



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AUTOMOTIVA

GUSTAVO SCHEID PRASS

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DA INJEÇÃO DE HIDROGÊNIO EM MOTORES DE
COMBUSTÃO INTERNA OPERANDO COM ETANOL**

Joinville, 2014

GUSTAVO SCHEID PRASS

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DA INJEÇÃO DE HIDROGÊNIO EM MOTORES DE
COMBUSTÃO INTERNA OPERANDO COM ETANOL**

Trabalho apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina como parte dos requisitos para a obtenção do título de Engenheiro Automotivo.

Orientador

Prof. Dr. Rafael de Camargo Catapan

Universidade Federal de Santa Catarina

Joinville, 2014

Dedico este trabalho aos meus pais, professores, amigos e namorada.

RESUMO

Os dispositivos mais utilizados pela humanidade para conversão de energia são os motores de combustão interna. Com a atual demanda por energia crescente e os altos índices de poluição, juntamente com a preocupação mundial com o meio ambiente, busca-se o aumento da eficiência destas máquinas térmicas. Os combustíveis fósseis são o tipo de combustível mais utilizado para os motores, mas por serem não renováveis, se tornaram mais escassos e caros. Pensando nisto, busca-se utilizar neste trabalho uma fonte renovável de energia, o etanol, que é o principal combustível gerado de biomassa no Brasil. Em termos da eficiência desta máquina térmica, que atualmente fica em torno de 25% e 30% para motores ciclo Otto, persegue-se alguma forma de melhorar a eficiência da mesma. Neste trabalho foi adotada a recirculação dos gases de escape (EGR), onde esta é utilizada para gerar principalmente hidrogênio, para então injetá-lo junto à mistura ar + combustível. Com um modelo termodinâmico trabalhando com um fluido de trabalho calculado, são comparados os resultados das eficiências de conversão de combustível, eficiências volumétricas e potências do ciclo Otto para as condições com e sem recirculação dos gases de exaustão.

Palavras-chave: motor de combustão interna; recirculação de gases de exaustão; modelo termodinâmico.

ABSTRACT

The most commonly used devices by mankind for energy conversion are internal combustion engines. With the current increasing demand for energy and the high levels of pollution, coupled with the global concern with the environment, we seek to increase the efficiency of these thermal machines. Fossil fuels are the most used type of fuel for engines, but as they are not renewable, they became more scarce and expensive. Thinking of this, in this work it is sought to use a renewable energy source, ethanol, which is the main fuel generated from biomass in Brazil. In terms of the efficiency of this thermal machine, which currently stands around 25% and 30% for Otto cycle motor, we chase up some way to improve the efficiency of it. In this work it is adopted the exhaust gas recirculation (EGR) and use it to generate hydrogen, mainly, and then inject it with the air + fuel mixture. With a thermodynamic model functioning with a calculated working fluid, the results of the fuel conversion efficiencies, volumetric efficiency and Otto cycle powers for the conditions with or without recirculation of the exhaust gases are compared.

Keywords: internal combustion engine; exhaust gas recirculation; thermodynamic model.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Frota de automóveis circulante no Brasil	2
Figura 2 – Ciclo Termodinâmico Ideal Otto	5
Figura 3 – Ciclo Termodinâmico Diesel.....	6
Figura 4 - Classificação resumida das máquinas térmicas	7
Figura 5 - Porcentagens energéticas em um motor de combustão interna	8
Figura 6 – Ciclos termodinâmicos real e ideal.....	12
Figura 7 – Ciclo Otto ideal com sobrealimentação	13
Figura 8 – Variáveis EES	28
Figura 9 - Diagrama P - Θ para EGR de 0% (a) e 20% (b)	31
Figura 10 – Diagrama de Potência.....	32
Figura 11 – Eficiência de Conversão de Combustível.....	33
Figura 12 – Eficiência Volumétrica	34
Figura 13 – Diagrama Potência/Consumo versus rotação do motor	35
Figura 14 – Razão de Compressão versus Potência e Consumo	35
Figura 15 - Razão de Compressão versus Eficiências.....	36

LISTA DE SÍMBOLOS

P_n	$n = 1,2,\dots,6$ Pressão em cada estado do diagrama P-V
V_n	$n= 1,2,\dots,6$ Volume em cada estado do diagrama P-V
T_n	$n= 1,2,\dots,6$ Temperatura em cada estado do diagrama P-V
γ_{ar}	Razão entre calores específicos do ar
γ_c	Razão entre calores específicos da mistura de compressão
γ_b	Razão entre calores específicos da mistura de expansão
AF_{esteq}	Razão entre ar/combustível estequiométrica
AF	Razão entre ar/combustível
Φ	Razão de equivalência
M_{ar}	Massa do ar
M_{comb}	Massa do combustível
Θ	Ângulo de virabrequim
N_{so}	Razão de compressão do turbocompressor
V_d	Volume deslocado por um cilindro
V_{motor}	Volume deslocado pelo motor
N_{cil}	Número de cilindros
V_{morto}	Volume morto de um cilindro
r_c	Taxa de compressão do motor
e_c	Eficiência de compressão
e_e	Eficiência de expansão
ΔU	Variação da energia interna
η_b	Eficiência de combustão
M	Massa total
C_v	Calor específico à volume constante
C_p	Calor específico à pressão constante
n_i	Número de mol da espécie i
Y_i	Fração molar da espécie i
MM_i	Massa molar da espécie i
ρ_i	Densidade da espécie i
ΔH_r	Variação da entalpia de reação
H_P	Entalpia dos produtos

H_R	Entalpia dos reagentes
$H_{f,i}^\circ$	Entalpia de formação da espécie i
η_v	Eficiência Volumétrica
N	Rotação do Motor
$W_{c,i}$	Trabalho indicado do ciclo
η_f	Eficiência de Conversão de Combustível

LISTA DE ABREVIações E SIGLAS

EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
REGR	<i>Reformed Exhaust Gas Recirculation</i>
MCI	Motores de Combustão Interna
ICE	Motores de Ignição por Centelha
ICO	Motores de Ignição por Compressão
TAI	Temperatura de auto-ignição
IEA	<i>International Energy Agency</i>
DENATRAN	Departamento Nacional de Trânsito
OICA	<i>International Organization of Motor Vehicle Manufacturer</i>
RPM	Rotações por Minuto
PCI	Poder Calorífico Inferior
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Justificativa	1
1.2 Problemática	2
1.3 Objetivos	3
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1 Motor de Combustão Interna	4
2.2 Eficiência do Motor de Combustão Interna	7
2.3 Recirculação de Gases e Hidrogênio.....	8
2.4 Knocking	10
2.5 Hidrogênio.....	10
3 MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO OTTO	12
3.1 Ciclo Otto	12
3.1.1 Sobrealimentação.....	13
3.1.2 Admissão	14
3.1.3 Compressão	15
3.1.4 Combustão	15
3.1.5 Expansão.....	16
3.1.6 Exaustão.....	17
3.2 Fluido de Trabalho.....	18
3.2.1 Frações Mássicas.....	18
3.2.2 Cálculo das Massas de Ar e Combustível	19
3.2.3 Estequiometria e Excesso de Ar.....	19
3.2.4 Propriedades Termodinâmicas.....	20
3.2.5 Poder Calorífico Inferior.....	21
3.3 Parâmetros de Desempenho	22
3.3.1 Eficiência Volumétrica	22

3.3.2 Consumo de Combustível	23
3.3.3 Trabalho Indicado do Ciclo	23
3.3.4 Potência e Consumo Específico	24
3.3.5 Eficiência de Conversão de Combustível	25
3.4 Recirculação dos Gases de Exaustão	25
3.5 Metodologia	26
3.5.1 <i>Engineering Equation Solver</i>	27
3.5.2 Dados de Entrada	28
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	30
4.1 Diagramas P-V	30
4.2 Diagramas P- Θ	31
4.3 Diagramas de Desempenho	31
4.4 Outros Diagramas	34
5 CONCLUSÕES	37
REFERÊNCIAS	38
APÊNDICE A - PRODUÇÃO DE ETANOL NO BRASIL	40
APÊNDICE B – MASSA MOLAR	42
APÊNDICE C – REGR	43

1 INTRODUÇÃO

1.1 Justificativa

O grande consumo de combustíveis fósseis preocupa economicamente e ecologicamente a população global. Mais de 80% da energia consumida no mundo é proveniente dos combustíveis fósseis, segundo a *International Energy Agency* (IEA). Foram produzidos em 2011, 18210 Mtoe¹ de energia no mundo, sendo 14650 Mtoe de origem fóssil (gás natural, carvão mineral e petróleo).

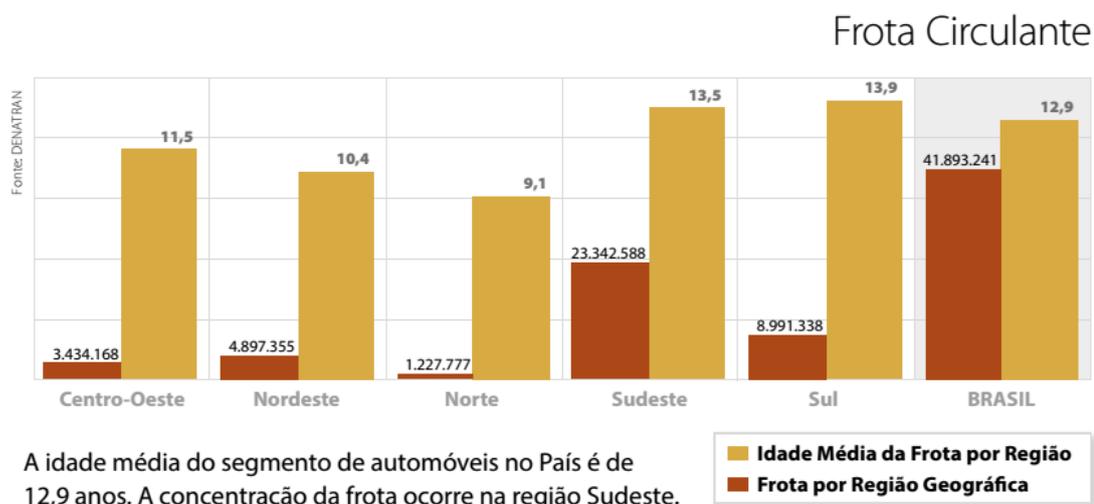
A demanda mundial por petróleo continua aumentando, porém, sua oferta pode sofrer alterações ou até mesmo cessar. Em nível mundial, os veículos de estrada consomem cerca de 50% dos combustíveis a base de petróleo (IEA, 2011). E 96% dos veículos de estrada utilizam combustíveis derivados do petróleo como fonte de energia (IEA, 2011). Com a grande quantidade de veículos no mundo, são visíveis os altos índices de emissão de poluentes, uma preocupação mundial com o meio ambiente, e buscas por novas fontes de energia renováveis.

No período de 1971 até 2011, percebe-se um crescimento de 420% aproximadamente da demanda por derivados de petróleo no Brasil; com uma demanda final em 2011 de 120 megatoneladas de derivados, segundo a *International Energy Agency*.

Nos registros do DENATRAN, em 2012, o Brasil teve 41 milhões, 893 mil e 241 automóveis rodando (vide Figura 1), com uma idade média de 12,9 anos, dos quais praticamente 100% utilizam um motor de combustão interna como fonte propulsora. A frota de veículos no Brasil cresce a cada ano, com o consumo de combustível elevado pela população, nos deparamos com elevação dos preços dos combustíveis e uma possível escassez futura de combustíveis fósseis ameaça a falta do produto no mercado.

¹toe é uma unidade de energia equivalente a energia liberada na queima de uma tonelada de petróleo cru, que representa 42GJ. Isto posto, um Mtoe equivale à 42PJ.

Figura 1 - Frota de automóveis circulante no Brasil



Ainda em 2012, o DENATRAN registrou 8.155.553 veículos comerciais leves, 2.778.832 caminhões, 545.785 ônibus e 19.752.957 motocicletas. Tendo um total de veículos automotores circulando igual a aproximadamente 73 milhões.

Em nível mundial, segundo a *International Organization of Motor Vehicle Manufacturers* (OICA), estavam em circulação 1.143.231.000 automóveis no mundo em 2012, contra 891.450.000 veículos em 2005.

