão	59,6 mm	Fechamento da VA	660°	Fechamento da VE	434°
Taxa de Compressão	12:1	Diâmetro da VA	40 mm	Diâmetro da VE	33 mm
Comprimento da Biela	143 mm	Levantamento da VA	10 mm	Levantamento da VE	10 mm

Fonte: Autor.

Motor HCCI 6 cilindros

O modelo em AVL Boost desenvolvido para o motor HCCI pode ser visto na Figura 35, na imagem também podem ser vistas a descrição das diferentes partes que compõem o modelo. Informações adicionais da configuração do motor são apresentadas no Apêndice A.

Figura 35 – Modelo em AVL do sistema HCCI 6 cilindros.



Fonte: Autor.

3.4.2 Modelos fenomenológicos da simulação numérica

Como descrito anteriormente, o AVL-BOOST disponibiliza uma vasta base de dados de modelos zero dimensionais e unidimensionais para realizar a simulação numérica. A vantagem destes modelos é que são simplificados e não precisam de

grandes recursos computacionais, quando comparados aos modelos em Dinâmica de Fluidos Computacional. A seguir, é feita uma breve descrição dos modelos fenomenológicos de transferência de calor, perda de carga e combustão utilizados neste trabalho.

a) Modelo de troca de calor

A perda de calor presente nos dutos foi calculada por *Reynolds analogy*, que permite tanto o fluxo de calor do duto e para o duto.

O modelo utilizado para troca de calor dentro do cilindro foi o *Woschni 1990*, este prevê o parâmetro *Vibe* para motores com preparação de mistura interna, uma vez que certos parâmetros sejam fornecidos, como: Velocidade do motor, atraso de ignição, razão ar-combustível e as os tempos de abertura e fechamento da válvula de admissão.

b) Modelo de perda de carga

Para encontrar a perda de pressão por forças viscosas que ocorre nos dutos foram utilizadas as equações de Hagen–Poiseuille, que garantem uma boa aproximação para fluidos newtonianos escoando em dutos cilíndricos.

c) Modelo de combustão

O modelo de combustão utilizado no motor G450x foi o *Single Vibe Function*, essa função *Vibe* é um método muito conveniente para descrever as características da liberação de calor. É definido pelo início e duração da combustão, baseado em um parâmetro de forma 'm' e um parâmetro 'a' que foram definidos como 1,9 e 6,9 respectivamente. Esses valores poderiam ainda ser especificados como valores dependentes da velocidade do motor (em rpm) e da carga do motor.

Para o motor HCCI foi utilizado o modelo de combustão *Single Zone HCCI*. Note-se que aqui foi utilizado um modelo cinético "semi-detalhado" para a descrição do processo de combustão em regime HCCI. Informações adicionais do modelo cinético podem ser encontradas no Apêndice A.

4 RESULTADOS

4.1 Avaliação de diferentes comprimentos

Como forma de avaliar o impacto de cada comprimento do *runner* nas características do motor foram realizadas simulações no AVL BOOSTTM para diferentes rotações e diferentes comprimentos.

4.1.1 Motor G450X

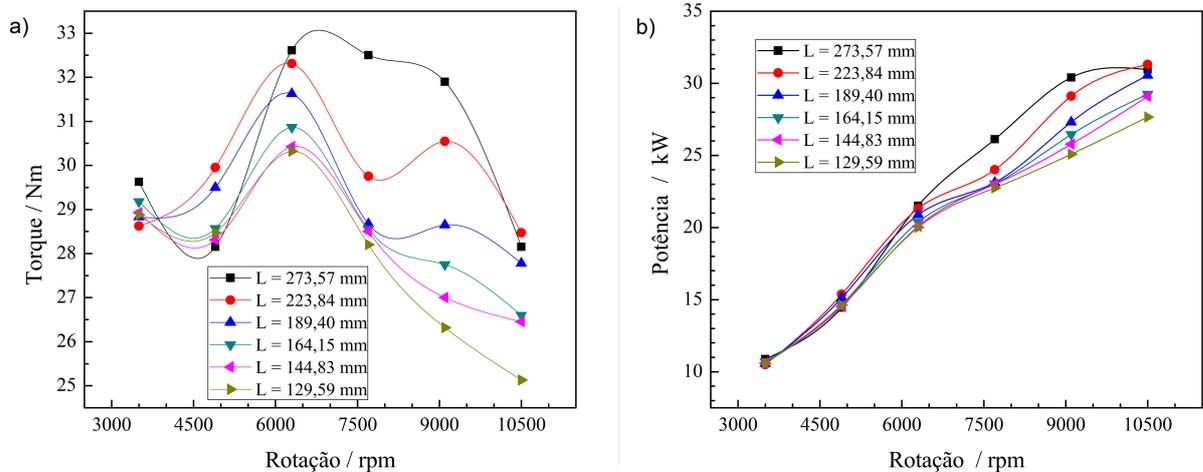
A primeira simulação realizada foi a de torque e pode ser vista na Figura 36.a.

Logo na primeira simulação já fica clara a dominância dos dois maiores comprimentos em relação ao torque, obtendo um valor próximo daquele informado pelo fabricante, entre outros motivos o uso da restrição possui impacto direto na diminuição de torque devido a restrição imposta pela competição.

O segundo estudo realizado foi a variação na curva de potência que pode ser visto na Figura 36.b.

Assim como para o torque os dois maiores comprimentos resultaram nos maiores valores de potência. Vale observar, que o valor de potência encontrado na simulação também ficou abaixo do informado pelo fabricante, da mesma forma que o torque, isso se deve a restrição inserida no sistema de admissão.

Figura 36 – a) Torque e b) Potência.



Fonte: Autor.

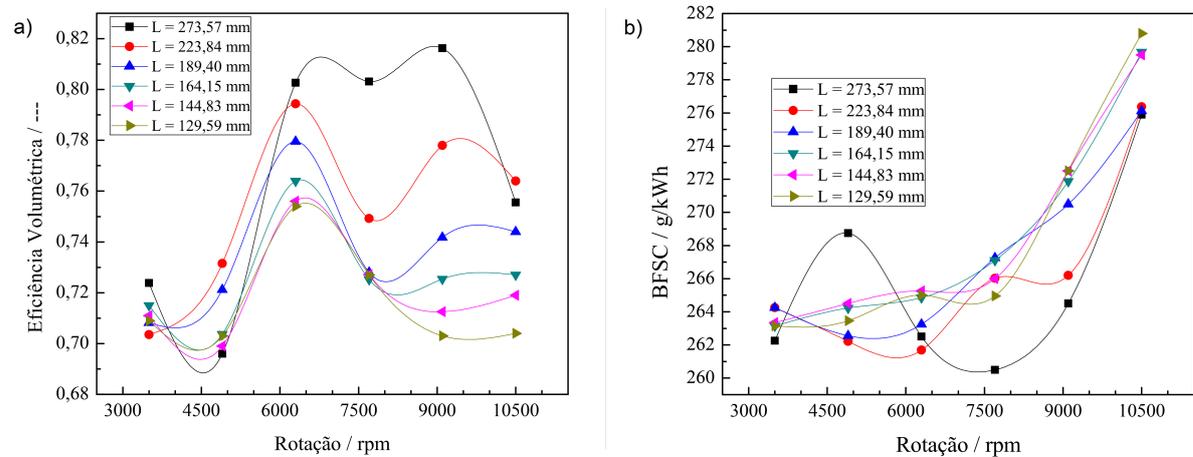
Assim como torque e potência, também foi simulada a curva de eficiência volumétrica do motor, a qual é apresentada Figura 37.a.

Novamente a regra dos comprimentos maiores se faz valer, uma vez que os valores de potência e torque estão diretamente associados a eficiência volumétrica, já era de se esperar que os três gráficos apresentassem comportamentos parecidos quanto a dominância de comprimentos.

A próxima simulação corresponde a curva de consumo específico de combustível (BSFC), que diferentemente dos gráficos anteriores, quanto menor o valor obtido, mais eficiente é o comprimento. Os resultados obtidos podem ser vistos na Figura 37.b.

Os maiores comprimentos também se mostraram mais eficientes no consumo específico de combustível.

Figura 37 – a) Eficiência Volumétrica e b) BSFC



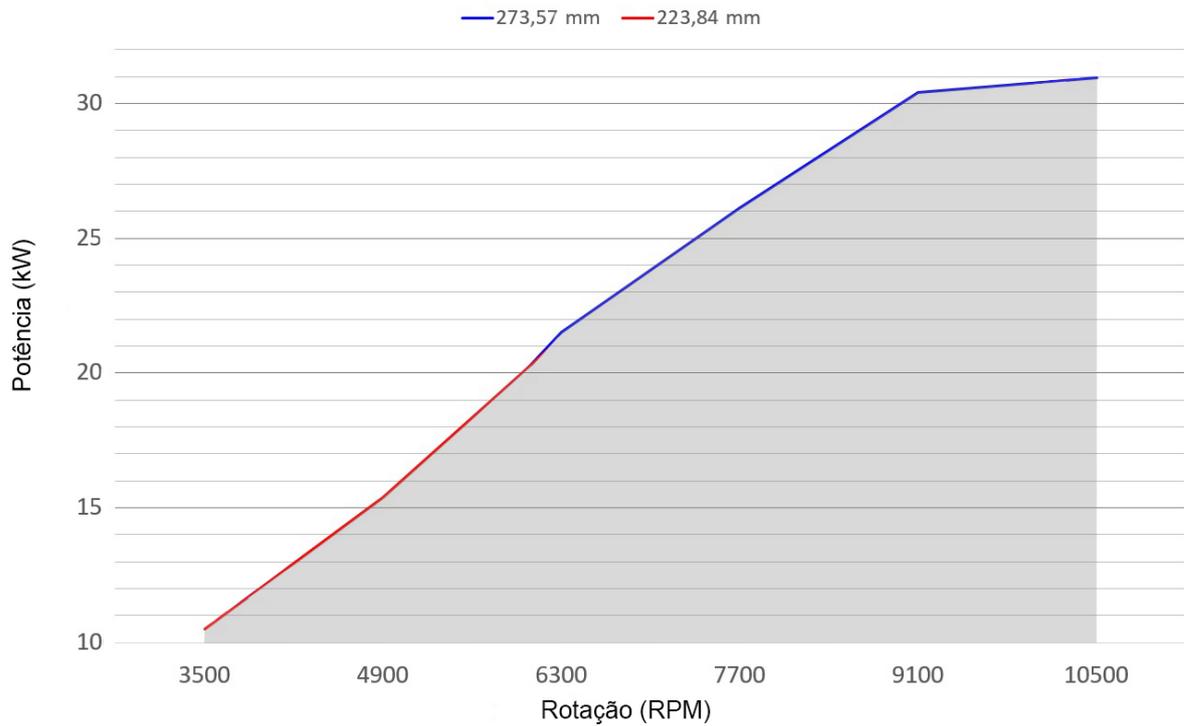
Fonte: Autor.

Logo de início percebe-se que os maiores comprimentos ofereceram os melhores resultados, mais especificamente os comprimentos de 223,84 mm e 273,57 mm, estes dois valores serão chamados respectivamente de comprimento 1 e comprimento 2.

