



Caio Filippo Ramalho Leite

Estudo Numérico do Motor de Ignição por Compressão Controlada por Centelha

Trabalho de Conclusão de Curso

Trabalho de conclusão de curso apresentado no programa de graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Sergio Leal Braga

Coorientador: Florian Alain Yannick Pradelle

Rio de Janeiro

Novembro de 2019

AGRADECIMENTOS

A Deus, que com o auxílio de Sua graça me permitiu alcançar as vitórias ao longo desse percurso. Por todas as tribulações que passei para chegar até aqui, as cruzes enviadas foram como Sua mão conduzindo-me à Sua Vontade.

Aos meus pais, João Jorge Araripe Ramalho Leite e Simone Filippo Ramalho Leite, por todo o suporte psicológico, emocional e financeiro que me deram em toda a minha vida e principalmente durante esses últimos anos. Não é possível agradecer o suficiente.

Aos meus irmãos, Hugo e André, que querem sempre o meu melhor e estão dispostos a me ajudar no que for.

À querida Sônia Maria da Silva, minha segunda mãe.

À Beatriz Viñas e toda sua família, pela amizade, apoio e carinho.

Ao meu orientador Sergio Leal Braga, pela ajuda na escolha do tema, pela disponibilidade na troca de ideias e orientação, pela amizade e confiança depositadas em mim.

Ao meu coorientador Florian Alain Yannick Pradelle, pela amizade, pelo apoio e disponibilidade de horas na grande ajuda desse projeto.

À PUC-Rio pelos grandes auxílios concedidos no desenvolvimento desse trabalho e de meu ensino exemplar em todos os anos da graduação.

Aos meus amigos da PUC-Rio, pela ajuda na troca de ideias, pela amizade desde o começo da faculdade: não citarei os nomes aqui com medo de esquecer alguém.

Meus amigos que passaram dois anos e meio em intercâmbio comigo e que formaram minha família na França.

E, enfim, aos meus amigos franceses que fazem também parte desses meus últimos anos na faculdade e que estão diretamente ligados a esse trabalho.

RESUMO

Leite, Caio Filippo Ramalho; Braga, Sergio Leal (Orientador); Pradelle, Florian Alain Yannick (Coorientador). **Estudo Numérico do Motor de Ignição por Compressão Controlada por Centelha**. Rio de Janeiro, 2019. 67p. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Nestes últimos anos, a indústria automobilística tem se reinventado para suprir as exigências do mercado internacional, que vem sendo cada vez mais competitivo e mais rígido com as regras ambientais. Os carros elétricos são uma alternativa para a melhoria de emissões nocivas ao meio ambiente durante o tempo de vida útil do veículo, porém a produção e o descarte das baterias elétricas ainda são um grande problema a ser solucionado. Por isso, empresas também começam a procurar outras possibilidades de aumento da eficiência dos motores utilizados até então para que a tecnologia não seja tão prejudicial ao ambiente. Neste trabalho, ferramentas computacionais foram manuseadas para a previsão do desempenho de uma nova tecnologia no mercado, chamada SPCCI (Motor de Ignição por Compressão Controlada por Centelha), com um combustível muito utilizado em nosso país, o etanol. Foram feitas simulações para o estudo de sensibilidade de diversos parâmetros como: a velocidade de rotação do motor, a cilindrada do motor, a razão de compressão, a relação ar-combustível e o ângulo do virabrequim onde se dá a centelha. Os resultados indicam que existem regimes de um motor em que há uma maior vantagem da tecnologia SPCCI comparada ao tradicional SI (Ignição por Centelha). Para uma razão de compressão de 18 e um ângulo de centelha -20° , chega-se a um aumento de eficiência de quase 7% o que é bastante para um conhecimento que traz consigo não somente o aumento de rendimento térmico, mas também uma diminuição drástica da emissão de poluentes devido à utilização de uma mistura extremamente pobre de combustível. Porém, há também pontos de funcionamento onde há pior performance com o SPCCI. Esses casos acontecem em um motor de razão de compressão por volta de 12 e ângulo de centelha -25° , o que diminui o rendimento de 2% no pior caso.

Palavras-Chave:

Motor de Ignição por Compressão Controlada por Centelha; SPCCI; Etanol; Autoignição.

ABSTRACT

Leite, Caio Filippo Ramalho; Braga, Sergio Leal (Advisor); Pradelle, Florian Alain Yannick (Coadvisor). **Numerical Study of Spark Controlled Compression Ignition Engines**. Rio de Janeiro, 2019. 67p. Graduation Project – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontificia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

In this last few years, the automotive industry has reinvented itself to meet the demands of the international market, which has been increasingly competitive and stricter with environmental laws. One alternative to lower harmful environmental emissions over the life of the vehicle is Electric cars. However, the production and disposal of electric batteries is still a major problem to be solved. Therefore, companies are also starting to look for other possibilities to increase the engines efficiency and also develop green technology. In this work, computational tools were used to predict the performance of a new technology in the market, called SPCCI (Spark Controlled Compression Ignition). The fuel used in this Project is highly common in Brazil, ethanol. Simulations were made to study the sensitivity of several parameters such as engine speed, engine displacement, compression ratio, air-fuel ratio and crankshaft angle. The results indicate that there are regimes where there is a greater advantage of SPCCI technology over traditional SI (Spark Ignition). For a compression ratio of 18 and a spark angle of -20° , an efficiency increase of almost 7% is achieved, which is enough for a technology that brings with it not only an increase in thermal efficiency but also a drastic decrease in pollutants emission due to its extremely poor fuel mixture. However, there are also working points where the performance with SPCCI is worst. These cases happen in a 12 compression-ratio engine and spark-ignition angle equals to -25° , which decreases the efficiency by 2% in the worst scenario.

Keywords:

Spark Controlled Compression Ignition Engine; SPCCI; SACI; Ethanol; Autoignition.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	6
LISTA DE TABELAS	7
LISTA DE SIMBOLOS	8
LETRAS GREGAS.....	9
SUBSCRITOS.....	9
1. INTRODUÇÃO	10
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	12
2.1 Motores.....	12
2.2 Motores à Combustão Interna	12
2.2.1 Motores de Quatro Tempos com Ignição por Centelha (SI)	16
2.2.2 Motores de Quatro Tempos com Ignição por Compressão (CI).....	19
2.2.3 Motores de Ignição por Carga Homogênea (HCCI)	21
3. MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO CONTROLADA POR CENTELHA... 24	24
4. MODELO.....	29
4.1 Dinâmica do Cilindro.....	29
4.2 Admissão	31
4.3 Compressão.....	31
4.4 Combustão	32
4.4.1 Modelo de <i>Matekunas</i>.....	34
4.4.2 Modelo de <i>Heywood</i>.....	34
4.5 Exaustão	45
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	46
5.1. Resultados para os carros I, II e III.....	48
5.2. Impacto do ângulo onde é dado a centelha	51
5.3. Impacto da razão de compressão	56
5.4. Otimização do ângulo onde está dado a centelha e da razão de compressão.....	58
6. CONCLUSÃO	63
7. REFERÊNCIAS	65

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Desenho esquemático do bloco do motor	12
Figura 2. Desenho esquemático do cabeçote do motor	13
Figura 3. Desenho esquemático do cárter do motor	13
Figura 4. Desenho esquemático do pistão	14
Figura 5. Desenho esquemático da biela	14
Figura 6. Desenho esquemático do virabrequim e do volante de inércia	15
Figura 7. Desenho esquemático da válvula do motor	16
Figura 8. Esquema simplificado dos quatro tempos do motor de ignição por centelha	17
Figura 9. Gráfico da pressão em função da temperatura em um ciclo de Otto ideal	18
Figura 10. Esquema simplificado dos quatro tempos de um motor de ignição por compressão	19
Figura 11. Gráfico da pressão em função do volume de um ciclo Diesel ideal	20
Figura 12. Desenho esquemático do motor HCCI	23
Figura 13. Desenho esquemático do motor SPCCI	27
Figura 14. Desenho esquemático do fim da combustão dos motores SI, CI e SPCCI	28
Figura 15. Desenho explicativo da mistura queimada e não queimada na tecnologia SPCCI	24
Figura 16. Gráfico da fração queimada em um motor SPCCI, indicando o momento da autoignição.....	Erro! Indicador não definido.
Figura 17. À esquerda o carro Mazda 3, que contém o motor que utiliza a tecnologia SPCCI (SkyActiv-X), que está na imagem à direita.....	Erro! Indicador não definido.
Figura 18. O carro que mostra o protótipo do motor SkyActiv-X	27
Figura 19. Desenho dos parâmetros geométricos e dinâmicos no cilindro do motor	29
Figura 20. Desenho explicativo do modelo de combustão	32
Figura 21. Curva da autoignição do etanol por mínimos quadrados	44
Figura 22. Resultados da simulação com o Carro I	48
Figura 23. Resultados da simulação com o Carro II	49
Figura 24. Resultados da simulação com o Carro III	50
Figura 25. Gráfico da pressão em função do ângulo do virabrequim para diferentes ângulos de centelha.....	52
Figura 26. Gráfico do rendimento térmico em função do ângulo de centelha	53
Figura 27. Gráfico da pressão em função do ângulo do virabrequim para diferentes ângulos de centelha.....	54
Figura 28. Gráfico do rendimento térmico em função do ângulo de centelha	55
Figura 29. Gráfico da pressão em função do ângulo do virabrequim para diferentes razões de compressão	57
Figura 30. Rendimento em função da razão de compressão.....	58
Figura 31. Superfície de rendimento em função do ângulo de centelha e da razão de compressão para o motor SI.....	59
Figura 32. Superfície de rendimento em função do ângulo de centelha e da razão de compressão para o motor SPCCI	60
Figura 33. Superfície do delta de rendimento entre os motores SI e SPCCI em função do ângulo de centelha e da razão de compressão.....	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados da Mazda sobre o motor SkyActiv-X	28
Tabela 2 - Parâmetros do etanol para a equação de Wiebe	33
Tabela 3 - Constantes para o cálculo do Cp e Cv da mistura não-queimada	40
Tabela 4 - Constantes para o cálculo do coeficiente de transferência de calor	42
Tabela 5 - Estados termodinâmicos de autoignição do etanol	43
Tabela 6 - Constantes da autoignição do etanol calculadas por mínimos quadrados.....	43
Tabela 7 - Parâmetros utilizados para a simulação dos carros I, II e III	46
Tabela 8 - Resultado da potência, eficiência e pressão máxima para o carro I	48
Tabela 9 - Resultado da potência, eficiência e pressão máxima para o carro II	49
Tabela 10 - Resultado da potência, eficiência e pressão máxima para o carro III	50
Tabela 11 - Valores do ângulo de centelha utilizados na simulação.....	52
Tabela 12 - Parâmetros do primeiro motor para a simulação da variação do ângulo da centelha	52
Tabela 13: Pressões Máximas e respectivos ângulos em função da variação do ângulo de centelha.....	53
Tabela 14: Coeficientes da função de eficiência: ângulo de centelha	53
Tabela 15 - Parâmetros do segundo motor para a simulação da variação do ângulo da centelha	54
Tabela 16: Pressões Máximas e respectivos ângulos para variação do ângulo de centelha II ...	55
Tabela 17: Coeficientes da função de eficiência: ângulo de centelha II	56
Tabela 18 - Parâmetros do motor para a simulação da variação da razão de compressão	56
Tabela 19 - Valores da razão de compressão utilizados na simulação	56
Tabela 20: Pressões Máximas e respectivos ângulos para variação da razão de compressão...	57
Tabela 21: Coeficientes da função de eficiência: razão de compressão.....	58
Tabela 22 - Parâmetros do motor para simulação da superfície de rendimento	59
Tabela 23 - Valores do ângulo de centelha e da razão de compressão utilizados na simulação	59
Tabela 24: Coeficientes da superfície de eficiência SI.....	60
Tabela 25: Coeficientes da superfície de eficiência SPCCI	61
Tabela 26: Coeficientes da superfície do delta de eficiência	62

LISTA DE SIMBOLOS

%	Fração ou Porcentagem	[-]
a	Parâmetro de ajuste na equação de Wiebe	[-]
A	Área de troca de calor no cilindro	[m ²]
AFR	Relação ar-combustível (“ <i>air-fuel ratio</i> ”)	[-]
CI	Ignição por Compressão (“ <i>Compression Ignition</i> ”)	[-]
CO_2	Dióxido de Carbono	[-]
C_2H_5OH	Etanol	[-]
C_p	Calor específico à pressão constante	[kJ/(kg.K)]
C_v	Calor específico à volume constante	[kJ/(kg.K)]
D	Diâmetro do pistão	[m]
E_a	Energia de ativação	[J]
h	Entalpia	[kJ/kg]
h_c	Altura da câmara do cilindro	[m]
h_{cv}	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/(m ² .K)]
h_f	Entalpia de formação	[kJ/kg]
H	Altura do deslocamento do pistão	[m]
HCCI	Ignição por Compressão de Carga Homogênea	[-]
H_2O	Água	[-]
k	Constante para o cálculo da autoignição	[Pa/K ²]
L	Comprimento da biela	[m]
m	Massa	[kg]
M	Massa molar	[g/mol]
n	Quantidade de matéria	[-]
N_2	Nitrogênio	[-]
O_2	Oxigênio	[-]
P	Pressão no interior do cilindro	[Pa, MPa, bar]
PMI	Ponto morto inferior	[-]
PMS	Ponto morto superior	[-]
Q	Calor liberado	[J, kJ]
\dot{Q}	Taxa de calor liberado	[W, kW]
r	Constante específica do gás	[kJ/(kg.K)]
R	Braço do virabrequim	[m]
RPM	Rotações por minuto	[min ⁻¹]
R_c	Razão de Compressão	[-]
s	Distância entre o centro do virabrequim e o pistão	[m]
SI	Ignição por Centelha (“ <i>Spark Ignition</i> ”)	[-]
SOHCCI	Começo do HCCI	[-/]
SPCCI	Ignição por Compressão Controlada por Centelha	[-]
\bar{S}_p	Velocidade média do pistão	[m/s]
T	Temperatura	[K]
u	Energia Interna	[J/kg]
\forall	Volume ocupado no interior do cilindro	[m ³]
w	Velocidade do pistão	[m/s]
W	Trabalho	[J, kJ]
\dot{W}	Taxa de trabalho	[W, kW]
x_b	Fração queimada mássica	[-]
x_v	Fração queimada volumétrica	[-]

LETRAS GREGAS

θ	Estado termodinâmico de referência	[-]
γ	Coefficiente de expansão adiabático	[-]
θ	Ângulo entre a linha vertical e o braço do virabrequim	[rad, °]
η	Rendimento ou eficiência térmica	[-]
λ	Razão de equivalência ar-combustível	[-]
ρ	Densidade	[kg/m ³]

SUBSCRITOS

AI	Autoignição	[-]
b	Queimado (“ <i>burned</i> ”)	[-]
c	Câmara	[-]
cv	Convecção	[-]
d	Deslocado	[-]
e	Estequiométrico	[-]
Ign	Ignição	[-]
más	Mássica (fração mássica)	[-]
mol	Molar (fração molar)	[-]
mot	Motorizada	[-]
PMI	Ponto Morto Inferior	[-]
PMS	Ponto Morto Superior	[-]
th	Térmico	[-]
u	Não-queimado (“ <i>unburned</i> ”)	[-]
vol	Volumétrica (fração volumétrica)	[-]
w	Parede (“ <i>wall</i> ”)	[-]

1. INTRODUÇÃO

Sabe-se que questão energética é fundamental no meio geopolítico desde a Revolução Industrial. Na segunda metade do século XX, com a expansão do meio urbano-industrial, principalmente na América Latina e no Sudeste Asiático, e o crescimento populacional, houve um aumento significativo da demanda energética. Nos últimos anos, essa questão traz novas discussões sobre o consumo, recursos naturais, mudanças climáticas e segurança energética dos países. [12]

Na indústria automobilística o aparecimento dessas novas questões não foi diferente. A preocupação ambiental atual adicionou-se à procura incessante do aumento da eficiência o que resultou na expansão e progresso dos carros elétricos.

O aumento do desenvolvimento desses leva a indústria dos carros à combustão interna a se reinventar sem deixar de lado a preocupação pela eficiência e a diminuição dos processos nocivos ao meio ambiente. Com esta visão, foi desenvolvida pela Mazda uma nova tecnologia de motores à combustão interna que promete ser uma revolução no mercado. Atualmente, ela encontra-se em fase de protótipo e a data de seu lançamento é o final deste ano de 2019. Esta tecnologia será implantada no motor SkyActiv-X e é chamada de Ignição por Compressão Controlada por Centelha (SPCCI – *Spark Controlled Compression Ignition*).

Com interesse pela área de termociências e sistemas energéticos em máquinas térmicas, buscou-se uma tese que envolvesse um tema atual e que pudesse servir como base para futuros projetos do setor industrial brasileiro. O tema abordado poderá ser útil na aplicação desta técnica em motores à combustão interna movidos a etanol.

Nikolaus Otto e Rudolf Diesel são os principais precursores na engenharia de motores de combustão interna, sendo responsáveis pelo desenvolvimento dos motores de ignição por centelha (SI – *Spark Ignition*) e de ignição por compressão (CI – *Compression Ignition*), respectivamente. Os ciclos projetados pelos dois engenheiros alemães seriam futuramente as principais técnicas utilizadas na mobilidade do ser humano que o permitiriam viajar maiores distâncias em um tempo antes inimaginável.

Em um motor a gasolina, ciclo Otto, a mistura ar-combustível combusta pela centelha da vela, gerando uma frente de chama e de pressão que se espelha pelo volume do cilindro o que produz trabalho. Já em um motor a Diesel, a combustão ocorre pela injeção do combustível no ar em condições de alta temperatura e pressão onde atinge

as condições de autoignição. A temperatura da mistura ar-combustível no início da combustão e a maior taxa de compressão nos motores Diesel asseguram uma maior eficiência no processo.

O novo motor proposto pela Mazda propõe aproveitar o que há de melhor nesses dois tipos de motores de combustão interna: maior controle do calor no cilindro e menor geração de poluentes dos motores à gasolina e economia do combustível, maior torque e melhor resposta dos motores Diesel.

