



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIENCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JARMISON DE ARAÚJO SILVA

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE CICLOS MOTORES MILLER, OTTO E DIESEL:
um estudo comparativo baseado nas emissões e parâmetros operacionais

Recife
2022

JARMISON DE ARAÚJO SILVA

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE CICLOS MOTORES MILLER, OTTO E DIESEL:
um estudo comparativo baseado nas emissões e parâmetros operacionais

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia mecânica.

Área de concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero

Recife

2022

Catálogo na fonte:

Bibliotecária Rosineide Mesquita Gonçalves Luz, CRB4/1361

S586m Silva, Jarmison de Araújo.
Modelagem e simulação de ciclos motores Miller, Otto e Diesel: um estudo comparativo baseado nas emissões e parâmetros operacionais / Jarmison de Araújo Silva. – 2022.

98f.: il., figs., tabs. e sigl.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

.
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG Departamento Engenharia Mecânica, Recife, 2022.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Motor Miller. 3. Motor Otto. 4. Motor Diesel. 5. Simulação numérica. 6. Nox. 7. Equilíbrio químico. 8. Cinética química.

I. Guerrero, Jorge Recarte Henriquez (Orientador). II. Título.

JARMISON DE ARAÚJO SILVA

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE CICLOS MOTORES MILLER, OTTO E DIESEL:
um estudo comparativo baseado nas emissões e parâmetros operacionais

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia mecânica.

Área de concentração: Energia

Aprovada em: 31 / 08 / 2022.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero (Orientadora)
Universidade Federal de Pernambuco - UFPE

Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa (Examinador Interno)
Instituto Federal de Pernambuco - IFPE

Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa (Examinador Interno)
Instituto Federal de Pernambuco - IFPE

Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos (Examinador Externo)
Universidade Federal da Paraíba - UFPB

Prof. Dr. Carlos Teofilo Salinas Sedano (Examinador Externo)
Universidade Santa Cecília - UNISANTA

Dedico este trabalho aos meus pais, que desde cedo me ensinaram o valor da educação para entender o mundo e que me mostraram com muita paciência e amor, que não há limites para a busca de um sonho. Dedico a minha esposa Vanessa por estar presente ajudando no dia-a-dia.

Dedico também aos leitores desse trabalho, como parte na busca de conhecimento e contribuições em motor de combustão interna. Com o objetivo de sugestões e melhorias para redução dos índices de poluição visando o bem-estar dos seres humanos e ao meio-ambiente.

AGRADECIMENTOS

Desejo exprimir os meus agradecimentos a todos aqueles que, de alguma forma, permitiram que esta tese se concretizasse.

Em primeiro lugar quero agradecer a Deus que permitiu a realização desse trabalho nessa longa jornada. Agradeço também ao professor e orientador Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero, da Universidade Federal de Pernambuco, de ter deixado fazer parte do seu grupo de trabalho, de ter acreditado em mim e nas minhas capacidades. Agradeço ainda o trato simples, correto e científico, com que sempre abordou nas nossas reuniões de trabalho.

Agradeço aos professores Dr. Álvaro Antônio Ochoa Villa do Instituto Federal de Pernambuco e Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos da Universidade Federal da Paraíba por integrar o comitê de acompanhamento da tese e pelos valiosos conselhos dados no exame de qualificação e Seminário III.

Agradeço ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, a Fundação de Amparo à Ciência e Tecnologia do Estado de Pernambuco (FACEPE) e pela bolsa de estudos (IBPG-1923-3.05/15) para a realização da tese.

RESUMO

Motores de combustão interna representam um importante equipamento para a transformação/geração de energia e amplamente utilizados nos setores energéticos e de transporte. Esta condição, aliada ao uso intensivo de combustíveis derivados de petróleo, origina problemas ambientais no uso destes equipamentos. Como forma de contribuir na busca de melhorias na eficiência energética dos motores e na mitigação dos problemas ambientais, o presente trabalho avalia comparativamente o uso de um ciclo Miller como contrapartida aos ciclos Otto e Diesel. A análise é baseada em estudos de simulação numérica dos ciclos motores envolvidos. O modelo foi construído considerando os processos termodinâmicos que ocorrem em cada tempo do motor, incluindo a transferência de calor pelas paredes do cilindro, a abertura e fechamento de válvulas e o processo de combustão. O modelo também inclui uma análise de formação de poluentes e esta é avaliada através de condições de equilíbrio químico e da cinética da combustão. As equações do modelo são resolvidas através do método de diferenças finitas através de um algoritmo programado em Matlab. O modelo foi validado com resultados experimentais da literatura. A partir das análises observa-se que o motor Miller apresenta menor nível de emissão específica de NO_x quando comparado aos motores Otto e Diesel. Adicionalmente a emissão tende a ser menor com o aumento do ângulo em que a válvula de admissão permanece aberta durante o estágio de compressão e também será menor com o aumento da rotação do motor. Com o aumento no atraso do fechamento da válvula de admissão durante a compressão, o motor Miller desenvolve um torque e uma potência menor que os motores Diesel e Otto, conseqüentemente, o consumo específico de combustível do motor Miller será maior. A utilização do motor Miller é mais viável do ponto de vista do consumo de combustível e emissão de NO_x, em baixa rotação a 1000rpm consome 439,47 g/kWh de gasolina. O motor Miller emite 91,5 % menos do que o motor Diesel e 9,5 % menos do que o motor Otto.

Palavras-chave: motor miller; otto; diesel; simulação numérica; NO_x; cinética Química.

ABSTRACT

Internal combustion engines are an important equipment for energy transformation/generation and are widely used in the energy and transport sectors. This condition, combined with the intensive use of petroleum-derived fuels, causes environmental problems in the use of this equipment. As a way of contributing to the search for improvements in the energy efficiency of engines and in the mitigation of environmental problems, the present work comparatively evaluates the use of a Miller cycle as a counterpart to the Otto and Diesel cycles. The analysis is based on numerical simulation studies of the motor cycles involved. The model was built considering the thermodynamic processes that occur at each engine stroke, including the heat transfer through the cylinder walls, the opening and closing of valves and the combustion process. The model also includes an analysis of pollutant formation and this is evaluated through chemical equilibrium conditions and combustion kinetics. The model equations are solved using the finite difference method through an algorithm programmed in Matlab. The model was validated with experimental results from the literature. From the analysis, it is observed that the Miller engine has a lower level of specific NO_x emission when compared to the Otto and Diesel engines. Additionally, emission tends to be lower with increasing angle at which the intake valve remains open during the compression stage and will also be lower with increasing engine RPM. With the increase in the delay of closing the intake valve during compression, the Miller engine develops a lower torque and power than the Diesel and Otto engines, consequently, the specific fuel consumption of the Miller engine will be higher.

Keywords: miller engine; otto; diesel; numerical simulation; NO_x; chemical kinetics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Consumo mundial de energia	15
Figura 2 - Consumo setorial de derivado de petróleo	16
Figura 3 - Tipos de veículo envolvido no setor de transporte no Brasil	16
Figura 4 - Emissão de NO_x por categoria de veículo (a).....	17
Figura 4 - Emissão de NO_x por categoria de veículo (b).....	17
Figura 5 - Composição dos gases do escape dos motores a ignição por centelha (a) e diesel (b).....	19
Figura 6 - Motor de combustão interna alternativo	30
Figura 7 - Classificação dos motores de combustão interna.....	30
Figura 8 - Esquema do motor de dois tempo	31
Figura 9: Ciclo motor dois tempo	32
Figura 10 - Ciclo Otto real de ignição por centelha.	33
Figura 11 - Ciclo Otto ideal	33
Figura 12 - Ciclo ideal Diesel.....	35
Figura 13 - Ciclo ideal Miller	36
Figura 14 - Motor de combustão interna excêntrico	38
Figura 14 - Esquema geométrico para representação das equações discretas do modelo ...	50
Figura 15 - Fluxograma do algoritmo.....	53
Figura 16 - Validação da pressão no cilindro do ciclo Miller	55
Figura 17 - Validação da pressão no atraso de válvula de admissão do ciclo Miller	56
Figura 18 - Validação da pressão durante a compressão e expansão do ciclo Otto	57
Figura 19 - Validação da pressão durante a compressão e expansão do ciclo Diesel	58
Figura 19 - Validação da emissão de NO_x	60
Figura 21 - Comportamento da pressão em função do ângulo de giro para diferentes rotações com fechamento da válvula de 30° no ciclo Miller	63
Figura 22 - Comparação da pressão entre o motor Miller e Diesel.....	63
Figura 23 - Comportamento da temperatura em função do ângulo de giro para diferentes rotações com fechamento da válvula de 30° no ciclo Miller	64
Figura 24 - Comparação da temperatura entre o motor Miller e motor Diesel	65
Figura 25 - Comportamento da fração queimada de combustível em função do ângulo do motor Miller e Diesel.....	65
Figura 2.6 - Trabalho em função do ângulo para diferentes rotação do motor Miller	66
Figura 27 - Comparação do trabalho em função do ângulo do motor Miller e Diesel.....	67
Figura 28 - Comportamento do torque em função da rotação para motor Diesel e motor Miller com diferentes abertura de válvula.....	68
Figura 29 - Potência em função da rotação para motor Diesel e Miller com diferentes abertura de válvula	69
Figura 30 - Consumo de combustível em função da rotação para motor Diesel e Miller com diferentes ângulo de válvula.....	70
Figura 32: Formação de NO_x em função do ângulo para a cinético e equilíbrio químico do motor Miller	71
Figura 33 - Emissão de NO em função da rotação para diferentes ângulo de válvula 20% excesso de ar do motor Diesel e Miller para diferentes ângulos de válvulas.....	72
Figura 34 - Emissão de NO_x em função do excesso de ar para motor Miller e Diesel	73
Figura 35 - Comportamento da pressão em função da rotação durante o ângulo de giro do motor Miller a gasolina	75

Figura 36 - Comparação da pressão do motor Miller e Otto durante o ângulo de giro.....	76
Figura 37 - Comportamento da temperatura em função do ângulo de giro para diferentes rotações do motor Miller a gasolina	77
Figura 38 - Comparação da temperatura do motor Miller e Otto em função do ângulo de giro do motor	77
Figura 39: Comportamento da fração de massa queimada do motor Miller e Otto	78
Figura 40: Comportamento do trabalho do motor Miller a gasolina em função do ângulo para diferentes rotações	79
Figura 41 - Comparação do trabalho em função do ângulo do motor Miller e Otto a gasolina a 3000 rpm.....	79
Figura 42 - Comparativo do torque em função da rotação para diferente ângulo de válvula do motor Miller e Otto	81
Figura 43 - Comparativo da potência em função da rotação para diferente ângulo de válvula do motor Miller e Otto	81
Figura 44 - Comparativo do consumo de combustível em função da rotação para motor Otto e diferentes abertura de válvula do motor Miller	82
Figura 45 - Formação das espécies químicas por equilíbrio químico do motor Miller a gasolina em função do ângulo de giro a 2000 rpm	83
Figura 46: Comportamento da taxa de formação de NOx pela cinética química e equilíbrio químico em função do ângulo de giro do motor Miller a 2000 rpm.....	84
Figura 47 - Comportamento de formação do NOx em função da rotação para o motor Otto e diferentes ângulo de abertura de válvula do motor Miller	85
Figura 48 - Comparativo da emissão de NOx do motor Otto e motor Miller para diferentes ângulo de abertura da válvula em função do excesso de ar	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Geometria do injetor.....	23
Tabela 2 - Coeficientes das constantes de equilíbrio.....	45
Tabela 3 - Parâmetros experimentais do ciclo Miller.....	54
Tabela 4 - Parâmetros experimentais do ciclo Otto.....	56
Tabela 5 - Parâmetros experimentais do ciclo Diesel.....	58
Tabela 6 - Dados do motor Miller e Diesel.....	61
Tabela 7 - Dados do motor Miller e Otto.....	74
Tabela 8 - Comparação operacional dos motores em baixa rotação.....	87
Tabela 9 - Comparação operacional dos motores em alta rotação.....	87

LISTA DE ABREVIATURA E SIGLAS

CICH compressão por ignição com carga homogênea

EGR exaustão de gases recirculantes

MIV método de injeção de vapor de água

PMI Ponto Morto Inferior

PMS Ponto morto superior

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVOS	14
1.1.1	Objetivo Geral	14
1.1.2	Objetivos Específicos	14
1.2	JUSTIFICATIVA	14
2	ESTADO DA ARTE	20
2.1	CARACTERÍSTICAS ESTRUTURAIS	20
2.2	Injeção	23
2.3	Combustão	24
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	29
3.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	29
3.2	Motor de dois tempo	30
3.3	Ciclo Otto	32
3.4	<i>Ciclo diesel</i>	34
3.5	<i>Ciclo miller</i>	36
4	METODOLOGIA MATEMÁTICA	37
4.1.	MODELAGEM MATEMÁTICA DO CICLO TERMODINÂMICO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	37
4.2	Equilíbrio químico	43
4.3	Cinética química	46
5	METODOLOGIA NUMÉRICA	49
5.1	MODELAGEM NUMÉRICA DO CICLO TERMODINÂMICO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	49
5.2	Validação do ciclo motor	53
5.2.1	Validação do ciclo miller	53
5.2.2	Validação do ciclo otto	56
5.2.3	Validação do ciclo diesel	57
5.3	Validação da emissão de óxido nítrico	58
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES	61
6.1	SIMULAÇÃO DO MOTOR MILLER E DIESEL	61
6.2	Simulação do motor miller e otto	73
6.3	Comparações entre os motores miller, otto e diesel	86
7	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	89
7.1	CONCLUSÕES	89
7.2	Trabalhos futuros	90

1 INTRODUÇÃO

Motor de combustão interna é uma máquina que converte energia química de um combustível em trabalho útil, largamente empregados na produção de bens ou serviços em diversos setores da economia mundial. Tem grande aplicação desde a geração de energia local, sistema de cogeração e também em veículos de transporte, tanto de cargas pesadas e na locomoção de pessoas.

O motor de combustão interna ainda é bastante usado no setor de transporte, e fortemente dependente do consumo de combustível fóssil que resulta na emissão de poluentes (EPA, 2020). Os veículos pesados a diesel apresentam maiores fontes de emissão de NO_x, um dos poluentes atmosféricos mais críticos nas grandes cidades que podem ter impacto na saúde humana e ao meio ambiente (JIANG et al, 2022).

O setor de transporte é um dos maiores consumidores de energia e responsável por 25% nas emissões de CO₂ comparado aos demais setores mundiais (IEA, 2019), no Brasil, o valor dessa emissão é da ordem de 47,5% (BEN, 2021).

Atualmente, os maiores desafios no desenvolvimento dos motores de combustão interna são a redução dos níveis de emissão de poluentes e na redução no consumo de combustível.

No Brasil, existem os órgãos competentes para estabelecer procedimentos de ensaio, medição, certificação, licenciamento e avaliação dos níveis de emissão de poluentes dos veículos. São o Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) e o Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA), em consonância com o Programa Nacional de Controle de Poluição por Veículos Automotores (PROCONVE).

Para alcançar as metas estipuladas pelos referidos programas, diferentes técnicas buscam aperfeiçoamento nos motores de combustão interna. As principais técnicas que vem sendo pesquisadas: injeção direta de combustível na câmara de combustão, sobrealimentação, turboalimentação, redução da cilindrada, comando de válvulas variável, taxa de compressão variável, administração de mais de um combustível, aproveitamento dos gases da exaustão, injeção de vapor de água na câmara, entre outras.

Esse trabalho tem como objetivo realizar uma análise teórica-numérica do ciclo termodinâmico do motor Miller, sugerir soluções viáveis tecnológicas para minimizar as emissões de NO_x comparando com ciclos convencionais Otto e Diesel.

A metodologia empregada na análise consiste na modelagem dos processos envolvidos dos ciclos motores, através da criação de um código numérico para a simulação paramétrica do seu funcionamento.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Realizar uma análise termodinâmica do ciclo motor Miller utilizando uma abordagem teórica-numérica. O estudo busca encontrar alternativas tecnológicas viáveis de melhorias em motores de combustão interna como contraponto ao ciclos convencionais Otto e Diesel, tendo como foco a potência produzida e os impactos ambientais decorrentes da produção e emissão de óxidos de nitrogênio.

1.1.2 Objetivos Específicos

- a) Construção de um modelo detalhado, baseado nos aspectos termodinâmico dos ciclos Miller, Otto e Diesel, que incluem a combustão e os mecanismos termoquímicos na formação de óxidos de nitrogênio.
- b) Construção de um algoritmo computacional para resolver os modelos.
- c) Realizar a validação dos modelos através de dados experimentais da literatura.
- d) Realizar estudo paramétrico do funcionamento do motor ciclo Miller para diferentes condições operacionais e comparação com os ciclos convencionais.
- e) Realizar estudos da emissão de NO_x envolvendo equilíbrio e cinética química.

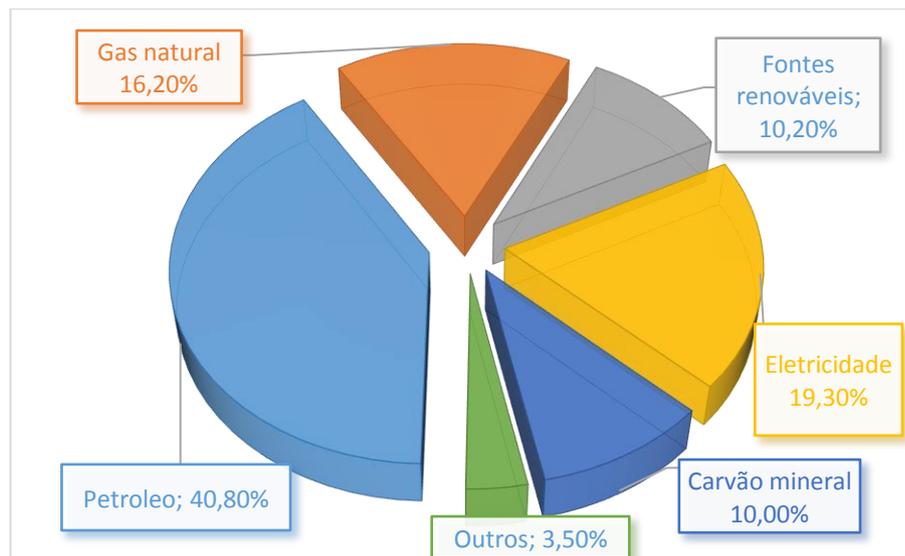
1.2 JUSTIFICATIVA

O maior consumo mundial de energia é de origem fóssil, carvão mineral, petróleo e gás natural que representa 40,8%, 10% e 16,2% que corresponde a 9938 milhões de tep (tonelada equivalente de petróleo cru - tep). O restante do consumo são de fontes renováveis, energia elétrica e outras com base em dados de 2020 (BEN

2021) da Empresa de Pesquisa Energética (EPE) do Ministério de Minas e Energia mostrado na Figura 1.

Dentre as demandas de energia, o consumo de derivados do petróleo tem grande utilização no setor de transporte, indústria, uso não energético entre outros. O setor de transporte tem maior demanda com 65,2% correspondente a 4051 milhões de tep mostrado na Figura 2 (BEN, 2021).

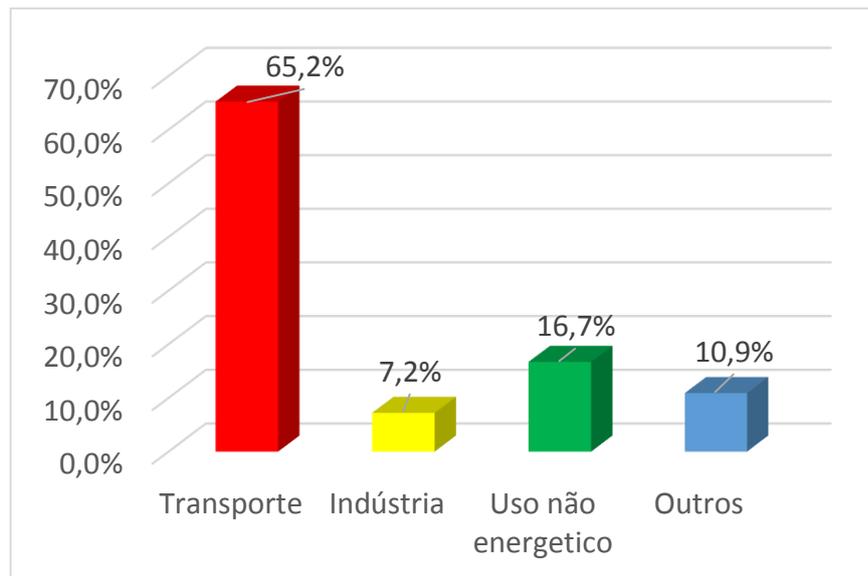
Figura 1 - Consumo mundial de energia



Fonte: (BEN, 2021)

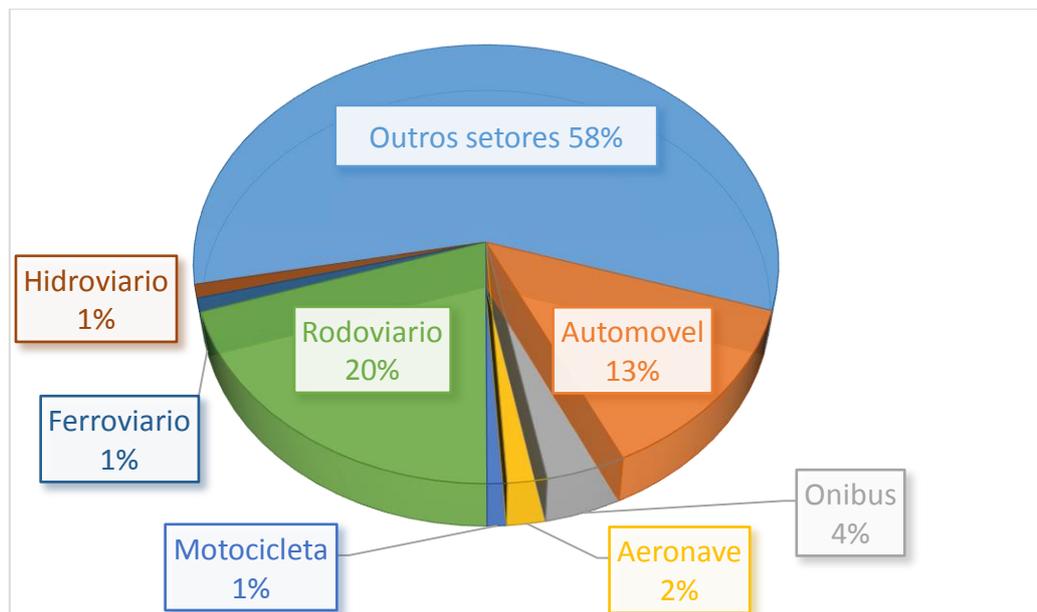
No Brasil, em 2019 o setor de transporte consumiu 73,5% de combustível de origem fóssil, que corresponde a 41,9% de diesel, gasolina 25,3%, gás natural 2,4%, querosene de avião 3,9%. O consumo desses tipos de combustíveis são responsáveis por 25% das emissões dos gases de efeito estufa da matriz energética, no qual, 20% desse setor é destinado ao transporte de passageiros e 22% ao transporte de cargas correspondente a um total de 153 Mtep mostrado na Figura 3.

Figura 2 - Consumo setorial de derivado de petróleo



Fonte: (BEN 2021)

Figura 3 - Tipos de veículo envolvido no setor de transporte no Brasil

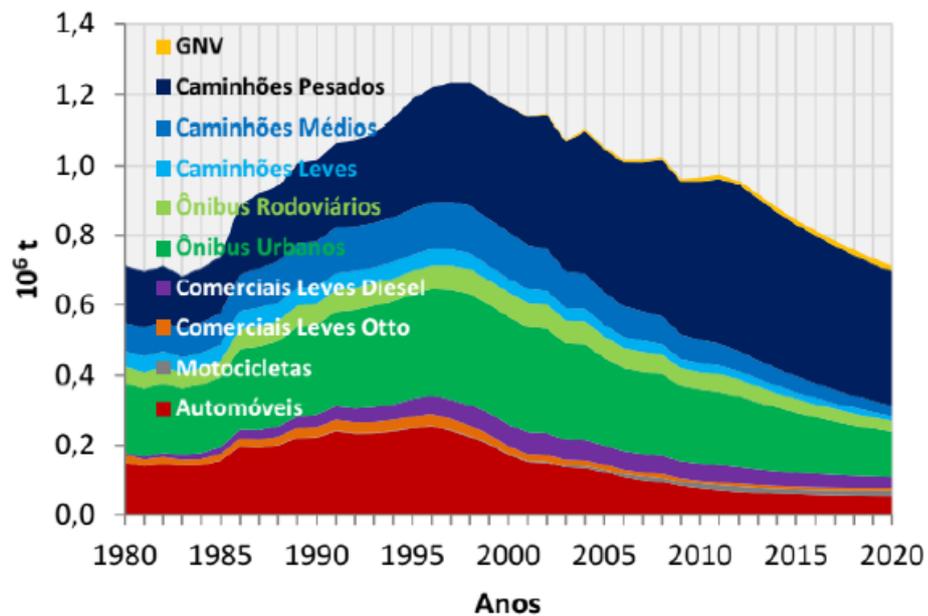


Fonte:(IEMA, 2019)

O crescimento na produção de veículos tem contribuído para altas taxas de emissão de poluentes, CO, CO₂ e NO_x de maior impacto ambiental. Ao final dos anos de 1990 tem atingido valores de 1,3 milhões de toneladas de NO_x, e o tipo de veículo que tem maior contribuição para esse poluente são aqueles alimentados a diesel que corresponde à 50% das emissões em 2012.

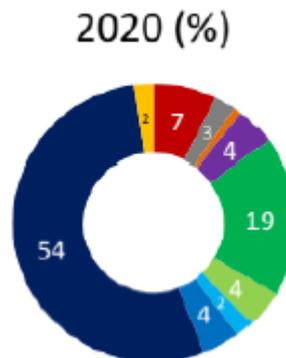
A evolução da emissão de NO_x ao longo dos anos tem mostrado valores preocupantes, os caminhões pesados e médios são os principais veículos que mais emitem poluentes, e outras categorias de transportes com uma previsão de emissão de NO_x entre 2010 a 2020 apresentados na Fig.4(a) e seus percentuais de emissão na Fig.4(b).