Pelo estudo notou-se que os dois comprimentos escolhidos são suficientes para cobrir quase toda a faixa de rotação do motor, sendo que o comprimento 1 serve bem até ao valor de rotação próximo a 6000 rpm e a partir de então o comprimento 2 é mais vantajoso.

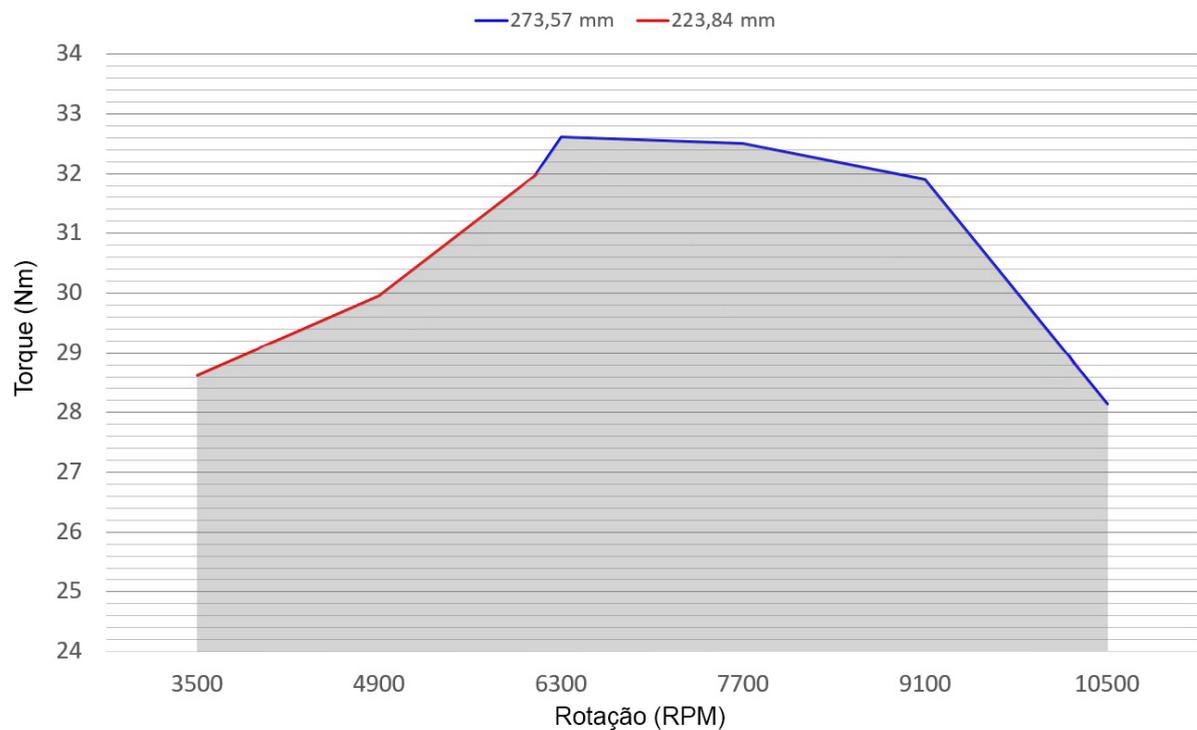
Desta forma os gráficos de torque e potência com o sistema de geometria variável podem ser vistos nas Figuras 38 e 39.

Figura 38 – Gráfico de potência com o sistema de geometria variável.



Fonte: Autor.

Figura 39 – Gráfico de torque com o sistema de geometria variável.

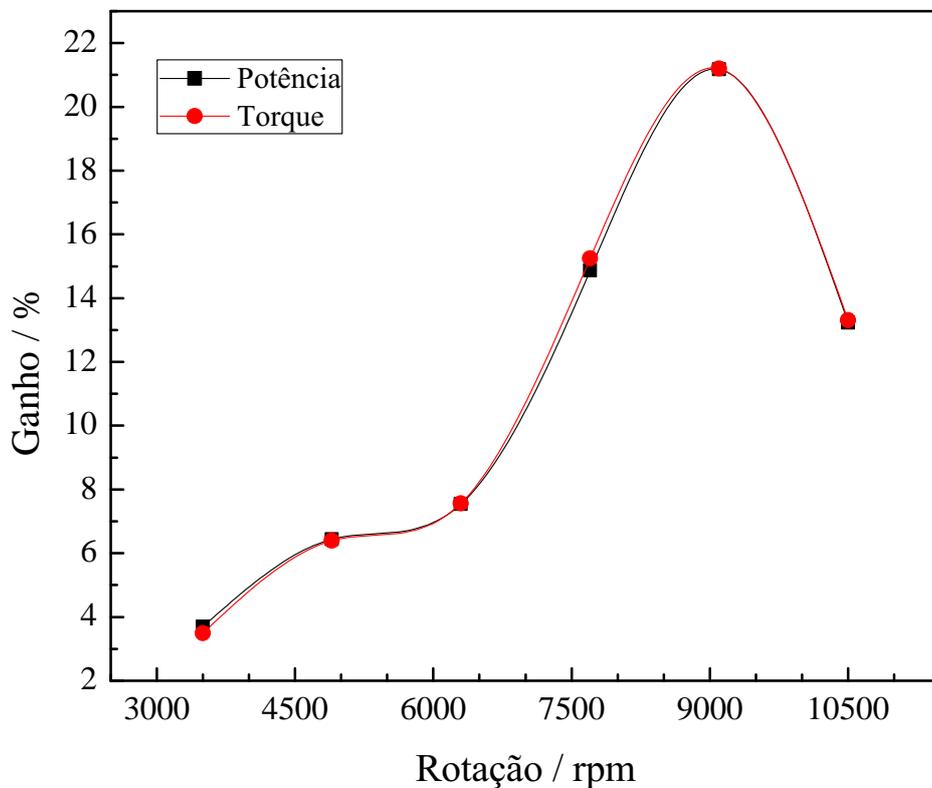


Fonte: Autor.

Em um primeiro momento os resultados encontrados mostraram que

o dimensionamento correto do sistema admissão possui grande impacto nas características do motor, somente ao se variar a geometria do sistema de admissão. Na Figura 40 é mostrada a porcentagem de ganho que ocorreu entre o pior e o melhor resultado para os diferentes comprimentos testados, tanto para potência como para torque.

Figura 40 – Gráfico de ganho em torque potência com o sistema de geometria variável.



Fonte: Autor.

Como se percebe, os ganhos de potência e torque foram bem similares, o menor ganho obtido foi de 4% para os valores de rotação mais baixas e ganho máximo de mais 21% próximo a rotação de 9000 rpm.

Além disso também pode-se comparar o sistema de geometria variável com um sistema estático onde somente um dos dois comprimentos foi escolhido. Em comparação com o comprimento 1 estático, o sistema variável aumentou em a potência em 3,44% e o torque ficou 3,24% maior, já comparado com o comprimento 2 estático, o sistema variável aumentou em quase 0,98% a potência e o torque ficou 1,27% maior.

Nessas circunstâncias percebe-se que, caso o sistema de geometria variável não pudesse ser implementado o melhor comprimento a ser utilizado seria o comprimento 2, que sofreu o menor aumento de potência e torque em relação ao sistema variável.

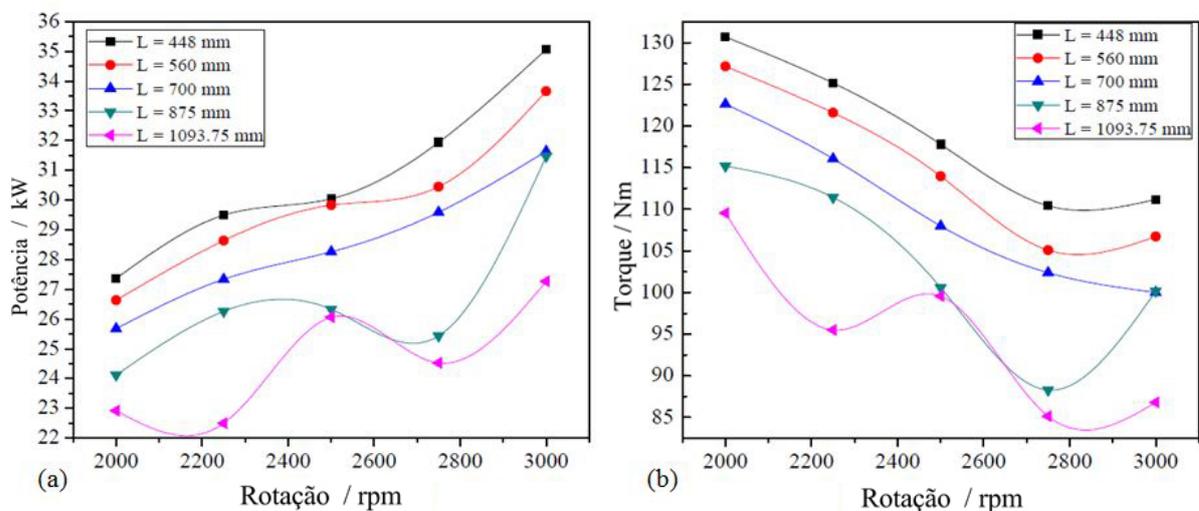
É importante ressaltar também que, fora os aumentos em potência e torque, uma das vantagens apresentadas pelo sistema variável foi a maior uniformidade das curvas de potência e torque, onde este último, por exemplo, apresentou melhorias de até 6,4% na faixa de baixas rotações, deixando a curva de torque mais plana, como pode ser visto na Figura 39.

4.1.2 Motor HCCI 6 Cilindros

De forma análoga foram obtidos os gráficos para o motor HCCI de seis cilindros.

Na Figura 41 pode ser visto o resultado de potência e torque encontrado para diferentes comprimentos de duto.

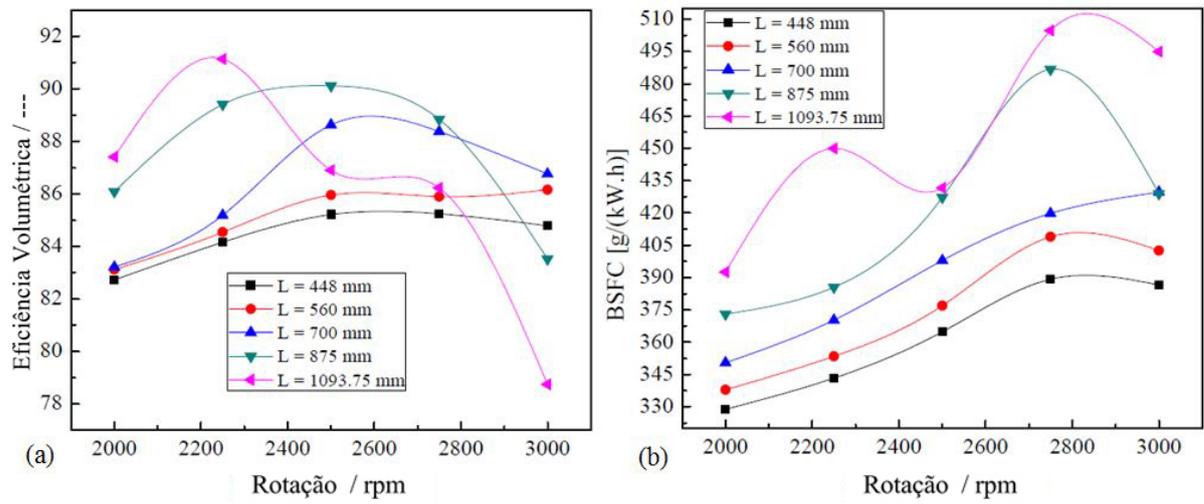
Figura 41 – a) Potência e b) Torque.