O objetivo do projeto é o estudo da tecnologia proposta pela Mazda a partir de simulações numéricas no software MATLAB Simulink. Os modelos serão desenvolvidos para um motor de combustão interna abastecido com etanol anidro. Assim, será possível definir diversas condições como geometria do motor, taxa de compressão, rotação e tempo do início da centelha. Em seguida, será implementada a nova técnica dos Motores de Ignição por Compressão Controlada por Centelha (SPCCI). Assim, será possível avaliar, por comparação com o motor SI, o desempenho deste novo motor por meio de dados como: melhoria de rendimento térmico e diminuição da geração de poluentes na combustão.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Motores

Define-se um motor como uma máquina que converte em trabalho mecânico outras formas de energia, com a finalidade de gerar movimento. Ao longo da história da humanidade, utilizaram-se diversas fontes motoras para a geração de trabalho, como: força humana, tração animal, correntes de água, vento e vapor. Para uma maior aproximação do tema proposto, um motor de combustão transforma energia térmica, através da reação química de um combustível, em energia mecânica. Logo, chama-se um motor de combustão interna um motor de combustão em que o combustível é queimado dentro do próprio motor.

2.2 Motores à Combustão Interna

Os primeiros motores à combustão interna apareceram no século XIX e logo foram adotados no lugar das máquinas à vapor pela sua versatilidade, eficiência, menor peso por cavalo vapor, rápido funcionamento inicial e possibilidade de adaptação em diferentes máquinas. [9]

O mecanismo destes motores é essencialmente composto pelas peças que são listadas abaixo [4]:

1) Bloco do motor

O bloco motor é a maior das partes do motor, que suporta suas outras peças. Nele encontram-se tubos circulares para a passagem de água de refrigeração e óleo lubrificante, conforme mostrado na Figura 1.

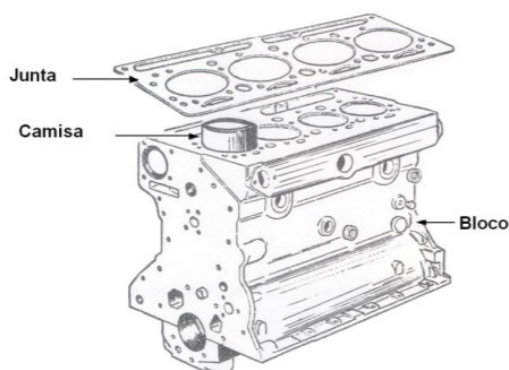


Figura 1. Desenho esquemático do bloco do motor

É normalmente fabricado de ferro fundido ao qual podem ser adicionados outros elementos para melhorar propriedades desejadas especificamente.

2) Cabeçote

O cabeçote do motor, Figura 2, é o componente que tampa a parte superior do bloco-motor e é fabricado do mesmo material. Ele facilita a manutenção do motor, além de determinar o formato da câmara de combustão, da passagem dos gases de admissão e de escape, do funcionamento das válvulas e seu comando.

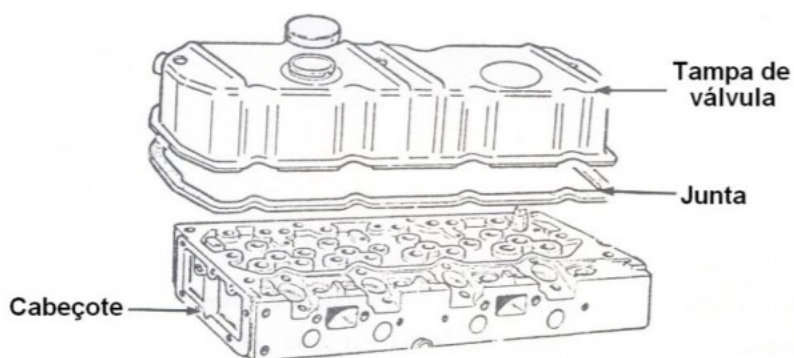


Figura 2. Desenho esquemático do cabeçote do motor

Entre o bloco do motor e o cabeçote existe uma junta de vedação para bloquear a penetração da mistura ar-combustível, da água ou do óleo nos circuitos adjacentes.

3) Cárter

O cárter, ilustrado na Figura 3, é a peça que envolve a parte inferior do motor, alojando o virabrequim e protegendo as partes móveis de objetos estranhos.

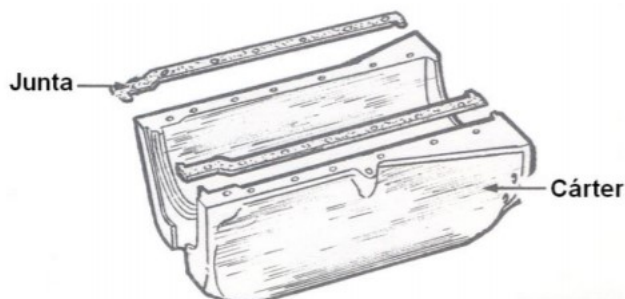


Figura 3. Desenho esquemático do cárter do motor

Serve, também, como depósito de óleo lubrificante. É fabricado de chapa dura através do processo de prensagem.

4) Pistão ou Êmbolo

O pistão é uma peça cilíndrica que se move no interior dos cilindros do motor e é geralmente feito de ligas de alumínio (Figura 4).

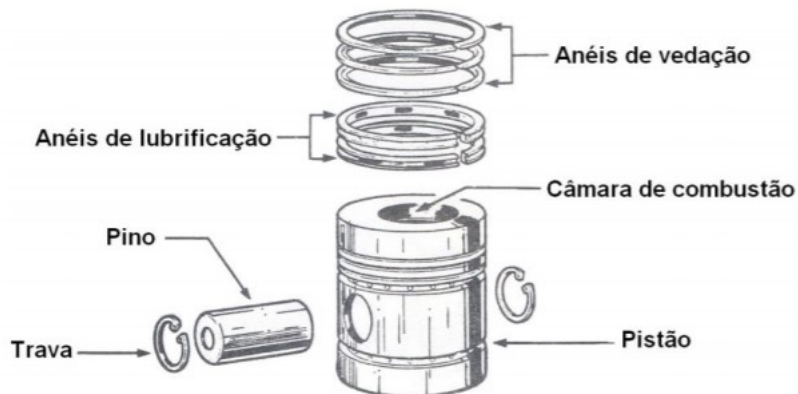


Figura 4. Desenho esquemático do pistão

É ele que recebe o movimento de expansão dos gases e tem um movimento linear que será explicado no subitem abaixo durante o esclarecimento dos ciclos na combustão interna. Nele encontram-se dois tipos de anéis: o de vedação e o de lubrificação.

5) Biela

A biela, Figura 5, é a parte do motor que liga o pistão ao virabrequim, transformando o movimento linear do pistão em um movimento rotatório no virabrequim.

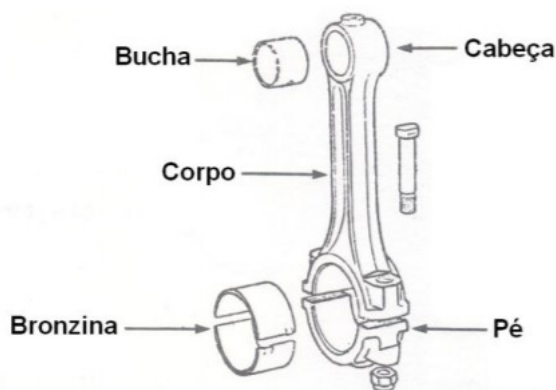


Figura 5. Desenho esquemático da biela

É fabricado de aço forjado e é dividido em três partes: a cabeça, o corpo e o pé. A cabeça está ligada ao pistão por um pino (fabricado de aço cementado) e o pé está ligado ao virabrequim através de um material anti-fricção, chamado de bronzina.

6) Virabrequim

O virabrequim, também chamado de girabrequim ou árvore de manivelas, é o componente do motor que transmite ao eixo do motor o movimento de rotação, como mostrado na Figura 6.

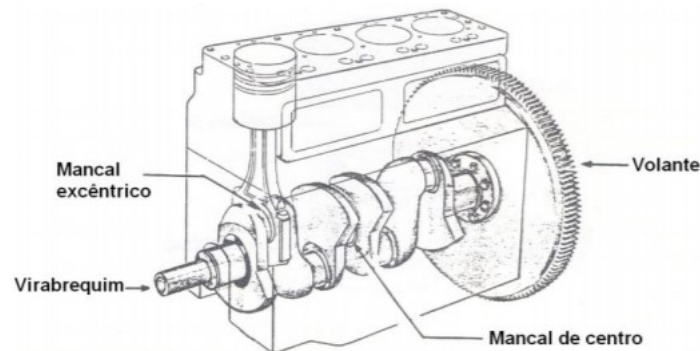


Figura 6. Desenho esquemático do virabrequim e do volante de inércia

Está ligado ao pé das bielas e possui dois tipos de mancais: os de centro (que sustentam o virabrequim ao bloco) e os excêntricos (que estão ligados à biela de cada cilindro). É fabricado de aço forjado ou fundido.

7) Volante de Inércia

O volante de inércia, também ilustrado na Figura 6, é uma massa de ferro fundido ligado ao virabrequim para acumular a energia cinética, transmitindo ao eixo do motor uma velocidade angular uniforme. A absorção da energia cinética se dá no momento da combustão de cada cilindro e a liberação desta energia ocorre por inércia nos outros tempos do ciclo, o que reduz os efeitos da variação dos tempos do motor.

8) Válvulas

As válvulas, Figura 7, são dispositivos que permitem ou bloqueiam a entrada e saída de gases no cilindro do motor. Existem dois tipos de válvula em um motor à

combustão interna: as válvulas de admissão e as válvulas de escape. Suas aberturas e seus fechamentos estão relacionados com a posição do pistão de modo a possibilitar um melhor funcionamento do motor.

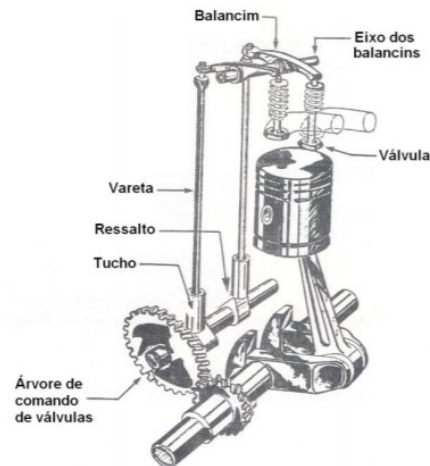


Figura 7. Desenho esquemático da válvula do motor

Assim, os motores funcionam em um ciclo que transmite um movimento linear do pistão, pela impulsão do êmbolo durante a combustão dentro dos cilindros, em um movimento rotativo do virabrequim, pelo deslocamento da biela.

Os motores de combustão interna são comumente divididos em dois tipos: os motores de dois tempos e os motores de quatro tempos. Esta divisão se dá pela forma do ciclo na produção de trabalho dentro do cilindro. O motor de quatro tempos, o mais interessante para o estudo em questão, é composto de quatro fases principais: a admissão, a compressão, a combustão e a exaustão. Há diferentes tipos de ciclos, em que cada um dos tempos funciona de forma diferente. Analisemos, então, os tipos de motores interessantes no estudo do Motor de Ignição por Compressão Controlada por Centelha.

2.2.1 Motores de Quatro Tempos com Ignição por Centelha (SI)

A maioria dos motores de combustão interna utiliza o princípio do *êmbolo alternativo*. Esta ideia é constituída pelo movimento de vaivém do êmbolo no interior de um cilindro, produzindo trabalho rotativo através da biela e do virabrequim para o eixo de transmissão [15].

Em 1862, Beau de Rochas, um engenheiro francês, propôs uma sequência de operações que é, até os dias de hoje, típica para a maior parte dos motores de ignição por

centelha (SI - *Spark Ignition*, em inglês). Esta sequência, como podemos ver na Figura 8, é segmentada nas seguintes fases:

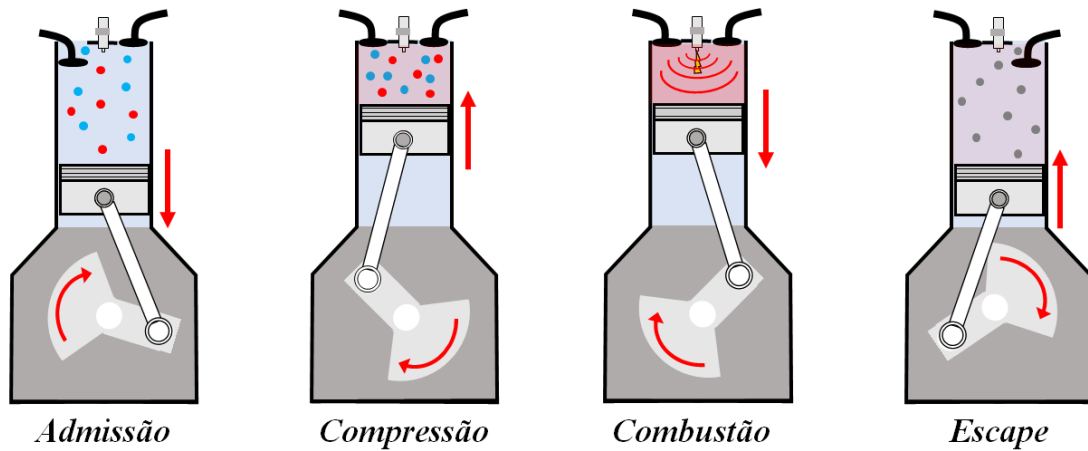


Figura 8. Esquema simplificado dos quatro tempos do motor de ignição por centelha

1) Curso de Aspiração (Admissão)

A mistura ar-combustível é aspirada para o interior do cilindro. As válvulas de admissão estão abertas e as de descarga, fechadas.

2) Curso de Compressão

Há compressão da mistura pelo movimento do êmbolo, a pressão e temperatura da mistura aumentam. Ambas as válvulas de admissão e de descarga estão fechadas.

3) Curso Motor (Combustão)

Centelha da vela e queima da mistura homogênea no fim do curso da compressão, ampliando consideravelmente a temperatura e a pressão dos gases no interior do cilindro. Os gases, ao se expandirem, empurram o êmbolo para baixo, produzindo trabalho. As válvulas de admissão e descarga permanecem fechadas.

4) Curso de Descarga (Exaustão)

O êmbolo expulsa de dentro do cilindro os gases resultantes da queima. As válvulas de admissão estão fechadas e as de descarga, abertas.

Em 1876, Nikolaus Otto, engenheiro alemão, utilizando as ideias de Beau de Rochas, construiu o primeiro motor de quatro tempos de ignição por centelha e suas experiências foram coroadas de completo êxito [9]. Desde então, a sequência de operações proposta por Beau de Rochas passou a ser conhecida como ciclo de Otto. Este ciclo é determinado pelos seus 5 principais pontos, nos quais podem ser definidos 6 processos, como pode-se ver na Figura 9.

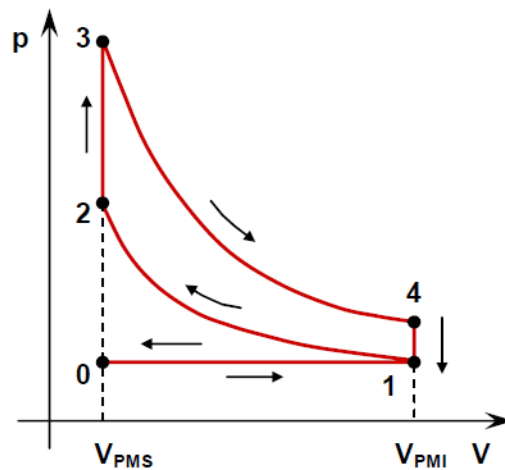


Figura 9. Gráfico da pressão em função da temperatura em um ciclo de Otto ideal

O processo $0 \rightarrow 1$ está presente na fase da *admissão*, há a aspiração isobárica da mistura ar-combustível com o trajeto do pistão do PMS ao PMI. O processo $1 \rightarrow 2$ acontece durante a fase da *compressão*, onde esta mistura é comprimida de forma adiabática (isentropica) até o PMS. Isso faz a mistura ser comprimida com a razão de compressão do motor.

O processo $2 \rightarrow 3$ é a *combustão* isocórica dentro do pistão que acontece no PMS. O $3 \rightarrow 4$ é a expansão adiabática dos gases (também isentropica) até o PMI. O $4 \rightarrow 1$ acontece com a abertura da válvula de escape no próprio PMI. E, finalmente, o processo $1 \rightarrow 0$ é a *exaustão* isobárica, quando o pistão sobe do PMI ao PMS.

Vale ressaltar que o combustível utilizado em um ciclo Otto deve ser suficientemente volátil para facilitar sua vaporização, aumentar a aceleração do motor e atingir um menor tempo para a temperatura ideal de funcionamento, sem permitir a formação de bolhas de vapor no circuito de alimentação. Além disso, espera-se também um combustível de alta temperatura de autoignição, para prevenir a pré-detonação e, assim, diminuir consideravelmente seu rendimento, como será explicado mais adiante.

Dessa forma, utiliza-se normalmente como combustível para um motor de ignição por centelha gasolina, etanol e misturas dessas duas substâncias.

2.2.2 Motores de Quatro Tempos com Ignição por Compressão (CI)

Em 1882, Rudolph Diesel idealizou um novo tipo de motor. A sequência de operações do ciclo Diesel era semelhante à do ciclo Otto, com a exceção da alta razão de compressão a ser usada devido à compressão de ar puro (isento de combustível) admitido no curso de aspiração, como ilustrado na Figura 10.

