

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO DE JOINVILLE
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIAS DA MOBILIDADE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

GUILHERME DA COSTA COMANDOLLI

ANÁLISE NUMÉRICA DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DE UM MOTOR DE BAIXA
CILINDRADA PARA COMPETIÇÃO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Joinville
2015

GUILHERME DA COSTA COMANDOLLI

ANÁLISE NUMÉRICA DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DE UM MOTOR DE BAIXA
CILINDRADA PARA COMPETIÇÃO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial para
obtenção do título de Engenheiro
Automotivo no Curso de Engenharia
Automotiva da Universidade Federal de
Santa Catarina, Campus de Joinville.

Orientador:

Prof. Leonel R. Cancino, Dr. Eng.

Joinville
2015

AGRADECIMENTOS

Agradeço a meu professor orientador Leonel R. Cancino pela colaboração, incentivo e disponibilidade para realização desse trabalho.

Agradeço aos demais professores da Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville que inapelavelmente contribuíram para o sucesso desse trabalho e crescimento como profissional.

Agradeço especialmente a minha mãe que durante a realização desse trabalho me deu forças e incentivos para seguir meus caminhos e concluir com esmero os desafios encontrados.

E finalmente agradeço ao instituto AVL pela co-colaboração para realização desse trabalho, disponibilizando e permitindo a utilização do software.

RESUMO

Esse trabalho tem como foco a análise computacional de um motor de 4 tempo, monocilíndrico, de 35cc. Com o intuito de determinar o ponto ótimo para o início da combustão da mistura dentro da câmara de combustão, averiguando a otimização do ponto de ignição para aumento de potência. Com a motivação de aumentar a eficiência energética do motor em questão, visto que com a mesma quantidade de combustível é possível desenvolver uma maior potência. Inicialmente é realizada a validação do modelo desenvolvido dentro do software de simulação fluido dinâmica, AVL BOOST, obtendo valores que representam as características reais do funcionamento do motor. Com a utilização de combustível gasolina pura do tipo C é avaliado a fenomenologia do processo de combustão no motor para obter os resultados desejados. Após validação é encontrado o ponto ótimo de início da combustão e possíveis melhorias na performance do motor.

Palavras-chave: Potência. Simulação. AVL BOOST.

ABSTRACT

This project focuses on the computational analysis of a monocylindric 4-time-motor, 35cc. In order to determine the best point for the beginning of the combustion of the mixture inside the combustion camera, verifying the ignition point optimization for the potency increasing. With the motivation the motor energetic efficiency increasing, as with the same quantity of fuel is possible to develop a higher potency. First, the model validation is done through the dynamic fluid simulation software AVL BOOST getting values that represent the real traits of the motor work. With the using of C type pure fuel, the phenomenology of the motor combustion process is assessed to obtain the desired results. After the validation, the best point from the beginning of the combustion and future motor improvements are found.

Keywords: Potency. Simulation. AVL BOOST.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ilustração da taxa de compressão.....	13
Figura 2 - Esquema do interior do cilindro durante na fase 3 da combustão.	15
Figura 3 - Influência da alteração do ponto de ignição em função do angulo do virabrequim	16
Figura 4 - Classificação dos modelos de combustão.	18
Figura 5 - Diagrama Sankey do fluxo de energia de um motor.	19
Figura 6 - Percentual da energia utilizada para cada processo.	20
Figura 7 - Ciclo de Carnot.	23
Figura 8 - Ciclo Otto – Combustão a volume constante.	24
Figura 9 - Diferença entre o clico Otto e a combustão real.	25
Figura 10 - Movimenta Swirl dentro da câmara de combustão.....	27
Figura 11 - Razão de Swirl em função da angulação do virabrequim.....	28
Figura 12 - Movimentação Squish (dentro da câmara de combustão.....	29
Figura 13 - Movimentação Tumble dentro da câmara de combustão.	30
Figura 14 - Variação do parâmetro "a" na equação de Wiebe.....	31
Figura 15 - Variação do parâmetro "m" na equação de Wiebe.	31
Figura 14 - Demonstração da modelagem dos componentes no software AVL BOOST.	36
Figura 15 - Ilustração da temperatura dos gases nos dutos do motor.....	37
Figura 18 - Ilustração do funcionamento de um carburador automotivo.	40
Figura 19 - Gráfico da fração mássica queimada em função do angulo do virabrequim.	42
Figura 20 - Ilustração da temperatura externa de um pistão de um motor Diesel (3000 rpm). 43	
Figura 21 - Abertura de válvula do motor GX35 em função do angulo do virabrequim.	45
Figura 22 - Gráfico do comando de válvula para modelagem.	45
Figura 23 - Diferenças encontradas entre simulação numérica e dados do fabricante.....	48
Figura 24 - Análise de características para diferentes pontos de início de combustão à 7000 rpm.....	50
Figura 25 - Ganho de potência com alteração predeterminada do ponto de ignição.....	51
Figura 26 - Ganho de torque com alteração predeterminado do ponto de ignição.....	52
Figura 27 - Ganho de potência específica com alteração predeterminada do ponto de ignição.	53
Figura 28 - Consumo específico simulado em comparação com os do concorrente.....	54
Figura 29 - Alteração da Potência e torque em função do aumento de pressão na admissão. .	56

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Configuração das características do motor a ser estudado.....	35
Tabela 2 - Dados gerais do cilindro.	41

LISTA DE SÍMBOLOS

P_q	Potência efetiva	[W]
\dot{Q}_{cool}	Perda média por arrefecimento	[W]
\dot{Q}_{misc}	Perda por arrefecimento do óleo + convecção + radiação	[W]
$\dot{H}_{e,ic}$	Entropia da combustão incompleta na exaustão	[W]
$\dot{m}h_{e,s}$	Perda na exaustão	[W]
k	Condutividade térmica	[w/mK]
∇T	Gradiente de temperatura	[K]
A	Área	[m ²]
x	Posição	[m]
h_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² K]
T	Temperatura	[K]
T_w	Temperatura do meio ambiente	[K]
a	Constante, variável do processo	[-]
m	Constante, variável do processo	[-]
n	Constante, variável do processo	[-]
π	Proporção numérica, valor igual a 3,14159...	[-]
k_g	Coefficiente de condutividade térmica	[W/mK]
T_c	Temperatura da fonte fria	[K]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ϑ	Velocidade relativa	[m/s]
L	Comprimento característico	[m]
μ	Viscosidade dinâmica	[s.Pa]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
B	Diâmetro do cilindro	[m]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kg.K]
v	Velocidade média	[m/s]
C_1	Constante, variável do processo	[-]
\bar{S}_p	Velocidade média do pistão	[m/s]
C_2	Constante, variável do processo	[-]
V	Velocidade média relativa	[m/s]

P	Pressão	[Pa]
P_m	Pressão motor	[Pa]
$h_g(t)$	Quantidade de energia desperdiçada	[J/s]
$P(t)$	Pressão em função do tempo	[Pa]
$T(t)$	Temperatura em função do tempo	[K]
$v(t)$	Velocidade em função do tempo	[m/s]
Sr_1, Sr_2	Razão de Swirl	[-]
ω	Velocidade angular	[rad/s]
N	Rotação do motor	[rad/s]
$x(\theta)$	Queima de combustível em função do ângulo do virabrequim	[g/rad]
θ	Ângulo	[°]
θ_0	Ângulo inicial	[°]
$\Delta\theta$	Variação de ângulo	[°]
dm_b	Taxa de queima de combustível	[kg/s]
ρ_u	Massa específica da mistura	[kg/m ³]
A_L	Área superficial	[m ²]
S_T	Velocidade de propagação de chama	[m/s]
Pmf_{tot}	Pressão média efetiva total	[bar]
Pmf_{cs}	Pressão média efetiva de fricção no cilindro	[bar]
Pmf_p	Pressão média efetiva de fricção no pistão	[bar]
Pmf_{vt}	Pressão média efetiva de fricção válvula	[bar]
Pmf_{aux}	Pressão média efetiva de fricção de mecanismos auxiliares	[bar]
Pmf_{ip}	Pressão média efetiva de fricção da bomba de óleo.	[bar]
ν_{Toil}	Viscosidade do óleo a uma certa temperatura	[sPa]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Altura	[m]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	10
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	12
2.1. Transferência de calor	18
2.2. Ciclo termodinâmico	22
2.4. Modelo de atrito	32
3. APLICAÇÃO NO AVL BOOST	34
4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA	38
4.1. Condições atmosféricas	38
4.2. Filtro de ar	39
4.3. Sistema de alimentação de combustível	39
4.4. Cilindro	41
4.5. Silencioso	46
4.7. Motor	47
4.8. Validação	47
5. MELHORIA DO DESEMPENHO	49
5.1. Avanço de ignição	49
5.1.1. Potência	50
5.1.2. Torque	52
5.1.3. Potência específica	52
5.1.4. Consumo específico	53
5.2. Aumento de pressão na admissão	54
6. CONSIDERAÇÕES FINAIS	57
7. CONCLUSÃO	59
REFERÊNCIAS	60

1. INTRODUÇÃO

Motores de combustão interna são os responsáveis por movimentar a maioria dos meios de transporte do mundo. Segundo Garretti (2001) esses motores transformam a energia química provinda do combustível em energia mecânica que fará a movimentação do meio de transporte.

Hoje o tipo combustível usado na maioria dos motores são os combustíveis de origem fósseis, que demoram anos para se formar e não são renováveis, logo há uma busca incessante para diminuir o consumo de combustíveis, pois as reservas desses produtos estão diminuindo, levando a procura de alternativas que aumentem a eficiência energética dos motores e mudanças nos combustíveis a fim de aumentar a utilização de fontes renováveis.

Para melhorar a eficiência energética de veículos automotores e com o intuito de elevar a iteratividade de estudantes universitários com o meio automobilístico foi criada uma maratona de eficiência energética, inicialmente promovida pela Shell com o nome de *Eco Shell Marathon* com abrangência intercontinental demonstrando que veículos conseguem apresentar uma autonomia de mais de 3000 km com apenas 1 litro de gasolina (SHELL, 2006). Como um projeto de extensão a Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville tem uma equipe que desenvolve veículos protótipos com objetivo de conseguir os melhores resultados possíveis de eficiência energética, no ano de 2015 a equipe participou pela primeira vez na competição internacional nos Estados Unidos, conseguindo participar com o carro mais leve da competição com apenas 24kg, buscando o desenvolvimento do projeto foi analisado o melhoramento do motor sem alterar características geométricas, pois isso geraria custos adicionais.

Os motores de combustão interna do ciclo Otto estão em constante melhoria. Montadoras e fabricantes de motores a cada dia buscam formas de conseguir melhorar o desempenho dos motores, já que é necessário diminuir o consumo de combustível e obedecer normas de níveis máximos de poluição que os meios de transportes podem liberar para a atmosfera.

A importância de meios de transportes mais eficientes e limpos é inegável. Com o aumento da tecnologia, processamento de dados e métodos numéricos é possível compreender

melhor o funcionamento de equipamentos, como os motores de combustão interna. Assim é possível prever, com certo grau de confiabilidade, qual será o resultado de uma combustão, sendo analisados parâmetros como diferentes níveis de turbulência em um cilindro com dimensões variáveis com o tempo, composição do combustível, temperatura do motor durante sua operação, tensões (estruturais) nos pistões e câmara de combustão durante o funcionamento do motor entre outros, parâmetros que eram difíceis de avaliar sem a evolução da tecnologia.

Nesta perspectiva, este trabalho envolve um estudo de caso sobre motores de combustão interna, verificando qual o ponto ótimo de início de combustão para um motor de baixa cilindrada e quais as consequências que isso geraria no consumo e na potência final. Observando uma possível aplicação de compressor na admissão dos gases, quais seriam os resultados encontrados.

De acordo com Yin (2001), devem ser determinadas quais as questões a serem respondidas pelo estudo e todos os dados coletados e analisados devem ser estudados para que levem a resposta das questões previamente determinadas.

Objetivos

Objetivo Geral

Analisar quais os ganhos em termos de potência e consumo que um motor de baixa cilindrada pode apresentar com a escolha certa do ponto de início de ignição.

Objetivos Específicos

- ✓ Analisar a aplicabilidade do modelamento realizado para trabalhos futuros;
- ✓ Verificar e aprimorar o funcionamento do motor para diversas rotações;
- ✓ Validar se a alteração de algum parâmetro muda significativamente a fenomenologia do processo de combustão;
- ✓ Esclarecer quais as influências na máquina e no trabalho realizado por ela;
- ✓ Desenvolver um modelo de simulação para servir como base para trabalhos futuros.

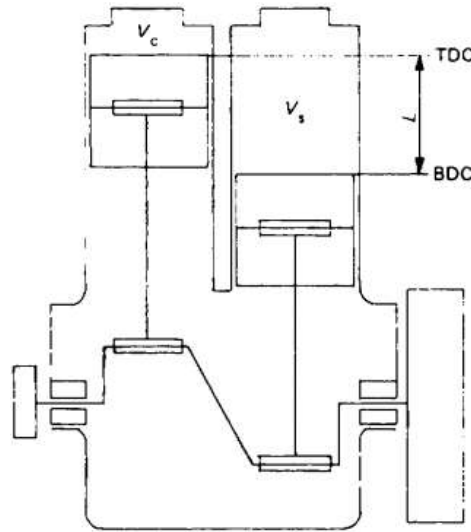
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são apresentados os conceitos que serão mencionados durante o decorrer deste trabalho, sendo importante para o entendimento a nomenclatura usada para diferenciar os combustíveis, formas de caracterizar o desempenho de um motor de combustão interna e modelos utilizados pelo software para fazer a análise da combustão dentro do cilindro.

Para o entendimento de como são configurados os parâmetros para análise do motor no software é necessário entender que o motor de combustão interna é o responsável por transformar energia química em energia mecânica (HEYWOOD, 1988), para que essa transformação se complete é necessária a sequência de alguns passos, variando conforme o tipo de combustível e o número de tempos. Como neste trabalho é avaliado apenas um motor de quatro tempos, normalmente aspirados e de ciclo Otto, os passos para a transformação da energia química em mecânica são basicamente a admissão e compressão da mistura ar combustível, explosão da mistura dentro da câmara de combustão, expansão dos gases e por fim à exaustão dos gases, passos realizados em 720° de giro do eixo do virabrequim.

Na parte da compressão, segundo Heywood (1988), pode haver variações na razão de compressão, sendo encontrados valores entre 8 e 12, valores definidos em projeto, esse valor é uma relação entre o volume da câmara quando o pistão encontra-se no ponto morto inferior e no ponto morto superior conforme mostrado na *Figura 1*, onde é demonstrado o ponto morto inferior com a sigla BDC (Botton Dead Center ou Ponto Morto Inferior) e TDC (Top Dead Center ou Ponto Morto Superior).

Figura 1 - Ilustração da taxa de compressão.



Fonte: Crolla (2009, p).

Com a variação dessa razão são alteradas as tensões mecânicas causadas dentro da câmara de combustão, pois toda força exercida sobre o gás, que é comprimido, é exercida nas paredes da câmara. Porém quanto o valor chega a um limiar da taxa de compressão pode haver a ignição da combustão por compressão, o que não é aceitável para um motor do ciclo Otto, pois acarreta em diversos comportamentos não desejáveis, como a ignição antes do ponto determinado em projeto assim diminuindo a eficiência da queima e usualmente levando a operação do motor a regime de detonação (*Knocking*).

A combustão que ocorre dentro da câmara é gerada pela queima da mistura ar combustível, é a própria liberação da energia química contida no combustível, a qual leva os gases dentro do cilindro a um estado termodinâmico de alta pressão e temperatura, pressão que é exercida nas parede da câmara de combustão e transmitida em forma de força na cabeça do pistão, sendo essa energia a responsável por dar movimento ao motor, inicialmente em forma translacional (movimento alternativo dos pistões) e posteriormente em forma rotacional via mecanismo biela-manivela conectado ao pistão e virabrequim.