Fonte: Autor.

A Figura 42 apresenta o variação da eficiência volumétrica e BSFC para cada comprimento de duto.

Figura 42 – a) Eficiência volumétrica e b) BSFC.



Fonte: Autor.

Resultados adicionais assim como discussões dos mesmos podem ser vistos no anexo A.

5 CONCLUSÕES

Desde 1938 são estudados os efeitos do comprimento do sistema de admissão no funcionamento do motor, nesta época MORSE, BODEN e SCHECTER (1938) já descrevia como essa característica geométrica poderia potencializar as propriedades do motor e desde então os sistemas de admissão mudaram de forma e nunca mais foram os mesmos.

Com o aumento da procura por motores mais potentes o mercado passou a buscar formas de aumentar a performance de motores, entre as alternativas encontradas, a mais fácil e acessível foi a sobre alimentação de ar na admissão, que consiste em se adicionar mais ar ao cilindro, podendo assim queimar mais combustível gerando mais energia.

Um das formas mais comuns de se sobrealimentar motores a combustão é através o uso de turbinas e compressores, no entanto estes mecanismos sempre possuíram um elevado grau de complexidade e alto custo de implementação, ficando boa parte do seu uso destinado a veículos de maior desempenho. Nos dias de hoje o cenário acabou mudando de perspectiva, e a sobrealimentação começou a surgir como uma forma de reduzir emissões e melhorar a eficiência. Desta forma os fabricantes atuais tentam extrair o máximo de seus motores utilizando todas as tecnologias disponíveis para isso. Sabendo-se que o sistema de admissão é projetado para atender e otimizar somente uma faixa de rotação, fica nítido que existe uma brecha a ser explorada e otimizada, o sistema que se aproveita desta ocasião é a admissão de geometria variável. Uma vez que a implementação de sistemas de geometria variável possui um custo mais baixo do que sobrealimentação via turbinas e compressores, acaba se tornando uma alternativa para aumento de eficiência e redução de emissões buscado pelas fabricantes.

Como visto anteriormente um dos motores utilizados para o estudo foi o BMW G450X utilizado pela equipe de competição F-CEM. O volume do único cilindro encontrado neste motor se equipara ao volume de cada cilindro utilizado em motores de

carros de passeio e assim, o estudo realizado neste trabalho pode ser expandido para motor maiores de múltiplos cilindros, como realizado neste trabalho com a simulação do motor HCCI de seis cilindros. Obviamente o comportamento não é exatamente o mesmo, uma vez que o plenum precisará alimentar mais de um cilindro e os *runners* estarão todos conectados por este *plenum*, mesmo assim muitos conceitos e índices de melhoria podem ser extrapolados e aproximados para motores maiores.

Os resultados obtidos pelas simulações feitas em AVL BOOSTtm ajudaram a mensurar o potência que existe em um sistema de admissão com geometria variável.

Através das primeiras simulações realizadas para se definir qual a ordem de harmônica seria a ideal, já pode se perceber como diferentes comprimentos de *runner* retornam efeitos diferentes na admissão, seja na variação da amplitude de pressão ou nos momentos de pico de pressão referente a cada ordem de harmônica, onde não necessariamente os dutos maiores eram mais eficientes que os menores. Seguindo com os estudos e simulações, desta vez focando somente nos comprimentos encontrados para a oitava harmônica, pode-se perceber o quão importante é o estudo e dimensionamento do sistema de admissão.

Logo no primeiro gráfico de torque da Figura 36 ficou claro que comprimentos que estão fora da faixa ideal podem prejudicar e diminuir o potencial que já existe no motor e ao invés de facilitarem seu funcionamento acabam servindo de barreira para sua operação.

Usando como base os piores e melhores resultados deste estudo, chegou-se à conclusão que o dimensionamento correto da admissão pode melhorar em até 21% tanto o torque como a potência do motor, ressaltando a importância do sistema.

Ainda no gráfico de torque da Figura 36 pode se notar que somente um comprimento não é capaz de oferecer as melhores condições em toda a faixa de rotação que o motor opera. Sendo necessários, neste caso, dois comprimentos diferentes.

Conforme apresentado o ganho associado ao uso conjunto destes dois comprimentos pode passar de 3% quando comparado ao sistema estático que utiliza geometria fixa.

Como também foi discutido anteriormente além dos ganhos totais, também ocorrem ganhos pontuais. Enquanto um dos comprimentos possuía melhor desempenho em baixas rotações o outro era mais eficiente nas altas, com a união de

ambos o sistema de admissão passou a operar bem nas duas situações chegando a otimizar o segundo comprimento em até 6,4% nas rotações mais baixas.

O segundo motor a ser estudado foi o HCCI de seis cilindros, para este caso os resultados da simulação apontaram parâmetros importantes para a operação e realização do HCCI, onde diferenças de temperatura na casa de 120 K para o mesmo comprimento de coletor em toda a faixa de velocidades do motor impacta diretamente no projeto do sistema de refrigeração do motor. A simulação numérica ainda mostra que é possível aplicar o método de otimização do coletor de admissão de comprimento variável para definir os melhores parâmetros para a operação ideal HCCI.

A partir dos números obtidos fica bastante claro que o sistema de geometria variável não apenas é uma alternativa capaz, mas também viável, surgindo como uma opção apta a ser implementada aos veículos atuais, aumentando a performance e eficiência dos motores.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Como qualquer pesquisa científica, sempre existirá uma forma de se desenvolver e aprimorar o estudo realizado, os números aqui apresentados foram encontrados através de simulações numéricas feitas em computador, sendo assim, por mais precisas que sejam as simulações sempre se faz necessária a validação dos modelos usados através da experimentação dos motores em bancadas dinamométricas. Essa é a sugestão de continuidade desse trabalho.

REFERÊNCIAS

- BLAIR, G. P. Design and simulation of four-stroke engines. **Society of Automotive Engineers**, 1999.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher, 2013.
- CAVAGLIERI, M. R. **ESTUDO EXPERIMENTAL DO FENÔMENO DE ONDA EM COLETORES DE ADMISSÃO PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, São Paulo, 2014.
- CEVIZ, M. A. Intake plenum volume and its influence on the engine performance, cyclic variability and emissions. **Energy Conversion and Management**, Turkey, v. 48, p. 961–966, 2007.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5. ed. USA: Mc Graw-Hill, 2007.
- ENGELMAN, H. W. **Surge Phenomena in Engine Scavenging**. Tese (Doutorado) — University of Wisconsin, Wisconsin, USA, 1953.
- FAHY, F. J. **Sound Intensity**. 8. ed. London: E and FN Spon, 1995.
- HANRIOT, S. M. “**Estudo dos fenômenos pulsantes do escoamento de ar nos condutos de admissão em motores de combustão interna**”. Tese (Doutorado) — Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2001.
- HEISLER, H. **Advanced Engine Technology**. U.S.A: SAE, 1995.
- HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988.
- KINSLER, L. E. **Fundamentals of acoustics**. New York: Wiley, 2000. ISBN 0471847895 9780471847892.
- MORSE, P. H.; BODEN, R. H.; SCHECTER, H. Acoustic vibrations and internal combustion engine performance. **Journal of applied Physics**, Cambridge, Massachusetts, v. 9, 1938.
- MOURA, T. M. **Análise Numérica dos Fenômenos de Onda em Coletores de Admissão de Motores de Combustão Interna**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, São Paulo, 2014.
- NENO, L. O. Desenvolvimento de um protótipo de simulação de um motor hcci. Rio de Janeiro/RJ, 2009.
- PEARSON, R. J.; WINTERBONE, D. E. A rapid wave action simulation technique for intake manifold design. **International Congress and Exposition Detroit**, Michigan, 1990.

PEREIRA, L. V. **Estudo experimental da influência de um ressonador de volume variável na massa de ar admitida por um motor de combustão interna**. Tese (Doutorado) — UFMG, Belo Horizonte/MG, 2008.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. New York: Prentice Hall, 2003.

SHAPIRO, H. et al. **Princípios de Termodinâmica para engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2013.

SIMÕES, T. A. F. **Aspectos a serem considerados no desenvolvimento de m coletor de admissão plástico soldado por vibração**. Dissertação (Mestrado) — Universidade de São Paulo, São Carlos, São Paulo, 2010.

VICHI, G. et al. Development of an engine variable geometry intake system for a formula sae application. **Energy Procedia**, v. 81, p. 930–941, 2015.

A APÊNDICE



24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering
December 3-8, 2017, Curitiba, PR, Brazil

COBEM-2017-1693

THE EFFECTS OF VARIABLE-LENGTH INTAKE MANIFOLD ON ENGINE PERFORMANCE: LITERATURE REVIEW AND NUMERICAL STUDY ON HCCI ENGINE

João Vitor Alves

Leonel Rincón Cancino

Internal Combustion Engines Laboratory - LABMCI - Automotive Engineering - CTJ

Federal University of Santa Catarina, Joinville, SC, Brazil

j_alves@outlook.com

l.r.cancino@ufsc.br

Abstract. *The current work presents a literature review about the development of variable length presenting the theoretical basis of its operation, as well as its possible advantages and applicability used by several engine developers as well as its effects on the engine performance. Through a literature review is sought to study and analyze the physical behaviors of a variable length intake manifold system and also the advantages of using this method, a supporting material that summarizes the literature will help guide the development of future projects. In order to check the influence of variable-length intake length in HCCI engines, a numerical simulation was performed. A six cylinder engine, 6126.11 cm³, compression ratio of 18 covering an engine speed range of 2000 rpm to 3000 rpm, using five intake lengths from 448 mm to 1093.75 mm was simulated in AVL BOOSTTM. A skeletal model for n-heptane was used in order to represent the in-cylinder combustion process. Numerical predictions show the influence of variable intake length in the engine performance, returning different values in the volumetric influence, specific fuel consumption, power, torque, peak firing temperature and combustion start angle before the top dead center.*

Keywords: *Variable-length intake manifolds, Engine performance, Optimization, AVL-Software, HCCI engine.*