Figura 4 - Emissão de NO_x por categoria de veículo (a)



Fonte: (MMA, 2011)

Figura 4 - Emissão de NO_x por categoria de veículo (b)



Fonte: (MMA, 2011)

Atualmente, não foi encontrado inventário de emissões de veículos para fazer a comparação de dados para o Brasil.

As emissões de poluentes vem sendo controlada devido as exigências dos órgãos regulador. Particularmente, no estado de São Paulo as emissões de NOx alcançaram 153 mil toneladas de NOx, uma redução 35,7% em 2020 com relação a 2006 (CETESB, 2020).

A evolução da emissão de poluentes atmosféricos, resultam em problemas ambientais e energéticos cada vez mais crítico. A utilização de combustível de origem fóssil tem maior contribuição na emissão de poluentes e baixa eficiência associado a utilização parcial da energia disponível do combustível (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2016).

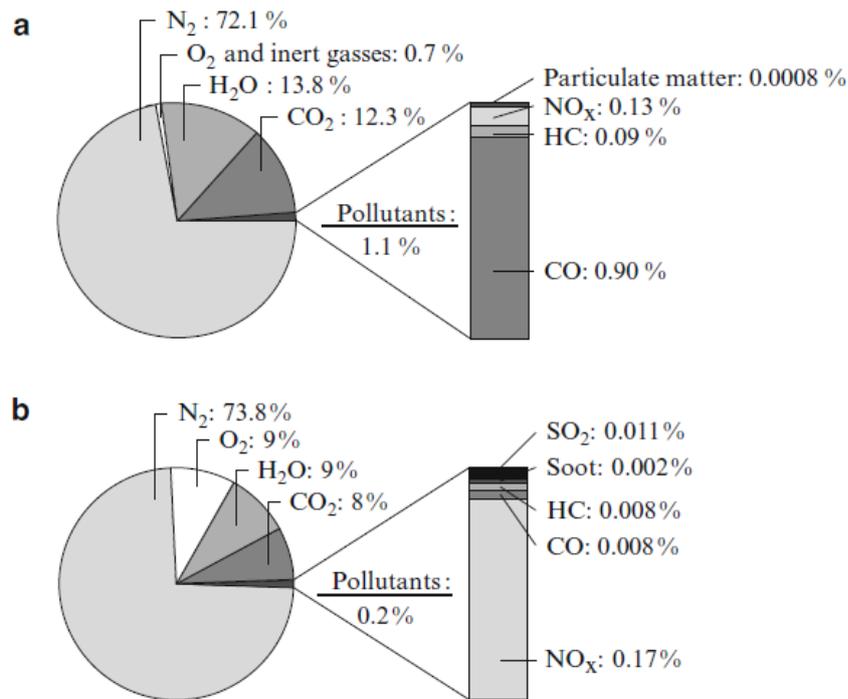
A busca por fontes de energia limpa, encorajou estudiosos no desenvolvimento de alternativas para redução dos impactos ambientais, causados pelos motores de combustão interna. Um dos maiores problemas enfrentado é a emissão de poluentes, que resultam de hidrocarbonetos queimados e parcialmente queimados, CO₂, CO e principalmente NO. Embora a emissão de óxido nítrico seja pequena com relação aos demais gases, ele causa efeitos atmosférico de maior impacto ambiental (GUZZELLA; ONDER, 2010).

Os óxidos de nitrogênio são formados durante o processo de combustão, na atmosfera reagem com vapor de água combinado com a radiação solar que estimula a formação de ácido nítrico, um componente de chuva ácida (FERGUSON, 2016; MARTINS et al., 2010).

A combustão completa de um combustível constituído por carbono e hidrogênio, resultam em gases que contém os componentes oxigênio (O₂), nitrogênio (N₂), carbono dióxido (CO₂) e vapor (H₂O). Na combustão real são formados monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (HC), hidrogênio (H₂), óxido de nitrogênio (NOx) e também partículas.

O motor diesel emite muito menos HC e CO do que os motores a ignição por centelha, e as concentrações de NOx tem valores semelhantes. Enquanto no caso do motor diesel, as partículas também representam uma quantidade crítica além dos óxidos de nitrogênio. O elemento CO é o componente poluente dominante no motor de ignição por centelha (MERKER et al., 2009) mostrado na Figura 5.

Figura 5 - Composição dos gases do escape dos motores a ignição por centelha (a) e diesel (b)



Fonte: (MERKER et al., 2009)

O motor Miller surge como uma alternativa para reduzir os níveis de emissão de NO_x, ele tem como característica a permanência da válvula de admissão aberta após o PMI durante o processo de compressão (WANG et al, 2016).

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Esse trabalho está dividido em seis capítulos, o primeiro faz uma apresentação do trabalho que consiste em introdução, justificativa e objetivo geral, o segundo apresenta uma revisão bibliográfica do estudo da arte com respeito ao que vem sendo desenvolvido ao longo do tempo, no capítulo três apresenta o referencial teórico que traz conceitos fundamentais sobre os motores de combustão interna.

No capítulo quatro apresenta a modelagem matemática do problema. No capítulo cinco apresenta a modelagem numérica do modelo e a validação da ferramenta. O capítulo sexto apresenta os resultados e discussões.

2 ESTADO DA ARTE

2.1 CARACTERÍSTICAS ESTRUTURAIS

O motor de combustão interna de quatro tempos é uma máquina que converte energia química de um combustível em trabalho útil, principais processos envolvidos são: admissão, compressão, combustão/expansão e exaustão. Pode ser usado algumas formas na alimentação do combustível no motor, a admissão de pré-misturas ar-combustível e injeção de combustível direto na câmara. O processo de combustão pode ser iniciado por compressão ou por centelha que é altamente dependente do ciclo motor empregado.

O ciclo Miller é um motor de quatro tempos que apresenta um processo adicional, a compressão com a válvula de admissão aberta em um pequeno espaço do comprimento de curso. Ele apresenta maior desempenho devido a diversas formas de ser trabalhado, com admissão de mistura ar/combustível, ar puro, combustão por compressão ou por centelha, utilização de turbocompressor entre outras formas.

Segundo estudos experimentais realizado por QIAO et al., (2022), o uso do fechamento assíncrono da válvula no motor controla a carga com flexibilidade. Reduz efetivamente a perda de bombeamento e melhorar a economia de combustível em comparação com o fechamento tardio da válvula de admissão. Melhora efetivamente o desempenho antidetonante, mantém o local de combustão 50% (CA50) mais próximo do ponto morto superior, reduz a duração da combustão e expande a faixa de carga de baixo consumo de combustível.

O ciclo Miller com turbocompressor e alta taxa de compressão geométrica melhora o consumo de combustível em 4,1%, principalmente devido a um bom equilíbrio entre eficiência teórica e perda de combustão. Além disso, a redução na perda de troca de gás melhora ainda mais o consumo de combustível. Infelizmente, o aumento na perda por transferência de calor e perda por atrito limita a melhoria adicional no consumo de combustível (XING et al., 2022).

O ciclo Miller, usando um fechamento antecipado da válvula de admissão, pode melhorar significativamente a eficiência geral de um motor de ignição por centelha durante operações de carga parcial. Pode levar a eficiência indicada em torno de 44% e a adição de um sistema de temporização de válvulas variáveis pode melhorar a eficiência geral em até 1% em uma ampla gama de cargas do motor (PERCEAU et al., 2021).

O ciclo Miller, usando um fechamento antecipado da válvula de entrada, pode melhorar significativamente a eficiência geral de um motor de ignição por centelha durante operações de carga parcial. O evento de admissão de válvula mais curto minimiza a necessidade de estrangular o ar e, portanto, reduz as perdas de bombeamento. Este método é conhecido como “dethrottling”.

De fato, o uso de um sistema de elevação de válvula variável permite combinar dois perfis de cames diferentes em um motor, um para operações de carga total e outro para cargas parciais. Os benefícios desta estratégia, combinados com um sistema de comando de válvulas variável (VT). Este modelo pode levar em conta as fortes mudanças de turbulência no cilindro geradas pelo VVT e seus efeitos na combustão. O ciclo Miller pode levar a eficiências indicadas em torno de 44% e a adição de um sistema VVT pode melhorar a eficiência geral em até 1% em uma ampla gama de cargas do motor (MARCELLIN et al., 2021).

O ciclo Miller e o EGR provaram ser as formas eficazes de melhorar o desempenho do motor. Em plena carga, o motor Miller com alta taxa de compressão leva à detonação em baixa velocidade. Mas em alta velocidade o motor pode operar mais próximo das condições estequiométricas e obter melhor economia. A temperatura no cilindro é reduzida devido à diluição do EGR e ao efeito da capacidade de calor. Assim, o motor pode adotar um ângulo de avanço de ignição maior para obter uma melhor fase de combustão. Para análise de emissões, a temperatura mais baixa pode reduzir efetivamente as emissões de NO_x (SHEN et al., 2021).

O ciclo Miller tem maior flexibilidade em suas aplicações, tem como característica o retardo de fechamento da válvula de admissão, que contribui na redução de NO_x. Essa técnica causa a diminuição da potência do motor, porém, com a ajuda de um turbocompressor eleva-se a potência produzida e eficiência de 5,1% e 6,3% com retardo no fechamento da válvula de 5 e 10° de angulo de manivela (GONCA et al., 2015).

Esse tipo de motor tem menor taxa de compressão e maior curso de expansão comparado aos motores padrões, e com isso alcança menor temperatura que aliviar batida de pino (knock) provocado por autoignição do combustível. O aumento na rotação do motor também ajuda a diminuir esse efeito de (knock), podendo avançar o ângulo de ignição que melhora a fase de combustão e assim reduz o consumo de combustível (HUANG et al., 2020).

A utilização de turbocompressor no motor Miller melhora o resfriamento do sistema como também ajuda na economia de combustível (ZHU et al., 2015). O ciclo

Miller padrão a ar é mais eficiente que o ciclo Otto, mesmo considerando as perdas por transferência de calor e atritos (LI et al., 2013).

A maior parte dos gases que saem dos motores de combustão interna é prejudicial ao meio ambiente, principalmente o CO_2 , CO , NO_x e particulados. O ciclo Miller, caracterizado pelo fechamento antecipado ou tardio da válvula de admissão, tem vantagens em reduzir os níveis de emissão de NO_x entre 8,5-12,9%, alivia batida de pino (knock) e melhora a economia de combustível (LI et al., 2019)

Experimento realizado com motor Miller segundo TAVAKOLI et al., (2016), utilizando 30° de ângulo de manivela acoplado a turbocompressor tem mostrado que reduz pela metade a emissão de NO_x comparado a ciclos convencionais.

A válvula de admissão do ciclo Miller tem diferentes formas de ser trabalhada, na abertura ou no fechamento da válvula de admissão, na admissão precoce ou no retardo, o avanço no fechamento da válvula reduz a potência produzida e a emissão de NO_x pela metade comparado a ciclos convencionais, o retardo no fechamento melhora simultaneamente o desempenho e emissão (TAVAKOLI et al., 2016), o ângulo ideal de retardo é de 5° de ângulo de manivela para reduzir a emissão de NO_x (MARTINS et al., 2015).

O intervalo de tempo na abertura e fechamento da válvula de admissão tem influência direta na potência, o controle através de um atuador ajuda na redução de combustível, geralmente atinge tempo de 5ms para abertura e fechamento da válvula de 8mm, enquanto que sem atuador o tempo de abertura e fechamento de válvula chega a 10ms (BO et al., 2015).

A otimização da abertura e fechamento da válvula de admissão e exaustão, impacta na economia do consumo específico de combustível de 22,5%, quando comparado ao funcionamento do motor aspirado com o perfil de cames original. Esse ganho é beneficiado pelo aumento do período de sobreposição das válvulas, o que levou a um aumento na quantidade de gases queimados no interior do cilindro e um aumento na pressão na porta da válvula de admissão, reduzindo assim o trabalho de bombeamento de gases para dentro e para fora do cilindro (HENRÍQUEZ et al., 2020).

Controladores eletromagnéticos em válvula aumenta o torque efetivo em 12,84% em baixa e média velocidade alcançando bom desempenho, em alta rotações o tempo de transição na abertura e fechamento da válvula se torna longo e compromete o desempenho desse sistema (BO et al., 2015).

Segundo TAVAKOLI et al., (2016), em motor Miller alimentado a diesel a abertura da válvula de admissão é aproximadamente no topo do ponto morto superior, a abertura da válvula de exaustão fica a 120° e fechamento a 570° de ângulo de manivela (30° antes do PMI).

Uma das técnicas que contribui na performance do ciclo Miller é a utilização de gás residual da exaustão (WICKMAN, 2018; Yan, 2017); A recirculação dos gases entre 5-10% em motores a ignição por centelha reduz quase a metade na formação de NOx devido a adição de gases inertes (ZHOU, 2017), por outro lado diminui a potência e aumenta o consumo de combustível em altas cargas, provocando uma combustão instável ou falha de ignição em baixa carga (ZHANG et al., 2016).

Algumas perdas de energia durante o funcionamento de um motor a combustão interna são inevitáveis, como a exaustão dos gases quente, processo de transferência de calor para as paredes, atrito, combustão incompleta, pequena transferência de massa que atravessa o pistão, principalmente durante a combustão etc. (EBRAHIMI, 2011).

2.2 Injeção

A injeção direta de combustível na câmara de combustão é uma forma de reduzir o consumo de combustível sem redução da potência em motores de combustão interna. A redução da taxa de compressão torna o funcionamento suave além de diminuir o consumo de combustível (LI et al., 2013).

Atualmente vem sendo desenvolvido tecnologias de motores a gasolina com baixo consumo de combustível e também baixa emissão de poluentes dos gases de exaustão. A técnica mais disseminada está voltada para a diminuição do volume do motor, com ignição por faísca e injeção direta cujo a propriedade de um bico injetor de um caso particular é mostrado na Tabela 1.

Tabela 1 - Geometria do injetor

Número de furo	8
Diâmetro do furo	0,229 mm
Ângulo do spray	154 °
Pressão do combustível	150 bar

Fonte: (adaptado de HANSON et al., 2009)

2.3 Combustão

Atualmente, vem sendo desenvolvidas técnicas de combustão para a redução na emissão de óxido nítrico, e com alta eficiência térmica em motores de combustão interna.

O motor Miller é flexível em sua utilização como por exemplo: usar combustível único ou duplo, o controle avançado de combustão oferece uma oportunidade de melhoria na performance do motor, injeção de etanol com atraso no fechamento da válvula de admissão retarda o processo de autoignição, já alimentado com combustível duplo, etanol e diesel obtém maior eficiência e baixa emissão de óxido nítrico (WEI, 2018; GONCA, 2015).

Uma das técnicas é a combustão com baixa temperatura de pré-mistura, alta exaustão de gases recirculantes (EGR), múltiplas injeções de combustíveis, baixa mistura de combustível, comando de válvulas variável e alta pressão de entrada; Essas condições recém citadas fornecem maior eficiência, mas com características operacionais ideais ainda não conhecidas (CATON, 2012).

A injeção direta de gasolina e utilização dos gases de exaustão com 30 e 41% em motores a ignição por compressão, aumenta a eficiência térmica próximo de 50%, (HANSON et al., 2009).

O uso de uma mistura de dois combustíveis, gasolina e diesel é capaz de atingir a ignição desejada por compressão, mistura pobre de combustível e elevado nível de EGR de 45,5% contribui para uma eficiência térmica de 50% (KOKJOHN et al., 2009).

O controle da combustão tem impacto direto em seu funcionamento como o ponto de ignição por centelha ou o ponto de injeção de combustível para motores diesel. De modo geral, o início da liberação do calor proveniente da combustão ocorre com 10° de ângulo de cambota antes do PMS, e duração da combustão entre 30° a 50° de ângulo de cambota (MARTINS, 2006).

Os motores de ignição por compressão oferecem alta eficiência térmica, baixa emissões de CO_2 , NO_x e particulados (CHARALAMBIDES et al., 2018).

O efeito da variação de combustão com ângulo entre 50° e 60° não é tão importante em baixa rotação, porém torna-se mais importante em maiores rotações, portanto requer adotar estratégias para aumentar a velocidade de combustão (GRACIANO et al., 2016).

O atraso de ignição sofre influência da rotação do motor, turbulência e riqueza da mistura, esse atraso tem extensão de 10° para os motores de ignição por centelha, o início da ignição ocorre a 25° antes do PMS, início da liberação do calor a 15° antes do PMS e o fim da liberação de calor a 30° após o PMS (MARTINS, 2006).

Os motores a ignição por centelha tem mistura de ar/combustível mais rica do que nos motores a ignição por compressão, motor a centelha com ignição a $6,5^\circ$ antes do PMS alimentado com etanol puro obtém uma mistura com 7% de excesso de ar (AMBRÓS, 2015).

Em motores a diesel, o processo de ignição do combustível envolve a evaporação das gotículas de aproximadamente $5 \mu\text{m}$ de diâmetro, a injeção do mesmo compreende entre 12° a 1° antes do PMS e com duração da combustão de 30° depois do PMS (LAMAS et al., 2013).

Uma das maneiras mais eficazes para aumentar eficiência térmica é aumentar a taxa de compressão, diminuir a relação de equivalência da mistura entre 1,0-0,7 e aumentando a recirculação dos gases de escape (EGR), a 45% fornece ganhos significativos de eficiência (CATON, 2012).

A utilização de EGR entre 5-10% em motores de ignição por centelha reduz quase pela metade a formação de NO_x devido a adição de gases inerte, por outro lado diminui a potência máxima e aumenta o consumo de combustível em altas cargas, propiciando uma combustão instável ou falha de ignição em baixa carga (ZHANG et al., 2016).

A formação de NO_x é muito sensível à temperatura de combustão, uma forma de reduzir esse composto é diminuindo a temperatura na câmara e por Método de Injeção de Vapor de água (MIV) (GONCA et al., 2015).

O método de injeção de vapor de água empregado no ciclo Miller é promissor na redução de NO_x (NOUR, 2017), massa de vapor entre 10-40% da massa do combustível, e ponto de injeção a 10° de retardo de fechamento da válvula contribui na redução da emissão de NO em 48%, apesar de reduzir a potência produzida a utilização de um turbocompressor recupera a potência em 17% comparado ao ciclo convencional (ZHU et al., 2015).

O MIV controlado eletricamente foi desenvolvido por PARLAK et al., (2011), em que a energia necessária para vaporizar a água é fornecida a partir dos gases de exaustão, a água aquecida se transforma em vapor superaquecido ao passar pelo estrangulamento do injetor, o problema de corrosão causado pela condensação é impedido.

Teste realizado com motores usando o MIV em condições de cargas plena reduz a emissão de NO_x em até 33%, aumenta a potência até 3% e diminui o consumo específico de combustível em até 5% (PARLAK et al., 2011). Injeção *split* de combustível geralmente aumenta a eficiência do motor, e o retardo na ignição ajuda a reduzir a formação de NO_x (IMPERATO et al., 2015).

Em uma análise teórica e experimental com injeção de vapor de água de 20% operado no ciclo diesel reduz o consumo de combustível para 263,7g/kWh, contribui na redução da emissão de CO_2 de 10,2%, CO entre 0,4-2% e NO de 22,4% (KOKKULUNK et al., 2013).

Motores de combustão interna que opera em ciclo Miller pode ter sua potência reduzida, no entanto, a aplicação de um turbo compressor melhora sua eficiência e ajuda a diminuir a emissão de NO_x . O turbo compressor do tipo parafuso aplicado em motores a diesel aumenta a potência e eficiência em 5,1% e 6,3% respectivamente, em consequência ajuda a diminuir a emissão de NO, HC, CO e CO_2 em 27%, 28%, 55% e 10% respectivamente (GONCA et al., 2015).

As emissões específicas de NO_x são maiores nos motores naturalmente aspirados do que nos motores de cilindradas reduzidas e turbo alimentado para toda a faixa de rotação analisada (SILVA et al., 2022).

Para o desafio na redução de fuligem, tem sido investigado injeção de mistura de combustível como diesel/gasolina, diesel/n-butanol e dual-combustível em motor diesel. O pico da emissão de fuligem é alcançado com a injeção entre 35-55° ângulo de manivela após PMS, ela é reduzida com injeção entre 55-70° (LIU et al., 2014).

A recirculação de gases residuais de exaustão combinado a pressão mais elevada na entrada, obtém emissões de fuligem mais baixa. O aumento da pressão de injeção até 140 MPa tem pouco influência sobre as emissões de fuligem. A injeção de diesel/gasolina resulta em maior emissão de fuligem do que diesel/n-butanol utilizando taxa de substituição do diesel de 30% (LIU et al., 2014).

A técnica de combustão a Compressão por Ignição com Carga Homogênea - CICH (combustível bem misturado com oxidante são comprimidas para o ponto de autoignição) tem algumas vantagens comparado com motores convencionais como ignição por centelha e ignição por compressão, tais como baixa emissão de NO_x e alta eficiência térmica. No entanto emite CO e hidrocarbonetos não oxidados mais elevados (CANAKCI, 2007).

Combustíveis de alta vitalidade tais como a gasolina e E10 (10% em volume de etanol e 90% de gasolina) beneficiam a economia de combustível em alta carga, esses

emitem menos NO_x e fuligem comparados a combustível diesel convencional. Combustão de pré-mistura a gasolina pode se tornar um problema em alta carga, porém, maior pressão de injeção, turbulência e menor orifício do bico injetor são desejáveis para promover a mistura ar-combustível (SHI et al., 2010).

Motores a diesel tem maior eficiência comparados ao ciclo Otto, porém, seus gases de exaustão tem maior contração de NO_x , e particulados tendem a ser mais grave. Tecnologia de pós-tratamentos vem sendo estudado usando ureia-seletiva catalítica e o armazenamento de NO_x . No entanto, a ureia como um redutor encarece o custo operacional, e aumento no consumo adicional de combustível para favorecer as condições necessária para a redução de NO_x (YOSHIDA et al, 2011).

Das técnica de redução de NO_x através de pós-tratamento, a estratégia de adsorção-dessorção é promissora para a remoção de NO_x na exaustão de motores de combustão interna. A injeção de NO na entrada de ar de 0,45-0,72 l/min reduz a geração de NO_x de 0,2 a 0,3 vezes a quantidade injetada de NO (YOSHIDA et al, 2011).

O desenvolvimento de combustível ou mistura com outros elementos vem sendo estudado com objetivo de aumentar o desempenho em motores de combustão interna e baixar emissão de poluentes, uma das técnica é incrementar um certo teor de água ao combustível, concentrações de água que permite um funcionamento eficiente em motores a diesel fica entre 10-30% (AMBROS et al., 2015).

O uso de etanol úmido aumenta o consumo do combustível já que o seu poder calorífico é reduzido associado ao teor de água, o combustível E70W30 (30% em volume de água, 80% de etanol) e E80W20 apresentaram eficiência maior comparado com etanol comercial. O E80W20, E70W30 e E60W40 reduz a emissão CO_2 em 14,63, 14,53 14,4% em volume respectivamente e NO_2 em 33,2, 40 e 53ppm (AMBROS et al., 2015).

Estudos experimentais mostram que a utilização do biodiesel apresenta maior emissão de NO_x comparado com o diesel comercial, à potência nominal do grupo gerador são alcançados valores de emissões entre 7% e 8% em volume para o CO_2 , entre 500 e 600 ppm para o NO_x e índice de fuligem entre 5 e 6 na escala de opacidade Bacharach (Barros et al., 2018).

Estudos realizados nos dutos de admissão, mostram que quanto menor o comprimento do coletor de admissão maior é a eficiência volumétrica que ocorre quando o motor está sob altas velocidades de rotação. Com base no comportamento

das curvas de eficiência volumétrica, foi proposta uma configuração variável da geometria do coletor de admissão. Os resultados do desempenho do motor ao operar sob esta proposta mostraram que o motor pode atingir maiores valores de eficiência volumétrica, torque e potência efetiva, dependendo das condições de velocidade, e conseqüentemente menores valores para o consumo de combustível específico (SILVA et al., 2019).

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

As máquinas de um modo geral foram projetadas para facilitar a nossa vida, para nos movimentar, realizar serviços pesados e também produzir bens e serviços. Motor a combustão interna é uma máquina térmica que transforma energia química disponível de um combustível em trabalho útil, largamente utilizados em veículos automotivos, motos, caminhões, navios, aviões, produção de eletricidade de larga e pequena escala, bombeamento de água etc.

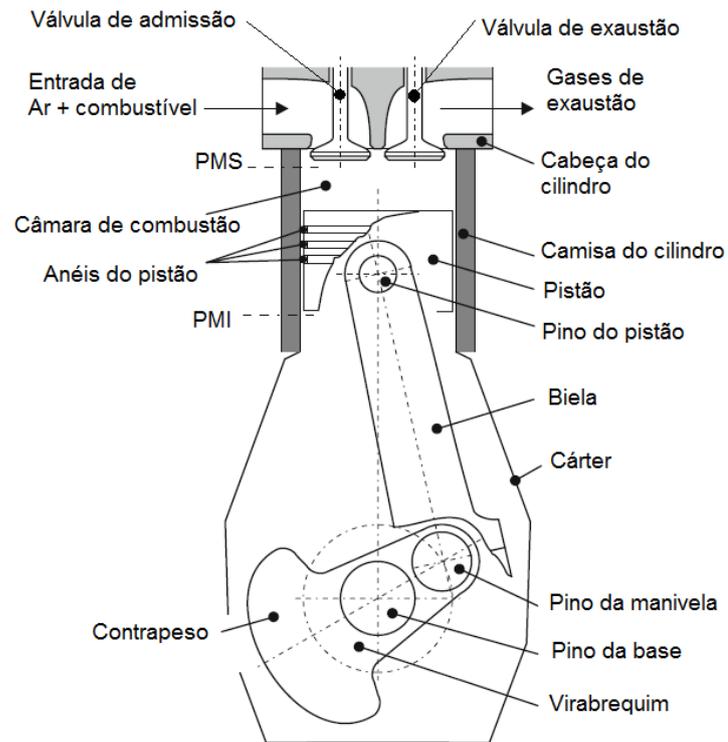
O motor de combustão interna (a pistão) foi inventado no século XIX, ainda bastante utilizado com potência de 10W a 10MW, seu rendimento vem crescendo ao longo do tempo, desde de 10% a próximo de 50% dos motores a diesel, e a emissão de poluentes é inferior a 100 vezes comparado a 40 anos atrás (MARTINS, 2006).

Essa máquina apresenta elementos básico que compõe o mecanismo de funcionamento, composto basicamente de elementos mecânicos como pistão-cilindro, biela-manivela, válvulas de admissão e exaustão. O pistão por sua vez está limitado em um comprimento de curso, deslocamento de seu ponto morto inferior (PMI) para ponto morto superior (PMS), ele desliza em uma parede chamada camisa que compõe a câmara de combustão representado na Figura 6.

