

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

ANDRÉ WON DIAS BALDINI VICTORETTE

ANÁLISE NUMÉRICA DA RECIRCULAÇÃO DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO EM
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Joinville

2016

ANDRÉ WON DIAS BALDINI VICTORETTE

ANÁLISE NUMÉRICA DA RECIRCULAÇÃO DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO EM
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva no curso de Engenharia Automotiva do Centro de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Rafael de Camargo Catapan
UFSC - Joinville
Coorientador: Me. Julio Cesar Lodetti
VOLVO Trucks

Joinville

2016

ANDRÉ WON DIAS BALDINI VICTORETTE

ANÁLISE NUMÉRICA DA RECIRCULAÇÃO DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO EM
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Este trabalho de Conclusão de Curso foi julgado para a obtenção do Título de Engenheiro Automotivo, e aprovado em sua forma final pela Comissão Examinadora e pelo programa de graduação.

Joinville, 8 de julho de 2016.

Comissão examinadora:

Prof. Rafael de Camargo Catapan, Dr. Eng.
Orientador

Prof. Amir Antonio Martins Oliveira Junior, Ph.D.
Membro

Prof. Leonel Rincon Cancino, Dr. Eng.
Membro

Prof^a. Talita Sauter Possamai, Dra. Eng.
Membro

RESUMO

O efeito da recirculação dos gases de exaustão (EGR) nas propriedades de combustão e emissão de poluentes em motores de ignição por compressão tem sido amplamente estudado na literatura. Mais recentemente, o uso combinado de EGR com hidrogênio, chamado EGR químico, tem sido estudado como forma de mitigar a perda de eficiência de motores que utilizam o sistema EGR puro. No entanto, pouca atenção tem sido dada para o uso deste sistema em motores de ignição por centelha. Alguns pesquisadores como Fennell et al (2014), demonstraram experimentalmente os benefícios potenciais do uso deste sistema utilizando um motor com injeção direta de gasolina. Um aumento de 4% na eficiência térmica bem como uma expressiva redução do nível de NOx foram reportadas. O presente trabalho avalia o efeito do EGR químico na performance e emissões de um motor V8 de ignição por centelha. Para tanto, uma simulação numérica foi feita utilizando o software AVL Boost ®. O EGR químico foi simulado através da definição de um novo combustível composto por gasolina e gás de síntese contendo H₂. A título de comparação, simulações da operação sem EGR e com EGR puro foram realizadas. Todas as simulações foram realizadas mantendo a proporção estequiométrica para cada combustível, bem como mantendo constante a pressão efetiva média de frenagem em cada rotação. A combustão foi representada por um modelo de uma zona com função de Wiebe de parâmetros constantes entre as diferentes misturas combustíveis. Os resultados indicaram uma redução significativa nas emissões de NOx bem como no consumo específico de combustível para operação com 15% de fração de EGR químico.

Palavras-chave: EGR químico, AVL BOOST, motores a combustão interna, hidrogênio, performance.

ABSTRACT

The effect of exhaust gas recirculation (EGR) in the combustion properties and pollutant emissions in compression ignition engines has been widely studied in the literature. More recently, the use of EGR combined with hydrogen, the so-called chemical EGR, has been studied as an alternative to mitigate engine efficiency losses as pure EGR system is used. However, few attentions has been given to the use of this system in spark ignition engines. Some researchers, such as Fennell et al (2014), have demonstrated the potential of the use of this system in a direct gasoline injection engine. An increase of 4% in thermal efficiency and a significant reduction in NO_x emissions were reported. The present study evaluates the effect of chemical EGR on the performance and emissions of a V8 spark ignition engine. A numerical simulation was performed using the AVL Boost® software. Chemical EGR was simulated through the definition of a new fuel composed of gasoline and an H₂-rich syngas. For comparison purposes, operation with and without EGR were also performed. All simulation were performed under stoichiometric condition regardless of the fuel used, as well as by keeping break mean effective pressure constant. Combustion was represented by as one zone model with a Wiebe function, with the same constant parameters for different fuel mixtures. Main results indicated a decreasing on the NO_x emissions and on the specific fuel consumption for operation with 15% of chemical EGR.

Keywords: Chemical EGR, AVL BOOST, internal combustion engine, hydrogen, performance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Produção de automóveis desde 1978 a 2014 em função do tipo de combustível.	14
Figura 2- EGR químico	16
Figura 3 - Balanço de energia no interior do cilindro.....	18
Figura 4 - Perfis de combustão de Wiebe para vários parâmetros de forma.	20
Figura 5 - Distribuição de temperatura e fluxo de calor através das paredes da câmara de combustão.....	22
Figura 6 - Distribuição de temperatura, em graus Celsius, medidas (dentro de parênteses) e calculadas.....	24
Figura 7 - Distribuição de temperatura e fluxo de calor na parede do cilindro de um motor Diesel operando a 1500 rpm.....	24
Figura 8 - Perfil de temperatura em graus Celsius medido em uma válvula de escape de um motor Diesel.	26
Figura 9 - Recirculação dos gases de escape (EGR)	30
Figura 10 - Motor Chevy 350 obtido no AVL Boost	33
Figura 11 - Sequência de ignição Chevy 350	34
Figura 12 - Característica da curva de liberação de energia considerando parâmetros de Wiebe $a = 5$ e $m = 2,2$	38
Figura 13 - Curvas de abertura das válvulas	39
Figura 14 - Coeficientes de vazão das válvulas.....	40
Figura 15 - Sistema de controle da vazão mássica do ar admitido.....	42
Figura 16 - Circuito de reforma.....	43
Figura 17 - Curvas de torque e potência média em função da rotação, obtidas sem controle de vazão mássica do ar admitido após 100 ciclos, estequiometria igual a 15,1	49
Figura 18 - Consumo Específico de Combustível ao freio (BSFC) obtido sem controle de vazão mássica de ar admitido com estequiometria igual a 15,1	49
Figura 19 - Curvas de pressão obtidas no cilindro 1, com motor operando sem o controle de vazão mássica de ar admitido e com estequiometria igual a 15,1	50
Figura 20 - Taxa de liberação de calor obtida no cilindro 1, motor operando sem o controle de vazão mássica na admissão e com estequiometria igual a 15,1.....	51

Figura 21 - Eficiência volumétrica para diferentes valores de rotação com motor operando sem o controle de vazão na admissão	52
Figura 22 - Eficiência térmica indicada para diferentes valores de rotação	52
Figura 23 - Controle da pressão efetiva média ao freio com motor operando em 1400 rpm e razão de equivalência igual a 1 para as três composições de combustível.....	53
Figura 24 - Curvas de liberação de energia para 0% EGR e 0% Cref; 5% EGR e 0% Cref; 5% EGR e 5% Cref, com $\phi = 1$ e motor operando em 1400 rpm	54
Figura 25 - BSFC corrigido para 0% EGR e 0% Cref; 5% EGR e 0% Cref; 5% EGR e 5% Cref.	55
Figura 26 - Frações mássicas de NO no final da combustão com motor operando em 1400 rpm	56
Figura 27 - BSFC corrigido para 15% EGR e 10% Cref com motor operando em 3500 rpm...	57
Figura 28 - Fração mássica de NO medidas no final da combustão para o motor operando em 3500 rpm.....	58
Figura 29 - Curvas de abertura das válvulas	65
Figura 30 - Curva de coeficientes de vazão (%).....	65
Figura 31 - Vazão mássica, curvas de abertura das válvulas e pressão no interior do cilindro	67
Figura 32- Eficiência volumétrica para 4 valores de folga do motor operando em 1400 rpm.	68
Figura 33 - BSFC obtido no AVL (1400 rpm)	74
Figura 34 - BSFC Corrigido (1400 rpm).....	74
Figura 35 - BSFC fornecido pelo AVL (3500 rpm)	75
Figura 36 - BSFC corrigido (3500 rpm).....	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores das constantes das Equações 11 e 12	25
Tabela 2 - Componentes do modelo teórico conforme Figura 10.	32
Tabela 3 - Dados para o calculo da pressão efetiva média de fricção	34
Tabela 4 - Dados do filtro de ar	35
Tabela 5 - Volume de cada câmara	35
Tabela 6 - Características construtivas do motor Chevy 350 (elementos móveis).....	36
Tabela 7 - Dados para o cálculo da perda de energia através da folga entre pistão e anéis	36
Tabela 8 - Dados para a simulação nas condições de base.....	37
Tabela 9 - Temperatura média em cada superfície	38
Tabela 10 - Temperatura da superfície das válvulas	39
Tabela 11 - Definição do catalisador	40
Tabela 12 - Diâmetro e comprimento dos dutos	41
Tabela 13 - Vazão mássica para motor com carga máxima operando em 1400 rpm com 0%EGR e 0%Cref.....	44
Tabela 14 - Dados de saída do AVL, 1400 rpm, 0%EGR e 0%Cref.....	45
Tabela 15 - Composição dos combustíveis para quatro condições com motor operando sem controle de vazão na admissão	46
Tabela 16 - Resultados obtidos nas simulações e resultados fornecidos por Heywood et al (1979) com motor operando em 1400 rpm, 0%EGR e 0%Cref.	47
Tabela 17 - Balanço de energia em relação à energia fornecida pelo combustível.....	48
Tabela 18 - Fator de correção do BSFC obtidos no AVL para as condições com EGR.....	54
Tabela 19 - Temperatura de pico obtidas durante a combustão (média dos 8 cilindros) com motor em 1400 rpm	56
Tabela 20 - Temperatura de pico obtidas com o motor operando em 3500 rpm (média dos 8 cilindros).....	58
Tabela 21 - Coordenadas capturadas e coordenadas com escalas modificadas para a obtenção do tempo e abertura ideal para cada válvula.....	64
Tabela 22- Coeficientes	65
Tabela 23 - Parâmetros de desempenho com 2,8 mm, 1,5 mm e 0,6 mm de folga nas válvulas	67

Tabela 24 - Dados obtidos do AVL.....	69
Tabela 25 - Peso molecular de cada espécie e peso molecular total	69
Tabela 26 - Vazão volumétrica da mistura, ar e combustível.	69
Tabela 27 - Vazão volumétrica do EGR e combustível para reforma.....	70
Tabela 28 - Dados de entrada do reformador	70
Tabela 29 - Dados de saída do reformador (Frações molares)	71
Tabela 30 - Combustível com 5%EGR e 5% de reforma.....	71
Tabela 31 - Combustível com 5% EGR e 0% de reforma.....	72
Tabela 32 - Cálculo da estequiometria	72
Tabela 33 - Correção do consumo específico de combustível	73

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ANFAVEA	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
APMS	Antes do Ponto Morto Superior
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
PEMF	Pressão Efetiva Média ao Freio
BSFC	Consumo Específico de Combustível ao Freio (kg/W.s)
SFC	Consumo Específico de Combustível (kg/W.s)
DPMI	Depois do Ponto Morto Inferior
DPMS	Depois do Ponto Morto Superior
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
PEMF	Pressão Efetiva Média de Fricção (Pa)
PEM	Pressão Efetiva Média (Pa)
GDI	<i>Gasoline Direct Injection</i>
GM	General Motors
MBT	<i>Maximum Brake Torque (N.m)</i>
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
rpm	Rotação por minuto
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
IC	Ignição por Centelha
SOHC	<i>Single Overhead Camshaft</i>
ROHR	<i>Rate of Heat Release</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

m_c	Massa no interior do cilindro (kg)
u	Energia interna específica (kJ/kg)
C_p	Pressão no interior do cilindro (Pa)
V	Volume do cilindro (m ³)
Q_f	Energia do combustível (J)
Q_w	Perda de calor para as paredes (J)
h_{bb}	Entalpia da mistura atravessando a folga entre os anéis e cilindro (kJ/kg)
dm_i	Elemento de mistura entrando no cilindro (kg)
dm_e	Elemento de mistura saindo do cilindro (kg)
h_i	Entalpia da mistura entrando no cilindro (kJ/kg)
h_e	Entalpia da mistura saindo do cilindro (kJ/kg)
q_{ev}	Calor de evaporação do combustível (kJ/kg)
f	Fração do calor de evaporação da carga cilindro
m_{ev}	Massa de combustível evaporando (kg)
m	Parâmetro de forma da função de Wiebe
a	Parâmetro da função de Wiebe
A_i	Área das superfícies da câmara de combustão (mm ²)
α_w	Coefficiente de troca térmica (W/m ² .K)
T_c	Temperatura do gás no interior do cilindro (K)
T_{wi}	Temperatura das paredes do cilindro (K)
P_c	Pressão indicada no interior do cilindro (Pa)
C_m	Velocidade média do pistão (m/s)
α_p	Coefficiente de troca térmica no porto da válvula (W/m ² .K)
T_u	Temperatura a montante no porto das válvulas (K)
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
d_{vi}	Diâmetro interno do assento da válvula (mm)
h_v	Elevação da válvula (mm)
A_{eff}	Área efetiva de escoamento (mm ²)
P_{o1}	Pressão de estagnação na compressão (Pa)

T_{o1}	Temperatura de estagnação na compressão (K)
R_o	Constante do gás
λ	Fator lambda
\emptyset	Razão de equivalência
P_2	Pressão estática na expansão (Pa)
k	Razão entre calores específicos
δ	Folga no fechamento dos anéis (mm)
D	Diâmetro do pistão (mm)
$\mu\sigma$	Coeficiente de vazão no porto da válvula (%)
d_{vi}	Diâmetro interno do assento da válvula (mm)
α	Ângulo de virabrequim (graus)
$x(\alpha)$	Fração mássica de combustível queimado
α_{inic}	Ângulo de início da liberação de energia (graus)
$\Delta\alpha$	Ângulo representando a duração de combustão (graus)
C_{ref}	Combustível desviado para o reformador
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar entrando no cilindro (kg/s)
\dot{m}_{gas}	Vazão mássica dos gases de escape (kg/s)
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível (kg/s)
\dot{m}_{inj}	Vazão mássica de combustível injetado no cilindro (kg/s)
\dot{m}_{ref}	Vazão mássica de combustível reformado (kg/s)
\dot{m}_{EGR}	Vazão mássica dos gases desviados para o reformador (kg/s)
\dot{m}_{Cref}	Vazão mássica do combustível no reformador (kg/s)
η_t	Eficiência térmica (%)
η_v	Eficiência volumétrica (%)
η_m	Eficiência mecânica (%)
τ	Torque (N.m)
P	Potência (kW)
f_c	Fator de correção

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1 Objetivos.....	17
1.1.1 Objetivo geral	17
1.1.2 Objetivos específicos	17
2. REFERENCIAL TEÓRICO.....	18
2.1 Balanço de energia.....	18
2.1.1 Energia liberada pela combustão do combustível	19
2.1.2 Transferência de calor	21
2.1.2.1 Calor transferido para as paredes da câmara de combustão	21
2.1.2.2 Calor transferido para os portos das válvulas	25
2.1.3 Vazão mássica atravessando as superfícies de controle	26
2.2 Estequiometria da combustão	28
2.3 Recirculação dos gases de escape (EGR).....	30
3. METODOLOGIA.....	32
3.1 Modelo teórico.....	32
3.2 Reforma de combustível.....	43
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	47
4.1 Validação do modelo	47
4.2 EGR químico.....	52
5. CONCLUSÕES	59
5.1 Sugestão para trabalhos futuros	60
REFERÊNCIAS	61
APÊNDICE A – Obtenção das curvas de aberturas das válvulas e coeficientes de vazão	64
APÊNDICE B - Correção da folga das válvulas	66
APÊNDICE C - Reforma de combustível (Chemkin).....	69
APÊNDICE D - Correção do consumo específico de combustível.....	73

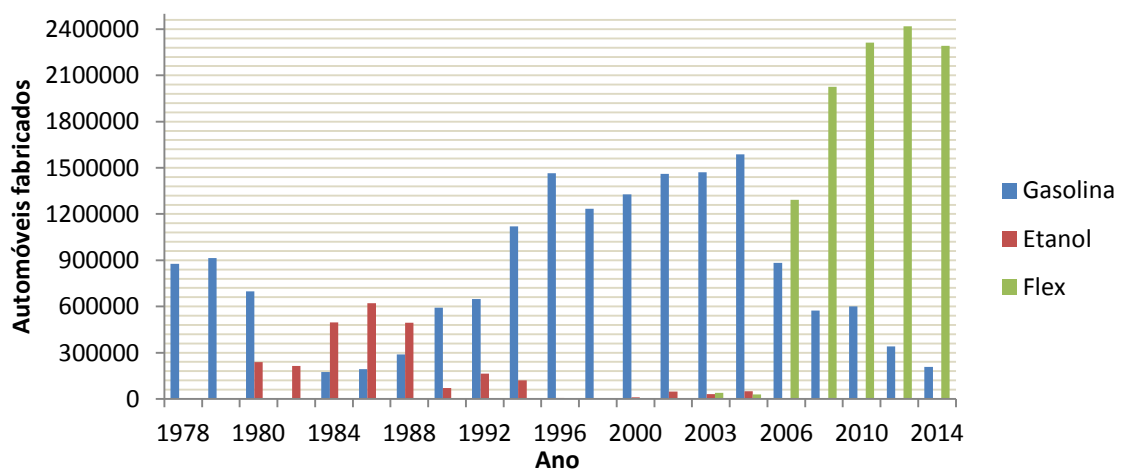
1. INTRODUÇÃO

Em poucos anos de inserção no mercado, a tecnologia *flex fuel*, empregada nos motores de combustão interna, passou a ocupar uma posição de destaque dentro das montadoras e a produção de veículos com essa tecnologia vem dominando o mercado nacional.

De acordo com o anuário da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (ANFAVEA, 2015), a produção de automóveis e comerciais leves com motores *flex* em 2014, foi de 2.291.196 e 346.628, respectivamente, totalizando 2.637.824 veículos. Isso representa um aumento de 4.650% se comparado com a produção de 2003, que contabilizou 49.264 veículos. Em contrapartida, a produção de veículos movidos puramente a etanol e a gasolina vem diminuindo ao longo dos anos. No caso dos veículos movidos a etanol, a produção foi suspensa em 2007 e somente 356 unidades foram produzidas em 2006. Já a produção de automóveis movidos somente à gasolina contabilizados, passou de 1.561.285 em 2003, para 249.198 veículos em 2014, totalizando uma redução de 626%.

A Figura 1 apresenta a evolução da produção de automóveis movidos à gasolina, etanol e *flex* contabilizadas desde 1978 até 2014.

Figura 1 - Produção de automóveis desde 1978 a 2014 em função do tipo de combustível.



Fonte: Anfavea (2015)

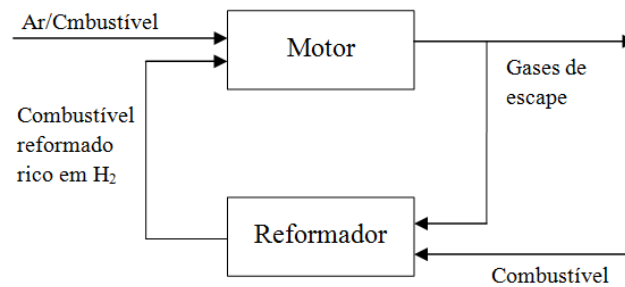
Tal procura por veículos com a tecnologia *flex fuel*, para os consumidores, é justificada basicamente pela possível competitividade¹ do preço do álcool hidratado em relação à gasolina e pela versatilidade do motor em aceitar tanto etanol quanto gasolina e a mistura dos dois.

Porém o rendimento de um veículo com tecnologia *flex fuel* é inferior ao de um veículo desenvolvido para operar com um único tipo de combustível. Segundo Lazarí e Abreu (2010), o que promove essa variação de rendimento nos motores de combustão interna é definida pelas particularidades de cada combustível ao entrar em combustão dentro da câmara do motor, dentre essas, podemos destacar o poder calorífico, octanagem, ponto de fulgor, estequiometria e calor de vaporização. Um motor que opera com um único combustível possui características refinadas, e variáveis de saída como desempenho, autonomia e consumo, tendem a ser otimizadas. Por outro lado, um motor com tecnologia *flex fuel*, possui características físicas que buscam atender as peculiaridades de múltiplos combustíveis, dessa forma, seu desempenho, além de inferior, está sujeito a variações conforme a proporção de cada combustível.

