

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA
FONSECA
CEFET/RJ – UNED MARACANÃ
ENGENHARIA MECÂNICA**

GUILHERME LUCCHESI FALCÃO DA CUNHA

**ANÁLISE ENERGÉTICA E ESTUDOS PARAMÉTRICOS DO CICLO
DUAL APLICADOS COMO MODELO DE MOTORES DE
COMBUSTÃO INTERNA**

MONOGRAFIA

RIO DE JANEIRO

2023

GUILHERME LUCCHESI FALCÃO DA CUNHA

**ANÁLISE ENERGÉTICA E ESTUDOS PARAMÉTRICOS DO CICLO
DUAL APLICADOS COMO MODELO DE MOTORES DE
COMBUSTÃO INTERNA**

Projeto final apresentado em cumprimento às normas do Departamento de Educação Superior do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Prof.Orientador: D.Sc. Carlos Eduardo Guedes Catunda
Prof.Coorientador: M.Sc. Thiago de Oliveira Macedo

RIO DE JANEIRO

2023

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

C972 Cunha, Guilherme Lucchesi Falcão da

Análise energética e estudos paramétricos do ciclo dual aplicados como modelo de motores de combustão interna / Guilherme Lucchesi Falcão da Cunha. — 2023.

75f. + anexo : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.

Bibliografia : f. 75

Orientador: Carlos Eduardo Guedes Catunda

Coorientador: Thiago de Oliveira Macedo

1. Engenharia mecânica. 2. Motores de combustão interna. 3. Computação - Matemática. 4. Termodinâmica. 5. Energia. I. Catunda, Carlos Eduardo Guedes. (Orient.). II. Macedo, Thiago de Oliveira (Coorient.). III. Título.

CDD 621

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

AGRADECIMENTOS

Cursar uma universidade pública de forma alguma é uma tarefa fácil. Ao longo destes seis anos muitas foram as dificuldades, os obstáculos e as noites em claro enfrentadas para que hoje eu possa me declarar Engenheiro. No entanto, tudo isso não foi fruto apenas do meu esforço. Neste breve espaço gostaria de trazer voz aos que me acompanharam e foram fundamentais nesta jornada.

Em primeiro lugar, agradeço a Deus que de sobremaneira se fez presente em minha jornada; inúmeras foram as coincidências, as bençãos e as vitórias em que não poderia atribuir a mais ninguém se não a presença divina.

De igual forma, agradeço aos meus professores orientadores Carlos Catunda e Thiago Macedo. A tarefa de orientação de forma alguma é simples, por vezes exige dedicação, atenção, critério e principalmente honestidade. Por tudo isso, sou eternamente grato! Obrigado pelos conselhos, correções e instruções não apenas no campo profissional como na vida, vocês fizeram a diferença!

Agradeço em especial a minha família que através dos seus diversos esforços, tornou possível a minha caminhada nesta trajetória. Da mesma maneira sou grato aos meus amigos próximos que me acompanharam ao longo destes anos. Se hoje sou Engenheiro, com toda certeza é porque contei com a ajuda de vocês.

Agradeço também aos professores Raul Garcia e Jonatas Motta por participarem da banca de avaliação do meu projeto final prestigiando e orientando com valiosos conselhos.

Por fim, mas não menos importante, agradeço a esta instituição de ensino (CEFET/Maracanã), que me acolheu com muito carinho e foi meu segundo lar por estes anos, e todo seu corpo docente que sem dúvidas contribuiu para uma formação ímpar, possibilitando que eu alcançasse sucesso nas aprovações que almejava. Amo vocês e hoje, com orgulho, posso agraciá-los com a profissão de engenheiro.

RESUMO

CUNHA, Guilherme Lucchesi Falcão da. **Análise energética e estudos paramétricos do ciclo Dual aplicados como modelo de motores de combustão interna**. 2023. 83 páginas. Monografia – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2023.