Os motores podem ser classificado quanto a quantidade de cilindro e sua posição agrupados de várias maneiras como mostra a Figura 7. Motores de cilindros opostos pode baixar o centro de gravidade quando instalado em carros, em formula 1 britânico dos anos 70 usava motor de cilindros opostos em forma de H com 16 cilindros (H16), motor em estrela é mais indicado para aviões refrigerado a ar de forma uniforme em todos os cilindros.

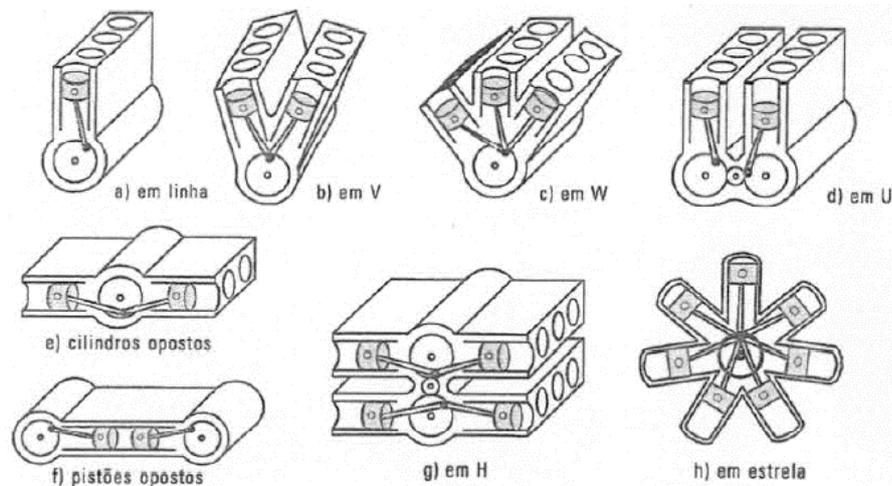
Atualmente, existem diversos ciclos de motores de combustão interna com o mesmo princípio de funcionamento, que transforma a energia química de um combustível em trabalho útil de eixo, diferem-se no tipo de combustível utilizado, na forma em que o fluxo ar-combustível é alimentado e a posição em que o sistema se encontra entre outros.

Figura 6 - Motor de combustão interna alternativo



Fonte: (MERKER et al., 2009)

Figura 7 - Classificação dos motores de combustão interna



Fonte: (MARTINS, 2006)

3.2 Motor de dois tempo

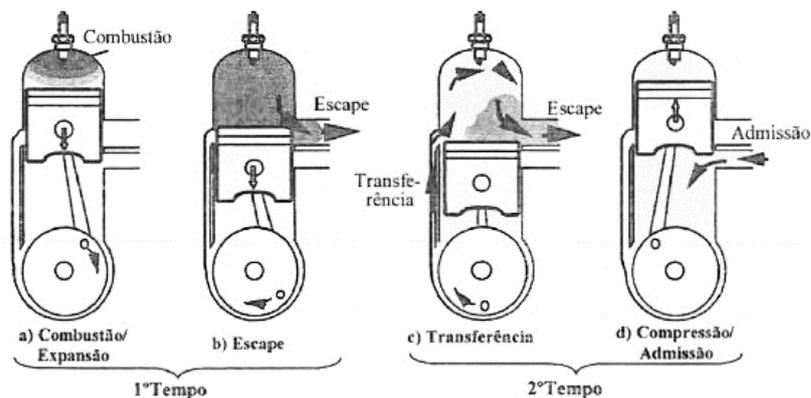
Motor de combustão interna de dois tempo sem compressão conhecido como motores atmosféricos de simples efeitos (a cada giro ocorre uma combustão) tem ciclo

térmico baseado em dois tempos mecânicos, no primeiro tempo ocorre a aspiração e compressão, no segundo, a combustão (expansão) e exaustão.

O primeiro tempo é composto pela mistura ar-combustível comprimida, a vela fornece uma faísca que promove a combustão, como consequência atinge alta pressão e temperatura impulsionando o pistão do PMS para baixo, antes do fim de curso, o pistão descobre a janela por onde escapa os gases da combustão, durante a descida dar-se a compressão da mistura que se encontra sob o pistão no cárter, em seguida o pistão descobre a janela de transferência da mistura fresca pré-comprimida do cárter para o cilindro chegando ao PMI.

O segundo tempo dar-se pela subida do pistão fechando a janela de transferência e de escape comprimindo a mistura ar-combustível no cilindro, em seguida descobre a janela de admissão e a mistura ar-combustível é admitida para o cárter finalizando no PMS. Os processos de funcionamento mencionado está representado na Figura 8 e seu respectivo ciclo na Figura 9.

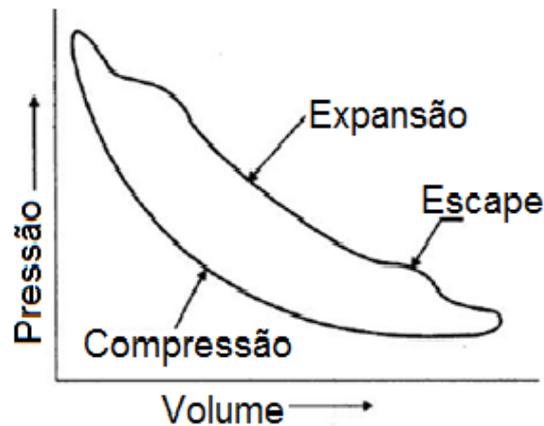
Figura 8 - Esquema do motor de dois tempo



Fonte: (MARTINS, 2006)

A máquina de dois tempo mencionada anteriormente apresenta desvantagem pela mistura de carga fresca com gases queimados, elevado consumo de combustível, alta emissão de poluentes e hidrocarboneto não queimados, uma das causas de alta concentração de poluente é a utilização de óleo lubrificante na mistura ar-combustível para reduzir atrito dos componentes mecânicos.

Figura 9: Ciclo motor dois tempo



Fonte: (Motores de combustão, 2014)

3.3 Ciclo Otto

Os ciclos motores de quatro tempo (admissão, compressão, combustão exaustão) foi evoluído a partir dos primeiro motores de dois tempo.

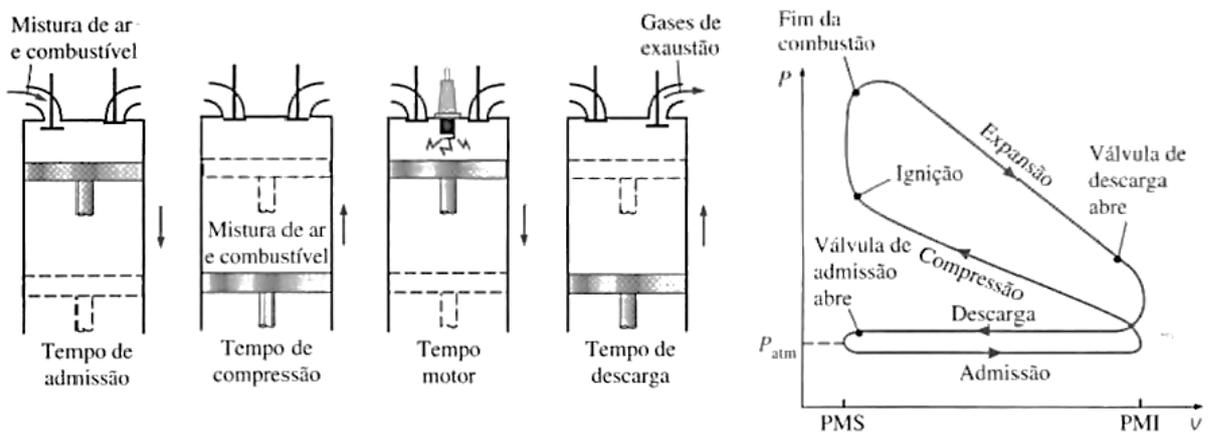
O motor de quatro tempo de combustão por centelha foi desenvolvido por Nikolaus Otto em 1876 na Alemanha. Os quatro tempo está relacionado aos processo de admissão, compressão, combustão (expansão) e exaustão.

O ciclo inicia com a abertura da válvula de admissão e com o deslocamento do pistão do PMS para PMI criando uma depressão fazendo aspirar uma mistura fresca de ar-combustível para dentro do cilindro, ao chegar no PMI as válvulas se fecham.

Um consumo de trabalho é envolvido no deslocamento do pistão do PMI para o PMS para dar início ao processo de compressão, elevando a temperatura e a pressão da mistura, em seguida inicia-se o processo de combustão através de uma centelha tornando a mistura um complexo ativado que resulta em uma mistura gasosa de alta pressão e temperatura.

Milésimos de segundos após a combustão atinge elevada pressão, a mistura gasosa expande realizando trabalho à medida que o pistão retorna ao PMI, ao chegar no PMI a válvula de exaustão é aberta sofrendo uma queda brusca de pressão fazendo expulsar a mistura gasosa para fora do cilindro totalmente quando o pistão retornar para o PMS, após rejeita os produtos da combustão, a válvula de exaustão é fechada finalizando o ciclo como mostra a Figura 10.

Figura 10 - Ciclo Otto real de ignição por centelha.

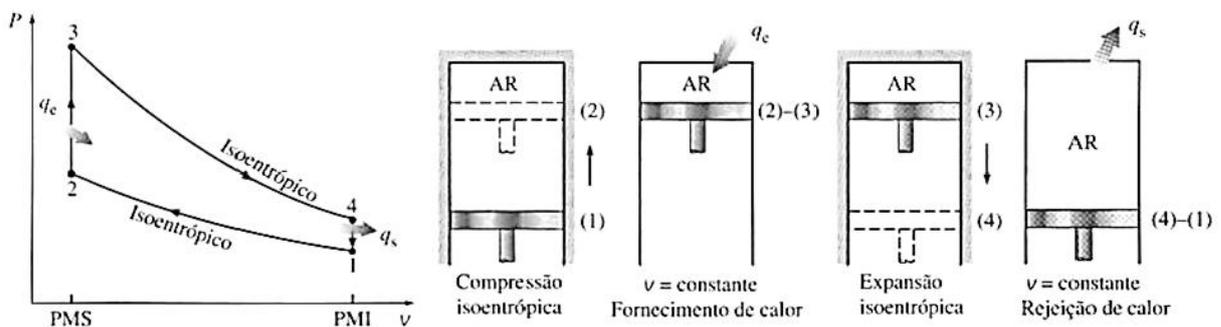


Fonte: (ÇENGEL, 2006)

Um estudo do ciclo real levaria muitos detalhes, efeitos de irreversibilidade associado ao atrito entre a parede do cilindro com o pistão e articulações que fazem parte do mecanismo, o processo de combustão dentro do cilindro, transferência de calor entre os gases e a parede do cilindro, troca de calor de refrigeração, trabalho necessário para comprimir e também para expulsar os produtos da combustão.

Uma análise mais básica do funcionamento de um ciclo motor tenta simplificar o nível de complexidade, idealizando o ciclo. Geralmente consiste em empregar um sistema de ar padrão de uma quantidade fixa de ar modelado como gás ideal como fluido de trabalho. O processo de combustão é simplificado para uma transferência de calor a volume constante de uma fonte externa, não existindo o processo de admissão e descarga como o motor real e todos os processos são considerados internamente reversíveis. o ciclo ideal termodinâmico é mostrado na Figura 11.

Figura 11 - Ciclo Otto ideal



Fonte: (ÇENGEL, 2006)

O processo de compressão 1-2 e expansão 3-4 é tratado como processo isentrópico, no qual o atrito e transferência de calor, energia potencial e cinética são desprezadas, em 1-2 envolvendo consumo de trabalho e 3-4 a produção de trabalho, para determinar o trabalho W_{1-2} e W_{3-4} associado é feito um balanço de energia da primeira lei da termodinâmica considerando um sistema fechado.

O processo 2-3 é considerado a transferência de calor para o ar a volume constante instantaneamente a partir de uma fonte externa enquanto o pistão está no ponto morto superior. O processo 4-1, em que completa seu ciclo, consiste na rejeição de calor pelo ar a volume constante quando o pistão estiver no ponto morto inferior.

O trabalho do ciclo é a diferença entre o trabalho produzido na expansão W_{3-4} e o trabalho consumido na compressão W_{1-2} . A eficiência térmica do ciclo é determinada através da relação entre o trabalho do ciclo pelo calor fornecido Q_{2-3} .

A eficiência térmica do ciclo aumenta com a taxa de compressão e razão dos calores específicos, porém, está limitado por razão de compressão alta (até 12), acima desse valor alcança temperatura de autoignição da mistura sem auxílio da vela, o início dessa combustão precoce origina detonações causando batidas no motor que são altamente prejudiciais além de afetar seu desempenho.

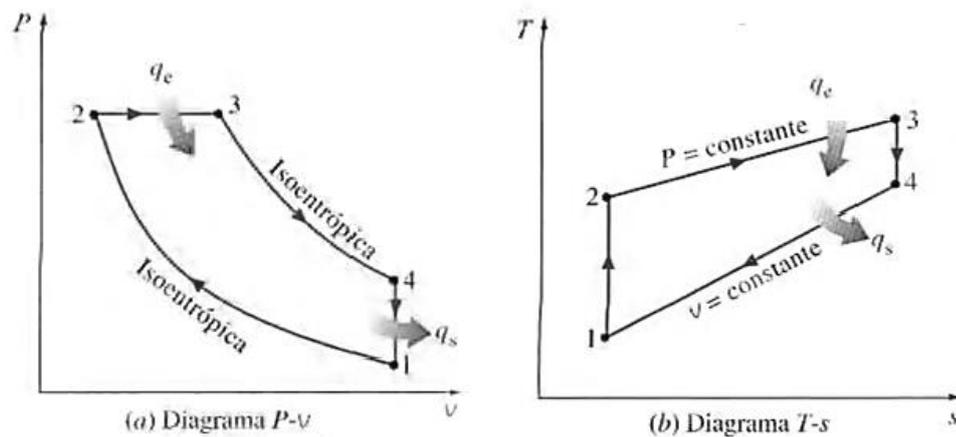
Para amenizar o problema de detonação em motores de combustão interna por centelha, em 1920 costumavam usar chumbo tetraetílico misturado à gasolina para aumentar a resistência a detonação, devido a seus efeitos colaterais como emissão de poluente foi proibido o seu uso através de políticas governamentais em 1970.

Combustível de alta octanagem (capacidade de resistir ao aumento da pressão e temperatura sem detonar) possibilita elevar razões de compressão e assim aumenta a eficiência térmica, nos ciclos reais essa eficiência varia de 25-30% (ÇENGEL, 2006).

3.4 Ciclo diesel

O ciclo Diesel de ignição por compressão foi proposto pela primeira vez por Rudolph Diesel em 1890. O ciclo ideal Diesel padrão a ar consiste em quatro processos semelhante ao ciclo Otto de ignição por centelha, difere no processo de adição de calor sendo a pressão constante, a combustão inicia quando atinge a pressão de ignição e todos os processos são tratados de forma reversível mostrado na Figura 12.

Figura 12 - Ciclo ideal Diesel



Fonte: (ÇENGEL, 2006)

Nesse tipo de motor, o ar aspirado é comprimido até o ponto morto superior a uma pressão que atinja uma temperatura acima de autoignição do o combustível, à medida que o combustível é injetado na câmara em forma de spray, inicia-se o processo de combustão a pressão constante.

O processo 2-3 ocorre a adição de calor a pressão constante e trabalho associado. O calor rejeita no processo 4-1 é obtido através do balanço de energia. A eficiência térmica do ciclo é estabelecida pela razão entre o trabalho do ciclo pelo calor fornecido.

Como em motores de ignição por compressão não tem problema de autoignição, podem trabalhar com razão de compressão mais elevadas do que o ciclo Otto, geralmente entre 12-24 (ÇENGEL, 2006).

Motores diesel convencionais mais antigos, apenas o ar é admitido e comprimido, nos motores diesel mais recentes os gases de escape é reciclado e comprimido em até 40%, a temperatura do ar comprimido é mais elevada que a temperatura de autoignição do combustível. O combustível (óleo diesel) é injetado pouco antes do ponto morto superior para o ar quente (MERKER, 2009).

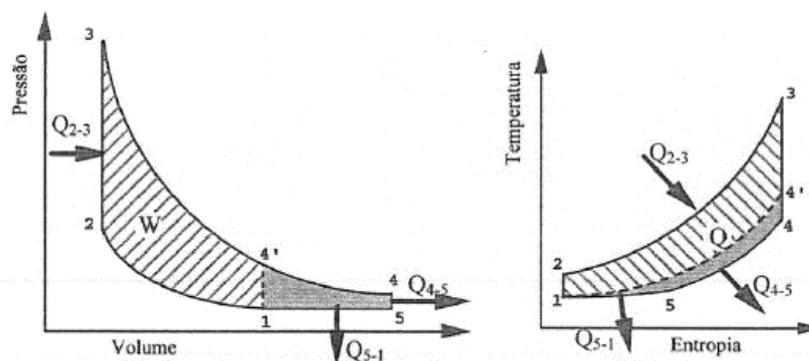
Como no ciclo Diesel geralmente opera com razões de compressão mais elevada, relação ar-combustível e rotações menores do que no ciclo Otto, conseguem eficiência térmica maiores entre 35-40% (ÇENGEL, 2006).

3.5 Ciclo Miller

Em 1940, Miller propôs um motor baseado no ciclo Otto, em que o processo de expansão é mais prolongado do que a compressão, este ciclo desenvolvido consiste em cinco tempos, um tempo a mais que o ciclo Otto, além de admissão, compressão, combustão e escape, há um quinto tempo que seria a compressão com a válvula aberta em um pequeno trecho do curso da câmara, rejeitando uma parte de ar obtida na admissão

No ciclo Miller ideal 1-2, 2-3, 3-4, 4-5 e 5-1 são tratados como processos internamente reversíveis, o ciclo Otto está representado pelos processos 1-2, 2-3, 3-4', 4', 4'-1 como é mostrado na Figura 13.

Figura 13 - Ciclo ideal Miller



Fonte: (MARTINS, 2006)

O processo 5-1 trata-se da compressão com a válvula de admissão aberta rejeitando uma parte do ar admitido, esse trecho tem pressão próxima da pressão atmosférica modelado como rejeito de calor a pressão constante, assim o volume de admissão é $V=V_1-V_2$ e que também é o volume de compressão, portanto, a taxa de compressão é denominada de “retida” (r_{ret}), $r_{ret}=V_1/V_2$, e taxa de compressão geométrica $r_g=V_5/V_2$.

Portanto, a eficiência do ciclo fica estabelecida pela equação abaixo:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{4-5} + Q_{5-1}}{Q_{2-3}} \quad (3.1)$$

4 METODOLOGIA MATEMÁTICA

4.1. MODELAGEM MATEMÁTICA DO CICLO TERMODINÂMICO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

O desenvolvimento desse trabalho consiste em uma análise termodinâmica do ciclo Miller, o estudo tem como objetivo identificar melhorias viáveis que contribuam no ganho de potência e na redução na emissão de poluentes, comparando com os ciclos convencionais Otto e Diesel.

Para a identificação de melhorias foi modelado os processos envolvidos nos quatro tempos do motor, durante o processo de compressão foi considerado que a válvula de admissão permanece aberta durante um pequeno trecho inicial e depois se fecha continuando o processo de compressão até o pistão chegar ao ponto morto superior, foi também considerado o processo de combustão/expansão, de admissão e exaustão.

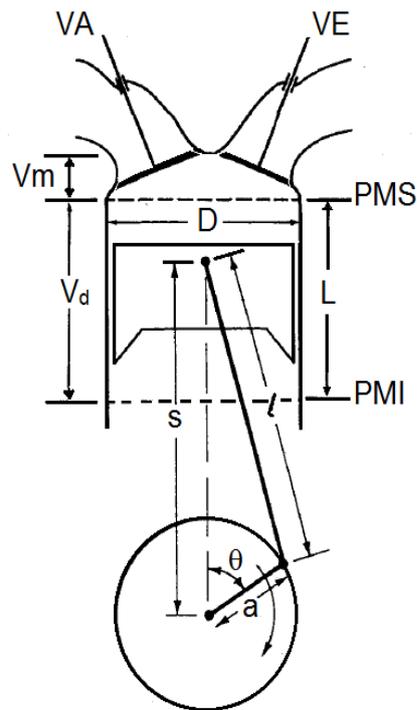
Os processos envolvidos foram modelados e simulados para prevê dados de temperatura, pressão, potência e emissão de poluentes do ciclo Miller e comparado com os ciclos Otto e Diesel.

O ciclo termodinâmico foi modelado para um motor de combustão interna excêntrico clássico de quatro tempos, o mecanismo de funcionamento é composto por elementos mecânicos básicos mostrado na Figura 14.

Onde, VA é a válvula de admissão, VE é a válvula de exaustão, V_m é o volume morto, V_d é o volume deslocado, L é o comprimento de curso, D é o diâmetro do cilindro, a é o comprimento de manivela, l é o comprimento de biela, PMS é o ponto morto superior, PMI é o ponto morto inferior, S é a distância entre o eixo da manivela e o pino do pistão.

A partir das relações trigonométricas é possível encontrar o volume da câmara em função do ângulo de manivela na Eq.(1) e a distância entre o eixo da manivela e o pino do pistão na Eq.(2).

Figura 14 - Motor de combustão interna excêntrico



$$V(\theta) = V_m + \frac{\pi D^2}{4} [l + a - S(\theta)] \quad (1)$$

$$S(\theta) = a \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (2)$$

O processo de admissão foi modelado considerando uma pequena fração de gás residual da combustão que se acumula no volume morto da câmara após o fechamento da válvula de exaustão, essa fração é a razão da massa de gás residual pela massa de combustível e ar definida pela Eq.(3) (STONE, 1999).

$$f = \frac{1}{C_r} \left(\frac{P_e}{P_i} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left(\frac{1}{\lambda} \right) \quad (3)$$

Onde C_r é a taxa de compressão, P_e é a pressão do gás de exaustão, P_i é a pressão do gás de admissão, γ é a relação entre os calores específicos a pressão constante e volume constante e λ é a relação ar/combustível. A fração da massa residual é usada para determinar a temperatura corrigida do gás admitido (FOX et al., 1993) quando o pistão estiver no ponto morto inferior calculado pela Eq.(4), onde T_{EX}

é a temperatura no final do curso de exaustão e T_{PMI} é a temperatura da mistura ar-combustível no ponto morto inferior no final da admissão.

$$T_{corr} = T_{EX} f + T_{PMI} (1 - f) \quad (4)$$

A modelagem do motor de combustão interna é muito complexo, o conteúdo da câmara de combustão é apropriado tratar como um único fluido ou zona, o modelo da zona é visto como gás oxidado, não oxidado, hidrocarbonetos não oxidado no interior da câmara comportando-se a um gás perfeito (KLEIN, 2004). No modelo de única zona, o gás perfeito considerado é o ar conforme na Eq.(5).

$$PV = mRT \quad (5)$$

Onde P é a pressão, V é o volume da câmara, m é a massa do gás, R é a constante universal dos gases e T é a temperatura do gás, e que suas variáveis podem mudar em função do ângulo de manivela que pode ser obtido derivando em relação ao ângulo de giro obtendo a Eq.(6):

$$\frac{d(PV)}{d\theta} = \frac{d(mRT)}{d\theta} = mR \frac{dT}{d\theta} \quad (6)$$

Pela propriedade do gás perfeito, $mR = PV/T$ e substituindo na Eq.(6) e aplicando a propriedade de cálculo da regra da cadeia, rearranjando e simplificando obtém a Eq.(7).

$$\frac{dP}{d\theta} = \left(-\frac{P}{V}\right)\left(\frac{dV}{d\theta}\right) + \left(\frac{P}{T}\right)\left(\frac{dT}{d\theta}\right) \quad (7)$$

Valores de P , V e T são obtido instantaneamente em função do ângulo de manivela, o modelo leva em consideração a primeira lei da termodinâmica expresso na Eq.(8).

$$\Delta U = Q - W \quad (8)$$

Onde ΔU é a variação de energia interna, W é o trabalho produzido ou consumido e Q é o calor produzido, perdido ou recebido do sistema, fazendo essas variáveis mudar em função do ângulo de giro, basta aplicar a derivada em relação ao ângulo na Eq.(9).

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - \frac{dw}{d\theta} = mC_v \left(\frac{dT}{d\theta} \right) = \frac{dQ}{d\theta} - \frac{PdV}{d\theta} \quad (9)$$

Onde, C_v é o calor específico a volume constante na câmara de combustão, m é a massa de gás, substituindo a equação de gás perfeito, $m = PV / RT$ na Eq.(9) chega na Eq.(10), substituindo a Eq.(11) na Eq.(10) reorganizando e fazendo algumas simplificações chega na Eq.(12).

$$\frac{PV}{RT} \frac{C_v}{1} \left(\frac{dT}{d\theta} \right) = \frac{dQ}{d\theta} - \frac{PdV}{d\theta} \quad (10)$$

$$\frac{C_v}{R} = \frac{C_v}{C_p - C_v} = \frac{1}{\gamma - 1} \quad (11)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = T(\gamma - 1) \left[\left(\frac{1}{PV} \right) \left(\frac{dQ}{d\theta} \right) - \left(\frac{1}{V} \right) \left(\frac{dV}{d\theta} \right) \right] \quad (12)$$

Onde, γ é a diferença entre C_p o calor específico a pressão constante, e C_v o calor específico a volume constante. A partir do fechamento da válvula de admissão, ocorrerão na sequência os processos de compressão e expansão com transferência de calor pelas paredes do cilindro $\left(\frac{dQ_p}{d\theta} \right)$, e um processo de combustão que se inicia próximo do final da compressão, e se estende para a etapa de expansão em que depende do tempo de duração da queima do combustível $\left(\frac{dQ_{comb}}{d\theta} \right)$ onde será fornecido calor ao sistema. A variação do calor $\left(\frac{dQ}{d\theta} \right)$ é obtida entre o calor fornecido da combustão e o calor perdido ou recebido através da parede da câmara calculado pela Eq.(13).