1. INTRODUCTION

In the search for more efficient cars, researchers look forward to find ways to increase the power of small engines, boosting the intake is one of the most common procedures. Frequently the length of intake manifolds is designed to meet the needs of only a certain interval of engine speed, which differs depending on its purpose of use. Of this form, fixed geometry collectors are commonly used to seek the optimization of intake for a specific range of engine speed, usually near the peak of the motor torque curve, where the air pulsating mass effects increases the engine volumetric efficiency, although this measure sacrifices the performance in other rotation ranges. Seeking a way to improve the engine admission systems, the variable geometry admission method emerges as an alternative to increase the volumetric efficiency when compared to turbochargers possible solution, modifying its length to meet the needs of the engine. The intake system of a car is the responsible for conducting atmospheric air to the intake valves inside the engine. The intake system consists of air filter, intake tube, plenum and runners. The engine's behavior is directly affected by the amount and manner in which air is displaced throughout the system until it is admitted to the combustion chamber, the whole course is influenced mainly by the geometric dimensions of the assembly, which may increase or decrease the volumetric efficiency of the engine. Volumetric efficiency is used as an overall measure of the effectiveness of a four stroke cycle engine and its intake and exhaust systems as a pair pumping devices (HEYWOOD, 2000). The performance of an internal combustion engine is strongly associated with the amount of air that is admitted and retained in cylinders' interior, because as more air is admitted, larger will be the amount of fuel that will be added and posteriorly oxidized (BRUNETTI, 2013). The intermittent or pulsating nature of the airflow through the intake manifold into each cylinder may develop resonances in the airflow at certain speeds. These may increase the engine performance characteristics at certain engine speeds, but may reduce at other speeds, depending on manifold dimensions and shape. Conventional intake manifolds for vehicles have fixed air flow geometry and static intake manifold. With a static intake manifold, the speed at which intake tuning occurs is fixed. A static intake manifold can only be optimized for one specific number of revolutions per minute (rpm), so it is beneficial to develop a method to vary the intake length/volume, since the engine operates over a broad speed range. Variable length intake manifold technology uses the pressure variations generated by the pulsating flow due to the periodic piston and valve motion to produce a charging effect (CEVIZ, 2007). Seeking a solution to improve the

current conventional admission systems, the variable geometry runners method appears as solution, modifying its length to achieve the ideal tuning condition, thus increasing the volumetric efficiency. Given the increasing need for more powerful and efficient engines, the variable intake manifold system, currently used in sports cars, appears as a simpler and cheaper alternative for optimizing volumetric efficiency compared to the usual turbochargers applied in passenger vehicle engines.

2. VARIABLE-LENGTH INTAKE MANIFOLD LITERATURE REVIEW

The earliest researchers to realize the potency of the pulsating mass effect was MORSE *et al.* (1938), where stated that when one of the motor frequency ($\text{rpm} / 120$) harmonics equals one of the resonant frequencies of the intake tube, the pressure fluctuations in the valve will be large. If the portion of the cycle when the inlet valve is nearly closing coincides with the time when the pressure is less than the average, the waves will reduce the power output; but if the valve is nearly closing when the pressure is greater than the atmospheric, then the waves will have a boost effect and will result in an increase in power, one of the results of their studies can be seen in Fig. 1(a). PEREIRA (2008), presents very well the excitation generated by the opening and closing of valve in the intake ducts in Fig. 1(b). It can be seen that the closing of the intake valve causes excitation of the inlet gases, resulting in an oscillation in the pressure at the valve door. MORSE *et al.* (1938) already knew the effects of air flow in intake ducts, however, until the mid 1950s engineers used to develop intake manifolds as short as possible, believing that this would increase engine power. The first vehicle to use an intake manifold with an ideal length for the engine was the Mercedes Benz 300SL in 1954 which introduced the technology to the world and changed the way in which intake systems were developed. The movement of an internal combustion engine is cyclical and consequently, will also be the movements of the admitted gases. Because of this oscillatory characteristic, occurs an effect called wave action, as HARRISON (2004) presented through two phenomena, first by acoustic resonances and wave phenomena and second by inertial filler, also called ram effect.

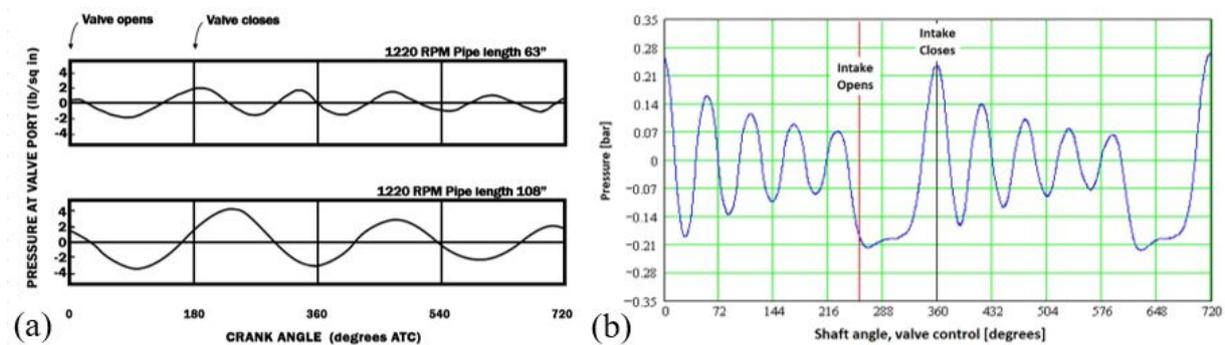


Figure 1. (a) Typical pressure records: constant engine speed, two different intake pipe lengths. Source: (MORSE *et al.*, 1938). (b) Pressure on inlet valve door according to the camshaft angle, Source: (PEREIRA, 2008)

HARRISON (2004) further argue that among wave action phenomena, inertial induction predominates at high velocities, whereas acoustic resonance and wave phenomena were dominant at low rotational speeds. It is important to note that the engine used by HARRISON (2004) considered low revs such as 7000 rpm and high as 1300 rpm because it was an experimental formula 1 engine. The results obtained in the measurements made by HARRISON (2004) for the engine at 7000 rpm and 1300 rpm can be seen in Fig. 2(a) and Fig. 2(b).

The information presented shows that the excitation frequency is directly linked to the engine speed and number of cylinders.

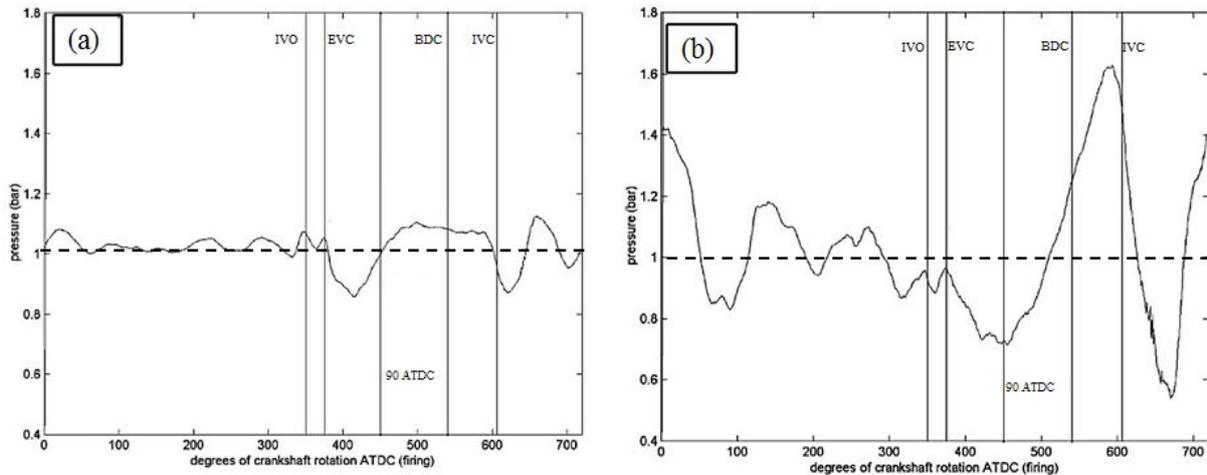


Figure 2. Single cylinder pressure measurement at (a) 7000 rpm and at (b) 1300 rpm, Source: (HARRISON, 2004).

2.1 Helmholtz resonator effect

In the early 50's ENGELMAN (1953) started studying the surge phenomena in engine scavenging, in a doctoral thesis with the same name. In his work ENGELMAN (1953) defined the intake system as a Helmholtz resonator and rewrote the resonance frequency equation of a Helmholtz resonator to cover the characteristics of a two stroke cycle engine, the main difference between the two models is the distinctive cavity and acoustic inductance that a engine cylinder has. ENGELMAN (1953) developed experimental studies, in which it was possible to see, that according to the intake pipe E, for example, is seen in Fig. 3(a) to produce at least 15 per cent more compression than the wide open port over the entire range between about 1450 rpm and 2350 rpm, a range of 1.6 to 1.0. The other pipes showed similar trends. After several practical studies, ENGELMAN (1953) found the ideal length for intake ducts, the table with the results can be seen on Fig. 3(b)

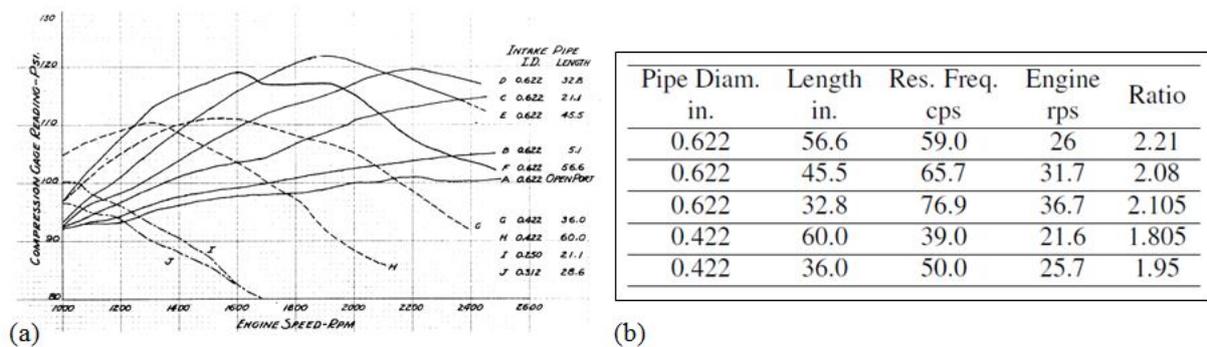


Figure 3. (a) Summary of compression tests with open exhaust. (b) Mean static Helmholtz resonator frequency and engine speed at maximum compression. Source: (ENGELMAN, 1953).

As the Fig. 3(b) shows, the ideal ratio between the resonant frequency of the Helmholtz resonator and the engine speed in revolutions per second (rps) is approximately 2, thus, the frequency obtained by the resonant frequency equation of ENGELMAN (1953), must be two times the speed of the engine. Based on ENGELMAN (1953) ideas, THOMPSON (1968) investigated a four stroke diesel engine and discovered that, although the effects of the resonance become significant when the volume of the inlet system becomes eighty percent of the cylinder volume or more. Based on Engelman's work, THOMPSON (1968) developed an equation to find the speed, in RPM, at which the maximum gain in breathing occurs, to obtain this equation he used not only geometrical inputs of combustion chamber and engine, but also the ratio found by ENGELMAN (1953), seen on Fig. 3, that for most engines the value is something between 2.1 and 2.2.

2.2 Ram charging

The use of the inertia principle of energy charging to increase the volumetric efficiency of the engine can be called ram charging. The effect is described by HEISLER (1995) as: At the end of the exhaust stroke and the beginning of the induction stroke the inlet valve opens and the piston commences to move away from top dead center (TDC).