Através de tecnologias mais eficientes, pode-se aproveitar melhor a energia proveniente do petróleo e melhorar a eficiência de combustíveis de fonte renovável, como o etanol. Uma vez que ambos os combustíveis utilizam os mesmos princípios de utilização.

Com o desenvolvimento deste trabalho são beneficiadas pesquisas que possam desenvolver tecnologias para equipar a frota de veículos mundiais, possibilitando a melhor conservação das reservas naturais de petróleo em longo prazo e diminuindo a poluição em pequenas e grandes cidades.

1.2 Problemática

O grande uso de motores *Flex* no Brasil tem impulsionado políticas para aumentar a eficiência do motor e reduzir suas emissões. Motores flex têm taxa de compressão e regulagem que resultam em baixa eficiência de conversão de

combustível em comparação com o que poderia ser alcançado na operação tanto com gasolina pura ou etanol puro. Quando o motor é feito para operar com dois combustíveis distintos, na teoria, ele deve operar com uma razão de compressão ideal para cada tipo de combustível, mas o que ocorre na prática é um motor com uma taxa de compressão intermediária.

Uma nova tecnologia vem sendo estudada, é chamada *Reformed Exhaust Gas Recirculation* (REGR). Esta tecnologia consiste em utilizar os produtos de combustão a alta temperatura para reformar uma fração do combustível e injectar este gás de síntese rico em hidrogênio de volta no motor. O uso de REGR permitiria o aumento da eficiência de conversão de combustível do motor, uma vez que:

- Uma parte da energia térmica da exaustão é recirculada de volta no motor sem danificar em excesso a eficiência volumétrica e;
- A fração de gás H_2 recirculado tende a aumentar a velocidade da chama laminar da mistura combustível, o ponto de ignição da mistura poderia ser atrasado.

1.3 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho é realizar uma análise termodinâmica da co-injeção de gás de síntese rico em hidrogênio em um motor de combustão interna do ciclo Otto operando com etanol. O presente trabalho tem os objetivos específicos:

- Avaliar as quantidades ideais de injeção de gás de síntese;
- Quantificar o ganho de desempenho da combustão da mistura;
- Comparar os resultados obtidos somente com o etanol e com o hidrogênio.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

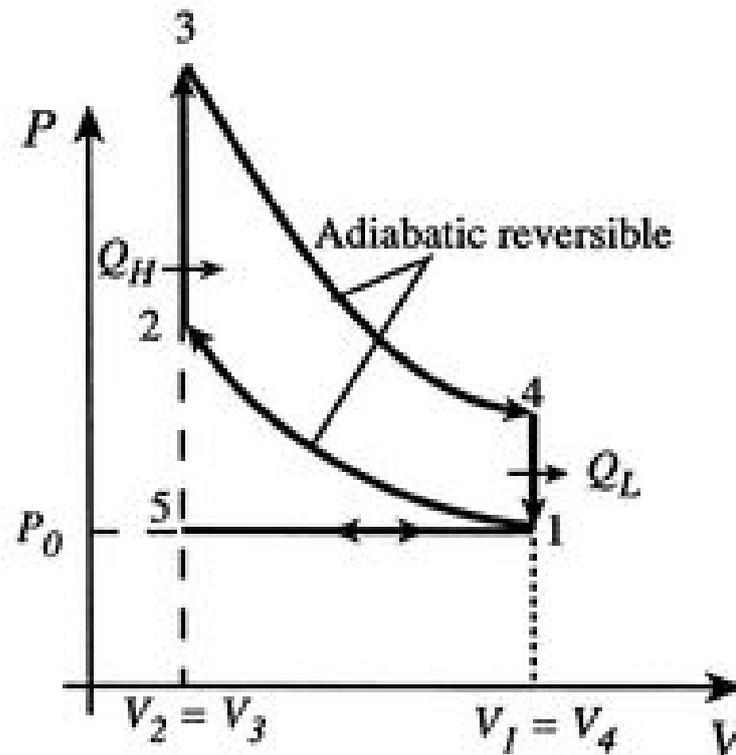
2.1 Motor de Combustão Interna

Os dispositivos que permitem transformar certa quantidade de calor em trabalho são chamados de máquinas térmicas. A fonte do calor que irá ser transformado é originada de diversas fontes: energia atômica, energia elétrica, energia combustível, entre outras. Neste trabalho são apresentados apenas os motores de combustão interna (MCI), onde os reagentes (ar + combustível) participam diretamente do processo de combustão e sua expansão gera trabalho mecânico. Existem ainda os motores de combustão externa, onde os reagentes participam apenas cedendo calor ao sistema de transformação de energia térmica em energia mecânica. O que é visto em máquinas a vapor ou no motor de Stirling.

Os MCI podem ser classificados quanto à forma de obter trabalho. Os MCI estudados neste trabalho são os motores alternativos. Segundo Brunetti (2012), os motores alternativos são aqueles que obtêm trabalho a partir do movimento de subida e descida de um pistão, transformado em rotação contínua pelo sistema biela-manivela. Existem ainda, motores rotativos: onde o trabalho é obtido diretamente por um movimento de rotação, como em turbinas a gás e motor Wankel. E motores de impulso, quando o trabalho é obtido através da força de reação dos gases expelidos pela reação de combustão, neste caso: motores a jato e foguetes (BRUNETTI, 2012). Existem duas formas de ocorrer a ignição: Por centelha ou por compressão.

Nos motores de ignição por centelha (ICE), a mistura ar + combustível (previamente dosada ou misturada por injeção direta de combustível na câmara de combustão) é inflamada pela faísca produzida pela vela de ignição. A figura 2 apresenta um diagrama P-V de um ciclo Otto ideal. Os processos ideais são: admissão (5-1), compressão isentrópica (1-2), combustão a volume constante (2-3), expansão isentrópica (3-4), *blow-out* (4-1) e exaustão (1-5).

Figura 2 – Ciclo Termodinâmico Ideal Otto



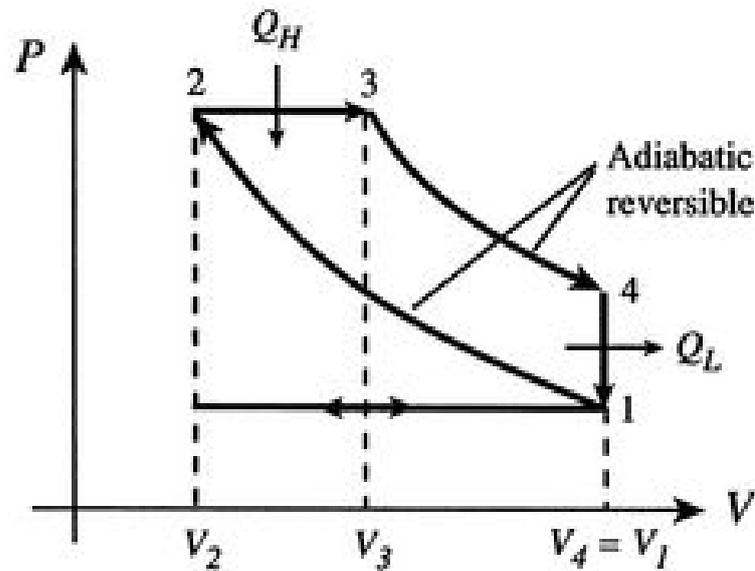
Fonte: Quattrochi (2006)

Com os motores do ciclo Otto, há um controle maior sobre o ponto de ignição, uma vez que se espera que a ignição da mistura só irá se suceder com a faísca, controlada eletronicamente.

Nos motores de ignição por compressão (ICO), o pistão comprime apenas o ar admitido. Quanto próximo do ponto morto superior, o ar já atingiu elevada temperatura (TAI²), nesse ponto é injetado combustível na câmara de combustão e este reage com o oxigênio do ar espontaneamente, sem necessidade da faísca. Estes motores são caracterizados pelo ciclo Diesel. A Figura 3 apresenta um diagrama P-V de um ciclo diesel ideal. Os processos apresentados no diagrama são: admissão de ar (5-1), compressão isentrópica (1-2), combustão a pressão constante (2-3), expansão isentrópica (3-4), *blow-out* (4-1) e exaustão (1-5).

² TAI = Temperatura de Autoignição (BRUNETTI, 2012, p. 35)

Figura 3 – Ciclo Termodinâmico Diesel



Fonte: Quattrochi (2006)

Segundo Brunetti (2012, p. 35), os valores de TAI típicos são mostrados na tabela abaixo. O motivo pelo qual o diesel é o combustível mais utilizado para ICO pelo fato de ter uma baixa TAI, o que facilita a ignição do combustível.

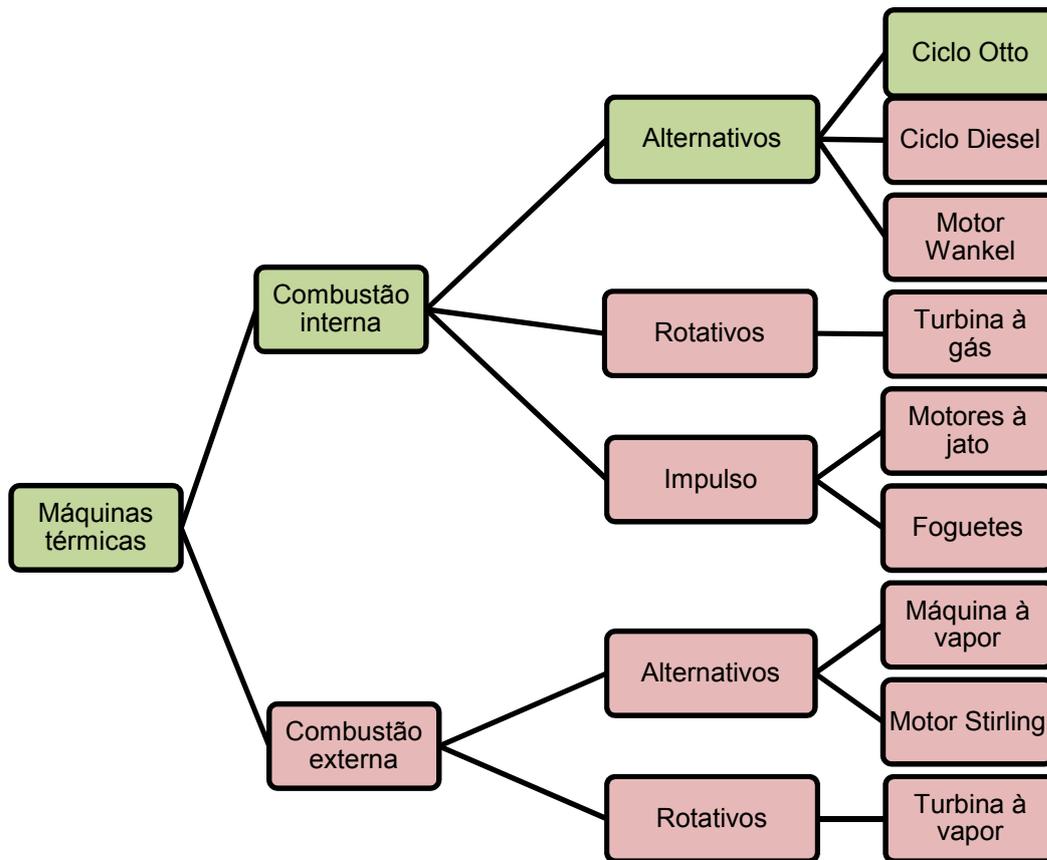
Tabela 1 – Temperatura de auto-ignição – Valores típicos

Temperatura de Auto-ignição [°C]		
Diesel	Etanol Hidratado	Gasolina E22
250	420	400

Fonte: Brunetti, (2012)

De forma visual enxergamos mais claramente o que foi dito acima. A Figura 4 apresenta uma classificação dos motores conforme o tipo de combustão e forma de transferência de trabalho.