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_{comb}}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (13)$$

Assim, podemos estabelecer a liberação de energia da combustão em função do ângulo de manivela a partir da energia total disponível do combustível.

$$\frac{dQ_{comb}}{d\theta} = \eta m_{cil} PCI \frac{dX_b}{d\theta} \quad (14)$$

Onde, η é o rendimento da combustão, m_{cil} é a massa contida no cilindro (massa de ar e combustível), PCI é o poder calorífico inferior do combustível. O calor produzido pela combustão depende da fração em massa queimada da mistura ar/combustível (x_b) que é definida pela função de Wiebe (apud HU et al., 2017) na Eq.(15).

$$x_{b(\theta)} = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_d} \right)^n \right] \quad (15)$$

Onde, a e n são fatores experimentais e ajustado a curva de Wiebe, θ é o ângulo de manivela que varia, θ_0 é o ângulo de início da liberação da energia oriundo da combustão, θ_d é o ângulo de duração da combustão.

A transferência de calor instantânea entre o gás e as paredes da câmara foi determinada considerando que esta ocorre por radiação e por convecção conforme a Eq.(16)

$$\frac{dQ_p}{d\theta} = (h + h_r)(T - T_p)A \frac{d\theta}{360 N} \quad (16)$$

Onde A é a área da câmara, T_p é a temperatura da parede do cilindro, N é a rotação do motor, c_r é coeficiente de transferência de radiação (BLAIR, 1999) determinado na Eq.(17) e c_c é o coeficiente de convecção obtido através da correlação de Woschni (FERGUSON et al., 2016) conforme a Eq.(18).

$$h_r = 4.25 \cdot 10^{-9} \frac{T^4 - T_p^4}{T - T_p} \quad (17)$$

$$h = 3.26 P^{0.8} U^{0.8} D^{-0.2} T^{-0.55} \quad (18)$$

Onde P é a pressão, D o diâmetro do cilindro, T a temperatura do gás e U é a velocidade característica do gás. Quando as válvulas estão abertas, os gases no cilindro têm uma velocidade característica resultante do fluxo para dentro ou para fora do cilindro e, neste caso, a velocidade é calculada pela correlação de Woschni, Eq.(19), em que \bar{U}_p é a velocidade média do pistão. Por sua vez, durante a combustão e expansão assume-se que a velocidade do gás é aumentada pelo processo de combustão, de modo que a velocidade característica do gás é determinada pela Eq.(20) em que T_r , V_r e P_r são a temperatura, o volume e a pressão, respectivamente, imediatamente antes do fechamento da válvula de admissão, V_d é o volume deslocado e P_m é a pressão motorizada determinada pela relação isentrópica na Eq.(21).

$$U = 6.18\bar{U}_p \quad (19)$$

$$U = 2.28\bar{U}_p + 0.00324T_r \frac{V_d}{V_r} \frac{P - P_m}{P_r} \quad (20)$$

$$P_m V_m^\gamma = P_r V_r^\gamma \quad (21)$$

Diante dessa descrição matemática dos processos envolvidos, o modelo do motor que prevê, a pressão e temperatura em função do ângulo de manivela, fica estabelecido pelas Equações principais a Eq.(22) e a Eq.(7).

$$\frac{dT}{d\theta} = T(\gamma - 1) \left[\left(\frac{1}{PV} \right) \left(\frac{dQ_{comb}}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} \right) - \left(\frac{1}{V} \right) \left(\frac{dV}{d\theta} \right) \right] \quad (22)$$

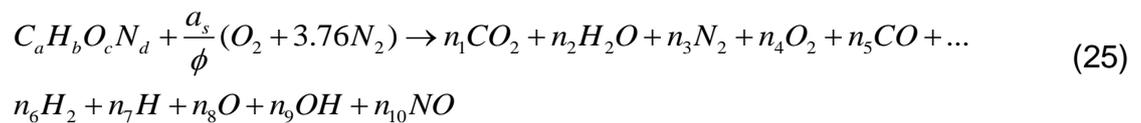
A partir das variáveis da pressão e volume, facilmente é determinado o trabalho indicado durante o ciclo (W_i) pela Eq.(23) e conseqüentemente a potência produzida do motor (\dot{W}) calculada conforme a Eq.(24).

$$W_i = \int PdV \quad (23)$$

$$\dot{W} = \frac{W_i N}{2} \quad (24)$$

4.2 Equilíbrio químico

O processo de combustão produz vários gases, entre eles, o CO_2 , CO e principalmente o NO_x são prejudiciais à saúde e ao meio ambiente, o processo é modelado considerando que o motor tenha admitido uma mistura de ar-combustível a uma certa taxa de equivalência (ϕ), e durante a combustão estima-se que produz 10 espécies químicas representadas na reação global na Eq.(25).



Onde, o subscrito a , b , c e d são o número de mol do combustível representando o elemento carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio respectivamente, a_s é a quantidade de ar estequiométrica, n_1 , n_2 , $n_3 \dots n_{10}$ é o número de mol das espécies químicas formadas correspondentes a ser determinado através do balanço dos átomos do carbono (C), hidrogênio (H), oxigênio (O) e nitrogênio (N).

$$C: \quad a = (y_1 + y_5)N$$

$$H: \quad b = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N$$

$$O: \quad c + 2a_s / \phi = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N$$

$$N: \quad d + 7.52a_s / \phi = (2y_3 + y_{10})N$$

onde y_1 , y_2 , $y_3 \dots y_{10}$ são as frações molares correspondente de cada elemento, N o é o número total de moles, por definição, as frações molares somam 1.

$$\sum_{i=1}^{10} y_i = 1$$

A partir dessas equações, três constantes são definidas.

$$d_1 = \frac{b}{a}$$

$$d_2 = \frac{c}{a} + 2 \frac{a_s}{\phi a}$$

$$d_3 = \frac{d}{a} + \frac{7,52a_s}{\phi a}$$

Após a substituição dos átomos nas equações de balanço, e com algum rearranjo podemos escrever:

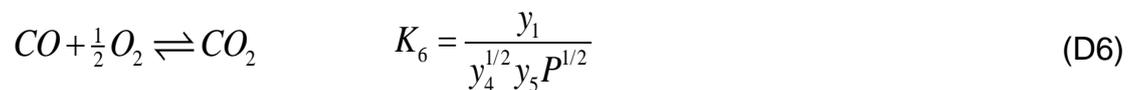
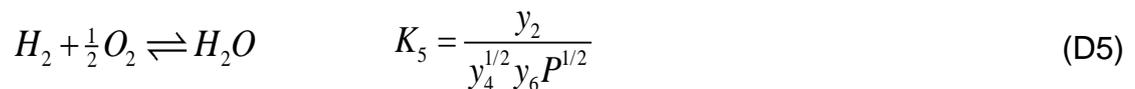
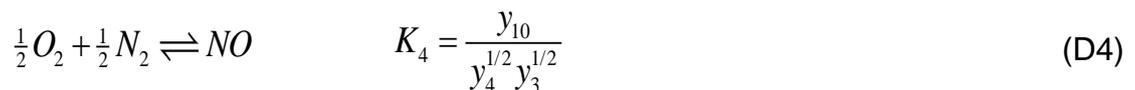
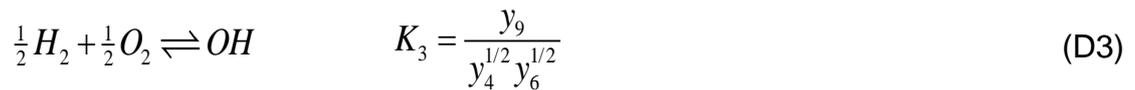
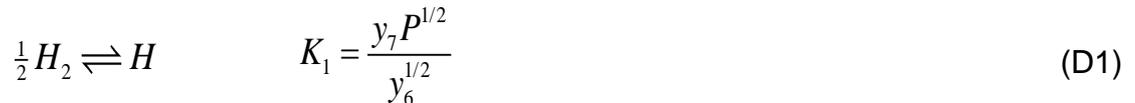
$$2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9 + d_1y_1 - d_1y_5 = 0$$

$$2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10} - d_2y_1 - d_2y_5 = 0$$

$$2y_3 + y_{10} - d_3y_1 - d_3y_5 = 0$$

$$\sum y_i = 1$$

Introduzimos agora seis reações de equilíbrio em fase gasosa. Essas reações incluem a dissociação de hidrogênio, oxigênio, água e dióxido de carbono, e a formação de OH e NO mostrado em D1 a D6:



A unidade de pressão nas seis equações acima está em unidades de atmosfera (atm). A constante de equilíbrio é determinada em função da temperatura válida entre 600 K a 4000 K determinada abaixo na Eq.(26) e os coeficiente do ajuste de curva das constantes de equilíbrio na Tabela 4.1 (FERGUSON et al., 2016).

$$\log_{10} K_i(T) = A_i \ln(T / 1000) + \frac{B_i}{T} + C_i + D_i T + E_i T^2 \quad (26)$$

Tabela 2 - Coeficientes das constantes de equilíbrio

K_i	A_i	B_i	C_i	D_i	E_i
K_1	+0.432168E + 00	-0.112464E + 05	+0.267269E + 01	-0.745744E - 04	+0.242484E - 08
K_2	+0.310805E + 00	-0.129540E + 05	+0.321779E + 01	-0.738336E - 04	+0.344645E - 08
K_3	-0.141784E + 00	-0.213308E + 04	+0.853461E + 00	+0.355015E - 04	-0.310227E - 08
K_4	+0.150879E - 01	-0.470959E + 04	+0.646096E + 00	+0.272805E - 05	-0.154444E - 08
K_5	-0.752364E + 00	+0.124210E + 05	-0.260286E + 01	+0.259556E - 03	-0.162687E - 07
K_6	-0.415302E - 02	+0.148627E + 05	-0.475746E + 01	+0.124699E - 03	-0.900227E - 08

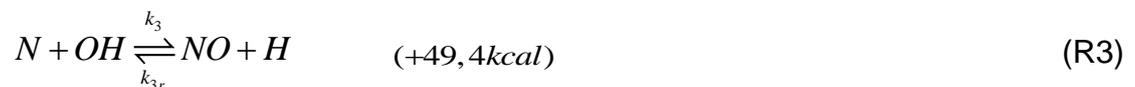
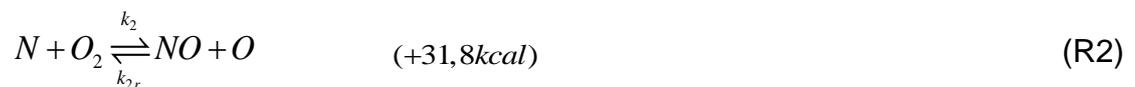
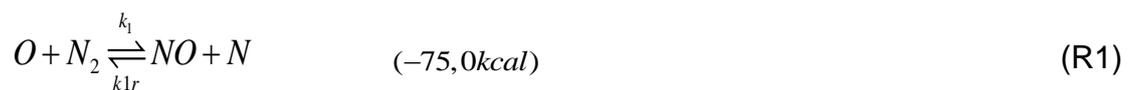
Fonte: (FERGUSON et al., 2016)

O modelo do equilíbrio químico produzirão onze equações para as onze incógnitas: as dez incógnitas são as frações molares y_i e o produto total desconhecido em moles N . Substituição das seis equações de reação de equilíbrio individuais no equilíbrio de átomos em que as equações resultam em quatro equações e quatro incógnitas (y_3, y_4, y_5, y_6).

As principais emissões de poluentes dos motores de combustão interna incluem óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), hidrocarbonetos (HC), partículas e aldeídos, essas emissões provoca sérios impactos a saúde humana e ao meio ambiente. NO_x são composto formados por NO_2 e NO , nos motores a ignição por compressão a concentração de NO pode variar de 70 a 90% na composição do NO_x (HEYWOOD, 2011). Os óxidos são formados devido à dissociação de N_2 e O_2 nos seus estados atômicos e subsequente reações com oxigênio molecular e nitrogênio que são altamente dependente da temperatura.

4.3 Cinética química

Durante o processo de combustão, ocorrem reações entre nitrogênio e oxigênio que não atingiram o equilíbrio químico e os radicais livres, e formam o óxido nítrico (NO) em alta temperatura atrás da frente de chama, esse mecanismo é determinado pela cinética química onde determina a formação e destruição de poluentes apresentados por Zeldovich usado em motores de combustão interna (HEYWOOD, 2011) mostrado nas reações de equilíbrio químico de nas equações R1 a R3.



A equação R1 é uma reação de dissociação de nitrogênio desencadeada por um átomo de oxigênio, essa reação é lenta e limita a taxa de formação, pois é endotérmico com energia de ativação de (-75,0 kcal). A segunda reação R2 é muito rápida, pois um átomo de nitrogênio reage exotermicamente (+31,8 kcal) com uma molécula de oxigênio para formar óxido nítrico e um átomo de oxigênio. A terceira reação R3 é uma reação exotérmica (+49,4 kcal) entre um átomo de nitrogênio e um radical hidróxido que forma óxido nítrico e um átomo de hidrogênio.

Onde, k e k_r é a constante de reação para frente e para trás respectivamente, ambos obtidos a partir de estudo experimental, a taxa temporal da concentração molar do NO é calculada conforme a Eq.(27) em que \square denota a concentra molar (mol/cm^3).

Onde, k é a constante de reação, o subscrito r indica a reação reversa, a reação R1 é uma reação de dissociação de nitrogênio desencadeada por um átomo de oxigênio. Esta reação endotérmica é lenta no qual limita a taxa de formação, a segunda reação é muito rápida, pois um átomo de nitrogênio reage exotermicamente com uma molécula de oxigênio para formar óxido nítrico e um átomo de oxigênio, a terceira reação é uma reação exotérmica entre um átomo de nitrogênio e um radical hidróxido que forma óxido nítrico e um átomo de hidrogênio.

A taxa de concentração de NO é calculada conforme a Eq.(27), em que [] corresponde a concentração molar em (mol/cm^3) .

$$\begin{aligned} \frac{d[NO]}{dt} = & k_1[O][N_2] + k_2[N][O_2] + k_3[N][OH] - k_{1r}[NO][N] \dots \\ & - k_{2r}[NO][O] - k_{3r}[NO][H] \end{aligned} \quad (27)$$

No início do processo de formação do NO , a concentração de O e NO deve ser muito menor que a concentração de outras espécies estáveis, como O_2 e N_2 (Zhang; Sun, 2016). Para o cálculo dessa equação é feito algumas considerações: o sistema está em equilíbrio e não é perturbado pela dissociação de N_2 , e segundo, os átomos de N muda a concentração por um processo quase constante. A primeira aproximação significa simplesmente que dada a pressão, temperatura, razão de equivalência e fração residual de um elemento de fluido, simplesmente calcula a composição de equilíbrio para determinar as concentrações de N_2 , O_2 , O , OH e H . A segunda aproximação significa que se pode resolver para o átomo de N em um estado estacionário onde a concentração definida da taxa de mudança de átomos de N para zero ($d[N]/dt = 0$) (FERGUSON et al., 2016):

$$\begin{aligned} \frac{d[N]}{dt} = & k_1[O][N_2] - k_2[N][O_2] - k_3[N][OH] - k_{1r}[NO][N] + k_{2r}[NO][O] + \dots \\ & k_{3r}[NO][H] = 0 \end{aligned} \quad (28)$$

Com essas considerações, a taxa de formação do NO pode ser escrita conforme a Eq.(29)

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1(1-\alpha^2)}{1+\alpha R_1/(R_2-R_3)} \quad (29)$$

onde α é a razão entre a concentração de óxido nítrico e seu valor de equilíbrio.

$$\alpha = \frac{[NO]}{[NO_e]} \quad (30)$$

E $R_i (i = 1, 2, 3)$ são várias taxas de reação, com as concentrações de equilíbrio marcadas com o subscrito e :

$$R_1 = k_1[O]_e[N_2]_e \quad (31)$$

$$R_2 = k_{2r}[NO]_e[O]_e \quad (32)$$

$$R_3 = k_{3r}[NO]_e[H]_e \quad (33)$$

A quantidade total de óxido nítrico que aparece na exaustão é calculada somando as frações de massa para todos os elementos fluidos:

$$\bar{x}_{NO} = \int_0^1 x_{NO} dx \quad (34)$$

A formação de NO é proporcional a temperatura, conforme os gases queimados esfriam durante o processo de expansão, as reações que envolve NO congelam e deixam as concentrações de NO muito acima dos níveis correspondentes ao equilíbrio nas condições de exaustão.

5 METODOLOGIA NUMÉRICA

5.1 MODELAGEM NUMÉRICA DO CICLO TERMODINÂMICO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

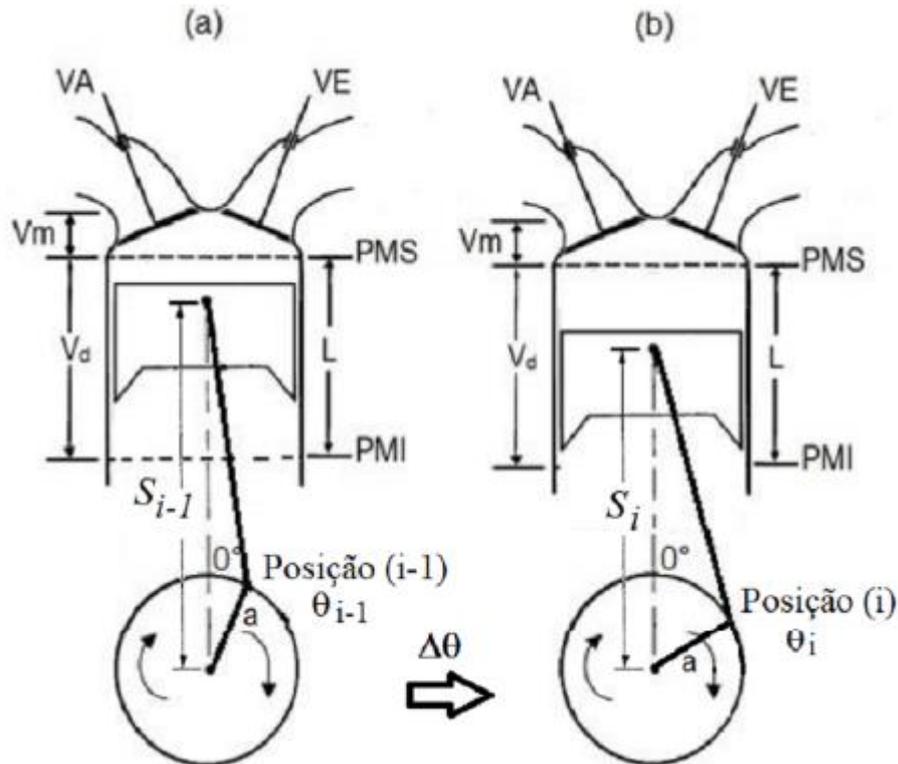
A partir das equações apresentadas na modelagem matemática, foi construído um algoritmo numérico. Esse algoritmo simula um motor de quatro tempo a ignição por centelha e ignição por compressão, em especialmente o ciclo Miller, Otto e Diesel, sob diferentes condições operacionais. Ele é preparado para ser alimentado com vários combustíveis ou misturas de combustíveis, assim como também a modificação da abertura da válvula de admissão, relação estequiométrica e outros.

As equações diferenciais que descrevem o modelo do motor, foram discretizadas utilizando formulações matemáticas por diferenças finitas no domínio do ângulo de rotação. Essas equações são alimentadas de forma iterativa a cada um passo de graus de ângulo de manivela do motor, com uma malha entre zero e 360 graus, detalhando os processos de compressão e combustão/expansão. Os processos de admissão e exaustão foram considerados como sendo dados de entrada para as condições termodinâmica do motor.

A Figura 14 mostra esquematicamente dois instantes consecutivos do funcionamento do motor e baseado neste esquema foram discretizadas as equações diferenciais do modelo. O volume no interior do cilindro se modifica à medida que ocorre modificações no ângulo de manivela do motor e este pode ser calculado com base na geometria do sistema para valores discretos do ângulo theta conforme a Eq.(35) representa a posição linear do pistão no cilindro e é calculada com base nos valores discretos do ângulo da manivela de acordo com a Eq.(36).

O volume do domínio varia à medida que ocorre modificações no ângulo de manivela do motor a cada iteração. A determinação das variáveis são calculadas com base na iteração anterior (i-1) mostrado na Fig.14(a), a iteração seguinte (i) na Fig.14(b) depende da iteração anterior.

Figura 14 - Esquema geométrico para representação das equações discretas do modelo



Esse volume é determinado pela Eq.(1). A Eq.(2) é utilizada para determinar a posição do pistão no cilindro em função do ângulo da manivela.

$$V(i) = V_m + \frac{\pi D^2}{4} [l + a - S(i)] \quad (35)$$

$$S(i) = a \cos(i) + \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2(i)} \quad (36)$$

Onde, i o subscrito que representa a posição que varia a cada passo no tempo, e está relacionado ao valor do ângulo de manivela. As Eqs (7) e (12) do modelo que representam a variação da pressão e da temperatura no cilindro respectivamente, foram discretizadas pelo método das diferenças finitas utilizando um esquema para trás. Deste procedimento resultam as Eqs. (37) e (38) que serão utilizadas para determinar a pressão e a temperatura através de um processo de marcha ao longo do domínio do ângulo da manivela e considerando as condições que existem para essas variáveis no passo anterior.

$$P_i = P_{i-1} + (\theta_i - \theta_{i-1}) \left(-\frac{P_{i-1}}{V_{i-1}} \right) \left(\frac{V_i - V_{i-1}}{\theta_i - \theta_{i-1}} \right) + \left(\frac{P_{i-1}}{T_{i-1}} \right) \left(\frac{T_i - T_{i-1}}{\theta_i - \theta_{i-1}} \right) \quad (37)$$

$$T_i = T_{i-1} + (\theta_i - \theta_{i-1})T_{i-1}(\gamma - 1) \left[\left(\frac{1}{P_{i-1}V_i} \right) \left(\frac{Q_i - Q_{i-1}}{\theta_i - \theta_{i-1}} \right) - \left(\frac{1}{V_i} \right) \left(\frac{V_i - V_{i-1}}{\theta_i - \theta_{i-1}} \right) \right] \quad (38)$$

As frações de gás residual que permanecem no volume morto do motor após a etapa final da exaustão afetam as condições da temperatura de admissão em cada ciclo. Assim, as simulações são realizadas considerando os ciclos de operação, sendo que ao fim do primeiro ciclo de simulação são realizadas correções na temperatura de admissão que será utilizada para a simulação do segundo ciclo.

Após sumular o primeiro ciclo do motor, é realizada uma correção na temperatura de admissão que é influenciada por frações de gás residual que se acumula no volume morto no final da exaustão. A temperatura no final da admissão é corrigida efetuando a resolução de um segundo ciclo.

A pós a resolução do segundo ciclo, o trabalho do motor pode ser determinado a cada passo de graus e somado desde a primeira iteração do processo de compressão até o final do processo de expansão que completa 360 grau de ângulo de manivela através da Eq.(39), a potência pode ser determinada aplicando a Eq.(40)

$$W_i = \sum_{i=1}^{360} P_i(V_i - V_{i-1}) \quad (39)$$

$$\dot{W} = \frac{W_i N}{2} \quad (40)$$

O programa obtém as informações da temperatura e pressão, que alimenta um segundo bloco de equações para o cálculo das reações de equilíbrio e cinética química. As constantes das 6 equações de dissociação de equilíbrio químico são determinadas a partir dos coeficientes da Tabela 2, a constante é em função da temperatura determinada na Eq.(41).

$$K_e = A \ln(T_i / 1000) + \frac{B}{T_i} + C + DT_i + ET_i^2 \quad (41)$$

Onde, o subscrito (e) indica as equações de dissociação que representam as 6 equações e pode assumir valores 1, 2, 3, 4, 5 e 6 com seus respectivos coeficientes predefinido na Tabela 2.

Na determinação dos elementos formados durante o equilíbrio químico, foi utilizado o método de Newton Raphson com 40 iterações e critério de tolerância de 10^{-3} para a resolução do sistema de equações não lineares. Para a determinação do oxido nítrico cinético foi usado o mecanismo de Zeldovich, a taxa de formação de oxido nítrico ao longo do processo de combustão pode ser determinada na Eq.(42).

$$\frac{d[NO_i]}{dt} = \frac{2(k_1[O]_e[N_2]_e)_i(1-\alpha_i^2)}{1 + (\alpha k_1[O]_e[N_2]_e)_i / (k_{2r}[NO]_e[O]_e - k_{3r}[NO]_e[H]_e)_i} \quad (42)$$

A cada iteração a taxa de formação é armazenada em uma variável, e no final do processo a formação de oxido nítrico total é somado desde o início da combustão conforme a Eq.(43).

$$\bar{x}_{NO} = \sum_{i=150}^{360} \left(\frac{d[NO_i]}{dt} \right) \quad (43)$$

As informações que alimenta o programa são divididas em três blocos principais, o primeiro recebe as condições de contorno a ser estabelecidas, os dados geométricos e também os parâmetros de funcionamento do motor, as condições de contorno refere-se a temperatura e pressão de admissão, início da combustão, temperatura da parede do cilindro entre outros.

Os dados geométricos estão relacionados ao diâmetro do cilindro, comprimento de curso, de biela e outros. Os parâmetros de funcionamento corresponde a rotação do motor, taxa de compressão, tipo de combustível etc.