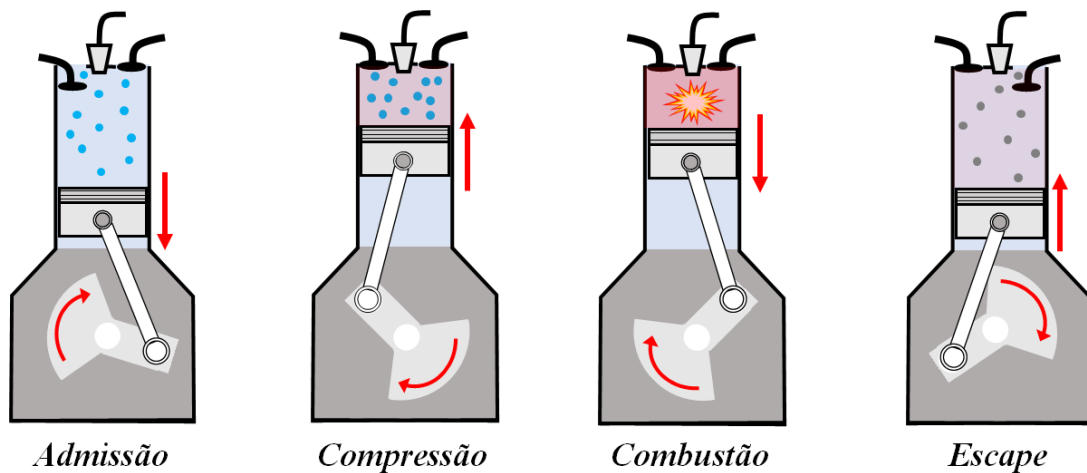


Figura 10. Esquema simplificado dos quatro tempos de um motor de ignição por compressão

A rápida compressão do ar inspirado elevaria sua pressão e temperatura de modo a possibilitar a autoignição (ignição por compressão) do combustível injetado na câmara de combustão.

A figura representa a ideia do *motor Diesel* ou de *ignição por compressão* (CI – *Compression Ignition*, em inglês) com a vela substituída pelo injetor de combustível e uma razão de compressão maior.

O motor diesel funciona segundo o seguinte ciclo de operações:

1) Curso de Aspiração

O ar puro (isto é, o ar isento de combustível) é aspirado para dentro do cilindro. As válvulas de admissão estão abertas e as de descarga, fechadas.

2) Curso de Compressão

O ar é comprimido, aumentando a pressão e temperatura no interior do cilindro acima do ponto de ignição do combustível. Ambas as válvulas de admissão e de descarga estão fechadas.

3) Curso Motor

Injeção e ignição do combustível em um regime que possibilite a combustão sob pressão constante. As válvulas de admissão e descarga permanecem fechadas.

4) Curso de Descarga

O êmbolo expulsa do interior do cilindro os gases resultantes da queima. As válvulas de admissão estão fechadas e as de descarga, abertas.

Assim como o Ciclo de Otto, o Ciclo Diesel também pode ser determinado pelos seus 5 principais pontos, pelos quais são definidos 6 processos, como vemos na Figura 11:

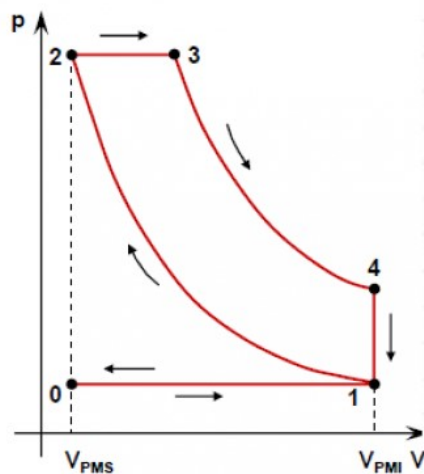


Figura 11. Gráfico da pressão em função do volume de um ciclo Diesel ideal

O processo $0 \rightarrow 1$ está presente na fase da *admissão*, há a aspiração isobárica do ar puro no movimento do pistão do PMI ao PMS. O processo $1 \rightarrow 2$ acontece durante a fase da *compressão*, onde esta mistura é comprimida de forma adiabática (isentrópica) até o PMS. O processo $2 \rightarrow 3$ é a *combustão* isobárica dentro do pistão durante o pistão se desloca com pressão constante.

O $3 \rightarrow 4$ é a expansão adiabática dos gases (também isentrópica) do fim da combustão até o PMI. O $4 \rightarrow 1$ acontece com a abertura da válvula de escape no PMI. E, finalmente, o processo $1 \rightarrow 0$ é a *exaustão* isobárica da mistura ar-combustível durante o deslocamento do pistão do PMI ao PMS.

Em motores Diesel o combustível um sistema injetor vaporiza o combustível diretamente para a câmara de combustão. Com essa injeção direta, o combustível não precisa ser tão volátil como nos motores SI, e como falado anteriormente, na fase de compressão há apenas ar no interior do cilindro, o que permite uma maior razão de compressão sem o risco de pré-detonação.

Dessa forma, os motores Diesel podem operar com uma vasta gama de combustíveis. Em geral, esses combustíveis devem ter uma certa viscosidade, para que durante a injeção possa ser bombeado para a câmara formando um bom *spray*. Para garantir uma boa partida e um funcionamento suave, o combustível deve estar próximo do ponto de autoignição sem causar grandes atrasos de ignição.

O combustível do Diesel é normalmente um hidrocarboneto obtido a partir do refinamento do petróleo. Hoje em dia, porém, o biodiesel é cada vez mais utilizado em motores CI por ser adquirido através de óleos vegetais e/ou animais (fontes de energias renováveis), e por lei adicionado a todo combustível diesel no Brasil.

2.2.3 Motores de Ignição por Carga Homogênea (HCCI)

Os motores de ignição por compressão de carga homogênea (HCCI – *Homogeneous Charge Compression Ignition*, em inglês) são motores de combustão interna cuja mistura ar-combustível bem misturada é comprimida até o ponto de autoignição. Assim como os outros motores à combustão, a reação química libera energia, que é transformada em trabalho e calor.

Os motores HCCI são uma tecnologia nova se comparada às outras duas expostas anteriormente. Operam, normalmente, com misturas pobres em combustível e, por essa razão com temperatura, de pico menor que as encontradas normalmente nos motores SI e CI (tipicamente menores do que 1500 K). Devido às essas baixas temperaturas, há uma menor formação de NO_x, óxidos de nitrogênio que são relevantes para a poluição do meio-ambiente [3].

Os quatro tempos do ciclo de um motor HCCI funcionam da seguinte forma:

1) Curso de Aspiração

Assim como nos motores SI, há a aspiração da mistura ar-combustível com as válvulas de admissão abertas e as válvulas de descarga fechadas. A mistura ar-combustível é pobre, como indicado anteriormente.

2) Curso de Compressão

No tempo da compressão, há o aumento da pressão e temperatura da mistura, como nos motores SI e CI. Além disso, a geometria do cilindro e do pistão é tal que o estado termodinâmico dos pontos da mistura seja homogêneo no volume do cilindro no momento da ignição.

3) Curso Motor

Diferentemente dos motores SI, com uma descarga elétrica para inflamar uma porção da mistura, o HCCI aumenta a temperatura e pressão até que toda a mistura reaja espontaneamente.

4) Curso de Descarga

Como nos outros motores, o êmbolo expulsa do interior do cilindro os gases resultantes da queima. As válvulas de admissão estão fechadas e as de descarga, abertas.

Em um motor de ignição por centelha existe a possibilidade de uma pré-detonação (normalmente chamada de batida de pino ou *knock*) de uma parte da mistura dos reagentes, ou seja, uma autoignição diante de uma frente de chama. Esta é muito nociva à eficiência do motor pois, em geral, ocorre antes do PMS, trabalhando contra a subida do cilindro na fase de compressão.

No motor HCCI, há a ignição simultânea na maior parte da carga comprimida (Figura 12) com pouca ou nenhuma diferença de pressão entre as diferentes regiões do gás, o que elimina qualquer onda de choque ou batida de pino.

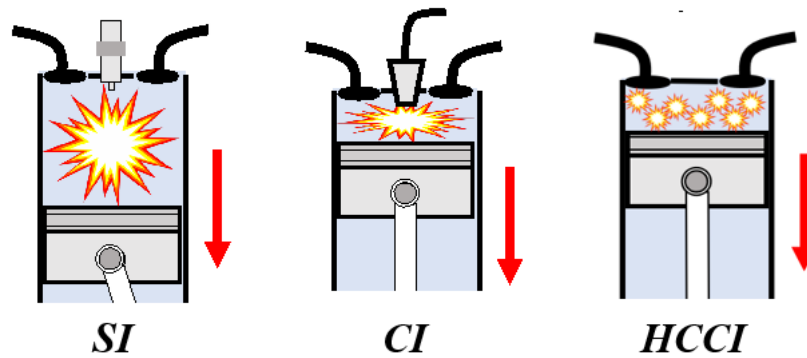


Figura 12. Desenho esquemático do motor HCCI

Vale destacar que para o funcionamento ótimo do motor HCCI, o momento da combustão deve ser bem preciso, uma vez que se a combustão simultânea por compressão se der antes do momento desejado ocorrerá a pré-detonação (enquanto o pistão ainda estiver na fase de compressão) e se ocorrer depois, haverá o *misfire*, isto é, a falha na combustão, o que diminui drasticamente o trabalho realizado e, conseqüentemente, a eficiência do motor.

O combustível de um motor HCCI deve se comportar de forma que todo ele seja evaporado anteriormente à reação de combustão e obter temperatura de autoignição e tempo de atraso de ignição de forma que a reação aconteça no PMS. Assim, utiliza-se normalmente combustíveis com alta octanagem (baixa reatividade) ou combustíveis como FT-Naphtha, que possuem características de autoignição compatíveis com razões de compressão comuns [11].

3. MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO CONTROLADA POR CENTELHA

O Motor de Ignição por Compressão Controlada por Centelha (*SPCCI – Spark Controlled Compression Ignition*, em inglês) é uma nova tecnologia do motor de combustão interna que atua de forma semelhante ao HCCI, porém com a ajuda da vela para controlar de forma precisa o momento da combustão por compressão simultânea. É também conhecido como Ignição por Compressão Assistida pela Centelha (*SACI – Spark Assisted Compression Ignition*) ou Ignição por Centelha e Carga Homogênea (*SI-HCCI*) na literatura.

Durante fase de compressão, a mistura ar-combustível, neste novo motor, tem sua temperatura e pressão aumentadas até ficar na iminência do estado de autoignição, então a faísca é gerada para que uma parte da mistura tenha sua ignição por centelha. Dessa forma, a pressão no interior do cilindro aumenta, o que resulta na combustão do resto da mistura por compressão simultânea, como ilustrado na Figura 13.

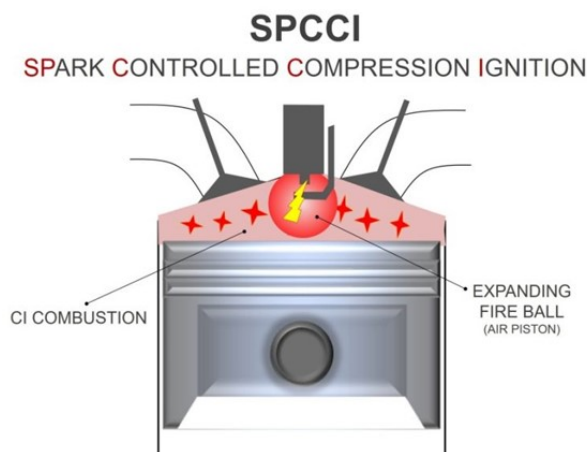


Figura 13. Desenho da esquemático do motor SPCCI

Como visto anteriormente, o motor HCCI trabalha entre dois opostos que enfraquecem consideravelmente a eficiência do motor: a pré-detonação e a falha da detonação. Esta alternativa possibilita um maior domínio do tempo de combustão e, como resultado, um maior domínio da eficiência durante sua utilização.

Sabe-se que quanto maior a razão de compressão de um motor maior será o seu rendimento térmico. Porém, motores SI não conseguem chegar a altas razões de compressões com gasolinas de baixa octanagem pois seu ponto de ignição por compressão (autoignição) acontece antes que haja a centelha da vela, o que acaba com a eficiência do motor (pré-detonação). Contudo, a tecnologia proposta consegue unir esse

combustível com uma alta razão de compressão pelo fato de que a ignição por compressão é exatamente o que se deseja, mas no momento certo. E aquilo que controlará este *timing* será exatamente a faísca.

Além disso, pode-se ver como uma combustão SPCCI consegue aumentar o trabalho produzido pela reação química. Enquanto a ignição em um ciclo de Otto acontece a partir de centelha, criando uma frente de chama que deve percorrer toda a mistura para que o combustível queime completamente e que produza o trabalho desejado, o ciclo SPCCI, assim como o DIESEL, permite que haja uma combustão simultânea dentro do cilindro. Portanto, durante toda a descida do pistão aproveita-se ao máximo a energia liberada para a produção de trabalho, como pode-se ver na Figura 14.

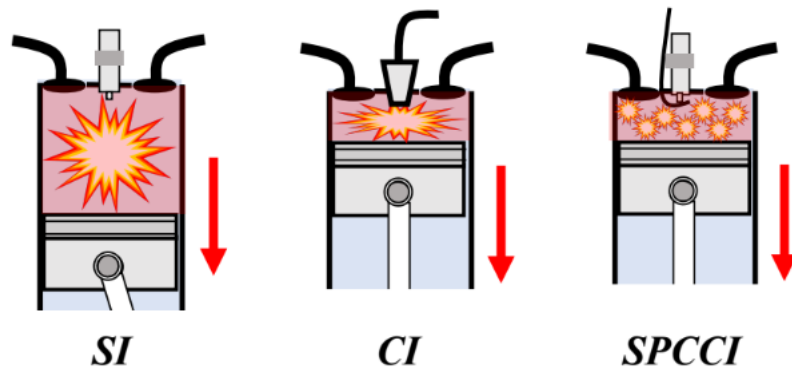


Figura 14. Desenho esquemático do fim da combustão nos motores SI, CI e SPCCI

Um motor ideal funciona de forma que haja menor perda de energia térmica e com pouca emissão de poluentes no meio-ambiente. Por isso, optou-se por uma mistura bastante pobre, o que diminui consideravelmente as perdas e as emissões de NO_x . Para isso, coloca-se antes do motor um supercompressor que possibilitará dispor essa quantidade de ar dentro do cilindro do motor.

Analisemos, assim como foi feito nos ciclos da seção anterior, os quatro tempos de um motor SPCCI:

1) Curso de Aspiração

Assim como nos motores SI e HCCI, há a aspiração da mistura ar-combustível com as válvulas de admissão abertas e as válvulas de descarga fechadas. A mistura ar-combustível é pobre com a ajuda do supercompressor para impelir ar no cilindro.

2) Curso de Compressão

No curso da compressão, há o aumento da pressão e temperatura da mistura, como nos motores SI, CI e HCCI. A geometria do pistão é tal que a mistura fique com mais combustível perto da vela no momento da centelha.

3) Curso Motor

Com a descarga elétrica, a mistura próxima à vela tem a ignição por centelha. Esta combustão aumenta a pressão em todo o cilindro de forma que a mistura em outros pontos do cilindro sofra autoignição (ignição por compressão) de forma simultânea. O desenho esquemático abaixo ilustra a combustão no interior do cilindro separando a frente de chama de ignição por centelha (SI) dos pontos de ignição espontânea (ou ignição por compressão, CI).

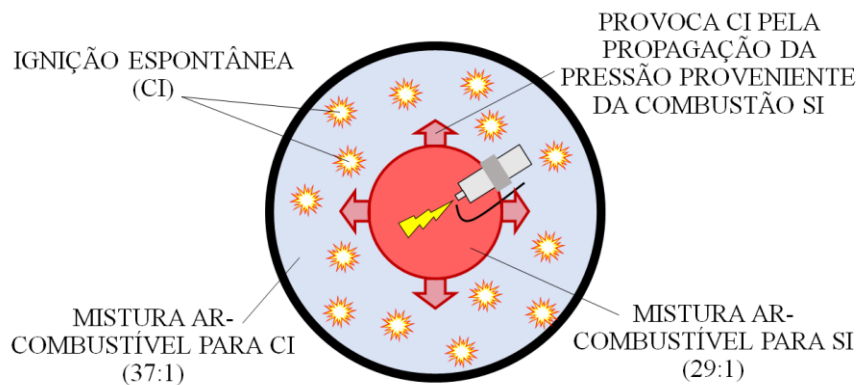


Figura 15. Desenho explicativo da mistura queimada e não queimada na tecnologia SPCCI

4) Curso de Descarga

Como nos outros motores, o êmbolo expulsa do interior do cilindro os gases resultantes da queima. As válvulas de admissão estão fechadas e as de descarga, abertas.

Como ilustrado acima, pode-se distinguir um ponto de transição entre a fase em que o motor SPCCI funciona como SI e a fase em que começa a atuar como HCCI. Este ponto é chamado de SOHCCI (*Start Of HCCI*), como ilustrado na Figura 16.

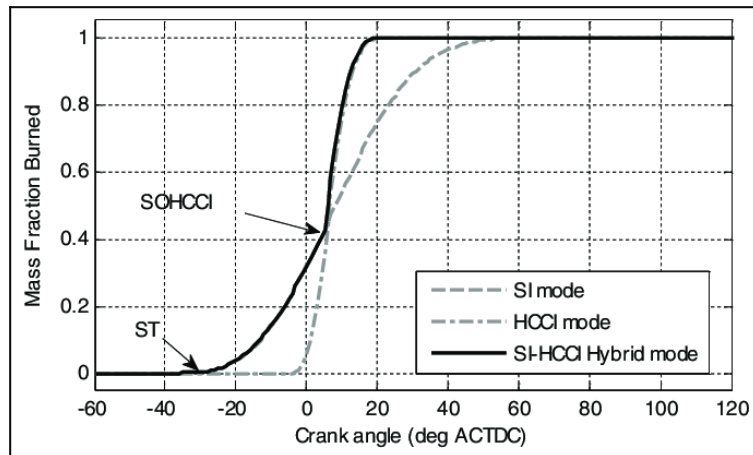


Figura 16. Gráfico da fração queimada em um motor SPCCI, indicando o momento da autoignição

O gráfico acima mostra a fração de massa queimada em função do ângulo do virabrequim. Nele, pode-se perceber a variação da curva de Wiebe no ponto de autoignição, apresentando em seguida um aumento muito maior para uma mesma variação do ângulo do virabrequim.