Figura 4 - Classificação resumida das máquinas térmicas



Fonte: Autoria Própria

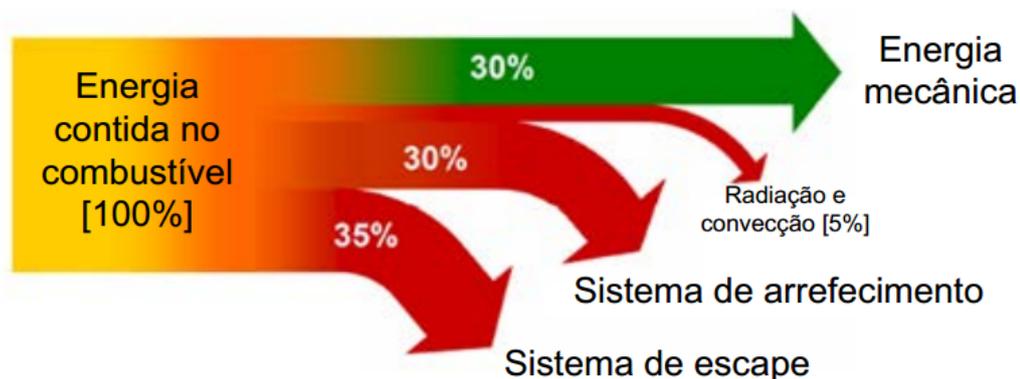
O foco do trabalho segue as classificações mostradas em verde na figura acima. Existem ainda, motores com ciclos de dois tempos (2T) e de quatro tempos (4T). Mais informações sobre este tema serão apresentadas no capítulo a seguir.

No capítulo seguinte, o ciclo Otto padrão será detalhado e sua formulação melhor descrita.

2.2 Eficiência do Motor de Combustão Interna

Os motores de combustão interna consumidores de combustíveis fósseis ou não, apresentam grande rejeição de energia. Na Figura 5, vemos um diagrama de Sankey, que mostra de maneira gráfica as quantidades de energia que entram e saem de um motor tipicamente operando no ciclo Otto.

Figura 5 - Porcentagens energéticas em um motor de combustão interna



Fonte: Toom apud Domingues (2008)

Fica visível a necessidade de melhorar a transformação da energia contida no combustível para energia mecânica, uma vez que apenas 30% da energia do combustível são transformadas em energia mecânica pelo motor. Dessa energia mecânica gerada pela combustão, ainda há perdas mecânicas até que essa energia possa se transformar na energia cinética do veículo, ou seja, na velocidade do veículo.

O veículo tem perdas por atrito nos rolamentos, perdas nos contatos das engrenagens em uma caixa de transmissão, perdas devido ao arrasto aerodinâmico, perdas no contato entre pneu e solo, entre outros, todos estes fatores levando ao baixo rendimento energético global do veículo. Lembrando que todo esse desperdício energético significa desperdício de combustível não renovável, consumindo muito mais energia química do que é gerada energia cinética.

Além do fato da alta utilização dos combustíveis não renováveis, emissões de gases que são descartados na atmosfera após a combustão são prejudiciais à saúde e ao meio ambiente. Em 2011, o Brasil emitiu 408 megatoneladas de CO₂, sendo essa emissão vinda apenas da combustão de combustíveis (IEA, 2011). Existem também outros gases nocivos provenientes da combustão, são eles: HC, CO, NO_x e CH₄, por exemplo.

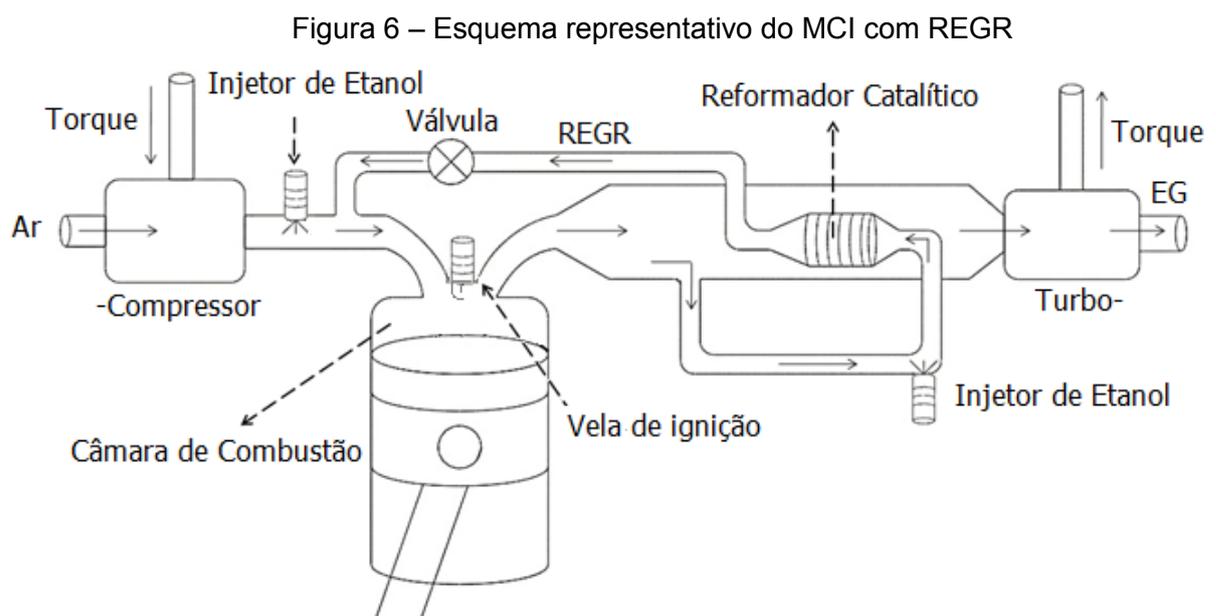
2.3 Recirculação de Gases e Hidrogênio

Na seção 2.1, foi visto que em motores do ciclo Otto o pistão realiza os 4 tempos durante um ciclo. Idealmente, a explosão ocorre quando o pistão encontrasse no ponto morto superior empurrando o pistão para baixo, na prática, o pistão encontrasse abaixo do ponto morto superior e ainda se encontra subindo no início da combustão. Parte da energia da combustão é transformada em trabalho e parte é rejeitada nos gases de exaustão.

Isso ocorre pelo fato que a combustão não ocorre instantaneamente, por isso, inicia-se a ignição antes do ponto morto superior, para que os reagentes tenham tempo de reagir e liberar calor para movimentar o pistão para baixo com força desejada. Lembrando que a rotação do motor é elevada. Para um motor 4 tempos com uma rotação de 6000RPM, ocorrem 50 explosões por segundo em cada pistão.

Segundo Abu-Jrai et al. (2007), o hidrogênio tem uma baixa energia de ignição, e uma alta taxa de queima, fazendo com que a mistura de hidrogênio com o combustível se torne mais fácil de ignitar, melhorando a queima, diminuindo as emissões de poluentes, melhorando a performance e economizando combustível.

O problema é o armazenamento do hidrogênio, fazendo-se necessário a produção do mesmo dentro do veículo, antes do consumo. Para isso, foi desenvolvido na *University of Birmingham* a técnica de REGR (recirculação dos gases de exaustão reformados) (ABU-JRAI, 2007).



Fonte: Adaptado de Abu-Jrai, A. et al (2007)

A figura 6 apresenta um desenho esquemático de um REGR para operar em motor Otto operando com turbocompressor. O sistema consiste em recircular parte dos gases de exaustão (O_2 , CO_2 , H_2O), estes gases são misturados com uma injeção de combustível e passam por um reformador catalítico, que reforma os gases e produz H_2 , CO , CO_2 e CH_4 que são admitidos na câmara de combustão junto com o ar. A outra parcela de gases de exaustão que não serão reformados passa pelo catalisador (que reduz emissões) sendo liberado para atmosfera.

2.4 Knocking

De acordo Topinka et al., 2004, o uso de hidrogênio e monóxido de carbono traz melhorias no comportamento de *Knocking* presente em motor de combustão interna com altas taxas de compressão. Topinka ainda comenta que este fenômeno é um limitante nos projetos de motores e que restringe o aumento da eficiência de conversão de combustível e restringe a diminuição de emissão de poluentes. Uma maneira de acabar com este efeito indesejado é operar com uma mistura pobre de combustível, entretanto isto diminui a potência final do motor.

Tendo dito isto, os estudos publicados em 2004 por Topinka revelam que o uso de H_2 e CO provenientes da recirculação dos gases de exaustão reformados contribuem com o aumento da octanagem do combustível melhorando aspectos de *knocking*, eficiência de conversão de combustível e diminuição de emissão de poluentes.

2.5 Hidrogênio

Segundo Fubing et al., 2007, algumas das principais características do hidrogênio como combustível são:

Baixa energia de ignição: O hidrogênio tem baixa energia de ignição, o que facilita a sua ignição em misturas pobres e de maneira rápida.

Alta temperatura de auto-ignição: Lembrando da discussão anterior (visto em 3.1), ter uma alta temperatura de ignição representa resistir a maiores taxas de compressão, uma vez que a temperatura aumenta com o aumento da pressão do fluido de trabalho. Maior taxa de compressão significa maior potência e maior eficiência termodinâmica ideal.

Alta velocidade de chama: Comparando com a gasolina, a velocidade de chama do hidrogênio é uma ordem de grandeza maior. Idealmente a combustão é tratada como quase instantânea, quanto maior a velocidade de chama, mais próximo do ideal.

A Tabela 2 apresenta uma comparação das propriedades de combustão da gasolina e do hidrogênio.

Tabela 2 – Propriedades do Hidrogênio

Propriedade	Gasolina	Hidrogênio
Velocidade de chama laminar	0,37 - 0,43 m/s	1,9 - 2,7 m/s
Temperatura de auto-ignição	280-400 °C	574 °C
Energia mínima para ignição	0,24 MJ	0,02 MJ

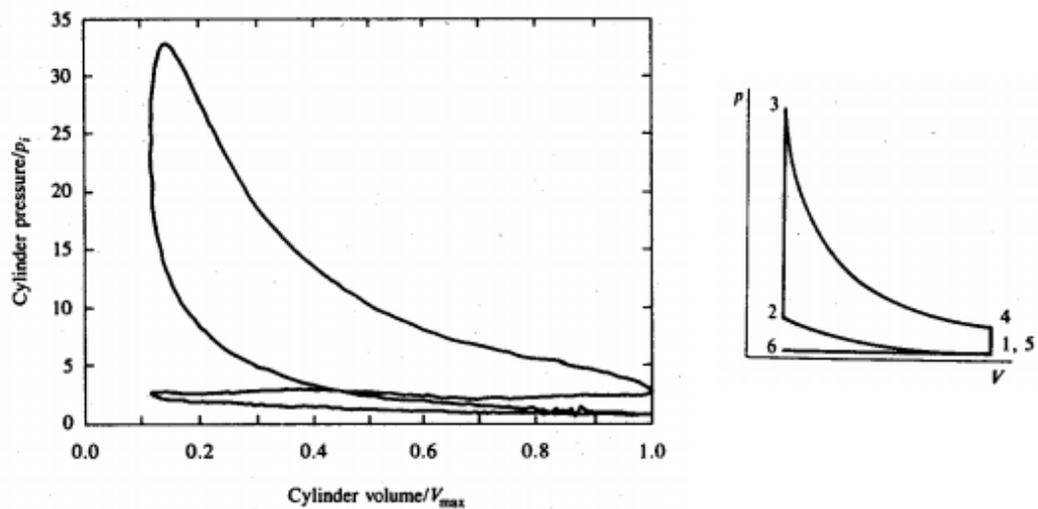
Fonte: Adaptado de Fubing et al. (2007)

3 MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO OTTO

3.1 Ciclo Otto

Para tratar do comportamento termodinâmico de motores a combustão interna, é preciso atentar-se ao ciclo termodinâmico que melhor descreve a realidade. Por escolher um motor de combustão interna, alternativo, de quatro tempos e com ignição por centelha, opta-se por descrever o ciclo termodinâmico por um ciclo Otto padrão/ideal.