Desta forma, o processo de expansão é o responsável por girar o virabrequim, sendo o processo que recebe a energia provinda da combustão e transfere para o eixo do motor.

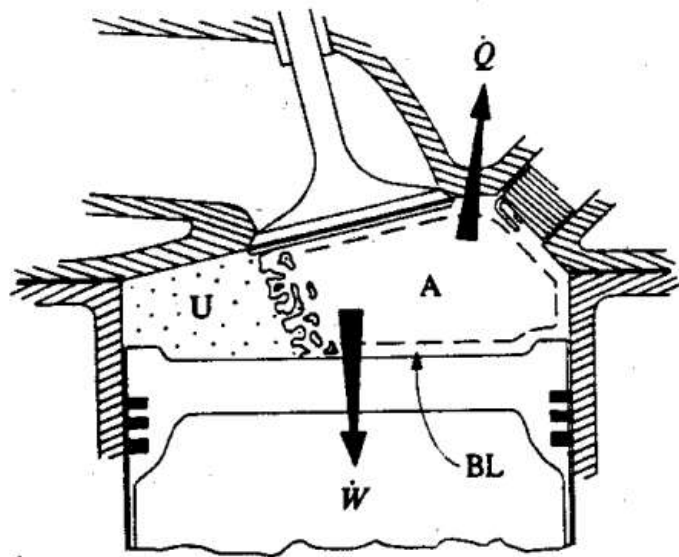
Segundo Heywood (1988) é possível dividir o processo de combustão em um motor por ignição por centelha em 4 fases distintas, sendo elas a ignição propriamente dita, o início da chama, a propagação e o término da chama.

A ignição é a primeira fase, a energia responsável por dar início à combustão é provinda do curto circuito que permite a passagem de corrente elétrica por um dispositivo que libera em um tempo infinitesimal uma centelha, comumente chamada de faísca, ou arco voltaico, a energia liberada é suficiente para dar início a um processo irreversível, chamado de combustão, a energia liberada é utilizada para quebrar algumas ligações químicas dos componentes do combustível e ar, assim iniciando uma reação exotérmica, por consequência a energia que é liberada pela quebra da ligação química dá início a quebra de outras ligações e assim inicia o processo de combustão.

A segunda fase é o início da chama, ponto que é possível verificar a divisão da mistura em gases queimados e não queimados, nessa fase é possível perceber a frente de chama, normalmente de espessura infinitesimal e com características laminar nessa segunda fase.

A terceira fase é a propagação da chama, Heywood (1988) comenta que essa fase dura entre 30° e 90° do virabrequim, variando conforme a velocidade de rotação e características construtivas do motor. Nessa fase é possível dividir a câmara de combustão em duas zonas, a zona de gases queimados e a de gases não queimados, são mostrados na Figura 2 a fase 3 da combustão, ilustrando como é a caracterização das zonas de gases não queimados (Zona “U”) e os gases queimados a direita (Zona “A”), a divisão entre as zonas A e U é chamada de frente de chama, apresenta uma espessura infinitesimal e apresenta propagação turbulenta devido as influencias das características do motor. Como adendo Heywood (1988) ilustra a liberação de calor (\dot{Q}) e o trabalho (\dot{W}) que é fornecido pela combustão.

Figura 2 - Esquema do interior do cilindro durante na fase 3 da combustão.



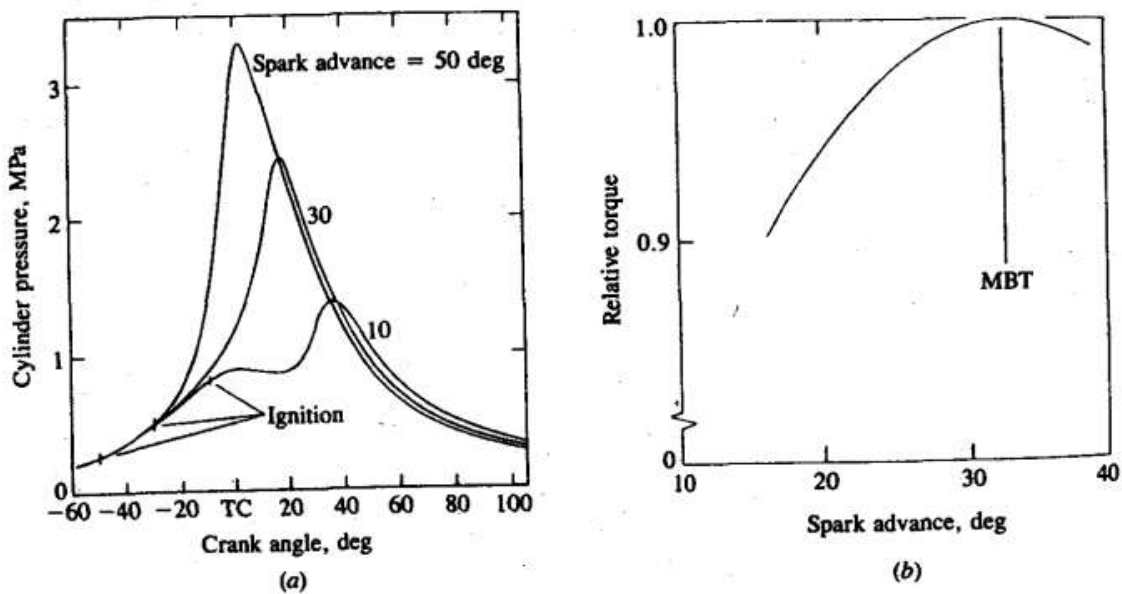
Fonte: Heywood (1988, p. 376).

A quarta fase é quando a zona de gases não queimados é muito menor em comparação com a zona de gases queimados, denominada por Heywood (1988) de término da chama, nessa fase a combustão é finalizada pois não há mais mistura de ar e combustível suficiente ou tempo para que a combustão aconteça, visto que é nessa fase que os gases já estão sendo liberados pela exaustão ou então a combustão não tem mais energia suficiente para dar continuidade para o processo.

Segundo Heywood (1988) a liberação da centelha influencia diretamente no desempenho do motor, pois a escolha do ponto de liberação altera os parâmetros de desenvolvimento da chama, intervalo de tempo que haverá a liberação da energia entre outros fatores, porém as alterações podem ser analisadas com a variação da liberação da centelha e observando quais serão o desempenho do motor para cada ocasião, na *Figura 3a* são plotados gráficos da pressão no cilindro conforme a variação do avanço da centelha, o avanço da centelha é o valor em ângulo do virabrequim antes do ponto morto superior, quando o avanço é de 50° a pressão máxima ocorre muito próximo do ponto morto superior o que não é desejável, pois a pressão não é utilizada com eficiência para gerar trabalho de eixo, sendo verificado que com um avanço de 30° a pressão máxima encontrada é em torno de 16° depois do ponto morto superior, e ao lado direito na *Figura 3b* é o torque relativo para a variação do avanço da centelha, no caso com avanço em 33° ocorre o maior torque demonstrado como “MBT”

(Maximum break torque), logo é possível perceber que para esse caso quando a pressão máxima na câmara de combustão ficar próxima do 15° do virabrequim haverá uma eficiência maior na transformação da energia química do combustível em energia cinética.

Figura 3 - Influência da alteração do ponto de ignição em função do angulo do virabrequim



Fonte: Heywood (1988, p. 374).

Para um funcionamento desejável de um motor de combustão interna deverá apresentar somente uma frente de chama, no caso de motores de ignição por centelha é desejável que somente acontece uma frente de chama provinda da centelha gerada pela vela, porém pode acontecer dois tipos de anormalidades dentro da câmara de combustão. Segundo Heywood (1988) essas anormalidades são conhecidas como *Knock* e ignição por superfície. O *knock* é a inicialização de outra frente de chama por compressão da mistura, ocorre quando a pressão dentro da câmara de combustão é maior que o limite da mistura ar combustível suporta para antes de iniciar a chama. Nesse ponto é formado outra frente de chama (antes ou depois da ignição pela centelha) e ao se propagar colide com a frente de chama provinda da centelha, acarretando em uma maior pressão dentro da câmara e diminuindo o tempo de propagação da chama. Heywood (1988) comenta que o tempo da chama é de 5 a 25 vezes menor do que a chama normal. A ignição por superfície acontece devido a superfície estar superaquecida a ponto de iniciar a combustão da mistura apenas ao entrar em contato, essas superfície pode ser as válvulas, pistão, cilindro ou qualquer outro ponto que a mistura esteja em contato e possa

iniciar outra frente de chama, as vezes podendo até ser iniciado algumas frentes de chamas, ocasionando os mesmos problemas do *Knock*.

Segundo Merker (2012) uma modelagem de um motor pode ser dividida em 3 diferentes modelos, sendo eles diferentes pela forma com que é feita a discretização dos elementos dentro da câmara de combustão. São os zero-dimensionais, quasi-dimensionais e multi-dimensionais.

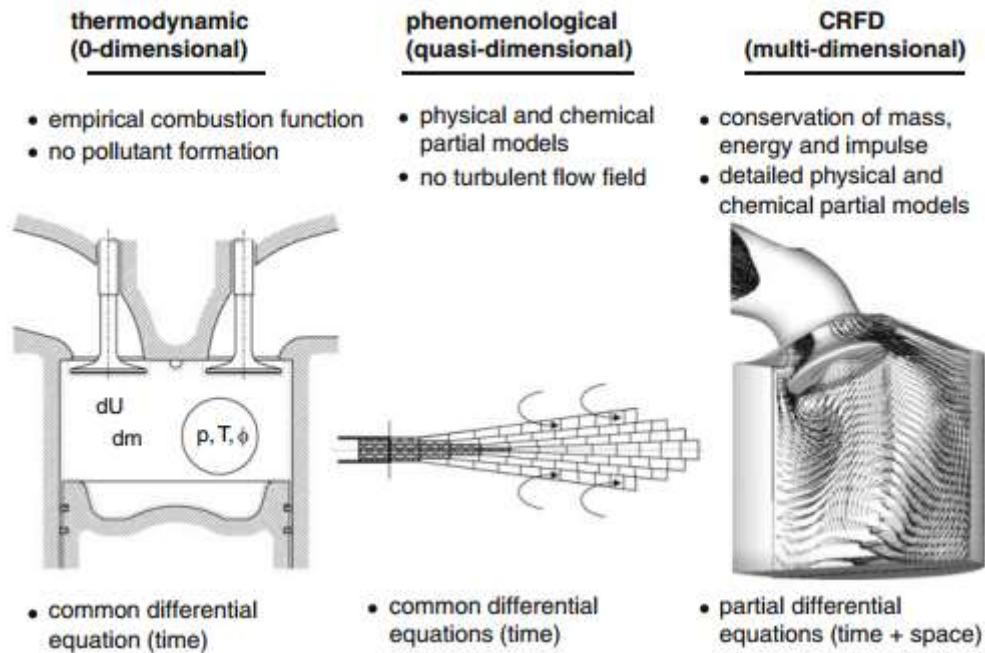
Zero-dimensionais: Pode ser chamando de termodinâmico, a modelagem utilizada para determinar a transferência de calor é empírica, tendo como variável independente apenas o tempo, sem levar em consideração turbulência, fração de gases queimados ou outros resíduos.

Quasi-dimensionais: Pode ser chamada de fenomenológica, pois discretiza o fenômeno da combustão em duas zonas, a região de gases queimados e a não queimados, sendo discretizado a frente de chama em laminas, com dimensões muito inferior ao do volume total da câmara de combustão, não calculando especificamente a turbulência dentro da câmara de combustão, utilizando apenas equações diferenciais em função do tempo, sendo o tempo a única variável independente.

Multi-dimensionais: Utiliza conservação da massa, energia, quantidade de movimento e impulso para modelar a combustão, para predizer a turbulência e a frente de chama é utilizado equações diferenciais parciais em função do tempo e espaço. Utilizando a cinética química para predizer as espécies química que são liberadas após todo o processo de combustão, sendo ele homogêneo ou não.

A Figura 4 mostra como é feita a discretização dos componentes da combustão via software, sendo eles o zero-dimensional a esquerda, no meio a análise do quasi-dimensional e a direita a modelagem multi-dimencional que é uma simulação que necessita de um recurso computacional muito mais elevado que os outros dois tipos, ultrapassando o tempo de 10^5 segundo cada simulação.

Figura 4 - Classificação dos modelos de combustão.



Fonte: Merker (2012, p. 416).

2.1. Transferência de calor

A transferência de calor é muito importante para o funcionamento do motor. Segundo Heywood (1988) ela afeta a eficiência volumétrica, eficiência da queima, o desempenho do motor e a emissão de poluentes. Durante a combustão se a superfície estiver a uma temperatura muito alta é possível que haja uma ignição por superfície, ou caso todo o sistema apresentar uma temperatura mais alta que o recomendando é possível que ocorra a batida de pino (*Knock*) pois com uma maior temperatura da mistura e dos componentes há um aumento da pressão do gás. Por outro lado quando as paredes dos cilindros estão a uma temperatura elevada ela pode evaporar o óleo lubrificante, e assim ele será misturado junto com os combustível e o ar, consequentemente influenciando na eficiência da combustão, aumento a emissão de gases poluentes e fuligem, porém essa fuligem muitas vezes fica alojada nos cantos e nas superfícies do cilindro, ocasionando uma diminuição na transferência de calor dessa região, logo prejudicando a eficiência da troca térmica da câmara de combustão. Essa fuligem por possuir uma troca térmica menor apresenta uma alta temperatura, assim aumentando a chance da ocorrência da ignição da mistura pela presença de uma superfície com uma temperatura elevada.

Para determinar qual a potência, eficiência e outros parâmetros de um motor de combustão interna é necessário resolver algumas equações de transferência de calor, de acordo com Çengel (2009) quando ocorre a queima do combustível, seja ele fóssil ou não, há a liberação de energia, aumento da entropia e conseqüentemente por ser um processo irreversível toda a energia liberada deverá ser utilizada para algum fim, sendo boa parte transferida para as paredes do cilindro, cabeça do pistão, válvulas e cabeçote, outra parte é liberada junto com os gases de exaustão e uma pequena parcela vira o trabalho de eixo propriamente dito.

De acordo Incropera (2007) as perdas de um motor de combustão interna podem ser representadas usando um diagrama *Sankey* mostrado na Figura 5 que demonstra as perdas por arrefecimento, atrito, perdas parasitas, gases de exaustão e pôr fim a energia líquida disponível para movimentar os cilindros.

Segundo Heywood (1980) as perdas podem ser representadas conforme o percentual de utilização da energia fornecida pelo combustível, para um motor trabalhando na potência máxima, em regime estacionário, sem variação da velocidade angular do virabrequim. Na Figura 6 é exposto os valores que são frequentemente encontrado na literatura, Heywood (1988) conclui a análise formando uma compilação de dados e enquadrados em uma tabela (Figura 6). São encontrados valores de eficiência máxima de 28% para motores de ignição por faísca, já motores por ignição por compressão (Diesel) apresentam uma eficiência maior, chegando a 38% quando estão na sua máxima potência.

Figura 5 - Diagrama Sankey do fluxo de energia de um motor.



Fonte: Adaptado de Heywood (1988, p. 674)

Figura 6 - Percentual da energia utilizada para cada processo.

Balço energético de motores de combustão na potência máxima

	P_q	\dot{Q}_{cool}	\dot{Q}_{misc}	$\dot{H}_{e,ic}$	$\dot{m}h_{e,s}$
	(Percentual em consumo de combustível)				
<i>Ignição por centelha</i>	25-28	17 - 26	03-10	02-05	34-35
<i>Diesel</i>	34-38	16-35	02-06	01-02	22-35

Fonte: Adaptado Heywood (1988, p. 674).