Essa tecnologia foi primeiramente apresentada na indústria em 2013 pela empresa *Mazda Motor Corporation*, que desde então vem desenvolvendo-a [7]. Em janeiro deste ano (2019), a empresa liberou o primeiro protótipo deste motor e no começo de julho as compras do carro Mazda 3, já com o motor *SkyActiv-X* (com a tecnologia SPCCI), foram liberadas na Europa. Hoje já existem testes feitos e grandes recomendações de revistas de automobilismo com o tão esperado carro de motor revolucionário.



Figura 17. À esquerda o carro MAZDA 3, que contém o motor que utiliza a tecnologia SPCCI (*SkyActiv-X*), que está na imagem à direita.

O presidente e CEO da Mazda acredita que este motor pode competir com os carros elétricos, que são vistos na indústria automobilística como única possibilidade no futuro. A partir da filosofia “do poça à roda” da Mazda, cujo objetivo é chegar a grandes

cortes nas emissões de poluentes em todo o ciclo de vida do veículo, ele acredita que esta tecnologia pode salvar o carro à combustão interna à longo prazo.

Este passo dado pela empresa é chamado de: “a busca interminável do desenvolvimento do motor de combustão ideal” [16]. A imprensa afirma que “O motor *SkyActiv-X* utiliza um método de combustão que a indústria vem tentando dominar há mais de duas décadas” [6].



Figura 18. O carro que testa o protótipo do motor SkyActiv-X

Na Tabela 1, são apresentados os dados emitidos pela Mazda do motor SkyActiv-X 2.0 em seu lançamento na versão Europa.

Tabela 1 - Dados da Mazda sobre o motor SkyActiv-X

Detalhes Mazda 3 – Skyactiv-X 2.0		
Deslocamento	cm ³	1998
Razão de Compressão	-	16,3:1
Potência Máxima	cv / rpm	180 / 6000
Torque Máximo	Nm / rpm	224 / 3000
Combustível Recomendado	-	95 RON

Fonte: MAZDA MOTOR EUROPE [7]

4. MODELO

Para a modelagem do motor SPCCI, foi utilizado primariamente a ferramenta de modelagem e simulação *Simulink*. Este software utiliza uma interface primária de blocos para a simulação e oferece uma alta integração com o ambiente *MATLAB*. As inicializações são feitas em um arquivo de escrita do *MATLAB*, o que facilita a modificação dos parâmetros na realização das simulações. Esses são posteriormente vinculados as equações modeladas em diagrama de blocos no *Simulink*.

A modelagem do motor em regime estacionário é dividida em 5 grandes partes. A primeira delas relaciona as dimensões do motor com os parâmetros importantes na dinâmica do cilindro. As outras quatro partes estão estritamente ligadas com os quatro tempos do motor, sendo a mais complexa delas a combustão.

4.1 Dinâmica do Cilindro

A dinâmica do cilindro é a base para a modelagem de um motor. É necessário vincular as dimensões do motor com a rotação do virabrequim. Essas dimensões são ilustradas na Figura 19.

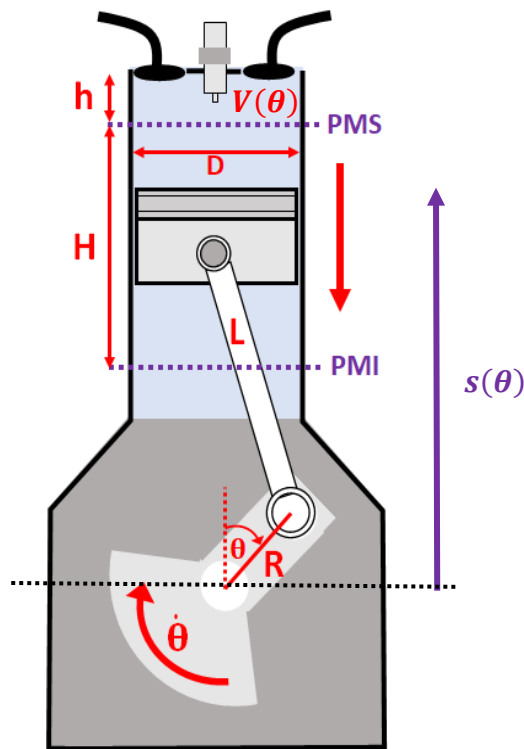


Figura 19. Desenho dos parâmetros geométricos e dinâmicos no cilindro do motor

A partir da modelagem geométrica, pode-se tirar diversas relações que são bastante úteis e conhecidas dos motores. A primeira relação importante é a razão de compressão:

$$R_C = \frac{\forall_{PMI}}{\forall_{PMS}} = \frac{\forall_d + \forall_c}{\forall_c} [-] \quad (1)$$

Onde R_C significa razão de compressão, \forall_{PMI} , \forall_{PMS} , \forall_d e \forall_c representam respectivamente o volume ocupado pela mistura ar-combustível no ponto morto inferior e no ponto morto superior, além do volume deslocado dentro do cilindro e o volume da câmara (o volume do ponto morto superior).

Pode-se calcular, também, as alturas do volume deslocado H e a altura da câmara h_c , em função das outras variáveis geométricas do problema.

$$H = 2 \cdot R [m] \quad (2)$$

$$h_c = \frac{H}{R_C - 1} = \frac{2 \cdot R}{R_C - 1} [m] \quad (3)$$

Dessa forma, os volumes dos pontos morto superior e inferior podem, enfim, ser calculados em função das dimensões do cilindro e da razão de compressão da seguinte forma.

$$\forall_{PMS} = h_c \cdot \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) = \frac{2 \cdot R}{R_C - 1} \cdot \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) [m^3] \quad (4)$$

$$\forall_{PMI} = (H + h_c) \cdot \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) = \frac{2 \cdot R \cdot R_C}{R_C - 1} \cdot \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) [m^3] \quad (5)$$

A partir do número de cilindros e a cilindrada do motor, pode-se definir o braço do virabrequim em função destes outros parâmetros, uma vez que o conhecido parâmetro chamado “cilindrada do motor” é um dado geométrico do motor, o volume deslocado de ar no interior dos cilindros.

$$\forall_d = 2 \cdot R \cdot \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) [m^3] = \frac{\text{Cilindrada do Motor} [m^3]}{n^\circ \text{Cilindros}} \quad (6)$$

$$R = \frac{\text{Cilindrada} [L]}{2 \cdot 1000 \cdot n^\circ \text{Cilindros}} \cdot \left(\frac{4}{\pi D^2} \right) [m] \quad (7)$$

Depois, sabendo que a velocidade do motor em rpm é dada por V_{RPM} , consegue-se ter uma expressão da velocidade (Equação 8) e do ângulo do virabrequim (Equação 9), θ , em função do tempo:

$$\dot{\theta} = \frac{V_{RPM} \cdot 2 \cdot \pi}{60} \left[\frac{rad}{s} \right] \quad (8)$$

$$\theta(t) = \frac{V_{RPM} \cdot 2 \cdot \pi \cdot t}{60} [rad] \rightarrow \theta(t)_{[^\circ]} = \theta(t)_{[rad]} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \quad (9)$$

Assim, pode-se definir o deslocamento linear s do pistão a partir do centro do virabrequim e, finalmente, o volume \forall ocupado pela mistura no interior do cilindro em função do ângulo do θ .

$$s(\theta) = R \cdot \cos \theta + \sqrt{L^2 - R^2 \cdot \text{sen}^2 \theta} [m] \quad (10)$$

$$\forall(\theta) = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \cdot \left(L + R + \frac{2 \cdot R}{R_C - 1} - s(\theta) \right) [m^3] \quad (11)$$

4.2 Admissão

Como visto na revisão bibliográfica, o processo de admissão do SPCCI, assim como aquele do SI (ciclo Otto), é isobárico, portanto, faz-se a hipótese de que o pistão se desloca do PMS ao PMI com a mesma pressão de entrada no cilindro. O estado termodinâmico da mistura ar-combustível no início da fase de compressão será um dado de entrada da simulação.

4.3 Compressão

O processo de compressão no cilindro é adiabático reversível, portanto, isentrópico. Logo, as equações que relacionam pressão, temperatura e volume da mistura ar-combustível no interior do cilindro são as seguintes.

$$P\forall^{\gamma_u} = cte \quad (12)$$

$$\left(\frac{P}{P_0} \right) = \left(\frac{\forall_0 [m^3]}{\forall [m^3]} \right)^{\gamma_u} [-] e \left(\frac{T_u [K]}{T_0 [K]} \right) = \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\gamma_u} [-] \quad (13)$$

Onde P é a pressão no interior do cilindro do motor, γ_u é o coeficiente de expansão adiabática da mistura ar-combustível não-queimada, definido cm a razão entre os calores específicos a pressão constante e volume constante, T_0 e P_0 a temperatura e a pressão em um ponto de referência, 0, e T_u , a temperatura da mistura não-queimada durante a fase de compressão.

4.4 Combustão

Para a explicação do modelo de combustão, primeiramente será apresentado um modelo de combustão para um motor SI. E, em seguida, a adaptação da combustão proposta para o motor estudado em questão.

O modelo de combustão proposto neste trabalho divide o interior do cilindro em duas zonas principais. A primeira zona é aquela em que o combustível já foi queimado (chamado de zona b - *burned*) e a segunda em que ainda não foi queimado (zona u - *unburned*), como ilustrado na figura abaixo.

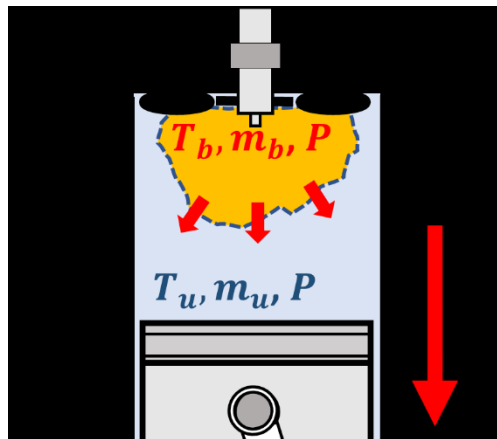


Figura 20. Desenho explicativo do modelo de combustão

Como podemos ver na figura, cada uma das zonas apresenta temperaturas, massas e volumes diferentes, porém a pressão no interior do cilindro é considerada uniforme.

Para uma primeira modelagem destas duas zonas, utiliza-se uma variável chamada fração queimada, x_b . Ela representa a fração entre a massa queimada e a massa total de combustível, que permite a análise da evolução da combustão no cilindro. Ela foi primeiramente determinada pelo procedimento de Rassweiler e Withrow (publicado em 1938) baseado na análise da razão de queima do combustível [10]. Esta função é bastante utilizada pela sua simplicidade e eficiência [15].

A fração queimada é uma função que varia entre zero (quando ainda não se iniciou a combustão no motor) e um (quando a combustão ocorreu completamente) e normalmente é função do ângulo do virabrequim. Dessa forma, pode-se relacionar o aumento da pressão em um dado intervalo de ângulos do virabrequim com o calor liberado na combustão da mistura ar-combustível nesse intervalo.

Um dos modelos de aproximação para a simulação da queima do combustível no motor é a função de Wiebe que estima a fração queimada com a posição do virabrequim [17]. A função de Wiebe é expressa por:

$$x_b = 1 - e^{\left[-a \left(\frac{\theta - \theta_{Ign}}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right]} \quad [-] \quad (14)$$

Esta função tem uma curva característica da forma de “S” e é usada para modelar o processo de combustão. Os três principais parâmetros que dependem do combustível e das condições de atividade do motor são: o ângulo onde ocorre a centelha, θ_{Ign} , a duração da combustão, $\Delta\theta$, e o fator de forma, m . O parâmetro de ajuste, a , está diretamente relacionado à duração da combustão e, portanto, não é um parâmetro independente. Como exemplo, para definir uma combustão de duração de 0% - 90% da fração queimada, o parâmetro a vale 2,3026. Logo, a equação de *Wiebe* ficaria:

$$x_b = 1 - e^{\left[-2,3026 \left(\frac{\theta - \theta_{Ign}}{\Delta\theta_{0-90\%}}\right)^{m+1}\right]} \quad [-] \quad (15)$$

Para este trabalho, foram utilizados os dados dos testes realizados na *Michigan Technological University* [17], que tiveram como análise o $\Delta\theta_{0-90\%}$ do etanol (E100). Logo, o parâmetro a é considerado, como explicitado acima, 2,3026. O valor de θ_0 é um dos parâmetros de interesse neste estudo e, portanto, será variado. Os demais valores, para o etanol, encontrados pela universidade e utilizados são dados na Tabela 2:

Tabela 2 - Parâmetros do etanol para a equação de Wiebe

Parâmetros	m	$\Delta\theta_{0-90\%}$
Combustão SI	3	50
Combustão HCCI	3	15

Fonte: YELIANA, Michigan Technological University 2008 [17]

Isso posto, a elaboração do modelo de compressão neste trabalho foi idealizada em duas etapas. Em um primeiro momento, a combustão foi desenvolvida pelo método de Matekunas [13]. Um modelo mais simples que relaciona a pressão final no interior do cilindro com a pressão motorizada (pressão no interior do pistão sem a combustão) e a fração queimada de combustível.

Em seguida, para um resultado mais preciso e que considerasse de uma forma mais completa o combustível no interior do motor, a combustão foi modelada segundo Heywood [5], o que permite a análise de diversos parâmetros antes ignorados no modelo de *Matekunas*. Destaca-se que, para os dois modelos, a fração queimada é um parâmetro primordial que será considerada dado do problema para o futuro cálculo da pressão total.

4.4.1 Modelo de *Matekunas*

O modelo proposto por Matekunas [13], também chamado de gestão da razão das pressões, é um modelo em que a relação das pressões motorizada e de combustão tem um comportamento similar ao da fração mássica queimada no cilindro do motor. Esta relação é indicada na equação seguinte:

$$x_b = \frac{P - P_{mot}}{P_{mot}} [-] \quad (16)$$

Dessa forma, sendo x_b dado no problema, uma vez que ele está relacionado com o combustível utilizado, pode-se obter a pressão no cilindro do motor em função da fração queimada e da pressão motorizada.

4.4.2 Modelo de *Heywood*

O modelo de Heywood foi proposto em seu livro sobre os fundamentos dos motores a combustão interna para os motores de ignição por centelha de quatro tempos [5]. Nesse modelo, é necessário definir a reação química de combustão da mistura ar-combustível, o estudo termodinâmico da reação e a transferência de calor no interior do cilindro. No presente trabalho, o combustível escolhido para o estudo do motor foi o etanol anidro.

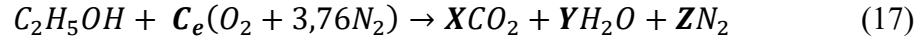
4.4.2.1 *Química da reação*

Sendo o combustível escolhido para o estudo o etanol, primeiramente, a equação de combustão do etanol será analisada e, então, será possível calcular quantidade mássica e molar da mistura antes e depois da combustão, além de suas devidas proporções.

Vale ressaltar que, como os motores SPCCI trabalham com uma mistura pobre, este estudo foi desenvolvido com a hipótese de proporção estequiométrica ou mistura

pobre na reação. Além disso, assume-se que a combustão será completa no interior do cilindro.

A equação de combustão estequiométrica do etanol é apresentada na Equação 17:



O balanceamento químico da reação começa pela análise da quantidade de matéria de Carbono, Hidrogênio e Nitrogênio dos dois lados da reação para respeitar a conservação de massa para cada elemento.

$$X = 2 \text{ e } Y = 3$$

Com o balanceamento do lado direito da equação, basta igualar a quantidade de matéria de oxigênio dos dois lados da equação. Deste cálculo, tira-se que:

$$C_e = 3 \text{ e } Z = 11,28$$

Desta forma, sabe-se que para 1 mol de etanol, tem-se 3 mols de oxigênio e 11,28 mols de nitrogênio. Portanto, pode-se calcular a porcentagem mássica de cada componente da mistura ar-combustível no interior do pistão para uma combustão estequiométrica, com:

$$\begin{aligned} \%_{ar}^{m\acute{a}s} &= \frac{m_{ar}}{m_{total}} = \frac{n_{O_2}M_{O_2} + n_{N_2}M_{N_2}}{n_{O_2}M_{O_2} + n_{N_2}M_{N_2} + n_{C_2H_5OH}M_{C_2H_5OH}} \quad (18) \\ \therefore \%_{ar}^{m\acute{a}s} &= \frac{3 \cdot 32 + 11,28 \cdot 28}{3 \cdot 32 + 11,28 \cdot 28 + 1 \cdot (2 \cdot 12 + 6 + 16)} = 90\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \%_{etanol}^{m\acute{a}s} &= \frac{m_{etanol}}{m_{total}} = \frac{n_{C_2H_5OH}M_{C_2H_5OH}}{n_{O_2}M_{O_2} + n_{N_2}M_{N_2} + n_{C_2H_5OH}M_{C_2H_5OH}} \quad (19) \\ \therefore \%_{etanol}^{m\acute{a}s} &= \frac{1 \cdot (2 \cdot 12 + 6 + 16)}{3 \cdot 32 + 11,28 \cdot 28 + 1 \cdot (2 \cdot 12 + 6 + 16)} = 10\% \end{aligned}$$

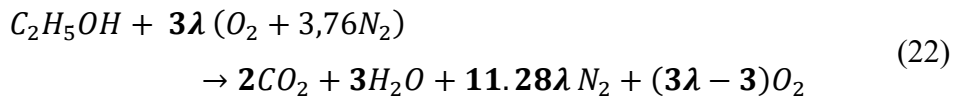
Pela porcentagem mássica obtida nas equações [18] e [19], tem-se uma conhecida constante no equacionamento químico e termodinâmico dos motores à combustão interna: a relação ar-combustível. Esta é calculada pela razão entre a massa de ar e massa de combustível no interior do cilindro. Logo, a relação ar-combustível estequiométrica para o etanol é dada por:

$$AFR_e = \frac{\%_{ar}^{m\acute{a}s}}{\%_{etanol}^{m\acute{a}s}} = \frac{0,9}{0,1} = 9 [-] \quad (20)$$