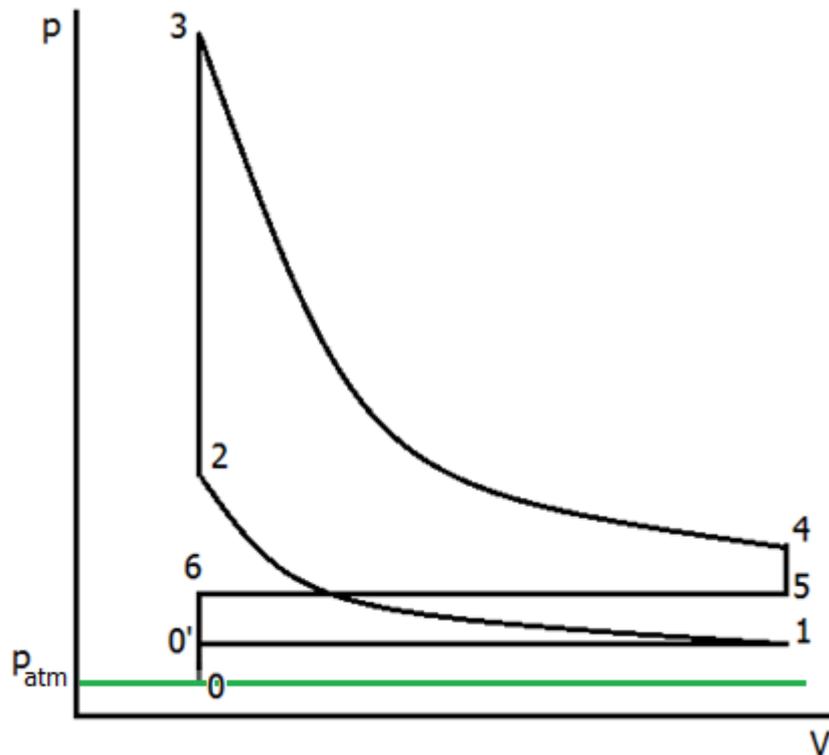
Figura 6 – Ciclos termodinâmicos real e ideal



Fonte: Heywood, John B. (1988)

Na figura 7 são apresentados dois ciclos termodinâmicos para o motor de ignição por centelha, relacionando a variação de pressão em relação ao volume. Na esquerda é apresentado um ciclo real, na direita é apresentado um ciclo Otto ideal. Neste trabalho o ciclo Otto ideal apresenta sobrealimentação, ou seja, possui um de turbocompressor, como pode ser observado na Figura 8.

Figura 7 – Ciclo Otto ideal com sobrealimentação



Fonte: Adaptado de Heywood, John B. (1988)

Este ciclo pode ser dividido em 6 “etapas”. São elas: sobrealimentação (0 - 0'), admissão (0' - 1), compressão (1 - 2), combustão (2 - 3), expansão (3 - 4) e exaustão (com volume constante 4 - 5 e com pressão constante 5 - 6). Definindo assim o ciclo Otto ideal com turbocompressor. A modelagem de cada parte do ciclo será apresentada a seguir.

3.1.1 Sobrealimentação

Não sendo parte deste trabalho a modelagem do turbocompressor, a presença do mesmo será modelada como uma compressão isentrópica, sendo um aumento da pressão no coletor de admissão em relação à pressão atmosférica, sem variação de temperatura do fluido de trabalho.

A temperatura e pressão ambiente levam o sub-índice 0. A temperatura e a pressão sobrealimentadas levam o índice 0'. Para tal condição temos que:

$$N_{so} = \frac{P'_0}{P_0} \quad (1)$$

$$\frac{T'_0}{T_0} = \left(\frac{P'_0}{P_0} \right)^{\frac{(\gamma_{ar} - 1)}{\gamma_{ar}}} \quad (2)$$

Onde N_{so} é a razão de compressão considerada e γ_{ar} é a razão de calores específicos do ar em temperatura ambiente e pressão atmosférica.

3.1.2 Admissão

Idealmente a admissão é considerada um processo que ocorre um aumento de volume, mantendo-se a pressão e temperatura constantes. Tem-se que o volume deslocado em cada pistão é igual ao volume deslocado pelo motor dividido pelo número de cilindros:

$$V_d = \frac{V_{motor}}{N_{cil}} \quad (3)$$

Temos ainda um volume morto que é dado pela taxa de compressão do motor (r_c) e temos o volume da câmara de combustão dada por:

$$V_{morto} = \frac{V_d}{(r_c - 1)} \quad (4)$$

$$V_1 = V_d + V_{morto} \quad (5)$$

$$T_1 = T'_0 \quad (6)$$

$$P_1 = P'_0 \quad (7)$$

3.1.3 Compressão

O processo de compressão é considerado um processo isentrópico, entretanto as propriedades do fluido de trabalho não são idênticas a do ar, uma vez que temos uma mistura ar+combustível.

$$V_2 = V_{morto} \quad (8)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma_c - 1} \quad (9)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}\right)} \quad (10)$$

Onde γ_c é a razão de calores específicos do fluido de trabalho para a compressão, este será demonstrado em um capítulo posterior.

3.1.4 Combustão

No ciclo Otto ideal, consideramos que a combustão ocorre a volume constante. No capítulo seguinte é demonstrado como é obtido a razão ar/combustível estequiométrica (AF_{esteq}) e a razão ar/combustível real (AF). Também é mostrado o calculo da massa de ar admitida e a massa de combustível. Definimos assim:

$$\Phi = \frac{AF_{esteq}}{AF} \quad (11)$$

$$AF_{esteq} = \frac{M_{ar,esteq}}{M_{comb,esteq}} \quad (12)$$

$$AF = \frac{M_{ar}}{M_{comb}} \quad (13)$$

Calculando o poder calorífico inferior para a mistura, demonstrado no capítulo a seguir, calculamos o aumento de pressão e temperatura causado pela liberação de energia pela combustão do combustível. Temos que:

$$\Delta U = M_{comb} * PCI \quad (14)$$

$$\Delta U = M * C_{V,mist,comp} * (T_3 - T_2) \quad (15)$$

$$P_3 = \frac{T_3}{T_2} * P_2 \quad (16)$$

$$V_3 = V_2 \quad (17)$$

Onde $C_{v,mist,comp}$ é o C_v calculado para o fluido de trabalho a uma temperatura média do processo de compressão. M é a massa total dentro do cilindro.

3.1.5 Expansão

Assim como a compressão, consideramos a expansão um processo isentrópico. Com uma nova razão de calores específicos calculada para gases de exaustão (γ_b), temos que:

$$V_4 = V_1 \quad (18)$$

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma_b} \quad (19)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{(\gamma_b-1)}{\gamma_b}} \quad (20)$$

3.1.6 Exaustão

O processo de exaustão no ciclo em análise é dividido em duas partes, primeiramente ocorre uma queda na pressão no momento em que é aberta a válvula de escape (*blow-out*), devido à diferença de pressão entre a pressão dentro do cilindro e a pressão antes da turbina no coletor de escape. Após esta etapa ocorre o esvaziamento do cilindro através do movimento do pistão que “empurra” o fluido de trabalho para fora do motor.

Como este trabalho não tem objetivo de modelar o turbocompressor, admite-se que para o *blow-out* que a queda de pressão que ocorre na abertura de válvula de escape (neste modelo ideal a válvula abre o ponto morto inferior) siga um equacionamento que relaciona o ganho de energia interna no compressor e a eficiência da turbina.

$$\Delta U_C = u_0' - u_0 \quad (21)$$

$$\Delta U_C = 0,7 * \Delta U_T \quad (22)$$

$$\Delta U_T = u_6 - u_0 \quad (23)$$

$$\Delta U_T = C_{v,ar} * (T_6 - T_0) \quad (24)$$

Onde 0,7 é apenas uma estimativa inicial de recuperação de energia pela turbina e u_i são os valores de energia interna. Com estas relações, encontra-se a queda de pressão e de temperatura quando o gás expandido encontrando-se a uma pressão superior a pressão atmosférica e encontra uma pressão no coletor de escape com a presença de uma turbina.

Para a exaustão à pressão constante idealmente temos que:

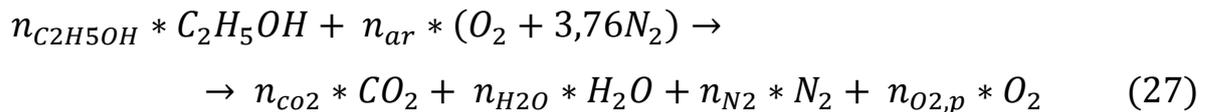
$$P_6 = P_5 \quad (25)$$

$$T_6 = T_5 \quad (26)$$

3.2 Fluido de Trabalho

A modelagem do fluido de trabalho é de enorme importância para o modelo em estudo. Se tratarmos o fluido como sendo somente ar durante todo o ciclo termodinâmico, estaríamos simplificando muito o modelo, neste trabalho a constituição do fluido de trabalho mudará a cada processo, podendo ainda ser estudados a recirculação de gases e as alterações no ciclo: como pressão e temperatura. Ainda aqui, é modelada a massa de ar admitida. Mostradas as relações estequiométricas, frações mássicas e o cálculo do PCI.

A reação química que ocorre na combustão do etanol com excesso de ar e sem recirculação de gases é dada por:



Onde n_i é o número de moles da espécie i . Conhecendo a equação que descreve a combustão calculamos as frações mássicas, as massas moleculares das espécies químicas envolvidas, as densidades de cada espécie, a massa de ar admitida, razão ar/combustível, o poder calorífico inferior e outras propriedades do fluido de trabalho.

3.2.1 Frações Mássicas

Temos duas frações mássicas representando dois momentos, fluido de trabalho antes da combustão e fluido de trabalho após a combustão. Um exemplo de cálculo de fração mássica dos reagentes é:

$$Y_{i, reagentes} = \frac{n_i * MM_i}{\sum n_i * MM_i} \quad (28)$$

Onde $Y_{i, \text{reagentes}}$ é a fração mássica da espécie i nos reagentes e MM_i é a massa molecular da espécie i . O mesmo acontece para as frações mássicas dos produtos:

$$Y_{i, \text{produtos}} = \frac{n_i * MM_i}{\sum n_i * MM_i} \quad (29)$$

Lembrando que nesta etapa ainda não está sendo considerada a recirculação dos gases de escape.

3.2.2 Cálculo das Massas de Ar e Combustível

Para calcular a massa de ar admitida no motor, primeiro é necessário obter as densidades de cada elemento químico a ser admitido, avaliados na pressão e temperatura de admissão (após a sobrealimentação). Com estes dados mais as frações mássicas, obtemos a densidade da mistura a ser admitida. Temos que:

$$M_{ar} = \rho_{ar} * V_d \quad (30)$$

3.2.3 Estequiometria e Excesso de Ar

Utilizando a equação de combustão balanceada na estequiometria, é possível calcular a razão ar/combustível estequiométrica pela seguinte equação:

$$AF_{esteq} = \frac{M_{ar,esteq}}{M_{comb,esteq}} \quad (31)$$

$$M_{ar,esteq} = n_{ar,esteq} * (MM_{O_2} + 3,76 * MM_{N_2}) \quad (32)$$

$$M_{comb,esteq} = n_{etanol,esteq} * MM_{etanol} \quad (33)$$

Com a massa de ar admitida calculamos a massa de combustível injetada considerando o excesso de ar (visto em 3.1.4). E com a massa de combustível injetada obtemos o número de moles do etanol. Disso:

$$n_{etanol} = \frac{M_{comb}}{MM_{etanol}} \quad (34)$$

Seguindo a formulação estequiométrica com excesso de ar, sem recirculação de gases de exaustão, obtemos para os reagentes:

$$n_{ar} = M_{ar}/MM_{ar} \quad (35)$$

$$n_{O_2} = 0,21 * n_{ar} \quad (36)$$

$$n_{N_2} = 0,79 * n_{ar} \quad (37)$$

Obtemos para os produtos:

$$n_{CO_2} = 2 * n_{etanol} \quad (38)$$

$$n_{H_2O} = 3 * n_{etanol} \quad (39)$$

$$n_{O_2,produtos} = 2 * n_{O_2} + n_{etanol} - (2 * n_{CO_2} + n_{H_2O}) \quad (40)$$

3.2.4 Propriedades Termodinâmicas

As propriedades termodinâmicas foram consideradas constantes ao longo dos processos do ciclo Otto, calculadas em uma temperatura média de processo, por exemplo, na compressão foi calculada a temperatura média a partir de T_1 e T_2 . Com a base de dados do software *EES* (visto em 3.5.1), foi obtido para cada espécie química, o C_V , C_P e γ . Com todos estes valores e as frações mássicas é possível obter para a compressão:

$$C_{V,mistura,comp} = \sum_i Y_i * C_{v,i} \quad (41)$$

$$C_{P,mistura,comp} = \sum_i Y_i * C_{P,i} \quad (42)$$

$$\gamma_{Compressão} = \frac{C_{P,mistura,comp}}{C_{V,mistura,comp}} \quad (43)$$

De modo análogo, temos para a expansão:

$$\gamma_{Expansão} = \frac{C_{P,mistura,exp}}{C_{V,mistura,exp}} \quad (44)$$

3.2.5 Poder Calorífico Inferior

Segundo Heywood, 1988, o poder calorífico de um combustível é a magnitude do calor da reação à pressão constante ou a volume constante a uma temperatura padrão, para a combustão completa de uma unidade de massa de combustível. Definimos o PCI como sendo:

$$\Delta H_r = H_P - H_R \quad (45)$$

$$H_R = \sum_{reagentes} n_i \overline{\Delta H_{f,i}^0} \quad (46)$$

$$H_P = \sum_{produtos} n_i \overline{\Delta H_{f,i}^0} \quad (47)$$

$$PCI = -\Delta H_r / MM_{etanol} \quad (48)$$

Onde $\overline{\Delta H_{f,i}^0}$ é a entalpia de formação de uma espécie química, que é o acréscimo de entalpia associado à reação de formação de um mol de determinado elemento, cada elemento em seu estado termodinâmico padrão para uma temperatura dada (HEYWOOD, 1988).