Uma possível maneira de otimizar o desempenho de um motor com tecnologia *flex fuel* é atuando diretamente nas características físico-químicas da mistura ar-combustível conforme a proporção de cada produto. De acordo com Cassidy (1977), a adição de pequenas quantidades de hidrogênio na mistura pode resultar em alterações de algumas destas características, tais como o aumento da velocidade da frente de chama e diminuição do atraso de ignição. Segundo Fennell et al (2014), uma forma de promover essas alterações é através da recirculação dos gases de exaustão combinado com a reforma de combustível. Esse sistema conhecido como EGR químico, além de possibilitar uma diminuição expressiva da formação de NOx devido a redução da temperatura da chama na câmara de combustão (TURNES, 2013), permitiria aumentar a eficiência de um motor a combustão interna. A configuração de um EGR químico pode ser observada na Figura 2.

¹ Depende do preço relativo entre os dois combustíveis

Figura 2- EGR químico



Fonte: Autor (2015)

De acordo com Khair (2014), as primeiras pesquisas envolvendo o sistema *Exhaust Gas Recirculation* (EGR) em veículos automotores começaram na década de quarenta e estavam focadas na redução de NOx. Após este período, algumas aplicações utilizando a tecnologia EGR em motores à combustão por centelha acabaram sendo dispensadas, no entanto, o EGR passou a ser adotado em automóveis de passageiros e comerciais leves com motores a Diesel e em seguida amplamente utilizado em motores Diesel pesados. Khair (2014) também afirma que antes de 2010, as aplicações com EGR eram basicamente voltadas para a redução do nível de NOx e somente a partir desta data as pesquisas envolvendo EGR começaram a ter como objetivo a economia de combustível e a eficiência do motor.

No entanto, pouca atenção tem sido dada para o uso deste sistema em motores de ignição por centelha. Fennell et al (2014), conseguiram demonstrar os benefícios potenciais do uso de um reformador de combustível integrado a um sistema EGR. Um motor *Gasoline Direct Injection* (GDI) 2.0 de quatro cilindros com um sistema EGR e um cilindro de H₂/CO para simular a reforma de combustível foi utilizado. Os resultados indicam um aumento de mais de 4% na eficiência térmica e expressiva redução das emissões de NOx.

O presente trabalho avalia o efeito do EGR químico na performance e emissões de um motor V8 de ignição por centelha. A seguir, os objetivos deste trabalho são delineados. No capítulo 2, o referencial teórico do modelo implementado no AVL Boost é descrito. No capítulo 3, a metodologia empregada para a obtenção do modelo é relatada. No capítulo 4, os resultados e discussões são apresentados. Por fim, uma lista de conclusões e sugestões para trabalhos futuros é apresentada.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Avaliar numericamente o efeito do EGR químico na performance e emissões de um motor a combustão interna operando com gasolina.

1.1.2 Objetivos específicos

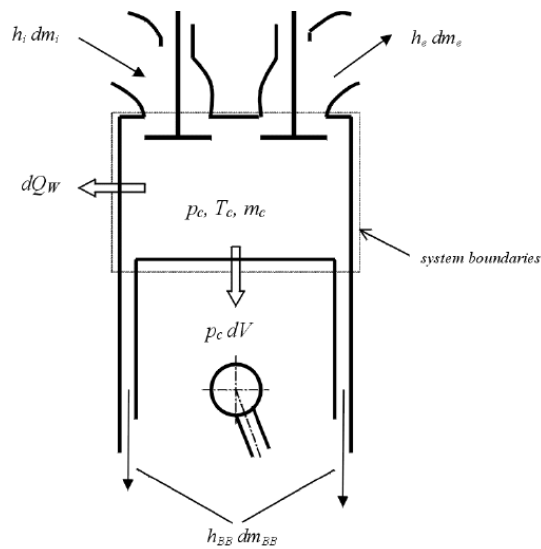
- a) Implementar modelo teórico de um motor V8 350 movido à gasolina e comparar resultados com a literatura;
- b) Simular operação com gasolina e cargas de EGR;
- c) Avaliar operação com EGR químico.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Balanço de energia

O AVL realiza as simulações com base na primeira lei da termodinâmica aplicada em um volume de controle definido, conforme mostra a Figura 3, para obter uma expressão que envolva os três mecanismos de transporte de energia (massa, calor e trabalho).

Figura 3 - Balanço de energia no interior do cilindro



Fonte: AVL (2013)

Assim, a variação da energia interna do fluido no interior do cilindro em função do ângulo de virabrequim (taxas), é definida pela Equação 1.

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_f}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{bb} \frac{dm_{bb}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (1)$$

onde:

$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$ é a variação da energia interna no cilindro;

$-p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ é o trabalho do pistão;

$\frac{dQ_f}{d\alpha}$ é a energia liberada pela combustão do combustível;

$-\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ é o calor transferido para as paredes do cilindro;

$-h_{bb} \frac{dm_{bb}}{d\alpha}$ é a entalpia transportada através da folga entre os anéis do pistão e do cilindro (*blow-by*);

$\sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e$ é a entalpia transportada através das válvulas de admissão e escape;

$-q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt}$ é a energia consumida para a vaporização do combustível.

Para a criação de um modelo teórico do motor no AVL bem como a realização da reforma de combustível é necessário conhecer e definir com precisão os campos que compõem cada parcela do balanço energético.

2.1.1 Energia liberada pela combustão do combustível

Segundo Heywood (1988), os modelos de combustão podem ser divididos em três categorias: zero-dimensionais, quasi-dimensionais e multidimensionais. Neste trabalho, optou-se por representar a câmara de combustão por um modelo zero-dimensional. É obrigatório que o modelo da taxa de liberação de calor seja obtido por sub-modelos empíricos através de simples equações matemáticas (BUENO, 2011). Os modelos zero-dimensionais, ou termodinâmicos, são construídos com base na primeira lei da termodinâmica e o tempo é a única variável independente (HEYWOOD, 1988). Assim, para a obtenção do modelo da combustão foi utilizada a fórmula semi-empírica de Wiebe, pois nela, a única variável independente é o tempo. Segundo Heywood (1988) a equação do modelo de Wiebe de uma zona em que a fração mássica de combustível queimado, calculada em função do ângulo do eixo do virabrequim (α) é definida pela seguinte expressão:

$$x(\alpha) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\alpha - \alpha_{inic}}{\Delta\alpha} \right)^{m+1} \right] \quad (2)$$

onde, $x(\alpha)$ é a fração mássica de combustível queimado, α é o ângulo do virabrequim, α_{inic} é o ângulo de início da liberação de energia e $\Delta\alpha$ é o ângulo representando a duração de

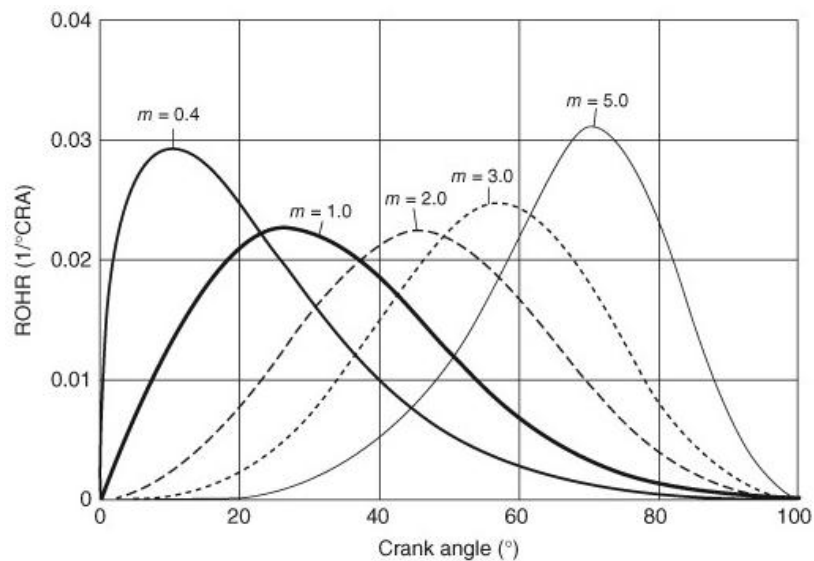
combustão. Os parâmetros a e m devem ser ajustados para adequar a curva às condições de geometria do motor e do combustível utilizado.

Melo (2007), em seu estudo, destaca que o coeficiente a consegue reproduzir a posição ou o número de velas de ignição, pois consegue fazer a queima atingir seu fim em um tempo maior ou menor. Por outro lado, o coeficiente m controla o comportamento com o qual a queima evolui durante a propagação da frente de chama, representando assim o fator de forma da câmara de combustão.

Examinando diversos valores de a e m para obter um bom ajuste nas curvas experimentais de pressão, Heywood concluiu que os valores de $a = 5$ e $m = 2$ fornecem uma estimativa razoável para uma grande variedade de condições de operação em motores GDI.

A Figura 4 apresenta o comportamento da curva de liberação de calor representada pela função de Wiebe para diferentes valores do parâmetro de forma (m) em função da posição do virabrequim em graus.

Figura 4 - Perfis de combustão de Wiebe para vários parâmetros de forma.



Fonte: Shuai et al (2015)

A adição de hidrogênio na composição do combustível tem como efeito o aumento da velocidade da frente de chama e diminuição do atraso de ignição, em outras palavras o parâmetro m deve ser reduzido, quando há adição de H_2 .

Conforme mencionado anteriormente, a Equação 2 fornece a fração mássica de combustível queimado desde o início da combustão. No entanto, para obter a energia liberada

pela queima do combustível, o AVL calcula a derivada da função de Wiebe (Equação 2) obtendo a Equação 3:

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y \cdot (m+1)} \quad (3)$$

onde dx e y são escritos pelas Equações 4 e 5, respectivamente.

$$dx = \frac{dQ_f}{Q_f} \quad (4)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \quad (5)$$

onde Q_f é a energia total fornecida pelo combustível.

2.1.2 Transferência de calor

2.1.2.1 Calor transferido para as paredes da câmara de combustão

Heywood (1988) afirma que em motores de combustão interna, ao longo de cada ciclo de funcionamento do motor, a transferência de calor ocorre sob condições de variação da pressão do gás e temperatura, e com velocidades locais que variam mais, ou menos rapidamente, dependendo da configuração da válvula de admissão e da câmara de combustão. Além disso, a área da superfície da câmara de combustão varia ao longo do ciclo e o fluxo de calor nas paredes muda continuamente a partir de um pequeno valor negativo durante o processo de admissão a um valor positivo de ordem de vários megawatts por metro quadrado no início do processo de expansão. No entanto mesmo com a distribuição não uniforme do fluxo de calor, segundo Heywood (1988), muitos pesquisadores concluíram que a suposição do processo de transferência de calor quase-constante é suficientemente precisa para a maioria dos fins de cálculo.

Heywood (1988) caracteriza o fluxo de calor unidimensional em regime permanente atravessando a parede do cilindro, em três etapas: gás (Equação 6), parede (Equação 7) e fluido de arrefecimento (Equação 8).

$$\dot{q} = \dot{q}_{CV} + \dot{q}_R = h_{c,g}(\bar{T}_g - T_{w,g}) + \sigma\varepsilon(\bar{T}_g^4 - T_{w,g}^4) \quad (6)$$

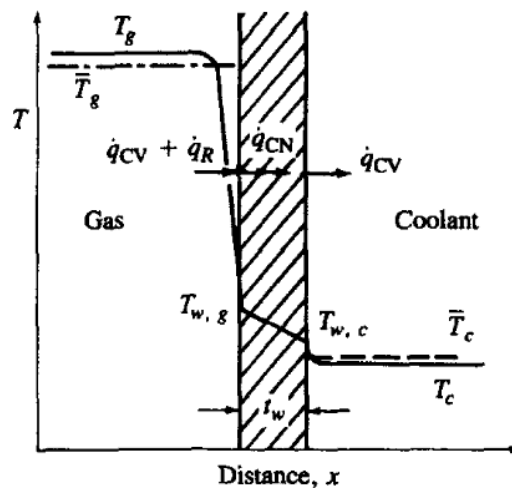
O termo da radiação é normalmente negligenciado para motores IC (Ignição por Centelha) (HEYWOOD, 1988).

$$\dot{q} = \dot{q}_{CN} = \frac{k(T_{w,g} - T_{w,c})}{t_w} \quad (7)$$

$$\dot{q} = \dot{q}_{CV} = h_{c,c}(T_{w,c} - \bar{T}_c) \quad (8)$$

A distribuição das temperaturas através das paredes da câmara de combustão e o fluxo de calor podem ser verificados com maiores detalhes na Figura 5.

Figura 5 - Distribuição de temperatura e fluxo de calor através das paredes da câmara de combustão.



Fonte: Heywood (1988, p. 672)

Para a obtenção do modelo, considerando o volume de controle definido na Figura 3, somente o calor transferido da mistura para as paredes da câmara de combustão tem

importância significativa para o estudo. O calor total é calculado pelo AVL integrando o fluxo de calor (Equação 6) na área.

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (9)$$

onde, Q_{wi} é o calor transferido para as paredes;

A_i é a área das superfícies da câmara de combustão;

α_w é o coeficiente de troca térmica;

T_c é a temperatura do gás no interior do cilindro;

T_{wi} é a temperatura das paredes do cilindro.

O AVL disponibiliza em sua biblioteca cinco correlações que permitem calcular o coeficiente de troca térmica com o fornecimento de alguns parâmetros. Dentre essas, foi utilizada a correlação de Hohenberg (1980) descrita conforme a Equação 10.

Spitsov (2013) relata que Hohenberg (1980) examinou a correlação de Woschni (1967) e propôs uma com base em resultados experimentais. Hohenberg (1980) refletiu sobre o impacto do volume variável do cilindro trazendo em sua equação uma dimensão linear variável, com base na utilização do diâmetro de uma esfera com volume correspondente ao volume do cilindro em função do ângulo de virabrequim.

$$\alpha_w = C_1 \cdot V^{-0.06} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.4} \cdot (C_m + C_2)^{0.8} \quad (10)$$

onde, $C_1 = 130$;

$C_2 = 1.4$, constante de calibração (Expressa os efeitos da combustão em uma zona turbulenta);

p_c é a pressão indicada no interior do cilindro;

C_m é a velocidade média do pistão;

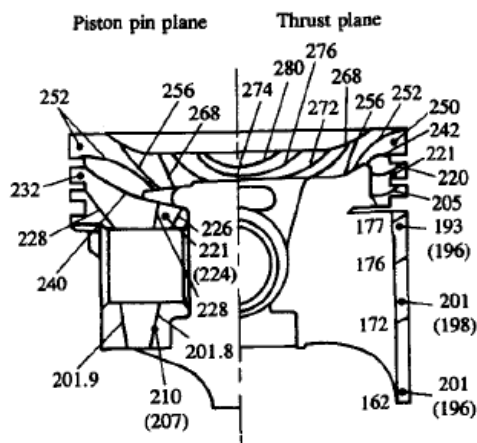
V é o volume instantâneo da câmara de combustão correspondente ao volume de uma esfera com o mesmo comprimento característico.

A temperatura das paredes no interior do cilindro é um parâmetro de entrada que deve ser especificado, permitindo com que o AVL calcule a taxa de transferência de calor para as superfícies do cilindro. No entanto, especificar as temperaturas das paredes, de forma precisa, não é algo tão trivial, pois, de acordo com Heywood (1988) existe uma variação

muito grande em cada superfície. Na Figura 6 é possível verificar a distribuição de temperatura em um pistão para um motor de quadro cilindros com ignição por centelha, operando a 4600 rpm e válvula de borboleta completamente aberta.

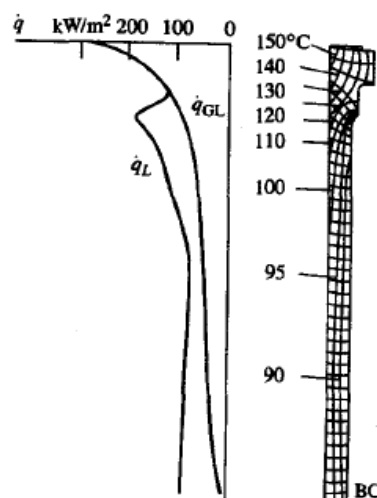
O perfil de temperatura no cilindro sofre uma variação ainda maior, isso acontece pois a maior parte do cilindro fica exposta aos produtos da combustão somente no processo de expansão. A Figura 7, mostra como o fluxo de calor médio e a temperatura variam ao longo da parede do cilindro de um motor Diesel operando a 1500 rpm e PEMF = 11bar.

Figura 6 - Distribuição de temperatura, em graus Celsius, medidas (dentro de parênteses) e calculadas.



Fonte: Heywood (1988, p. 700)

Figura 7 - Distribuição de temperatura e fluxo de calor na parede do cilindro de um motor Diesel operando a 1500 rpm.



Fonte: Heywood (1988, p. 699)

2.1.2.2 Calor transferido para os portos das válvulas

Durante o processo de troca de gás, é essencial considerar a transferência de calor nos portos das válvulas de admissão e de escape. Heywood (1988) afirma que a troca térmica por convecção nos sistemas de admissão e exaustão é conduzida por escoamentos em velocidades muito superior às desenvolvidas no interior do cilindro. O AVL disponibiliza um modelo modificado descrito por Zapf (Zapf, 1969 apud AVL, 2014) no qual o coeficiente de transferência de calor depende da direção do escoamento. As equações 11 e 12 são utilizadas pelo software para obter os coeficientes nos portos das válvulas de escape e admissão, respectivamente.

$$\alpha_p = [C_4 + C_5 \cdot T_u - C_6 \cdot T_u^2] \cdot T_u^{0,44} \cdot \dot{m}^{0,5} \cdot d_{vi}^{-1,5} \cdot \left[1 - 0,797 \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (11)$$

$$\alpha_p = [C_7 + C_8 \cdot T_u - C_9 \cdot T_u^2] \cdot T_u^{0,33} \cdot \dot{m}^{0,68} \cdot d_{vi}^{-1,68} \cdot \left[1 - 0,765 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (12)$$

onde, α_p é o coeficiente de transferência de calor no porto da válvula;

T_u é a temperatura a montante no porto das válvulas;

\dot{m} é a vazão mássica;

d_{vi} é o diâmetro interno do assento da válvula;

h_v é a elevação da válvula.

As constantes usadas nas duas equações podem ser verificadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Valores das constantes das Equações 11 e 12

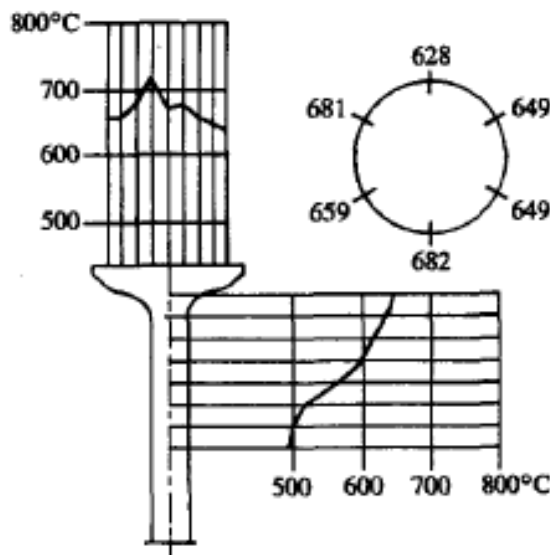
Admissão		Escape	
C_4	1,2809	C_7	1,5132
C_5	$7,0451 \cdot 10^{-4}$	C_8	$7,1625 \cdot 10^{-4}$
C_6	$4,8035 \cdot 10^{-7}$	C_9	$5,3719 \cdot 10^{-7}$

Fonte: AVL (2013)

Para que o AVL calcule o calor transferido para o porto das válvulas, é necessário especificar a temperatura da superfície da mesma. Um exemplo de distribuição de temperatura

medida em uma válvula de escape pode ser verificado na Figura 8. Nota-se que as temperaturas são mais elevadas no centro da superfície da cabeça das válvulas e próximo aos acentos. Esse perfil não é válido para as válvulas de admissão pois o fluxo de ar frio admitido envolve a mesma a cada duas voltas do virabrequim, baixando sua temperatura média.

Figura 8 - Perfil de temperatura em graus Celsius medido em uma válvula de escape de um motor Diesel.



Fonte: Heywood (1988, p.700)

2.1.3 Vazão mássica atravessando as superfícies de controle

A conservação da massa dentro do cilindro do motor, obtida com base na Figura 3, é descrita pela Equação 13 (AVL, 2013).