Consequentemente, há a razão de equivalência ar-combustível, λ , que expõe a razão entre a relação ar-combustível no cilindro e a relação ar-combustível estequiométrica. Fragmenta-se o indicador em três regiões diferentes:

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_e} \text{ com } \lambda \begin{cases} < 1 \text{ (Mistura Rica)} \\ = 1 \text{ (Mistura Estequiométrica)} \\ > 1 \text{ (Mistura Pobre)} \end{cases} \quad (21)$$

Como dito mais acima, neste trabalho o motor trabalhará com uma mistura pobre de forma que haja sempre uma combustão completa. A equação de combustão utilizada, em função do λ da mistura, é indicada abaixo:



Assim, pode-se calcular as frações molares na mistura ar-combustível estequiométrica ou pobre da forma a seguir:

$$\%_{ar}^{mol} = \frac{n_{ar}}{n_{total}} = \frac{3\lambda \cdot (1 + 3,76)}{3\lambda \cdot (1 + 3,76) + 1} = \frac{3\lambda \cdot (1 + 3,76)}{15,28\lambda + 1} \quad (23)$$

$$\%_{etanol}^{mol} = \frac{n_{etanol}}{n_{total}} = \frac{1}{15,28\lambda + 1} \quad (24)$$

Para a mistura ar-combustível não-queimada, há duas espécies: o ar e o etanol. Para a fração mássica de uma espécie i , em função da espécie j , tem-se o seguinte:

$$\begin{aligned} \%_i^{m\acute{a}s} &= \frac{m_i}{m_i + m_j} = \frac{n_i \cdot M_i}{n_i \cdot M_i + n_j \cdot M_j} \\ \therefore \%_i^{m\acute{a}s} &= \frac{\%_i^{mol} \cdot M_i}{\%_i^{mol} \cdot M_i + \%_j^{mol} \cdot M_j} \end{aligned} \quad (25)$$

Dessa forma, tem-se para a fração volumétrica:

$$\%_i^{vol} = \frac{V_i}{V_{total}} = \frac{\frac{m_i}{\rho_i}}{\frac{m_i}{\rho_i} + \frac{m_j}{\rho_j}} = \frac{\frac{\%_i^{m\acute{a}s}}{\rho_i}}{\frac{\%_i^{m\acute{a}s}}{\rho_i} + \frac{\%_j^{m\acute{a}s}}{\rho_j}} \quad (26)$$

Analogamente, pode-se fazer os mesmos cálculos para a mistura após a combustão. Dessa forma, obtemos as seguintes frações molares e mássicas, sendo i, j, k e l as espécies da mistura queimada: CO_2, H_2O, N_2 e O_2 .

$$\%_{CO_2}^{mol} = \frac{n_{CO_2}}{n_{total}} = \frac{2}{2 + 3 + 11,28\lambda + 3\lambda - 3} = \frac{2}{2 + 14,28\lambda} \quad (27)$$

$$\%_{H_2O}^{mol} = \frac{n_{H_2O}}{n_{total}} = \frac{3}{2 + 14,28\lambda} \quad (28)$$

$$\%_{N_2}^{mol} = \frac{n_{N_2}}{n_{total}} = \frac{11,28\lambda}{2 + 14,28\lambda} \quad (29)$$

$$\%_{O_2}^{mol} = \frac{n_{O_2}}{n_{total}} = \frac{3\lambda - 3}{2 + 14,28\lambda} \quad (30)$$

$$\%_i^{m\acute{a}s} = \frac{m_i}{m_{total}} = \frac{n_i \cdot M_i}{n_i \cdot M_i + n_j \cdot M_j + n_k \cdot M_k + n_l \cdot M_l} =$$

$$\%_i^{m\acute{a}s} = \frac{\%_i^{mol} \cdot M_i}{\%_i^{mol} \cdot M_i + \%_j^{mol} \cdot M_j + \%_k^{mol} \cdot M_k + \%_l^{mol} \cdot M_l} \quad (31)$$

Essas frações molares, mássicas e volumétricas se mantêm durante todo o momento da combustão. Elas são utilizadas para os cálculos de diferentes propriedades químicas e termodinâmicas das misturas não queimada, antes da combustão, e queimada, depois da reação de combustão.

A partir da porcentagem de volume de combustível no interior do V_{PMI} no final do tempo de admissão, pode-se calcular o volume ocupado pelo etanol e pelo ar. Desta informação obtêm-se a massa e o número de mols de cada uma das espécies da mistura ar-combustível no início da combustão (ar e etanol). Isso, permitirá, no modelo termodinâmico, o cálculo da energia liberada pela combustão e, conseqüentemente, o cálculo da pressão no interior do cilindro.

$$V_i^0 = \%_i^{vol} \cdot V_{PMI} \quad (32)$$

Daí, calcula-se a massa de etanol e de ar no interior de cada um dos cilindros e, também, a quantidade de matéria a partir da densidade no momento final da admissão (em pressão e temperatura ambiente) e da massa molar das espécies.

$$m_i^0 = \rho_i^0 \cdot V_i^0 [kg] \quad (33)$$

$$n_i^0 = \frac{m_i^0}{M_i} [mol] \quad (34)$$

Então, encontra-se a massa total da mistura no interior do cilindro:

$$m = m_{ar}^0 + m_{etanol}^0 \quad (35)$$

4.4.2.2 Termodinâmica da reação

Para o cálculo da termodinâmica da reação, as primeiras equações a serem utilizadas são as equações de conservação de massa [36] e de energia [37], apresentadas abaixo:

$$\frac{\forall}{m} = \int_0^{x_b} v_b dx + \int_{x_b}^1 v_u dx \quad [m^3/kg] \quad (36)$$

$$\frac{U_0 - W - Q}{m} = \int_0^{x_b} u_b dx + \int_{x_b}^1 u_u dx \quad [J/kg] \quad (37)$$

Onde \forall é o volume no interior do cilindro, m a massa da mistura, v o volume específico, U_0 é a energia interna em um ponto de referência θ_0 , W é o trabalho feito pelo pistão, Q é o calor trocado com as paredes do cilindro e u é a energia interna específica do gás. Os subscritos b e u são assinalados para diferenciar as propriedades dos fluidos das partes queimada e não queimada no interior da câmara.

O cálculo do trabalho é dado por:

$$W = \oint_{\forall} P d\forall' \quad [J] \quad (38)$$

Assim, o trabalho realizado pelo motor será dado de forma numérica como a soma das áreas dos trapézios debaixo da curva da pressão pelo volume:

$$W = \sum_{i=1}^n \left(\frac{p_i + p_{i-1}}{2} \right) \cdot (\forall_i - \forall_{i-1}) \quad [J] \quad (39)$$

Para avançar ainda mais nas propriedades dos fluidos queimados e não queimados, obtêm-se pelo modelo utilizado:

$$P\forall_b = r_b T_b \quad (40)$$

$$P\forall_u = r_u T_u \quad (41)$$

Sendo R e T , respectivamente, as constantes e temperaturas dos gases. Tem-se, combinando as equações [36] e [37] as seguintes equações:

$$\frac{P\forall}{m} = x_b r_b T_b + (1 - x_b) r_u T_u \quad (42)$$

$$\frac{U_0 - W - Q}{m} = x_b (c_{v,b} T_b + h_{f,b}) + (1 - x_b) (c_{v,u} T_u + h_{f,u}) \quad (43)$$

Pelas equações [42] e [43], é possível, enfim, chegar na equação que relaciona a fração queimada com a pressão no interior do cilindro e a equação da temperatura da mistura queimada.

$$x_b = \frac{P\forall - P_0\forall_0 + (\gamma_b - 1)(W + Q) + (\gamma_b - \gamma_u)mc_{v,u}(T_u - T_0)}{m[(\gamma_b - 1)(h_{f,u} - h_{f,b}) + (\gamma_b - \gamma_u)c_{v,u}T_u]} \quad (44)$$

$$T_b = \frac{r_u}{r_b}T_u + \frac{P\forall - mr_uT_u}{mr_b x_b} [K] \quad (45)$$

E, como foi assumido que o gás sofre uma compressão isentrópica, sabe-se que a temperatura do gás não queimado segue a seguinte relação:

$$\frac{T_u}{T_0} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma_u - 1}{\gamma_u}} \quad (46)$$

Com o conhecimento de x_b ao longo do tempo (e do ângulo do virabrequim), pode-se calcular a pressão no interior do cilindro, que terá como expressão:

$$P = \frac{1}{\forall} \left(P_0\forall_0 - (\gamma_b - 1) \left(\oint Pd\forall + Q \right) + (\gamma_b - \gamma_u)mc_{v,u}(T_u - T_0) \right) + mx_b [(\gamma_b - 1)(h_{f,u} - h_{f,b}) + (\gamma_b - \gamma_u)c_{v,u}T_u] \quad (47)$$

Logo, a pressão calculada numericamente em um ponto i é dada pela seguinte expressão:

$$P_i = \frac{1}{\forall_i} \left(P_0\forall_0 - (\gamma_b^{i-1} - 1) \left(\sum_{j=1}^{i-1} \left(\frac{p_j + p_{j-1}}{2} \right) \cdot (\forall_j - \forall_{j-1}) + Q_i \right) + (\gamma_b^{i-1} - \gamma_u^{i-1})mc_{v,u}^{i-1}(T_u^{i-1} - T_0) \right) + mx_b^{i-1} [(\gamma_b^{i-1} - 1)(h_{f,u}^{i-1} - h_{f,b}^{i-1}) + (\gamma_b^{i-1} - \gamma_u^{i-1})c_{v,u}^{i-1}T_u^{i-1}] \quad (48)$$

Dessa forma, para finalizar o modelo, basta definir o cálculo das entalpias de formação, dos calores específicos das misturas queimadas e não queimadas e a aproximação da taxa de calor liberada ao longo do intervalo de ângulo do virabrequim.

Utiliza-se a equação que descreve o calor específico à pressão constante das espécies químicas em função de sua temperatura nas tabelas do Borgnakke [1]. Tal equação é definida por uma espécie i como:

$$C_p^i = \theta_0 + \theta_1 T^1 + \theta_2 T^2 + \theta_3 T^3 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad (49)$$

Assim, para as espécies químicas presentes na mistura queimada e não-queimada, as constantes são identificadas na Tabela 3:

Tabela 3 - Constantes para o cálculo do Cp e Cv da mistura não-queimada

Espécie	θ_0	θ_1	θ_2	θ_3	r [kJ/kg.K]
Ar	1,05	-0,365	0,85	-0,39	0,287
Etanol	0,30	4,65	-1,82	0,03	0,1805
CO ₂	0,45	1,67	-1,27	0,39	0,1889
H ₂ O	1,79	0,107	0,586	-0,20	0,4615
N ₂	1,11	-0,48	0,96	-0,42	0,2968
O ₂	0,88	-0,0001	0,54	-0,33	0,2598

Fonte: BORGNAKKE. Fundamentos da Termodinâmica [1]

Pela equação apresentada anteriormente e por essa tabela, calcula-se para cada espécie das misturas queimada e não-queimada o calor específico à pressão constante e o calor específico à volume constante, que é dado por:

$$C_V = C_P - r \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad (50)$$

Logo, para calcular estas propriedades químicas da mistura, será necessário ponderar essas propriedades com as frações mássicas de cada elemento, dessa forma, o C_p será calculado para cada mistura como:

$$C_p = \sum_i \%_i^{m\acute{a}s} \cdot C_p^i \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad (51)$$

Então:

$$C_p^{n\grave{a}o-queimado} = \%_{Etanol}^{m\acute{a}s} \cdot C_p^{Etanol} + \%_{Ar}^{m\acute{a}s} \cdot C_p^{Ar} \quad (52)$$

$$C_p^{queimado} = \%_{CO_2}^{m\acute{a}s} \cdot C_p^{CO_2} + \%_{H_2O}^{m\acute{a}s} \cdot C_p^{H_2O} + \%_{N_2}^{m\acute{a}s} \cdot C_p^{N_2} + \%_{O_2}^{m\acute{a}s} \cdot C_p^{O_2} \quad (53)$$

Analogamente calcula-se a constante r para a mistura queimada e não-queimada com uma média ponderada de r das espécies na mistura com suas frações mássicas.

Pode-se então, finalmente, calcular o coeficiente de expansão adiabática, ou o coeficiente de *Laplace*, que, por depender de C_p e C_V , varia com a temperatura da mistura.

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V} \quad (54)$$

Por fim, para calcular a entalpia de formação das misturas deve-se utilizar a seguinte definição da capacidade térmica à pressão constante:

$$C_P = \frac{\partial h}{\partial T} \quad (55)$$

A partir dela, pode-se calcular as entalpias de formação:

$$h_f = h_f^0 + \int_{T_0}^T C_P dT \quad (56)$$

Logo:

$$h_f = h_f^0 + \int_{T_0}^T (\theta_0 + \theta_1 T^1 + \theta_2 T^2 + \theta_3 T^3) dT \quad (57)$$

Além disso, o rendimento térmico no cilindro (η_{th}) é calculado como a razão entre o trabalho produzido por um pistão durante seu ciclo, em seus quatro tempos, W_{ciclo} , e a energia fornecida pela massa do combustível injetada no cilindro para uma combustão. O PCI (poder calorífico inferior), ou seja, a energia liberada por uma substância ao ser oxidada, é a propriedade do combustível utilizada no cálculo.

$$\eta_{th} = \frac{W_{ciclo} [J]}{m_{Etanol} [kg] \cdot PCI_{Etanol} [\frac{J}{kg}]} \quad (58)$$

Dessa forma, todas as variáveis para determinação da pressão no interior do cilindro são conhecidas, exceto a troca de calor, que será explicitada na sequência.

4.4.2.3 Transferência de calor no cilindro

Para o cálculo da transferência de calor no cilindro, o volume deste, como na combustão, foi dividido em duas partes: a parte queimada e a não-queimada. Cada uma delas possui a sua temperatura e áreas de troca de calor diferentes, o que leva à diferentes taxas de troca de calor. A troca de calor total será a soma da troca de calor dessas duas partes:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_b + \dot{Q}_u [W] \quad (59)$$

Cada uma destas partes têm o seu coeficiente de transferência de calor h . Este coeficiente foi calculado a partir do coeficiente de convecção, pela hipótese de ser o mais

importante na troca de calor. A expressão do calor liberado em função da superfície de troca de calor A e da temperatura da parede do cilindro é apresentada abaixo.

$$\dot{Q}_b = A_{b,w} \cdot h_{cv,u} \cdot (T_b - T_w) \quad \dot{Q}_b = A_{b,w} \cdot h_{cv,u} \cdot (T_b - T_w) \quad (60)$$

A partir disso, pode-se definir a área molhada em função da fração volumétrica da parte queimada x_{vb} :

$$A_{b,w} = A \cdot x_{vb} [m^2] \quad A_{b,w} = A \cdot (1 - x_{vb}) [m^2] \quad (61)$$

Vale destacar que a fração volumétrica queimada é calculada da seguinte forma:

$$x_{vb} = \frac{x_b R_b T_b}{x_b R_b T_b + (1 - x_b) R_u T_u} [-] \quad (62)$$

Assim, para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção segundo Heywood [5], é necessário realizar o cálculo abaixo:

$$h_{cv} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] = 3.26 D [m]^{-0.2} \cdot P [kPa]^{0.8} \cdot T [K]^{-0.55} \cdot w \left[\frac{m}{s} \right]^{0.8} \quad (63)$$

No qual D é o diâmetro do pistão, P é a pressão no interior do cilindro em kPa, T é a temperatura da mistura em questão (aqui dividida entre queimado e não-queimado), e w representa a influência da velocidade do pistão na transferência de calor. Desta forma, w é calculado por:

$$w \left[\frac{m}{s} \right] = C_1 \bar{S}_P + C_2 \frac{V_d T_0}{P_0 V_0} (P - P_m) \quad (64)$$

Onde \bar{S}_P é a velocidade média do pistão (calculado por $\bar{S}_P = \frac{2 \cdot H \cdot V_{RPM}}{60} \left[\frac{m}{s} \right]$), P_0 , V_0 e T_0 são respectivamente a pressão, o volume e a temperatura em um ponto de referência θ_0 , P_m é a pressão motorizada e, finalmente, C_1 e C_2 são constantes relacionadas com o tempo do motor de acordo com a Tabela 4.

Tabela 4 - Constantes para o cálculo do coeficiente de transferência de calor

Tempo do Motor	C_1	C_2
Admissão	6.18	0
Compressão	2.28	0
Combustão e Exaustão	2.28	$3.24 \cdot 10^{-3}$

Fonte: HEYWOOD, 1988 [5].

4.4.2.4 Autoignição no cilindro

O último ponto da modelagem da combustão de um motor SPCCI está relacionado com o momento da autoignição do combustível, também chamado de SOHCCI (*Start Of HCCI*) de acordo com a Figura 18. Segundo Brandes [2], o experimento realizado pelos pesquisadores aponta que em uma mistura ar-etanol, o etanol sofrerá autoignição quando o seu estado termodinâmico, definido por sua pressão e temperatura, seguirem a lei de Semenov.

A tabela a seguir aponta o par pressão-temperatura que leva o etanol a sua autoignição.

Tabela 5 - Estados termodinâmicos de autoignição do etanol

Pressão (bar)	Temperatura (°C)
1	400
5	283
10	250

Fonte: BRANDES E., Physikalish-Technische Bundesanstalt, 2008 [2].

A lei de *Semenoff*, citada acima, relaciona a pressão de autoignição do combustível, P_{AI} , com a sua temperatura de autoignição, T_{AI} , a energia de ativação da reação, Ea , e a constante R dos gases ideais, exemplificado abaixo.

$$P_{AI} = k \cdot T_{AI}^2 \cdot e^{\left(\frac{Ea}{RT_{AI}}\right)} \quad (65)$$

Pelos três pontos experimentais de pressão e temperatura de autoignição, pode-se, por mínimos quadrados, otimizar as constantes k e Ea , que deixam a curva da pressão em função da temperatura mais próxima dos três pontos conhecidos. Os valores encontrados pelo método dos mínimos quadrados para k e Ea são explicitados na Tabela 6.