O presente estudo tem por objetivo contextualizar o ciclo Dual Misto (SABATHE) dentro dos limites da 1ª lei da termodinâmica, assim como possíveis combinações simultâneas dos ciclos Diesel e Otto, para motores de combustão interna de ignição por compressão (ICO) e ignição por centelha (ICE); respectivamente. Foram realizados estudos paramétricos computacionais com auxílio da ferramenta I.T. (*Interactive Thermodynamics*), objetivando o aumento da eficiência energética do ciclo Dual. Foi observado que a variação da razão de calor fornecido a volume constante e calor total fornecido ao ciclo (razão de corte) resulta em uma variação de 18% a 51% na eficiência do ciclo, para as condições impostas pelo estudo. Este resultado levou em consideração a utilização de quatro combustíveis comumente encontrados no mercado e suas respectivas análises de eficiências do ciclo com seu uso: diesel (34% a 49%), etanol (40% a 51%), gasolina (32% a 49%) e hidrogênio (19% a 46%). Foi possível constatar também que quanto maior o poder calorífico inferior de cada combustível menor será o rendimento obtido no seu ciclo, dentro das condições do estudo, tendo portanto o hidrogênio como o menos eficiente.

Palavras-chave: Ciclo Dual. Modelagem Computacional. Análise Energética. Eficiência Energética. Estudos Paramétricos.

ABSTRACT

CUNHA, Guilherme Lucchesi Falcão da. **Energy analysis and parametric studies of the Dual cycle applied as a model for internal combustion engines**. 2023. 83 pages. Monography - Federal Center for Technological Education Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2023.

The present study aims to contextualize the Dual Mixed cycle (SABATHE) within the limits of the 1st law of thermodynamics, as simultaneous combinations of the Diesel and Otto cycles, for compression ignition engines (CI) and spark ignition engines (SI); respectively. Computational parametric studies were carried out with the aid of the Interactive Thermodynamics software (I.T.), aiming to increase the energy efficiency of the Dual cycle. It was observed that the variation of the ratio of heat supplied at constant volume and total heat supplied to the cycle (cut-off ratio) results in a variation of 18% to 51% in the efficiency of the cycle, for the conditions imposed by the study. This result took into account the use of four fuels commonly found on the market and their respective analyzes of cycle efficiencies with their use: diesel (34% to 49%), ethanol (40% to 51%), gasoline (32% to 49%) and hydrogen (19% to 46%). . It was also possible to verify that the increase the lower calorific value of each fuel, reduces the efficiency obtained in its cycle, within the conditions of the study, thus hydrogen is the least efficient.

Keywords: Dual Cycle. Computational modeling. Energy Analysis. Energy Efficiency. Parametric Studies.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Ciclo do motor a 4 tempos.	20
Figura 2 Esquema de funcionamento do motor 2T de ignição por faísca.....	21
Figura 3 Motor com turbocompressor e seu esquema de funcionamento	22
Figura 4 Vista de corte dos lóbulos internos do compressor lobular e seu acoplamento ao motor.....	23
Figura 5 Esquema ilustrativo do cilindro, cabeçote, válvulas, bielas e pistão.....	24
Figura 6 Esquema de destilação atmosférica e a vácuo	27
Figura 7 Motor MON e mecanismo de variação da taxa de compressão do motor MON.....	28
Figura 8 Etapas do Ciclo Otto	36
Figura 9 diagrama P-V e T-S do ciclo Otto.....	36
Figura 10 Diagramas PxV e TxS do ciclo Diesel	38
Figura 11 Diagrama real P-V em relação ao movimento de translação do pistão e diagrama P-V em relação ao ângulo do virabrequim do motor a combustão por centelha.....	39
Figura 12 Diagrama P-V em relação ao movimento de translação do pistão e diagrama P-V em relação ao ângulo do virabrequim do motor a combustão por compressão.....	39
Figura 13 Diagramas PxV e TxS do ciclo Dual.....	40
Figura 14 Diagrama p-v do ciclo Dual	43
Figura 15 Comparação da variação da eficiência energética em relação à variação da taxa de compressão para os ciclos Otto, Diesel e Dual	52
Figura 16 Comparação da variação da pressão média efetiva em relação à variação da taxa de compressão para os ciclos Otto, Diesel e Dual	53
Figura 17 Comparação da variação do trabalho líquido em relação à variação da taxa de compressão para os ciclos Otto, Diesel e Dual	54
Figura 18 Comparação da variação da temperatura máxima do ciclo em relação à variação da taxa de compressão para os ciclos Otto, Diesel e Dual	55
Figura 19 Comparação da variação da eficiência energética em relação à variação da pressão do estado 1	57