Para determinar a perda de energia por transferência de calor Heywood (1988) mostra principais mecanismos de transferência de calor, sendo elas por condução, convecção e radiação.

As equações básicas da condução de calor, mostradas na Equação 2.1, com modelagem de transferência de calor em regime permanente e na Equação 2.2 é outra forma de calcular a perda de calor.

$$\dot{q} = -k\nabla T \quad (2.1)$$

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

As equações são necessárias para determinar a perda de calor, pelas paredes do cilindro, pistão, válvulas e paredes do duto de admissão e exaustão.

Para a troca de calor por convecção Heywood (1988) calcula as perdas por duas equações uma de maneira mais simplificada, é mostrada na Equação 2.3 o equacionamento. Porém para obter resultados com maior confiabilidade e exatidão em contrapartida apresentando um maior tempo de processamento é exposto a Equação 2.4 que utiliza números adimensionais para encontrar a perda por convecção em um motor de combustão interna.

$$\dot{q} = h_c(T - T_w) \quad (2.3)$$

$$Nu = aRe^m Pr^n \quad (2.4)$$

Sendo o número de Nusselt (Equação 2.5) segundo Incropera (2007) o número que correlaciona a razão entre a convecção e a condução de um fluido, quando um fluido está em

movimento o número de Nusselt tende a ser maior, já quando o fluido está parado o número de Nusselt será zero, informando que não haverá transferência por convecção nesse determinado espaço.

$$Nusselt = Nu = \left(\frac{h_c L}{k} \right) = \left(\frac{4\dot{Q}}{\pi B k_g (T_{g,a} - T_c)} \right) \quad (2.5)$$

De acordo com Incropera (2007) o número de Reynolds (Equação 2.6) é o número que correlaciona a as forças de inercia e forças de viscosidade de um fluido, sendo capaz de avaliar a estabilidade do fluido, predizendo se o mesmo está em regime laminar ou turbulento, também quantificando essa turbulência, sendo que quanto maior o número de Reynolds alcançar maior será a turbulência do fluido em questão, usando como parâmetros característicos as dimensões do espaço onde o fluido está escoando, velocidade do escoamento e características do fluido. De forma comum Incropera (2007) utilizado os valores de Reynolds abaixo de 2000 para determinar que o escoamento é laminar e acima de 4000 o escoamento está em regime turbulento.

$$Re = \left(\frac{\rho \vartheta L}{\mu} \right) = \left(\frac{4\dot{m}}{\pi \mu_g B} \right) \quad (2.6)$$

O número de Prandtl (Equação 2.7) de acordo com Incropera (2007) é a razão entre a taxa de difusão viscosa e difusão térmica, sendo a taxa de difusão viscosa a medida que relaciona a velocidade dentro do fluido, quantidade de movimento, em função da viscosidade dinâmica e o calor específico do material. Já a taxa de difusão térmica é a medida que avalia a quantidade de calor que o fluido pode receber. Quando o número de Prandtl apresenta um valor elevado é característico que o material apresenta dificuldade para transferência de calor por ele, conseqüentemente que o fluido consegue se movimentar mais rápido do que consegue difundir o calor.

$$Pr = \left(\frac{c_p \mu}{k} \right) \quad (2.7)$$

Para encontrar o total de transferência de calor na câmara de combustão o software AVL BOOST necessita encontrar a velocidade do fluido, nos dutos de escapamento, exaustão e dentro da câmara de combustão, existem alguns métodos para caracterizar a velocidade do fluido nesses dutos, porém na modelagem utilizada nesse trabalho foi adequado a utilizado do método de Woschni (1978) disponível dentro da interface do software, segundo AVL (2011b) ele correlaciona a velocidade dos fluidos em todos os dutos de acordo com a velocidade relativa

do pistão dentro da câmara de combustão, correlacionando por exemplo quando o pistão está no seu ponto morto superior que a velocidade do fluido é a mesma do pistão, que nesse ponto é aproximadamente zero, contudo quando o pistão está no meio do cilindro e após a combustão ele apresenta velocidade máxima e assim o fluido também. Como a velocidade do pistão segue uma função aproximadamente senoidal a velocidade dos gases dentro dos dutos segue a mesma relação de acordo com essa abordagem de Woschni. A velocidade do fluido pode ser determinada seguindo a Equação 2.8.

$$v = c_1 \overline{S_p} + c_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \quad (2.8)$$

Continuando a análise de Woschni (1978) é possível determinar a transferência de calor dentro da câmara de combustão, sendo utilizado a Equação 2.9 para determinar a transferência total de calor, onde relaciona o comprimento característico que é o diâmetro da câmara de combustão, a pressão, temperatura e velocidade do fluido durante a operação do motor de combustão interna, abordagem que é feita em função do tempo, pois a cada instante o pistão está com uma velocidade, pressão e temperatura diferente.

$$h_g(t) = 3.26 L^{-0.2} P(t)^{0.8} T(t)^{-0.55} v(t)^{0.8} \quad (2.9)$$

Esse equacionamento é o responsável por determinar a quantidade de energia que é desperdiçada no funcionamento do motor por transferência de calor para o meio, essa energia não é aproveitada.

2.2. Ciclo termodinâmico

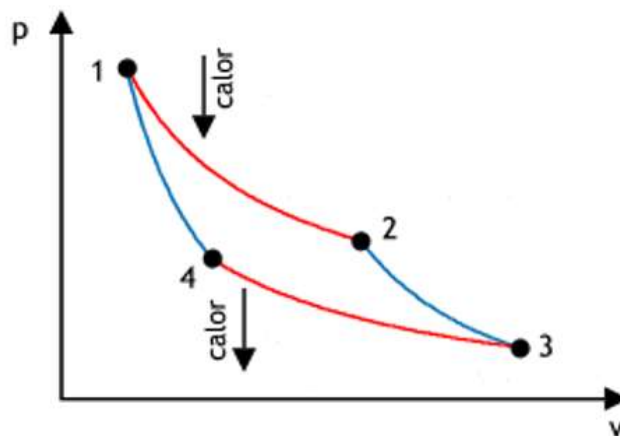
Um motor de combustão interna pode ser modelado de várias maneiras, o que varia entre uma e outra é a quantidade de simplificações em relação ao modelo real. Visto que o trabalho de um motor é um sistema complexo com a atuação de vários fatores, muitos deles dependente não apenas de somente uma variável independente, o que torna o equacionamento de todo o sistema algo trabalhoso e com alto tempo de processamento.

De acordo com Carnot a eficiência máxima de uma máquina térmica ideal é dado pela Equação 2.10 que relaciona somente a diferença de temperatura do sistema, Carnot propõe que um ciclo termodinâmico para um motor é composto por quatro processos, independentes da

forma que está sendo liberado a energia. O processo é descrito na Figura 7, sendo composto por uma expansão isotérmica reversível (entre o ponto 1 e ponto 2), uma expansão adiabática reversível (entre o ponto 2 e ponto 3), uma compressão isotérmica reversível (entre o ponto 3 e ponto 4) e por fim uma compressão adiabática (entre o ponto 4 e ponto 1). Carnot em seu equacionamento afirma que uma máquina térmica pode atingir 100% de eficiência somente se a fonte estiver a temperatura de 0K, zero absoluto, contudo uma máquina térmica que está a trabalhando a uma temperatura ambiente não terá um rendimento de 100%.

$$n = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2.10)$$

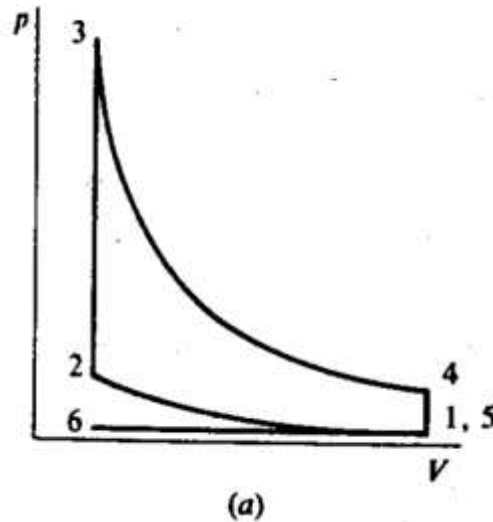
Figura 7 - Ciclo de Carnot.



Fonte: Adaptado de Çengel (2009, p. 408).

A abordagem de Carnot é apenas uma visão geral sobre o processo de uma máquina térmica, visto que um motor de combustão interna por ignição por centelha de 4 tempos de acordo com Heywood (1988) apresenta um ciclo térmico teórico implementado por Otto em 1876, que recebe o nome de Ciclo Otto com presença de uma combustão a volume constante (Figura 8), esse ciclo é o característico do motor que será modelado nesse trabalho, Otto verificou que o ciclo térmico apresenta 4 tempos, sendo ele uma Admissão isobárica (entre o ponto 6 e 1), uma compressão adiabática (entre o ponto 1 e 2), uma combustão isocórica (entre o ponto 2 e 3) seguido de uma expansão adiabática (entre o ponto 3 e 4), a abertura de válvula (entre o ponto 4 e 5) seguido de uma exaustão isobárica (entre o ponto 5 e 6). Sendo V_1 o volume da câmara quando o pistão está em seu ponto morto superior e V_2 quando o pistão está em seu ponto morto inferior.

Figura 8 - Ciclo Otto – Combustão a volume constante.



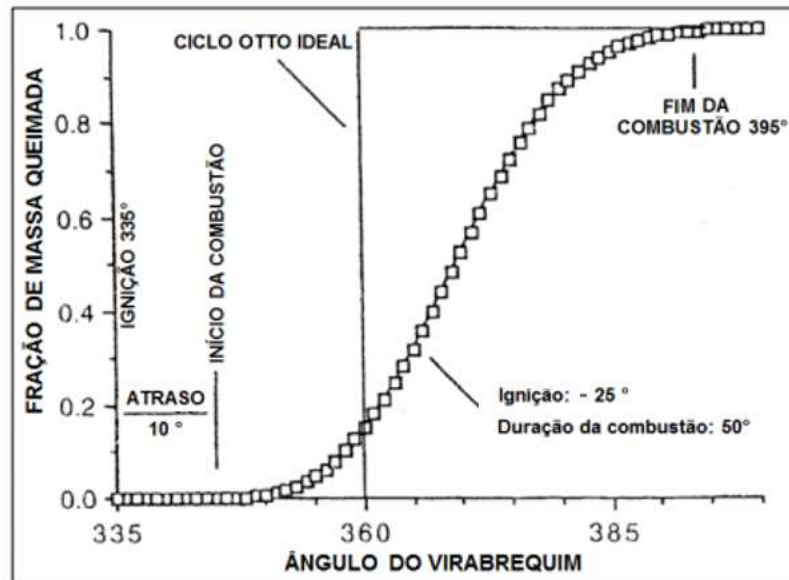
Fonte: Heywood (1988, p. 163).

Entretanto na prática o motor não se comporta exatamente como é descrito no ciclo Otto, pois quando há a combustão ela não ocorre a um volume constante, visto que há movimentação relativa do pistão dentro do cilindro, essa movimentação ocorre pois para que a chama se inicie e se propague por toda a mistura ar/combustível é necessário um tempo, na ordem de grande de milissegundos, de acordo com Heywood (1988), para que a chama inicie e se extingue. Esse processo pode variar conforme os tipos de combustíveis usados, alteração da composição do ar atmosférico, formação e geometria da centelha, movimentação dos gases dentro do cilindro entre outros parâmetros que serão abordados mais adiante.

De acordo com Alla (2002), Santos Junior (2004) e Heywood (1988) a combustão de um motor real com ignição por centelha apresenta um tempo para iniciar a combustão dependendo das características do motor, do combustível, da turbulência e da velocidade de rotação que o mesmo está operando. No início do processo é liberada a centelha, após um tempo é iniciada a chama da mistura ar/combustível e somente depois disso que é iniciada a liberação de energia. Heywood (1988) demonstra que para um motor de 50cc a 7500 rpm, desde a liberação da centelha até o início da chama o virabrequim gira 17° , chamado de atraso, esse atraso é alterado com a variação da velocidade angular do virabrequim, e a liberação de energia ocorre por 70° até a extinção da chama, esse seria o tempo necessário para liberação total da energia, logo o ciclo Otto ideal não pode ser aplicado, visto que o virabrequim está em constante movimento, a liberação deveria ocorrer em um tempo infinitesimal, em seu trabalho Alla (2002) ilustra como seria a liberação de energia do ciclo Otto e do ciclo real (Figura 9), demonstrando

em sua característica o deslocamento angular até o início da combustão e o total, até o final da combustão.

Figura 9 - Diferença entre o ciclo Otto e a combustão real.



Fonte: Adaptado de Alla (2002, p. 1045)

2.3. Combustão

O processo de combustão sofre influência de vários fatores para que aconteça, segundo Heywood (1988) a chama é diferente para cada ciclo, estatisticamente é impossível que uma chama seja igual a outra em um curto período de tempo, pois há influência da entrada da mistura ar/combustível, entrada que pode ocorrer de diferentes maneiras, tendo contribuição com a variação de determinado processo, como compressão e admissão. Portanto devido a admissão e exaustão de gases da câmara de combustão acontecerem a velocidades elevadas o escoamento do fluido é considerado em regime turbulento, porém nas paredes do cilindro, cantos e vedações o escoamento é limitado pela condição de não-deslizamento e efeitos viscosos, o fluido tende a ter uma velocidade menor, apresentando um número de Reynolds menor e conseqüentemente entrar em regime laminar. O resultado da alta turbulência dentro da câmara de combustão é o aumento considerável da transferência de calor, da mistura total dos gases, evaporação do combustível e a velocidade de propagação de chama, visto que esses parâmetros dependem

primordialmente da turbulência. Como consequência ao aumento da velocidade de propagação de chama, devido à alta turbulência, é observado um acréscimo na difusão da chama na mistura ar/combustível, porém se houver uma turbulência excessiva a chama pode ser extinguida sem que ocorra a combustão total da mistura. Ainda de acordo com Heywood (1988) conforme há um aumento da velocidade de rotação do motor, há uma maior turbulência imposta pelo sistema e conseqüentemente uma maior transferência de calor, evaporação, mistura e processo de combustão, isso é importante pois, quando há um aumento da velocidade do motor é necessário que a combustão aconteça mais rápido para que ela continue acontecendo com o mesmo intervalo de deslocamento do virabrequim.

A turbulência dentro da câmara de combustão é alta durante a abertura da válvula de admissão, sendo alta no início e durante a abertura, isso devido ao fato da alta velocidade do fluido, no decorrer do processo a turbulência volta a aumentar no processo de compressão, chegando ao ponto máximo quando o pistão está em seu ponto morto superior, é desejável uma alta turbulência nesse ponto pois é próximo a esse ponto morto superior que é iniciado a combustão e assim a alta turbulência faz que com que a frente de chama que inicialmente é laminar se torne rapidamente turbulenta e se espalhe pela câmara de combustão com uma velocidade maior e conseqüentemente diminuindo o tempo total da combustão, diminuindo a chance da ocorrência da pré-ignição, ou comumente chamado de batida de pino. Segundo Garrett (2001), batida de pino é a ignição de uma frente de chama em outro ponto da câmara de combustão, essa frente de chama irá se chocar com a frente de chama proveniente da vela de ignição, aumentando a frente de chama ou até extinguindo uma a outra, ocasionando uma combustão mais rápida, com uma maior diferença de pressão e um pequeno intervalo de tempo, ocasionando maiores esforços na câmara de combustão, o ruído característico e origem do nome popular é devido a ressonância que ocorre entre a primeira explosão e a segunda. Após a ocorrência da batida de pino é comum encontrar temperaturas superiores na câmara de combustão, pois a transformação de energia química em energia térmica ocorre em um período bem menor de tempo, assim diminuindo a eficiência térmica do motor pois a pressão máxima não ocorre no ponto pré-determinado.