The outward accelerating piston quickly expands the space between the cylinder head and piston crown. Instantly, the depression generated in this rapidly enlarging space will be transmitted to the inlet port via the annular passage formed between the valve head and its seat. This drop in pressure immediately causes the column of charge in the induction tract to move as a whole towards the open inlet valve. The large cross-sectional area of the piston relative to that of the much smaller intake tract cross-sectional area plus the acceleration of the piston, forces the column of the charge in the tract to acquire a high flow velocity. The momentum built up by the fast moving column of charge in the intake tract is brought rapidly to a halt when the inlet valve closes against the flow. Thus the kinetic energy generated by the fast-moving column of charge is now converted into pressure energy in the blanked-off inlet port. Consequently, the density of the trapped charge rises. It is this rise in pressure at the port which enables filling of the cylinder to continue after bottom dead center (BDC) and for the induction period to have an early start due to the pressurized charge momentarily stored behind the inlet valve head when it opens. The greater the momentum produced, the greater the rise of pressure, and if energy losses are very low in accelerating the flow, the inertial ram effect will be beneficial in cramming that extra mixture into the cylinder. In the following figures can be seen the relationship between ram charging and inlet tract length and diameter. Fig. 4(a) shows the effect of diameter with fixed length and Fig. 4(b) shows the effect of length with fixed diameter. By analyzing the figures presented by HEISLER (1995), it can be concluded that by keeping the length of the conducts fixed, the larger the diameter, the greater the speed of the motor at which the peak of volumetric efficiency would occur. As MOURA (2014) states, the dimensioning of the inlet ducts is always a compromise between low torque (drivability) and high torque (power).

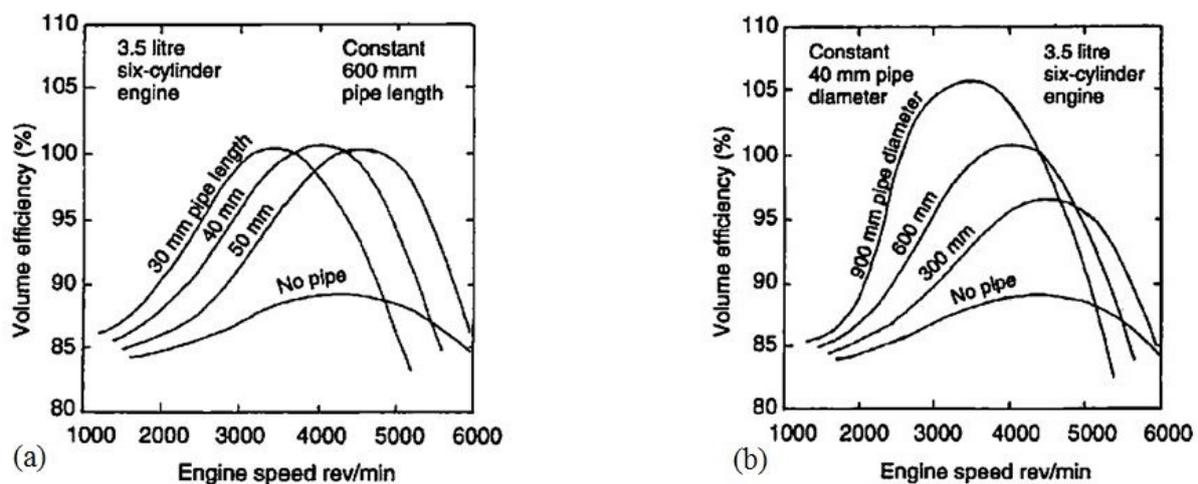


Figure 4. (a) Impact of tract diameter in volumetric efficiency (constant tract length), (b) Impact of tract length in volumetric efficiency (constant tract diameter). Source: (HEISLER, 1995).

Considering Fig.4 (a) and (b), can be concluded that different length of inlets results in different peaks of volumetric efficiency and consequently different peaks of power and torque. In the two images can also be seen, that the most part of the engine speed range can be covered with at least three different inlet tract lengths.

2.3 Application of variable-length inlet tract

POTUL *et al.* (2014) developed a similar study in a simulation for the engine of the motorcycle KTM 200 Duke (spark-ignition, liquid-cooled, Displacement 200 cm^3 , Bore 72 mm, Stroke 49 mm, Max. Power 25 bhp and Max. Torque 19.2 Nm) in the software LOTUS SIMULATION TOOLS. Trying to improve the conventional intake system of the engine, the researchers simulate the impact of the length (200 mm, 250 mm and 300 mm) on a variety of performance values, as the torque output (blue line), power output (brown line), brake specific fuel consumption (bsfc)(red line), brake mean effective pressure (bmep)(green line). The results obtained can be seen on Fig.5. According to the researches, their line of interest was the blue one and it was observed that torque peak and torque output characteristics varied significantly with change in length of intake. Also the bmep curve was similar to the respective torque curve. The other variables such as power output and bsfc did not vary much. The working points were imported in a graph plotter and the torque curve for all three lengths were compared on Fig.5(d).

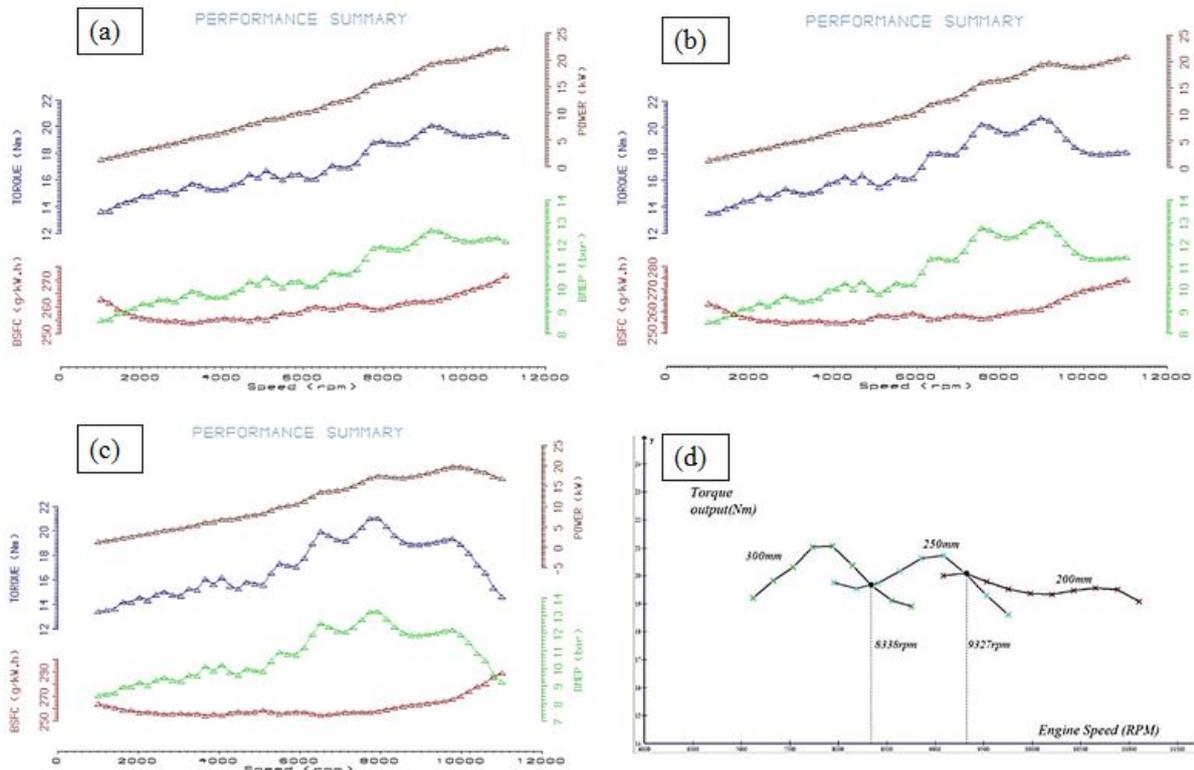


Figure 5. Graph for Plenum Length (a) 200mm, (b) 250mm, (c) 300mm and (d) Comparison of torque output for different lengths 200mm, 250mm and 300mm. Source: (POTUL *et al.*, 2014).

The comparison of torque curve in the three graphs shows the intersection points. These are optimum points at which the length of the manifold should be changed by 50mm length. Now that we have optimum shift point, 8338rpm and 9327rpm we can now proceed to development of a system that could incorporate this idea POTUL *et al.* (2014). Another similar case of engine intake tuning is the work of JAGADISHSINGH and JADHAV (2016), where the simulated engine was an Kirloskar TV1, (Single-cylinder, 4-stroke, spark-ignition, Water-Cooled, Displacement 661cm^3 , Bore 87.56 mm, Stroke 110 mm, Max.power 5.2 kW). JAGADISHSINGH and JADHAV (2016) found the ideal length for each engine speed range using 1D simulation in the Lotus Engine Simulation software. The results Obtained by JAGADISHSINGH and JADHAV (2016) are in Fig. 6(a) and combining the results, (JAGADISHSINGH and JADHAV, 2016) got the best result for volumetric efficiency, as in the Fig. 6(b).

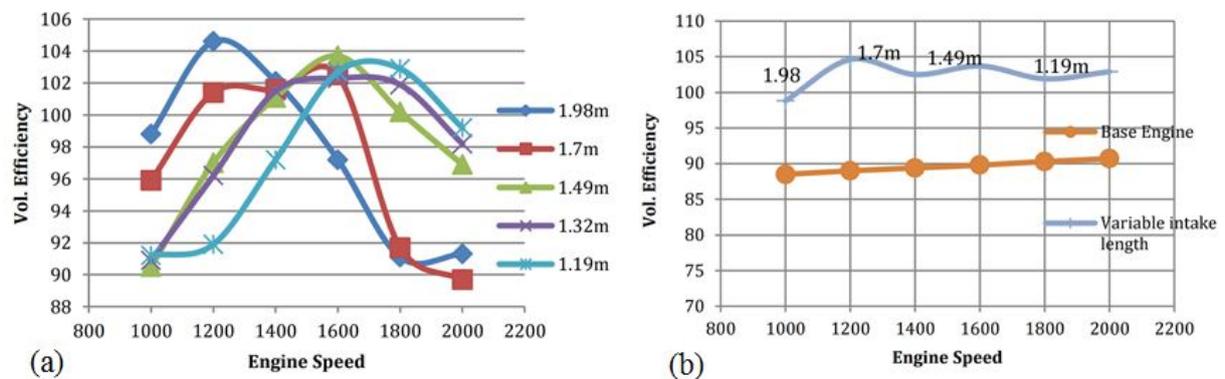


Figure 6. (a) Volumetric efficiency versus engine speeds for varying intake length. (b) Volumetric efficiency Gain by varying intake length (1-D Simulation). Source:(JAGADISHSINGH and JADHAV, 2016).

After the results obtained by simulation, practical tests were carried out to validate these results. The Tab. 1 shows the comparison between simulation and the practical test.