Figura 20 Comparação da pressão média efetiva em relação à variação da pressão do estado 1	58
Figura 21 Comparação da variação do trabalho líquido em relação à variação da pressão do estado 1	59
Figura 22 Comparação da variação da temperatura máxima do ciclo em relação à variação da pressão do estado 1	60
Figura 23 Comparação da variação do consumo em relação à variação do calor total fornecido.....	62
Figura 24 Comparação da variação de eficiência energética em relação à variação da razão de corte do ciclo Dual, para diferentes combustíveis	64
Figura 25 Comparação da variação da pressão média efetiva em relação à variação da razão de corte do ciclo Dual, para diferentes combustíveis	65
Figura 26 Comparação da variação do trabalho líquido em relação à variação da razão de corte do ciclo Dual, para diferentes combustíveis	66
Figura 27 Comparação da variação da temperatura máxima do ciclo em relação à variação da razão de corte do ciclo Dual, para diferentes combustíveis	67
Figura 28 Comparação da variação da eficiência energética em função da variação do volume do estado 1 para os ciclos Otto, Diesel e Dual	69
Figura 29 Comparação da variação da pressão média efetiva em função da variação do volume do estado 1 para os ciclos Otto, Diesel e Dual	70
Figura 30 Comparação da variação do trabalho líquido em função da variação do volume do estado 1 para os ciclos Otto, Diesel e Dual	71
Figura 31 Comparação da variação da temperatura máxima do ciclo em função da variação do volume do estado 1 para os ciclos Otto, Diesel e Dual	72

LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

E –Energia do sistema

h – Entalpia específica

ICE– Ignição por centelha

ICO– Ignição por compressão

MCI– Motor de combustão interna

m– Massa

P – Pressão

PME – Pressão média efetiva

PMS – Ponto morto superior

PMI – Ponto morto inferior

PCI – Poder calorífico inferior

PCS – Poder calorífico superior

Q – Calor

q – Calor por unidade de massa

r – Taxa de compressão

R – Constante dos gases ideais

S – Entropia

s –Entropia específica

T – Temperatura

U – Energia interna

u – Energia interna específica

V – Volume

v – Volume específico

v_r -Volume específico relativo

x – Deslocamento

W_{ciclo} – Trabalho líquido

η_{Diesel} – Eficiência energética do Ciclo Diesel

η_{Dual} – Eficiência energética do Ciclo Dual

η_{Otto} – Eficiência energética do Ciclo Otto

η – Eficiência energética

\emptyset – Razão entre calor fornecido a volume constante e à adição total de calor

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
2 MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA	14
2.1 HISTÓRICO DOS MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA	14
2.1.1 Nicolaus August Otto (1832-1891)	15
2.1.2 Rudolf Christian Karl Diesel (1858-1913)	16
2.1.3 Gustav Wassiljewitsch Trinkler (1876-1957)	17
2.2 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS	18
2.2.1 Quanto ao Início do Processo de Combustão	18
2.2.2 Quanto ao Número de Ciclos de Operação	19
2.2.2.1 Motores alternativos de quatro tempos (4T).	20
2.2.2.2 Motores alternativos de dois tempos (2T).	20
2.2.3 Quanto à alimentação de ar	21
2.2.3.1 Motores naturalmente aspirados	21
2.2.3.2 Motores sobrealimentados	21
2.3 ASPECTOS GERAIS DOS MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS	23
2.3.1 Quanto a Posição do Pistão no Interior do Cilindro.....	23
3 COMBUSTÍVEIS	25
3.1 BREVE HISTÓRICO DE COMBUSTÍVEIS NO BRASIL	25
3.1.1 Gasolina	26
3.1.2 Diesel	29
3.1.3 Etanol	30
3.1.4 Hidrogênio	31
4 DESENVOLVIMENTO TEORICO	33
4.1 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA	33
4.2 SISTEMAS	35
4.2.1 Ciclo Otto	35
4.2.2 Ciclo Diesel	37
4.2.3 Ciclo Dual	38
5. METODOLOGIA	42
5.1 MÉTODOS DA ABORDAGEM DO CICLO DUAL.....	43
5.2 ANÁLISE ENERGÉTICA DO CICLO DUAL.....	44
5.2.1 Solução Analítica.....	44
5.2.2 Análise De Desempenho Do Ciclo	46
5.3 FERRAMENTA COMPUTACIONAL:	47
5.4 ESTUDOS PARAMÉTRICOS	48
6 RESULTADOS E DISCUSSÕES	51