Tabela 6 - Constantes da autoignição do etanol calculadas por mínimos quadrados

Constantes para o cálculo da autoignição do etanol	
$k \left[\frac{Pa}{K^2} \right]$	$5,726 \cdot 10^{-6}$
$Ea \left[\frac{J}{mol} \right]$	$58,11 \cdot 10^3$

Fonte: O autor

Os resultados da tabela acima foram encontrados em um intervalo de confiança de 95% e com o coeficiente de determinação, R^2 , de 0,9991.

A Figura 21 mostra a curva de autoignição do etanol, que coloca a pressão parcial de autoignição do etanol em função da sua temperatura.

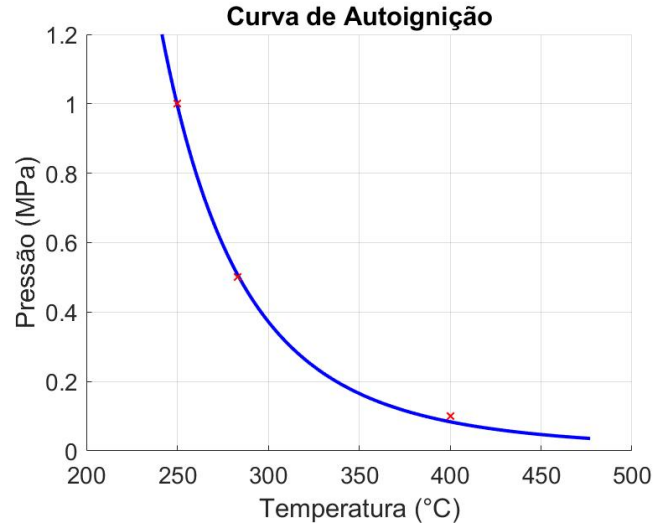


Figura 21. Curva da autoignição do etanol por mínimos quadrados

A partir disso, para determinar se a mistura não-queimada sofreu autoignição é necessário, a cada passo, comparar a pressão parcial do etanol com o lado direito da equação de Semenov. Se a pressão for menor, ainda não ocorreu a autoignição e se for maior, a autoignição já aconteceu.

$$AI(\theta) = \begin{cases} 0, & P_{Etanol} < k \cdot T_u^2 \cdot e^{\left(\frac{Ea}{RT_u}\right)} \\ 1, & P_{Etanol} \geq k \cdot T_u^2 \cdot e^{\left(\frac{Ea}{RT_u}\right)} \end{cases} \quad (66)$$

Uma vez que ocorre a autoignição, o combustível ainda não queimado terá sua combustão, mudando a curva da fração queimada de SI para HCCI. Dessa forma, a parte não-queimada sofrerá a combustão quase espontaneamente.

Seja θ^* o ângulo do virabrequim no ponto SOHCCI, ou seja, no ponto de autoignição, a equação da fração queimada no motor SPCCI tem da seguinte forma:

$$x_b^{SPCCI}(\theta) = \begin{cases} 1 - e^{\left[-2,3026 \left(\frac{\theta - \theta_{Ign}^{SI}}{\Delta\theta_{0-90\%}^{SI}}\right)^{m_{SI+1}}\right]}, & AI(\theta) = 0 \\ 1 - e^{\left[-2,3026 \left(\frac{\theta - (\theta_{Ign}^{SPCCI})}{\Delta\theta_{0-90\%}^{SPCCI}}\right)^{m_{SPCCI+1}}\right]}, & AI(\theta) = 1 \end{cases} \quad (67)$$

Onde:

$$\theta_{Ign}^{SPCCI} = \theta^* - (\theta^* - \theta_{Ign}^{SI}) \cdot \frac{\Delta\theta_{SPCCI}}{\Delta\theta_{SI}} \cdot \left(\frac{a_{SI}}{a_{SPCCI}}\right)^{\frac{m_{SI}+1}{m_{SPCCI}+1}} \quad (68)$$

Neste trabalho, o parâmetro a é o mesmo no SI e no SPCCI, portanto a expressão pode ser simplificada para:

$$\theta_{Ign}^{SPCCI} = \theta^* - (\theta^* - \theta_{Ign}^{SI}) \cdot \frac{\Delta\theta_{0-90\%}^{SPCCI}}{\Delta\theta_{0-90\%}^{SI}} \quad (69)$$

4.5 Exaustão

Assim como visto no tempo da admissão, o tempo de exaustão do SPCCI será tratado como aquele do SI (ciclo de Otto), isto é, isocórico na abertura da válvula de escape e isobárico no curso de subida do pistão. Portanto, faz-se a hipótese de que o pistão se desloca do PMI ao PMS com a pressão atmosférica.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Finalmente, tendo o modelo do motor de ignição por compressão controlada por centelha, é possível fazer previsões como, por exemplo, da pressão no interior do cilindro, obter o gráfico P x V e calcular o rendimento em determinados pontos de funcionamento (em regime permanente). Sendo assim, pode-se analisar a sensibilidade das respostas com a variação dos parâmetros de entrada.

Em um primeiro momento foram estudados: a variação da pressão no interior do cilindro de acordo com o ângulo do virabrequim, a temperatura da mistura, a potência do motor e seu rendimento para três diferentes tipos de carro, exemplificados na tabela abaixo, utilizando como combustível etanol puro (E100).

Tabela 7 - Parâmetros utilizados para a simulação dos carros I, II e III

	Velocidade [rpm]	Nº de Cilindros	Cilindrada [L]	Razão de Compressão	λ	θ_{Ign}^{SI}
I	3000	4	1.6	12	2,5	-28
II	6000	3	1.0	11.3	2,5	-30
III	5000	4	2.0	16	2,5	-10

Fonte: O autor

Como o objetivo do estudo não está relacionado com o parâmetro da relação ar-combustível, as simulações foram feitas sem a variação do λ . Nota-se que a tecnologia SPCCI é utilizada com uma mistura muito pobre, por isso o valor de λ escolhido para as simulações é de 2,5.

Com isso em vista, os carros analisados neste estudo foram escolhidos com base em três modelos de carro conhecidos:

- O carro I é baseado em um carro à gasolina com um motor de quatro cilindros, uma razão de compressão 12 e cilindrada de 1.6 L (Tabela 8 e Figura 22).
- O carro II tem como base o Nissan March. Um motor de 3 cilindros, 1.0 L e razão de compressão 11,3 (Tabela 9 e Figura 23).
- O carro III é baseado no motor *Skyactiv-X* em sua versão 2.0 L, razão de compressão de 16 e 4 cilindros (Tabela 10 e Figura 24).

Em um segundo momento analisou-se a sensibilidade de dois parâmetros: a razão de compressão e o ângulo de centelha na tecnologia SPCCI. Esse estudo foi desenvolvido a partir da fixação dos outros parâmetros e variação apenas dos interessados. Primeiramente houve a variação do ângulo da centelha e, em seguida, a variação da razão de compressão.

Por fim, para um funcionamento ótimo do motor SPCCI comparado ao motor SI, simulou-se 25 pontos de funcionamento dos motores fazendo variar a razão de compressão e o ângulo de centelha. A partir dessas simulações, calculou-se o rendimento térmico de cada uma delas e os resultados foram comparados. Dessa forma, pode-se determinar os pontos de funcionamento onde há um maior ganho de rendimento do motor SPCCI comparado ao SI e os pontos onde há perda.

5.1. Resultados para os carros I, II e III

Para os diferentes carros (I, II e III), obtemos como resultado da simulação a potência e a eficiência térmica dos motores SI e SPCCI e os quatro gráficos das figuras abaixo:

Tabela 8 - Resultado da potência, eficiência e pressão máxima para o carro I

	Potência [HP]	η_{th}	Pressão Máxima [MPa]
SI	34,42	39,71%	3,40
SPCCI	35,35	40,81%	4,33

Fonte: O autor

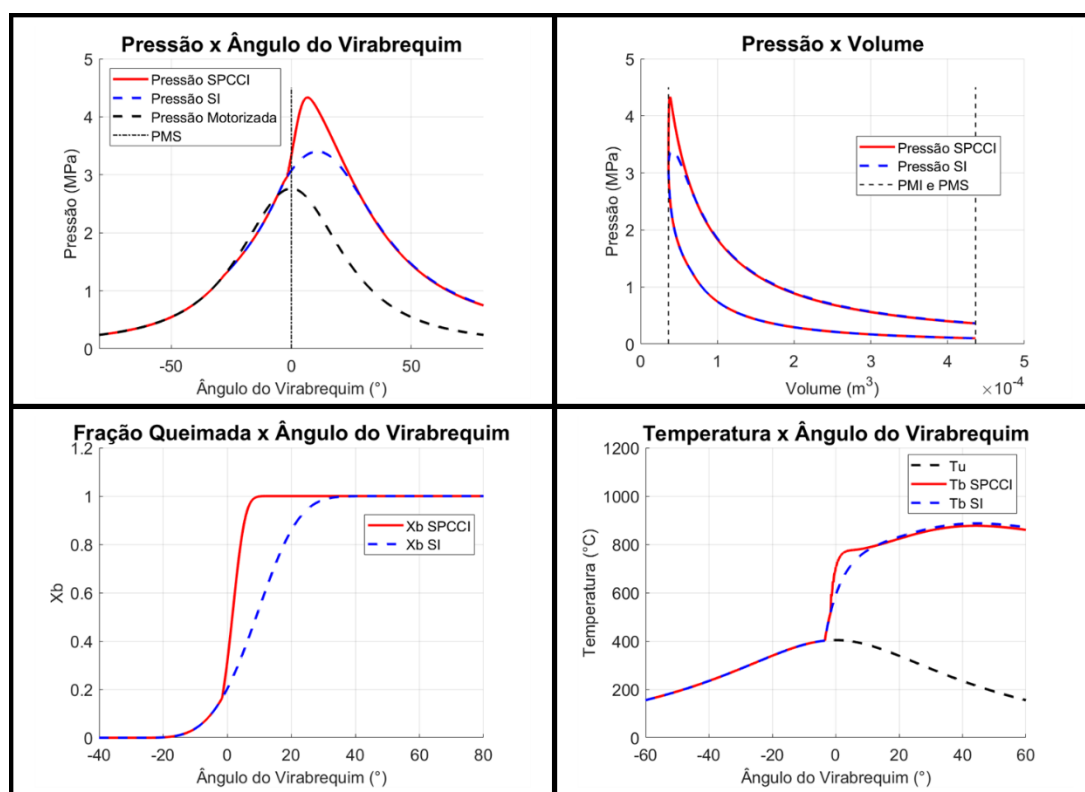


Figura 22. Resultados da simulação com o Carro I: (1) pressão em função do ângulo do virabrequim; (2) pressão em função do volume; (3) Fração queimada em função do ângulo do virabrequim e (4) Temperatura em função do ângulo do virabrequim

Para as especificações do primeiro carro em modo SPCCI, pode-se perceber que a pressão no interior do cilindro aumenta aproximadamente 1 MPa com relação às mesmas especificações no modo SI, como podemos ver no gráfico da pressão em função do ângulo do virabrequim da Figura 22. Como há a autoignição do etanol um pouco antes do PMS, tendo queimado um pouco menos de 20% do combustível (como se pode ver no gráfico da fração queimada), a maioria do combustível é queimada pela autoignição do

etanol, o que resulta em uma queima mais rápida, e por consequência, um maior pico de pressão e maior eficiência.

Além disso, pela velocidade da queima, vemos que a temperatura no interior do cilindro chega mais rapidamente no seu valor médio da mistura queimada. Esta chega a um máximo de 900 °C, o que é coerente com os dados na literatura da temperatura na válvula de escape do motor. Com esse resultado percebe-se a diminuição de emissões nocivas ao meio-ambiente devido à baixa temperatura e à mistura pobre de ar-combustível, pois a maior formação do NO_x acontece em proporções estequiométricas [14].

Tabela 9 - Resultado da potência, eficiência e pressão máxima para o carro II

	Potência [HP]	η_{th}	Pressão Máxima [MPa]
SI	46,84	41,62%	3,66
SPCCI	46,84	41,62%	3,66

Fonte: O autor

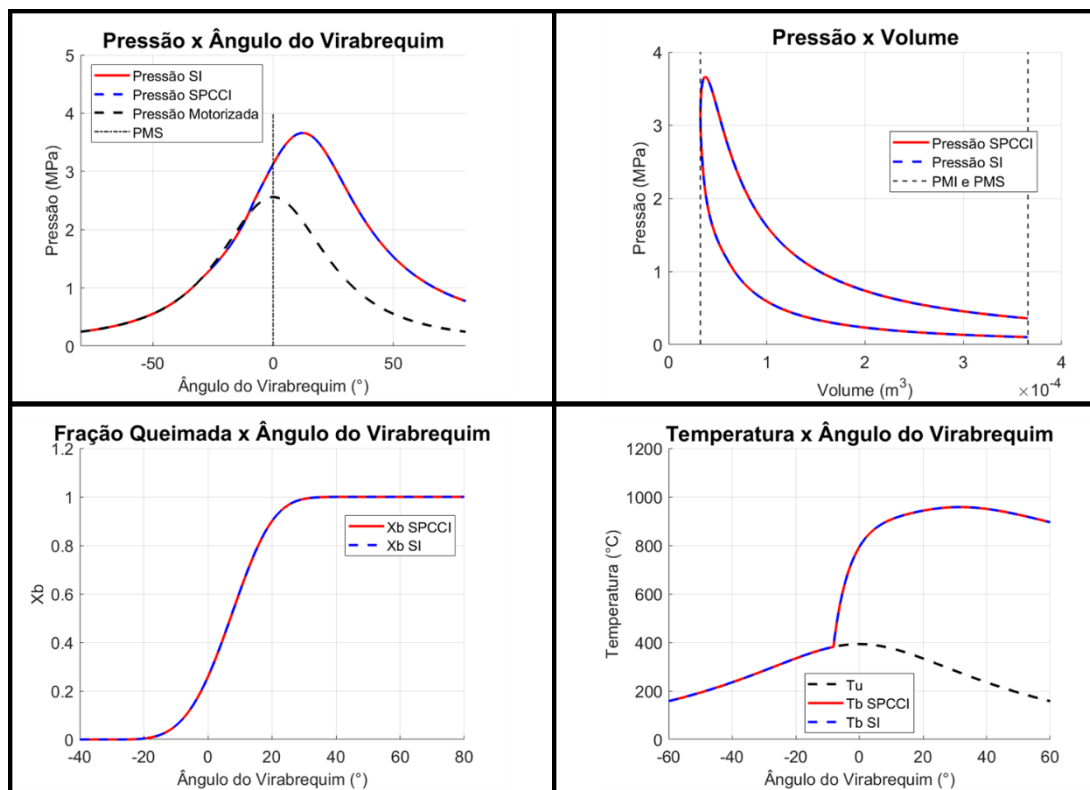


Figura 23. Resultados da simulação com o Carro II: (1) pressão em função do ângulo do virabrequim; (2) pressão em função do volume; (3) Fração queimada em função do ângulo do virabrequim e (4) Temperatura em função do ângulo do virabrequim

A partir dos parâmetros do motor em um carro compacto de 3 cilindros como é o *Nissan March* 1.0 L, pode-se perceber pela variação da pressão em função do ângulo do virabrequim e da fração queimada que o estado termodinâmico desejado para a ocorrência da autoignição do etanol não foi atingido. Logo, não houve a ignição por compressão assistida pela centelha. Dessa forma, os dois motores simulados (aquele com a tecnologia SPCCI e aquele apenas com a tecnologia SI) tiveram a mesma “performance”, como é evidente em todos os quatro gráficos da Figura 23.

Tabela 10 - Resultado da potência, eficiência e pressão máxima para o carro III

	Potência [HP]	η_{th}	Pressão Máxima [MPa]
SI	73,88	41,82%	3,79
SPCCI	84,54	47,92%	6,14

Fonte: O autor

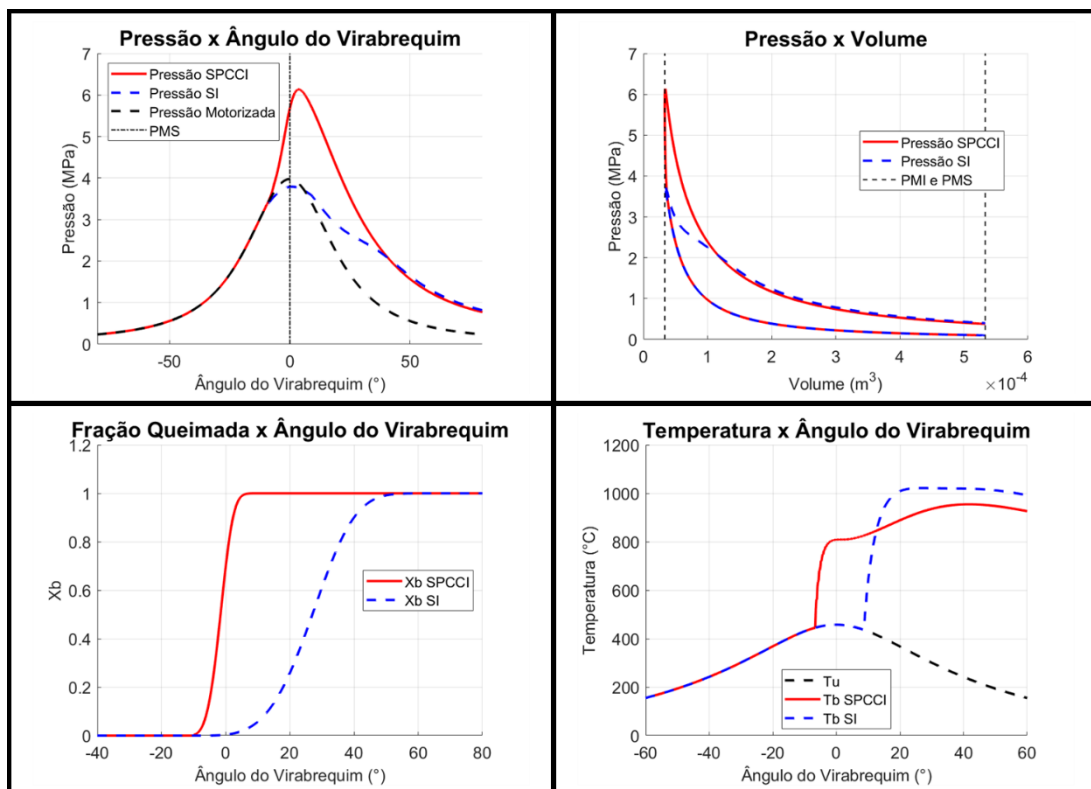


Figura 24. Resultados da simulação com o Carro III: (1) pressão em função do ângulo do virabrequim; (2) pressão em função do volume; (3) Fração queimada em função do ângulo do virabrequim e (4) Temperatura em função do ângulo do virabrequim

Como pode-se ver pelos gráficos da Figura 24, há uma grande diferença entre os motores SPCCI e SI em motores de grande volume deslocado, alta razão de compressão e com um ângulo de centelha mais próximo do PMS. Como vemos no gráfico da fração

queimada, a transição da queima SI para HCCI ocorre muito cedo, de forma a queimar praticamente todo o combustível na velocidade da ignição por compressão em misturas homogêneas.