Como visto anteriormente em motores de combustão interna é desejável uma alta turbulência dentro da câmara de combustão, em carros de alto desempenho que trabalham em altas rotações os dutos de admissão e coletores apresentam uma rugosidade bem baixa, pois o fluido já entra com uma velocidade elevada e conseqüentemente alta turbulência, porém em veículos de menor porte os dutos de admissão apresentam valores de rugosidades mais altos

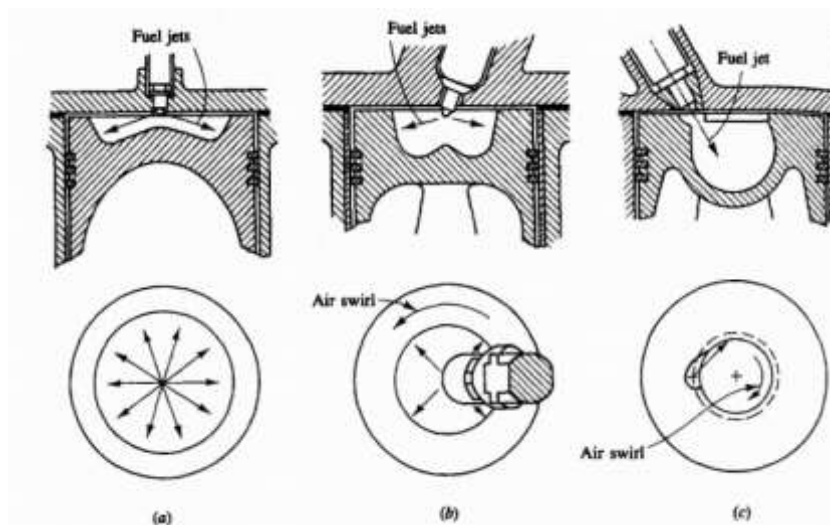
para que ele adicione turbulência no sistema e aumente a homogeneidade da mistura. Outro artifício utilizado para aumentar a turbulência dentro da câmara de combustão quando é feita a admissão da mistura ar/combustível, segundo Heywood (1988) é a movimentação *swirl*, ela aumenta a homogeneidade da mistura ar/combustível em um intervalo menor de tempo, aumentando a transferência de calor, a evaporação do combustível e sendo o principal mecanismo para dispersar a frente de chama que inicialmente é laminar em turbulenta, dissipando a chama dentro da câmara de combustão de maneira mais efetiva.

O *Swirl* é nome do fenômeno que é gerado quando os gases da admissão entram na câmara de combustão circularmente, essa movimentação é devido a geometria do ponto de entrada dos fluidos, essa geometria ocasiona que o fluido entre com uma componente tangencial, forçando que ele adentre a câmara com rotação em relação ao eixo axial, é ilustrado de maneira simplificada na Figura 10 o formato característico da movimentação *swirl* dentro do cilindro. Segundo Heywood (1988) há a razão de *swirl* que relaciona a razão entre a velocidade angular do escoamento do fluido na câmara e a velocidade do motor (Equação 2.11), ou de maneira análoga é a razão da velocidade tangencial do fluido e velocidade média relativa do pistão (Equação 2.12).

$$Sr_1 = \frac{\omega}{N} \quad (2.11)$$

$$Sr_2 = \frac{v}{\bar{s}_p} \quad (2.12)$$

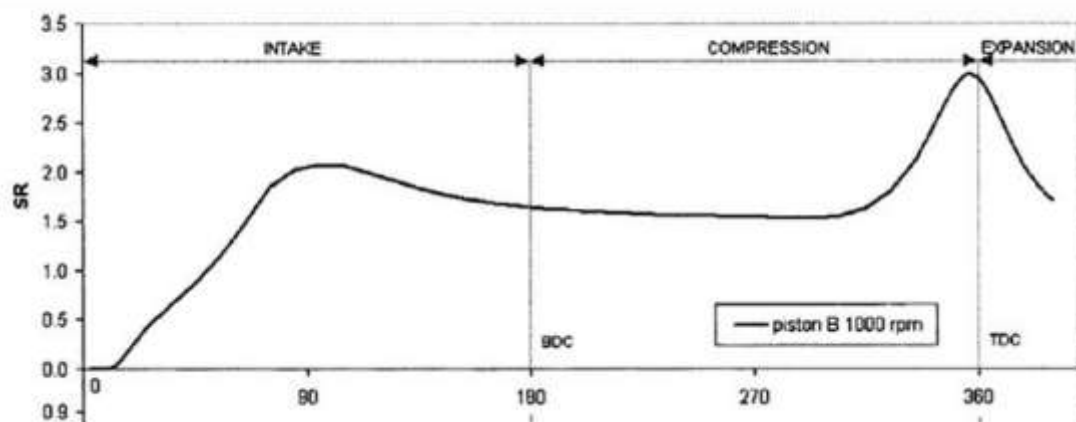
Figura 10 - Movimenta Swirl dentro da câmara de combustão.



Fonte: Heywood (1988, p. 493).

Ainda de acordo com Heywood (1988) essa relação é útil para determinar o nível de turbulência dentro da câmara de combustão, porém para simulações numéricas esse parâmetro somente é levado em consideração para análises multi-dimensionais pois somente nesse tipo de simulação é alcançado esse nível de detalhamento espacial nas equações de resolução. A Figura 11 ilustra de maneira simplificada como é o comportamento da razão de *swirl* durante um ciclo de operação em um motor de combustão interna. É perceptível que na admissão há um alto índice de turbulência e começa a cair até o início da compressão, como já foi mencionado anteriormente, ocorre um pico quando o pistão está no ponto morto superior, onde acontece a combustão e a liberação de energia. Devido à expansão dos gases, transformação de gases queimados em não queimados e efeitos de arrasto das paredes do cilindro é reduzido rapidamente a razão de *swirl* até o início da exaustão, sendo encontrados valores de razão de *Swirl* (Sr_1) entre 5 e 10 para motores modernos.

Figura 11 - Razão de Swirl em função da angulação do virabrequim.

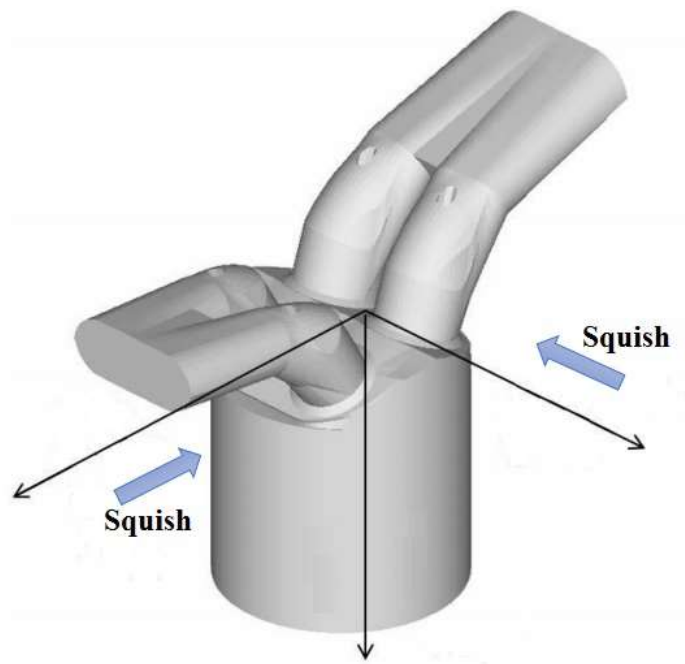


Fonte: Abdul Rahiman e Mohammed Samee. (2014, p. 113).

Heywood (1988) salienta que na compressão dos gases a movimentação não é devido a entrada do fluido com componentes de força tangencial e sim devido a geometria dos pistões ou câmara de combustão, elas podem apresentar cavidades no pistão ou na parte superior do cilindro, em formato de cunha quando o pistão está em movimentação para comprimir a mistura ela entra nessa cavidade, há um aumento da velocidade angular por apresentar uma diminuição do momento de inercia do gases em rotação, contudo há o aumento da razão de

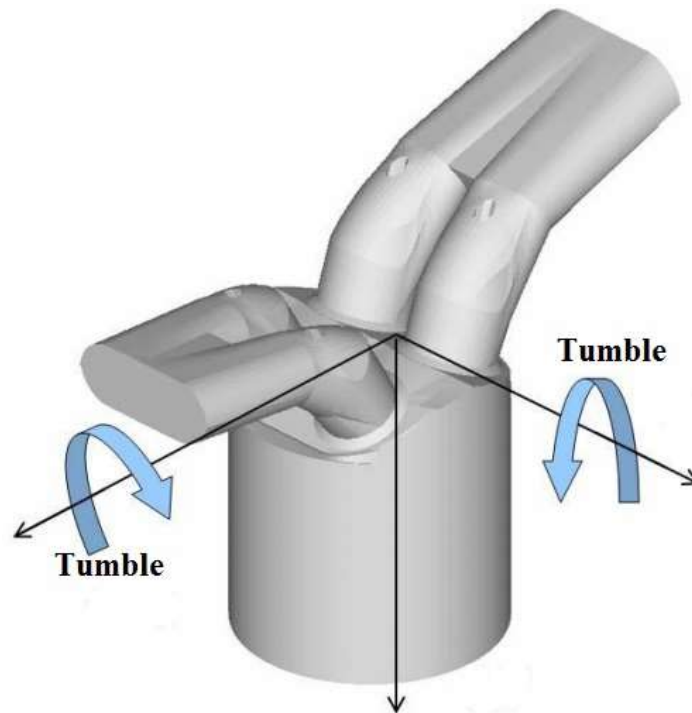
swirl como é ilustrado na Figura 11. Na Figura 10 é demonstrado duas das formas que pode apresentar a cavidade, sendo ela no cilindro ou no pistão, a rotação é indicada somente de maneira ilustrativa pois na combustão não ocorre apenas o *swirl*, e sim há a formação do *Squish* e do *Tumble*, movimentações do fluido dentro da câmara de combustão, semelhante ao *swirl* porém em sentidos diferentes. O *squish* é a movimentação dos gases na direção radial, em direção ao centro do cilindro, normalmente esse fenômeno ocorre no final do processo de compressão pois o fluido tende a ir para o centro da cavidade (Figura 12 ilustra o fenômeno). Já a movimentação *tumble* é a movimentação que ocorre quando o pistão durante a compressão chega perto do seu ponto morto superior e os gases tendem a entrar na cavidade e assim gera uma movimentação secundária que leva os gases a uma rotação circunferencial perto da cavidade (Figura 13 ilustra o fenômeno simplificado).

Figura 12 - Movimentação Squish (dentro da câmara de combustão).



Fonte: Adaptado de Bharadwaj et al. (1988, p. 36).

Figura 13 - Movimentação Tumble dentro da câmara de combustão.

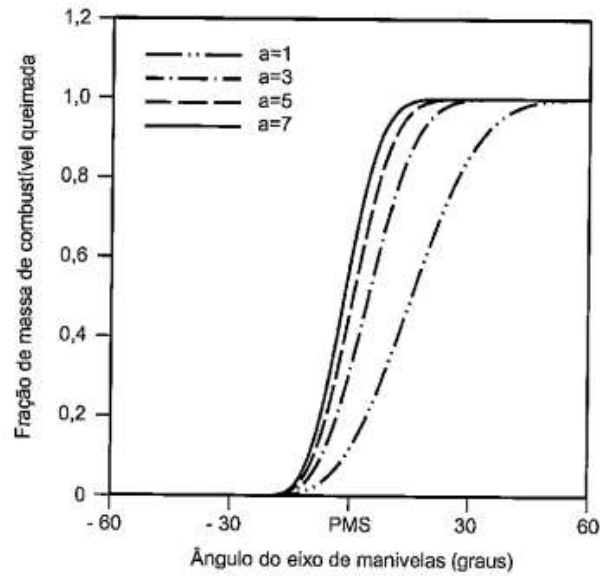


Fonte: Adaptado de Bharadwaj et al. (1988, p. 36).

A modelagem Wiebe é utilizada para modelamento da curva de liberação de energia porem é necessário obter parâmetros da curva de liberação de energia dos combustíveis. De acordo com Santos Junior (2004) esses parâmetros devem ser analisados empiricamente para depois poder ser utilizados na equação de Wiebe (Equação 2.13). São analisados dois parâmetros para descrever a liberação de energia, o parâmetro “m” e o parâmetro “a”, sendo “m” o comportamento no qual ocorre a evolução da queima durante o processo, sendo considerado um fator de forma da câmara de combustão, com o aumento de “m” é caracterizado que a queima ocorre de maneira mais abrupta. Já o fator “a” corresponde a velocidade da queima de chama como se informasse a quantidade de velas no cilindro ou da maior turbulência da câmara de combustão, com um valor alto de “a” é caracterizado que a queima total ocorre em menor intervalo de tempo. É apresentado na Figura 14 a variação do parâmetro “a” em função do ângulo do virabrequim, ilustrando a maneira que há a alteração da inclinação da curva em função da alteração do parâmetro. A Figura 15 ilustra a variação do parâmetro “m” em função do ângulo do virabrequim, demonstrando que há alteração da inclinação da curva em função da alteração do parâmetro.

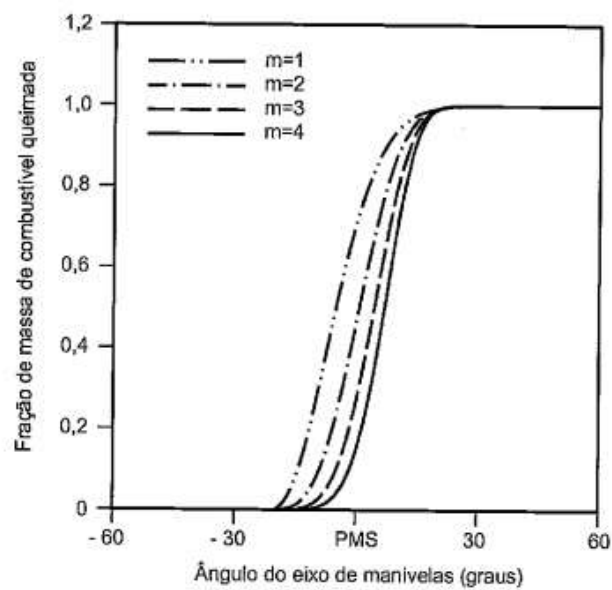
$$x(\theta) = 1 - \exp\left(-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right) \quad (2.13)$$

Figura 14 - Variação do parâmetro "a" na equação de Wiebe.



Fonte: Santos Junior (2004, p. 15).

Figura 15 - Variação do parâmetro "m" na equação de Wiebe.



Fonte: Santos Junior (2004, p. 15).

O modelo Fractal, é uma abordagem mais abrangente, com mais detalhes, ele modela a combustão pelo modelo quasi-dimensional, segundo Azevedo Neto (2013) e AVL (2011a) essa modelagem divide o fluido em duas zonas, a zona de gases queimados e a zona de gases não queimados, uma das características dessa modelagem é a possibilidade de prever o atraso entre a centelha e o início da combustão. O nome da modelagem foi devido visualização experimental de frentes de chamas e constatou que ela apresenta uma superfície irregular e com características geométricas como o de um fractal. A modelagem acontece com a resolução da Equação 2.14 que corresponde a taxa de queima do combustível em função da propagação da chama, em função das propriedades da zona de gases não queimados.

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_L S_T \quad (2.14)$$

Sendo A_L a área superficial da semiesfera que circunda a vela após o início da combustão, enquanto a frente de chama ainda é laminar. S_T é a velocidade de propagação de frente de chama, segundo Carvalho (2011) ao todo para modelar a combustão utilizando a modelagem fractal são necessários sete parâmetros. Como o intuito do trabalho é realizar de maneira rápida e simplificada a modelagem de um motor para aumentar a eficiência sem ter que necessitar alto gasto computacional e financeiro, essa abordagem não será escolhida pois para a obtenção desses parâmetros são necessárias algumas análises mais aprofundadas. Portanto para não fugir do foco do trabalho será utilizado a abordagem de Wiebe para o modelamento da combustão e liberação de energia dentro do cilindro.