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{bb}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (13)$$

A expressão acima nos diz que a variação da massa no interior do cilindro é obtida pelo somatório da vazão mássica que entra no cilindro com as vazões mássicas que saem do cilindro.

onde, $\frac{dm_c}{d\alpha}$ é a variação da massa no interior do cilindro em função do ângulo de virabrequim;

$\sum \frac{dm_i}{d\alpha}$ é o somatório das massas que entram no cilindro;

$\sum \frac{dm_e}{d\alpha}$ é o somatório das massas que saem do cilindro;

$\frac{dm_{bb}}{d\alpha}$ é a massa que atravessa a folga entre pistão e anel;

$\frac{dm_{ev}}{dt}$ é a massa de combustível evaporando.

Para cada termo, a vazão mássica atravessando uma superfície de controle, é calculada pelo AVL por meio da Equação 14.

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot P_{o1} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o \cdot T_{o1}}} \cdot \Psi \quad (14)$$

onde A_{eff} é a área efetiva de escoamento;

P_{o1} é a pressão de estagnação na compressão;

T_{o1} é a temperatura de estagnação na compressão;

R_o é a constante do gás.

Para escoamento subsônico, Ψ é determinado com a Equação 15.

$$\Psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_{o1}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_{o1}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (15)$$

onde, P_2 é a pressão estática na expansão e k é a razão entre calores específicos.

O AVL considera as perdas devido à folga entre anéis e cilindro especificando a pressão do óleo e a folga (δ) no fechamento dos anéis. Com o valor da folga e do diâmetro do cilindro, o AVL calcula a área efetiva por meio da Equação 16.

$$A_{eff} = D \cdot \pi \cdot \delta \quad (16)$$

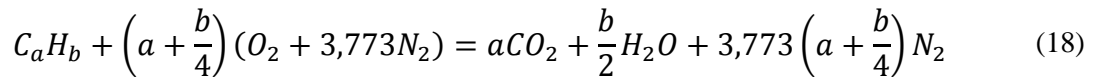
A área efetiva dos portos das válvulas é calculada por meio da Equação 17.

$$A_{eff} = \mu\sigma \cdot d_{vi}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \quad (17)$$

onde, $\mu\sigma$ é coeficiente de vazão que varia com a curva de abertura da válvula.

2.2 Estequiometria da combustão

Considerando uma combustão completa de um combustível hidrocarboneto genérico de composição molecular média C_aH_b com ar, a reação de combustão estequiométrica é dada pela Equação 18.



Nota-se que apenas as proporções relativas em uma base molar são obtidas. Assim, a composição do combustível pode ser escrita como CH_y , onde $y = b/a$.

A Equação 18 define a proporção estequiométrica de ar e combustível. Nela, todo o oxigênio disponível é suficiente apenas para a conversão de todo o combustível em produtos completamente oxidados. A razão estequiométrica obtida da Equação 18 é escrita conforme a Equação 19.

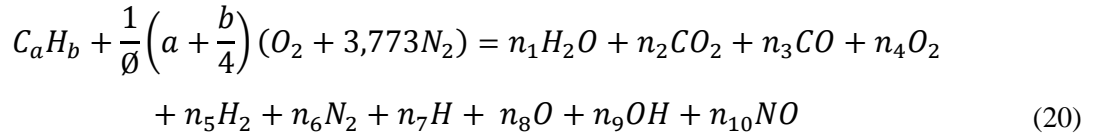
$$\left(\frac{A}{C}\right)_s = \left(\frac{C}{A}\right)_s^{-1} = \frac{\left(1 + \frac{y}{4}\right) \cdot (32 + 3,773 \times 28,16)}{12,011 + 1,008y} = \frac{34,56 \cdot (4 + y)}{12,011 + 1,008y} \quad (19)$$

onde os pesos moleculares do oxigênio, nitrogênio, carbono e hidrogênio são, respectivamente, 32; 28,16; 12,011 e 1,008.

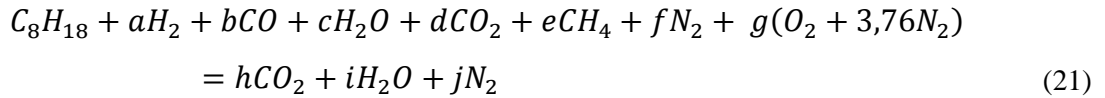
Segundo Raggi (2005), a reação estequiométrica, não ocorre na prática, principalmente porque:

- i. os combustíveis utilizados não são hidrocarbonetos simples da forma C_aH_b ;
- ii. as reações dificilmente ocorrem de forma estequiométrica;
- iii. as condições termodinâmicas para que ocorra a reação acima não são possíveis na natureza, além de terem suas condições variando ao longo da própria combustão.

Portanto, os três produtos da combustão acima se transformam em dezenas de elementos, inclusive NO e CO, conforme a equação abaixo escrita para os dez principais elementos (Sodré, 1995 apud RAGGI, 2005):



Neste trabalho, os gases recirculados são considerados como combustível. Uma reação de combustão genérica para as diferentes misturas combustíveis pode ser escrita como:



onde os coeficientes estequiométricos dos reagentes são dados pela fração de EGR e pela proporção de combustível a ser injetado no reformador, conforme será apresentado no capítulo 3.

A estequiometria depende unicamente do tipo de combustível, este, por sua vez, sofre alteração com a recirculação dos gases de escape. Nas simulações com o AVL, o percentual de gases recirculados é tratado como combustível, com isso, a estequiometria é alterada conforme as cargas de EGR e combustível direcionado para o reformador. Devido a variação na estequiometria, é necessário utilizar a razão de equivalência como parâmetro de referência.

Segundo Heywood (1988), a razão de equivalência (inverso de lambda), é escrita conforme a Equação 22.

$$\phi = \lambda^{-1} = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{real}}{\left(\frac{F}{A}\right)_s} \quad (22)$$

Trata-se de um parâmetro que avalia a composição reagente, onde: $\phi < 1$, $\lambda > 1$ representa uma mistura pobre; $\phi = \lambda = 1$ mistura estequiométrica e; $\phi > 1$, $\lambda < 1$ mistura rica.

Segundo Raggi (2005), os processos químicos em motores são frequentemente não equilibrados devido ao pequeno tempo disponível durante a combustão. No entanto, para esse trabalho assumiu-se que as reações atingem equilíbrio químico dentro do reformador mesmo com tempo disponível muito pequeno.

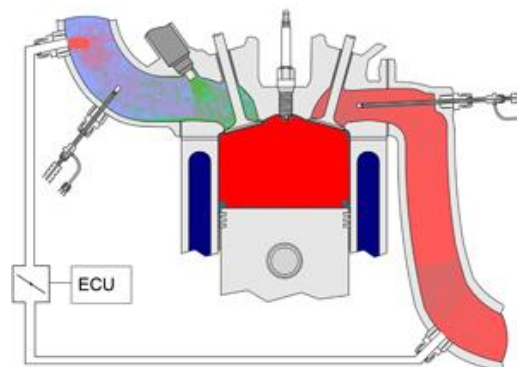
2.3 Recirculação dos gases de escape (EGR)

De acordo com Raggi (2005), as variáveis de maior importância no controle da formação do NOx são a recirculação dos gases de descarga (EGR), a fração residual dos gases de escape, o ângulo de ignição e a razão de equivalência da mistura combustível-ar. Os gases residuais e os gases de descarga atuam como diluentes, pois a temperatura de combustão é inversamente proporcional à fração dos gases queimados que, por sua vez, aumenta o calor específico dos gases presentes na câmara, favorecendo a troca de calor e reduzindo a temperatura da frente de chama.

Manavella (2016), em uma nota técnica do jornal OficinaBrasil (2016), afirma que em motores modernos de ciclo Otto a proporção de EGR pode chegar a 30% e nos de ciclo Diesel pode atingir 50%. O sistema EGR pode ser visto como uma outra entrada de fluido para o enchimento do cilindro só que, neste caso, o cilindro admite gás inerte, o que contribui para a perda de desempenho. Em função da queda de desempenho, em motores ciclo Otto, este procedimento só poderá ser aplicado em condições de carga parcial estabilizada. Se aplicado durante a marcha lenta, produz instabilidade da mesma. Nas acelerações e na plena potência, provoca falha de retomada e afeta o desempenho. Também não é aplicado durante a fase de aquecimento do motor já que nesse caso a combustão é menos estável.

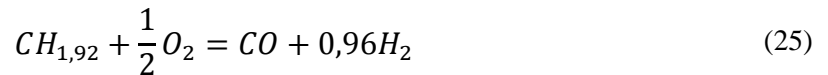
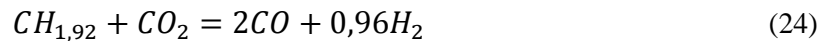
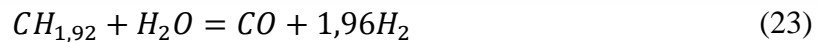
A Figura 9 apresenta um sistema de recirculação de gases de escape com uma válvula de EGR controlada por uma unidade de comando eletrônico.

Figura 9 - Recirculação dos gases de escape (EGR)



Fonte: Cambustion (2016)

De acordo com Fennell et al (2014), o benefício termodinâmico da reforma de combustível (EGR químico) a partir dos gases de escape depende da dominância de duas reações químicas endotérmicas conhecidas como reforma a vapor (Equação 23), e reforma seca (Equação 24). Estas reações convertem hidrocarbonetos (HC) combustível, da gasolina, em hidrogênio e monóxido de carbono, extraindo energia a partir do fluxo de gases de escape no processo. O objetivo é produzir vapor de combustível reformado com entalpia mais elevada do que o combustível HC fornecido para o reformador. Os reagentes necessários para iniciar as duas reações de reforma são a água e dióxido de carbono e ambos são fornecidos pelos gases de escape do motor. Qualquer oxigênio contido nos gases de escape, tipicamente menos de 1% para um motor a gasolina, será consumido pela oxidação completa ou parcial (Equação 25).



Fennell et al (2014) afirmam que as taxas máximas de diluição utilizados em motores a gasolina são limitadas pela estabilidade da combustão. O hidrogênio permite taxas de diluição mais elevadas ao ser utilizado em motores a gasolina com reforma de combustível (EGR químico) oferecendo o potencial para igualar ou superar as vantagens de um sistema EGR puro, além de conseguir aproveitar o calor fornecido pelos gases de escape.

3. METODOLOGIA

3.1 Modelo teórico

Para o desenvolvimento do modelo teórico, foi utilizado o módulo Boost do software AVL®. Nele, todos os fenômenos, características geométricas, condições de contorno e fronteiras do sistema são representados.

O motor utilizado para a realização da simulação foi um Chevy V8 350 in³ (5,7 l) fabricado pela General Motors e analisado no trabalho de Heywood et al (1979).

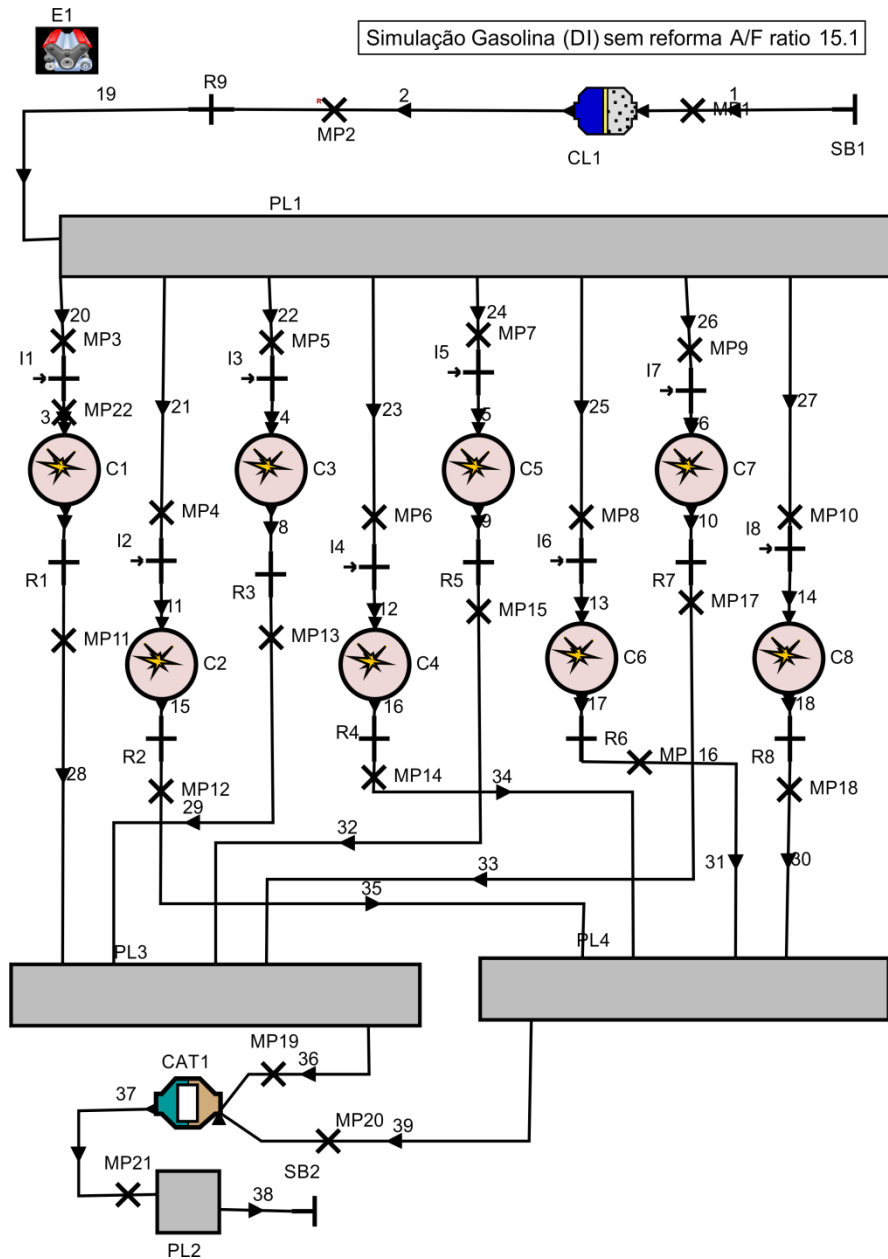
A obtenção do modelo teórico, apresentado na Figura 10, foi realizada seguindo algumas recomendações do AVL, como por exemplo, a utilização de uma câmara (PL1) como coletor de admissão permitindo igual distribuição da vazão mássica de ar para os cilindros sem a necessidade de configurar junções. O mesmo procedimento foi adotado para os coletores de escape, no entanto, por se tratar de um motor em "V", foram utilizadas duas câmaras (PL3 e PL4). Essa abordagem, realizada com base nos tutoriais, possibilitou uma melhor estabilidade e equalização dos processos de combustão no interior dos cilindros. Cada elemento do modelo é identificado com uma sigla, e seu significado pode ser verificado na Tabela 2.

Tabela 2 - Componentes do modelo teórico conforme Figura 10.

Sigla	Componente	Sigla	Componente
E1	Motor	I1-I8	Injetores
CL1	Filtro de ar	PL3 -PL4	Coletores de escape
C1-C8	Cilindros	CAT1	Catalisador
PL1	Coletor de admissão	PL2	Silenciador
1-39	Dutos	SB1-SB2	Fronteiras
R1-R9	Restrições	MP1-MP22	Pontos de medição

Fonte: Autor (2016)

Figura 10 - Motor Chevy 350 obtido no AVL Boost



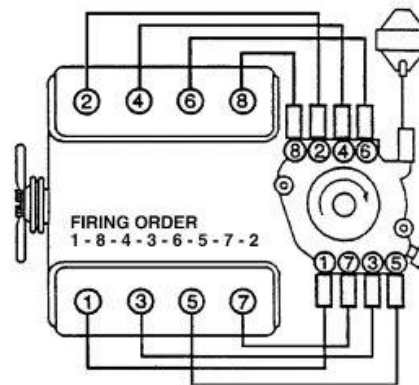
Fonte: Autor (2016)

Para a configuração de cada elemento listado anteriormente, um conjunto de parâmetros foi fornecido respeitando as características construtivas e de operação do motor selecionado. No entanto, para a obtenção de alguns dados específicos, que não se encontram em literaturas, seria necessário um procedimento experimental correndo em paralelo, assim, alguns desses dados foram atribuídos com base nos tutoriais fornecidos pelo AVL.

Configuração do elemento Motor (E1)

A configuração do elemento motor (E1) foi realizada identificando-o como um motor de 4 tempos operando em 1400 rpm (simulações iniciais) com ordem de ignição definida conforme a **Figura 11** (90 graus no virabrequim para cada ignição).

Figura 11 - Sequência de ignição Chevy 350



Fonte: 2carpros (2010)

Nessa faixa de rotação, a pressão efetiva média de fricção (PEMF) é conhecida (72kPa) (HEYWOOD, HIGGIN e WATTS; 1979). Para simulações com variação na rotação é necessário especificar um modelo de fricção, os campos foram preenchidos conforme a Tabela 3.

Tabela 3 - Dados para o calculo da pressão efetiva média de fricção

Modelo de fricção	Patton, Nitschke, Heywood (1989)
Configuração dos cilindros	Motor V8
Tipo de comando de válvula	SOHC- Rocker Arm
Número de rolamentos no comando de válvulas	2
Tipo de came	Flat
Tipo de óleo lubrificante	SAE10/30 (SUPERCHEVY, 2013)
PEMF em 1400 rpm (kPa)*	72
Abertura máxima das válvulas (mm)	10,3

*Valor de referência

Fonte: Autor (2016)

A temperatura do óleo depende da rotação, mas como o óleo lubrificante apresenta aditivos que reduzem a variação de sua viscosidade, e o sistema de arrefecimento atua para evitar as variações na temperatura do motor, foi especificada uma temperatura média baseada na literatura, com um valor de 100 °C.

Configuração do elemento filtro de ar (CL1)

Na Tabela 4 os dados fornecidos para o preenchimento do elemento filtro de ar podem ser verificados.

Tabela 4 - Dados do filtro de ar

Volume total (l)	6,096 (EDELBROCK, 2016)
Comprimento do elemento filtrante (mm)	368.3 (EDELBROCK, 2016)
Pressão de entrada (bar)	1 (HEYWOOD, 1988)
Queda de pressão (bar)	0,008 (HEYWOOD, 1988)
Temperatura de entrada (°C)	24,85

Fonte: Autor (2016)

Configuração de cada câmara (PL1-PL4)

A definição de cada câmara foi realizada com base em dispositivos comerciais semelhantes e exemplos fornecidos pelo AVL, sendo então aproximações.

A **Tabela 5** apresenta valores aproximados para cada câmara utilizada na simulação, é importante destacar que a sua influência no processo de combustão é muito pequena, portanto, foram utilizados apenas com o intuito de equalizar a distribuição de ar na entrada dos cilindros (coletor de admissão) e representar os coletores de escape e silenciador do circuito de exaustão.

Tabela 5 - Volume de cada câmara

Câmara	Volume (l)
PL1	4
PL2	10
PL3	2
PL4	2

Fonte: Autor (2016)

Configuração do elemento cilindro (C1-C8)

Na configuração do principal elemento do modelo teórico, apenas um dos cilindros precisa ser definido, os demais recebem as mesmas informações, tornando-os idênticos.

Algumas das principais dimensões dos elementos móveis do motor, utilizadas no preenchimento da aba geral do cilindro, podem ser verificadas na Tabela 6.