O ângulo de centelha é escolhido de forma que ele seja uma forma de controlar o aumento da pressão no interior do cilindro e assistir na precisão do tempo de autoignição, o que é o propósito SPCCI. No caso de parâmetros como o do motor *SkyActiv-X* da Mazda e na situação simulada acima, a eficiência de um motor SPCCI chega a aumentar bem, comparada com aquela de um motor SI, como anunciado na Tabela 10. Apesar deste aumento de rendimento térmico do motor, há também um aumento na pressão no interior do cilindro (no caso de cerca de 2,5 MPa), o que demanda um material com melhor “performance” em altas pressões.

Apesar do aumento significativo da pressão no cilindro, percebe-se também que a temperatura média no interior do cilindro não aumenta muito. Isso mostra que as emissões de NO_x são limitadas, mesmo com valores altos de razão de compressão.

Vale ressaltar que um motor SI não funciona normalmente com λ de 2,5 e com a centelha tão perto do PMS. Como visto na Figura 24, a linha pontilhada azul mostra a pressão no motor SI não aumentando muito, pois quando há a combustão total do combustível, o pistão já está muito baixo, ou seja, a pressão já decresceu bastante. Ou seja, durante a fase de combustão não foi produzido tanto trabalho quanto nos motores SI com ângulo de centelha anterior.

Além disso, o modelo de combustão proposto, enunciado por Heywood, comprova que o cálculo da temperatura da mistura queimada deve ser calculado após a taxa de liberação de calor passar dos 3%. Para valores inferiores não há convergência nos da temperatura da parte queimada e, conseqüentemente, da pressão no cilindro, como mostrado em estudos numéricos da literatura [8].

5.2. Impacto do ângulo onde é dado a centelha

Após a análise com três diferentes tipos de carro, realizou-se também um estudo do parâmetro do ângulo da centelha. Neste estudo, definiu-se uma constante para todos os outros parâmetros e variou-se apenas o ângulo da centelha conforme indicado na Tabela 11:

Tabela 11 - Valores do ângulo de centelha utilizados na simulação

θ_{Ign}^{SI}					
-55 °	-45 °	-35 °	-25 °	-15 °	-5 °

Fonte: O autor

Os parâmetros do primeiro carro são:

Tabela 12 - Parâmetros do primeiro motor para a simulação da variação do ângulo da centelha

Velocidade [rpm]	Nº de Cilindros	Cilindrada [L]	λ	Razão de Compressão
5000	4	1.6	2,5	12

Fonte: O autor

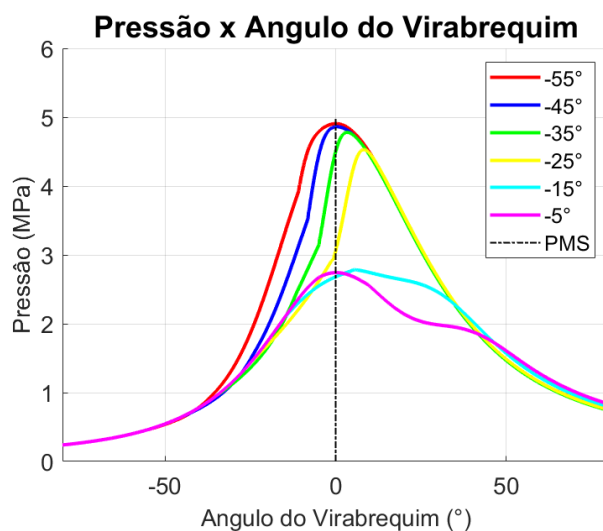


Figura 25. Gráfico da pressão em função do ângulo do virabrequim para diferentes ângulos de centelha

A Figura 25 mostra a pressão em função do ângulo do virabrequim para um carro definido com diferentes ângulos de centelha. Pode-se perceber que quanto mais tarde se dá a centelha a pressão no interior do cilindro será menor, portanto, o trabalho realizado também será menor.

Além disso, se a centelha for dada muito cedo, haverá uma grande parte de combustão antes do motor chegar no PMS. Dessa forma, haverá um trabalho negativo da combustão, o que diminui bastante a eficiência do motor.

Para a simulação, os valores máximos da pressão e o ângulo onde elas ocorrem estão mostrados na Tabela 13.

Tabela 13 - Pressões Máximas e respectivos ângulos em função da variação do ângulo de centelha

	-55°	-45°	-35°	-25°	-15°	-5°
Pressão Máxima (MPa)	4,90	4,86	4,78	4,53	2,79	2,74
Ângulo da P. Máx. (°)	-1,1	0,4	3,4	8,3	5,6	0,2

Fonte: O autor

Logo, a partir destas análises pode-se obter o gráfico do rendimento do motor em função do ângulo de centelha:

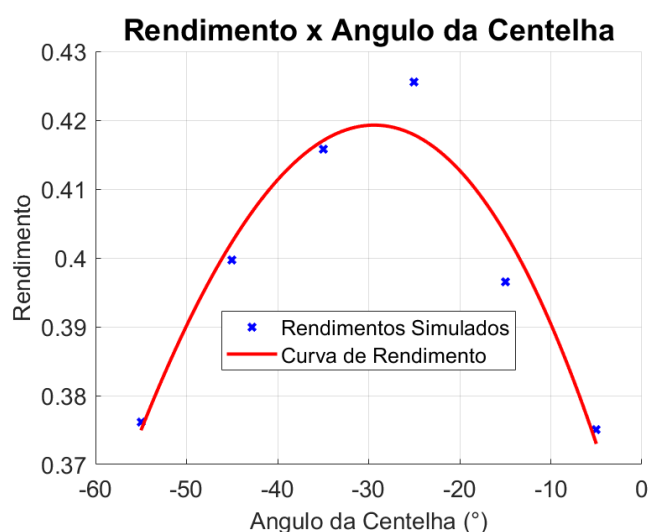


Figura 26. Gráfico do rendimento térmico em função do ângulo de centelha

A curva acima foi construída a partir de um intervalo de confiança de 95% com coeficiente de determinação, R^2 , de 0,9415 a partir de um polinômio de terceiro grau da forma:

$$f(x) = p3 \cdot x^3 + p2 \cdot x^2 + p1 \cdot x + p0 \quad (70)$$

Onde os valores dos coeficientes se encontram na Tabela 14.

Tabela 14 - Coeficientes da função de eficiência: ângulo de centelha

p0	p1	p2	p3
$3,51 \cdot 10^{-1}$	$-4,81 \cdot 10^{-3}$	$-9,09 \cdot 10^{-5}$	$-2,05 \cdot 10^{-7}$

Fonte: O autor

Os resultados obtidos e apresentados na Tabela 14 comprovam a análise feita anteriormente, ilustrando que existe um momento ótimo da centelha no motor SPCCI para um determinado carro. Dessa forma, cabe a cada diferente carro analisar qual seria este ângulo onde deverá ser dada a faísca. De acordo com o resultado anteriormente

exposto, a maior eficiência estaria entre os ângulos -35 e -25 °. Percebe-se, portanto, que é onde o ponto SOHCCI (ponto de autoignição) está logo antes do PMS.

Além disso, percebe-se que a curva de eficiência é muito sensível com relação ao ângulo de centelha. Isto mostra que a eficiência do motor SPCCI, assim como no motor HCCI, está diretamente ligada com o momento da autoignição. Por isso o motor SPCCI é tão valorizado, uma vez que é mais fácil controlar o momento da autoignição, simplesmente com a introdução da vela e o controle do momento da faísca.

Para uma segunda análise do ângulo de centelha, um estudo foi feito com um motor de maior razão de compressão. Espera-se, em um primeiro momento que o ângulo da centelha deverá se aproximar do PMS, uma vez que com uma maior razão de compressão a pressão no interior do cilindro aumentará e, por isso, a autoignição acontecerá mais rapidamente. Desta forma, para que a energia da combustão seja aproveitada de melhor forma, a pressão deve ser maior depois do PMS, o que significa uma centelha e, conseqüentemente, uma autoignição mais tardia.

Os valores do motor são os seguintes:

Tabela 15 - Parâmetros do segundo motor para a simulação da variação do ângulo da centelha

Velocidade [rpm]	Nº de Cilindros	Cilindrada [L]	λ	Razão de Compressão
5000	4	1.6	2,5	14

Fonte: O autor

O resultado da análise para os ângulos da centelha mostrados na Tabela 11 são representados na Figura 27.

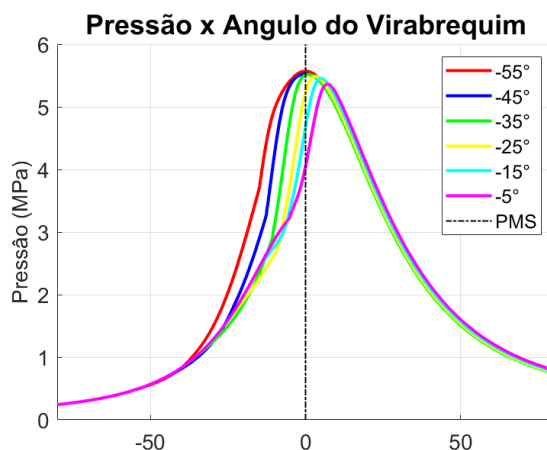


Figura 27. Gráfico da pressão em função do ângulo do virabrequim para diferentes ângulos de centelha

Como esperado, para as centelhas produzidas em um tempo precoce, o pico de pressão acontece antes do PMS o que diminui a eficiência do motor. Desta forma, a curva de maior eficiência é aquela com a centelha mais tardia. Vale destacar que pelas curvas da Figura 27, o trabalho realizado diminuirá quando o ângulo de centelha for mais próximo do PMS ou quando passá-lo. Nestes casos o pico de pressão será menor e, conseqüentemente, a eficiência também (assim como mostrado no caso anterior para ângulos de centelha depois de -20°).

Para o presente caso, os valores máximos da pressão e o ângulo onde estes ocorrem estão mostrados na Tabela 16.

Tabela 16 - Pressões Máximas e respectivos ângulos para variação do ângulo de centelha II

	-55°	-45°	-35°	-25°	-15°	-5°
Pressão Máxima (MPa)	5,90	5,85	5,85	5,86	5,88	5,81
Ângulo da P. Máx. ($^\circ$)	-1,1	-1,1	0,4	2,0	3,6	5,8

Fonte: O autor

De acordo com a Figura 28, que relaciona a eficiência térmica do motor com o ângulo de centelha, pode-se concluir que a mesma conclusão obtida aqui pode ser estendida à ângulos de centelha depois do PMS.

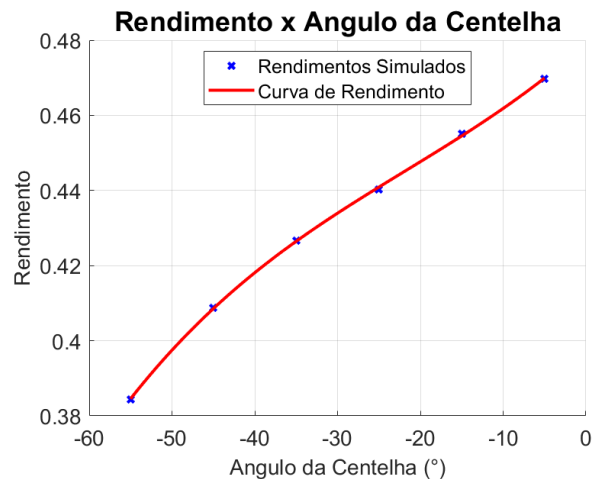


Figura 28. Gráfico do rendimento térmico em função do ângulo de centelha

A curva acima foi construída a partir de um intervalo de confiança de 95% com coeficiente de determinação, R^2 , de 0,9996 a partir de um polinômio de terceiro grau da forma:

$$f(x) = p_3 \cdot x^3 + p_2 \cdot x^2 + p_1 \cdot x + p_0 \quad (71)$$

Onde os valores dos coeficientes se encontram na Tabela 17.

Tabela 17 - Coeficientes da função de eficiência: ângulo de centelha II

p0	p1	p2	p3
$4,79 \cdot 10^{-1}$	$1,97 \cdot 10^{-3}$	$2,87 \cdot 10^{-5}$	$4,38 \cdot 10^{-7}$

Fonte: O autor

5.3. Impacto da razão de compressão

Além da análise de sensibilidade do ângulo de centelha, o trabalho também considerou o estudo da sensibilidade da razão de compressão do motor. Para o estudo em questão, considerou-se um carro com os seguintes parâmetros:

Tabela 18 - Parâmetros do motor para a simulação da variação da razão de compressão

Velocidade [rpm]	Nº de Cilindros	Cilindrada [L]	λ	θ_{Ign}^{SI}
5000	4	1.6	2,5	-30

Fonte: O autor

Para um carro com esses parâmetros do motor, fez-se variar a razão de compressão entre os seguintes valores:

Tabela 19 - Valores da razão de compressão utilizados na simulação

<i>Razão de Compressão</i>						
12	13	14	15	16	17	18

Fonte: O autor

Com os dados em questão, a simulação da pressão em função do ângulo do virabrequim para cada uma das razões de compressões mostradas na Tabela 19 é ilustrada na Figura 29:

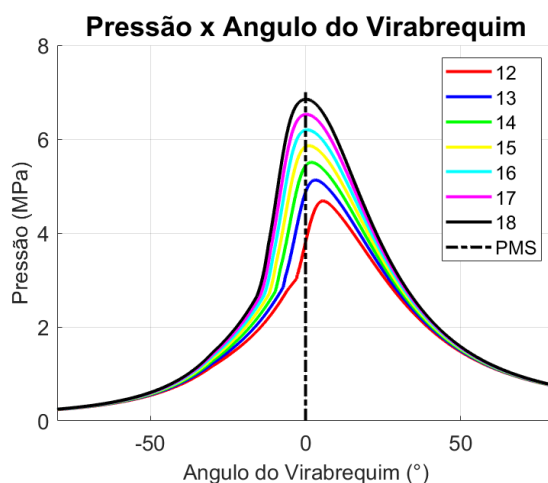


Figura 29. Gráfico da pressão em função do ângulo do virabrequim para diferentes razões de compressão

Analisando a Figura 29, percebe-se que quanto maior a razão de compressão maior será a pressão no interior do cilindro, o que já era esperado. Além disso, para as razões de compressão mais altas, a autoignição acontece mais rapidamente, uma vez que o estado termodinâmico (em pressão e temperatura) acontece mais rapidamente pelo aumento da pressão. Logo, para uma melhor eficiência do motor com maior razão de compressão, é necessária uma centelha mais tardia, para que o pico de pressão acontece após o PMS.

Para o caso analisado, os valores máximos da pressão e o ângulo onde elas ocorrem estão mostrados na Tabela 20.

Tabela 20 - Pressões Máximas e respectivos ângulos para variação da razão de compressão

	12	13	14	15	16	17	18
Pressão Máxima (MPa)	4,68	5,13	5,51	5,86	6,20	6,53	6,85
Ângulo da P. Máx (°)	5,6	3,2	2,0	1,1	0,5	0,2	0,0

Fonte: O autor

Analisando a eficiência em função da razão de compressão para as curvas de pressão expostas no gráfico anterior, obtêm-se:

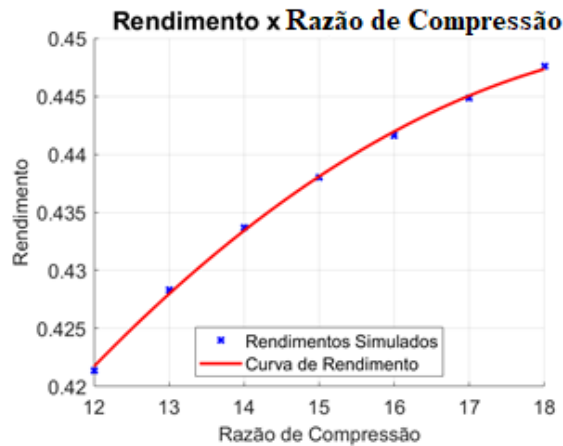


Figura 30. Rendimento em função da razão de

A curva acima foi construída a partir de um intervalo de confiança de 95% com coeficiente de determinação, R^2 , de 0,9989 a partir de um polinômio de segundo grau da forma:

$$f(x) = p_2 \cdot x^2 + p_1 \cdot x + p_0 \quad (72)$$

Onde os valores dos coeficientes se encontram na Tabela 21.

Tabela 21 - Coeficientes da função de eficiência: razão de compressão

p_0	p_1	p_2
$2,85 \cdot 10^{-1}$	$1,61 \cdot 10^{-2}$	$-3,96 \cdot 10^{-4}$

Fonte: O autor

Verifica-se, pelo gráfico, que o rendimento térmico do motor aumenta em função da razão de compressão. Porém, este aumento não ocorre de forma linear, uma vez que quanto maior a razão de compressão mais cedo ocorrerá o ponto de autoignição e, conseqüentemente, mais cedo será o pico de pressão. Aumentando-se a razão de compressão cada vez mais, haverá uma queda de rendimento quanto mais o pico de pressão se aproximar do PMS.