2.4. Modelo de atrito

O software AVL BOOST disponibiliza 3 modelos para descrever a perda de energia via atrito, segundo Heywood (1988) em motores de combustão interna é a parcela de energia que o motor deve utilizar para movimentar todas as partes móveis do motor, energia essa que não tem como ser aproveitada e há a degradação dos componentes pois há contato entre superfícies de materiais com velocidades relativas diferentes e assim desgaste de material. Para modelagem desse trabalho foi escolhido o modelo PNH (Patton, Nitschke e Heywood) que calcula a perda de energia por atrito com a seleção do tipo de óleo pré-determinado e resolvendo

as pressões médias efetivas de atrito em cada componente móvel como o pistão, comando de válvulas, virabrequim e até bomba de óleo para motores que apresentam lubrificação forçada via pressurização de óleo. Para determinar as pressões é necessário apenas do modelo do óleo utilizado, temperatura e também como é feito o acionamento de válvula. Segundo Azevedo Neto (2009) esse é um modelo escolhido com bastante frequência para trabalhos realizados com o AVL BOOST, como o de Carvalho (2011) e Carvalho et al. (2013), que em seu estudo demonstrou a viabilidade da modelagem integrada (entre AVL BOOST e um simulador de processo) de uma planta energética que utiliza motores de combustão interna, percebeu que a utilização da modelagem PNH é bastante eficaz na simulação de motores de ignição por centelha. Segundo AVL (2011a) esse modelamento resolve a Equação 2.15 para determinar as pressões médias efetivas de cada componente, encontrando no final a soma de todas as pressões e assim a pressão média efetiva total, que corresponde a perda que as partes moveis atribuem para o funcionamento do motor.

$$Pmef_{tot} = (Pmef_{cs} + Pmef_p + Pmef_{vt} + Pmef_{aux} + Pmef_{ip}) \left(\frac{v_{roil}}{v_{roil=90^{\circ}C}} \right)^{0.24} \quad (2.15)$$

Segundo AVL (2011a) a última parcela da Equação 4.3 faz referência a mudança da viscosidade do óleo em função da temperatura, parcela responsável por introduzir na equação as consequências dessa alteração de viscosidade do óleo, em sua publicação Sheyler et al. (1993) demonstra a viabilidade e validação dessa equação, que determinar a alteração da viscosidade do óleo em função da fricção apresentada no funcionamento do motor, desenvolvendo a equação geral que correlaciona os dados empíricos e experimentais.

3. APLICAÇÃO NO AVL BOOST

Os combustíveis que foram usados nos testes são especificados pela Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) pelas resoluções número 5 e 6 (ANP, 2006). A nomenclatura é caracterizada conforme a quantidade de álcool encontrado na amostra. Neste trabalho será utilizada a gasolina E0, sem adição de álcool, onde o valor numérico faz referência à porcentagem de álcool na composição, porém esse álcool por ser especificado ganha o nome de etanol anidro combustível (EAC), por possuir características que são importantes para um bom desempenho de motores de combustão interna, no mercado brasileiro é vendida a gasolina E27, porém via um processo de decantação é possível separar a gasolina do álcool, assim obtendo a gasolina E0.

A gasolina é especificada pela resolução número 5 da ANP, tendo que apresentar características específicas para poder ser chamada de gasolina padrão A. Já o EAC deve estar dentro da resolução número 5 da mesma agência, essas resoluções entraram em vigor em 24 de fevereiro de 2005.

O software utilizado nas simulações é o desenvolvido pela empresa austríaca criada em 1948 chamada Instituto List de Motores de Combustão Interna (*Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List*, AVL) que possui em sua gama de produtos um software específico, o AVL BOOST, para simulações de motores de combustão interna, sendo possível simular desde a fenomenologia até os esforços que são desenvolvidos durante todo o ciclo do motor. Software este com licença acadêmica, adquirida pela Universidade Federal de Santa Catarina sendo disponibilizado para o desenvolvimento deste trabalho.

Primeiramente devem-se escolher quais as medidas que serão utilizadas para modelar a geometria do motor, nesse caso foi escolhido um motor de baixa cilindrada, o motor Honda GX35, tendo como padrão os valores fornecidos pela fabricante. Na Tabela 1 pode ser observado as medidas que foram utilizadas para a configuração do motor no programa AVL.

Tabela 1 - Configuração das características do motor a ser estudado.

<i>Itens</i>	<i>Dimensão</i>
<i>Tipo do motor</i>	4 tempos, resfriado à ar, OHC
<i>Razão de compressão</i>	8:1
<i>Diâmetro do cilindro</i>	39 mm
<i>Curso do pistão</i>	30 mm
<i>Cilindrada</i>	35,8 cm ³
<i>Potência Máxima (7000 rpm)</i>	1 kW
<i>Torque Máximo (5500 rpm)</i>	1,6 N.m
<i>Número de válvulas</i>	2
<i>Alimentação</i>	Carburado, tipo diafragma
<i>Ignição</i>	Transistor magnetizável

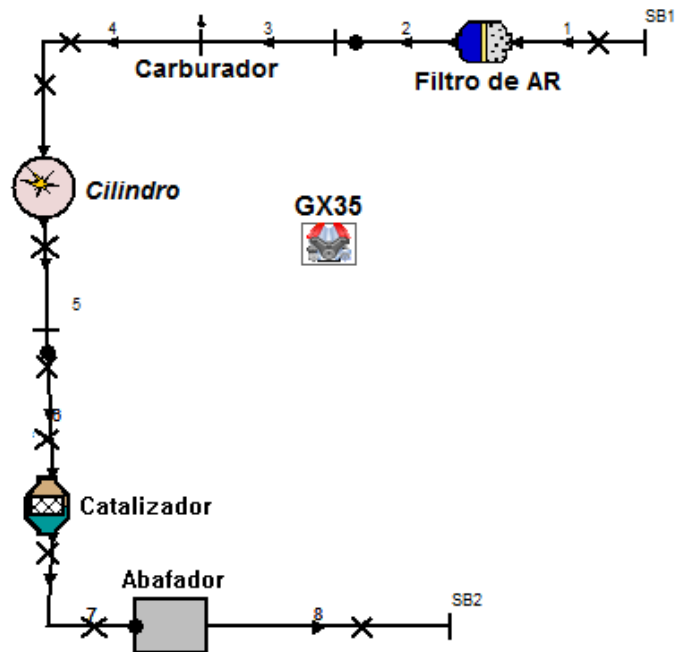
Fonte: Honda Engines (2015, p. 12).

Assim é necessário introduzir as características dos componentes que são utilizados na modelagem do modelo dentro do software de simulação.

Esta ferramenta computacional foi recentemente adquirida pela UFSC, em uma parceria direta com a empresa AVL. A interface do software é simplificada porém com um alto teor de informações e opções que podem ser inseridas nos modelos, qual depende da disponibilidade de dados experimentais e de projeto que o usuário tenha disponível. De acordo com AVL (2011a) o software é capaz de calcular as propriedades termodinâmicas do ciclo escolhido, em função do ângulo do virabrequim. Dependendo dos parâmetros adicionados e informações contidas é possível determinar até os níveis de ruído do processo de combustão.

Para a modelagem realizada dentro a interface foram utilizados blocos que representam os componentes do motor como catalizador, cilindro, motor, dutos de admissão e exaustão, abafador, filtro de ar e carburador, da mesma forma que é feita na programação gráfica. A Figura 16 mostra a modelagem do motor na interface do software, com a inserção dos componentes. O fluxo acontece no sentido das flechas, sendo iniciado em SB1 (condições de contorno inicial), passando por todos os componentes até chegar ao SB2 (condição de contorno final). Os componentes numerados são os dutos, do número 1 ao 4 são os dutos de admissão e do 5 ao 8 são os de exaustão.

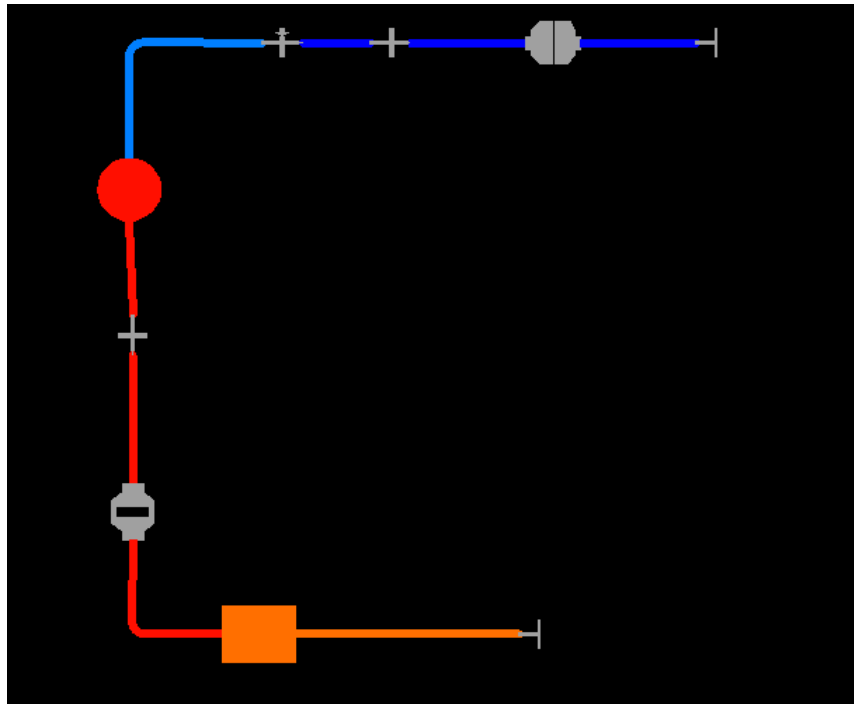
Figura 16 - Demonstração da modelagem dos componentes no software AVL BOOST.



Fonte: Autor (2015).

A Figura 17 é a distribuição da temperatura dos gases nos dutos quando o virabrequim está a 351° em relação a seu ponto inicial. É possível perceber que os dutos que estão em azul são os de admissão e os em vermelho são os dutos de exaustão, com esse mecanismo é possível verificar se há superposição de válvulas e também determinar até que ponto que os gases de exaustão percorrem se houver a superposição de abertura de válvula na exaustão, ou até que ponto os gases de admissão percorrem se há a superposição de abertura de válvulas no momento da admissão.

Figura 17 - Ilustração da temperatura dos gases nos dutos do motor.



Fonte: Autor (2015).

O intuito dessa primeira modelagem é a validação do modelo, em termos de tendências, que possa ser usado no trabalho visto que é necessário que a simulação apresente resultados semelhantes aos encontrados nos dados fornecidos pelo fabricante do motor. Como serão utilizadas algumas aproximações é provável que haverá divergências em baixas rotações, como visto em trabalhos reportados na literatura Ranzi (2014), Alla (2002) e Caton (2000) usando o mesmo software. Porém pelo resultado dos autores a potência efetiva do motor não tem muita diferença, quando comparados a estudos mais completos como o de Azevedo Neto (2013) que utiliza uma abordagem com mais variáveis e equações de transferência de calor e variação da taxa de compressão variável. Como esse trabalho tem o intuito de analisar o possível aumento de potência em um motor de baixa cilindrada sem que haja um grande trabalho para alterar parâmetros geométricos do motor, foi escolhida a abordagem que demanda um menor tempo computacional.

4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para a realização desse trabalho foi necessário o levantamento de dados para aplicação no modelo implementado no software, como já foram selecionados os modelos a serem adotados para perdas por atrito, combustão, transferência de calor e liberação de energia. Esse capítulo tem como propósito encontrar as condições de simulação que melhor representemos os valores de potência e torque fornecidos pelo fabricante do motor, no intuito de determinar posteriormente o ponto de melhor operação do motor em termos de atraso de ignição (*sparking time*).

4.1. Condições atmosféricas

Condições atmosféricas em termos de pressão e temperatura serão encontradas pelo motor no ponto de entrada dos gases e todos os cálculos posteriores dependem dessas informações, pois é com elas que o sistema estará sendo alimentado, todo fluido que entra no sistema terá essas condições e todo fluido que sai do sistema deverá apresentar as condições que inicialmente foram caracterizadas no ponto final do ciclo (condição atmosférica de saída). Condições desse tipo, pré-determinam o local aonde será feito o teste, por exemplo, com uma temperatura muito baixa é possível que esse teste faça referência a um país situado mais perto dos polos do planeta, aonde há presença de temperaturas mais baixas no período de inverno. Contudo essas informações não foram especificadas pelo fabricante (HONDA, 2014), em quais condições ou localidade que os testes foram realizados para determinar a curva de potência, porém Heywood (1988) em seus diversos ensaios utiliza as condições atmosféricas padrão para realizar os testes, que é pressão de 1 ATM, que é correspondente a 101325 Pa no Sistema Internacional de Unidade, e a temperatura de 25°C ou 274,15 K para condições de entrada. Já para as condições de saída segundo AVL (2011b) é a temperatura que os gases apresentam na saída do escapamento, essa temperatura deve ser medida por exemplo um sistema de medição por infravermelho no motor em funcionamento. Valores de temperatura média de 130°C na saída do escapamento são comuns. Em termos de pressão foi atribuída um valor igual à pressão atmosférica (101325 Pa) pois os gases são expelidos para um ambiente com um volume proporcionalmente muito maior que o motor.

4.2. Filtro de ar

Filtro de ar, é o responsável por retirar as impurezas do ar que é admitido eliminando agentes nocivos ao motor, como particulados e umidade excessiva, no software ele é modelado como uma câmara de ar que armazena um volume de ar purificado e permite a saída do mesmo para a admissão. Por medições feitas em laboratório e dados do fornecedor o filtro de ar apresenta um volume total de aproximadamente 0,4 litros com um coletor de capacidade de 0,2 litros e uma exaustão com capacidade de 0,1 litros, com um filtro com comprimento aproximado de 20 mm. O software pede para ser adicionado um coeficiente de atrito do sistema de filtração, esse dado é um tanto quanto difícil de avaliar pois a espuma apresenta cavidades e o fluido passa pelos poros dela para poder ser admitido pelo motor, AVL (2011b) aconselha como padrão o valor de 0,025 de coeficiente de atrito. Após uma análise de trabalhos relacionados, que utilizam a mesma abordagem com motores de baixa potência, como o de Ranzi (2014), verificou que foi utilizado o mesmo coeficiente para modelar o filtro de ar.

4.3. Sistema de alimentação de combustível

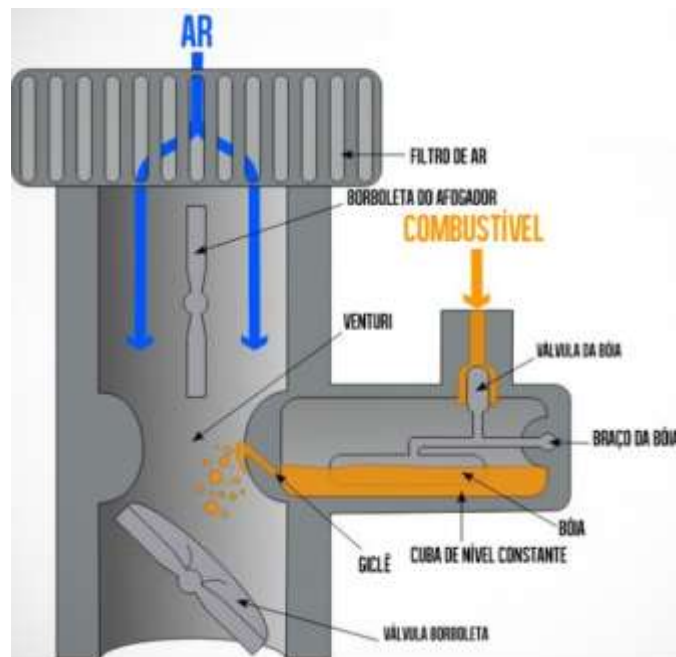
O sistema de alimentação de combustível é o subsistema do motor responsável pela inclusão do combustível na mistura que sofrerá a combustão dentro da câmara de combustão, segundo Heywood (1988) existem dois tipos distintos de sistemas, os carburadores e os bicos injetores, carburadores normalmente utilizados para motores de baixa potência, como o de máquina de pequeno porte, ou motores de pequenas embarcações, apresentam fluxo contínuo de entrada de combustível pois é via uma diminuição da seção do tubo que há a variação de pressão e então é feita a entrada de combustível, já os bicos injetores são dispositivos de acionamento eletromagnético (os mais recentes) que conseguem manter um fluxo intermitente da entrada de combustível, assim adicionando combustível a mistura somente quando há necessidade.