3.3 Parâmetros de Desempenho

Esta seção traz algumas definições que serviram como ferramentas de avaliação do modelo termodinâmico em análise. Será visto para o ciclo Otto: a eficiência volumétrica, o consumo de combustível, o trabalho indicado do ciclo, a potência indicada do ciclo, o consumo específico e a eficiência de conversão de combustível.

3.3.1 Eficiência Volumétrica

De acordo com Heywood (1988), a eficiência volumétrica é utilizada para comparar a vazão mássica de ar máxima que pode ser aspirada pelo cilindro na admissão com a vazão mássica de ar que realmente é aspirada pelo cilindro. Este índice nos traz de maneira direta a eficiência do sistema de admissão, considerando perda de carga em válvulas, filtro de ar, borboleta, entre outros componentes da admissão.

Neste trabalho não foram consideradas as perdas do parágrafo acima, este índice foi utilizado para verificar o ganho na eficiência volumétrica pelo uso do turbocompressor e a perda de eficiência com o aumento de injeção do gás de síntese, tanto para a condição de ar + etanol quanto para a condição ar + etanol + REGR. Ou seja, comparar a massa de ar admitida a temperatura e pressão ambientes com a massa de mistura admitida após a sobrealimentação e injeção de gás de síntese. Temos que:

$$\eta_v = \frac{\rho_0 * V_d}{\rho'_0 * V_d} \quad (49)$$

Onde ρ_0 é a densidade da mistura de admissão na temperatura e pressão atmosférica e ρ_0' é a densidade da mistura de admissão na temperatura e pressão sobrealimentada, ou seja, após o compressor.

3.3.2 Consumo de Combustível

O consumo de combustível depende fortemente da rotação do motor e da taxa de compressão do turbocompressor (que define a vazão mássica de ar admitido). Considerando o número total de cilindros, temos:

$$\text{Consumo} = \frac{M_{comb} * N_{cilindros} * N}{2} \quad (50)$$

Onde N é a rotação do motor em RPS [1/s].

3.3.3 Trabalho Indicado do Ciclo

Neste trabalho consideramos o ciclo total para o cálculo do trabalho, considerando os trabalhos de admissão, compressão, expansão e exaustão. O trabalho indicado do ciclo para cada pistão é dado por:

$$W_{c,i} = \oint p dV \quad (51)$$

Resolvendo temos:

$$W_{c,i} = W_{adm,i} + W_{comp,i} + W_{exp,i} + W_{exa,i} \quad (52)$$

$$W_{adm,i} = \int_{V_0'}^{V_1} p dV \quad (53)$$

$$W_{comp,i} = \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad (54)$$

$$W_{exp,i} = \int_{V_3}^{V_4} p dV \quad (55)$$

$$W_{exa,i} = \int_{V_5}^{V_6} p dV \quad (56)$$

Resolvendo as integrais:

$$W_{adm,i} = P'_0 * (V_1 - V'_0) \quad (57)$$

$$W_{comp,i} = P_1 * \left[\frac{V_2 * \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma_c * e_c} - 1}{(1 - \gamma_c * e_c)} \right] \quad (58)$$

$$W_{exp,i} = P_3 * \left[\frac{V_4 * \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma_b / e_e} - 1}{(1 - \gamma_b / e_e)} \right] \quad (59)$$

$$W_{exa,i} = P_5 * (V_6 - V_5) \quad (60)$$

3.3.4 Potência e Consumo Específico

Tendo o trabalho indicado do ciclo, podemos calcular a potência do ciclo para o motor todo, considerando o número de cilindros. Portanto:

$$Potência_{Total} = \frac{W_{c,i} * N_{cilindros} * N}{2} \quad (61)$$

Tendo formulado o consumo de combustível e a potência total, podemos escrever uma fórmula para consumo específico, definido como sendo:

$$\text{Consumo}_{\text{específico}} = \frac{\text{Consumo}}{\text{Potência}_{\text{Total}}} \quad (62)$$

3.3.5 Eficiência de Conversão de Combustível

A eficiência de conversão de combustível verifica a razão entre o trabalho indicado do ciclo e a energia proveniente da combustão em um cilindro. Esta grandeza nos dá a ideia da porcentagem de energia máxima que o combustível pode entregar em relação a quanta energia é entregue pelo motor. A equação que descreve é:

$$\eta_f = \frac{W_{c,i}}{M_{comb} * PCI} \quad (63)$$

3.4 Recirculação dos Gases de Exaustão

Após a obtenção de um modelo funcional para o ciclo Otto operando com etanol e utilizando um turbocompressor, buscou-se incrementar o código elaborado no EES (vide 3.5.1). A primeira análise feita é: o que muda termodinamicamente com o acréscimo de gases de exaustão. Busca-se então rever toda a modelagem que foi feita no decorrer deste capítulo. Aspectos como densidade de mistura de admissão, cálculos de fluido de trabalho para a obtenção de C_v e C_p corrigidos e cálculo de PCI devem ser levados em consideração nesta etapa da modelagem.

De modo a compreender melhor o modelo final que está sendo trabalhado, verificamos a Figura 6, que se trata de um esquema do modelo de motor de combustão interna com recirculação dos gases de exaustão reformados em reformador catalítico. Verifica-se em primeira análise que o trabalho de admissão que o pistão realiza pode ser afetado uma vez que temos uma mistura de mais

elementos na entrada da câmara de combustão, entretanto essa “desvantagem” deve ser compensada pelo ganho de potência, uma vez que mais combustível (etanol, hidrogênio, metano e outros) é queimado.

Nos pontos anteriores foi apresentada a equação da reação de combustão do etanol. Neste momento, a recirculação dos gases acrescenta os seguintes elementos químicos admitidos, reagentes: Hidrogênio, Monóxido de Carbono, Metano e oxigênio (adicional). E para os produtos adiciona-se: Dióxido de Carbono (adicional) e Água (adicional). É definida a variável porcentagem de EGR, que nos traz informação de quanta massa de gás recirculado temos para massa de ar + etanol, portanto:

$$EGR_{\%} = \frac{M_{EGR}}{(M_{ar} + M_{comb})} \quad (64)$$

São calculados o número de mol de cada elemento adicional, de modo a respeitar a proporção dos gases que são gerados no reformador catalítico, a partir da massa. A investigação da proporção gerada não faz parte do presente estudo. São calculadas as novas frações mássicas das misturas de admissão e de exaustão para o ciclo Otto.

A partir das frações mássicas são recalculadas:

- As densidades do fluido de trabalho;
- Uma nova eficiência volumétrica;
- As propriedades termodinâmicas, C_p , C_v e γ ;
- O poder calorífico inferior.

É de grande importância a modelagem do fluido de trabalho para ser possível comparar os dois modelos, qualquer erro ou falha nesta etapa pode acarretar a conclusões errôneas.

3.5 Metodologia

Nesta seção apresenta-se o desenvolvimento matemático utilizado para resolução das equações termodinâmicas, cálculos de potência, consumo, temperaturas e pressões de ciclo e aquisição de dados termodinâmicos do fluido de trabalho através de banco de dados. Mostram-se as necessidades do modelo em relação aos dados de entrada e o poder do algoritmo desenvolvido em relação aos dados de saída.

3.5.1 Engineering Equation Solver

Todas as equações descritas ao decorrer deste trabalho e inúmeras outras equações que auxiliam as mesmas foram escritas no software EES. Este software foi escolhido por alguns motivos, dos quais: Aceita equacionamento implícito, tem capacidade de resolver grande quantidade de equações numericamente, nos dá oportunidade de criação de tabelas paramétricas onde se pode variar um parâmetro em determinado intervalo e visualizar a alteração em outros parâmetros.

O programa ainda conta com sistema de unidades, que auxilia na verificação das equações, e o mais importante fator deste software é o banco de dados termodinâmicos de alta precisão para inúmeras substâncias, de modo a permitir que estas propriedades sejam obtidas para cada etapa da simulação. Alterando, por exemplo, a razão de compressão do compressor, as chamadas por propriedades de cada elemento são recalculadas, trazendo propriedades termodinâmicas atualizadas.

Figura 9 – Exemplo de parte do código elaborado em EES

```
cp_CH4=Cp(CH4;T=T_comp)
cv_CH4=Cv(CH4;T=T_comp)

cp_mist_comp = Y_etanol_r*cp_etanol + Y_O2_r*cp_O2 + Y_N2_r*cp_N2 + Y_H2_egr*cp_H2 + Y_CO_e
cv_mist_comp = Y_etanol_r*cv_etanol + Y_O2_r*cv_O2 + Y_N2_r*cv_N2 + Y_H2_egr*cv_H2 + Y_CO_eg

gamma_c = cp_mist_comp/cv_mist_comp
```

Fonte: Autoria Própria

A Figura 9 serve para ilustrar a linguagem de programação do EES, é mostrado um pedaço do código obtido para o cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura nos reagentes, para o modelo com REGR. A Figura 10 apresenta uma lista das variáveis utilizadas no equacionamento e são mostradas como são escritas no EES.

Figura 8 – Variáveis EES

AF	DELTAH_f	LAMBDA	n_CO2_p	rho_etanol_0	V_2
AF_esteq	DELTAU	M	n_CO_egr	rho_etanol_0_prime	V_3
Consumo	DELTAU_c	MM_ar	n_egr	rho_H2_0	V_3_prime
Consumo_especifico	DELTAU_t	MM_CH4	n_etanol_r	rho_H2_0_prime	V_4
cp_CH4	EGR_%	MM_CO	n_H2O_egr	rho_mist_0	V_5
cp_CO	ETA_b	MM_CO2	n_H2O_p	rho_mist_0_prime	V_6
cp_CO2	ETA_f	MM_egr	n_H2_egr	rho_N2_0	V_c
cp_etanol	ETA_ic	MM_etanol	n_N2_p	rho_N2_0_prime	V_d
cp_H2	ETA_t	MM_H2	n_N2_r	rho_O2_0	W_motor
cp_H2O	ETA_tc	MM_H2O	n_O2_egr	rho_O2_0_prime	W_adm
cp_mist_comp	ETA_v	MM_N2	n_O2_p	Rotacao	W_c_integral
cp_mist_exp	ETA_v_2	MM_O2	n_O2_r	rzinho_c	W_exa
cp_N2	e_c	M_2	N_so	S_f	W_e_integral
cp_N2_p	e_e	M_3	PCI	Torque	W_i_integral
cp_O2	F	M_3_prime	PCI_etanol	T_0	Y_CH4_egr
cp_O2_p	F_d	M_ar	Phi	T_0_prime	Y_CO2_egr
cv_ar	F_p	m_dot	Potencia	T_1	Y_CO2_p
cv_CH4	gamma_ar	m_dot_ar	Potencia_CV	T_2	Y_CO_egr
cv_CO	gamma_b	m_dot_comb	P_0	T_3	Y_etanol_r
cv_CO2	gamma_c	M_EGR	P_0_prime	T_3_prime	Y_H2O_egr
cv_etanol	h_f_CH4	M_f	P_1	T_4	Y_H2O_p
cv_H2	h_f_CO	M_fd	P_2	T_5	Y_H2_egr
cv_H2O	h_f_CO2	M_fp	P_3	T_6	Y_N2_p
cv_mist_comp	h_f_etanol	M_mistura_adm	P_3_prime	T_comp	Y_N2_r
cv_mist_exp	h_f_H2	N	P_4	T_exp	Y_O2_egr
cv_N2	h_f_H2O	n_2	P_5	u_0	Y_O2_p
cv_N2_p	h_f_N2	n_3	P_6	u_0_prime	Y_O2_r
cv_O2	h_f_O2	n_ar	rho_CH4_0	u_6	
cv_O2_p	H_P	n_CH4_egr	rho_CH4_0_prime	V_0	
DELTAH	H_R	N_cil	rho_CO_0	V_0_prime	
		n_CO2_egr	rho_CO_0_prime	V_1	