Tabela 6 - Características construtivas do motor Chevy 350 (elementos móveis)

Diâmetro do pistão D, (mm)	101,6
Curso do pistão (mm)	88,4
Razão de compressão	8.1:1
Área da cabeça do cilindro (excluindo as válvulas)/Área do pistão	0.91
Válvulas de admissão	
Diâmetro (mm)	50,8
Abertura máxima (mm)	9,75
Abertura (graus)	14 APMS
Fechamento (graus)	64 DPMS
Válvulas de escape	
Diâmetro (mm)	39,6
Abertura máxima (mm)	10,3
Abertura (graus)	116 DPMS
Fechamento (graus)	26 DPMS

Fonte: Heywood, Higgins, Watts (1979)

Os parâmetros fornecidos para que o AVL calcule a perda de energia através das folgas entre os anéis e o cilindro são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 - Dados para o cálculo da perda de energia através da folga entre pistão e anéis

Deslocamento do pino do pistão (Offset) (mm)	0
Comprimento da biela (mm)	144,78 (LUNATI, 2016)
Pressão de cárter (pressão do óleo) (bar)	2 (GM Engine Mechanical Service Manual, 2001)
Gap efetivo nas extremidades dos anéis do pistão (Blow-by) (")	0,016 x 4(diâmetro do pistão) (SUPERCHEVY, 2004)

Fonte: Autor (2016)

De acordo com a Superchevy (2004), 0,016" (0,4064 mm) é suficiente para um motor normalmente aspirado. Pensando no ganho de potência, o mesmo deve ser aumentado para 0,018" (0,4572 mm) e a justificativa seria a compensação de folgas entre pistão e cilindro quando estão fora das tolerâncias.

Para o segundo anel, o valor da folga deve ser de 0,1" (2,54 mm) a 0,12" (3,048 mm) com 0,0025" (0,0635 mm) de incremento para cada polegada de diâmetro, assim, para o pistão de 101,6 mm (4"), o afastamento recomendado deve ficar entre de 2,80 mm e 3,30 mm.

Algumas simulações foram executadas com o dado do segundo anel e mesmo com valores tão baixos, a perda de potência foi maior do que a potência desenvolvida. Não existe muita informação de como preencher esse campo, não é possível saber se o AVL compensa a dilatação térmica e o alinhamento dos anéis. Para obter valores aceitáveis de desempenho, esse valor teve que ser reduzido pela metade e assim foi mantido pois, o foco do trabalho não é modelar um motor e sim, avaliar numericamente a reforma de combustível.

Uma vez definido o volume de controle, com os dados anteriores, é possível realizar o balanço energético dentro do cilindro. Para isso, alguns dados referentes à combustão e o tipo de combustível são especificados na Tabela 8.

Tabela 8 - Dados para a simulação nas condições de base

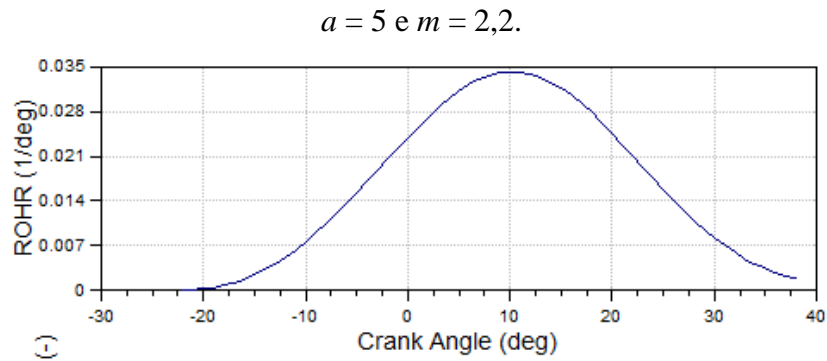
Razão de equivalência, ϕ	1.0
Início da combustão, θ_0 (graus)	22° APMS
Duração da combustão, $\Delta\theta_0$ (graus)	60°
Rotação, N (rev/min)	1400
Poder calorífico do combustível (MJ/kg)	44,4
Estequiometria (razão A/C)	15.1
Composição molecular do combustível	C_3H_{18}
Pressão no coletor de admissão (kPa)	-23,5
Temperatura da mistura na admissão (K)	319,4

Fonte: Heywood, Higgins, Watts (1979)

Foi selecionada a correlação de Wiebe para descrever a energia liberada durante a combustão com os parâmetros $a = 5$ e $m = 2,2$. Esses valores foram estabelecidos por Heywood et al (1979) ao obterem experimentalmente a curva de liberação de energia. O

formato dessa curva em função do ângulo de virabrequim, por meio da correlação de Wiebe, pode ser verificado na **Figura 12**. ROHR representa a taxa de liberação de calor.

Figura 12 - Característica da curva de liberação de energia considerando parâmetros de Wiebe



Fonte: Autor (2016)

O AVL caracteriza o volume do cilindro com três regiões: pistão, superfície da câmara de combustão (cabeçote) e parede do cilindro.

Com base nas informações apresentadas no capítulo 2, foi possível definir os valores, de forma aproximada, das temperaturas médias de cada superfície do cilindro. A Tabela 9 apresenta os valores de cada superfície, associados com suas respectivas áreas calculadas.

Tabela 9 - Temperatura média em cada superfície

Superfície	Área (mm ²)	Temperatura (C)
Superfície do pistão	8107,32	175
Superfície da câmara de combustão	10636,12	175
Parede do cilindro	28216	145 PMS / 100PMI

Fonte: Autor (2016)

Foi selecionada a correlação de Hohenberg, descrita no capítulo 2, para a realização dos cálculos dos coeficientes de troca térmica.

As informações sobre válvulas de admissão e escape são fornecidas em uma aba exclusiva. Na Tabela 10, é definida a área da superfície de cada válvula juntamente com a sua temperatura média.

Tabela 10 - Temperatura da superfície das válvulas

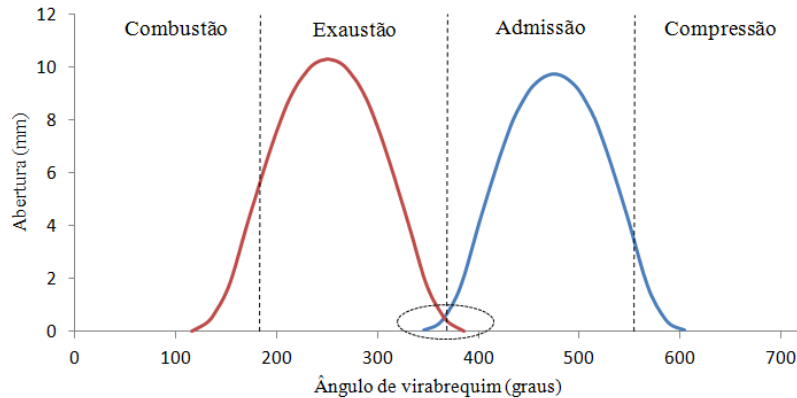
Válvula	Área (mm ²)	Temperatura (C)
Admissão	2026,83	126,65
Escape	1231,63	590,85

Fonte: Autor (2016)

As folgas das válvulas de admissão e escape foram especificadas de acordo com a Compcams (2004), que recomenda valores entre 0,1" (2,54 mm) a 0,125" (3,175 mm) de folga entre a válvula e o pistão quando este é colocado no ponto morto superior. Foi utilizado um valor intermediário de 2,8 mm de folga para cada válvula.

Com as informações da Tabela 6 e o formato da curva de abertura das válvulas fornecidas pela revista Superchevy (2007) foi possível plotar as curvas de abertura de cada válvula, respeitando o tempo e o limite máximo de abertura bem como a região de overlap, maiores detalhes podem ser verificados na **Figura 13**.

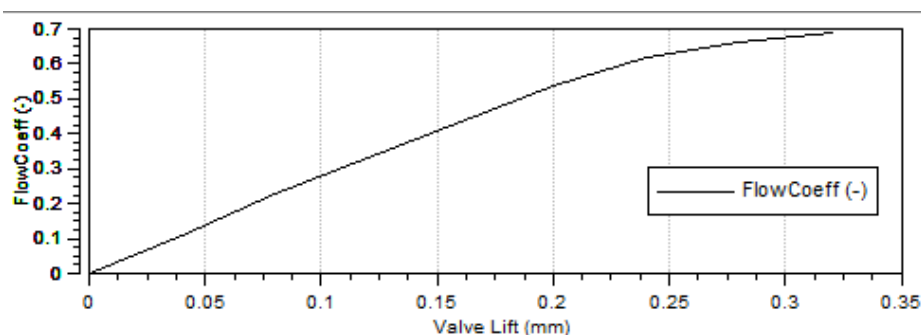
Figura 13 - Curvas de abertura das válvulas



Fonte: Autor (2016)

Para o cálculo da área efetiva de escoamento atravessando o porto das válvulas, é necessário obter a curva com os coeficientes de vazão de cada válvula. As curvas foram geradas com base nas informações fornecidas pela Auto-scape (2012) que faz um comparativo entre os coeficientes de vazão de vários motores. O resultado, aproximado, pode ser verificado na **Figura 14**.

Figura 14 - Coeficientes de vazão das válvulas



Fonte: Autor (2016)

A obtenção das curvas apresentadas nas Figura 13 e Figura 14 foram obtidas realizando a captura das coordenadas de das curvas apresentadas na literatura e posteriormente colocadas em escala apropriada conforme o tempo e a abertura máxima de cada válvula. Maiores detalhes podem ser verificados no Apêndice A.

Configuração dos bicos injetores, catalisador, dutos e restrições.

Cada bico injetor foi configurado para fazer um controle de injeção contínua com base na razão estequiométrica, cobrindo 12,5% do ar que atravessa o ponto de medição 2 da Figura 10 (MP2 - referência).

O catalisador foi definido com base nos tutoriais fornecidos pelo AVL, alguns dos valores foram mantidos como o padrão sugerido pelo programa. Uma completa especificação desse elemento é importante quando procura-se avaliar a sua eficiência, o que não é o caso. O interesse dessa pesquisa está voltado para o desempenho do motor assim, o campo relacionado às reações químicas ficou desabilitado, foram fornecidos apenas os dados necessários, de forma aproximada, para o cálculo da queda de pressão devido ao catalisador. Os valores são apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Definição do catalisador

Volume do monólito (l)	3,2
Comprimento do monólito (mm)	300
Volume do coletor de entrada (l)	0,15
Volume do coletor de saída (l)	0,15
Diâmetro hidráulico (mm)	116,54
Vazão mássica na admissão (kg/s)	0,13

Temperatura na admissão (C)	326,85
Pressão na admissão (bar)	1,4

Fonte: Autor (2016)

Com base nos tutoriais fornecidos pelo AVL, os dutos e as restrições foram especificados com coeficientes de escoamento igual a 0,9. As dimensões de cada duto podem ser verificadas na Tabela 12.

Tabela 12 - Diâmetro e comprimento dos dutos

Duto	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)	Duto	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)
1	100 - 90	110	21	50,56	100
2	90-80-80	220	22	50,56	100
3	50,56	100	23	50,56	100
4	50,56	100	24	50,56	100
5	50,56	100	25	50,56	100
6	50,56	100	26	50,56	100
7	39,36	30	27	50,56	100
8	39,36	30	28	39,36-45	70
9	39,36	30	29	39,36-45	70
10	39,36	30	30	39,36-45	70
11	50,56	100	31	39,36-45	70
12	50,56	100	32	39,36-45	70
13	50,56	100	33	39,36-45	70
14	50,56	100	34	39,36-45	70
15	39,36	30	35	39,36-45	70
16	39,36	30	36	65	1200
17	39,36	30	37	80	1200
18	39,36	30	38	80	800
19	90	100	39	65	1200
20	50,56	100	40		

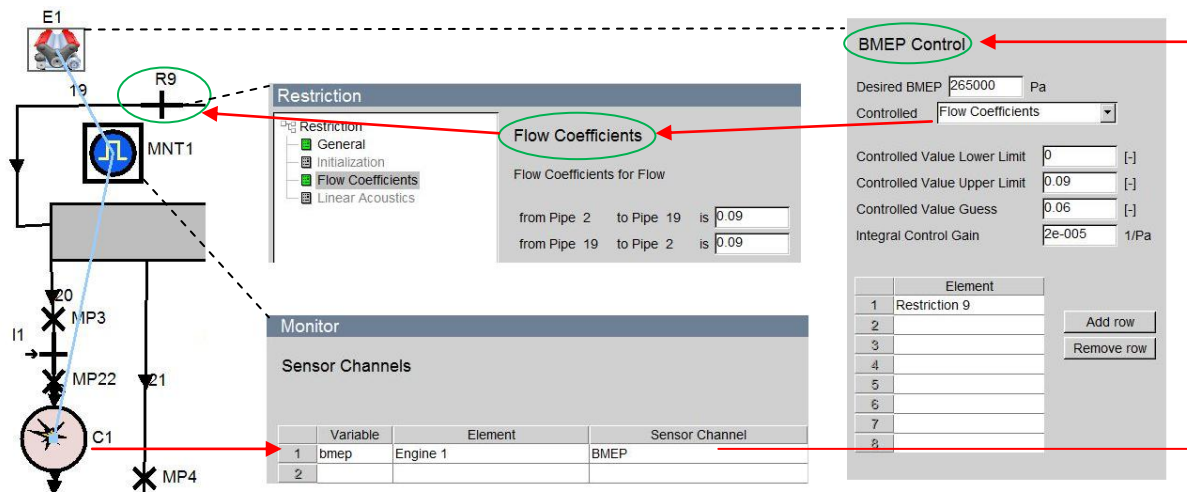
Fonte: Autor (2016)

Conforme comentado no capítulo 2, a razão estequiométrica irá sofrer alterações de acordo com a carga de EGR e combustível desviado para a reforma, portanto, não pode ser

utilizada como critério de comparação, é preciso utilizar a razão de equivalência (ϕ). Neste trabalho, a razão de equivalência foi mantida igual a 1 para todos os combustíveis. Igualando um dos parâmetros de desempenho os demais parâmetros podem ser comparados diretamente. No entanto, para realizar esse procedimento, foi preciso manipular o coeficiente de vazão do restritor R9 (Figura 10), e somente assim, controlar a vazão do ar admitido.

Foi implementando no modelo um sensor para monitorar a pressão efetiva média ao freio (PEMF), permitindo controlar o coeficiente de vazão do ar admitido do restritor R9. Maiores detalhes podem ser verificados na **Figura 15**.

Figura 15 - Sistema de controle da vazão mássica do ar admitido



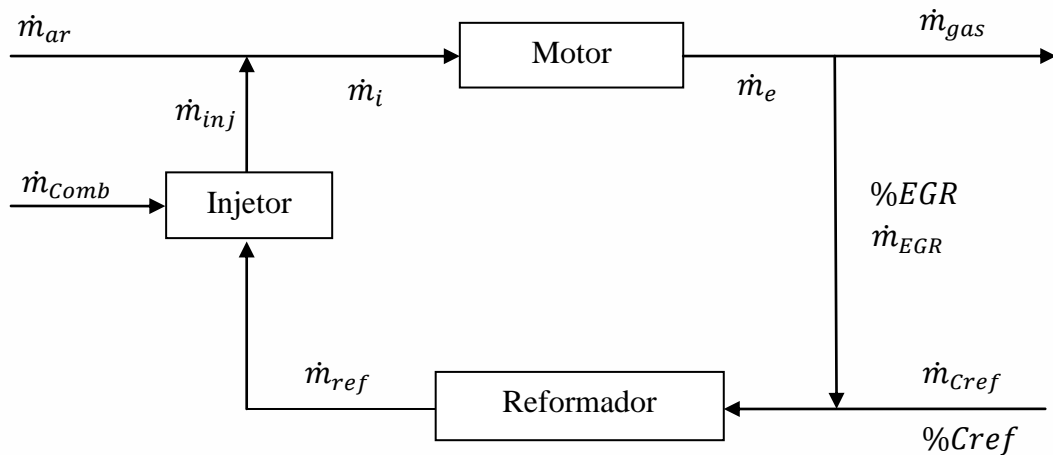
Fonte: Autor (2016)

O circuito mostrado na Figura 15 trata-se de um controle de malha fechada, onde o sensor (MNT1) faz a leitura da pressão efetiva média ao freio dentro do cilindro e manda a informação para o motor (E1), o motor, por sua vez, atua como uma central de controle, onde os dados recebidos do MNT1 são interpretados e comparados com o valor da pressão efetiva média desejada. Se os valores forem diferentes, E1 envia um comando para o restritor R9 (atuador) que altera seus coeficientes de vazão dentro de um limite pré-estabelecido.

3.2 Reforma de combustível

A **Figura 16** apresenta o esquema do circuito com o motor e o reformador e suas respectivas variáveis de entrada e saída adaptados para o AVL.

Figura 16 - Circuito de reforma



Fonte: Autor (2016)

A vazão mássica de ar (\dot{m}_{ar}), para cada cilindro, é obtida diretamente de um dos pontos de medição (MP2, por exemplo).

A vazão mássica da mistura que será injetada no cilindro pode ser escrita conforme a Equação 26.

$$\dot{m}_{inj} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ref} \quad (26)$$

onde, \dot{m}_{comb} representa a vazão mássica de combustível e \dot{m}_{ref} é a vazão mássica da mistura reformada. Para um sistema sem reforma e recirculação dos gases ($\dot{m}_{ref} = 0$) a massa de combustível injetada no cilindro é composta apenas por \dot{m}_{comb} .

A vazão mássica de combustível reformado (\dot{m}_{ref}), definida na saída do reformador é composta pela soma da vazão mássica de EGR (\dot{m}_{EGR}) com a vazão mássica de combustível utilizado para a reforma (\dot{m}_{cref}), ou seja:

$$\dot{m}_{ref} = \dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{Cref} \quad (27)$$

O termo correspondente a vazão mássica de combustível utilizado para a reforma (\dot{m}_{Cref}), é obtido de acordo com o percentual de reforma desejado, e extraído da vazão mássica de combustível (\dot{m}_{comb}), portanto:

$$\dot{m}_{Cref} = \dot{m}_{comb} \cdot \%Cref \quad (28)$$

Na Equação 26, verifica-se que a quantidade de combustível desviado para o reformador retorna na forma de combustível reformado após reagir com a massa de EGR. A vazão mássica de EGR (\dot{m}_{EGR}) é escrita conforme a Equação 29.

$$\dot{m}_{EGR} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) \cdot \%EGR \quad (29)$$

A composição da massa de combustível reformado (\dot{m}_{ref}) foi obtida assumindo equilíbrio químico dentro do reformador. E para que isso ocorra, admite-se um tempo infinito de modo que os produtos atinjam um estado final estável.

Para a realização da reforma, é necessário conhecer as vazões mássicas de ar e combustível, bem como a composição dos gases de escape. A vazão mássica de ar, para cada cilindro, foi obtida no ponto de medição 3 (MP3) da Figura 10. A diferença entre a vazão mássica medida no ponto de medição 22 (MP22) e o ponto de medição 3 corresponde a vazão mássica de combustível para um único cilindro.

A **Tabela 13** apresenta os valores das vazões mássicas medidas em um único cilindro e o valor total para os 8 cilindros com motor operando com gasolina em 1400 rpm com carga máxima e 0%EGR e 0%Cref.

Tabela 13 - Vazão mássica para motor com carga máxima operando em 1400 rpm com 0%EGR e 0%Cref

	\dot{m}_i (kg/s)	\dot{m}_{ar} (kg/s)	\dot{m}_{inj} (kg/s)
Por cilindro	0,0064	0,006	0,0004
Total (8 cilindros)	0,0512	0,048	0,0032

Fonte: Autor (2016)

No AVL, o combustível deve ser especificado em termos de fração mássica de cada espécie química ou fração volumétrica e este, por sua vez, é composto pela parcela de iC_8H_{18} mais a parcela de combustível reformado. Para simular o reformador, foi utilizado o software Chemkin que recebeu como parâmetros de entrada a temperatura medida no coletor de escape, o percentual de iC_8H_{18} desviado para a reforma e a composição final média dos gases de exaustão. Esses dados são apresentados na **Tabela 14** junto com as vazões mássicas medidas nos pontos de medição MP3(\dot{m}_{ar}) e MP22 (\dot{m}_i). As frações de O, H, N, OH, HO₂, H₂O₂, não foram contabilizadas pois os valores obtidos foram extremamente baixos ou nulos.