O motor que está sendo modelado é equipado com um carburador tipo diafragma que apresenta uma área de restrição (Venturi) de passagem de fluido, nessa área há um aumento da velocidade do fluido, pelo princípio de Bernoulli (Equação 5.1) que estabelece um valor para correlação entre a pressão, velocidade e viscosidade do fluido em um ponto, portanto em um

ponto onde há alteração da velocidade e a densidade é a mesma ocorre a diminuição da pressão, ficando menor que a pressão externa e assim o combustível que está armazenado em um reservatório à pressão ambiente tende a ser expelido para o lado de baixa pressão (Figura 18 ilustra o funcionamento) sendo introduzido no escoamento, assim iniciando a mistura ar/combustível.

$$\frac{v^2 \rho}{2} + P + \rho gh = \text{Constante} \quad (5.1)$$

Figura 18 - Ilustração do funcionamento de um carburador automotivo.



Fonte: FlatOut (2014)

Na modelagem dentro do software foi selecionado o método de injeção contínuo, pois se trata de um carburador normal, com uma razão estequiométrica de 14.7:1, segundo Heywood (1988) para motores que trabalham com gasolina pura a estequiometria usada é de 14.7 aproximadamente, pois uma gasolina pode ter mais de 1000 espécies químicas e isso torna um tanto quanto difícil encontrar o valor exato da razão estequiométrica da mistura, entretendo utilizando 15 espécies químicas (as de maior concentração) é encontrado um valor de 14.7 partes de ar para 1 parte de combustível gasolina pura.

A temperatura do reservatório foi considerada a temperatura ambiente (25° C) e não foi considerado a evaporação do combustível para essa modelagem.

4.4. Cilindro

No AVL BOOST o cilindro é o componente principal da modelagem, nele são introduzidas e selecionadas opções de transferência de calor, modelo de combustão, geometria da câmara de combustão e até curvas de fechamento e abertura de válvulas.

Para início da modelagem são colocados dados do motor, como diâmetro do cilindro, curso do pistão, distância entre centro da biela, *off-set* do pino do pistão, todos dados medidos em laboratório com paquímetro e micrometro interno, conferidos via catalogo do fabricante e analisando trabalhos na mesma linha de pesquisa como o de Silva et al. (2010) que encontrou valores semelhantes em suas medições.

Tabela 2 - Dados gerais do cilindro.

<i>Característica</i>	<i>Valor</i>
<i>Diâmetro do pistão [mm]</i>	39
<i>Curso [mm]</i>	30
<i>Comprimento da biela (entre furos) [mm]</i>	51
<i>Off-set do furo do pistão [mm]</i>	0,25
<i>Razão de compressão [-]</i>	8

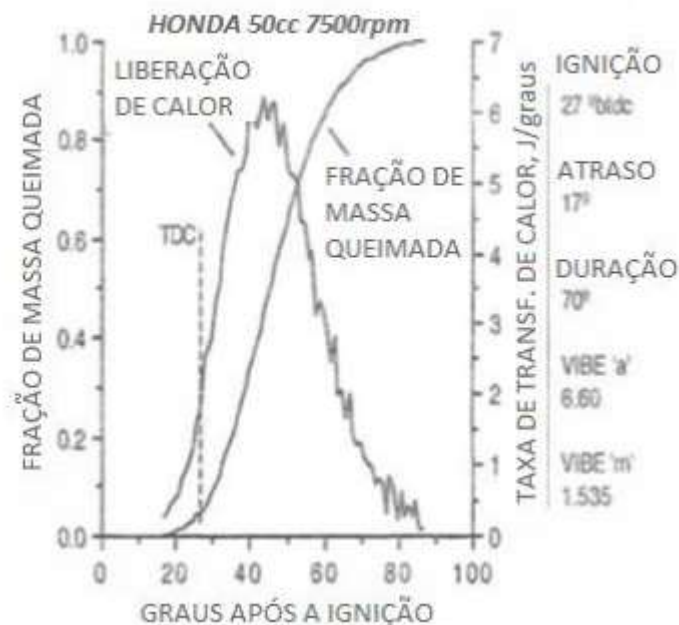
Fonte: Autor (2015).

Foi selecionado as condições iniciais da combustão, sendo inserido valores para temperatura, pressão e razão estequiométrica da mistura de entrada, como não havia equipamentos disponíveis para medir a temperatura inicial dentro da câmara de combustão, foi utilizado o valor sugerido pelo manual AVL (2011b). Para pressão inicial foi utilizado 4 bar e temperatura de 926,85 ° C.

Na sequência da modelagem é necessário a escolha do modelo de combustão que será adotado para modelagem. Como mencionado anteriormente será escolhido o modelo de Wiebe

(Vibe, nomenclatura utilizada dentro do software), com mistura antes da câmara de combustão, somente será necessário indicar valores para os parâmetros de Wiebe, duração da combustão e ponto de início. Heywood (1988) levantou as curvas características de um motor de baixa cilindrada, no caso ele utilizou um motor Honda de 50cc a 7500 rpm (Figura 19), demonstrando como é a liberação de energia e fração de gases queimados em função do virabrequim, identificando parâmetros “a” e “m” da função de Wiebe. Para essa modelagem foram utilizados esses valores sugeridos por Heywood (1988). Ranzi (2014) utilizou os mesmos parâmetros para realização do seu trabalho.

Figura 19 - Gráfico da fração mássica queimada em função do ângulo do virabrequim.

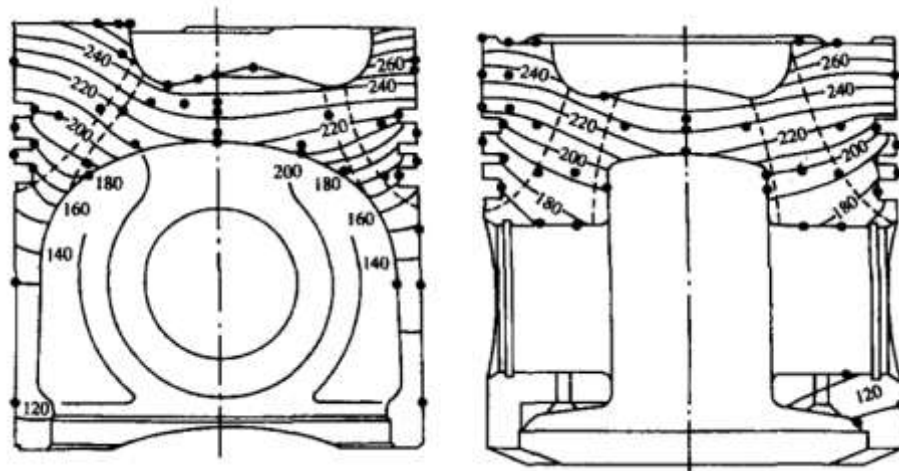


Fonte: Ranzi (2014, p. 9).

A modelagem escolhida para transferência de calor foi utilizada a de Woschni (1978) devido as características do modelo, nessa abordagem é necessário informar a área que haverá transferência de calor, como a do cilindro, do pistão e da área quando o pistão está no ponto morto superior e no ponto morto inferior (área exposta aos gases). Essas medidas foram mensuradas experimentalmente do motor Honda GX35. Porém segundo AVL (2014b) para área do cilindro quando a modelagem é para motores por ignição por centelha e 4 tempos é necessário utilizar um fator de 1,1 para a área que será introduzida na modelagem, nesse caso o valor que foi inserido no software foi o valor de 777,55 mm². Foi necessário encontrar valores

de temperatura das paredes durante a operação do motor. Segundo Heywood (1988) há um gradiente de temperatura nas paredes do pistão, válvula e câmara de combustão, as temperatura encontradas para um motor de ignição por compressão trabalhando a 3000 rpm são mostradas na Figura 20, com linhas isotérmicas, ilustrando como é a variação da temperatura externa do pistão, com a vista lateral e frontal do mesmo (HEYWOOD, 1988).

Figura 20 - Ilustração da temperatura externa de um pistão de um motor Diesel (3000 rpm).



Fonte: Heywood (1988, p. 698).

Porém a modelagem de Woschni (1978) não prevê essa variação de temperatura e deverá ser escolhido uma temperatura média para motores de ignição por centelha. AVL (2011b) recomenda a utilização de valores próximos as dos dutos de exaustão, esses valores foram medidos com um medidor de temperatura por infravermelho, e também verificados que ficam próximos dos recomendados pelo AVL (2011b). Foram utilizados valores de 316° C para o cilindro e 341° C para o pistão.

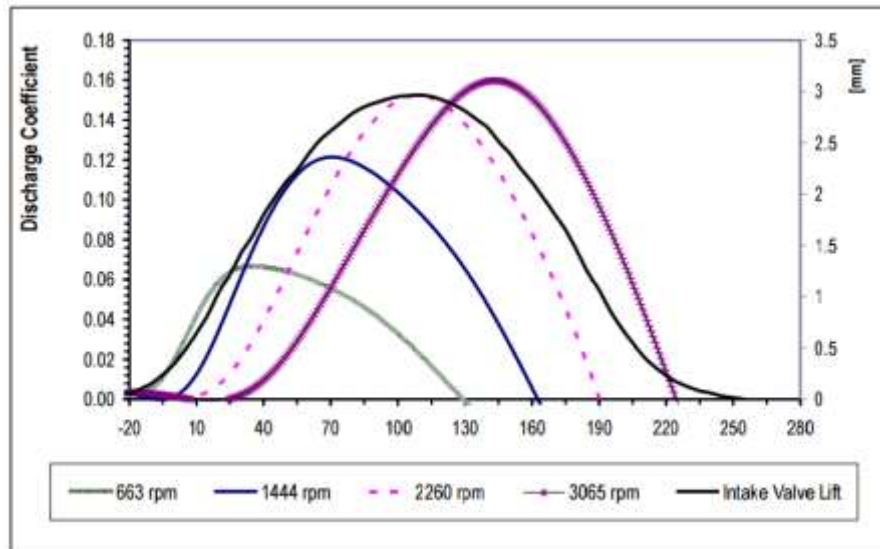
Continuando com o modelamento é necessário informar valores de diâmetro de válvula de admissão e exaustão, com suas respectivas aberturas, valores medidos com paquímetro com a válvula fria e aberturas foram de acordo com as informações de Honda (2014). Valores utilizados foram 12 mm² para válvula de admissão e 7,06 mm² para válvula de exaustão, com temperaturas de 95° C e 300° C respectivamente.

Outro parâmetro importante que deve ser informado dentro do bloco denominado cilindro é o comando de válvula, ele é o responsável por interagir com as válvulas

movimentando-as elas no sentido de fechar e abrir o duto de cada uma. O comando de válvula é sincronizado mecanicamente com o virabrequim, assim a cada dois tempos do motor de quatro tempos a árvore de cames (comando de válvulas) dá uma volta completa. Segundo Heywood (1988) o comando de válvula é de fundamental importância para limpeza dos cilindros após a combustão e também responsável por admitir a quantidade certa de mistura ar/combustível para que o motor tenha um funcionamento correto. Na admissão dos gases pelo princípio de Bernoulli os gases adentram na câmara de combustão, porém em projeto de motores quatro tempos, é pré-determinado uma superposição de abertura de válvulas, para auxiliar na exaustão dos gases já queimados e que a câmara de combustão após a admissão tenha uma homogeneidade de mistura fresca. A superposição contribui também para o resfriamento das paredes do cilindro enquanto os gases são liberados, porém nesse momento é eliminado uma quantidade de combustível junto com o ar, isso impossibilita que a válvula de exaustão fique aberta por muito tempo, porque haveria um desperdício de combustível para resfriar o cilindro. Em contra partida o resfriamento excessivo da câmara de combustão pode ocasionar o aparecimento de pontos de condensação da mistura nas paredes do cilindro, pois apresentam uma temperatura muito baixa. Garrett (2001) salienta a importância de um correto desenvolvimento do comando de válvula, ressaltando a importância que o mesmo tem na eficiência global do motor.

Para modelagem do comando de válvula do motor GX35 foi utilizado a pesquisa de Soriano; Rich (2011), determinando a abertura de válvula de admissão por 270° , a Figura 21 mostra os valores obtidos experimentalmente em seu trabalho, como sua pesquisa estava relacionada com o coeficiente de descarga no gráfico aparecem a variação dele para determinadas velocidade do motor. Para o início da abertura de válvula analisados os dados de Ranzi (2014) que informa que a válvula de admissão começa a ser aberta com $334,5^\circ$ do ângulo do virabrequim e a válvula de exaustão inicia seu movimento de abertura com $114,9^\circ$ do ângulo do virabrequim. Experimentalmente no laboratório da universidade foram encontrados valores próximos disso, portanto serão utilizados os mesmo valores para início de abertura de válvulas.

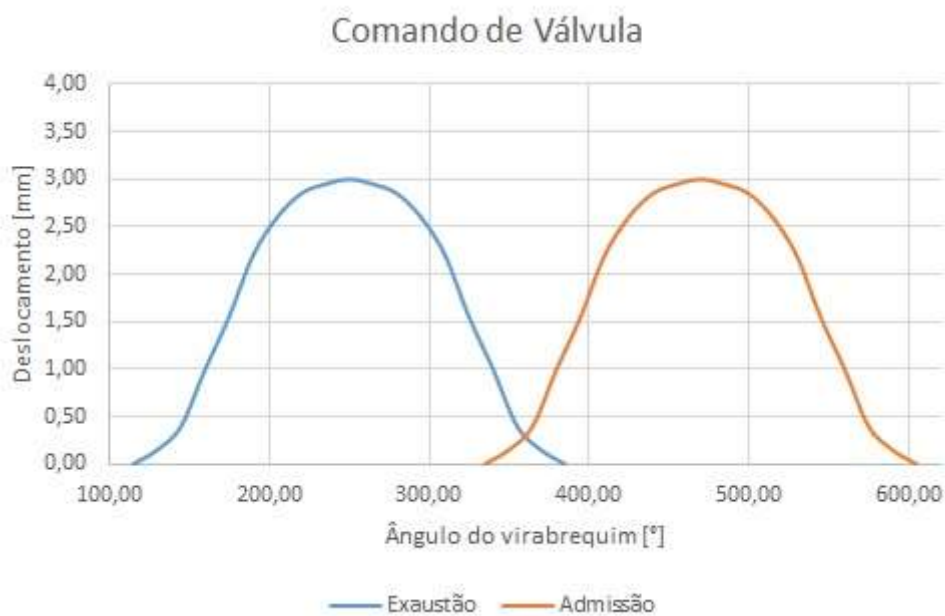
Figura 21 - Abertura de válvula do motor GX35 em função do ângulo do virabrequim.



Fonte: Soriano e Rich (2011, p. 6).