Fonte: Autoria Própria

3.5.2 Dados de Entrada

Os dados de entrada necessários para a simulação de um motor de combustão interna operando em um ciclo Otto padrão sobrealimentado e com etanol como combustível, juntamente com recirculação de gases da exaustão são:

- Parâmetros do MCI:
 - Volume deslocado pelo motor (V_{motor});

- Número de cilindros (N_{cil});
- Taxa de compressão (r_c).
- Propriedades do REGR:
 - Massa Molar;
 - Número de mols de cada componente.
- Propriedades dos elementos químicos:
 - Massa molar (MM);
 - Entalpias de formação ($\overline{\Delta H_{f,i}^0}$);
 - Razão ar/combustível estequiométrica (AF_{esteq});
- Condições de Operação:
 - Pressão atmosférica (P_0);
 - Temperatura ambiente (T_0);
 - Razão de compressão do turbocompressor (N_{so});
 - Rotação do motor (N);
 - Mistura rica ou pobre de combustível (Φ);
 - Massa de EGR injetada (M_{EGR}).

Tabela 3 – Dados de entrada utilizados

Parâmetros do MCI		
Volume deslocado pelo motor	Número de cilindros	Taxa de compressão
1,8 L	4	10,5:1

Propriedades do REGR	
Massa Molar	Número de mols de cada componente
Apêndice C	Apêndice C

Propriedades dos elementos químicos		
Massa Molar	Entalpia de Formação	Razão ar/comb. Estequiométrica
Apêndice B	Turns e Heywood	8,95

Condições de Operação		
Pressão atmosférica	Temperatura ambiente	Razão compressão turbocompressor
101325 Pa	298 K	150%
Rotação do motor	Mistura Rico ou Pobre (Φ)	Massa de EGR injetada
6300 RPM	Pobre ($\Phi = 0,9$)	Variável

Fonte: Autoria Própria

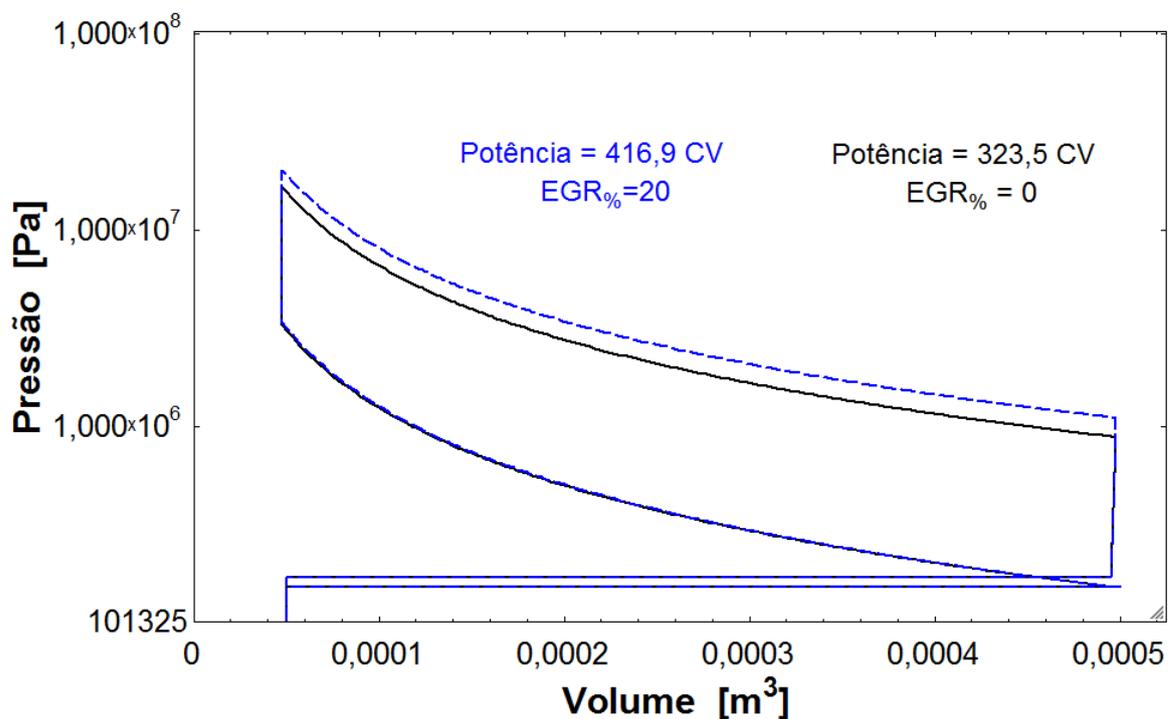
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção são apresentados os resultados do modelo matemático, mostrando gráficos e discutindo os mesmos.

4.1 Diagramas P-V

Nestes diagramas são mostrados os resultados de pressão dentro da câmara de combustão (eixo Y) em relação ao volume da câmara de combustão (eixo X). Na figura 7 foi visto o diagrama P-v para o ciclo Otto ideal. Na figura 11, se apresentam os resultados de pressão e potência obtidos para a simulação com o modelo de etanol, com 20% de EGR.

Figura 11 – Diagrama P - V escala logarítmica EGR = 20%



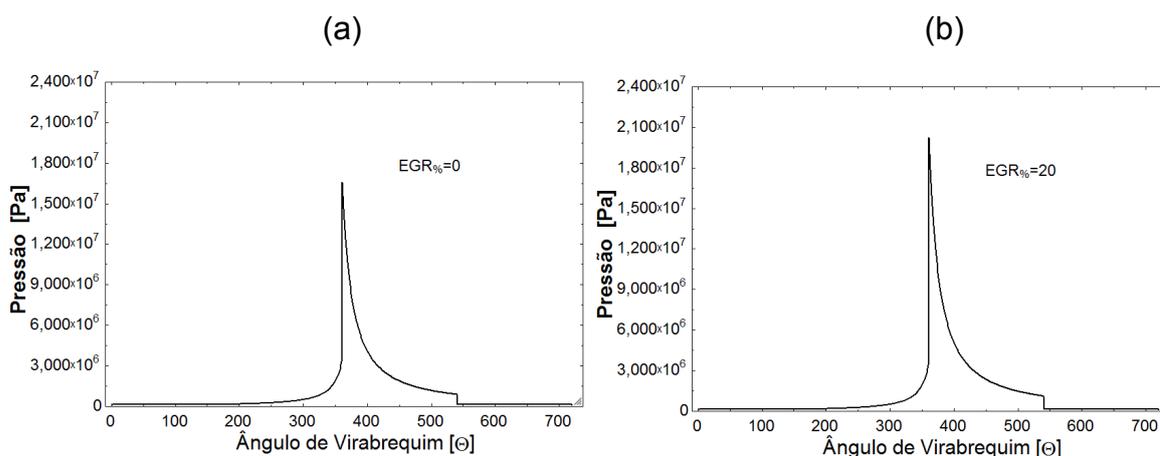
Fonte: Autoria Própria

Nota-se através do gráfico obtido, o ganho de pressão após ocorrer a combustão, gerando assim maior trabalho de expansão por ciclo.

4.2 Diagramas P- Θ

Para poder verificar a variação de pressão em relação ao ângulo de virabrequim (Θ), lembrando que não são considerados os tempos de abertura e fechamento de válvula nem o tempo de combustão, visualizar os gráficos a seguir:

Figura 9 - Diagrama P - Θ para EGR de 0% (a) e 20% (b)



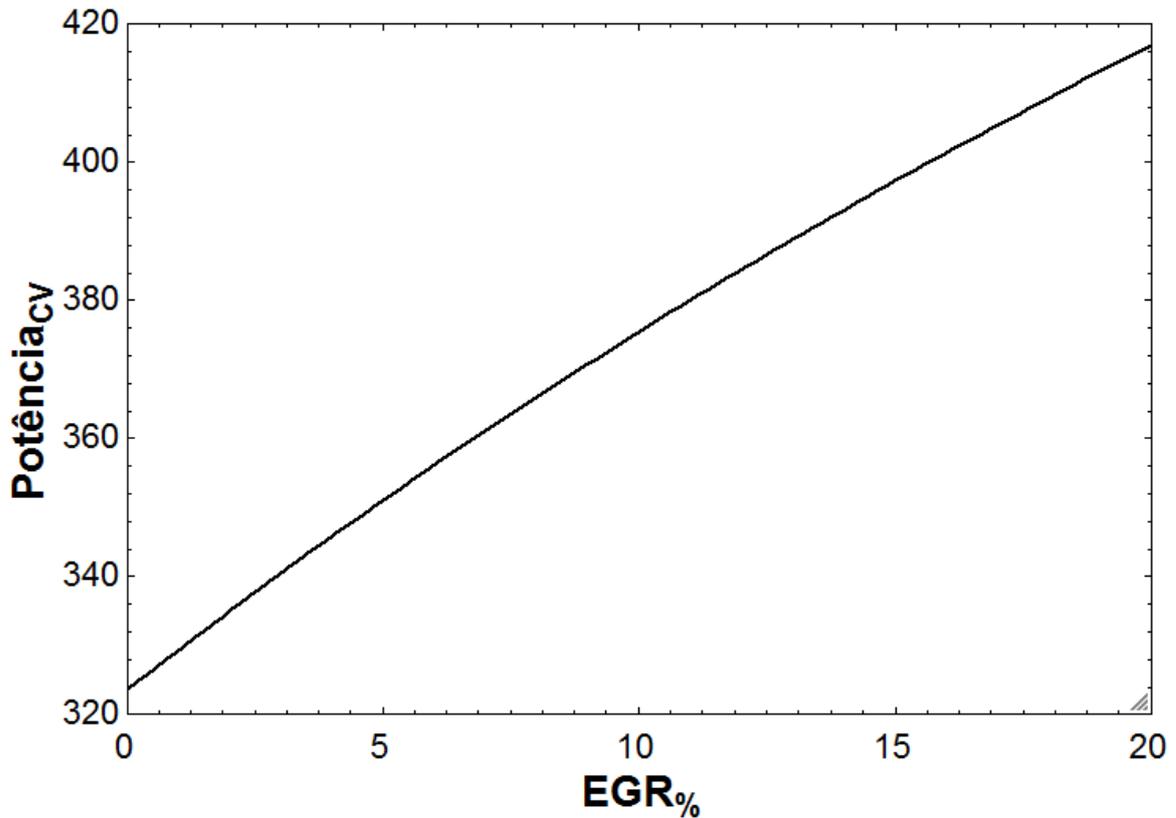
Fonte: Autoria Própria

Na figura 12, podemos ver o ponto exato do ciclo onde ocorre o ganho de pressão por conta da injeção dos gases de exaustão recirculados, este ponto ocorre a aproximadamente 360° do virabrequim (ponto morto superior), ou seja, no momento da combustão dos gases. No ponto aproximado de 540° do virabrequim (ponto morto inferior) ocorre a abertura instantânea das válvulas de exaustão, que se apresenta por uma queda abrupta na pressão dentro da câmara de combustão, efeito chamado aqui de *blow-out* de pressão.

4.3 Diagramas de Desempenho

Nesta seção podemos entender a influência de algumas variáveis chaves de motores a combustão interna. Nesta primeira figura vemos a variação de potência com o aumento de EGR.