Tabela 14 - Dados de saída do AVL, 1400 rpm, 0% EGR e 0% Cref

Motor (8 cilindros)	\dot{m} (kg/s)	Composição dos gases		
Mistura ar/combustível, \dot{m}_i	0,0512		Fração mássica	Fração molar
Ar, \dot{m}_{ar}	0,048	IC8H18	0,000368	0,000091
Combustível, \dot{m}_{inj}	0,0032	O ₂	0,000012	0,000011
Cilindro	\dot{m} (kg/s)	H ₂ O	0,088693	0,139086
Mistura Ar/Combustível, \dot{m}_i	0,0064	N ₂	0,726466	0,732632
Ar, \dot{m}_{ar}	0,006	CO ₂	0,189596	0,121709
Combustível, \dot{m}_{inj}	0,0004	CO	0,003958	0,003988
Temperatura no coletor de escape	915,7K	H ₂	0,000166	0,002319
Pressão	1,05 bar	NO	0,000134	0,000126

Fonte: Autor (2016)

As frações mássicas apresentadas na Tabela 14 precisam ser trabalhadas, pois apenas um percentual dos gases e combustível entrará no reformador. Com as frações mássicas de cada espécie que compõe a mistura que entra no reformador (Chemkin) e a temperatura medida no coletor de escape obteve-se, através de uma reação de combustão, assumindo equilíbrio químico, as frações mássicas de cada espécie e a composição do combustível reformado. A obtenção dos dados de saída do reformador é apresentada no Apêndice C.

Um procedimento semelhante ao descrito no Apêndice C foi realizado para obter as frações mássicas da mistura que será injetada diretamente no cilindro com o motor operando em 3500 rpm com 15% EGR e 10% Cref.

A composição dos combustíveis que serão injetados diretamente na câmara de combustão pode ser verificada nas Tabela 15.

Tabela 15 - Composição dos combustíveis para quatro condições com motor operando sem controle de vazão na admissão

Espécie	Fração mássica			
	1400 rpm			3500 rpm
	0%EGR 0%Cref	5%EGR 0%Cref	5%EGR 5%Cref	15%EGR 10%Cref
IC ₈ H ₁₈	1,0	0,55540	0,489648	0,34561
O ₂	0,0	0,00001	0,000000	0,00000
H ₂ O	0,0	0,03907	0,000164	0,00399
N ₂	0,0	0,32010	0,287395	0,39355
CO ₂	0,0	0,08356	0,049722	0,07973
CO	0,0	0,00174	0,088344	0,10007
H ₂	0,0	0,00007	0,000374	0,00365
CH ₄	0,0	0,00000	0,084353	0,07339
NO	0,0	0,00006	0,000000	0,00000
Total	1,0	1,00000	1,000000	1,00000

Fonte: Autor (2016)

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Validação do modelo

Os resultados obtidos nas primeiras simulações foram comparados com os dados reportados por Heywood et al (1979) para o motor operando nas condições definidas na Tabela 8 com 0%EGR e 0%Cref.

A Tabela 16 apresenta um resumo dos principais parâmetros de desempenho obtidos.

Tabela 16 - Resultados obtidos nas simulações e resultados fornecidos por Heywood et al (1979) com motor operando em 1400 rpm, 0%EGR e 0%Cref.

		Simulação	Heywood et al (1979)
Pressão média efetiva, PME (kPa)	Indicada	403,8	400,6
	Freio	331,8	328,2
Consumo específico de combustível, (SFC) (g/kWh)	Indicado	545,71	262,8
	Freio	664,13	320,8
Eficiência térmica, η_t (%)	Indicada	14,73	30,9
	Freio	12,20	25,3
Torque, τ (N.m)	Indicado	184,25	NI*
	Efetivo	151,40	149
Eficiência volumétrica η_v (%)		76,72	NI*
Eficiência mecânica η_m (%)		81,50	NI*
Potência, P (kW)	Indicada	27,01	NI*
	Freio	22,20	21,84

*NI Não informado

Fonte: Autor (2016)

As simulações foram executadas tendo como referência a pressão efetiva média, buscou-se igualar esse parâmetro com o fornecido por Heywood et al (1979) ajustando as folgas das válvulas, a folga entre os anéis do pistão e a temperatura da parede dos cilindros, de modo a permitir uma comparação direta dos demais. Nota-se que, nessa condição, somente

12,2% da energia liberada pelo combustível foi transformada em trabalho útil, isso significa que para obter a mesma pressão efetiva média, a quantidade de energia liberada pelo combustível na combustão teve que ser ampliada, ou seja, o consumo específico de combustível foi maior, no entanto, é preciso avaliar todas as fontes de perdas. As principais fontes de perdas por calor e o percentual de energia perdida em cada uma, são fornecidas pelo AVL e podem ser observadas na Tabela 17. É possível verificar que a quantidade de energia perdida nos gases de escape é superior ao somatório de todas as demais, essa tendência é apresentada por Heywood (1988).

Tabela 17 - Balanço de energia em relação à energia fornecida pelo combustível²

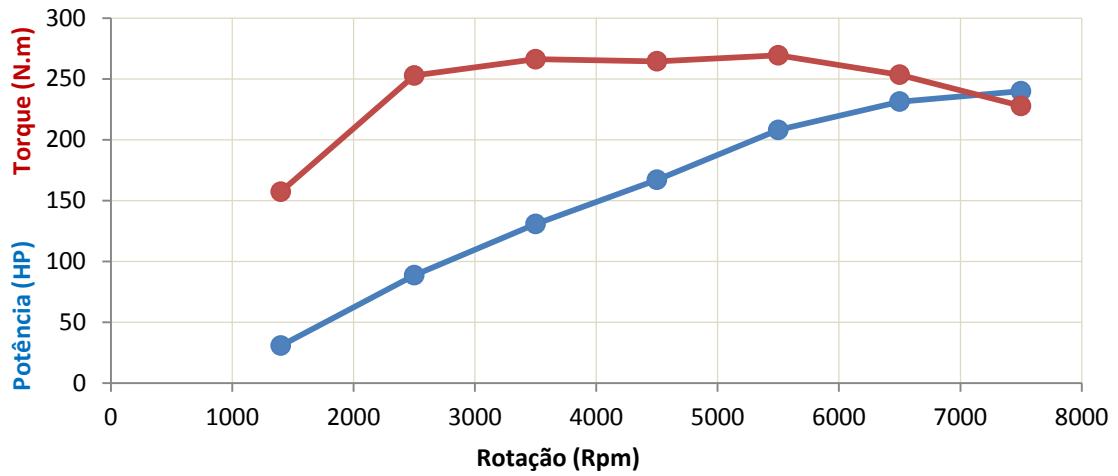
Fonte de perda	Energia perdida (%)
Perdas por atrito	3,402
Calor transferido para o pistão	3,825
Calor transferido para a superfície da câmara de combustão	5,018
Calor transferido para a parede do cilindro	16,828
Calor transferido para o porto de admissão	-0,041
Calor transferido para o porto de escape	0,103
Gases de escape	41,401
Potência de freio	15,68

Fonte: Autor (2016)

Uma sequência de simulações foi realizada com variação na rotação. As curvas de torque e potência obtidas podem ser observadas na Figura 17. Nela, é possível verificar uma região de torque que tende a ser constante entre de 3000 e 5500 rotações por minuto, aproximadamente. A potência máxima obtida foi em 7500 rpm com um valor de 239,86 hp. Esses valores, mesmo estando um pouco fora dos definidos pelo fabricante para um motor naturalmente aspirado sem preparação, são suficientemente válidos para representar um motor da década de 70.

² As perdas devido ao escoamento mássico não foram contabilizadas (ex: entalpia transportada através da folga entre os anéis do pistão e do cilindro).

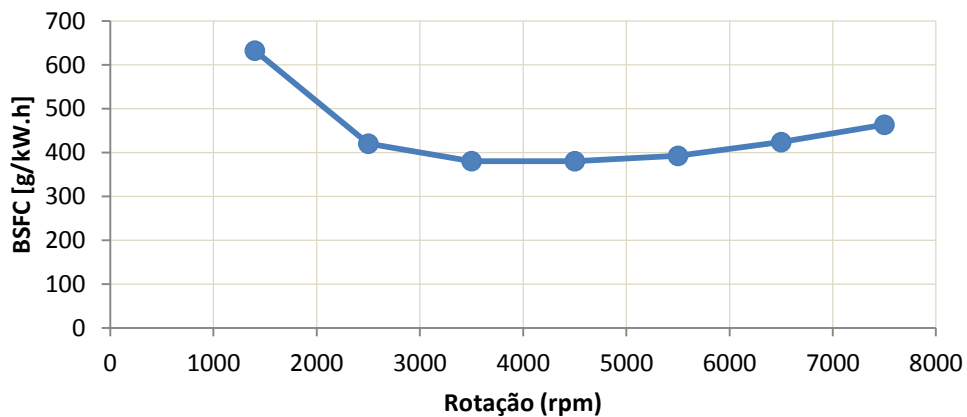
Figura 17 - Curvas de torque e potência média em função da rotação, obtidas sem controle de vazão mássica do ar admitido após 100 ciclos, estequiometria igual a 15,1.



Fonte: Autor (2016)

O consumo específico de combustível ao freio pode ser observado na Figura 18. O mesmo, pode ser entendido como um parâmetro de desempenho que mede a necessidade de massa de combustível de um motor para desenvolver o mesmo trabalho mecânico. Esse parâmetro, em função da rotação, irá descrever uma curva no formato de banheira e o menor valor será obtido em rotações intermediárias. Observando a Figura 18, nota-se que o menor valor foi, relativamente elevado, próximo de 380 g/kW.h em 3500 rpm.

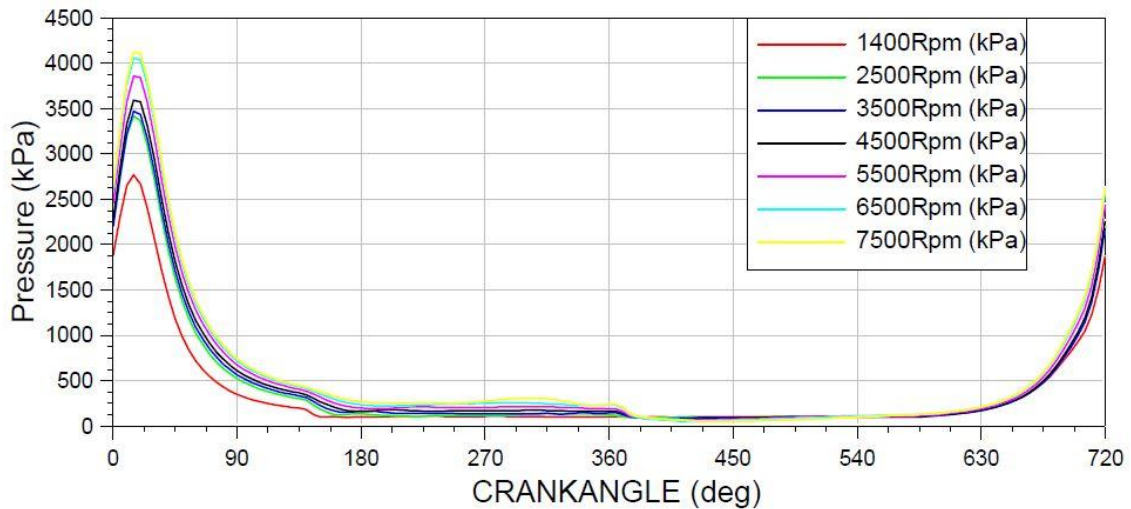
Figura 18 - Consumo Específico de Combustível ao freio (BSFC) obtido sem controle de vazão mássica de ar admitido com estequiometria igual a 15,1



Fonte: Autor (2016)

As curvas de pressão medidas no cilindro 1, para cada intervalo de rotação, podem ser verificadas na Figura 19.

Figura 19 - Curvas de pressão obtidas no cilindro 1, com motor operando sem o controle de vazão mássica de ar admitido e com estequiometria igual a 15,1

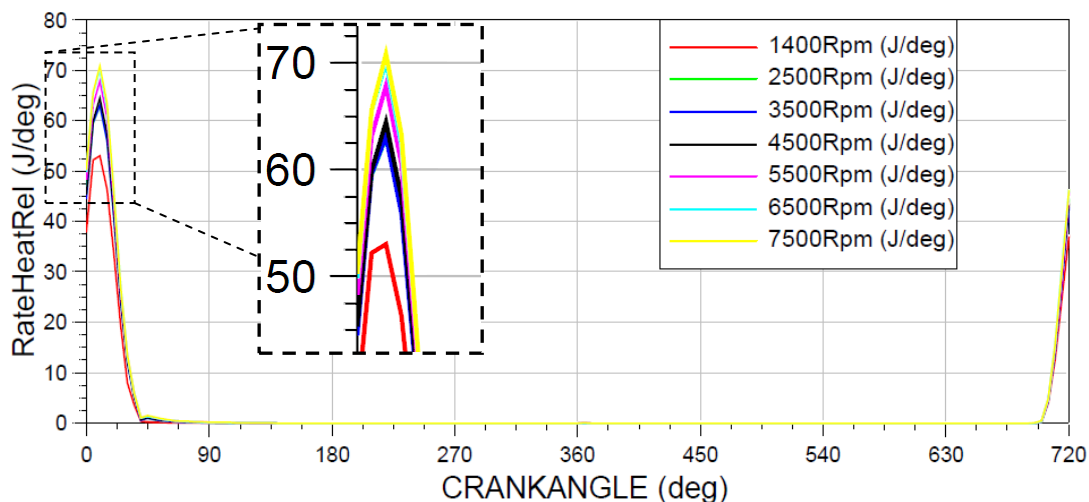


Fonte: Autor (2016)

As curvas de liberação de energia medidas no cilindro 1, com o motor operando sem o controle de vazão de ar admitido, podem ser verificadas na Figura 20. A variação entre os valores de pico das curvas de liberação de calor, em função da rotação, é apresentada em destaque. Essa diferença pode ser explicada pela variação da massa específica do ar (menor influência) e pelo volume de ar admitido (maior influência).

Todos os cilindros foram definidos como sendo exatamente iguais e com isso, todas as curvas de liberação de energia em cada um também se mantiveram praticamente iguais entre si, para cada valor de rotação. Esses resultados foram obtidos sem o controle de vazão do restritor R9, ou seja, as simulações foram executadas com carga máxima, equivalente a um corpo de borboleta totalmente aberto. Todo o processo foi modelado buscando manter a estequiometria de 15,1:1 pois não há alteração do combustível e dessa forma, a massa de combustível injetado no cilindro depende apenas da massa de ar admitido. Em uma conversa informal com um engenheiro especialista em motores, foi obtida a informação de que na prática, em plena carga, tem-se um excesso de combustível da ordem de 20% para os motores usando gasolina. Normalmente, o motor tem uma performance melhor com este excesso. Em contrapartida, o consumo específico, aumenta.

Figura 20 - Taxa de liberação de calor obtida no cilindro 1, motor operando sem o controle de vazão mássica na admissão e com estequiometria igual a 15,1.



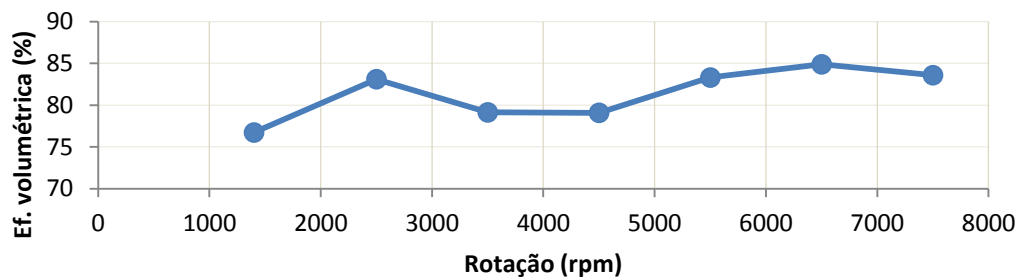
Fonte: Autor (2016)

Com o aumento da rotação, as curvas de liberação de calor deveriam sofrer um deslocamento para a direita do gráfico, ou seja, sofreriam um atraso natural. No entanto, estão fixadas pela função de Wiebe e nela, foi definido o início e o tempo de combustão, esses parâmetros não foram alterados com a variação da rotação, portanto o pico de liberação de calor não necessariamente está acontecendo na região de torque de freio máximo (MBT), entende-se que essa seja a principal razão para o comportamento da curva de torque observada na Figura 17. Este intervalo de tempo ideal é um compromisso empírico entre iniciar a combustão muito cedo no curso de compressão (quando a transferência de trabalho é para os gases do cilindro) e completar a combustão muito tarde no curso de expansão.

Qualquer variação na eficiência volumétrica significará alteração na curva de liberação de energia, pois a estequiometria é mantida. Em uma situação idealizada, a eficiência volumétrica se manteria praticamente constante, pois com o mesmo ângulo de abertura da borboleta, o volume de ar admitido para qualquer rotação, está limitado pelo volume do cilindro, e as pequenas variações seriam dadas pela variação da densidade do ar. No entanto, essa situação nunca ocorre, sempre existirá uma fração residual de gases no interior do cilindro que ocupará um volume inerte, e o completo enchimento do cilindro nunca é perfeito, sendo fortemente influenciado pela inércia dos gases admitidos, nível de turbulência, abertura das válvulas, sobrealimentação, entre outros fatores. A curva de

eficiência volumétrica obtida em função da variação da rotação pode ser observada na Figura 21.

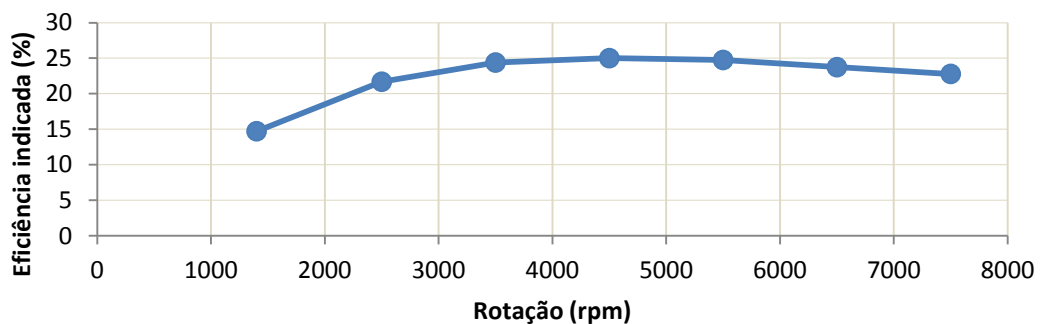
Figura 21 - Eficiência volumétrica para diferentes valores de rotação com motor operando sem o controle de vazão na admissão



Fonte: Autor (2016)

A eficiência térmica indicada, no intervalo de rotação, pode ser verificada na Figura 21. Nela, observa-se que a região com maior eficiência está entre 3500 e 5500 rpm, aproximadamente, e o valor máximo obtido foi de 25%.

Figura 22 - Eficiência térmica indicada para diferentes valores de rotação



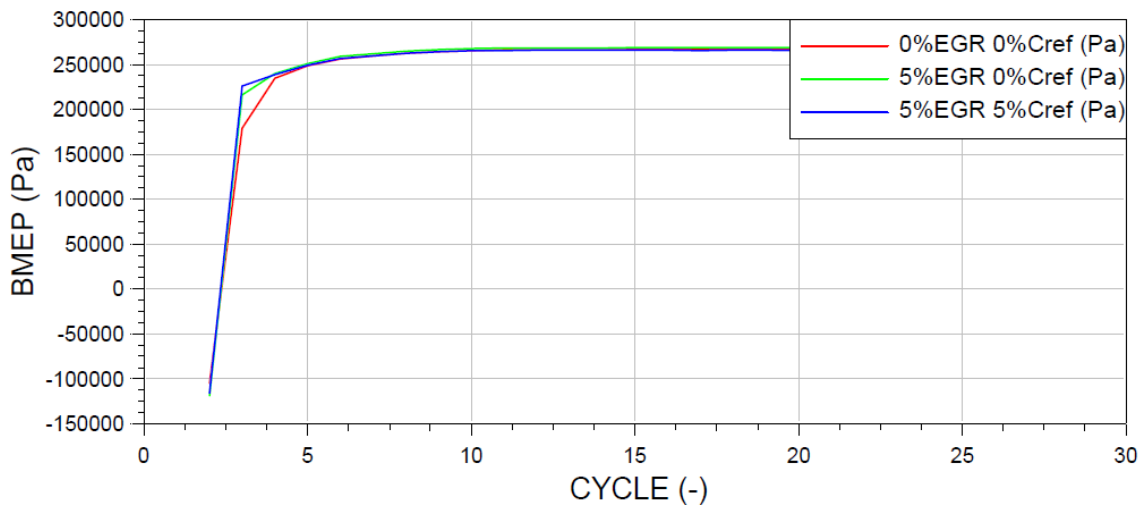
Fonte: Autor (2016)

4.2 EGR químico

Inicialmente, três simulações foram realizadas, uma para cada tipo de combustível apresentado na Tabela 15 (0% EGR 0%Cref, 5% EGR 0%Cref, 5% EGR 5%Cref) com o

motor operando em 1400 rpm, razão de equivalência igual a 1 e sem o controle de vazão do ar admitido. Dos resultados obtidos o menor valor da pressão efetiva média foi utilizado como referência para a realização do controle apresentado na sessão 3.2. A PEMF para os três casos foi igualada a 265 kPa, com razão de equivalência (ϕ) igual a 1, os resultados podem ser verificados na Figura 23.