A Figura 22 mostra o comando de válvula que foi inserido na modelagem, fazendo uma compilação entre os dados fornecidos por Soriano; Rich (2011) e Ranzi (2014) foi desenhado um gráfico do comando de válvulas, tendo uma superposição de 50° de abertura de válvula.

Figura 22 - Gráfico do comando de válvula para modelagem.



Fonte: Autor (2015).

4.5. Silencioso

O motor GX35 apresenta um pequeno silencioso que tem como função a diminuição do ruído liberado para o meio ambiente pelos gases de escapamento, esse silencioso é constituído de um invólucro com duas câmaras com volume constante e com uma esponja de aço em seu interior, para a passagem dos gases de uma câmara a outra é encontrado uma restrição na secção dos furos, visto que há a existência de vários orifícios de menor diâmetro que o de entrada e saída. O objetivo do silencioso é amenizar o ruído por diminuição da velocidade dos gases, visto que o fluido liberado pelo duto de exaustão da câmara de combustão é inserido diretamente dentro da câmara com um volume relativamente maior, assim conseqüentemente há uma queda abrupta na velocidade, para aumentar o efeito de amenizar os ruídos é adicionado uma malha de aço que tem como objetivo aumentar a dificuldade que o fluido tem para passar por essa câmara (perda de carga) assim a vibração é absorvida pela malha e eliminando algumas frequências características do ruído original.

O silencioso foi modelado como uma câmara de volume constante. Segundo Honda (2014) a câmara tem aproximadamente 0,2 litros de capacidade com uma excentricidade entre furo de 20 mm. Com isso a modelagem do fluxo que os gases irão percorrer ciclo a ciclo está modelado.

4.6. Tubos

Os dutos de admissão e exaustão foram medidos no motor e observado que a admissão apresenta um diâmetro de 8,26 mm e a exaustão 7,35 mm.

Segundo AVL (2014b) valores de rugosidade para dutos de admissão e exaustão podem ser adquiridos experimentalmente ou através de valores médios de rugosidade de dutos do mesmo material. Segundo Ranzi (2014) as rugosidades médias de dutos de admissão do motor Honda GX35 podem ser modelados com uma rugosidade de superficial de 0,0025 mm. Já para os dutos de exaustão foram utilizados valores de 0,046 mm.

4.7. Motor

Para realizar a simulação no software AVL BOOST é necessário especificar o tipo do motor que será utilizado, informando qual ciclo de operação (2 tempos ou 4 tempos), o modelo de válvulas, óleo utilizado e velocidade do motor em rotações por minuto.

Segundo Honda (2014) o motor GX35 é um motor de 4 tempos, utilizando como óleo padrão o SAE 10W30, trabalhando com velocidades entre 1000 a 8000 rpm e com sistema de válvulas OHC (*Over Head Camshaft*), segundo Heywood (1988) é um sistema de comando de válvula localizado sobre a cabeça do cilindro (cabeçote), apresentando apenas um eixo de cames controlando a abertura e fechamento de válvulas. A modelagem é finalizada após a alimentação do software com essas informações.

O óleo foi estabelecido que ficaria a temperatura de 84°C durante todas as rotações do motor, não variando sua temperatura. Segundo AVL (2014b) o óleo apresenta variações de temperatura entre diferentes rotações, pois o cálculo da simulação é realizado quando o motor está em regime permanente, porém como não há dados da temperatura do óleo para cada rotação em regime permanente foi utilizado o valor médio da temperatura do óleo do motor Honda GX35 medido em campo e estabelecido como temperatura padrão, na medição foram encontrados valores de 80°C até 100°C, a temperatura varia conforme o fluxo de ar, pois o motor fica enclausurado em um compartimento na parte traseira do protótipo, quando o compartimento está fechado o motor recebe menor quantidade de ar para arrefecimento, por conseguinte elevando a temperatura do óleo e do motor..

4.8. Validação

Após a modelagem é avaliado a proximidade de resultados, Honda (2014) fornece o gráfico de potência efetiva do motor onde apresenta valores de rotação entre 4000 e 8000 rpm, tendo a potência máxima aos 7000 rpm.

A análise dos dados de simulação foram realizados e inseridos em um gráfico onde mostra as diferenças que houveram entre as potências efetivas simuladas e fornecidas pelo fabricante. A Figura 23 traz os dados da simulação, foram encontradas diferenças entre +2 e -

0,25% para rotações entre 4000 e 8000 rpm, logo é possível verificar que a validação somente é possível nessa faixa de rotação, por ser um motor carburado, com parâmetros da equação de Wiebe característica não determinado especificamente para esse modelo de motor, visto que foram utilizados os parâmetros para um motor de 50cc, é verificado que a modelagem não atinge toda faixa de desempenho do motor, sendo possível apenas uma análise computacional com o modelo em questão a uma faixa de operação entre 4000 rpm e 8000 rpm. Para rotações acima e abaixo dessa faixa são encontrados valores altos de erro, chegando a 20% a 3000 rpm. A ocorrência desse erro é devido a simplificações dos modelos matemáticos utilizados, diminuição da temperatura do óleo quando o motor está em baixa rotações (menor que 4000 rpm) e mais alto quando o motor está a alta rotações (acima de 8000 rpm), outro fato que influencia no erro é a modelagem da liberação de energia da combustão, pois de fato a liberação de energia é variável para rotações inferiores a 4000 rpm ou superiores a 8000 rpm, visto que a duração da combustão acontece em um menor intervalo da rotação do virabrequim em baixas rotações.

Figura 23 - Diferenças encontradas entre simulação numérica e dados do fabricante.



Fonte: Autor (2015).

5. MELHORIA DO DESEMPENHO

Nesse capítulo são apresentadas as melhorias que serão propostas para o motor Honda GX35, sendo analisado alteração no ponto de ignição, quais as consequências dessas alterações e identificando quais são os pontos relevantes para obter um ganho representativo no desempenho do motor. Analisando também uma implementação de um compressor elétrico para aumentar a pressão na admissão, verificando qual será a pressão ideal que deverá ser utilizada, propostas essas que não necessitam a alteração de nenhuma geometria do motor.

5.1. Avanço de ignição

Como primeira análise será identificado qual o melhor ponto de ignição para o motor, trabalhando a pressão e temperatura ambiente.

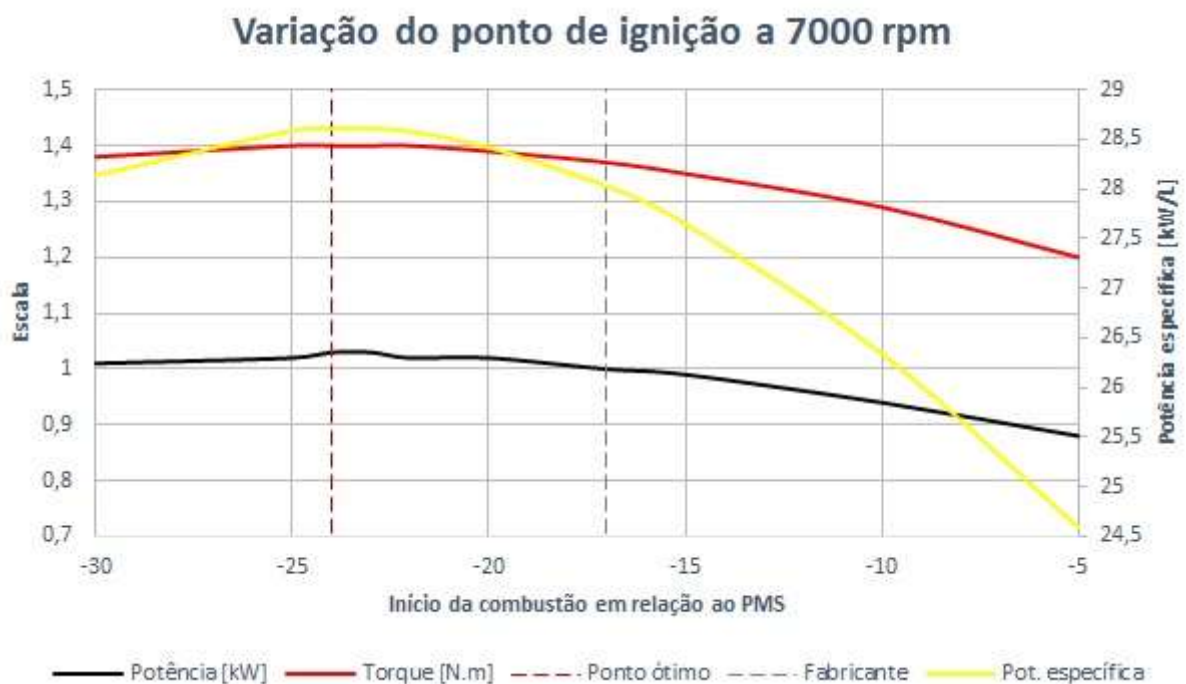
Estabelecendo uma rotação para o motor, foram analisados diversos pontos de início da combustão, variando entre 5 e 30° antes do ponto morto superior (APMS), segundo Honda (2003) a ignição acontece 27° APMS para todas as velocidade do motor, porém Garrett (2001) informa que dependendo da velocidade do motor pode haver variações para o início da combustão, porém acima de 4000 rpm devido as características do processo o início da combustão acontece de maneira estável, como visto na Figura 19 a ignição tem um atraso de 17° entre a liberação da centelha e o início da combustão para um motor a 7500 de 50cc, logo por esse valor ser considerado como padrão de referência do fabricante será utilizado como ponto original para averiguar as melhorias.

A Figura 24 mostra os dados obtidos, é possível perceber que a potência máxima é estável entre 19 e 30° APMS, portanto se o início da combustão estiver nesse intervalo é considerado um ótimo ponto para obter uma melhoria no motor. Analisando o torque efetivo para encontrar os maiores valores, é possível perceber que ele fica estável entre 20 e 26° APMS, portanto restringindo um pouco a faixa para que a combustão aconteça, contudo ainda é considerado um faixa boa para o motor trabalhar, visto que pode haver variações de início da combustão entre um ciclo e outro, dependendo das características do processo.

Como o objetivo é a determinação de um ponto ótimo, devemos olhar para outro aspecto para determinar a melhor condição para o funcionamento do motor, assim será

observado a potência específica do processo, relação que mede a potência do motor em função do consumo de combustível, medida muito utilizada para comparar motores de igual capacidade volumétrica (GARRETT, 2001). Segundo os dados simulados foi verificado a ocorrência de um valor de pico em 23° APMS, esse ponto será considerado como ponto ótimo para o funcionamento do motor.

Figura 24 - Análise de características para diferentes pontos de início de combustão à 7000 rpm.



Fonte: Autor (2015).

Assim será analisada a potência, torque e consumo específico para toda a faixa de velocidade de rotação válida para esse modelo, verificando se há melhorias significativas no desempenho.

5.1.1. Potência

Para analisar a curva de potência entre 4000 e 8000 rpm foram simulados 9 pontos, com diferença de 500 rpm cada. Na Figura 25 é traçado o gráfico da potência com ponto de início de combustão 23° APMS e comparado com o gráfico gerado para o funcionamento do

motor normal com 17° APMS, para auxiliar a visualização é traçado uma curva de ganho de potência e uma da diferença entre as curvas, medida em %.

Pelos dados analisados há um aumento de 3,2% de eficiência com apenas alteração do ponto de ignição, apresentando o ganho máximo em 7000 rpm, tendo outro pico em 5500 rpm, com um ganho máximo de 3%, equivalente a 30 W a mais de potência efetiva, energia essa disponível para movimentar o veículo.

Essa abordagem mostra que uma ótima escolha do ponto de ignição é desejável para aproveitar a energia liberada pela combustão, visto que com a mesma quantidade de combustível é possível desenvolver uma maior quantidade de trabalho útil e assim consequentemente aumentar a eficiência do motor, como objetivo do trabalho é esse, com essa análise é possível verificar a utilidade deste artifício, a simulação numérica para o desenvolvimento de motores.

Figura 25 - Ganho de potência com alteração predeterminada do ponto de ignição.



Fonte: Autor (2015).

5.1.2. Torque

Do mesmo modo que foi realizada a análise da diferença entre potências, será verificado a diferença entre o torque efetivo na saída do motor. A Figura 26 demonstra que houve um ganho em toda a faixa de velocidade, como esperado após o motor apresentar um ganho de potência ele apresentou um ganho de torque na mesma ordem de grandeza, apresentando um ganho máximo aos 7000 rpm, obtendo um ganho de 3%. O motor apresentou um ganho de torque a alta rotação, isso é importante pois terá maior torque disponível a uma velocidade maior.

Figura 26 - Ganho de torque com alteração predeterminado do ponto de ignição.



Fonte: Autor (2015).

5.1.3. Potência específica

Como consequência do aumento de potência a potência específica apresentou um ganho na mesma ordem de grandeza, apresentado na Figura 27 os dados relativos às velocidade de rotação entre 4000 e 8000 rpm, verificando que o ganho máximo foi em 7000 rpm, chegando a 3% de potência específica a mais que o padrão de fábrica, equivalentemente é 600 W por litro de gasolina.

Para um carro de eficiência energética não é necessário que o motor apresente alta potência ou torque, pois não são alcançadas grandes velocidades durante as provas, porém é necessário que o motor consiga atingir grandes valores de potência por quantidade de combustível gasta, denominada como potência específica. O grande desafio é conseguir altos valores de potência específica para um motor de baixa cilindrada. Visto que um motor de baixa cilindrada apresenta maiores perdas por transferência de calor em comparação com motores maiores. Segundo Heywood (1988) motores de baixa cilindrada utilizam 50% da energia disponível no combustível em transferência de calor, assim diminuindo a energia disponível para realizar trabalho, culminando que as pesquisas sobre o motor sejam para aumentar a quantidade de potência por litro de gasolina.

Figura 27 - Ganho de potência específica com alteração predeterminada do ponto de ignição.



Fonte: Autor (2015).

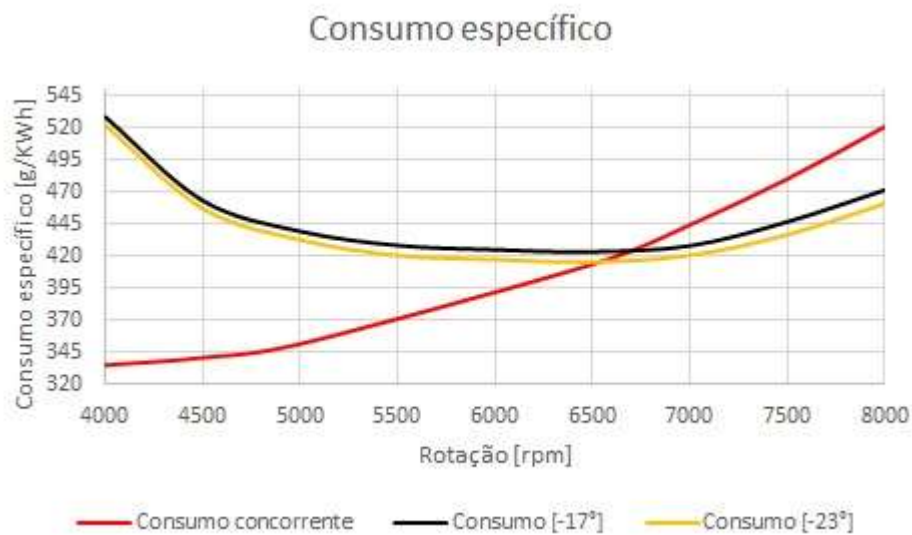
5.1.4. Consumo específico

Foi avaliado o consumo específico do ciclo com avanço de ignição de 13° e 17°, para comparar os dados da simulação numérica com os reais é necessário avaliar os dados fornecidos pela fabricante, porém a empresa Honda não disponibiliza os dados de consumo específico do seu motor GX35, entretanto a empresa nacional, Branco, possui um motor semelhante com os

mesmo parâmetros e ela fornece os dados de consumo específico para o motor EH35, os dados foram compilados e inseridos na Figura 28, onde é possível perceber que com avanço de 23° há uma diminuição do consumo para todas as rotações do motor. Porém em comparação com os dados fornecidos pela concorrente são encontrados valores maiores de consumo para baixas rotações e para altas rotações são encontrados valores inferiores de consumo específico.