Table 1. Base Engine performance, Source:(JAGADISHSINGH and JADHAV, 2016)

Speed (rpm)	Ideal Intake Length (m)	Volumetric Efficiency (%)			Brake Power (KW)			Brake Torque (Nm)		
		Base stock intake	Simulation stock intake	Experiment custom intake	Simulation stock intake	Simulation stock intake	Experiment custom intake	Base stock intake	Simulation stock intake	Experiment custom intake
1200	1.98	71.3	89	95,5	1.2	3.3	2.0	9.5	26.44	14.4
1400	1.7	82	89.4	87.2	2.0	3.9	4.0	13.7	27.17	26.71
1600	1.49	81	89.8	86.1	4.3	4.5	5.2	27.34	27.17	30
1800	1.19	79.1	90.3	84.6	4.8	5.8	5.6	26.3	27.44	32.5

According to the author, the experimental engine performance as in table above is somewhat lower than that of the simulations results, that is may be because of the reduction in volumetric efficiency as compared to the simulated one. There are a lot of factors contributing to the degradation in engine breathing such as minor leakages in the intake system, curvature and surface roughness of the intake manifold, etc. The Tab. 1 can also be seen the improvement in engine performance due to custom intake length. The compilation of improvements can be seen on the Fig. 7(a) and (b).

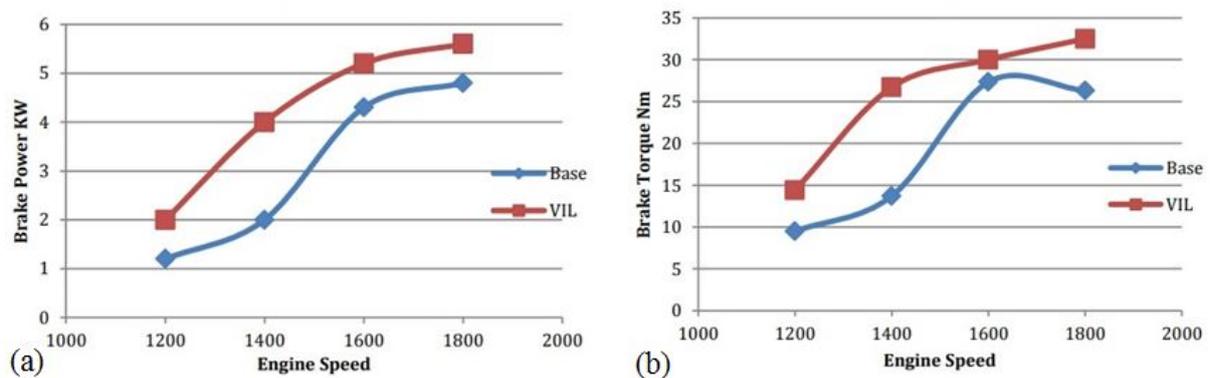


Figure 7. (a) Increase in braque power, (b) Increase in brake torque. Source: (JAGADISHSINGH and JADHAV, 2016).

According to JAGADISHSINGH and JADHAV (2016), the results showed an increase of minimum 5% and maximum 25% in the volumetric efficiency using the variable intake length system, the increase in brake power and brake torque at rated engine speed is near about 17% and 10%, respectively. A last example of a variable geometry admission system application, is the work of SODRÉ *et al.* (2008). The researchers used an single-cylinder engine, 4-stroke, spark-ignition, Water-Cooled, Displacement 661 cm^3 , Max. power 50 kW and Max. torque 93 Nm. The researchers does not developed a simulation for their engine, but conducted experimental tests following the NBR ISO 1585 (ABNT, 1996) norm for experiments. As defined by the authors, in order to study the effects of the intake duct on the motor performance under study, three lengths of PVC material were used, with lengths of 300, 600 and 900 mm. A caliper rule was used to measure the dimensions and a ribbon saw to construct the prototypes. Performance curves were performed with the full throttle engaged to allow the throttle to be fully open throughout the test, providing the maximum flow of naturally aspirated air. All tests kept the coolant temperature at the engine outlet within a range of $82^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$, relative humidity between 48% and 52%, oil temperature above 100°C , barometric pressure around 910 mbar, the inlet air temperature at $20^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ and the fuel pressure at 3.50 ± 0.02 bar. To determine the power in the reference atmospheric conditions, the observed (read) power was multiplied by a correction factor α (ABNT NBR ISO 1585), which remained around 1.12 in these experiments. The authors claim that from the engine speed of 4500 rev/min the inlet conduit, with the length of 300 mm, presented higher power values, the 600 mm length intermediate and 900 mm in length generated lower values Fig. 8(a). This effect can be explained by the loss of charge from the fluid friction with the conduit walls, being larger, as longer the conduit length is, which is known from fundamentals of fluid mechanics. They follow: that can be seen in Fig. 8(b). that the longer inlet conduit provides greater torque at lower rotational speeds. This result can be attributed to the improved volumetric efficiency of the longest conduit in this region of motor operation. This shows that, at low engine speeds, the larger the duct, the greater the inertial effect of the air mass.

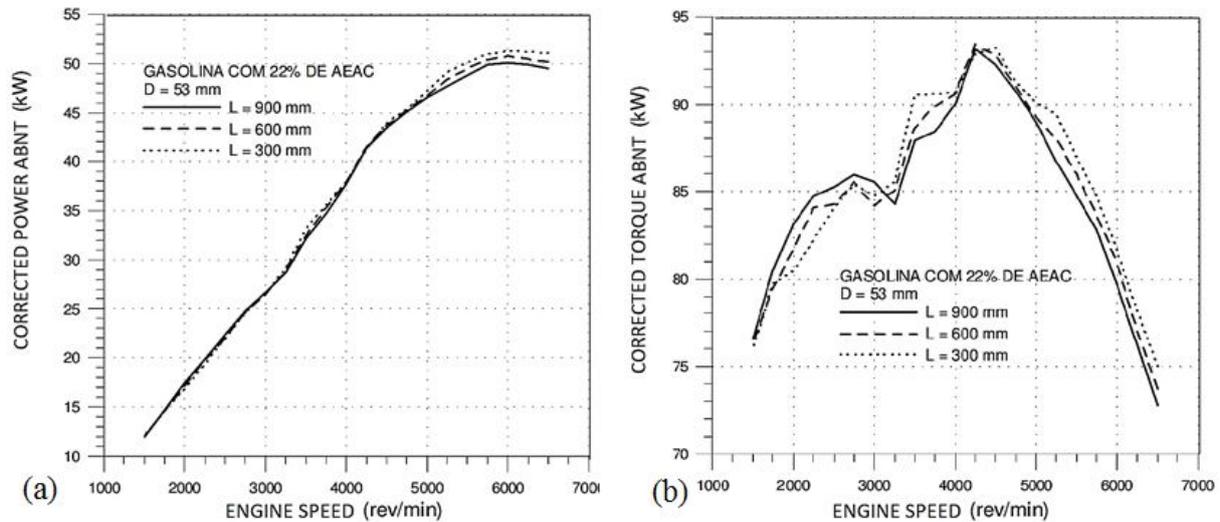


Figure 8. (a) Comparison of power by varying the length of the intake duct, (b) Comparison of torque by varying the length of the intake duct. Source: (SODRÉ *et al.*, 2008).

3. HCCI ENGINE VARIABLE-LENGTH INTAKE MANIFOLD SIMULATION

In order to assess the effect of a variable-length intake manifold in a HCCI engine a numerical analysis was performed. The numerical simulation was done in the AVL Software R2017. The AVL-BOOST (Virtual Engine Development - 0D modeling) for internal combustion engines simulations was used. Homogeneous Charge Compression Ignition HCCI is a low temperature combustion strategy that has successfully yielded high thermal efficiencies and low emissions (FATOURAIE *et al.*, 2008). There is abundant literature about the HCCI combustion process and its implementation on internal combustion engines FATOURAIE *et al.* (2008), RAPP *et al.* (2013), SILKE *et al.* (2008), KALGHATGI and HEAD (2006), SAXENA and BEDOYA (2013), BARROSO (2006) and references there in). In this work, the focus is to analyze the effect of variable length intake manifold in engines, and of this form the authors will not go deep in details about the HCCI modeling methodology.

3.1 HCCI engine characteristics for numerical analysis

The AVL-BOOST engine model and its characteristics is described in Fig. 9. The detailed kinetics model used was developed by BARROSO (2006), is composed by 26 chemical species among 66 elementary reactions. The detailed kinetics model, named as skeletal model, was developed for n-heptane (n-C₇H₁₆) and it is suitable as Diesel surrogate.

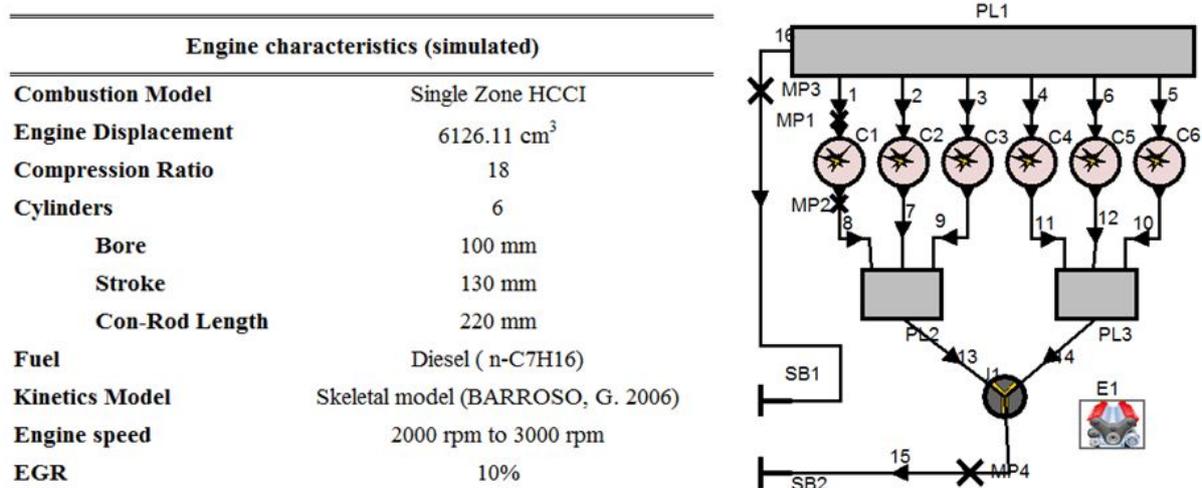


Figure 9. Engine characteristics and AVL-BOOST model. Source: This work

3.2 Engine performance predictions

Fig. 10 show the (a) volumetric efficiency and (b) specific fuel consumption (brake) predictions for the five intake lengths analyzed in this work, covering the 2000 to 3000 rpm engine speed range. A numerical result shows that for $L = 875$ mm the volumetric efficiency is better than the others lengths tested at least a big part of engine speed range. $L = 448$ mm shows the lowest BSFC along all the engine speed range.