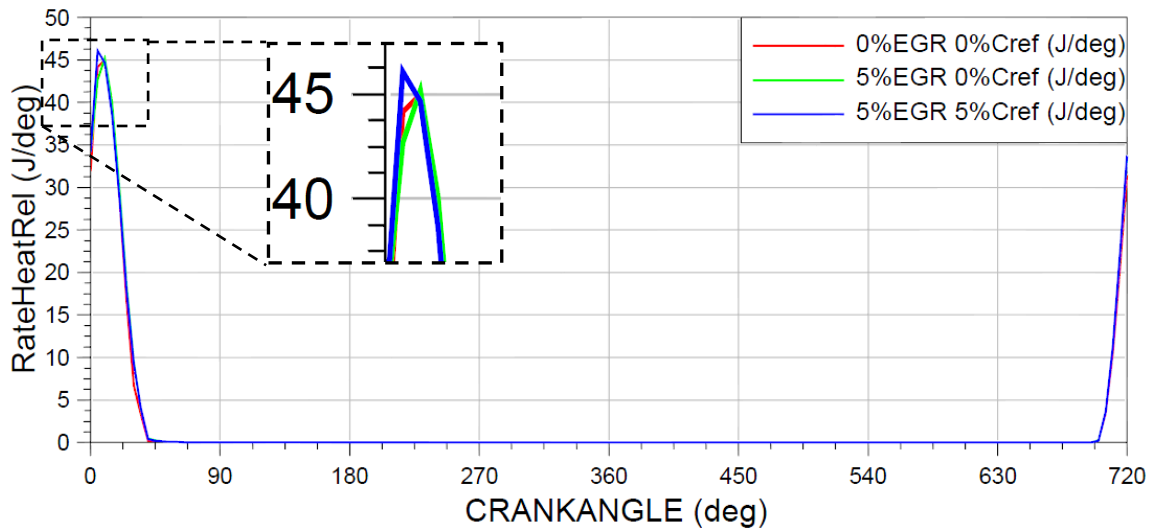
Figura 23 - Controle da pressão efetiva média ao freio com motor operando em 1400 rpm e razão de equivalência igual a 1 para as três composições de combustível.



Fonte: Autor (2016)

Realizando esse procedimento, tem-se praticamente a mesma energia liberada para as condições apresentadas. A curva de liberação de energia para cada caso pode ser observada na Figura 24. Verifica-se na região destacada que existe uma diferença muito pequena no pico de liberação de energia, essa diferença não foi quantificada ou avaliada, acredita-se que o seu impacto nos resultados não seja significativo, portanto assumiu-se a mesma liberação de calor para as três misturas.

Figura 24 - Curvas de liberação de energia para 0% EGR e 0%Cref; 5% EGR e 0%Cref; 5% EGR e 5%Cref, com $\phi = 1$ e motor operando em 1400 rpm



Fonte: Autor (2016)

Para o AVL, em cada situação, toda a composição apresentada na Tabela 15 é interpretada como combustível e o consumo específico de combustível fornecido pelo AVL é calculado considerando essa informação. Para obter o consumo específico real, considerando apenas a massa de isooctano como combustível, é preciso multiplicar o resultado fornecido pelo AVL por um fator de correção. Esse fator de correção é obtido conforme mostrado na Equação 30:

$$fc = (\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{c_{ref}}) / (\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ref}) \quad (30)$$

Em outras palavras, a Equação 30 retorna o percentual de isooctano injetado na câmara de combustão. Verifica-se que, na condição com 0%EGR e 0%Cref o fator de correção é 1. Os fatores de correção obtidos para as três situações envolvendo reforma de combustível podem ser verificados na Tabela 18. Maiores detalhes podem ser verificados no Apêndice D.

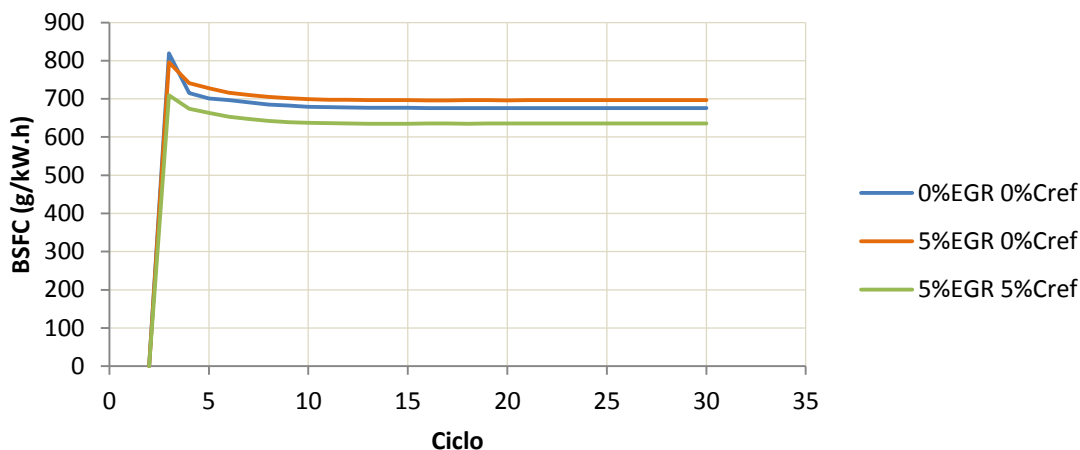
Tabela 18 - Fator de correção do BSFC obtidos no AVL para as condições com EGR

	5%EGR 0%Cref	5%EGR 5%Cref	15%EGR 10%Cref
Fator de correção (fc)	0,555	0,54	0,362

Fonte: Autor(2016)

As curvas de consumo específico de combustível, para as três condições, com motor operando em 1400 rpm, podem ser verificadas na Figura 25.

Figura 25 - BSFC corrigido para 0%EGR e 0%Cref; 5%EGR e 0%Cref; 5%EGR e 5%Cref.



Fonte: Autor (2016)

Verifica-se que o consumo específico de combustível foi menor para a condição com 5% de EGR e 5% de combustível reformado representando uma pequena melhoria em relação a condição com apenas EGR que teve impacto negativo. No entanto, é importante lembrar que a rotação é baixa e a recirculação de gases não é aplicada em situações como essa.

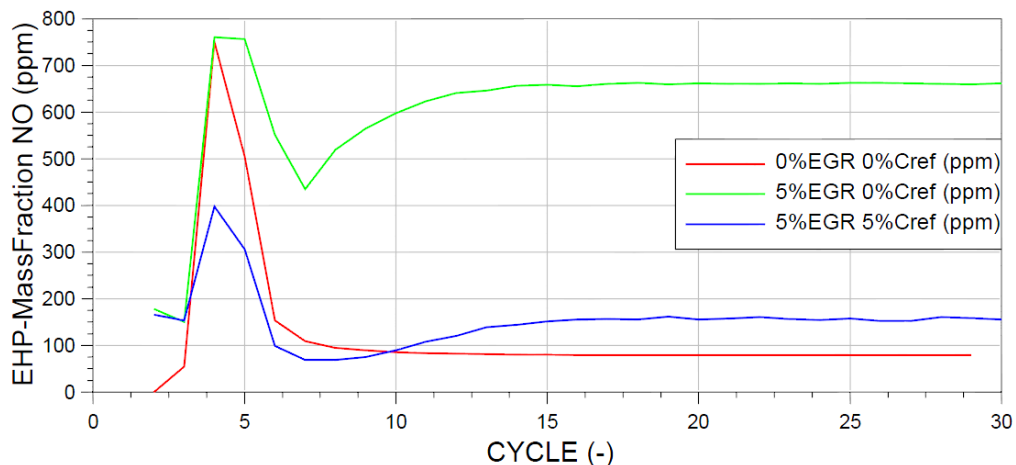
Uma possível justificativa para a redução do consumo de combustível apresentado na Figura 25, está no poder calorífico do hidrogênio. Observando a Tabela 15, nota-se que para a condição com 5% de EGR e 5% de combustível reformado a proporção de hidrogênio presente é praticamente cinco vezes maior que na condição com apenas 5% de EGR e sem combustível para reforma. A quantidade de energia por unidade de massa (ou de volume, no caso dos gases) liberada na oxidação do hidrogênio (121 kJ/g) é quase três vezes maior que a da gasolina (44,4 kJ/g) (ENGINEERINGTOOLBOX, 2016). Se a taxa de liberação de energia é igual para as três condições, a massa de combustível necessária para atingir esse patamar será menor para a condição com maior quantidade de hidrogênio. No entanto, para que isso seja válido, é preciso calcular o poder calorífico de cada uma das misturas. Outra possível explicação pode estar relacionada com o trabalho de bombeamento. Nas situações em que o controle de vazão foi utilizado, a pressão no interior do cilindro, durante o processo de

admissão, é menor. Em outras palavras, o motor gasta uma maior quantidade de energia para realizar o processo de admissão.

Os elementos óxido nítrico (NO) e dióxido de nitrogênio (NO₂) são usualmente agrupados como NO_x. Porém, a produção de óxido nítrico é predominante em motores com ignição por centelha (HEYWOOD, 1988), correspondendo a cerca de 90% do total de NO_x e quanto maior a temperatura, maior a sua formação.

As frações mássicas de NO obtidas dentro do cilindro, após a combustão, podem ser verificadas na Figura 26. As temperaturas de pico média, obtida nos oito cilindros, durante a combustão para as situações com 0%EGR e 0%Cref, 5%EGR e 0%Cref, 5%EGR e 5%Cref são apresentadas na Tabela 19.

Figura 26 - Frações mássicas de NO no final da combustão com motor operando em 1400 rpm



Fonte: Autor (2016)

Tabela 19 - Temperatura de pico obtidas durante a combustão (média dos 8 cilindros) com motor em 1400 rpm

	0%EGR e 0%Cref	5%EGR e 0%Cref	5%EGR e 5%Cref
Temperatura (K)	2222,09	2119,73	2121,11

Fonte: Autor (2016)

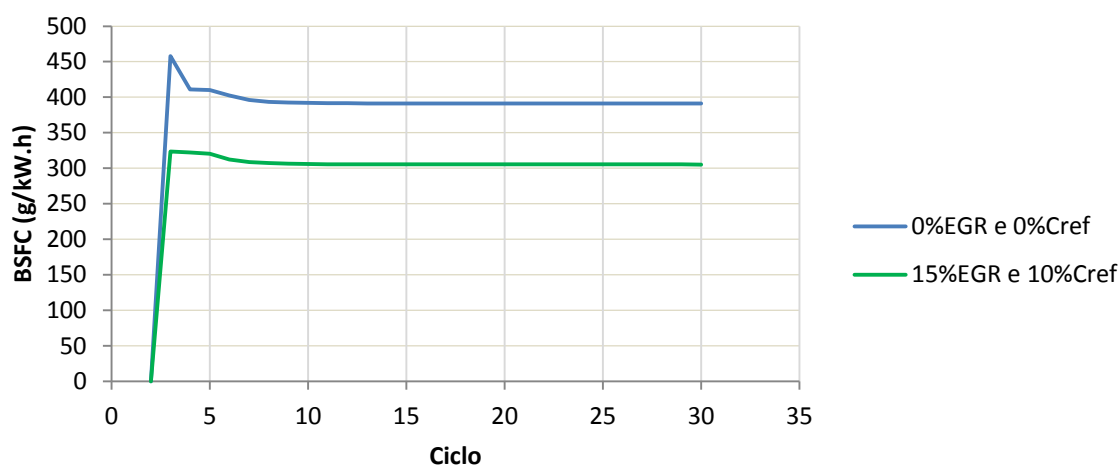
Comparando os resultados apresentados na Figura 26 com os valores de temperatura da Tabela 19, verifica-se que existe uma inconsistência. Para a maior temperatura obteve-se uma menor formação de NO, para a menor temperatura formação de NO foi superior,

contrariando a literatura. A curva correspondente a 5%EGR e 0%Cref apresentou um comportamento inesperado, o qual não foi possível obter uma explicação lógica.

Uma nova simulação foi realizada com uma carga de 15% de EGR e 10% de Cref com o motor operando em 3500 rpm. Mais uma vez, buscou-se manter as razões de equivalência igual a 1 e igualar a pressão efetiva média ao freio para os dois casos. A composição do combustível é apresentada na Tabela 15.

O consumo específico de combustível foi corrigido com o fator apresentado na Tabela 18. O resultado obtido, para o motor operando em 3500 rpm e razão de equivalência igual a 1, pode ser visto na Figura 27.

Figura 27 - BSFC corrigido para 15%EGR e 10%Cref com motor operando em 3500 rpm

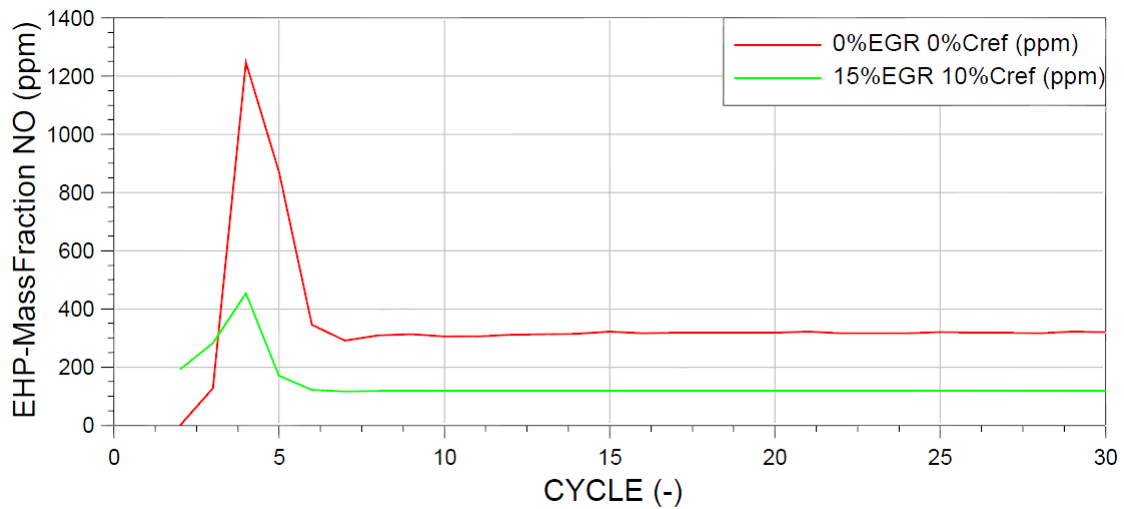


Fonte: Autor (2016)

Com a recirculação e reforma de combustível o consumo de combustível diminuiu em aproximadamente 22%. Essa significativa economia de combustível, além das possibilidades descritas anteriormente, pode ser atribuída a um valor mais elevado da razão de calores específicos da mistura com EGR o que aumenta a eficiência termodinâmica.

As frações mássicas de NO obtidas dentro do cilindro, após a combustão, podem ser verificados na Figura 28.

Figura 28 - Fração mássica de NO medidas no final da combustão para o motor operando em 3500 rpm.



Fonte: Autor (2016)

Na Figura 28, verifica-se que a reforma de combustível apresentou resultados significativos em relação a diminuição da emissão de NO, na ordem de 63%. A temperatura máxima menor tem como consequência a diminuição do nível de NOx. Os valores de pico durante o processo de combustão são apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 - Temperatura de pico obtidas com o motor operando em 3500 rpm (média dos 8 cilindros)

	0%EGR 0%Cref	15%EGR 10%Cref
Temperatura (K)	2398,31	2285,86

Fonte: Autor (2016)

Em rotações maiores, tem-se uma efetiva redução da temperatura máxima de combustão, em outras palavras, ocorre uma redução da quantidade de ar admitido, pois a mistura foi diluída com algum outro gás inerte (que não participe da combustão) como CO₂, por exemplo. Como os gases recirculados ou retidos substituem igual porcentagem de carga de ar, os cilindros recebem uma quantidade menor desta última, em relação a sua capacidade volumétrica. Assim, a pressão média efetiva e a temperatura máxima da câmara de combustão também diminuem. Como resultado, o motor desenvolve uma potência menor.

5. CONCLUSÕES

Com o AVL foi possível reproduzir um modelo numérico que simulasse as condições de operação de um motor real funcionando com gasolina. A gasolina foi representada pelo isoctano. Um modelo de combustão de uma zona com função de Wiebe de um pico foi utilizado. No entanto, ficou claro que o preenchimento completo e preciso de todos os campos exige um procedimento experimental correndo em paralelo, pois boa parte dos dados não são encontrados na literatura.

Os parâmetros de desempenho obtidos no modelo numérico, em sua maioria, ficaram abaixo do esperado para o regime de rotação pré estabelecido, possíveis causas podem estar relacionadas com as perdas de energia entre as folgas dos anéis do pistão e a transferência de calor para as paredes do cilindro. Mesmo não reproduzindo com fidelidade as características de um motor Chevy V8 350, o modelo apresentou resultados satisfatórios.

No geral, as simulações foram realizadas com rotações e cargas de EGR relativamente baixas. Mesmo com algumas aproximações, os benefícios do EGR químico foram comprovados com as simulações. Obteve-se 63% de redução na formação de NO e diminuição do consumo de combustível na ordem de 22% com o motor operando a 3500 rpm. No entanto, é importante destacar que os 22% de economia apenas foi obtido pois, o trabalho de bombeamento realizado nas condições com o controle na vazão do ar admitido, foi ampliado.

A caracterização da curva de liberação de energia com a função de Wiebe apresentou algumas limitações, uma vez informado o tempo e início da combustão bem como os parâmetros a e m , a curva ficou definida e os efeitos do atraso da ignição devido ao aumento da rotação e cargas de EGR não foram reproduzidos. O pico de liberação de energia não necessariamente está acontecendo no ponto de máximo torque. A injeção do combustível é do tipo GDI (Gasoline Direct Injection) e a curva de liberação de energia deveria apresentar dois picos referentes a combustão da pré-mistura e a combustão controlada, e uma única função de Wiebe não é suficiente para reproduzir esse efeito.

A reforma de combustível foi realizada assumindo equilíbrio químico no reator, e para que isso ocorra, admite-se um tempo infinito de modo que os produtos atinjam um estado final estável. Uma abordagem mais apropriada para o reator é necessária.

A caracterização do combustível foi feita com base na composição inicial dos gases de escape. No entanto, essa composição é atualizada constantemente, ou seja, para cada ciclo completo em um único cilindro, tem-se uma composição dos gases, essa composição irá definir o novo combustível e esse por sua vez será queimado resultando em uma nova composição dos produtos, trata-se de um processo cíclico onde a renovação do combustível injetado não foi realizada. A constante renovação da composição dos gases implica em uma estequiometria variável, as simulações foram realizadas em malha aberta e a atuação dos injetores depende basicamente da massa de ar admitido e de um valor pré determinado da razão estequiométrica.

5.1 Sugestão para trabalhos futuros

- a) Refinar o modelo teórico com base nas fontes de perdas. Alguns dos maiores problemas encontrados está no fluxo de entalpia atravessando a área efetiva entre os anéis e a variação da temperatura das paredes do cilindro em função da rotação. Uma vez melhorado, aplicar um sistema com EGR puro e implementar um duplo turbo compressor para evitar o uso de restrição na vazão de ar admitido. Avaliar a possibilidade de realizar a reforma de combustível de forma iterativa.