A queda do consumo específico chegou a 2%, isso demonstra que o motor ficou mais eficiente com a otimização do ponto de ignição.

Figura 28 - Consumo específico simulado em comparação com os do concorrente.



Fonte: Autor (2015).

5.2. Aumento de pressão na admissão

O intuito de aumentar a pressão do ar na admissão é para aumentar a potência e também a eficiência do motor, visto que o motor consegue apresentar um melhor aproveitamento da queima do combustível quando apresenta uma compressão antes do ponto de ignição da mistura, para conseguir isso pode ser adicionado um compressor no duto de admissão para aumentar a pressão do ar ou colocar a admissão em algum ponto estratégico do carro assim quando o automóvel estiver em movimento a pressão no ponto de admissão seja a maior encontrada no escoamento do ar sobre o veículo. Segundo Heywood (1988) com uma

previa compressão da mistura ar/combustível é possível aumentar a eficiência do motor, como mostra a equação 6.2 que identifica a eficiência de conversão do combustível em trabalho, relacionando a potência desenvolvida com a vazão mássica e a energia liberada pela combustão. Assim com o aumento da pressão antes da ignição é aumentado a vazão mássica de combustível e ar no motor, como a potência indicada do motor é em função direta da quantidade de combustível admitido e queimado durante a combustão, como demonstra a equação 6.1, conseqüentemente com uma maior potência desenvolvida para os mesmos parâmetros é possível afirmar que haverá um aumento de eficiência térmica, Heywood (1988) comenta que motores sobrealimentados mecanicamente apresentam um ganho de eficiência na casa de 15%.

$$P_{indicada} = m_{ar} \left(\frac{\dot{Combustível}}{AR} \right) p_{Cl} \cdot \eta_{térmica} \quad (\text{Eq. 6.1})$$

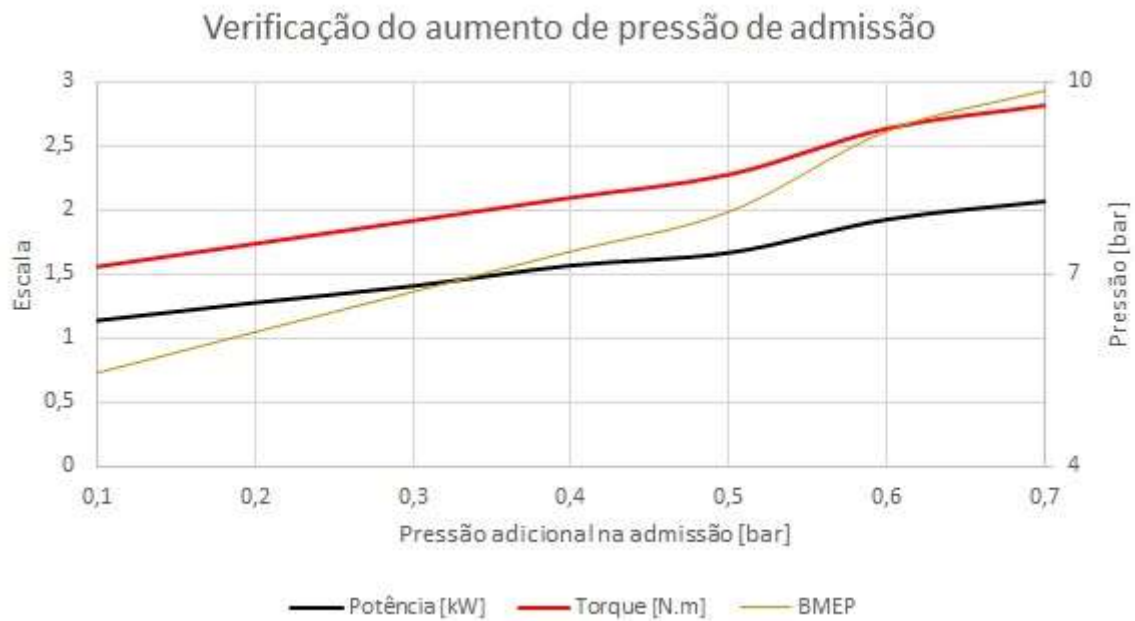
$$\eta_f = \frac{W_c}{m_f Q_{r,f}} = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{r,f}} \quad (\text{Eq. 6.2})$$

Hoje existem diferentes tipos de compressores, sendo eles turbocompressores, sobrealimentadores mecânicos e compressores elétricos, nessa análise superficial das conseqüências da alteração da pressão na admissão será utilizado um compressor elétrico, ele consegue ter um aumento de pressão estável para qualquer rotação do motor, não foi observada a alteração da temperatura do ar antes da combustão e nem a temperatura de trabalho do motor. Por esse motivo é denominado somente como uma análise superficial, pois seria necessário o levantamento desses parâmetros para verificar a aplicabilidade de um compressor na admissão dos gases.

Com a mudança da pressão em intervalos de 0,1 bar é desenhado a Figura 29 que ilustra o aumento de potência para cada valor de pressão da mistura ar/combustível. No mesmo gráfico é plotado o valor da pressão média efetiva, esse valor traz uma noção de quanto é possível aumentar a pressão da admissão sem que ocorra batida de pino. Para motores que utilizam gasolina pura o valor de BMEP não pode ultrapassar o valor de 12 bar, pois aumenta a chance da ocorrência da ignição por compressão.

É possível perceber que com 0,7 bar a mais de pressão na admissão são encontrados valores altos de BMEP, consequentemente seria um valor limite para aumento de pressão na admissão. Vale ressaltar que como não foi verificado o aumento da temperatura da mistura ar/combustível esse valor da pressão média efetiva é somente para dar uma noção, pois poderá haver diferentes valores quando imposto a uma análise mais detalhada do processo.

Figura 29 - Alteração da Potência e torque em função do aumento de pressão na admissão.



Fonte: Autor (2015).

A análise do aumento de pressão foi somente um adendo ao trabalho, pois a equipe pensa em implementar um compressor e isso será uma base para início da pesquisa e desenvolvimento dessa aplicação.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O intuito do trabalho foi alcançado, sendo encontrado o ponto ótimo para início da combustão, evidenciando o ganho de potência na faixa de 3%, o que é de extrema valia para um carro de eficiência energética, onde todas as características são pensadas para a melhoria do desempenho e conseqüentemente aumentar a eficiência total do veículo. Esse trabalho foi desenvolvido como a primeira parte de trabalhos futuros, sendo essa primeira parte de modelamento e verificação de pontos que devem ser observados para melhoria do modelo. O motor do veículo sofrerá alterações para competições futuras e como auxílio para trabalhos futuros, podem ser observados melhorias alcançadas com alteração de parâmetro, como o aumento da potência específica e torque a alta velocidade. Salientando que a determinação das direções a serem estudadas é o ponto chave para o desenvolvimento e elaboração de um motor melhorado.

O desenvolvimento do processo de melhoria das condições de operação do motor deve ser contínuo e para que isso tenha uma atuação eficiente toda experiência acumulada deve ser catalogada e passada adiante, esse é o principal foco desse trabalho. Sendo o primeiro de modelagem e simulação dentro do software AVL BOOST, salientando que deve haver uma continuação das pesquisas nesse sentido para que haja uma evolução do motor, dos alunos e também do modelo utilizado. Desta forma esse trabalho será deixado como histórico auxiliando o desenvolvimento da equipe de projeto de extensão da Universidade Federal de Santa Catarina, o Eficem.

Com o estudo da teoria por trás do AVL BOOST é possível encontrar caminhos para início da melhoria do motor, alterando formas geométricas, alterando formato do pistão, da biela, aumentando o *off-set* do pistão, enfatizando que deverá ser utilizado um software de modelagem e simulação para verificar a validade e possíveis melhorias causadas por alterações no motor, software que pode continuar sendo o AVL, já que o mesmo possui vários outros módulos que podem ser acoplados para análises específicas envolvendo, por exemplo, dinâmica de fluidos computacional do escoamento através das válvulas, dutos e cilindro, no intuito de otimizar, por exemplo, a razão de *swirl* visando um aumento da eficiência da combustão, o que vai se refletir em aumento de potência.

O próximo passo da equipe será a implementação de uma injeção eletrônica, essa modelagem servirá como parâmetro para início de determinação de ciclo de injeção,

ênfatizando que deverá haver um estudo sobre a modelagem da combustão, pois nesse trabalho pode haver erros relacionados a utilização errônea dos parâmetros de Wiebe, pois os parâmetros encontrados são os de um motor com 50cc e o estudado é um de 35cc. Outro ponto a ser levado em consideração é o comando de válvula, esse deve ser estudado melhor para verificar a validação dos dados encontrados. Pois os dados de comando de válvula normalmente não são disponibilizados pelo fabricante e é um tanto quanto difícil a verificação correta dos deslocamentos.

As experiências acumuladas mostram que para a modelagem correta de um motor é necessário o estudo da teoria por trás do funcionamento do motor, por conseguinte, o estudo das distintas formas de modelagem. Para o desenvolvimento contínuo das diferentes formas de modelagem do motor é necessário a avaliação dos resultados obtidos por cada diferente modelagem, nesse trabalho foi optado pela modelagem que traga o menor custo computacional, visto que todas as simulações foram desenvolvidas em computadores com baixo poder de processamento. Porém como a simulação é realizada via modelagem unidimensional é verificada a eficácia do processo, para cada ponto de funcionamento do modelo estudado foram observados tempos de simulação de 20 segundos.

7. CONCLUSÃO

Os objetivos do trabalho foram alcançados e permitindo que haja trabalhos futuros sobre o mesmo modelamento efetuado. Dados experimentais foram necessários para o sucesso do trabalho, pois a modelagem foi realizada sobre um motor que já está no mercado.

Sobre o ponto de ignição é possível concluir que com a alteração desse parâmetro é verificado a mudança da performance do motor, para esse motor em específico o adiantamento da ignição acarreta em um aumento da potência porém logo após um adiantamento demasiado grande é verificado a diminuição abrupta da potência, pois a combustão acontece tão antecipadamente que a liberação de energia ocorre em um ponto onde não há aproveitamento adequado da combustão.

Com esse trabalho concluí-se que a simulação numérica é de suma importância para o desenvolvimento adequado de um motor sem que haja grande investimentos em protótipos e modelos, visto que com apenas um computador é possível determinar como será o comportamento do motor para as diferentes alterações de parâmetros. Saliendo a importância do estudo da teoria por trás do software, pois é necessário a correta introdução dos dados para uma verificação adequada dos resultados.

Com a utilização de um compressor para aumentar a pressão da entrada dos gases na câmara de combustão é verificado o aumento da potência. Heywood (1988) afirma que motores de combustão interna apresentaram grande aumento de eficiência quando há previa compressão da mistura antes da ignição. No motor em questão, de pequeno porte, é possível encontrar um aumento da potência elevado, chegando a dobrar a potência com 0,8 bar de pressão adicional. Porém como na análise não foi observado a temperatura do motor, possivelmente não será possível a utilização de uma compressão tão elevada, pois a temperatura do motor irá ultrapassar o limite da temperatura de trabalho, logo deverá haver uma maior circulação de ar sobre o motor para que haja uma troca térmica mais efetiva.

Como conclusão geral o trabalho obteve sucesso com a análise de parâmetros do motor, visto a importância da simulação numérica para diminuir custo de fabricação ou melhorias de um motor de combustão interna. Logo para uma ótima performance do motor em condições original será necessário atrasar o início da combustão.

REFERÊNCIAS

- ABDUL RAHIMAN, Abdul Razak R. K.; MOHAMMAD SAMEE, A. D.; Ramis M. K. CFD Analysis of Flow Field Development in a Direct Injection Diesel Engine with Different Manifolds. **American Journal of Fluid Dynamics**. v.2. 2014. (p. 102–113).
- ALLA, G. H. A. Computer simulation of four stroke spark ignition engine. **Energy conversion and management**, v 43, 2002.
- Agencia Nacional do petróleo, gás natural e biocombustíveis (ANP), **Resolução ANP n° 5/2005**. Fev. de 2005.
- Agencia Nacional do petróleo, gás natural e biocombustíveis (ANP), **Resolução ANP n° 6/2005**. Fev. de 2005.
- AVL. **Theory**. Austria. 2014a.
- AVL. **User guide**. Austria 2014b.
- AZEVEDO NETO, R. M. **Simulação computacional e análise Exergética de um Motor de Motocicleta de Baixa Cilindrada com Misturas de Gasolina e Etanol**. Dissertação (Mestrado). Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2013.
- BHARADWAJ, A.M. Study of Swirl and Tumble Motion using CFD. **International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering**. v-2. 2013.
- BOSCH, Robert. **Manual de tecnologia automotiva**. São Paulo: Edgard Blucher. 2005.
- BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna**. 2. ed, São Paulo: Blucher. 1992.
- CARVALHO, L. O., “**Modelagem computacional integrada e análise energética de sistemas de cogeração com motores de combustão interna**”, Tese (Doutorado), Rio de Janeiro: COPPE/UFRJ. 2011.
- CARVALHO, L. O.; LEIROZ, A. J. K.; CRUZ, M. E., Exergetic Analysis of Cogeneration Plants Through Integration of Internal Combustion Engine and Process Simulators, **Heat Transfer Engineering**, vol. 34, pg 5-6. 2013.
- CATON, J. A., Comparisons of instructional and complete versions of thermodynamic engine cycle simulations for spark-ignition engines, **International Journal of Mechanical Engineering Education**, v 29, pg 284-306. 2000.
- CROLLA, David. **Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body**. United States of America: Elsevier. 2009.
- GARRETT, T. K. et al. **The Motor Vehicle**. 13. ed. Great Britain: Butterworth-Heinemann. 2001.
- HEYWOOD, J. B. Engine combustion modeling – an overview. **Combustion modeling in reciprocating engines**. USA. 1980.

HEYWOOD, John. **Internal combustion engine fundamentals**. United States of America: McGraw-Hill. 1988.

HONDA ENGINES. **OWNER'S MANUAL**. 2014.

Performance curve. **HONDA**. <<http://engines.honda.com/models/model-detail/gx35>> . Último acesso: 5 de novembro de 2015.

INCROPERA, Frank P.; BERGMAN, Theodore L.; DEWITT, David P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC. 2008.

MERKER, P. G. **Combution engine development: mixture formation, combustion, emissions and simulation**. Berlin. 2012.

RANZI, F. M. **Análise das emissões de um motor de combustão interna**. Monografia (Graduação). Rio Grande do Sul: UFRGS

SANTOS JUNIOR, S. J. F. **Modelo teórico para predição do ciclo operacional de um motor de ignição por centelha movido à gás natural**. Dissertação (Mestrado), COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. 2004.

SHAYLER, P. J.; CHRISTIAN, S. J.; MA, T. **A model for the investigation of temperature, heat flow and friction characteristics during engine warm-up**. SAE Paper N° 93-1153. 1993.

Results. **SHELL**. <<http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon/events/europe.html>>, último acesso em 15 de agosto de 2015.

SORIANO, B.; RECH, C. Low cost transient discharge coefficient measure system. **International Journal of Mechanical Engineering and Automation**, vol 1, pg 236-241. 2014.

PATTON, K. J.; NITSCHKE, R. G.; HEYWOOD, J. B. **Development and evaluation of a friction model for spark-ignition engines**. SAE Paper N° 89-0836. 1989.

YIN, Robert. **Applications of case study research**. Thousand Oaks. California: Sage Publications. 1993.

ÇENGEL, Yunus A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 3. ed. São Paulo: McGraw Hill. 2009.