Figura 10 – Diagrama de Potência

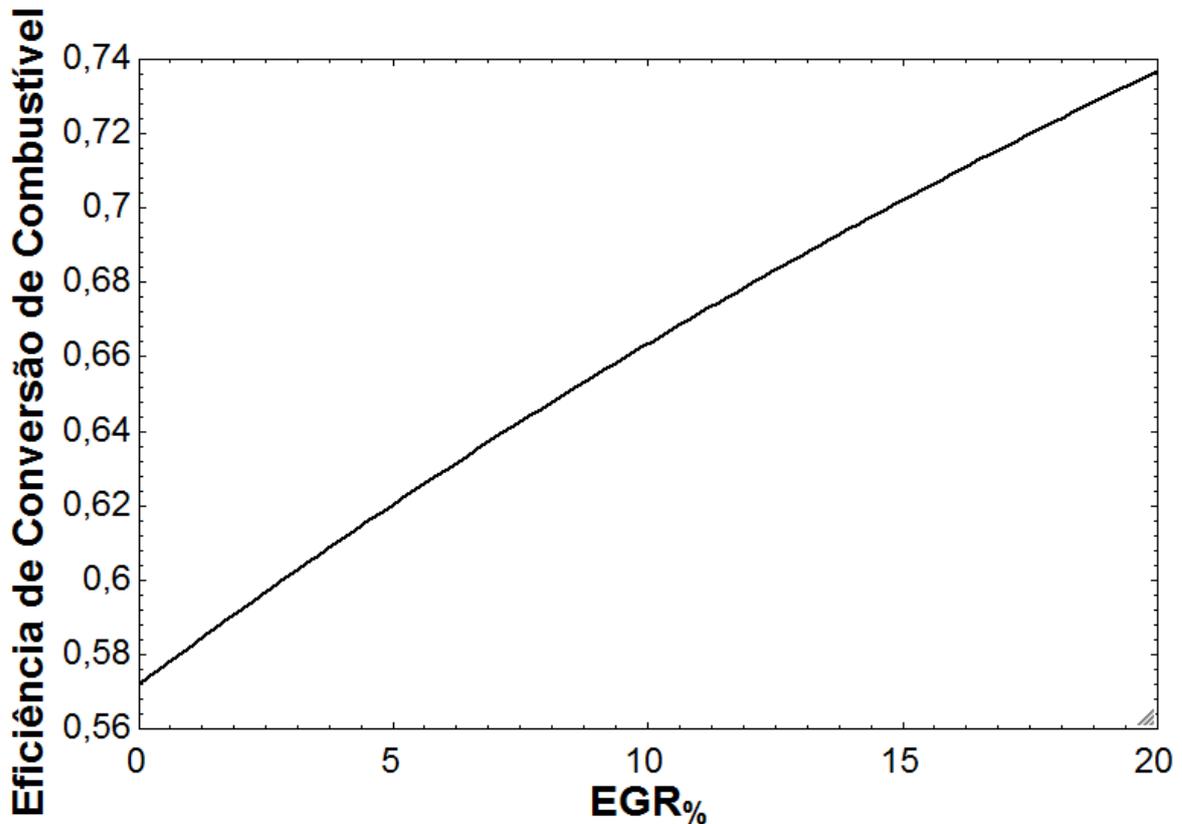


Fonte: Autoria Própria

Entende-se que com o ganho de potência pelo aumento da injeção de EGR se deve ao fato de aumentar a pressão após a combustão destes gases, portanto aumenta-se o trabalho de expansão e por fim potência maior.

Na figura 14 é apresentada a variação da eficiência de conversão de combustível com a variação de EGR. Deve-se tomar muito cuidado na leitura deste gráfico, uma vez que não consideramos o consumo de etanol na reforma dos gases de exautão.

Figura 11 – Eficiência de Conversão de Combustível

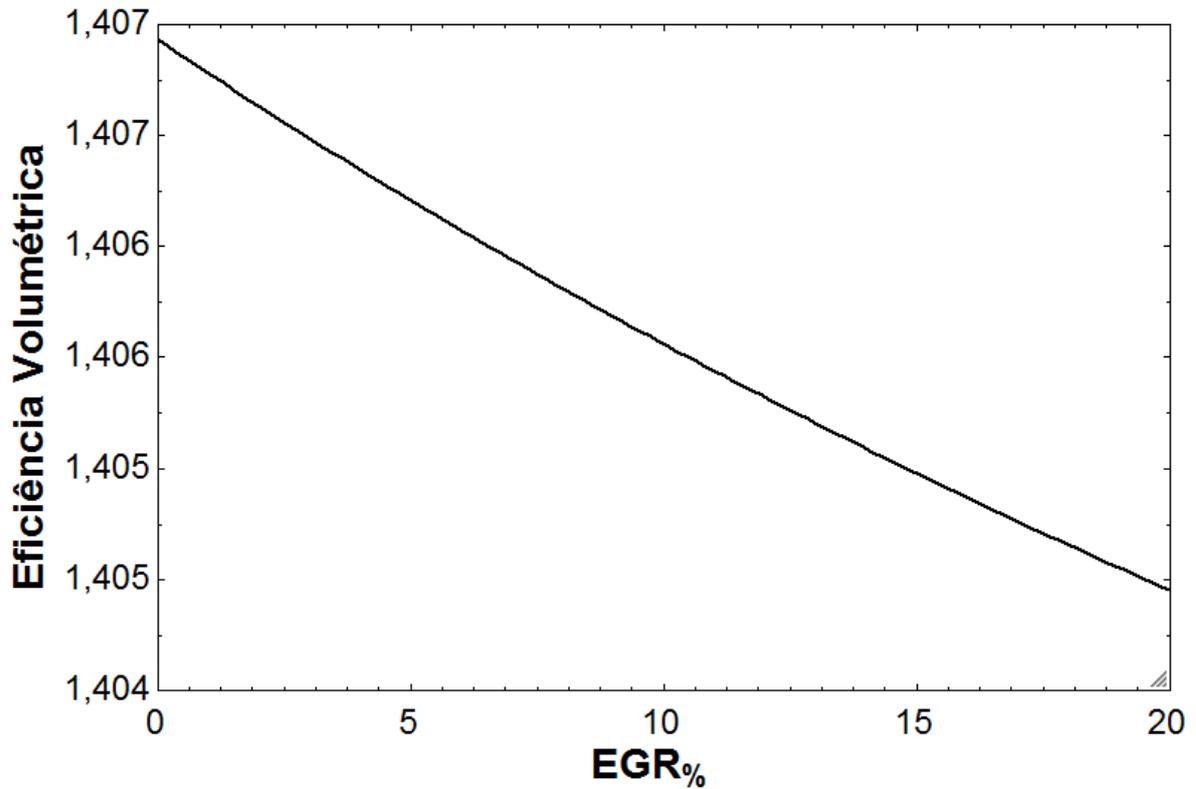


Fonte: Autoria Própria

Verifica-se que inicialmente o ciclo Otto ideal sobrealimentado nos traz uma eficiência de aproximadamente 60% para um EGR de 0%, e para um EGR de 20% foi obtido uma eficiência de aproximadamente 75%, mas se for considerado o etanol utilizado na reforma dos gases de exaustão este resultado ira ser diferente, mostrando menos que 75% de eficiência.

Uma hipótese que foi levantada é que com o aumento de injeção de REGR perder-se-ia eficiência volumétrica. O gráfico subsequente mostra o resultado obtido na análise. O resultado mostra uma eficiência volumétrica de 140,7% sem EGR e uma eficiência volumétrica de 140, 5% para 20% de EGR. Exibindo que a vazão dos gases recirculados pouco influenciam neste fator.

Figura 12 – Eficiência Volumétrica



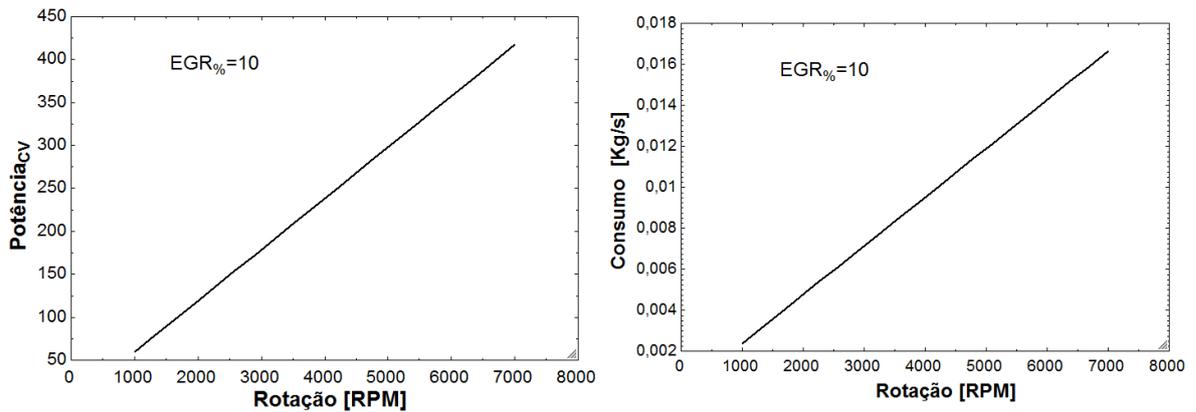
Fonte: Autoria Própria

4.4 Outros Diagramas

Nas figuras a seguir são apresentadas outras variáveis do MCI que acarretam mudanças no desempenho do mesmo.

A Figura 16 é mostrado a relação entre rotação do motor, potência e consumo de combustível. Esta figura nos mostra que o modelo adotado tem características lineares, devido às idealidades do modelo. Ocorre o aumento de potência com a rotação, pelo fato de ocorrer mais ciclos por minuto. Por conseqüência ocorre um aumento do consumo de combustível. O modelo não prevê um comportamento real, onde ocorreria uma estagnação no aumento de pressão, devido a cinética do ciclo térmico.

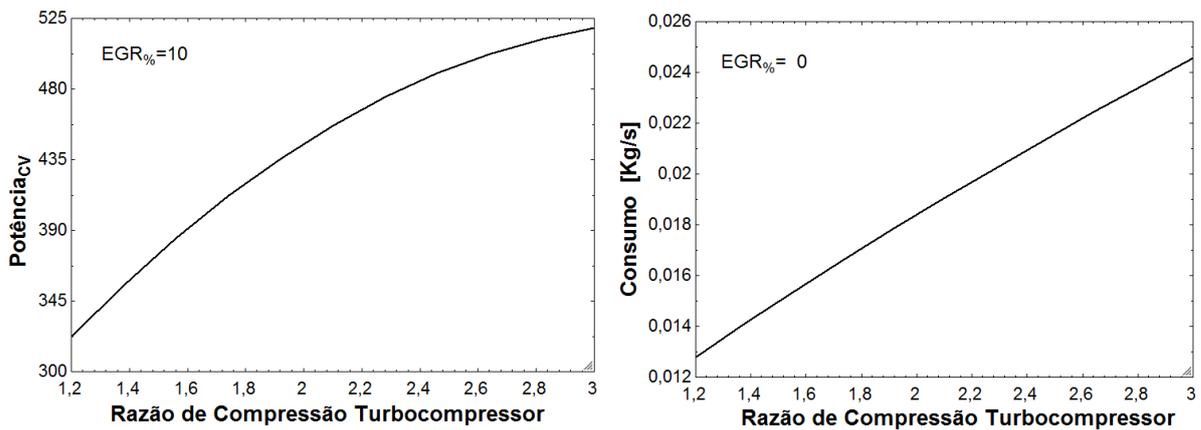
Figura 13 – Diagrama Potência/Consumo versus rotação do motor



Fonte: Autoria Própria

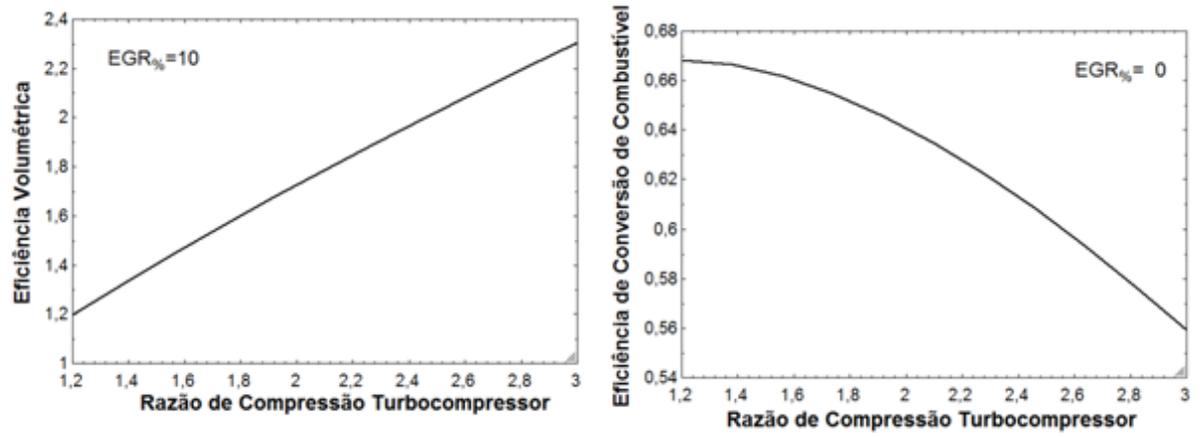
Nos próximos dois gráficos são vistas a relação entre a razão de compressão do turbocompressor com: potência, consumo, eficiência volumétrica, e eficiência de conversão de combustível. Vemos o aumento da potência com o aumento da razão de compressão do turbocompressor, juntamente com o aumento da eficiência volumétrica e o consumo. Por outro lado temos a diminuição da eficiência de conversão de combustível.