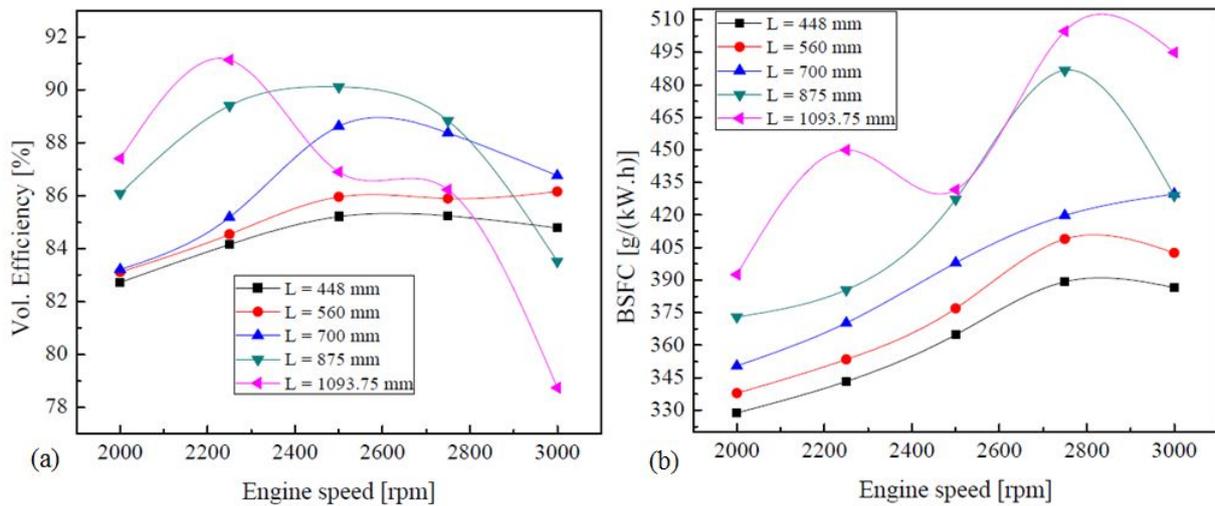


Figure 10. Numerical predictions of (a) Volumetric efficiency, (b) Specific Fuel Consumption (Brake). Source: Source: This work

Fig. 11 show the (a) power and (b) torque predictions for the five intake lengths analyzed in this work, covering the 2000 to 3000 rpm engine speed range. It can be observed that the best power and torque predictions are for $L = 448$ mm, regarding Fig. 10(b), the best intake length was just for $L = 448$ mm.

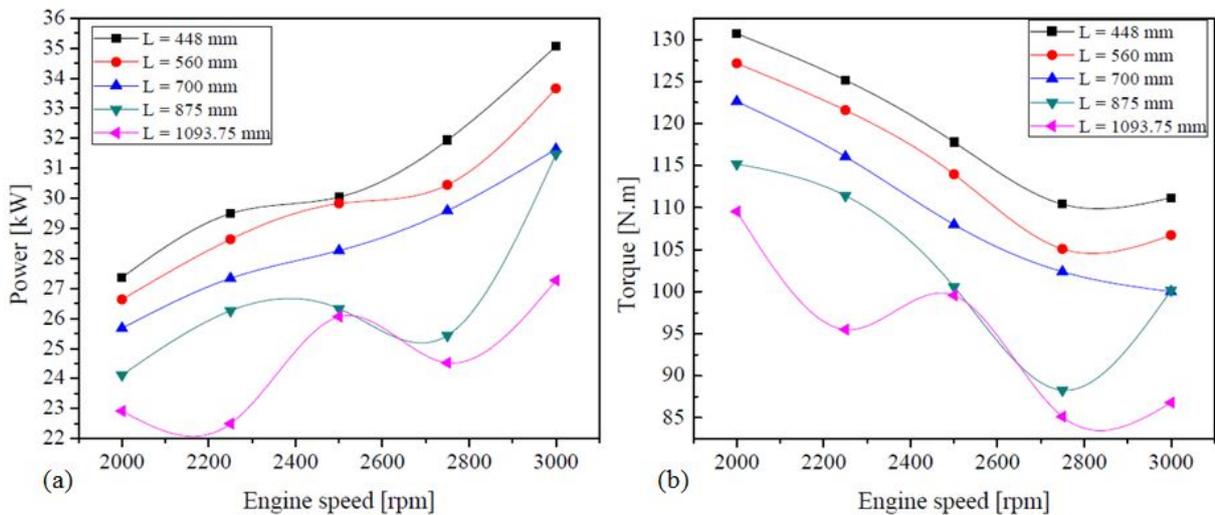


Figure 11. Numerical predictions of (a) Power, (b) Torque. Source: This work

Fig. 12 show the numerical (a) Peak firing temperature and (b) Combustion start predictions for the five intake lengths analyzed in this work, covering the 2000 to 3000 rpm engine speed range. It can be observed that for length of $L = 448$ mm the values of peak firing temperature does not spread (not so much) in the engine speed range. Just for $L = 1093.75$ mm is predicted the biggest temperature difference of about 120 K (2250 to 3000 rpm). The combustion start is also influenced by the intake length, the biggest difference is about 5 grad angle for $L = 1093.75$ mm.

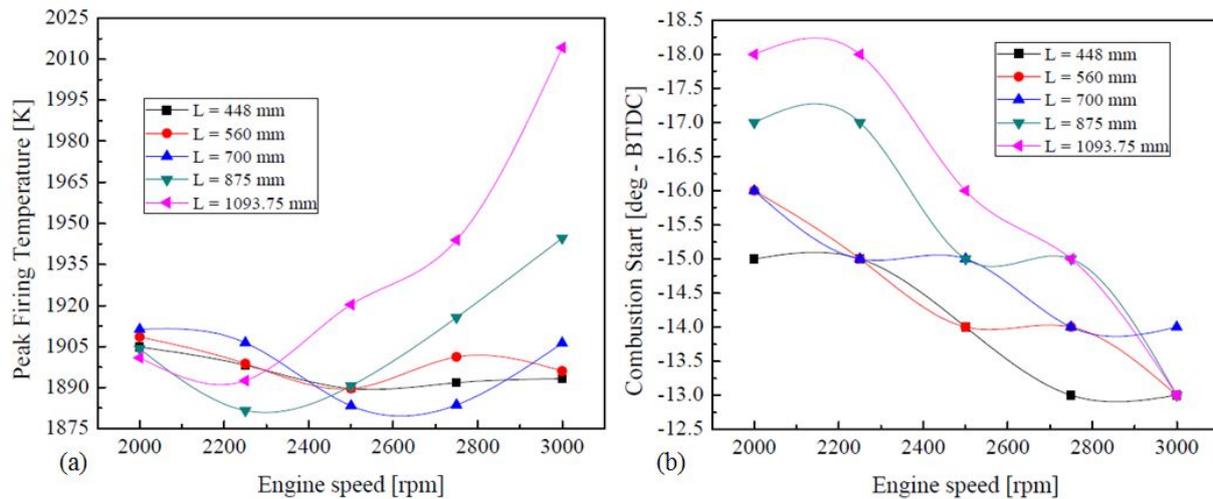


Figure 12. (a) Peak firing temperature and (b) Combustion start. Source: This work

Fig. 13 show the numerical predictions of pressure at intake valve for (a) L = 448 mm, full cycle (b) L = 448 mm, among IVO and EVC. (a) L = 1093.75 mm, full cycle (b) L = 1093.75 mm, among IVO and EVC. It can be observed the same excitation trends like MORSE *et al.* (1938) and HARRISON (2004).

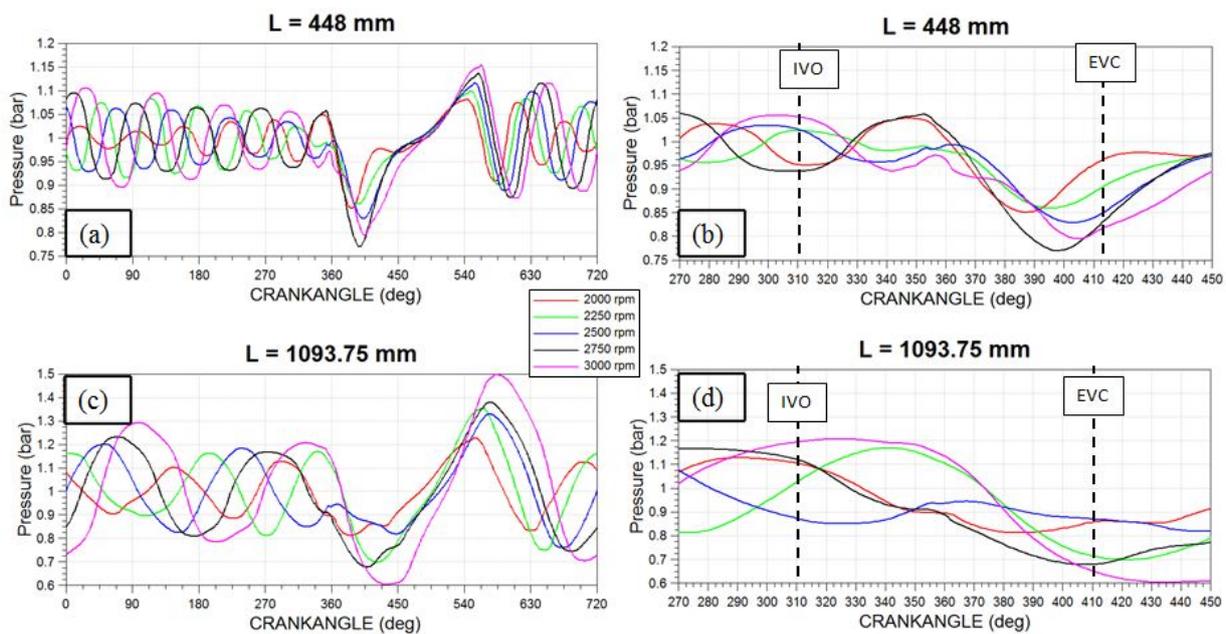


Figure 13. Pressure at intake valve: (a) L = 448 mm, full cycle (b) L = 448 mm, among IVO and EVC. (a) L = 1093.75 mm, full cycle (b) L = 1093.75 mm, among IVO and EVC. Source: This work

4. CONCLUSION

Based on theories as Helmholtz resonator and ram charging, is pretty clear that the geometry of an intake system is fundamental for the good breathing of the engine, increasing its volumetric efficiency, and consequently, its performance. The equations of acoustics, vibrations and fluid mechanics give a pack of tools that presents a lot of possible combinations for inlet tracts, helping to define, for example, the best diameter and length for a certain purpose of the engine. The problem with static intake systems is that one condition will always be sacrificed to favor another, for example, the decision to use a shorter intake pipe to increase volumetric efficiency in low engine speed will harms efficiency on higher RPMs, as could be seen on HEISLER (1995) work. The ideal ratio between the resonant frequency of the Helmholtz resonator and the engine speed defined by ENGELMAN (1953) as a constant around two, can only be applied for one specific engine speed, and will limited the potential of the engine, unless the length of the ducts could variate. The variable-length intake

manifold comes up as a solution, resulting in a more elastic engine, not only increasing its power, torque and volumetric efficiency, but also enhancing its performance on a very larger range of engine speed than compared with the static intake version. The numerical simulation shows that it is possible to optimize the length of intake manifold (runners in this case) in order to get benefits in terms of volumetric efficiency, specific fuel consumption, power and torque. The pressure at intake valve port shows the oscillating character of pressure depending of the runner length. The simulation results point out important parameters for the HCCI operation and realization, the fact of capture and temperature difference of about 120 K for the same runner length in the engine speed range is an important result for the engine cooling system project. The numerical simulation shows that it is possible to apply the variable-length intake manifold optimization method in order to set the best parameters for the best HCCI operation.