REFERÊNCIAS

- 2CARPROS. **1996 Chevrolet firing order**. 2010. Disponível em: <<https://www.2carpros.com/questions/chevrolet-other-1996-other-chevrolet-models-firing-order>>. Acesso em: 05 abr. 2016.
- ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES (ANFAVEA). **Anuário da Indústria Automobilística Brasileira**. São Paulo, 2015. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br/anuario.html>>. Acesso em: 28. set.2015.
- ANSTALT FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN LIST (AVL), AVL BOOST software version 2014 – Theory, Graz, Austria, 2013
- AUTO-SCAPE. **Chrysler 426 Hemi in depth dyno test and analysis using modern empirical and simulation techniques**. 2012. Escrito por Tiger Core. Disponível em: <<http://www.auto-scape.com/?p=305>>. Acesso em: 15 abr. 2016.
- BUENO, Juan Pablo Vargas Machuca. **Análise do desempenho de motores diesel utilizando óleo combustível pesado e combustível destilado marítimo**. 2011. 114 f. Dissertação (Mestrado) – Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2011.
- CAMBUSTION. **Exhaust Gas Recirculation (EGR) and NOx measurement**. 2016. Disponível em: <<http://www.cambustion.com/products/egr>>. Acesso em: 19 maio 2016.
- CASSIDY, Johz F. **emissions and total energy consumption of a multicylinder piston engine running on gasoline and a hydrogen-gasoline mixture**. Cleveland: NASA, 1977.
- COMPCAMS. **Camshaft Installation and Degreasing Procedure**. 2004. Disponível em: <<http://www.compcams.com/technical/instructions/files/145.pdf>>. Acesso em: 15 abr. 2016.
- EDELBROCK. **Edelbrock Pro-Flo Air Cleaners**. 2016. Disponível em: <<http://www.edelbrock.com/automotive/mc/accessories/acc-proflo.shtml>>. Acesso em: 06 abr. 2016.
- ENGINEERINGTOOLBOX. **Fuels - Higher Calorific Values**. Disponível em: <http://www.engineeringtoolbox.com/fuels-higher-calorific-values-d_169.html>. Acesso em: 27 jun. 2016.
- FENNELL, Daniel; HERREROS, Jose; TSOLAKIS, Athanasios. Improving gasoline direct injection (GDI) engine efficiency and emissions with hydrogen from exhaust gas fuel reforming. **Elsevier: ScienceDirect**. Birmingham, jan. 2014. Disponível em: <www.sciencedirect.com>. Acesso em: 12. set.2015.
- GHOJEL, Jamil. Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research. **International Journal Of**

Engine Research. Melbourne, p. 297-312. 05 maio 2010. Disponível em: <<http://www.researchgate.net/publication/235973540>>. Acesso em: 12 nov. 2015.

GM, Engine Mechanical Service Manual. **5.7L**: 2001. Disponível em: <<http://www.pleasurecraft.com/manuals/L510015.pdf>>. Acesso em: 08 abr. 2016.

HEYWOOD, John B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** Massachusetts, United States of America: McGraw-Hill, 1988.

HEYWOOD, J. B.; HIGGINS, J. M.; WATTS, P. A. Development and Use of a Cycle Simulation to predict SI Engine Efficiency and NO_x Emissions. **SAE International**, Detroit, 26 mar. 1979.

HOHENBERG, G., **Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren.** Habilitationsschrift. TU-Graz, 1980.

KHAIR, Magdi K.; JÄÄSKELÄINEN, Hannu. **Exhaust Gas Recirculation.** 2014. Disponível em: <https://www.dieselnet.com/tech/engine_egr.php>. Acesso em: 16.set.2015.

LAZARÍ, Thiago Magalhães de; ABREU, Yolanda Vieira de. Estudo das vantagens e desvantagens do uso da gasolina, etanol e mistura dos dois combustíveis em motores flex fuel. In: ABREU, Yolanda Vieira de; OLIVEIRA, Marco Aurélio Gonçalves de; GUERRA, Sinclair Mallet-guy. **Energia, economia, rotas tecnológicas: Textos selecionados.** Málaga: Universidad de Málaga, 2010. p. 247-264.

LUNATI. **Connecting Rod Length Info.** 2008. Disponível em: <<http://www.lunatipower.com/Tech/Rods/RodLength.aspx>>. Acesso em: 19 mar. 2016.

MANAVELLA, Humberto. **Diferenças: sistemas e estratégias para o controle de emissões de NO_x – EGR externos e interno.** 2016. Disponível em: <<http://www.oficinabrasil.com.br/noticia/tecnicas/diferencas-sistemas-e-estrategias-para-o-controle-de-emissoes-de-nox-egr-externos-e-interno>>. Acesso em: 15 abr. 2016.

MELO, Tadeu Cavalcante Cordeiro de. **Modelagem Termodinâmica de um motor do ciclo Otto tipo Flex-Fuel funcionando com Gasolina, Álcool e Gás Natural.** 2007. 169 f. Dissertação (Mestrado) - Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.

OFICINABRASIL. **Notícias: Técnicas.** Disponível em: <<http://www.oficinabrasil.com.br/noticia/tecnicas>>. Acesso em: 19 abr. 2016.

PATTON K.J., NITSCHKE R.G., HEYWOOD J.K. Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines **SAE paper** 890836, pp.1441- 1461. (1989).

RAGGI, Marco Valério Kuhlmann. **Modelagem da cinética química de formação de nox e co em motores com ignição por centelha.** 2005. 130 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais - Puc, Belo

Horizonte, 2005. Disponível em:

<http://www.biblioteca.pucminas.br/teses/EngMecanica_RaggiMV_1.pdf>. Acesso em: 22 maio 2016.

SHUAI, Shijin; WANG, Zhi; XU, Hongming. **Wiebe function heat release profiles for various shape parameters**. 2015. Disponível em:

<https://www.researchgate.net/figure/283938518_fig2_Figure-3-Wiebe-function-heat-release-profiles-for-various-shape-parameters-Source>. Acesso em: 28 jun. 2016.

SPITSOV, Oleg. **Heat transfer inside internal combustion engine: modelling and comparison with experimental data**. 2013. 55 f. Dissertação (Mestrado) - Energy Technology, Lappeenranta University Of Technology, Lappeenranta, 2013.

SUPERCHEVY. **How It Works: Driven Racing Oil**. 2013. Escrito por Stephen Kim.

Disponível em: <<http://www.superchevy.com/how-to/additional-tech/1312-driven-racing-oil/>>. Acesso em: 19 maio 2016.

SUPERCHEVY. **Rookie Tech: How to Set Valves the Easy Way**. 2003. Disponível em:

<<http://www.superchevy.com/how-to/148-0303-setting-valves-info/>>. Acesso em: 10 maio 2016.

SUPERCHEVY. **Small Block Chevy Piston Rings**. 2004. Escrito por Mike Petralia.

Disponível em: <<http://www.superchevy.com/how-to/project-cars/sucp-0404-small-block-chevy-piston-rings-danger-mouse-part-twenty/>>. Acesso em: 10 abr. 2016.

SUPERCHEVY. **Camshaft Profiling - Performance Profiling**. 2007. Escrito por John

Nelson. Disponível em: <<http://www.superchevy.com/how-to/engines-drivetrain/0705ch-camshaft-profiling/>>. Acesso em: 05 mar. 2016.

TURNS, Stephen R. **Introdução à Combustão: Conceitos e Aplicações**. 3. ed. Porto Alegre: Mcgraw-hill, 2013.

WOSCHNI, G. **A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Internal Combustion Engines**. SAE 6700931, 1967.

APÊNDICE A – Obtenção das curvas de aberturas das válvulas e coeficientes de vazão

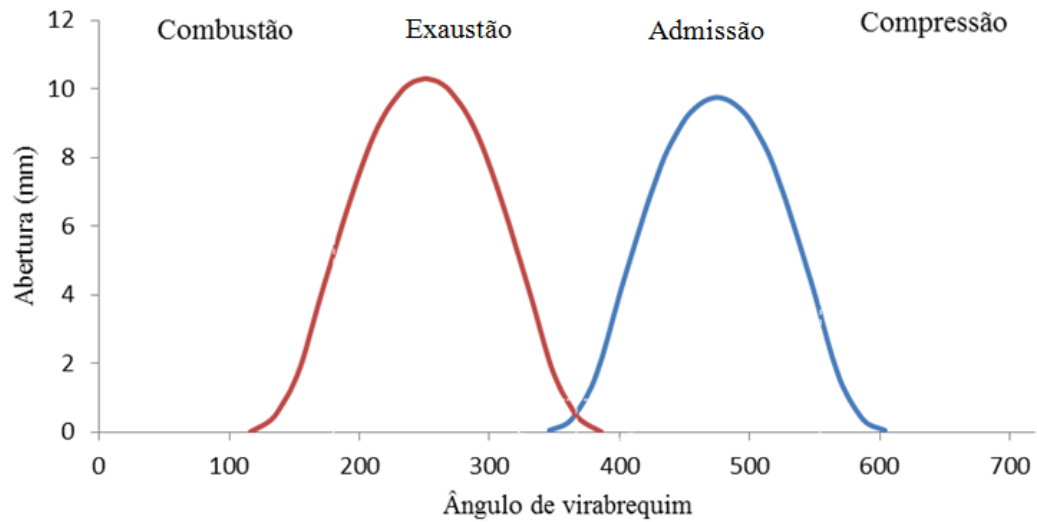
Tabela 21 - Coordenadas capturadas e coordenadas com escalas modificadas para a obtenção do tempo e abertura ideal para cada válvula

Admissão				Escape			
Coordenadas capturadas		Coordenadas obtidas em escala		Coordenadas capturadas		Coordenadas obtidas em escala	
x	y	x	y	x	y	x	y
346	0,05	346	0,0500	90,3761	0,0266	116	0,0000
364,805	0,2451	359,7248	0,2556	111,9409	0,3371	131,8253	0,3465
378,0303	0,6696	369,3773	0,7030	123,5091	0,7288	140,3145	0,7836
390,6663	1,2735	378,5996	1,3395	134,5039	1,2185	148,383	1,3301
401,6009	2,0731	386,5802	2,1822	145,4575	1,9202	156,4213	2,1132
411,4043	2,9868	393,7352	3,1451	162,9034	3,4541	169,2239	3,8250
423,3845	4,1128	402,479	4,3318	179,2752	4,8085	181,2383	5,3365
447,386	6,1525	419,9964	6,4815	190,7389	5,7386	189,6509	6,3745
458,3143	6,9847	427,9724	7,3586	204,9497	6,7993	200,0794	7,5582
467,6139	7,6375	434,7597	8,0466	219,1858	7,7295	210,5265	8,5963
478,0447	8,176	442,3726	8,6141	231,8187	8,3497	219,7971	9,2885
489,5907	8,682	450,7995	9,1474	241,7298	8,7088	227,0704	9,6892
500,0689	8,9759	458,447	9,4571	252,2048	9,019	234,7574	10,0354
509,4604	9,1556	465,3013	9,6465	262,1539	9,1824	242,0585	10,2178
517,7618	9,2373	471,3601	9,7326	269,3527	9,2315	247,3413	10,2725
522,749	9,2538	475	9,7500	274,3383	9,2561	251	10,3000
527,7362	9,2373	478,6399	9,7326	279,3239	9,2315	254,6587	10,2725
536,0376	9,1556	484,6987	9,6465	286,5227	9,1824	259,9415	10,2178
545,4291	8,9759	491,553	9,4571	296,4718	9,019	267,2426	10,0354
555,9073	8,682	499,2005	9,1474	306,9468	8,7088	274,9296	9,6892
567,4533	8,176	507,6274	8,6141	316,8579	8,3497	282,2029	9,2885
577,8841	7,6375	515,2403	8,0466	329,4908	7,7295	291,4735	8,5963
587,1837	6,9847	522,0276	7,3586	343,7269	6,7993	301,9206	7,5582
598,112	6,1525	530,0036	6,4815	357,9377	5,7386	312,3491	6,3745
622,1135	4,1128	547,521	4,3318	369,4014	4,8085	320,7617	5,3365
634,0937	2,9868	556,2648	3,1451	385,7732	3,4541	332,7761	3,8250
643,8971	2,0731	563,4198	2,1822	403,2191	1,9202	345,5787	2,1132
654,8317	1,2735	571,4004	1,3395	414,1727	1,2185	353,617	1,3301
667,4677	0,6696	580,6227	0,7030	425,1675	0,7288	361,6855	0,7836
680,693	0,2451	590,2752	0,2556	436,7357	0,3371	370,1747	0,3465
699,498	0,05	604	0,0500	458,3005	0,0266	386	0,0000

Fonte: Autor (2016)

As curvas de abertura das válvulas e coeficientes de vazão foram obtidas copiando coordenadas de curvas disponíveis na literatura.

Figura 29 - Curvas de abertura das válvulas



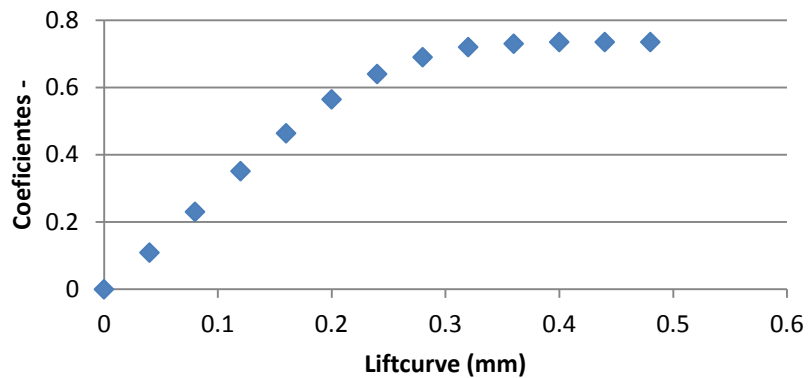
Fonte: Autor (2016)

Tabela 22- Coeficientes de vazão

x	y
0	0
0,04	0,1091
0,08	0,2304
0,12	0,3512
0,16	0,4638
0,2	0,5646
0,24	0,64
0,28	0,69
0,32	0,72
0,36	0,73
0,4	0,735
0,44	0,735
0,48	0,735

Fonte: Autor(2016)

Figura 30 - Curva de coeficientes de vazão (%)



Fonte: Autor (2016)

APÊNDICE B - Correção da folga das válvulas

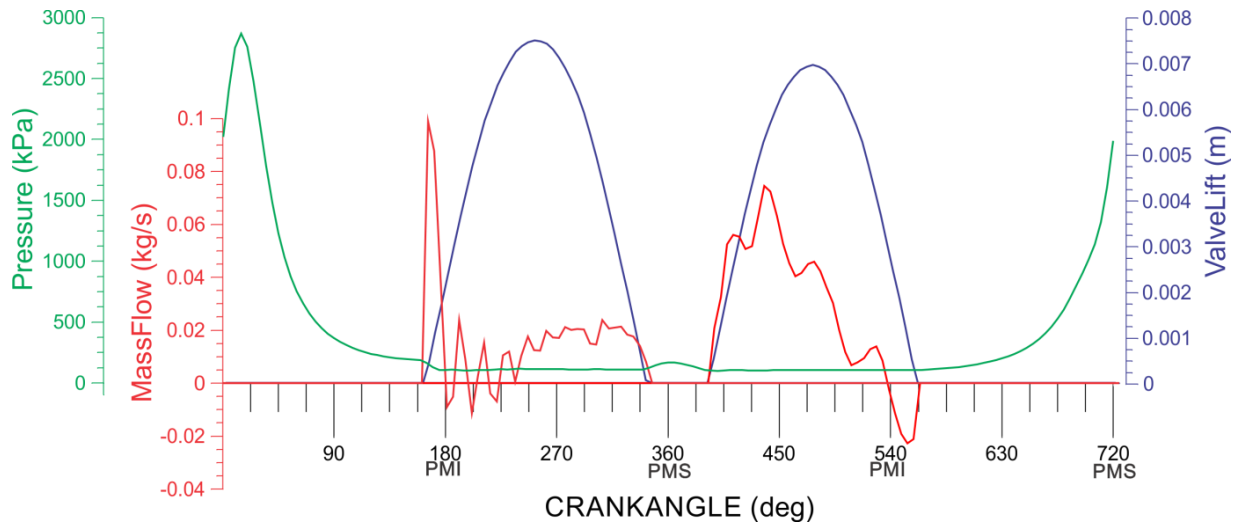
Na Figura 31, é possível visualizar a curva de pressão no momento da combustão para uma simulação em 1400 rpm com carga máxima na admissão, o valor de pico foi de 28,64 bar, enquanto que o valor obtido por Heywood et al (1979) foi de aproximadamente 18 bar. Na Figura 31, verifica-se que a região de cruzamento de válvulas e a abertura máxima das mesmas não estão bem definidas, um possível motivo seria por excesso de folga no contato do came com as válvulas.

No momento em que a válvula de escape se abre, ocorre uma pequena queda de pressão no interior do cilindro e, quase que instantaneamente, a vazão mássica dos gases se eleva e cai bruscamente até o pistão atingir o ponto morto inferior (PMI), até esse momento os gases saem do cilindro com velocidade média muito alta devido a diferença de pressão com o ambiente externo, do ponto morto inferior até o ponto morto superior (PMS) os gases são varridos pelo deslocamento do pistão. Ainda na curva de pressão, nota-se um pequeno aumento na região na qual deveria ocorrer o cruzamento de válvulas, pois no gráfico, ambas estão fechadas.

No processo de admissão dos gases, a válvula deveria se abrir antes do pistão atingir o ponto morto superior, no entanto, está abrindo alguns graus depois. Quando o pistão atinge o ponto morto inferior, verifica-se uma região negativa na vazão mássica do ar admitido, isso significa que parte deste está sendo mandado de volta para o ambiente através da válvula de admissão. Em rotações mais elevadas, essa região tende a ser menor devido ao efeito ram, aumentando a eficiência volumétrica.

Com essa análise, ficou claro que as curvas foram deslocadas para baixo e que o campo correspondente às folgas das válvulas foi preenchido de maneira incorreta, trata-se de folgas entre os balancins e a haste da válvula e não da folga entre a válvula e o pistão como foi especificado. Assim, uma nova simulação foi realizada com os dados corretos que devem ficar entre 0,018 a 0,024 polegadas (0,45 a 0,61 mm) (SUPERCHEVY, 2003).

Figura 31 - Vazão mássica, curvas de abertura das válvulas e pressão no interior do cilindro



Fonte: Autor (2016)

A diminuição de 2,8mm para 0,6 mm da folga resultou em uma maior quantidade de ar admitido, no entanto, devido à baixa rotação, a região negativa de escoamento mássico aumentou, diminuindo a eficiência volumétrica. Algumas simulações foram realizadas com valores intermediários e os resultados obtidos para a simulação com 1,5 mm de folga foram comparados com os valores obtidos na simulação com folga de 2,8 mm e 0,6 mm (Tabela 23).

Tabela 23 - Parâmetros de desempenho com 2,8 mm, 1,5 mm e 0,6 mm de folga nas válvulas

		2,8 mm	1,5 mm	0,6 mm
Pressão efetiva média (kPa)	Indicada	403,8	415,7	394,39
	Freio	331,8	343,7	322,39
Consumo específico de combustível (g/kWh)	Freio	664,13	661,17	671,17
Eficiência térmica (%)	Indicada	14,7	14,7	14,65
Energia liberada (kJ)		12,13	12,43	11,86
Torque (N.m)	Efetivo	151,40	156,82	147,09
Potência (kW)	Indicada	27,01	27,81	26,38
	Freio	22,20	22,99	21,56

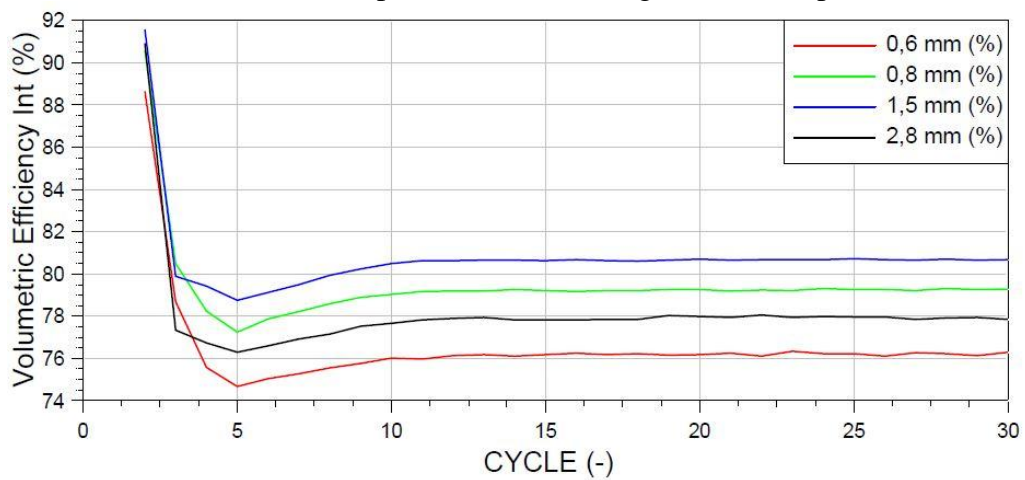
Fonte: Autor (2016)

Com folgas de 1,5 mm, verificou-se uma pequena diminuição do consumo específico de combustível e um aumento de aproximadamente 3,4% do torque efetivo em relação à

simulação com folga de 2,8 mm. Isso ocorreu, pois, o ganho na quantidade de ar admitido foi superior à quantidade perdida ao iniciar o processo de compressão. Já na simulação com 0,6 mm de folga, as perdas foram ainda maiores, o torque diminuiu e o consumo aumentou, no entanto, é importante lembrar que a rotação adotada para a simulação é baixa, em rotações mais elevadas os resultados mudam completamente.