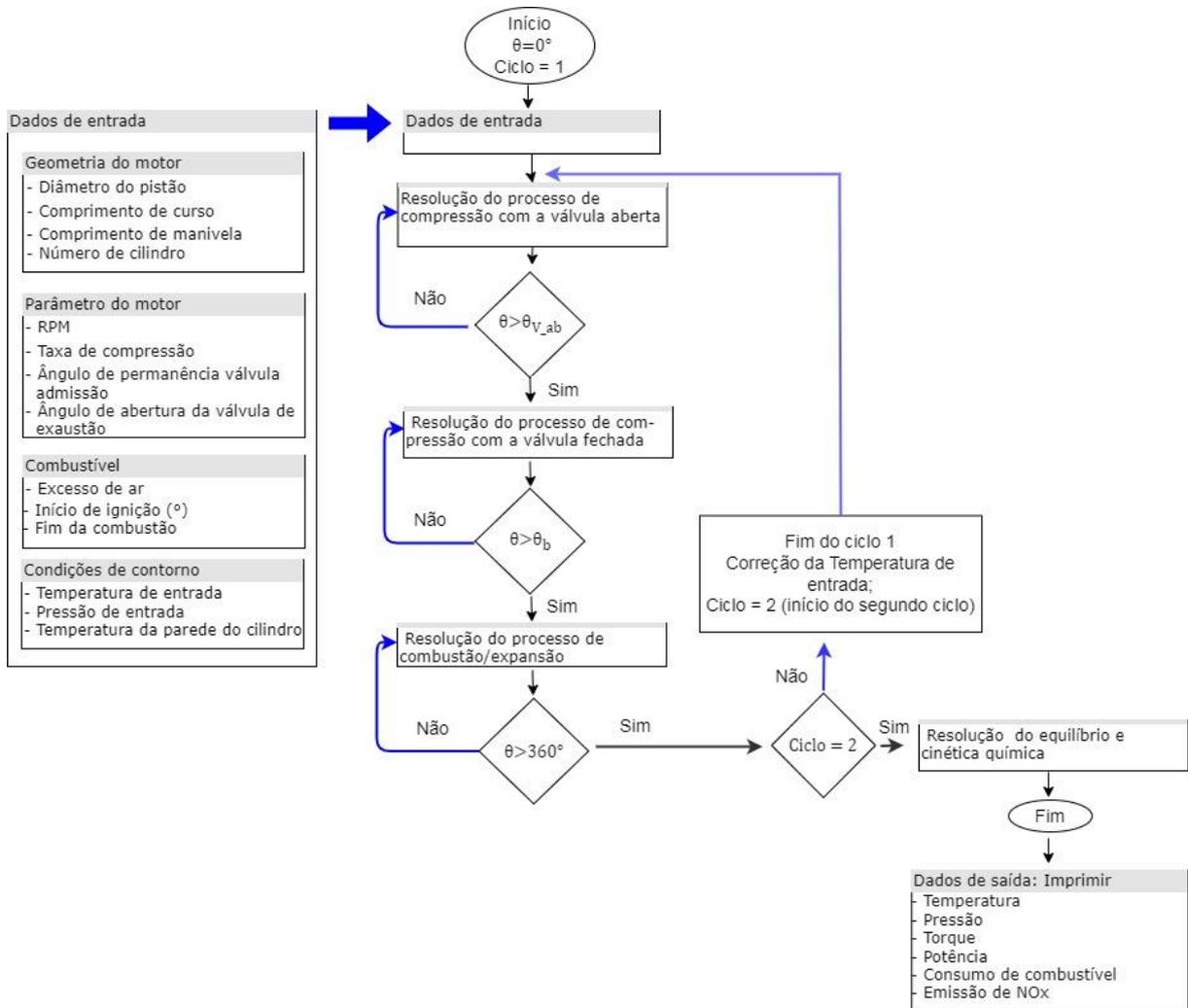
O segundo bloco está contido os principais tempos do motor, o processo de compressão e combustão/expansão. A medida que o programa soluciona o conjunto de equações do segundo bloco, ele resulta dados vetoriais de temperatura e pressão entre outras informações para ser alimentado no terceiro bloco que corresponde ao processo de equilíbrio e cinética química.

O terceiro bloco determina as espécies químicas produzidas durante a combustão, pelo equilíbrio químico e cinética química, incluindo principalmente a taxa de formação de oxido nítrico.

No programa, ao receber os dados de entrada, processa e conclui a resolução das equações e sistemas de equações, ele imprime os resultados relacionados a temperatura, pressão, potência, formação dos gases da combustão, emissão de

poluentes, consumo específico de combustível entre outros mostrado no fluxograma do algoritmo na Figura 15.

Figura 15 - Fluxograma do algoritmo



5.2 Validação do ciclo motor

5.2.1 Validação do ciclo Miller

O ciclo Miller foi conduzido a um estudo preliminar em zero dimensional, os processos de admissão, compressão, combustão/expansão e exaustão foram modelados a partir de equações que descrevem os processos reais do ciclo. Essas

formulações matemáticas foram implementadas e resolvidas através de um código criado em *software MatLab 2013*.

O código numérico implementado nessa plataforma consiste nos quatro tempos do motor, os processos de admissão, compressão, combustão/expansão e exaustão. Ele simula detalhadamente o que acontece em relação a temperatura, pressão, oxidação do combustível, emissão dos gases da combustão etc.

O motor é um sistema complexo, para simplificá-lo foi considerado um modelo de única zona onde o ar é o fluido de trabalho, suas propriedades térmicas e termofísicas foram calculadas através de polinômios de quarto grau.

O uso das equações do sistema fechado ou aberto ficou condicionada à posição do ângulo de manivela do eixo virabrequim. O conjunto de equações regido por gás perfeito e pela primeira lei da termodinâmica foram resolvidas através do método das diferenças finitas de forma iterativa.

O resultado da ferramenta de simulação foi comparado com resultados experimentais obtido da literatura (TAVAKOLI et al., 2016), parâmetros de funcionamento e geométricos utilizado é mostrado na Tabela 3.

Tabela 3 - Parâmetros experimentais do ciclo Miller

Rotação	1500 rpm
Curso	180 (mm)
Diâmetro do cilindro	150 (mm)
Volume	38 (L)
Taxa de compressão	11,5
Massa ar/combustível	\cong 30 (gás natural)

Fonte: (TAVAKOLI et al., 2016)

As informações do motor alimentado à gás natural foram fornecidas ao algoritmo, considerando que a temperatura da parede do cilindro fosse 85°C. Os dados do gráfico da pressão experimental do motor foi extraído a cada grau de ângulo de manivela utilizando a ferramenta *Getpoint*.

Foi simulado o comportamento da pressão da câmara durante o curso de compressão e combustão/expansão, os resultados numéricos apresentam valores com erro máximo de 15,2% com relação ao experimento. Os resultados produzidos

pelo modelo segue o comportamento dos dados experimentais com valores bem próximos mostrado na Figura 16.

O retardo do fechamento da válvula de admissão no processo de compressão é uma característica intrínseca do ciclo Miller, o processo caracteriza-se como um sistema aberto desde admissão, até momentos antes do fechamento da válvula. Quando o pistão chega no PMI o fluxo do fluido sofre um aumento brusco na pressão, semelhante ao efeito do golpe de Ariete, devido a mudança de sentido do pistão, invertendo o sentido do fluxo de dentro para fora.

A partir da Figura 16, podemos observar que durante a permanência da válvula de admissão aberta após o PMI durante 30° de eixo de manivela, o comportamento da pressão é considerado linear, processo no qual rejeita parte da mistura ar/combustível. A comparação entre o resultado numérico e experimental apresenta uma boa precisão entre os valores obtidos mostrado em detalhes na Figura 17.

Figura 16 - Validação da pressão no cilindro do ciclo Miller

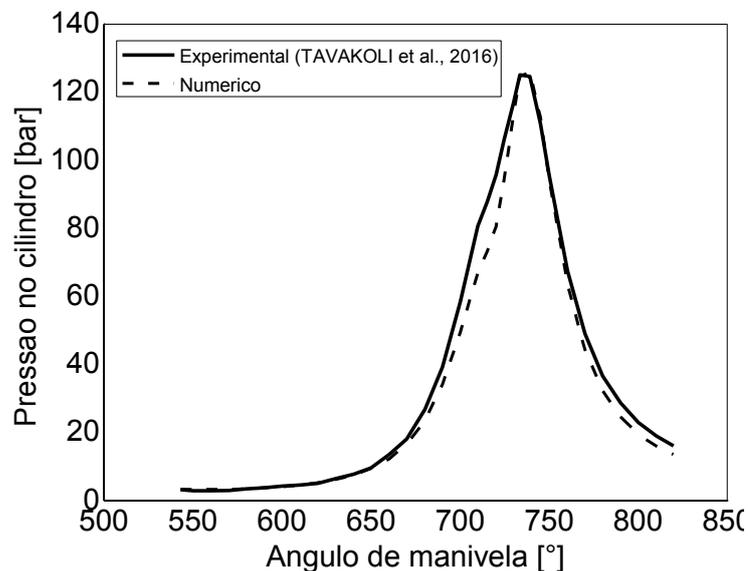
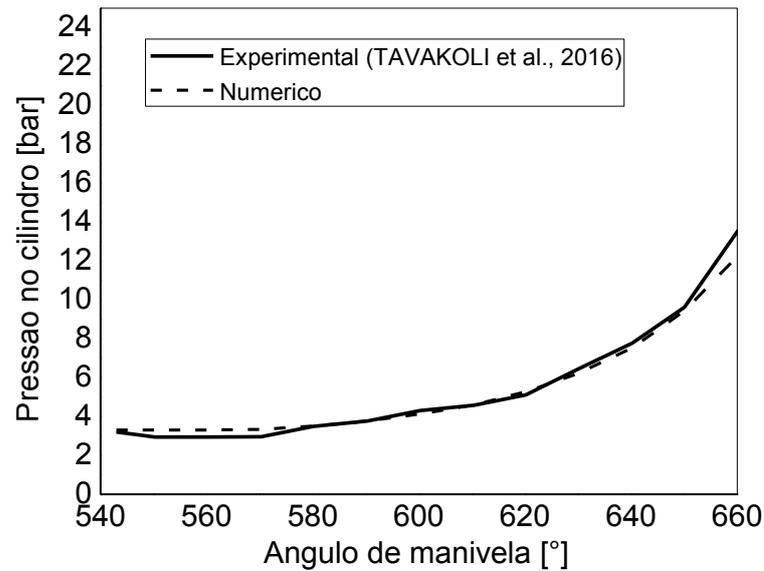


Figura 17 - Validação da pressão no atraso de válvula de admissão do ciclo Miller



5.2.2 Validação do ciclo Otto

O modelo também foi validado considerando o funcionamento do ciclo Otto. O resultado da ferramenta de simulação foi comparado com resultados experimentais obtidos por Ambrós (2015). Os mesmos parâmetros geométricos e operacionais de um motor alimentado com etanol puro, utilizados no estudo experimental e mostrados na Tabela 4, foram inseridos no programa.

Os dados de pressão do experimento foi extraído a cada grau de giro do motor utilizando a ferramenta *Getpoint*. Foi simulado o comportamento da pressão dentro do cilindro durante o curso de compressão e combustão/expansão. Os resultados numéricos produzidos pelo modelo apresenta erro máximo de 17,3% com relação ao experimento, e tem concordância razoavelmente bem com os dados do experimento conforme mostrado na Figura 18.

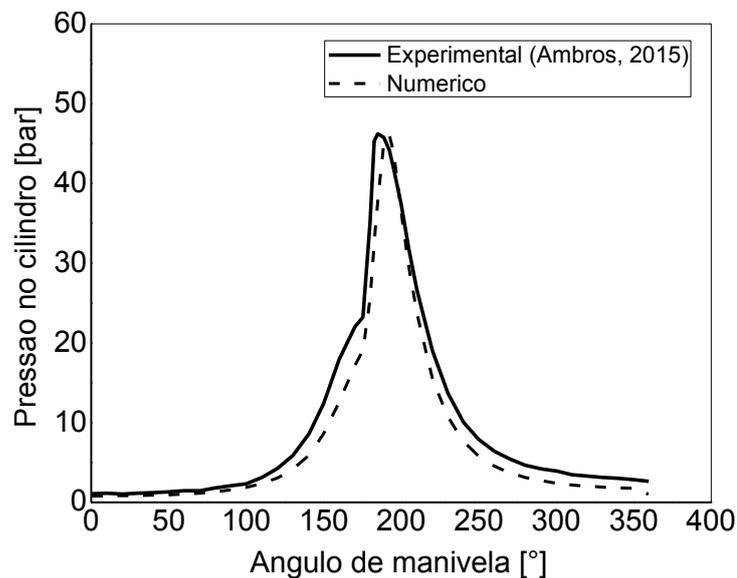
Tabela 4 - Parâmetros experimentais do ciclo Otto

Rotação	1830 rpm
Curso	105 (mm)
Diâmetro do cilindro	90 (mm)

Volume	668 (cm ³)
Taxa de compressão	12
Taxa de equivalência	1,07
Ignição	6,5° antes do PMS
Consumo de combustível	1,16 ml/s

Fonte: (AMBRÓS, 2015)

Figura 18 - Validação da pressão durante a compressão e expansão do ciclo Otto



5.2.3 Validação do ciclo diesel

O modelo também foi validado considerando o funcionamento do ciclo Diesel. O resultado da ferramenta de simulação foi comparado com resultados experimentais obtidos por (MAROTEAUX et al., 2015). As informações relacionadas aos parâmetros de funcionamento e geométricos do motor foi inserido no algoritmo mostrado na Tabela 5.

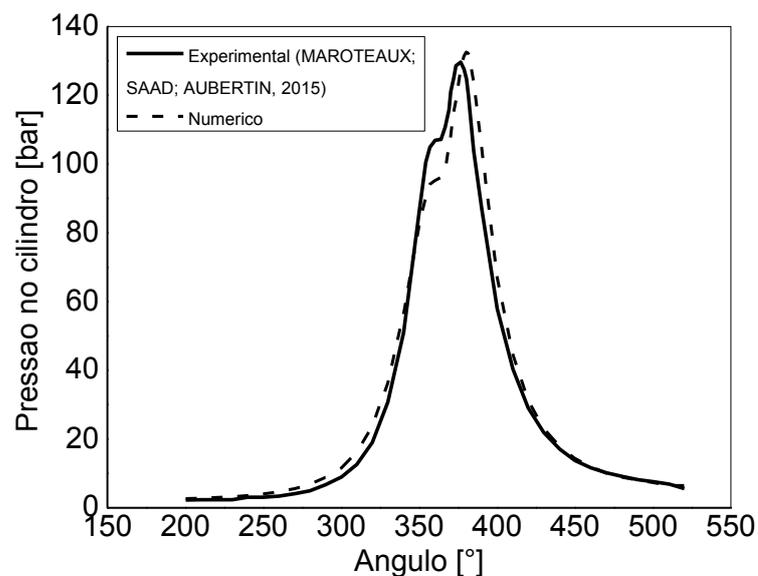
Os dados de pressão experimental foi extraído a cada grau de giro do motor usando a ferramenta *Getpoint*. O código numérico foi executado prevendo o comportamento da pressão dentro do cilindro durante o curso de compressão e combustão/expansão. Os resultados numéricos da pressão produzidos pelo modelo apresenta erro máximo de 10,7% com relação ao experimento, os valores numéricos obtidos são próximos aos dados da pressão experimental mostrado na Figura 19.

Tabela 5 - Parâmetros experimentais do ciclo Diesel

Rotação	2000 rpm
Curso	93 (mm)
Diâmetro do cilindro	80 (mm)
Volume	467 (cm ³)
Taxa de compressão	16,8

Fonte: (MAROTEAUX et al., 2015)

Figura 19 - Validação da pressão durante a compressão e expansão do ciclo Diesel



5.3 Validação da emissão de óxido nítrico

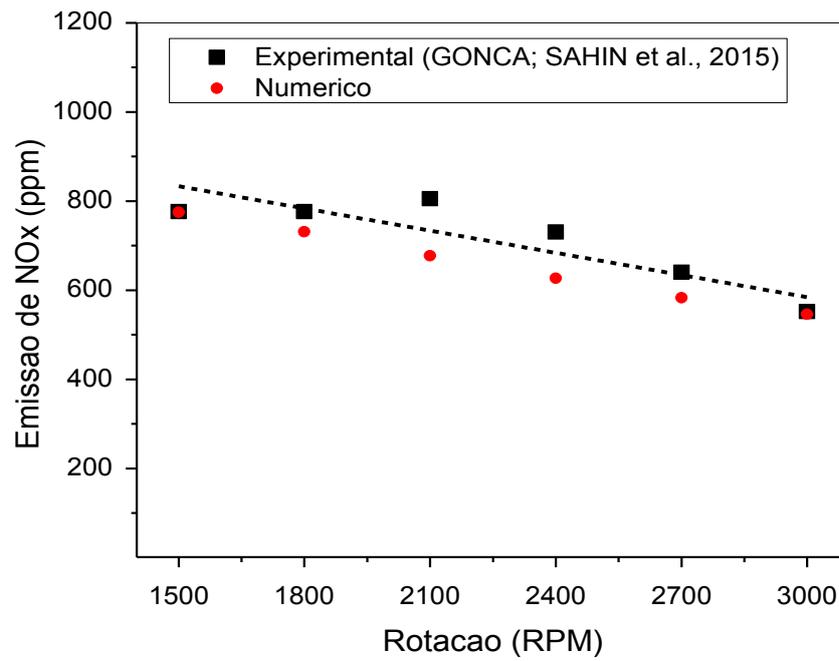
A modelagem do motor foi programada em módulos numéricos, que ambos funcionam acoplados e dependentes, o módulo principal do motor simula as propriedades de temperatura, pressão e outras, o segundo módulo calcula a emissão dos gases da combustão, as equações que rege esse modelo são baseadas em reações cinéticas e equilíbrios químicos elementares, essa sub-rotina é dedicada para a simulação da emissão de óxido nítrico, obtido pelo equilíbrio químico e também pela cinética química.

A partir da validação do comportamento da pressão no interior do cilindro, foi realizado comparações entre resultados da simulação e experimental para a emissão de oxido nítrico. Com a sub-rotina das reações químicas integrada ao modelo principal do motor, os dados experimentais foram inseridos no código numérico, esses dados são as informações de condições de contorno, configuração geométrica e parâmetros de funcionamento de um motor Miller alimentado a diesel, com o fechamento da válvula de admissão a 5° após o PMS (Gonca; Sahin et al., 2015).

A utilização de dados de consumo médio de combustível, ponto de injeção de combustível e outros parâmetros experimentais foram inseridos no programa. Foi simulado a emissão de oxido nítrico em ppm em função da rotação do motor, entre 1500 rpm a 3000 rpm com intervalo a cada 300 rpm e foram comparado com os resultados do motor experimental.

Diante do conjunto de dados pontuais para cada rotação corresponde a suas respectivas formações de oxido nítrico. A partir desses pontos foi traçado uma linha de tendência tracejada a partir dos dados experimentais. Pode ser observado que os resultados numérico apresenta o mesmo comportamento da linha de tendência experimental, obtendo dados numérico em algumas rotações dentro da margem de erro do experimento de 5%, em algumas rotações a emissão de NOx numérico apresenta um erro máximo de 18,8% comparado com a linha de tendência experimental mostrado na Figura 19.

Figura 19 - Validação da emissão de NOx



Diante da comparação gráfica apresentada anteriormente, a ferramenta numérica consegue calcular a emissão de óxido nítrico com boa aproximação, comparado com a linha de tendência do experimento. A emissão de oxido nítrico reduz conforme aumenta a rotação.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesse capítulo, será realizado a simulação do ciclo Miller utilizando combustível diesel e comparar com o ciclo diesel. Simular o ciclo Miller utilizando gasolina e comparar com ciclo Otto usando o mesmo combustível. A partir da definição das configurações do motor será simulado o comportamento da temperatura, pressão, trabalho, potência, torque, fração queimada de combustível, emissão de NOx em função da rotação do motor e da abertura de válvula de admissão para o ciclo Miller.

6.1 SIMULAÇÃO DO MOTOR MILLER E DIESEL

A ferramenta numérica apresentou resultados coerentes após comparações, que torna ela capaz de reproduzir resultados para diferentes parâmetros de funcionamento do motor. Nesse tópico, será realizado simulações do Motor Diesel e Miller, analisar parâmetros de funcionamento, comportamento da pressão, temperatura, potência produzida, aspectos de consumo e emissão de poluentes que serão comparados com o motor padrão Diesel.

O estudo foi considerado um motor de único cilindro com aspiração natural, suas configurações geométricas e parâmetros de funcionamento são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 - Dados do motor Miller e Diesel

Configurações geométricas	
Diâmetro [mm]	88
Curso [mm]	80
Diâmetro/curso	1,1
Taxa de compressão	19
Combustível	Diesel
Taxa de equivalência [λ]	1,2
Fechamento da válvula de admissão após PMS [°]	30
Início de injeção de combustível antes do PMS [°]	28
Duração de injeção [°]	10

Após inserido os dados do motor no programa, foi realizado a simulação do comportamento da pressão e temperatura no interior da câmara em função do ângulo de giro da manivela, após a admissão no ciclo Miller, pequena parte da massa admitida é rejeitada pela válvula de admissão ainda aberta durante 30° de ângulo de manivela durante o processo de compressão, e em seguida a válvula é totalmente fechada prosseguindo com o curso de compressão. Conforme o pistão se aproxima do Ponto Morto Superior (PMS) o volume da câmara é reduzido provocando agitação das moléculas de ar e seu aquecimento.

Quando o pistão se aproxima do PMS, a massa de combustível o óleo diesel é injetada no cilindro, que contém ar quente próximo de 719 K e 22 bar. Espontaneamente o combustível evapora e as gotículas que compõem a nuvem de vapor entram em autoignição dando origem ao processo de combustão, o que eleva a temperatura e a pressão. Com a expansão do pistão do ponto morto superior para o ponto inferior, ocorre a produção de trabalho e a diminuição na temperatura e também na pressão do cilindro.

O pico de pressão alcançado na câmara é obtido entre o final da compressão, duração da combustão e início da expansão, que compreende o ângulo de manivela entre 160° e 240° . O aumento na rotação do motor de 1500 rpm para 3000 rpm provoca pequena queda de 30%. O comportamento da pressão para a rotação de 4500 obtém o mesmo comportamento para a rotação de 1500 rpm, o comportamento da pressão para as três rotações analisada de 1500, 3000 e 4500 rpm a pressão no cilindro permanece a mesma durante o processo de compressão com a válvula de admissão aberta, sendo constante nos primeiros 10° e após essa posição a pressão começa a crescer mostrado na Figura 21. Onde o ângulo zero representa a posição do PMI após finalizar o processo de admissão, e 360° representa o final do processo de expansão.

O motor Diesel alcança maiores valores de pressão, principalmente durante o processo de combustão. No ciclo Miller, a válvula de admissão fica aberta durante 30° de giro rejeitando parte da massa admitida, com isso, comprime menos massa que alcança menos pressão do que no ciclo Diesel a 3000 rpm mostrado na Figura 22.

Figura 21 - Comportamento da pressão em função do ângulo de giro para diferentes rotações com fechamento da válvula de 30° no ciclo Miller

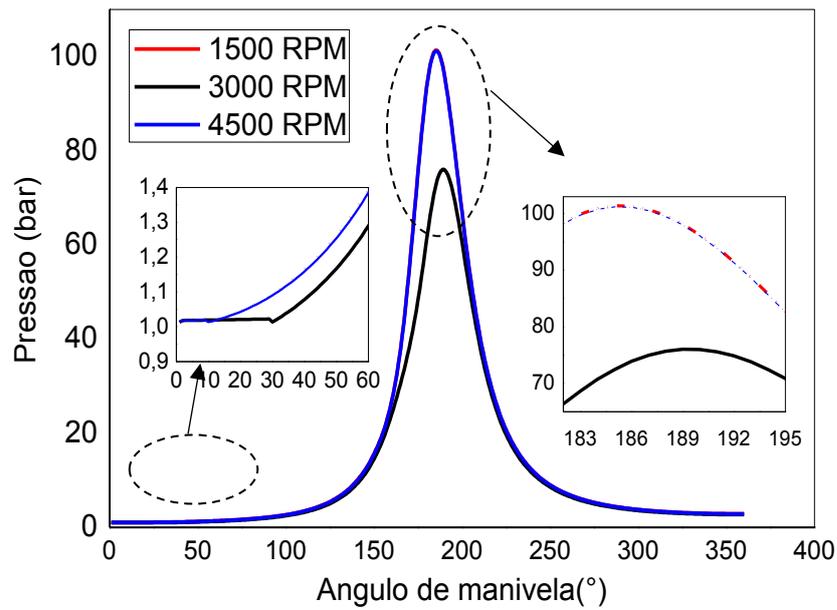
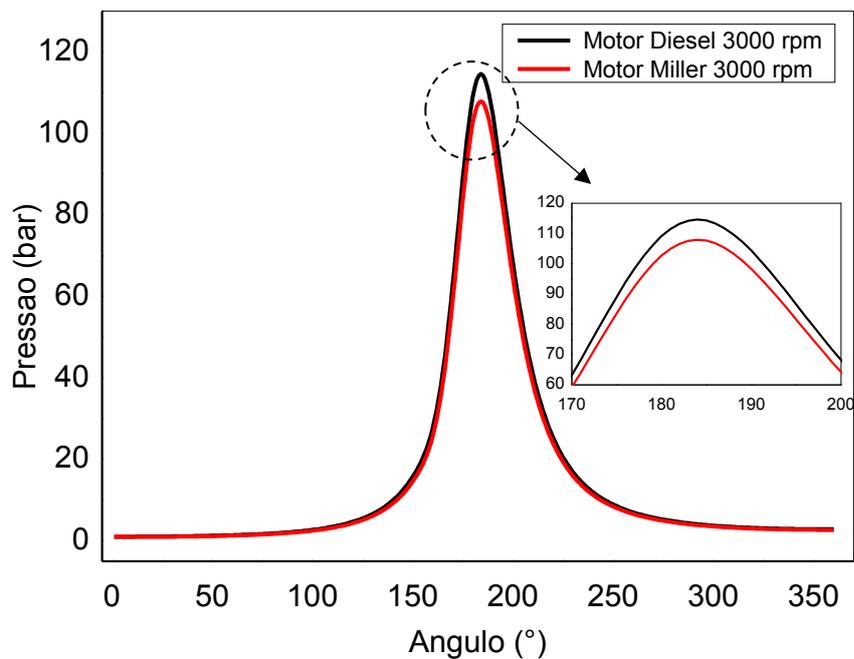


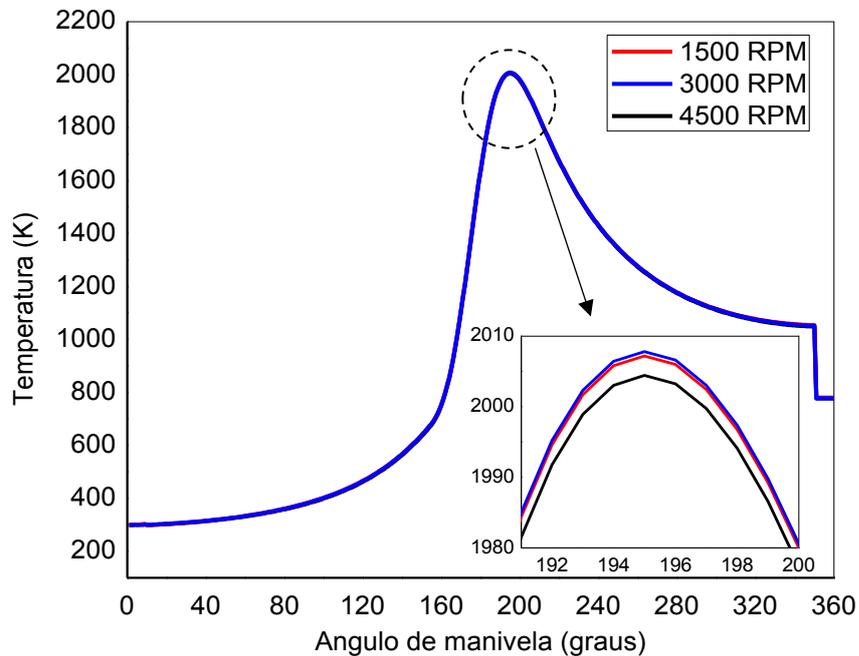
Figura 22 - Comparação da pressão entre o motor Miller e Diesel



Durante o processo de compressão, a massa de ar recebe calor da parede da câmara pelo fenômeno de convecção e radiação que provoca aumento na temperatura, ao se propagar a combustão sua temperatura é rapidamente elevada e logo em seguida é reduzida devido ao processo de expansão do pistão. Foram

analisadas três rotações do motor, de 1500 a 3000 rpm contribui no aumento do pico de temperatura na câmara, de 3000 a 4500 rpm causam turbulência suficiente para gerar maiores trocas térmicas tornando a câmara levemente resfriada diminuindo o pico de temperatura para o ciclo Miller mostrado na Figura 23.