5. ACKNOWLEDGMENTS

The authors acknowledge the AVL AST University Partnership Program for the license of the full software access and support to the Internal Combustion Engines Laboratory LABMCI/UFSC

6. REFERENCES

- BARROSO, G., 2006. *Chemical Kinetic Mechanism Reduction, Multizone and 3D - CRFD Modelling of Homogeneous Charge Compression Ignition Engines*. Master's thesis, ETH, Zurich, Zurich.
- BRUNETTI, F., 2013. *Motores de combustão interna*. Blucher, São Paulo.
- CEVIZ, M.A., 2007. "Intake plenum volume and its influence on the engine performance, cyclic variability and emissions". *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 961–966.
- ENGELMAN, H.W., 1953. *Surge Phenomena in Engine Scavenging*. Ph.D. thesis, University of Wisconsin, Wisconsin, USA.
- FATOURAIE, M., KARWAT, D.M.A. and WOOLDRIDGE, M.S., 2008. "A numerical study of the effects of primary reference fuel chemical kinetics on ignition and heat release under homogeneous reciprocating engine conditions". *Combustion and Flame*, Vol. 163, p. 79–89.
- HARRISON, M. F. and DUNKLEY, A., 2004. "The acoustics of racing engine intake systems." *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 271, pp. 959–984.
- HEISLER, H., 1995. *Advanced Engine Technology*. SAE, U.S.A.
- HEYWOOD, J.B., 2000. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, New York.
- JAGADISHSINGH, B.G. and JADHAV, N., 2016. "Effect of variable length intake manifold on performance of ic engine". *International Journal of Current Engineering and Technology*, Vol. 5, pp. 47–52.
- KALGHATGI, G.T. and HEAD, R.A., 2006. "Combustion limits and efficiency in a homogeneous charge compression ignition engine". *International Journal of Engine Research*, Vol. 7, pp. 215–236.
- MORSE, P.H., BODEN, R.H. and SCHECTER, H., 1938. "Acoustic vibrations and internal combustion engine performance". *Journal of applied Physics*, Vol. 9.
- PEREIRA, L.V., 2008. *Estudo experimental da influência de um ressonador de volume variável na massa de ar admitida por um motor de combustão interna*. Ph.D. thesis, UFMG, Belo Horizonte/MG.
- POTUL, S., NACHNOLKAR, R. and BHAVE, S., 2014. "Analysis of change in intake manifold length and development of variable intake system". *INTERNATIONAL JOURNAL OF SCIENTIFIC AND TECHNOLOGY RESEARCH*, Vol. 3, pp. 223–228.
- RAPP, V.H., CANNELLA, W.J., CHEN, J.Y. and DIBBLE, R.W., 2013. "Predicting fuel performance for future hcci engines". *Combustion Science and Technology*, Vol. 185, pp. 735–748.
- SAXENA, S. and BEDOYA, I.D., 2013. "Fundamental phenomena affecting low temperature combustion and hcci engines, high load limits and strategies for extending these limits". *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 39, pp. 457–488.
- SILKE, E.J., PITZ, W.J. and WESTBROOK, C.K., 2008. "Understanding the chemical effects of increased boost pressure under hcci conditions". *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, Vol. 1, pp. 12–25.
- SODRÉ, J.R., COSTA, R.C. and SILVA, R.H., 2008. "Efeitos do comprimento do conduto de admissão na performance de um motor de combustão interna". *I Jornada Científica e VI FIPA do CEFET*, Vol. 6.
- THOMPSON, M.P., 1968. *Surge Phenomena in Engine Scavenging: Non-Mechanical supercharging of a Four Stroke Diesel Engine*. Ph.D. thesis, Ohio State University, Ohio, USA.

7. RESPONSIBILITY NOTICE

The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.

B EQUIPE F-CEM E FÓRMULA SAE

Conforme descrito anteriormente, a escolha deste motor se deve ao seu uso pela equipe F-CEM, do curso de Engenharia Automotiva, da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) que participa anualmente da competição universitária Fórmula SAE.

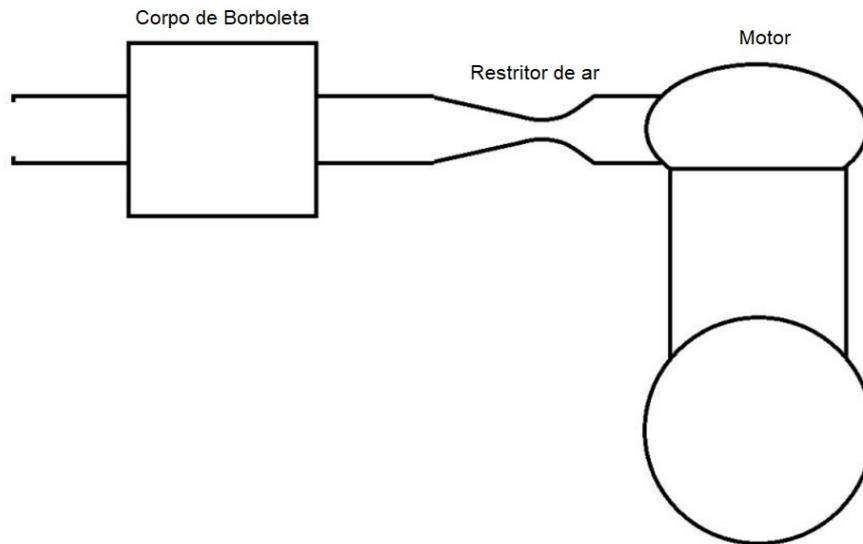
Conforme a organização do evento, a competição Fórmula SAE tem como objetivo propiciar aos estudantes de Engenharia a oportunidade de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, desenvolvendo um projeto completo e construindo um carro tipo Fórmula.

Durante três dias de evento, os carros passam por provas estáticas e dinâmicas, avaliando a performance de cada projeto na pista, assim como as apresentações técnicas das equipes, que inclui projeto, custo, e uma apresentação de marketing. Dois dos carros que participam desta competição provém da equipe F-CEM.

A equipe F-CEM da UFSC foi fundada em 2010 e desde então vem se dedicando ao desenvolvimento de veículos de competição. Atualmente a equipe é formada por mais de cinquenta estudantes de engenharia que, todos os anos, desenvolvem juntos dois veículos tipo fórmula, sendo um dos carros movido por motor elétrico e o outro por motor a combustão interna.

O veículo a combustão utiliza o motor apresentado anteriormente na Tabela 25, no entanto, este motor não pode ser aplicado ao carro de forma livre, a competição exige algumas limitações de projeto em seu regulamento, em muitos casos o objetivo das restrições é limitar a capacidade do motor. Um dos casos de limitação impostos é a norma IC1.6.1, ela exige que um restritor circular deva ser posicionado no sistema de admissão e todo o fluxo de ar que chega até o motor deve passar por este restritor, respeitando a sequência de componentes apresentados na Figura 43, sendo eles: corpo de borboleta, restritor e motor, esta norma se aplica para motores naturalmente aspirados e não faz nenhuma ressalva ao uso de um plenum após a restrição.

Figura 43 – Sequência determinada pela norma IC1.6.1.



Fonte: Autor.

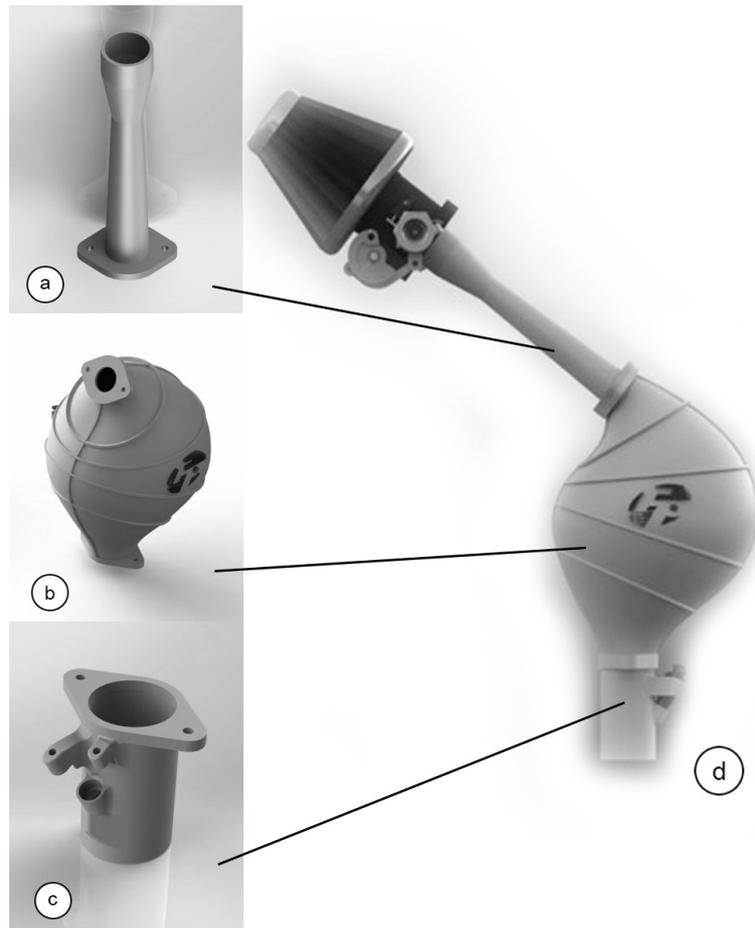
Além disso, a restrição no duto de admissão para veículos movidos a gasolina, como o caso da equipe F-CEM, devem possuir um diâmetro máximo de 20.0 mm.

Atualmente a equipe utiliza um sistema de admissão desenvolvido especificamente para a competição, visando não apenas oferecer a melhor condição de alimentação de ar ao motor, mas também tendo vista a regularização do veículo frente as limitações impostas pelo regulamento da competição.

O sistema de admissão atual é separado em 3 partes distintas, o duto que possui a restrição e leva o ar atmosférico até o plenum visto na Figura 44.a, o plenum, que tem a função de armazenar o ar na Figura 44.b e o runner que leva o ar do plenum até a entrada de ar no cabeçote do motor na Figura 44.c.

Unindo-se as três partes apresentadas anteriormente e adicionando-se outros elementos como filtro, corpo de borboleta e bico injetor, temos o sistema de admissão de forma completa, este sistema montado pode ser visto na Figura 44.d.

Figura 44 – a) Duto de entrada de ar com restrição, b) Plenum e c) Runner



Fonte: Autor.

A proposta deste trabalho é otimizar a seção do conjunto de admissão apresentado na Figura 44.c, responsável por levar o ar do plenum até o cabeçote do motor e posteriormente até a válvula de admissão.

Devido as restrições impostas ao sistema de admissão, é fundamental que ele seja bem desenvolvido para o bom funcionamento do motor e desempenho do veículo. Por conta disso diversas equipes desenvolvem o sistema focando na sobrealimentação dele, um das formas de se obter esta sobre alimentação é através do uso de runner de geometria variável.