Na Figura 32 é possível verificar as curvas de eficiência volumétrica para quatro condições de folga de válvulas.

Figura 32- Eficiência volumétrica para 4 valores de folga do motor operando em 1400 rpm



Fonte: Autor (2016)

APÊNDICE C - Reforma de combustível (Chemkin)

Tabela 24 - Dados obtidos do AVL

Motor (8 cilindros)	\dot{m} (kg/s)	Composição dos gases		
Mistura ar/combustível, \dot{m}_i	0,0512		Fração mássica	Fração molar
Ar, \dot{m}_{ar}	0,048	IC8H18	0,000368	0,000091
Combustível, \dot{m}_{inj}	0,0032	O2	0,000012	0,000011
Cilindro	\dot{m} (kg/s)	H2O	0,088693	0,139086
Mistura Ar/Combustível, \dot{m}_i	0,0064	N2	0,726466	0,732632
Ar, \dot{m}_{ar}	0,006	CO2	0,189596	0,121709
Combustível, \dot{m}_{inj}	0,0004	CO	0,003958	0,003988
Temperatura no coletor de escape	915,7K	H2	0,000166	0,002319
Pressão	1,05 bar	NO	0,000134	0,000126

Fonte: Autor (2016)

Multiplicando a fração molar de cada espécie (Tabela 24) pelo seu peso molecular, e somando os resultados obteve-se o peso molecular da mistura (Tabela 25).

Tabela 25 - Peso molecular de cada espécie e peso molecular total

	Peso molecular (g/mol)
IC ₈ H ₁₈	114
O ₂	32
H ₂ O	18
N ₂	28
CO ₂	44
CO	28
H ₂	2
NO	30
Mistura	28,5

Fonte: Autor (2016)

Conhecendo o peso molecular da composição total (mistura), é possível calcular as vazões volumétricas de ar, combustível e ar/combustível. Os valores foram obtidos multiplicando suas respectivas vazões mássicas por mil e posteriormente dividindo o resultado pelo peso molecular, os valores obtidos são apresentados na Tabela 26.

Tabela 26 - Vazão volumétrica da mistura, ar e combustível.

	\dot{V} (mol/s)
Mistura Ar/Combustível	1,7963
Ar	1,66435506
Combustível	0,13193145

Fonte: Autor (2016)

Multiplicando a vazão volumétrica da mistura pelo percentual de EGR, obtem-se a vazão volumétrica (mol/s) dos gases que constituem o EGR, o mesmo procedimento foi utilizado para obter a vazão volumétrica de combustível desviado para o reformador, onde a vazão volumétrica do combustível foi multiplicada pelo percentual de reforma. Os valores obtidos para 5% de EGR e 5% de combustível desviado são mostrados na Tabela 27.

Tabela 27 - Vazão volumétrica do EGR e combustível para reforma

	\dot{V} (mol/s)
EGR (5%)	0,08981
Cref (5%)	1,66435

Fonte: Autor (2016)

Com essas informações, foi possível calcular a vazão volumétrica e mássica de cada espécie que entrará no reformador, bem como as frações mássicas das mesmas. Os resultados são apresentados na Tabela 28.

Tabela 28 - Dados de entrada do reformador

Entrada no reformador				
Espécie	Fração Molar EGR	\dot{V}_{EGR} (mol/s)	$\dot{V}_{EGR+Cref}$ (mol/s)	Fração molar
IC8H18	0,000091	0,0000082	0,0066047	0,0685086
O2	0,000011	0,0000010	0,0000010	0,0000102
H2O	0,139086	0,0124919	0,0124919	0,1295741
N2	0,732632	0,0658008	0,0658008	0,6825284
CO2	0,121709	0,0109312	0,0109312	0,1133855
CO	0,003988	0,0003582	0,0003582	0,0037153
H2	0,002319	0,0002083	0,0002083	0,0021604
CH4	0,000000	0,0000000	0,0000000	0,0000000
NO	0,000126	0,0000113	0,0000113	0,0001174
Total	1,000000	0,0898109	0,0964075	1,0000000

Fonte: Autor (2016)

As frações molares foram passadas para o Chemkin juntamente com a temperatura do coletor de admissão, os dados de saída podem ser verificados na Tabela 29.

Tabela 29 - Dados de saída do reformador (Frações molares)

Saída do reformador				
Espécie	Fração Molar	Fração mássica	\dot{V}_{ref} (mol/s)	\dot{m}_{ref} (kg/s)
IC8H18	0,000000	0,000000	0,000000	0,000000
O2	0,000000	0,000000	0,000000	0,000000
H2O	0,000456	0,000322	0,000049	0,000001
N2	0,512730	0,563131	0,054704	0,001532
CO2	0,056450	0,097427	0,006023	0,000265
CO	0,157610	0,173103	0,016816	0,000471
H2	0,009337	0,000732	0,000996	0,000002
CH4	0,263360	0,165285	0,028098	0,000450
NO	0,000000	0,000000	0,000000	0,000000
Total	0,999942	1,000000	0,106686	0,002720

Fonte: Autor (2016)

As frações mássicas, vazão volumétrica e vazão mássica foram obtidas conforme mencionado anteriormente. Com esses dados e conhecendo a vazão mássica de combustível, é possível calcular sua fração mássica que irá para o bico injetor.

A composição final do combustível, incluindo o combustível reformado, pode ser verificada na Tabela 30.

Tabela 30 - Combustível com 5%EGR e 5% de reforma

Espécie	Fração Molar	Fração mássica	\dot{V}_{comb} (mol/s)	\dot{m}_{comb} (kg/s)
IC8H18	0,176664	0,489648	0,022892	0,002610
O2	0,000000	0,000000	0,000000	0,000000
H2O	0,000375	0,000164	0,000049	0,000001
N2	0,422173	0,287395	0,054704	0,001532
CO2	0,046480	0,049722	0,006023	0,000265
CO	0,129773	0,088344	0,016816	0,000471
H2	0,007688	0,000374	0,000996	0,000002
CH4	0,216846	0,084353	0,028098	0,000450
NO	0,000000	0,000000	0,000000	0,000000
Total	1,000000	1,000000	0,129577	0,005330

Fonte: Autor (2016)

Para as simulações sem reforma (apenas com EGR), o combustível pode ser verificado na Tabela 31.

Tabela 31 - Combustível com 5% EGR e 0% de reforma

Espécie	Fração Molar	Fração mássica	\dot{V}_{comb} (mol/s)	\dot{m}_{comb} (kg/s)
IC8H18	0,23796	0,55540	0,02804	0,00320
O2	0,00001	0,00001	0,00000	0,00000
H2O	0,10600	0,03907	0,01249	0,00022
N2	0,55837	0,32010	0,06580	0,00184
CO2	0,09276	0,08356	0,01093	0,00048
CO	0,00304	0,00174	0,00036	0,00001
H2	0,00177	0,00007	0,00021	0,00000
CH4	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
NO	0,00010	0,00006	0,00001	0,00000
Total	1,00000	1,00000	0,11784	0,00576

Fonte: Autor (2016)

Com as frações molares, a razão estequiométrica foi calculada para as duas condições (Tabela 32).

Tabela 32 - Cálculo da estequiometria

	Combustível			
	5% EGR e 5% reforma		5% EGR e 0% reforma	
	Nº moles	Massa (g)	Nº moles	Massa (g)
IC8H18	0,176664	20,1397	0,23796	27,1271
O2	0,000000	0,00000	0,00001	0,0003
H2O	0,000375	0,00675	0,10600	1,9081
N2	0,422173	11,8208	0,55837	15,6343
CO2	0,046480	2,04512	0,09276	4,0814
CO	0,129773	2,63366	0,00304	0,0851
H2	0,007688	0,01538	0,00177	0,0035
CH4	0,216846	3,46954	0,00000	0,0000
	Ar			
O2	2,711	86,4732	2,977	95,2595
N2	10,192	285,3850	11,193	313,4038
A/F ratio	9,047		8,367	

Fonte: Autor (2016)

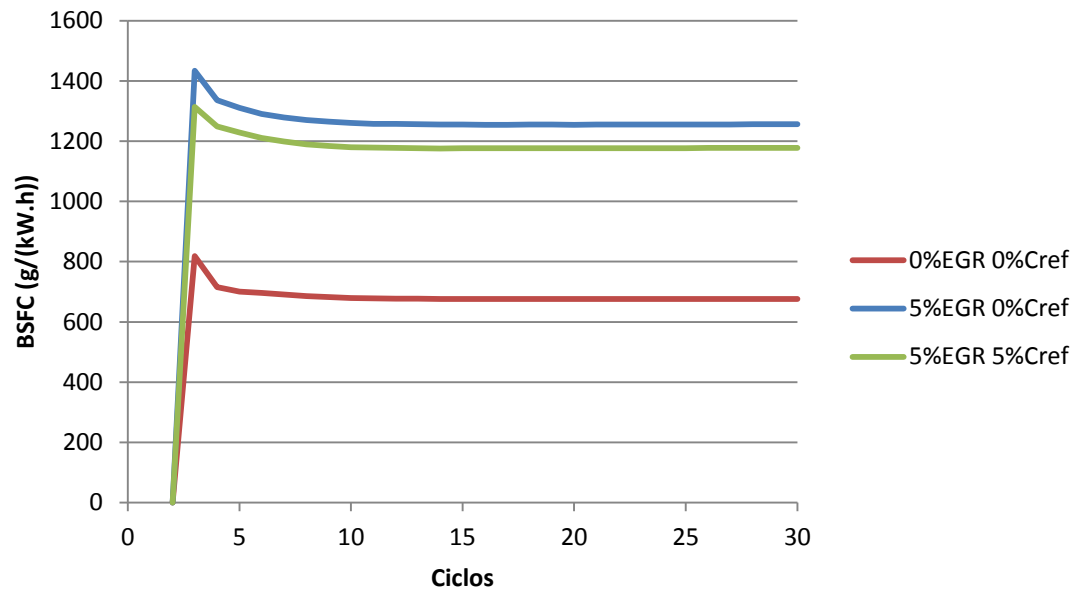
APÊNDICE D - Correção do consumo específico de combustível

Tabela 33 - Correção do consumo específico de combustível

CYCLE	1400 rpm BSFC [g/(kW.h)]				3500 rpm BSFC [g/(kW.h)]			
	5%EGR 0%Cref		5%EGR 5%Cref		0%EGR 0%Cref	15%EGR e 10%Cref		0%EGR e 0%Cref
	AVL	Corrigido	AVL	corrigido	AVL	AVL	Corrigido	
		0.555		0.54			0.362	
2	0	0	0	0	0	0	0	0
3	1433.44	795.5592	1313.76	709.4304	818.788	893.779	323.548	458.023
4	1335.56	741.2358	1248.53	674.2062	715.538	889.703	322.0725	410.913
5	1310.75	727.46625	1228.2	663.228	700.579	884.662	320.2476	410.15
6	1290.8	716.394	1210.16	653.4864	696.604	863.198	312.4777	402.658
7	1279.11	709.90605	1198.44	647.1576	691.305	852.947	308.7668	395.941
8	1270.02	704.8611	1189.8	642.492	685.388	848.729	307.2399	393.313
9	1264.37	701.72535	1183.84	639.2736	682.267	846.431	306.408	392.442
10	1260.19	699.40545	1180.14	637.2756	679.542	845.184	305.9566	391.882
11	1257.4	697.857	1178.46	636.3684	678.018	844.495	305.7072	391.613
12	1257.19	697.74045	1177.19	635.6826	677.234	844.137	305.5776	391.406
13	1256.1	697.1355	1176.17	635.1318	676.913	843.962	305.5142	391.324
14	1255.16	696.6138	1175.65	634.851	676.635	843.897	305.4907	391.273
15	1255.17	696.61935	1176.17	635.1318	676.335	843.854	305.4751	391.282
16	1254.58	696.2919	1176.52	635.3208	676.101	843.819	305.4625	391.262
17	1254.64	696.3252	1176.71	635.4234	676.243	843.794	305.4534	391.258
18	1254.8	696.414	1176.21	635.1534	675.859	843.771	305.4451	391.263
19	1254.81	696.41955	1176.57	635.3478	675.871	843.735	305.4321	391.263
20	1254.68	696.3474	1176.51	635.3154	675.983	843.717	305.4256	391.215
21	1254.97	696.50835	1176.82	635.4828	675.848	843.686	305.4143	391.262
22	1255	696.525	1176.76	635.4504	675.978	843.644	305.3991	391.252
23	1255.39	696.74145	1176.47	635.2938	675.721	843.627	305.393	391.237
24	1255.27	696.67485	1176.88	635.5152	676.123	843.614	305.3883	391.191
25	1255.52	696.8136	1176.99	635.5746	676.002	843.582	305.3767	391.224
26	1255.12	696.5916	1177.34	635.7636	675.784	843.578	305.3752	391.187
27	1255.57	696.84135	1177.42	635.8068	675.758	843.523	305.3553	391.24
28	1256.07	697.11885	1177.22	635.6988	675.955	843.512	305.3513	391.18
29	1255.83	696.98565	1177.47	635.8338	675.79	843.461	305.3329	391.2
30	1256.06	697.1133	1177.59	635.8986	675.79	843.438	305.3246	391.214

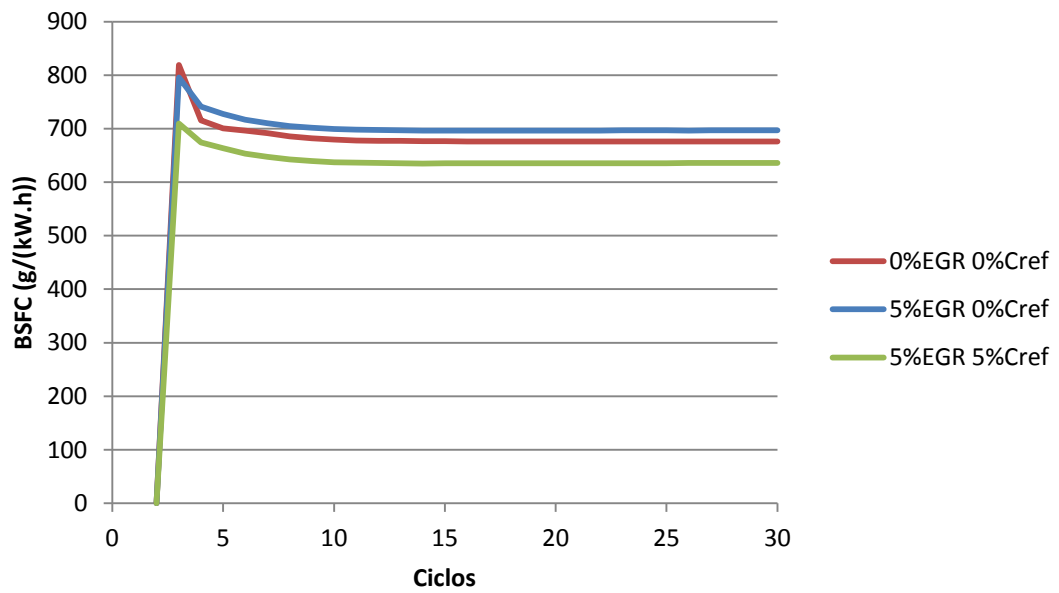
Fonte: Autor (2016)

Figura 33 - BSFC obtido no AVL (1400 rpm)



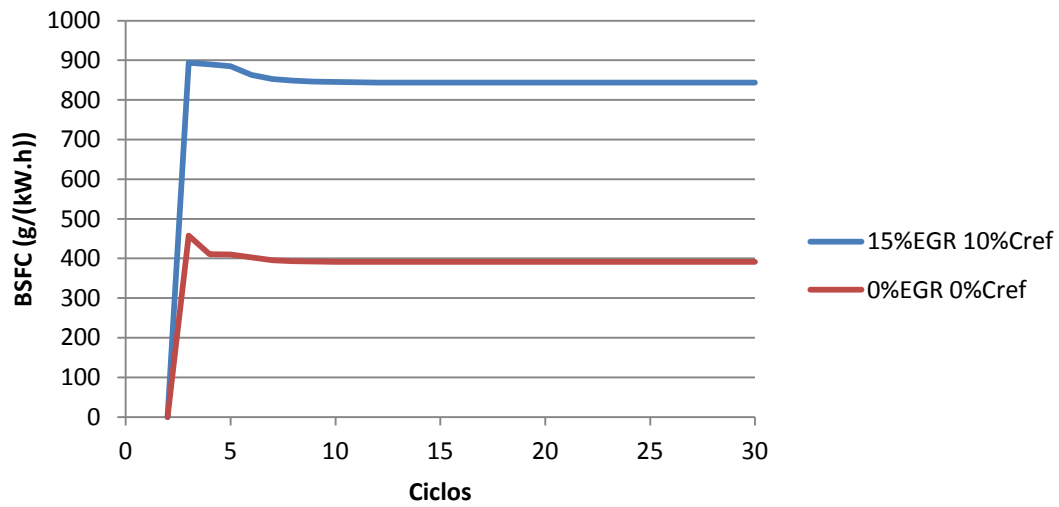
Fonte: Autor (2016)

Figura 34 - BSFC Corrigido (1400 rpm)



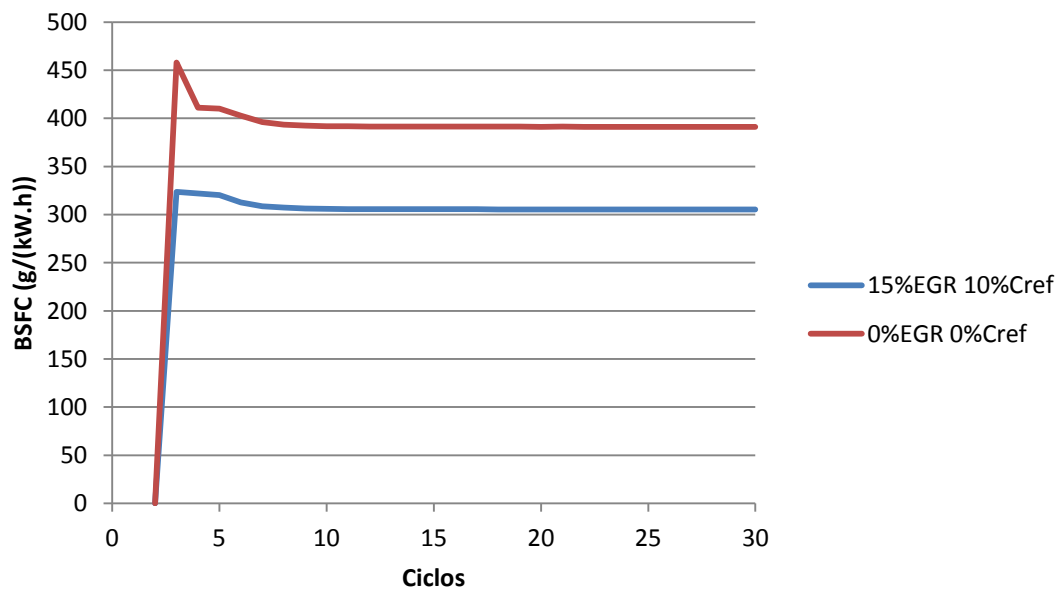
Fonte: Autor (2016)

Figura 35 - BSFC fornecido pelo AVL (3500 rpm)



Fonte: Autor (2016)

Figura 36 - BSFC corrigido (3500 rpm)



Fonte: Autor (2016)