Figura 23 - Comportamento da temperatura em função do ângulo de giro para diferentes rotações com fechamento da válvula de 30° no ciclo Miller



O comportamento da temperatura do ciclo Diesel é o mesmo também para o ciclo Miller, tendo uma pequena diferença de temperatura na faixa de combustão, o ciclo Diesel alcança pico de temperatura maior do que no ciclo Miller com 30° de permanência da válvula aberta a 3000 rpm mostrado na Figura 24.

A combustão da mistura ar-combustível pode ser entendida para duas zonas, uma zona queimada e outra não queimada, a zona não queimada inclui a mistura de gás à frente da chama e o gás não queimado dentro da chama, a zona queimada inclui gás atrás da chama e gás queimado dentro da chama.

A combustão é caracterizada pela queima de frações da massa ar-combustível, no ponto onde começa a ignição a 28° antes do PMS (152°) nenhuma massa é queimada representada por zero em frações, a partir dessa posição a massa é queimada com 55° de duração até que queime completamente o combustível representado por um, o comportamento de fração queimada em função do ângulo de

giro do ciclo Miller e Diesel são os mesmos já que foi considerado o mesmo ponto de ignição mostrado na Figura 25.

Figura 24 - Comparação da temperatura entre o motor Miller e motor Diesel

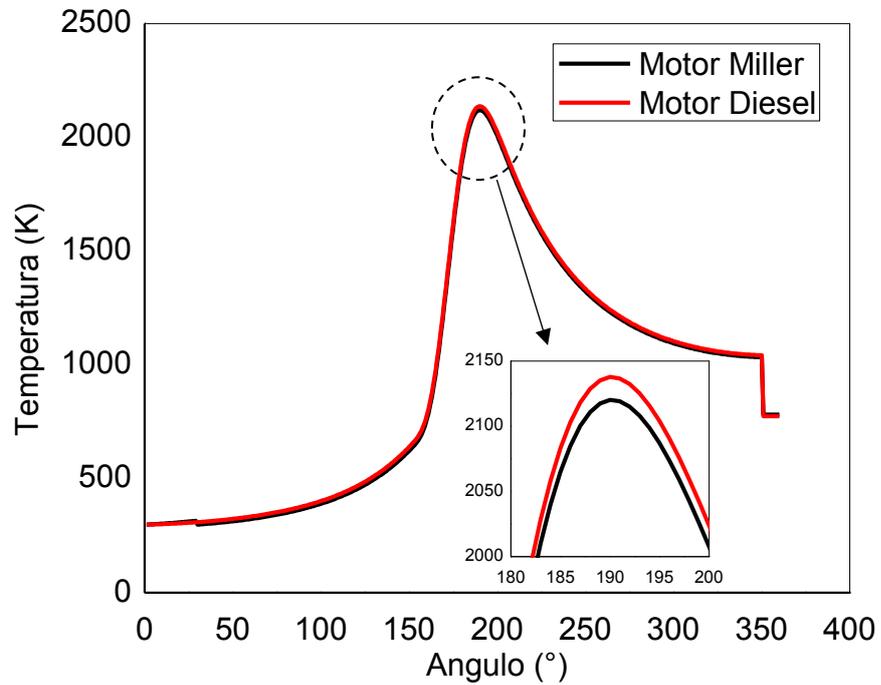
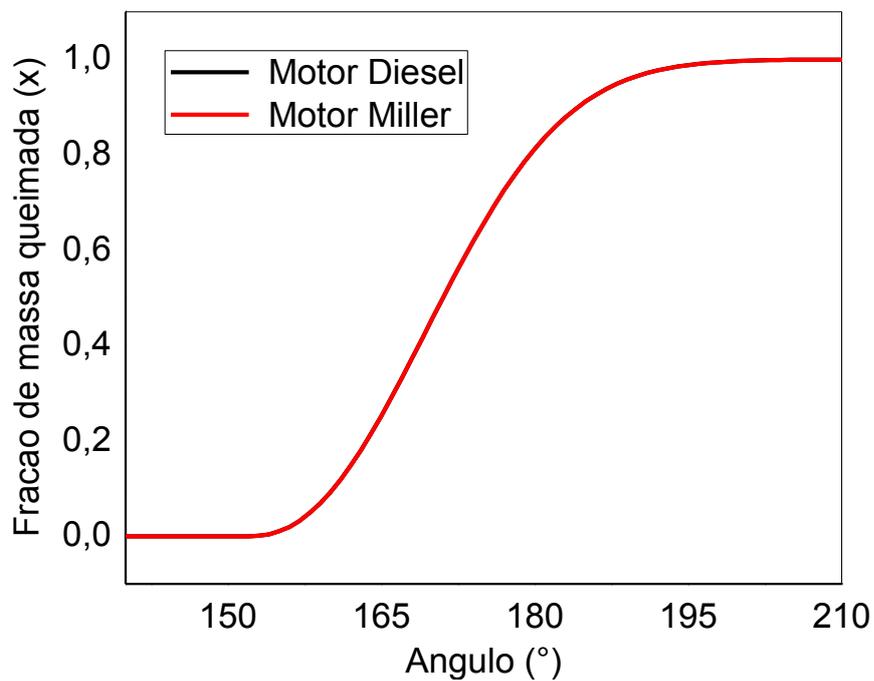


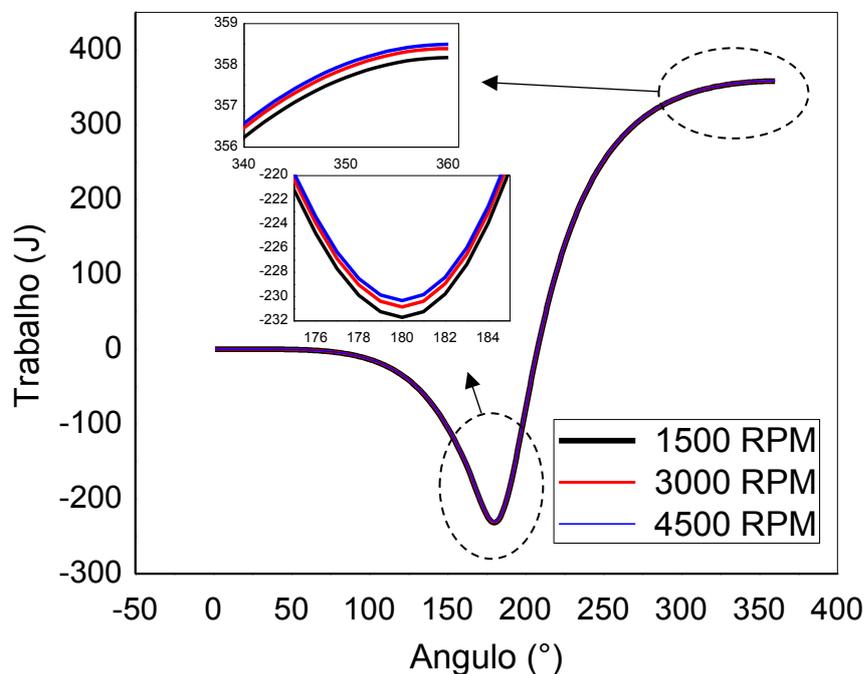
Figura 25 - Comportamento da fração queimada de combustível em função do ângulo do motor Miller e Diesel



No funcionamento do motor, a compressão é o processo que mais consome trabalho do ciclo, a admissão de ar mais seco e frio ajuda a reduzir esse trabalho como também aumenta a eficiência volumétrica e ganho de potência. O processo de expansão obtém o máximo de trabalho produzido, que dar sustento ao funcionamento do ciclo. O aumento na rotação do motor reduz esse consumo de trabalho no curso de compressão como também o trabalho na expansão, o comportamento do trabalho em função do ângulo de giro para diferentes rotações de 1500, 3000 e 4500 rpm é mostrado na Figura 26.

No ciclo Miller, a massa de ar comprimida é menos do que no ciclo Diesel e portanto consome menos e produz mais trabalho em função do ângulo de giro do motor mostrado na Figura 27

Figura 2.6 - Trabalho em função do ângulo para diferentes rotação do motor Miller



O torque alcança o máximo em baixa rotação, e decresce conforme aumenta a rotação do motor tanto no ciclo Miller quanto no Diesel. O aumento do ângulo de abertura de válvula de admissão do motor Miller, desloca a curva de torque para baixo tanto em baixa como também em alta rotação. O motor Diesel tem apresentado o mesmo comportamento de torque do motor Miller, com 10° de abertura de válvula em

função da rotação entre 1000 rpm e 6000 rpm com intervalo de 500 rpm mostrado na Figura 28.

Figura 27 - Comparação do trabalho em função do ângulo do motor Miller e Diesel

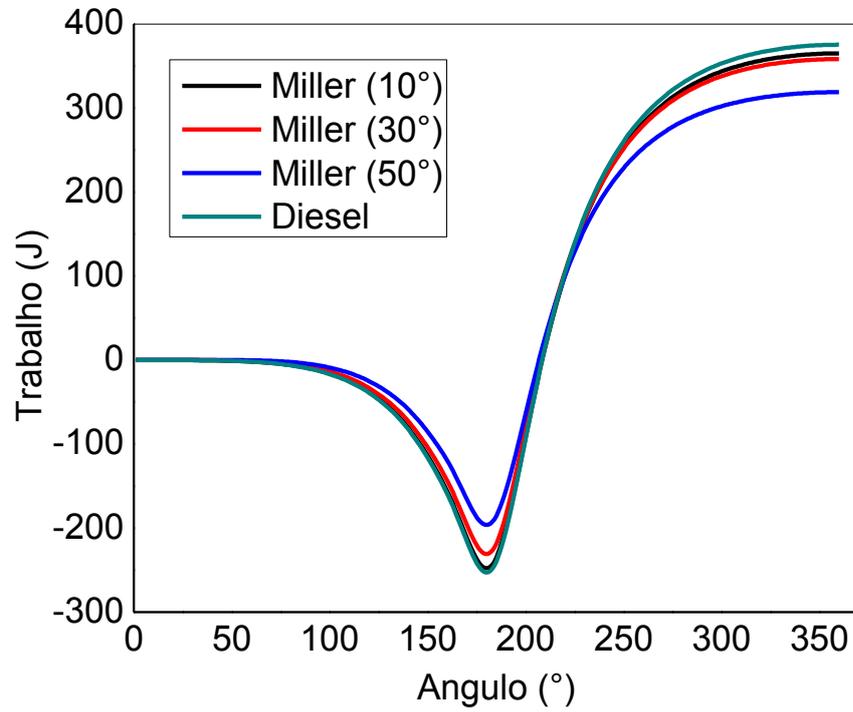
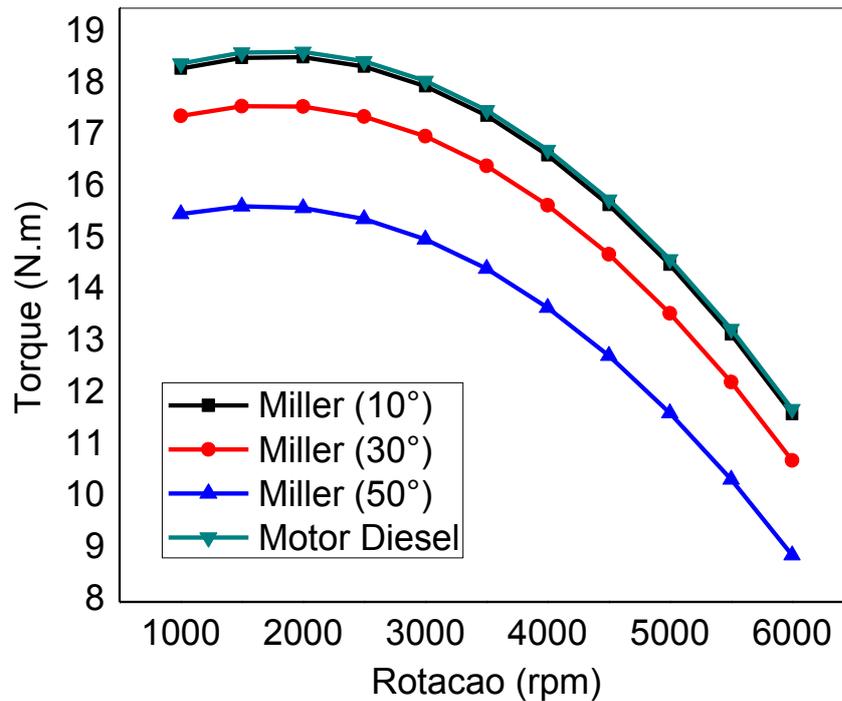


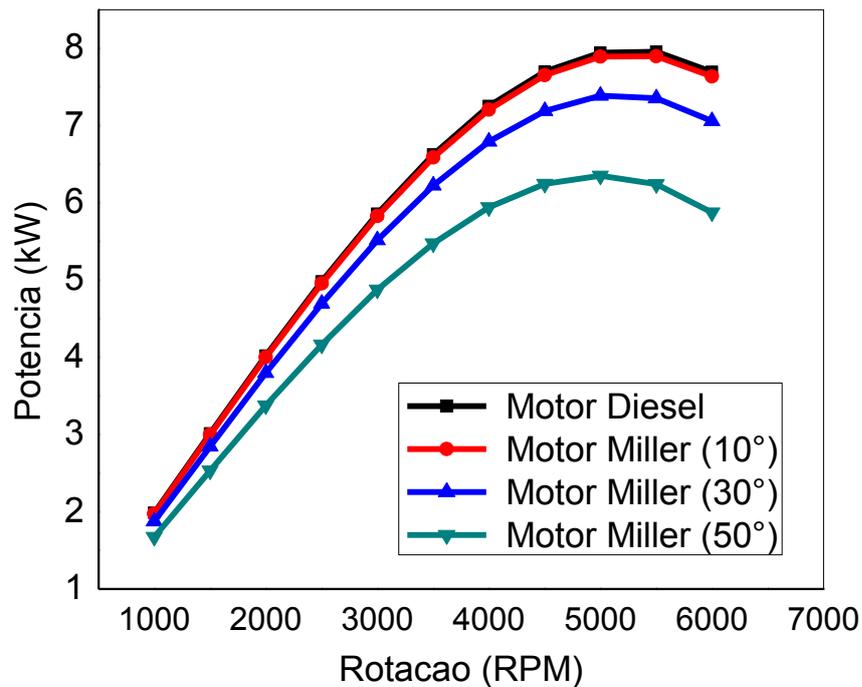
Figura 28 - Comportamento do torque em função da rotação para motor Diesel e motor Miller com diferentes abertura de válvula



No motor Miller, o ângulo de permanência da válvula de admissão aberta durante a compressão influencia na massa de ar admitida na câmara. Portanto, quanto maior esse ângulo maior será a quantidade de ar rejeitada do cilindro durante o processo de compressão, e conseqüentemente menor será a potência produzida. O aumento na rotação do motor contribui no aumento da potência, que atinge o máximo aos 5000 rpm, e decresce depois dessa rotação tanto no motor Miller quanto no motor Diesel.

O ciclo Diesel alcança a mesma potência produzida comparado com o ciclo Miller, com 10° de ângulos de permanência da válvula de admissão aberta, se for aumentado esse ângulo acima de 10° significa sacrificar a potência por exemplo 30° e 50° de ângulo de manivela analisados mostrado na Figura 29.

Figura 29 - Potência em função da rotação para motor Diesel e Miller com diferentes abertura de válvula



O ângulo de permanência da válvula de admissão também tem influência no consumo de combustível, em rotações entre 1000 e 2000 rpm obtém consumo de combustível decrescente. Acima dessa rotação aumenta esse consumo válido tanto para o motor Diesel quanto para Miller.

A curva de consumo de combustível apresenta o mesmo perfil tanto para o motor Diesel, como também no motor Miller com 10° de abertura de válvula. Para 30° e 50° de abertura de válvula, provoca aumento no consumo de combustível deslocando a curva de consumo para cima em função da rotação do motor mostrado na Figura 30.

A combustão de um hidrocarboneto produz CO_2 , H_2O , N_2 , e O_2 , algumas dessas espécies com afinidades podem se combinar formando outras espécies e reagir com os próprios produtos da dissociação que resultam nas espécies químicas O , H , OH e NO .

As frações desses elementos formados dependem das concentrações e do sentido das reações de equilíbrio químico, da pressão, temperatura e da razão de equivalência. Em um rápido transiente da combustão, moléculas de nitrogênio e oxigênio reagem formando óxido nítrico (NO), conforme aumenta a temperatura as concentrações de oxigênio e nitrogênio é consumido para formar (NO) que alcança o

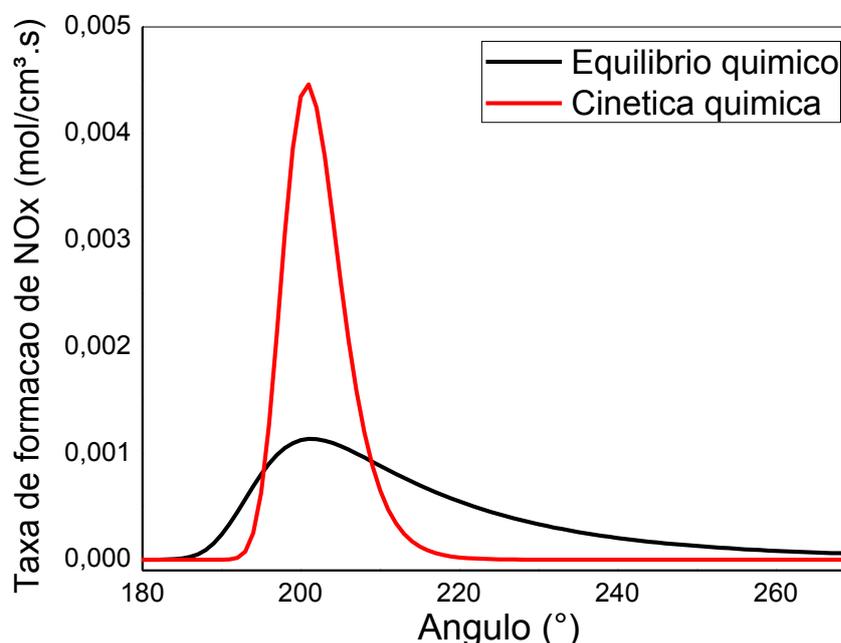
As reações de equilíbrio químico podem ocorrer no sentido direto ou inverso, dependente das concentrações das espécies que sofrem variações em função da pressão e temperatura.

A técnica de análise da emissão de poluente pelo equilíbrio químico não é adequadamente aplicado a motores, embora ser ainda utilizado ele é mais adequado para sistema em regime permanente. A ferramenta mais adequada para avaliar a poluição é a cinética química, onde trata os dados de forma temporal em regime transiente e mais se aproxima da realidade do processo de combustão.

O mecanismo da cinética química de formação do (NO) é produzido em três etapas escrito por Zeldovich, durante o início do processo ocorre reações exotérmicas entre (O_2) com (N) e o radical (OH) com (N) reagem com rápida velocidade formando o (NO).

Quando os gases começam a esfriar as reações reage no sentido inverso consumindo o (NO). Em uma outra etapa de reação endotérmica é lenta e não dar tempo o suficiente para destruir todo o (NO) produzido, e se congelam deixando as concentrações de (NO) muito acima dos níveis correspondentes ao equilíbrio nas condições de exaustão. O comportamento do (NO) formado por dissociação e a taxa cinética de formação do (NO) é mostrado na Figura 32.

Figura 32: Formação de NOx em função do ângulo para a cinético e equilíbrio químico do motor Miller

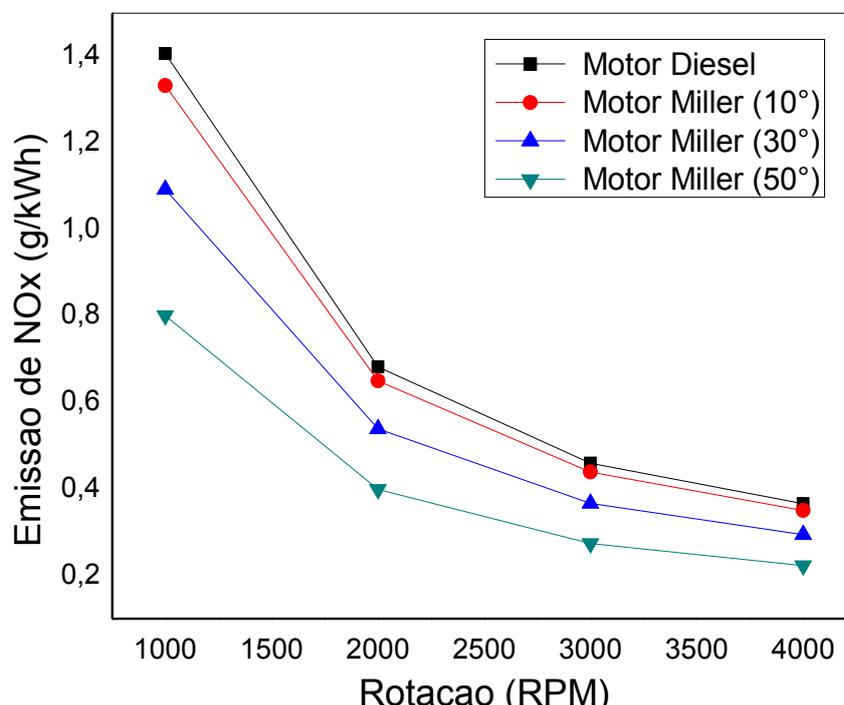


Em baixa rotação do motor em torno de 1000 rpm, emite maiores índices de emissão de óxido nítrico, sendo que o modelo Diesel apresenta maior nível de emissão comparado ao modelo Miller. Esse efeito pode estar relacionado com o baixo efeito dos vórtices desenvolvidos pela admissão, que não proporcionam uma mistura ar-combustível adequada durante a injeção e evaporação do combustível.

Aumentar o ângulo de abertura da válvula de admissão, aumenta o turbilhamento das moléculas de ar, desenvolvido pela mudança no sentido do fluxo de gás na câmara. Esse efeito contribui na redução nas emissões de (NO) em até 9,65% para 50° de abertura de válvula comparado com motor Diesel a 1000 rpm, a emissão de (NO) é reduzida conforme aumenta a rotação do motor e o ciclo Miller oferece menor perfil de emissão de (NO) mostrado na Figura 33.

Variações na mistura ar-combustível podem ocorrer na câmara, obtendo uma combustão completa, com falta de ar ou excesso de ar. Durante acelerações no motor beneficia misturas ligeiramente ricas próxima da relação estequiométrica, após estabelecida uma rotação definida a mistura ar-combustível se torna constante ligeiramente um pouco de excesso de ar considerável.

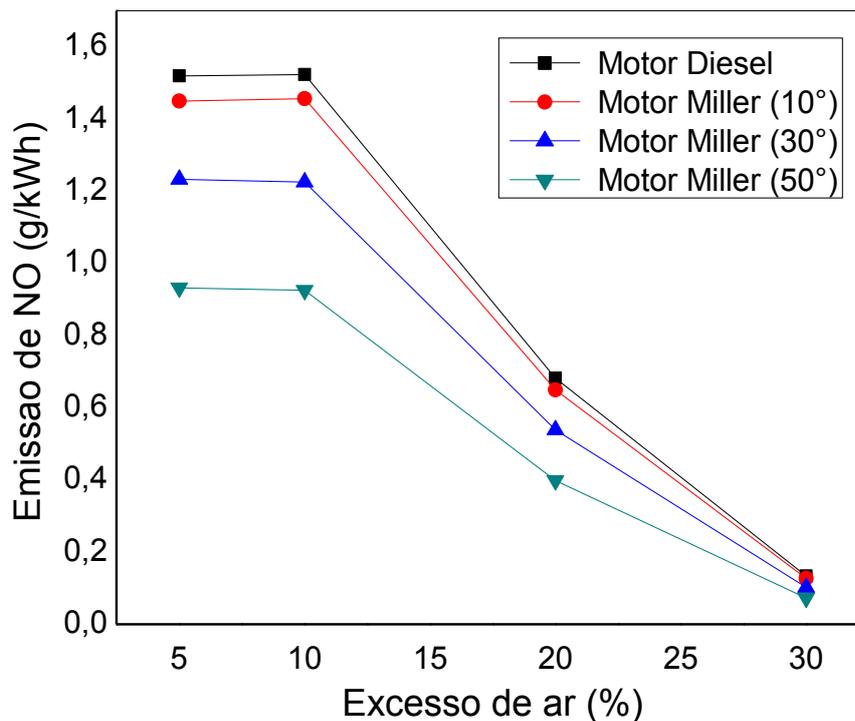
Figura 33 - Emissão de NO em função da rotação para diferentes ângulo de válvula 20% excesso de ar do motor Diesel e Miller para diferentes ângulos de válvulas



Quando o motor é alimentado com mistura rica próximo da estequiometria, alcança a máxima formação de oxido nítrico, quando aumenta essa quantidade de ar em excesso ajuda a reduzir a emissão de NOx.

No motor Miller, aumentar o ângulo de abertura válvula de admissão ajuda a reduzir a emissão de NOx. Uma análise realizada com excesso de ar com 10, 30 e 50° apresentam níveis de emissão bem menos quando comparado com motor Diesel a 3000 rpm mostrado na Figura 34.