6.1 COMPARAÇÕES ENTRE CICLOS OTTO, DIESEL E DUAL VARIANDO A TAXA DE COMPRESSÃO (ESTUDO DE CASO 1)	51
6.1.1 Eficiência Energética - Taxa de Compressão	52
6.1.2 Pressão Média Efetiva - Taxa de Compressão	53
6.1.3 Trabalho Líquido - Taxa de Compressão	54
6.1.4 Temperatura Máxima do Ciclo - Taxa de Compressão	55
6.2 COMPARAÇÃO ENTRE OS CICLOS OTTO, DIESEL E DUAL VARIANDO A PRESSÃO DO ESTADO 1 (ESTUDO DE CASO 2)	56
6.2.1 Eficiência energética - pressão no estado 1	57
6.2.2 Pressão média efetiva - Pressão no estado 1	58
6.2.3 Trabalho líquido - Pressão no estado 1	59
6.2.4 Temperatura máxima do ciclo - Pressão no estado 1	60
6.3 COMPARAÇÃO ENTRE CONSUMO DE DIFERENTES COMBUSTÍVEIS VARIANDO A TRANSFERÊNCIA DE CALOR TOTAL DO CICLO(ESTUDO DE CASO 3)	61
6.3.1 Consumo - Calor total	62
6.4 VARIAÇÃO DA RAZÃO DE CORTE DO CICLO DUAL PARA A MESMA MASSA DE DIFERENTES TIPOS DE COMBUSTÍVEIS (ESTUDO DE CASO 4)	63
6.4.1 Eficiência energética - Razão de corte	64
6.4.2 Pressão média efetiva - Razão de corte	65
6.4.3 Trabalho líquido - Razão de corte	66
6.4.4 Temperatura máxima do ciclo - Razão de corte	67
6.5 VARIAÇÃO DA RAZÃO DE CORTE DO CICLO DUAL PARA DIFERENTES VOLUMES DO ESTADO 1 (ESTUDO DE CASO 5)	68
6.5.1 Eficiência energética - volume do estado 1	69
6.5.2 Pressão média efetiva - Volume do estado 1	70
6.5.3 Trabalho líquido - Volume do estado 1	71
6.5.4 Temperatura máxima do ciclo - volume do estado 1	72
7. CONCLUSÃO	73
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	75
ANEXO A - Tabela termodinâmica do ar [gás ideal]	76
ANEXO B - Tabela com poderes caloríficos dos principais combustíveis utilizados	79
APÊNDICE A - Código computacional para modelagem assumindo as hipóteses do ciclo padrão a ar	80
APÊNDICE B - Tabela de erros percentuais entre os valores obtidos pelo código I.T. e a solução analítica	83

1 INTRODUÇÃO

O presente trabalho busca realizar estudos paramétricos sobre os ciclos Otto, Diesel e Dual, que são utilizados para representar os atuais motores reais de combustão interna, além de analisar os efeitos das variações de condições de operação de cada ciclo sobre os parâmetros de desempenho dos mesmos. De modo complementar, este estudo reproduz o uso dos principais combustíveis do mercado no ciclo Dual combinado (Otto e Diesel) e analisa seus efeitos através de ferramentas computacionais para a modelagem e solução de problemas de engenharia.

Adicionalmente, este trabalho além de consolidar conhecimentos em motores de combustão interna e princípios fundamentais da termodinâmica, utiliza análises de grande relevância no âmbito da Engenharia e avaliações que estão em voga na atualidade do mercado atual.

Este trabalho apresenta valiosa contribuição para área onde, através de pesquisa bibliográfica realizada, nota-se que carece de estudos focados em tratar do ciclo dual, sendo também, pouco explorada nos cursos de graduação em Engenharia Mecânica do CEFET-RJ. De maneira geral, o trabalho contribui para o desenvolvimento de novos motores, focando no aumento de eficiência dos mesmos.