5.4. Otimização do ângulo onde está dado a centelha e da razão de compressão

Enfim, como última análise foram simulados para um carro específico diferentes pares de ângulo de centelha e razão de compressão. Os parâmetros constantes do carro simulado são apontados na Tabela 22.

Tabela 22 - Parâmetros do motor para simulação da superfície de rendimento

Velocidade [rpm]	Nº de Cilindros	Cilindrada [L]	λ
5000	4	1.6	2,5

Fonte: O autor

Para o carro de parâmetros definidos na Tabela 22, foram simulados 25 pontos de funcionamento sendo 5 ângulos de centelha e 5 razões de compressão diferentes. Neste estudo, analisa-se o rendimento térmico do motor SI, do motor SPCCI e o $\Delta\eta_{th} = \frac{\eta_{th}^{SPCCI} - \eta_{th}^{SI}}{\eta_{th}^{SI}}$ para cada uma das condições experimentais.

Os ângulos de centelha e razão de compressão utilizados no estudo estão revelados na Tabela 23.

Tabela 23 - Valores do ângulo de centelha e da razão de compressão utilizados na simulação

Ângulo de Centelha (°)				
-40	-35	-30	-25	-20
Razão de Compressão				
12	13,5	15	16,5	18

Fonte: O autor

Para os 25 pontos de rendimento dos motores, foi determinado a equação de uma superfície que mais se aproximava dos pontos pelo método dos mínimos quadrados. Esta foi plotada com base em polinômios do terceiro grau que aproximavam o rendimento térmico em função do ângulo de centelha e da razão de compressão.

O resultado da simulação para o motor SI está presente na Figura 31.

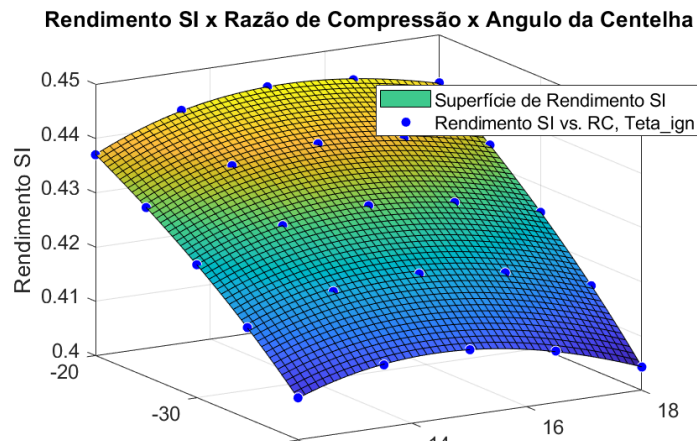


Figura 31. Superfície de rendimento em função do ângulo de centelha e da razão de compressão para o motor SI

A curva acima foi construída a partir de um intervalo de confiança de 95% com coeficiente de determinação, R^2 , de 0,9999 a partir de dois polinômios de terceiro grau da forma:

$$f(x, y) = p00 + p10 \cdot x + p01 \cdot y + p20 \cdot x^2 + p11 \cdot xy + p02 \cdot y^2 \quad (73) \\ + p30 \cdot x^3 + p21 \cdot x^2y + p12 \cdot xy^2 + p03 \cdot y^3$$

Os valores dos coeficientes se encontram na Tabela 24.

Tabela 24 - Coeficientes da superfície de eficiência SI

p00	p10	p01	P20	p11	p02	p30	p21	p12	p03
2,02	4,09	8,03	-2,00	1,44	1,47	3,00	7,49	-3,94	3,51
$\cdot 10^{-1}$	$\cdot 10^{-2}$	$\cdot 10^{-4}$	$\cdot 10^{-3}$	$\cdot 10^{-5}$	$\cdot 10^{-5}$	$\cdot 10^{-5}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$

Fonte: O autor

Nela, podemos ver que a curva de rendimento é bem-comportada. Existe um valor ótimo de ângulo de centelha para uma razão de compressão específica, o que já havíamos visto nos resultados comentados anteriormente. Além disso, percebe-se que uma razão de compressão alta e um ângulo de centelha precoce é onde há um menor rendimento, uma vez que a energia da combustão é fornecida antes do PMS, enquanto o pistão ainda está no tempo de compressão. Por outro lado, enquanto a razão de compressão é alta, será necessário dar a faísca mais tarde para um melhor rendimento.

A Figura 32 mostra a superfície de rendimento do motor SPCCI em função do ângulo de centelha e da razão de compressão. Comparado ao motor SI, percebe-se que a curva é menos comportada.

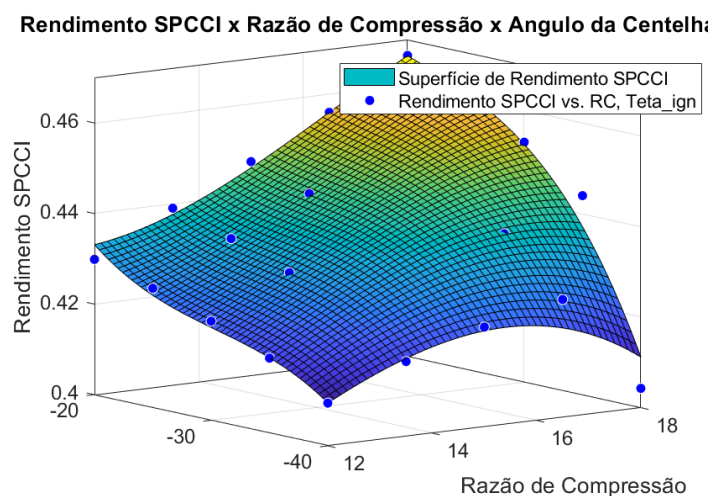


Figura 32. Superfície de rendimento em função do ângulo de centelha e da razão de compressão para o motor SPCCI

A curva acima foi construída a partir de um intervalo de confiança de 95% com coeficiente de determinação, R^2 , de 0,9693 a partir de dois polinômios de terceiro grau da forma:

$$f(x, y) = p00 + p10 \cdot x + p01 \cdot y + p20 \cdot x^2 + p11 \cdot xy + p02 \cdot y^2 + p30 \cdot x^3 + p21 \cdot x^2y + p12 \cdot xy^2 + p03 \cdot y^3 \quad (74)$$

Os valores dos coeficientes se encontram na Tabela 25.

Tabela 25 - Coeficientes da superfície de eficiência SPCCI

p00	p10	p01	P20	p11	p02	p30	p21	p12	p03
1,39	-1,25	4,64	5,73	-3,65	7,40	-8,13	8,21	-2,41	4,92
$\cdot 10^0$	$\cdot 10^{-1}$	$\cdot 10^{-2}$	$\cdot 10^{-3}$	$\cdot 10^{-3}$	$\cdot 10^{-4}$	$\cdot 10^{-5}$	$\cdot 10^{-5}$	$\cdot 10^{-5}$	$\cdot 10^{-6}$

Fonte: O autor

Como podemos ver na figura, para uma razão de compressão alta, será necessário optar por uma faísca mais tardia para que haja um melhor rendimento. Dessa forma, para uma razão de compressão de 16, como é o caso do motor *SkyActiv-X*, o ângulo de centelha para um melhor rendimento será por volta de -20° (um pouco antes do PMS).

Por fim, analisou-se a porcentagem de aumento ou diminuição da utilização do SPCCI em relação ao uso do SI em carros que possuam as duas tecnologias. Para isso, foi construído um gráfico que relaciona o $\Delta\eta_{th}$ com o ângulo da centelha e a razão de compressão. Este gráfico está indicado na Figura 33:

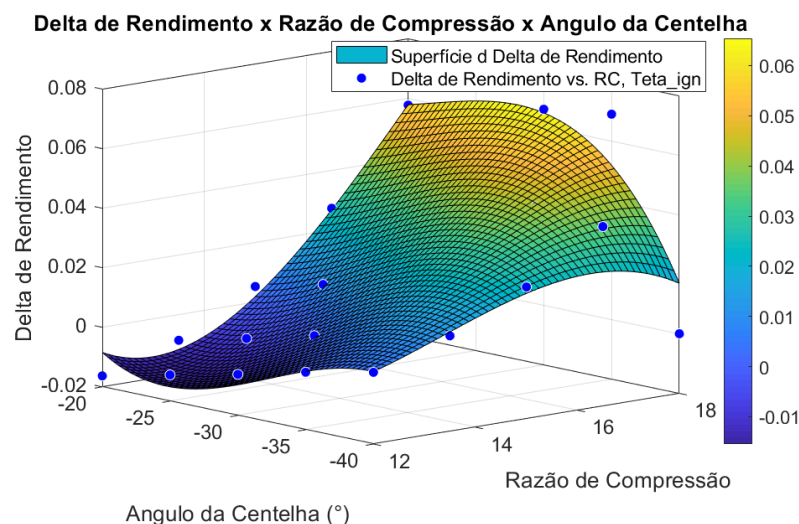


Figura 33. Superfície do delta de rendimento entre os motores SI e SPCCI em função do ângulo de centelha e da razão de compressão

A superfície da Figura 33 foi construída a partir de um intervalo de confiança de 95% com coeficiente de determinação, R^2 , de 0,9266 a partir de dois polinômios de terceiro grau da forma:

$$f(x, y) = p00 + p10 \cdot x + p01 \cdot y + p20 \cdot x^2 + p11 \cdot xy + p02 \cdot y^2 \quad (75) \\ + p30 \cdot x^3 + p21 \cdot x^2y + p12 \cdot xy^2 + p03 \cdot y^3$$

Os valores dos coeficientes se encontram na Tabela 26.

Tabela 26 - Coeficientes da superfície do delta de eficiência

p00	p10	p01	P20	p11	p02	p30	p21	p12	p03
2,85	-3,91	1,10	1,81	-8,76	1,78	-2,61	1,91	-5,81	1,12
$\cdot 10^0$	$\cdot 10^{-1}$	$\cdot 10^{-1}$	$\cdot 10^{-2}$	$\cdot 10^{-3}$	$\cdot 10^{-3}$	$\cdot 10^{-4}$	$\cdot 10^{-4}$	$\cdot 10^{-5}$	$\cdot 10^{-5}$

Fonte: O autor

De acordo com a superfície do delta de rendimento térmico mostrada na Figura 33, nota-se que existe pontos de funcionamento onde é mais eficiente a utilização do modo SI do que do modo SPCCI. Estes pontos acontecem quando a razão de compressão é baixa e o ângulo de centelha é próximo do PMS. Além disso, o aumento da eficiência do motor SPCCI será mais notável em um motor de razão de compressão alta e ângulo de centelha também próximo do PMS.

A simulação de rendimentos está de acordo com termodinâmica dos motores, pois espera-se que quanto maior a razão de compressão, mais cedo acontecerá o ponto de autoignição. Assim, o pico de pressão no interior do cilindro será anterior ao do modo SI e, como é necessário que o pico de pressão aconteça depois do PMS para um bom rendimento, o ângulo de centelha deverá ser, como visto na figura acima, mais tardio.

Vale ressaltar que, como o motor *SkyActiv-X* têm uma razão de compressão de 16,3:1, o rendimento térmico do motor aumentará cerca de 5 a 6% em pontos de funcionamento específicos o que resulta em uma grande economia de combustível para o usuário. Além disso, devido à uma mistura muito pobre haverá uma menor emissão de NO_x no meio ambiente, o que melhora a imagem do motor para as vendas.

6. CONCLUSÃO

Durante o presente trabalho, foi estudado numericamente uma nova tecnologia de um motor de combustão interna chamada Motor de Ignição por Compressão Controlada por Centelha (SPCCI). O objetivo do estudo foi investigar a sensibilidade de diversos parâmetros do motor em função do rendimento térmico quando utilizado como combustível o etanol.

A simulação foi feita no software MATLAB Simulink tendo como base diferentes artigos sobre o novo motor, autoignição do etanol e a função de Wiebe para mistura ar-etanol, além dos conhecimentos técnicos do motor de combustão interna a partir de Heywood. Os resultados levam a tirar algumas conclusões com relação ao motor de ignição por compressão controlada por centelha. Estas conclusões estão listadas a seguir.

- O motor SPCCI é termicamente mais eficiente do que um motor SI em alguns pontos de funcionamento, chegando à uma melhoria relativa de aproximadamente em 7% em alguns casos. Isso ocorre principalmente quando os ângulos de centelha são mais tardios e as razões de compressão estão em torno de 16, o que coincide com a razão de compressão do motor SkyActiv-X da Mazda.
- Quando o ângulo de centelha é tardio e a razão de compressão é alta, a autoignição do etanol acontece mais cedo do que o desejado no motor SPCCI, desta forma há uma redução no rendimento térmico do motor.
- O tempo da ignição por compressão, ou autoignição, do combustível em um motor SPCCI, assim como em um motor HCCI, é extremamente importante. O SPCCI, então, é valorizado porque consegue controlar o momento da autoignição simplesmente com o controle sobre o momento da faísca na vela.
- Um carro com um valor alto de cilindrada e com uma alta razão de compressão passará de uma queima SI para uma queima HCCI de forma rápida. Por esta razão, consegue-se controlar o momento da autoignição como listado no ponto anterior.
- Os motores SPCCI chegam à pressões mais altas do que àquelas que um motor SI chegaria com os mesmo parâmetros, desta forma é necessário um melhor estudo de materiais para suportar a pressão no interior do cilindro.
- As temperaturas nos motores SPCCI são iguais ou menores do que àquelas nos mesmos carros funcionando em modo SI. Com uma menor temperatura, há menor troca de calor com o ambiente e, conseqüentemente, maior eficiência. Devido às

baixas temperaturas, há também menor formação de NO_x, o que diminui o impacto ambiental normalmente gerado por motores de combustão interna.

Como dito na introdução, espera-se que este trabalho possa servir de base em pesquisas futuras sobre motores de combustão interna com tecnologias similares, com o objetivo de melhorar a eficiência e diminuir a poluição do meio ambiente. Desta forma, lista-se, a seguir, futuros trabalhos que podem ser feitos utilizando como pilar o presente projeto para uma aproximação ainda maior do “motor de combustão ideal”.

- Estudo da sensibilidade e definição de um ponto de funcionamento ótimo com o incremento de outros parâmetros como a rotação do motor e a relação ar-combustível. Esse estudo pode ser realizado usando ferramentas como planejamento de experimentos para reduzir a quantidade de simulações.
- Implantação no MATLAB de um turbocompressor a montante da válvula de admissão para estudar a influência do controle de pressão na entrada do cilindro na eficiência global do ciclo.
- Estudo do motor SPCCI com diferentes combustíveis: etanol, gasolina e misturas de etanol e gasolina e aditivos. Para tal, precisa-se definir os pares de pressão e temperatura de autoignição para misturas complexas. O que poderia ser feito integrado com atividades experimentais.
- Implementação de combustão incompleta no motor e cálculo da emissão de poluentes.
- Estudos experimentais de um motor SPCCI com etanol (e gasolina) para validação dos dados e utilização de dados experimentais no modelo, melhorando a precisão das simulações.
- Implementação do modelo de estratificação do combustível no interior do cilindro: sendo menor a relação ar-combustível perto da vela e maior próximo ao êmbolo no interior do cilindro.

7. REFERÊNCIAS

- [1] BORGNAKKE, C. & SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica - 8ª Edição**. São Paulo: Blucher, 2013.
- [2] BRANDES, E., HIRSH, W., STOLZ, T., **Autoignition Temperatures of Flammable Liquids with Air at Elevated Pressures**, Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB), Braunschweig, Germany, 2005.
- [3] DEC, John E. **Advanced compression-ignition engines - Understanding the in-cylinder processes**. Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 32. p. 2727, 2009.
- [4] FURLANI, C, **Motores à Combustão Interna**. São Paulo, LAMMA, UNESP, 2006.
- [5] HEYWOOD, J. B., **Internal Combustion Engine Fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [6] MAZDA MOTOR, **Skyactiv-X**, Disponível em: <<https://www.mazda.com/en/innovation/mazda-stories/engineers/skyactiv-x/>>. Acesso em: 8 de agosto de 2019.
- [7] MAZDA MOTOR EUROPE, **Revolutionary Mazda Skyactiv-X engine details confirmed as sales start**, Press Release, Leverkusen, Germany, 05/06/2019.
- [8] MERKER, P. M.; Schwartz, C.; Stiesch, G.; Otto, F. **Simulating Combustion - Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development**, Springer, 2006.
- [9] OBERT, Edward F. **Motores de Combustão Interna**. Porto Alegre: Editora Globo, 1971.
- [10] RASSWEILET, G. M., WITHROW, L. **Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards**, SAE Transactions, Vol. 38, pp. 185-204, 1938.
- [11] RYAN T., MATHEAUS A., **Fuel Requirements for HCCI Engine Operation**. Southwest Research Institute, 2013.
- [12] SALES, M. V., **Questão energética na Atualidade**. Rio de Janeiro, O GLOBO, 2011. Disponível em: <<http://educacao.globo.com/artigo/questao-energetica-na-atualidade.html>>. Acesso em 1 de novembro de 2019.

- [13] SELLNAU, M., MATEKUNAS, F.A., BATTISTON P., CHEN-FANG Chang, **Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio-Management and Low-Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensors**. SAE TECHNICAL PAPER 2000-01-0932
- [14] SIRRIS. **Engine after treatment systems and light time optimisation**. Bruxelas, 2015. Disponível em: <<https://www.sirris.be/blog/engine-after-treatment-systems-and-light-time-optimisation>> Acesso em: 28 de outubro de 2019.
- [15] STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**, 4ªEdição. SAE Internacional e Macmillan Press, 1999.
- [16] TOPGEAR. **SkyActiv-X – Mazda, Car Reviews**, 2019. Disponível em: <<https://www.topgear.com/car-reviews/mazda/skyactiv-x-5dr-man/first-drive>>. Acesso em: 5 de novembro de 2019.
- [17] YELIANA et al., **Wiebe function parameter determination for mass fraction burn calculation in an ethanol-gasoline fuelled SI engine**, Michigan Technological University, 2008