Figura 34 - Emissão de NOx em função do excesso de ar para motor Miller e Diesel



6.2 Simulação do motor Miller e Otto

Nesse tópico, é realizado simulações paramétricas e comparações para os ciclos Miller e Otto alimentado a gasolina, nessa análise foi ajustado os dados do motor da Tabela 6.1 mantendo a mesma cilindrada de 486,32 cm³ do motor Miller-Diesel, mas com relação Diâmetro/curso de 0,9 já que estamos tratando de motor a ignição por centelha.

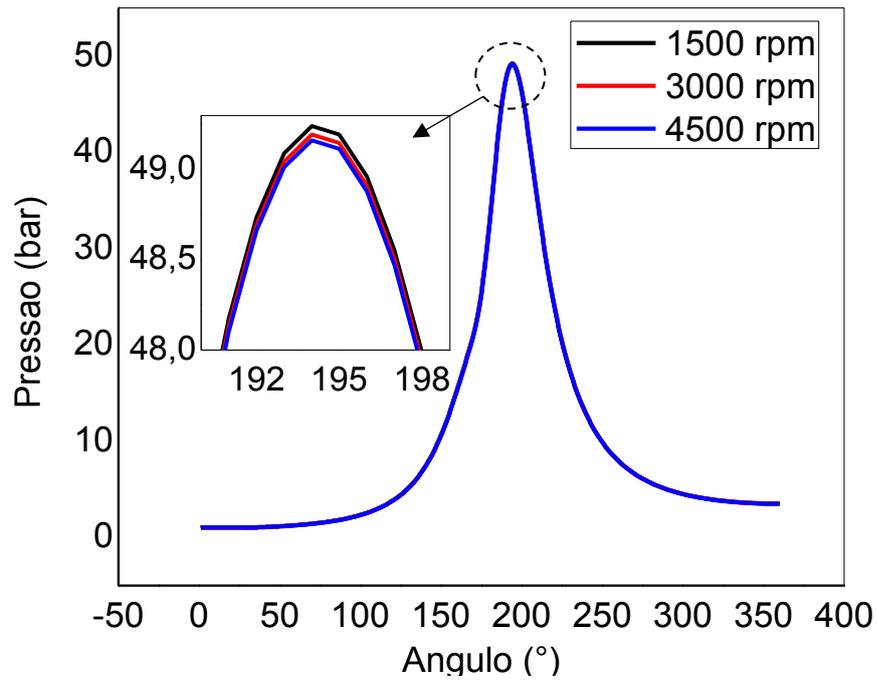
Foi usado uma taxa de compressão com objetivo de extrair o máximo de potência do motor, no estudo foi considerado um motor de único cilindro com aspiração natural, os dados das configurações geométricas e parâmetros de funcionamento do ciclo Miller e modificando apenas a abertura da válvula de admissão para o ciclo Otto estão apresentados na Tabela 7.

Após inserir essas informações no programa, a simulação da pressão na câmara do motor Miller tem apresentado comportamento considerado inalterado em função da rotação do motor, e com picos de pressão provocado pela compressão, combustão durante o ângulo de giro motor mostrado na Figura 35.

Tabela 7 - Dados do motor Miller e Otto

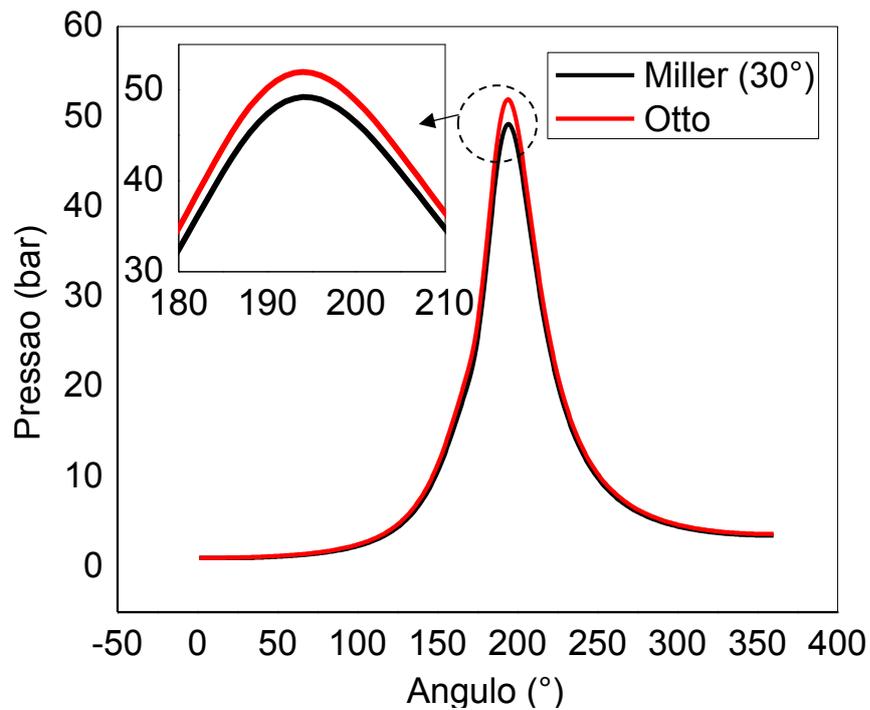
Configurações geométricas	
Diâmetro [mm]	82,4
curso [mm]	91,243
Diâmetro/curso	0,9
Taxa de compressão	11
Combustível	Gasolina
Taxa de equivalência [λ]	1,06
Fechamento da válvula de admissão após PMS [°]	30
Início de ignição antes do PMS [°]	15

Figura 35 - Comportamento da pressão em função da rotação durante o ângulo de giro do motor Miller a gasolina



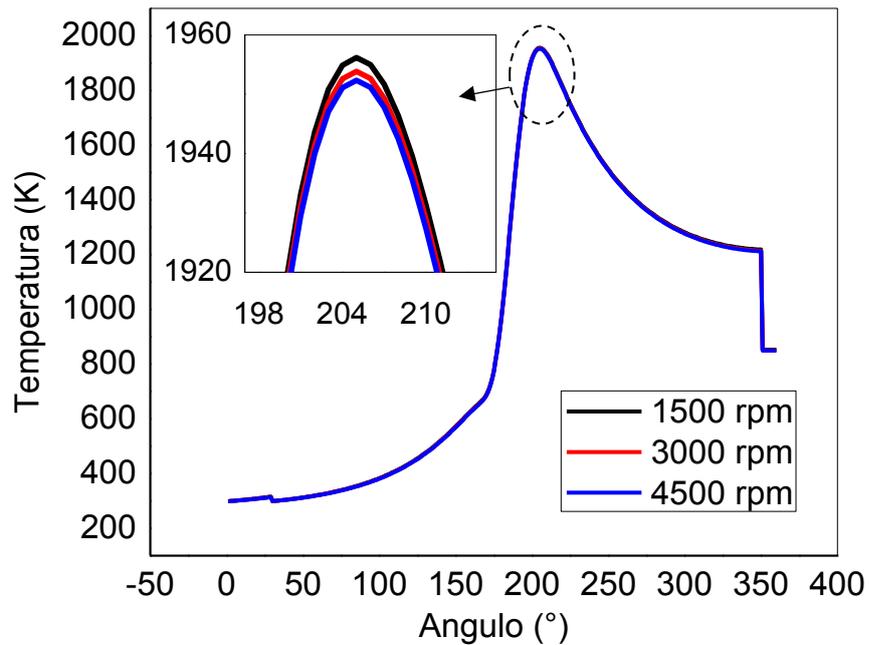
Durante o final da compressão, combustão a pressão da câmara do motor Otto é maior quando comparado com o motor Miller a uma rotação de 3000 rpm observado durante todo o ângulo de giro mostrado na Figura 36.

Figura 36 - Comparação da pressão do motor Miller e Otto durante o ângulo de giro



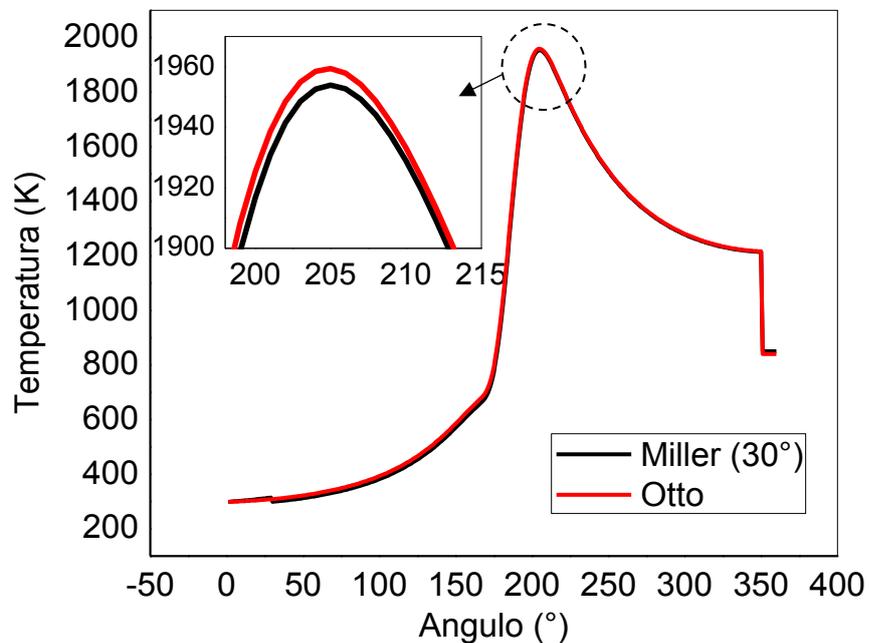
Foram realizadas comparações da temperatura da câmara, e conforme a compressão da mistura ar-combustível eleva a temperatura, a combustão provoca um aumento brusco e decai em seguida conforme o processo de expansão. Foi observado regime de funcionamento de 1500, 3000 e 4500 rpm, o aumento na rotação do motor provoca a redução no pico de temperatura apresentado na Figura 37.

Figura 37 - Comportamento da temperatura em função do ângulo de giro para diferentes rotações do motor Miller a gasolina



O comportamento da temperatura do motor Miller é o mesmo para o motor Otto, e que difere apenas no pico de temperatura observado ao longo do ângulo de giro funcionando a 3000 rpm mostrado na Figura 38

Figura 38 - Comparação da temperatura do motor Miller e Otto em função do ângulo de giro do motor



O pico de temperatura provocado pela combustão é caracterizada pela queima de frações da massa ar-combustível, no ponto onde começa a ignição a 15° antes do PMS (165°) onde nenhuma massa da mistura é queimada, a partir dessa posição a massa é queimada durante 50° de ângulo de manivela até que queime completamente o combustível, o comportamento de fração queimada em função do ângulo de giro do ciclo Miller e Otto são os mesmos já que foi considerado o mesmo ponto de ignição mostrado na Figura 39.

O curso de compressão é o processo que mais consome trabalho do ciclo, o aumento na rotação reduz esse consumo de trabalho como também o trabalho produzido, o comportamento do trabalho em função do ângulo de giro para diferentes rotações de 1500, 3000 e 4500 rpm é mostrado na Figura 40

Figura 39: Comportamento da fração de massa queimada do motor Miller e Otto

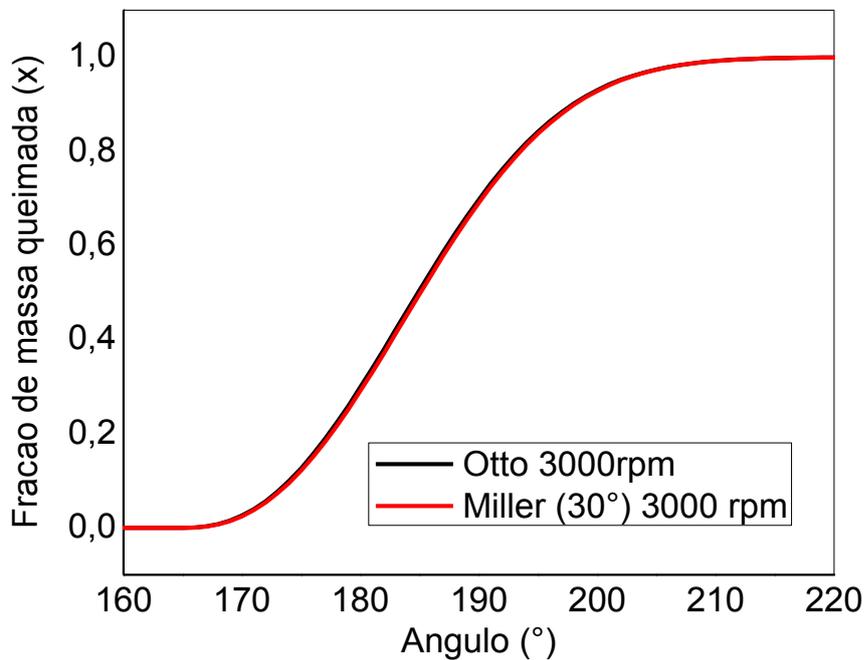
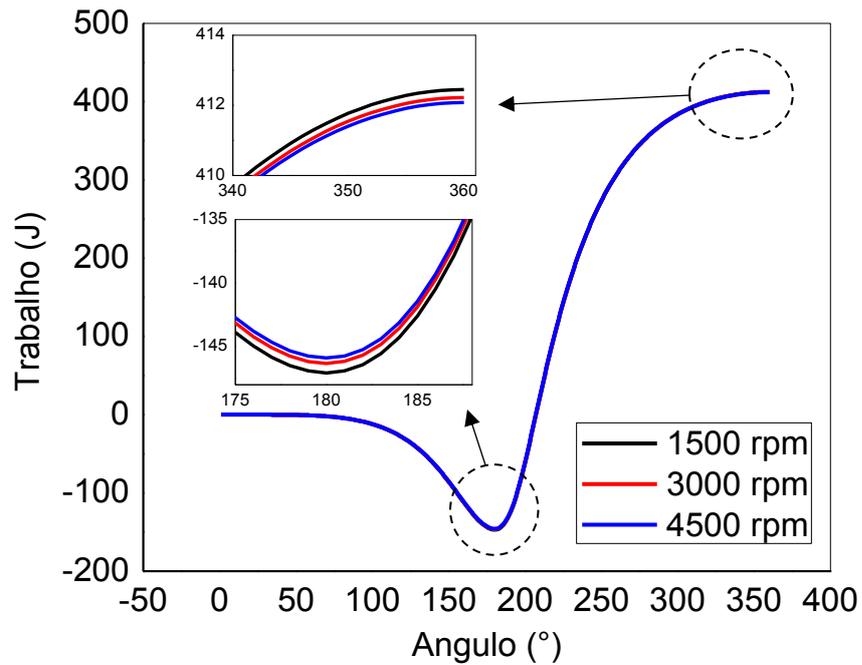
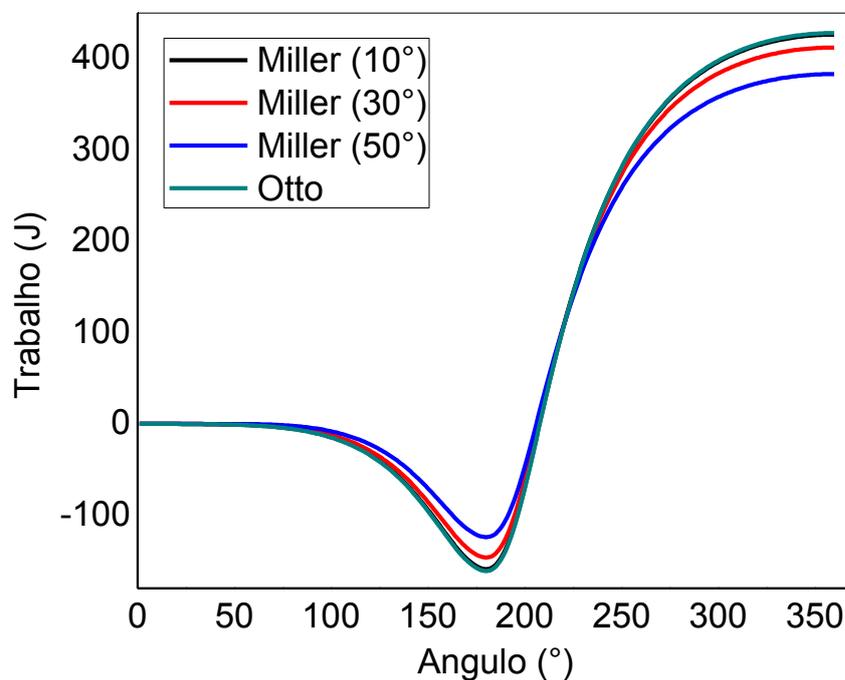


Figura 40: Comportamento do trabalho do motor Miller a gasolina em função do ângulo para diferentes rotações



No ciclo Miller, a massa de ar comprimida é menos do que no ciclo Otto e portanto consome menos e produz mais trabalho em função do ângulo de giro do motor a 3000 rpm mostrado na Figura 41.

Figura 41 - Comparação do trabalho em função do ângulo do motor Miller e Otto a gasolina a 3000 rpm



O torque alcança o máximo em baixa rotação e decresce conforme aumenta a rotação do motor tanto no ciclo Miller quanto no motor Otto, o aumento do ângulo de abertura de válvula de admissão do motor Miller desloca a curva de torque para baixo tanto em baixa como também em alta rotação. O motor Otto tem apresentado o mesmo comportamento de torque do motor Miller com 10° de abertura de válvula em função da rotação entre 1000 rpm e 6000 rpm com intervalo de 500 rpm mostrado na Figura 42

A massa de ar admitida no motor Miller é influenciada pelo ângulo de permanência da válvula de admissão aberta, quanto maior esse ângulo maior será a quantidade de ar rejeitada do cilindro durante o início do processo de compressão, e conseqüentemente menor será a potência produzida, o aumento na rotação do motor contribui no ganho de potência que atinge o máximo aos 5000 rpm, e decresce depois dessa rotação tanto no motor Miller quanto no motor Diesel.

O ciclo Otto alcança a mesma potência produzida comparado com o ciclo Miller com 10° de ângulos de abertura de válvula de admissão aberta, aumentar esse ângulo acima de 10° significa sacrificar a potência por exemplo 30° e 50° de ângulo de manivela analisados mostrado na Figura 43

Figura 42 - Comparativo do torque em função da rotação para diferente ângulo de válvula do motor Miller e Otto

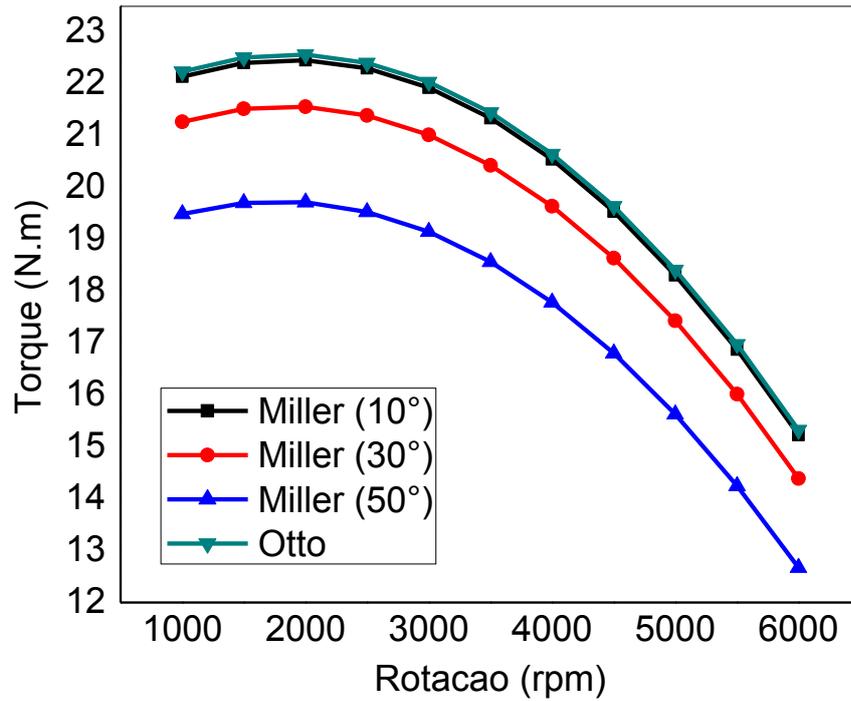
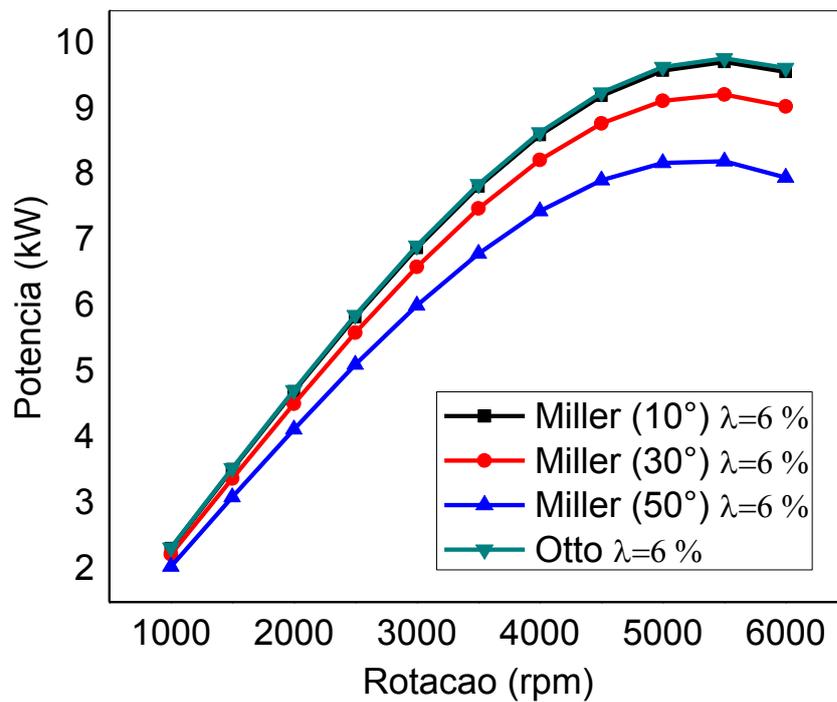
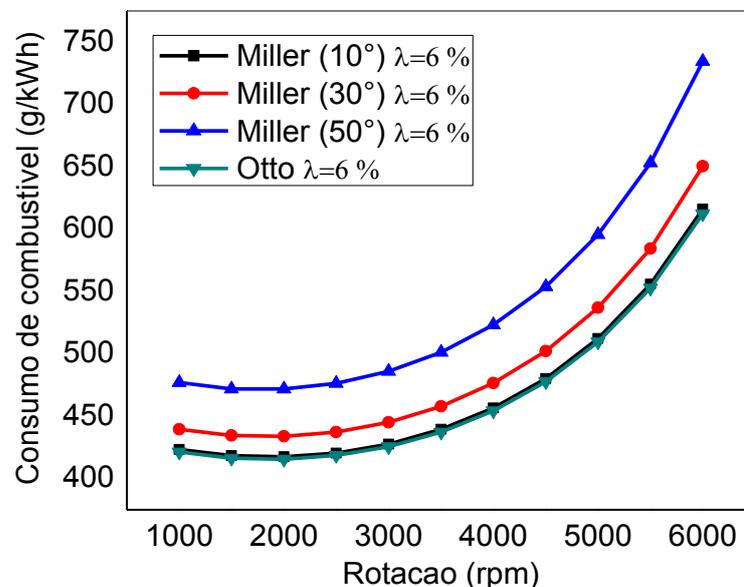


Figura 43 - Comparativo da potência em função da rotação para diferente ângulo de válvula do motor Miller e Otto



O ângulo de permanência da válvula de admissão também tem influência no consumo de combustível, em rotações entre 1000 e 2000 rpm obtém consumo de combustível decrescente, acima dessa rotação aumenta esse consumo válido tanto para o motor Diesel quanto no Miller. A curva de consumo de combustível apresenta o mesmo perfil tanto para o motor Diesel como também no motor Miller com 10° de abertura de válvula, para 30° e 50° de abertura de válvula provoca aumento no consumo de combustível deslocando a curva de consumo para cima em função da rotação do motor mostrado na Figura 44

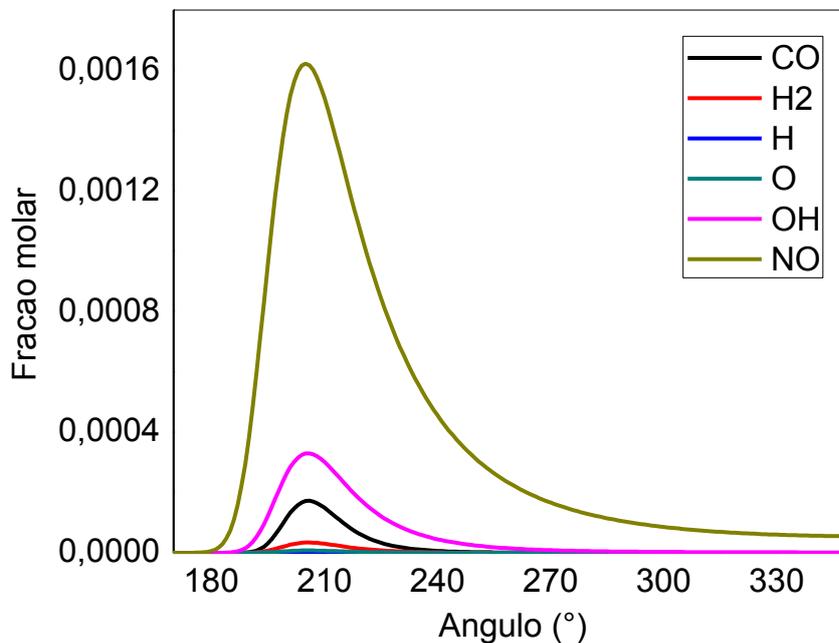
Figura 44 - Comparativo do consumo de combustível em função da rotação para motor Otto e diferentes abertura de válvula do motor Miller



A combustão ideal do combustível produz CO₂, H₂O, N₂, e O₂, algumas dessas espécies reage formando outras espécies e reagir com os produtos da dissociação resultando nas espécies químicas O, H, OH e NO, a formação desses elementos dependem da temperatura, pressão e da razão de equivalência, as moléculas de nitrogênio e oxigênio reagem formando oxido nítrico (NO), conforme aumenta a temperatura as concentrações de oxigênio e nitrogênio é consumido para formar (NO) que alcança o máximo e em seguida a reação reage de forma inversa consumindo concentrações de NO, esse comportamento é observado para outras

espécies químicas em função do ângulo de giro do motor a 2000 rpm mostrado na Figura 45.