Figura 14 – Razão de Compressão versus Potência e Consumo



Fonte: Autoria Própria

Figura 15 - Razão de Compressão versus Eficiências



Fonte: Autoria Própria

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi desenvolvida uma modelagem termodinâmica de um motor de combustão interna operando no ciclo Otto, com etanol e recirculação dos gases de exaustão. Através desse modelo foi possível elucidar alguns dos questionamentos iniciais. Como: a eficiência volumétrica, a eficiência de conversão de combustível, a potência e outros parâmetros em relação a injeção de REGR e em relação a outras variáveis.

O *Engineering Equation Solver* foi de grande auxílio, tanto no desenvolvimento do algoritmo quanto no cálculo das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, uma vez que este software conta com uma grande biblioteca de dados. A iteração das propriedades do fluido de trabalho para cada processo do ciclo Otto, a modelagem se tornou mais precisa, principalmente pelo fato da recirculação dos gases de exaustão reformados introduzir novos elementos químicos dentro do motor, com densidades, frações mássicas e propriedades distintas.

Os resultados obtidos atingiram as expectativas da proposta deste trabalho, apresentando valores positivos para o desenvolvimento desta tecnologia em questão. Por fim, este trabalho serve como uma base de estudos futuros, pois o mesmo apresenta o potencial da recirculação de gases, que traz benefícios energéticos e ambientais a população brasileira e mundial.

REFERÊNCIAS

ABU-JRAI, A.; TSOLAKIS, A.; MEGARITIS, A. **The influence of H₂ and CO on diesel engine combustion characteristics, exhaust gas emission, and after treatment selective catalytic NO_x reduction.** International Journal of Hydrogen Energy. Reino Unido: Elsevier, 2007.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna: Volume 1.** São Paulo: Blücher, 2012.

ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A. **Termodinâmica.** 5. ed. São Paulo: Mcgraw-Hill, 2006.

CHEVROLET. **Ficha Técnica: CRUZE SPORT6.** Disponível em: <<http://www.chevrolet.com.br/carros/cruze-sport-6/ficha-tecnica.html>>. Acesso em: 14 nov. 2014.

Departamento Nacional de Trânsito. **Frota de Veículos - 2012.** Brasília. Disponível em: <http://www.denatran.gov.br/download/frota/FROTA_2012.zip>. Acesso em: 10 jul. 2014, 12:37:41.

DOMINGUES, António Manuel Martins. **Avaliação do potencial de aproveitamento da energia contida nos gases de escape de veículos automóveis.** Lisboa: Universidade Técnica de Lisboa, 2011.

Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores. **Anuário Fenabrave 2012.** São Paulo, 2012. Disponível em: <<http://www3.fenabrave.org.br:8082/plus/modulos/listas/index.php?tac=indices-e-numeros&idtipo=6&layout=indices-e-numeros>>. Acesso em: 10 jul.2014, 12:32:42.

FUBING, Y., GESHENG, L., XIAOHONG, G. **Study on reformed ethanol engine.** Proceedings of ISES Solar World Congress 2007: Solar Energy and Human Settlement. China, 2007, pp. 2419 -2421.

HEYWOOD, John B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Mcgraw-Hill, 1988.

International Energy Agency. **Brazil: Indicator for 2011**. França. Disponível em: <<http://www.iea.org/statistics/statisticssearch/report/?&country=BRAZIL&year=2011&product=Indicators>>. Acesso em: 10 jul.2014, 12:41:13.

International Organization of Motor Vehicle Manufacturers. **Total world vehicles in use**. França. Disponível em: <<http://www.oica.net/wp-content/uploads//Total-in-use-2012.pdf>>. Acesso em: 10 jul.2014, 14:54:01.

OATES, Gordon C. **Aircraft Propulsion Systems Technology and Design**. Estados Unidos: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1989.

PETTERSSON, Fredrik. **Simulation of a Turbo Charged Spark Ignited Engine**. Suécia: LinköpingsUniversitet, 2000.

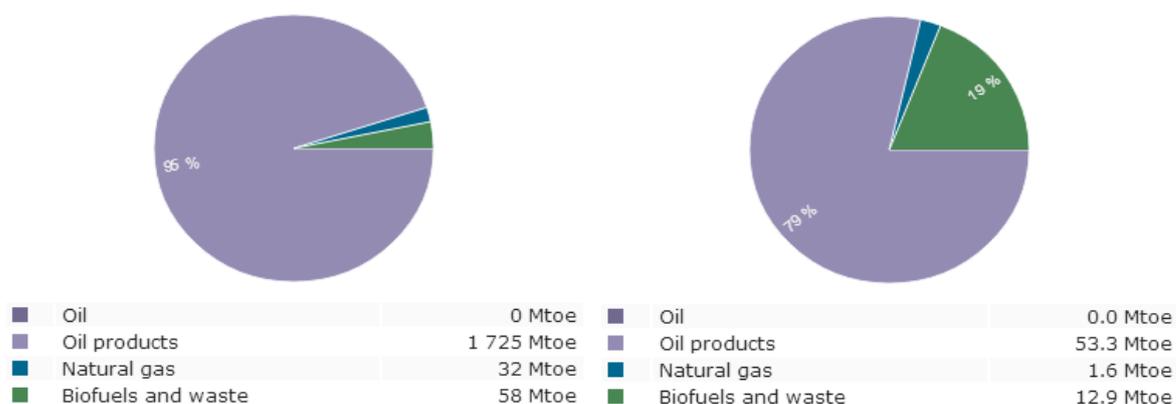
QUATTROCHI, Douglas. **Thermodynamics and Propulsion**. Disponível em: <<http://web.mit.edu/16.unified/www/SPRING/propulsion/notes/node26.html>>. Acesso em: 18/11/2014, 21:55:00.

TOPINKA, J., GERTY, M., HEYWOOD, J., KECK, J. **Knock Behavior of a Lean-Burn, H₂ and CO Enhanced, SI Gasoline Engine Concept**. SAE Technical Paper Series, Detroit, Michigan, 2004.

APÊNDICE A - PRODUÇÃO DE ETANOL NO BRASIL

Uma boa opção, principalmente para o Brasil, é a utilização do etanol proveniente da cana de açúcar para substituir combustíveis fósseis. A figura abaixo nos dá a ideia do potencial do bioetanol brasileiro quando comparamos o uso de biocombustíveis pelos veículos brasileiros pelo uso de biocombustíveis em nível mundial.

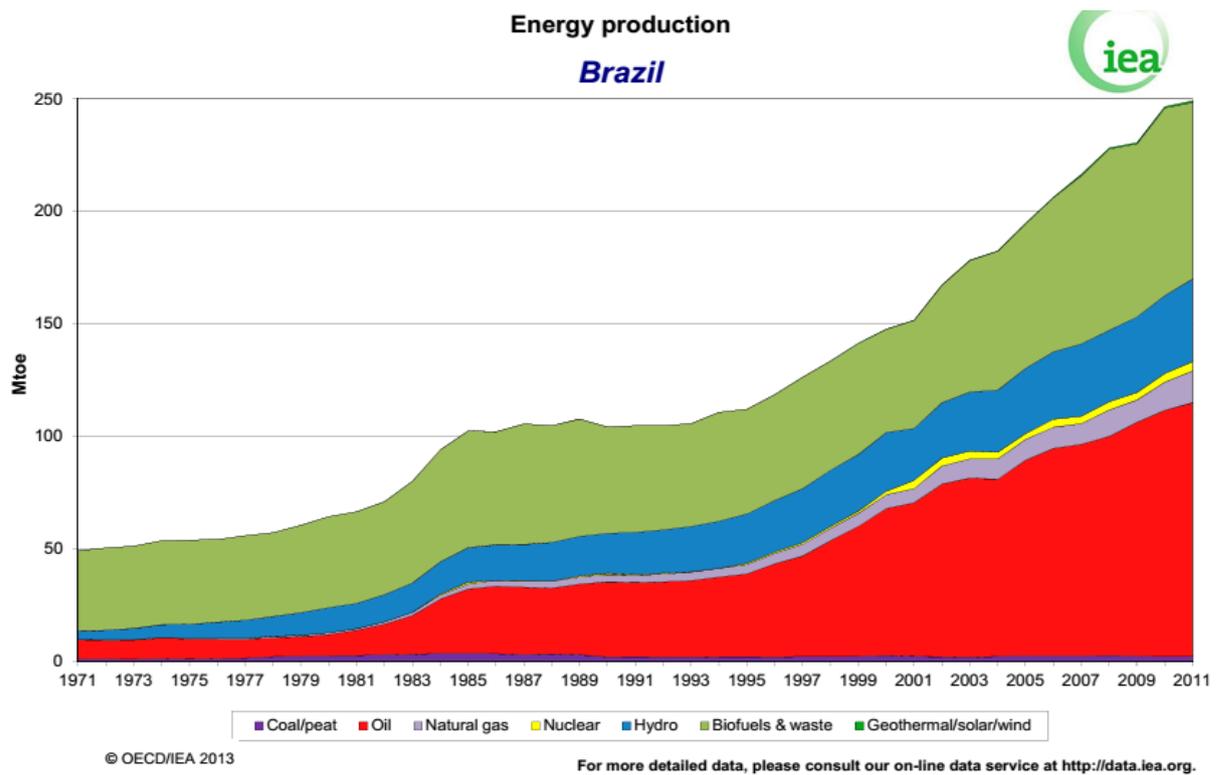
Figura 16 - Utilização dos tipos de combustível pelos veículos de estrada no mundo [esquerda] e no Brasil [direita]



Fonte: IEA (2014)

Os dados apresentados pela IEA mostram que o uso de biocombustíveis no Brasil chega a 19%, enquanto numa escala mundial, este mesmo valor não chega a 3,5%. O Brasil produziu em 2011 cerca de 20% da produção mundial de biocombustíveis e biomassa.

Figura 17 - Produção de energia no Brasil



Fonte: IEA (2014)

Outro dado que deve ser observado é a possibilidade do Brasil aumentar sua produção de etanol, na figura 5, observasse que a produção de “biocombustível e biomassa” obtiveram um crescimento de 150% em 40 anos, sendo que a produção de petróleo aumentou em 1000%. Notasse assim que se lucrativo e incentivado, a produção tem espaço para crescer. Essa demanda pelo etanol se torna atraente quando o mercado consumidor, automóveis, buscar por este combustível com mais frequência.

APÊNDICE B – MASSA MOLAR

Tabela 4 – Massa Molar

Elemento	Massa Molar [g/mol]
C ₂ H ₅ OH	46
O ₂	32
N ₂	28
H ₂	2
CO	28
CH ₄	16
CO ₂	44
H ₂ O	18

Fonte: Autoria Própria

APÊNDICE C – REGR

Tabela 5 – Massa Molar

Massa Molar [g/mol]	
25%	H ₂
25%	CO
25%	CH ₄
25%	O ₂

Fonte: Autoria Própria

Tabela 6 – Composição do REGR

Número de Mols	
50%	H ₂
3%	CH ₄
3%	CO
44%	O ₂

Fonte: Autoria Própria