Figura 45 - Formação das espécies químicas por equilíbrio químico do motor Miller a gasolina em função do ângulo de giro a 2000 rpm

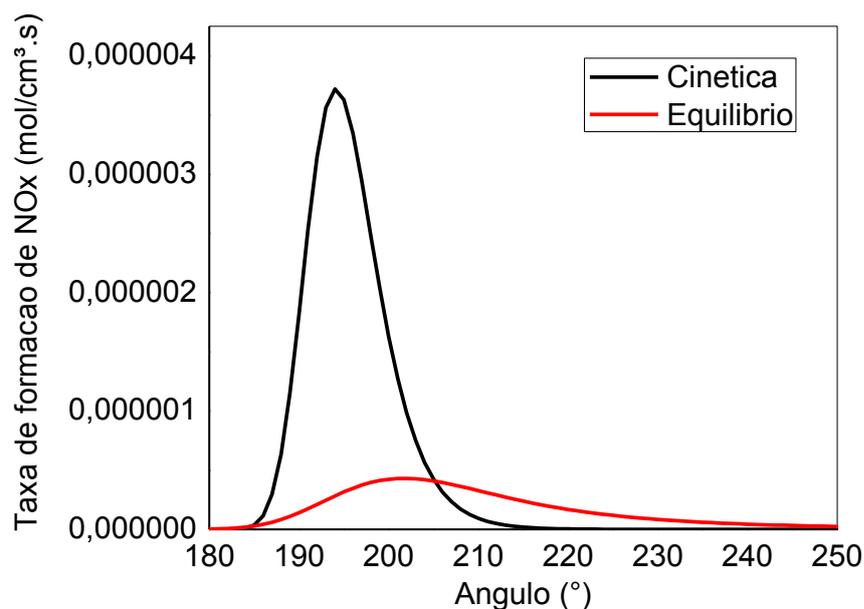


As reações de dissociação ocorrem conforme sua velocidade provocada pela variação na concentração das espécies, pressão e temperatura, o mecanismo cinético de formação do (NO) é produzido em três etapas escrito por Zeldovich, durante o início do processo ocorre reações exotérmica entre (O₂) com (N) e o radical (OH) com (N) reage com rápida velocidade formando o (NO), quando os gases começam a esfriar as reações reage no sentido inverso consumindo o (NO), em uma outra etapa de reação endotérmica é lenta e não dar tempo o suficiente para destruir todo o (NO) produzido e se congelam deixando as concentrações de NO muito acima dos níveis correspondentes ao equilíbrio nas condições de exaustão. O comportamento do (NO) formado por dissociação e a taxa cinética de formação do (NO) é mostrado na Figura 46.

Em baixa rotação do motor em torno de 1000 rpm emite maiores índices de emissão de óxido nítrico, sendo que o modelo Otto apresenta nível de emissão relativamente maior comparado ao modelo Miller, esse efeito pode estar relacionado com o baixo efeito do vórtice desenvolvido pela admissão que não proporciona uma mistura ar-combustível adequada.

Aumentar o ângulo de abertura da válvula de admissão aumenta o turbilhonamento das moléculas de ar, provocado pela mudança no sentido do fluxo na câmara, esse efeito contribui na redução nas emissões de (NO) para ângulo de 50° de abertura de válvula comparado com motor Otto a 1000 rpm, a emissão de (NO) é reduzida conforme aumenta a rotação do motor e o ciclo Miller oferece menor perfil de emissão específico de (NO) mostrado na Figura 47.

Figura 46: Comportamento da taxa de formação de NOx pela cinética química e equilíbrio químico em função do ângulo de giro do motor Miller a 2000 rpm



A partir de uma rotação estabelecida no motor, obtém mistura ar-combustível com um pouco de excesso de ar próximo da relação estequiométrica. Quando ocorre incremento sucessivos na quantidade de combustível fornecido no motor, imediatamente a mistura ar-combustível se aproxima da relação estequiométrica e provocando aumento na rotação.

Quando o motor é alimentado com mistura rica próximo da estequiometria alcança a máxima formação de oxido nítrico, quando aumenta essa quantidade de ar em excesso ajuda a reduzir a emissão de NOx.

No motor Miller, quando aumenta o ângulo de abertura válvula de admissão ajuda a reduzir a emissão de NOx, uma análise realizada com excesso de ar com 10,

30 e 50° apresentam níveis de emissão bem menos quando comparado com motor Otto a 3000 rpm mostrado na Figura 48.

Figura 47 - Comportamento de formação do NOx em função da rotação para o motor Otto e diferentes ângulo de abertura de válvula do motor Miller

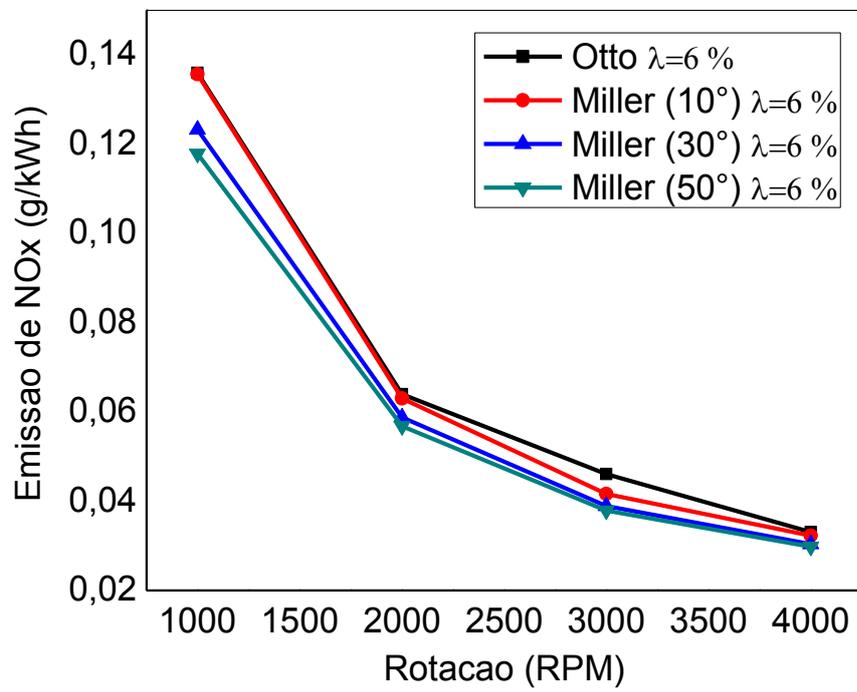
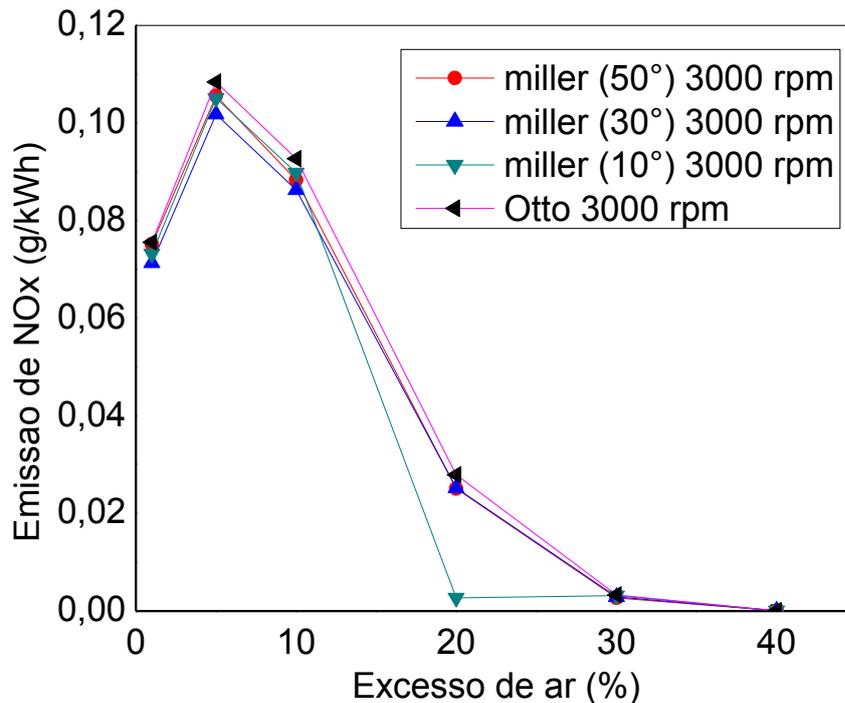


Figura 48 - Comparativo da emissão de NOx do motor Otto e motor Miller para diferentes ângulo de abertura da válvula em função do excesso de ar



6.3 Comparações entre os motores Miller, Otto e Diesel

A partir das simulações numéricas detalhadas de cada ciclo motor, nesse item é realizado comparações entre os motores Miller, Otto e Diesel do ponto de vista do funcionamento operacional.

Para o funcionamento do motor em baixas rotações, o motor Otto obtém maior potência, e torque. Porém, o motor Miller com 30° de abertura de válvula obtém menor consumo de combustível e também menor emissão de NOx.

A utilização do motor Miller consome menos combustível e também emite menos poluentes. Ele emite 91,5 % menos NOx do que o motor Diesel e 9,5 % menor do que o motor Otto. O motor Miller tem grande aplicação em veículos com baixa velocidade nos centros urbanos que contribui com baixa emissão de poluente e menor consumo de combustível. As comparações dos motores em baixa rotação são apresentadas na Tabela 8.

Tabela 8 - Comparação operacional dos motores em baixa rotação

Ciclo motor	Rotação (rpm)	Potência (kW)	Torque (N.m)	Consumo de combustível (g/kWh)	Emissão de NOx (g/kWh)
Miller (gasolina)	1000	2,22	21,27	439,47	0,123
Otto (gasolina)	1000	2,32	22,24	421,30	0,136
Diesel	1000	1,89	18,42	508,42	1,406

Quando o motor é submetido a operações mais severas, em alta rotação a 3000 rpm, o ciclo Otto obtém maior potência e torque. Porém, o ciclo Miller reduz 15,6% nas emissões de NOx e alcança potência próxima comparado ao motor Otto, obtém 4,6% de kW menos do que o motor Otto.

O motor Miller produz uma potência 11,2 % maior comparado ao motor Diesel, como também emite 91,5% menos de NOx comparado ao motor Diesel. Mostrado na Tabela 9.

Tabela 9 - Comparação operacional dos motores em alta rotação

Ciclo motor	Rotação (rpm)	Potência (kW)	Torque (N.m)	Consumo de combustível (g/kWh)	Emissão de NOx (g/kWh)
Miller (gasolina)	3000	6,60	21,01	445,18	0,0389
Otto (gasolina)	3000	6,92	22,03	425,65	0,0461
Diesel	3000	5,86	18,09	521,67	0,4591

No projeto de um motor Miller, ou adaptação de um motor convencional para um motor Miller, a confecção da árvore de comando que controla a abertura e fechamento da válvula de admissão se torna mais trabalhosa. A partir dessas

simulações tem mostrado que a árvore de comando com uma defasagem de 10 graus de ângulo de manivela produz resultados quase iguais em termos de potência e emissão de NOx em comparações com Otto e Diesel. A partir de 15 graus obtém resultados significativo.

7 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

7.1 CONCLUSÕES

A simulação numérica apresentou resultados aceitáveis quando comparado a resultados experimentais, dos processos de compressão, combustão e expansão tanto para o motor Miller como também para o Otto e Diesel, essas comparações experimentais referem-se a curva de pressão dos processos envolvidos e da emissão de NO_x.

A rotação do motor impacta tanto na pressão como também na temperatura da câmara, o aumento na rotação proporciona ganho na potência, porém a partir de 4000 rpm decresce conforme aumenta a rotação.

A potência produzida é proporcional a rotação, que atinge o máximo aos 4000rpm, e decresce a partir dessa rotação, o aumento de permanência da válvula de admissão aberta diminui a potência produzida. A utilização do óleo diesel no motor Miller obtém maior desempenho na potência do que o uso de gasolina, mas o ciclo Diesel produz maiores níveis de potência.

O ângulo de permanência da válvula de admissão aberta após o PMI durante a compressão no motor Miller tem influência direta na potência produzida e na emissão de NO_x, quanto maior esse ângulo provoca a diminuição da massa de ar admitida no qual diminui a potência produzida, e aumenta o consumo de combustível.

O aumento desse ângulo de permanência da válvula de admissão aberta reduz os níveis de NO_x. O aumento na rotação do motor consome mais combustível e reduz a formação de NO_x.

O motor Miller polui menos NO_x comparado a um mesmo tamanho de motor Diesel e Otto, o tipo de combustível tem influência direta na emissão de poluente, quando utiliza óleo diesel provoca aumento na formação de NO_x maior do que a gasolina.

A abertura da válvula de admissão tem efeito na contribuição na redução nas emissões de NO_x em até 9,65% para 50° de abertura de válvula comparado com motor Diesel a 1000 rpm.

O motor Miller é mais indicado para veículos em zona urbana, onde a velocidade de fluxo é baixa, já que não necessita muita potência do motor. Ele pode

ser utilizado tanto em baixa e alta rotação que obtém menor emissão de NO_x, com emissão de 91,5 % menor do que o motor Diesel e 9,5 % menor do que o motor Otto.

7.2 Trabalhos futuros

O modelo de ciclo motor discutido nesse trabalho parte de considerações simplificadores, como por exemplo o fluido considerado gás perfeito, assim surge oportunidades de melhorias para ser agregadas ao modelo com objetivo de tornar o ciclo mais realista além de outros fatores.

Durante o estudo da emissão de poluentes, técnicas alternativas viáveis de redução nos níveis de NO_x é sugerido, tais como a injeção de vapor de água na câmara de combustão, e tratamento dos gases pós combustão através de catalizadores eficazes.

A forma de injeção influencia na pulverização do combustível na câmara no qual está relacionado a formação de NO_x, modelos precisam ser estudados para encontra melhores perfil de injeção.

Durante a combustão, misturas de ar-combustíveis sofrem efeitos de turbulência, esse fenômeno deve ser estudado e encontra alternativas para minimizar a formação de NO_x.

REFERÊNCIAS

AMBRÓS, W.m. et al. Experimental analysis and modeling of internal combustion engine operating with wet ethanol. Fuel. Brazil, p. 270-278. 5 maio 2015.

BEN-Balanco Energética Nacional – dados consolidados de 2021, Ministério de Minas e Energia. Disponível em < <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-601/topico-596/BEN2021.pdf>>. Acessado em 12 de dezembro de 2021.

EPA, 2020. Fuel economy in major car markets. Available from: <https://www.epa.gov/>. (Accessed 8 March 2020).

IEMA-Instituto de Energia e Meio Ambiente. Disponível em < http://energiaeambiente.org.br/wp-content/uploads/2020/12/IEMA_Relato%CC%81rio2019.pdf>. Acessado em 12 de dezembro de 2021.

Barros; Henríquez; Dutra. Experimental Evaluation of the Use of Cottonseed Biodiesel and Mixtures with Commercial Diesel Oil in Diesel Generator Set. IEEE LATIN AMERICA TRANSACTIONS. Vol. 16. 02 Fev. 2018.

BEJAN, Adrian; KRAUS , Allan D. Heat transfer handbook. Canada: John Wiley & Sons. 2003.

BO, L.; WENQING, G.; BINBIN, S. Benefits of the Electromagnetic Actuated Valve Train in Gasoline Engine Application. International Journal of Engineering. China, p. 1656-1662. 19 nov. 2015.

BLAIR, Gordon P. Design and Simulation of Four-Stroke Engines. USA: SAE; 1999. ISBN 0-7680-0440-3.

CANAKCI, Mustafa. An experimental study for the effects of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine. *Fuel, Turkey*, v. 87, p.1503-1514, 7 ago. 2007.

CHARALAMBIDES A.G. et al. Evaluation of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) autoignition development through chemiluminescence imaging and Proper Orthogonal Decomposition. *Applied Energy* 2018; 210: 288-302.

CATON, Jerald A.. The thermodynamic characteristics of high efficiency, internal-combustion engines. *Energy Conversion And Management*. Texas, p. 84-93. 4 Jan. 2012.

ÇENGEL Y.A, Boles M.A., *Termodinâmica*. 5ª ed. São Paulo. McGraw-Hill, 2006, 848p.

CETESB. Emissões veiculares no estado de São Paulo. Disponível em <<https://cetesb.sp.gov.br/veicular/wp-content/uploads/sites/6/2022/03/Relatorio-Emissoes-Veiculares-2020.pdf>>. Acessado em 14 de janeiro de 2023.

DETRAN. Disponível em <www.denatran.gov.br>. Acessado em 13 de maio de 2018.

EBRAHIMI, Rahim. Performance analysis of an irreversible Miller cycle with considerations of relative air–fuel ratio and stroke length. *Applied Mathematical Modelling*. Iran, p. 4073-4079. 13 nov. 2011.

EBRAHIMI, Rahim. Thermodynamic modeling of performance of a Miller cycle with engine speed and variable specific heat ratio of working fluid. *Computers And Mathematics With Applications*. Iran, p. 2169-2176. 5 jul. 2011.

FERGUSON, Colin R.; KIRKPATRICK, Allan T. *Internal combustion engines: applied thermosciences*. Third edition. Colorado State University: Wiley; 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.

FOX, J. W.; CHENG, W. K. and HEYWOOD J. B. “A Model for Predicting Residual Gas Fraction in Spark-Ignition Engines,” SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 931025, Mar. 1993.

GONCA Guven, SAHIN Bahri. The influences of the engine design and operating parameters on the performance of a turbocharged and steam injected diesel engine running with the Miller cycle. *Applied Mathematical Modelling* 2016; 40: 3764-3782.

GONCA, Guven et al. Application of the Miller cycle and turbo charging into a diesel engine to improve performance and decrease NO emissions. *Energy, Turkey*, v. 93, p.795-800, 14 ago. 2015.

GONCA, Guven. Comparison of steam injected diesel engine and Miller cycled diesel engine by using two zone combustion model. *Journal of the Energy Institute* 2015; 88: 43-52.

GONCA, Guven; SAHIN, Bahri et al. Theoretical and experimental investigation of the Miller cycle diesel engine in terms of performance and emission parameters. *Applied Energy* 2015; 138: 11-20.

GRACIANO, Vilmar; VARGAS, Jose Viriato C.; ORDONEZ, Juan C.. Modeling and simulation of diesel, biodiesel and biogas mixtures driven compression ignition internal combustion engines. *International Journal Of Energy Research*. Curitiba, p. 100-111. 23 jan. 2016.

GUZZELLA, Lino; ONDER, Christopher H. Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems. 2nd ed. India: Springer; 2010. ISBN 978-3-642-10774-0.

KLEIN, M. A specific heat ratio model and compression ratio estimation. Sweden: UniTryck; 2004. ISBN 91-7373-992-8

Hanson R, Splitter D, Reitz R. Operating a heavy-duty direct-injection compression-ignition engine with gasoline for low emissions. Society of Automotive Engineers. Canada, SAE Paper No. 2009-01-1442; 2009.

Henríquez, J.; Dutra, J. C. C. OPTIMIZING BRAKE SPECIFIC FUEL CONSUMPTION OF A GASOLINE ENGINE BY VARYING THE VALVE EVENTS. *World Journal of Engineering Research and Technology*. Brazil, v. 06, p. 299-320, 8 mar. 2020

HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill; 1988. ISBN 0-07-028637-X.

Huang, Zhao Ming et al. Experimental study on the effects of the Miller cycle on the performance and emissions of a downsized turbocharged gasoline direct injection engine; 2020; 12: 1-9.

IMPERATO, Matteo et al. Split fuel injection and Miller cycle in a large-bore engine. *Applied Energy*, Finland, v. 162, p.289-297, 5 out. 2015.

Jiang, Yu et al. Understanding elevated real-world NO_x emissions: Heavy-duty diesel engine certification testing versus in-use vehicle testing. *Fuel*, 2022; 307: 121771.

KOKJOHN SL, Hanson RM, Splitter DA, Reitz RD. Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending. *Society of Automotive Engineers*, SAE Paper No. 2009-01-2647; 2009.

KÖKKÜLÜNK, Görkem et al. Theoretical and experimental investigation of diesel engine with steam injection system on performance and emission parameters. *Applied Thermal Engineering*. Turkey, p.161-170. 29 jan. 2013.

LAMAS, M. I; RODRIGUEZ, C. G. Numerical model to study the combustion process and emissions in the Wartsila 6L 46 four-stroke marine engine. *Polish maritime research*. Spain, p.61-66. 2013.

LI, Chengqian et al. Application of Miller cycle with turbocharger and ethanol to reduce NO_x and particulates emissions from diesel engine – A numerical approach with model validations. *Applied thermal engineering* 2019; 150: 904-911.

LI, Tie et al. The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC. *Energy Conversion And Management*. China, p. 59-65. 5 dez. 2013.

LIU, Haifeng et al. Study of the control strategies on soot reduction under early-injection conditions on a diesel engine. *Fuel*, China, v. 139, p.472-481, 3 set. 2014.

MARTINS, Cristiane Aparecida; FERREIRA, Marco Aurélio. Considerações sobre a formação de nox na combustão. In: VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 6., 2010, São Paulo. Congresso nacional de engenharia mecânica. Campina Grande: Abcm, 2010. p.10-0881.

MARTINS Mario E.S, LANZANOVA Thompson D.M. Full-load Miller cycle with ethanol and EGR: Potential benefits and challenges. *Applied Thermal Engineering* 2015; 90: 274-285.

MAROTEAUX, Fadila; SAAD, Charbel; AUBERTIN, Fabrice. Development and validation of double and single Wiebe function for multi-injection mode Diesel engine combustion modelling for hardware-in-the-loop applications. *Energy Conversion and Management*. France, p. 630-641. 8 ago. 2015.

MARTINS, Jorge. Motores de combustão interna. 2. ed. Porto: Publindústria, 2006. 447 p. (ISBN 972-8953-02-X).

MERKER, Gunter P.; SCHWARZ, Christian; TEICHMANN, Rudiger. *Combustion Engines Development Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation*. Alemanha, 2009. 642 p. (ISBN 978-3-642-02951-6).

MMA - Ministério do Meio Ambiente. Inventário nacional de emissões atmosféricas por veículos automotores rodoviários. 2011. Disponível em < <https://iema-site-staging.s3.amazonaws.com/2014-05-27inventario2013.pdf>>. Acessado em 10 de dezembro de 2021.

MORAUSZKI, T. et al. Simulation of fluid flow, combustion and heat transfer processes in internal combustion engines. Hungarian journal of industrial chemistry veszprem. Hungary, p. 27-30. 2011.

Motores de combustão. Disponível em <<http://motoresdecombustao.blogspot.com.br/2014/12/motores-de-dois-tempos-diversidade-de.html>>. Acessado em 30 de novembro de 2016.

NOUR Mohamed et al. Effect of ethanol/water blends addition on diesel fuel combustion in RCM and DI diesel engine. Energy Conversion and Management 2017; 149: 228-243.

PARLAK, A. et al. New method to reduce NOx emissions of diesel engines: electronically controlled steam injection system. Journal of The Energy Institute. Turkey, p. 135-139. 15 nov. 2011.

Perceau, Marcellin; et al. Zero-dimensional turbulence modeling of a spark ignition engine in a Miller cycle « Dethrottling » approach using a variable valve timing system. Applied Thermal Engineering. France, v. 199. 25 nov. 2021

Qiao, Junhao. Experimental investigation on the effects of Miller cycle coupled with asynchronous intake valves on the performance of a high compression ratio GDI engine. Fuel. China, v.332, 29 set. 2022.

Silva, E.A.A.; Ochoa, A.A.V.; Henríquez, J.R. Analysis and runners length optimization of the intake manifold of a 4-cylinder spark ignition engine. Energy Conversion and Management. Brazil, v.188, p. 310-320, 13 mar. 2019.

Silva, L. S. et al. Numerical Analysis of Effects of Engine Downsizing and Turbocharging on the Parameters of Performance and Emissions of an Internal Combustion Engine. Arabian Journal for Science and Engineering, 21 jun. 2022.

Shen, Kai et al. Investigation on the EGR effect to further improve fuel economy and emissions effect of Miller cycle turbocharged engine. *Energy. China*, v. 215, 15 jan. 2021.

STONE, R. Introduction to internal combustion engines. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1999.

SHI, Yu; REITZ, Rolf D.. Optimization of a heavy-duty compression-ignition engine fueled with diesel and gasoline-like fuels. *Fuel, Usa*, v. 89, p.3416-3430, 17 fev. 2010.

TAVAKOLI, Sady et al.. Miller cycle application to improve lean burn gas engine performance. *Energy. Iran*, p. 190-200. 24 abr. 2016.

ZHANG, Chen; SUN, Zongxuan. Using variable piston trajectory to reduce engine-out emissions. *Applied Energy. United States*, p. 403-414. 19 jan. 2016.

ZHOU Song et al. Evaluation of Miller cycle and fuel injection direction strategies for low NO_x emission in marine two-stroke engine. *International journal of hydrogen energy* 2017; 42: 20351-20360.

ZHU, Sipeng et al. Comparative analysis and evaluation of turbocharged Dual and Miller cycles under different operating conditions. *Energy. China*, v. 93, p.75-87. 8 set. 2015.

YAN Bowen. The effects of LIVC Miller cycle on the combustion characteristics and thermal efficiency in a stoichiometric operation natural gas engine with EGR. *Applied Thermal Engineering* 2017; 122: 439-450.

YOSHIDA, Keiichiro et al. Influence of Injection of Concentrated NO_x into Diesel Engine Intake on Exhaust Gas Components and Fuel Consumption. *Electrical Engineering In Japan. Japan*, p. 1933-1939. 11 nov. 2011.

WANG, Yuanfeng et al. Performance analysis of a Miller cycle engine by an indirect analysis method with sparking and knock in consideration. *Energy Conversion And Management. China*, p. 316-326. 28 mar. 2016.

WEI Haiqiao et al. Effects of applying a Miller cycle with split injection on engine performance and knock resistance in a downsized gasoline engine. *Fuel* 2018; 214: 98-107.

WICKMAN David D, KOKJOHN Sage L. A Computational investigation of the potential for non-sooting fuels to enable ultra-low NO_x and CO₂ emissions. *Fuel* 2018; 216: 648-664.

Xing, Kongzhao et al. Thermodynamic analysis of improving fuel consumption of natural gas engine by combining Miller cycle with high geometric compression ratio. *Energy Conversion and Management*. China, v. 254. 15 fev. 2022.