O presente trabalho consistiu em aplicar os princípios fundamentais das leis da termodinâmica realizando uma modelagem computacional com o auxílio do software I.T.(*interactive thermodynamics*). Desta forma, foi possível realizar estudos paramétricos para aferir o comportamento de certos parâmetros com a variação de outros como eficiência térmica, pressão média efetiva, trabalho líquido e temperatura máxima atingida durante o ciclo; pois estes são parâmetros usualmente utilizados para se medir o desempenho de um ciclo e fundamentais para o projeto de qualquer motor.

Como objetivos gerais, tem-se a aprimoração dos conhecimentos nas leis da termodinâmica, motores de combustão interna e ciclos termodinâmicos de geração de potência aplicados à engenharia. Para tanto, será necessário aprofundar conhecimentos históricos da criação e evolução dos motores de combustão e combustíveis automotivos.

Para atingir o objetivo principal foi necessário alcançar objetivos específicos, como a realização de análises energéticas e estudos paramétricos dos ciclos Otto, Diesel e Dual, observando e quantificando padrões que geram maior desempenho dos ciclos, quando se variam os parâmetros de entrada de um ciclo, pois são os mais fáceis de serem modelados em condições reais de operação. Será analisado também a implementação do uso de diferentes combustíveis em cada ciclo, interpretando os resultados adequadamente a fim de se gerar maior eficiência térmica, o que representa importante contribuição no projeto de futuros motores de combustão interna.

O trabalho está organizado em 7 capítulos, com seus respectivos tópicos e subtópicos. O primeiro capítulo trata da introdução do estudo com a descrição da motivação, justificativa, metodologia e organização do trabalho.

O segundo capítulo diz respeito ao histórico de evolução dos motores de combustão interna, passando pelas principais figuras e marcos históricos que proporcionaram esse avanço e do funcionamento básico desses motores e a nomenclatura específica, que servirão de base para os próximos capítulos.

O terceiro capítulo apresenta de forma sucinta a introdução e avanço dos principais combustíveis automotivos usados no Brasil, apresentando as especificidades de cada um e seus diferentes impactos no uso em motores de combustão.

O quarto capítulo é destinado a exibir o embasamento teórico do trabalho, contendo os princípios da termodinâmica que serão utilizados bem como dos ciclos termodinâmicos reais e ideais.

No quinto capítulo, os conceitos expostos nos capítulos anteriores são combinados para resolver o problema de referência proposto com o auxílio da ferramenta computacional I.T., direcionando as análises para os estudos paramétricos que serão realizados nos capítulos posteriores.

O sexto capítulo é a exibição dos resultados provenientes dos estudos paramétricos, traçados em forma de gráficos pelo software I.T., e a interpretação desses resultados com o objetivo de os maximizarem no contexto de eficiência energética dentro das condições reais de operação de um motor.

O sétimo capítulo contempla as conclusões de todo o estudo que foi realizado para produzir este trabalho.

As bibliografias utilizadas como base para elaborar o capítulo 2 foram obras de Cummin, intituladas “Motores de Combustão Interna” (2000) [4] e “*Internal Fire: The Internal Combustion Engine*” [5] que trazem detalhadamente aspectos da história da criação de motores de combustão interna bem como detalhes da vida de seus criadores. Ainda no capítulo 2 foi utilizado Brunetti e sua obra “Motores de Combustão Interna”(2012) [3], para embasar conceitos relativos a nomenclatura e funcionamento de motores de combustão.

Na construção do capítulo 3, que trata de aspectos técnicos dos principais combustíveis utilizados em motores de combustão interna foi utilizado o capítulo 6 de Brunetti (2012) [3], Borsato (2009) [2] através da obra “Combustíveis fosseis: Carvão e petróleo, além do autor Çengel (2006) [6]”, para a utilização de tabelas específicas.

Na fundamentação dos capítulos 4 e 5 recorreu-se a livros de termodinâmica para engenharia [9] além do livro para termodinâmica em geral de Borgnakke (2013) [1].

Para a formulação das conclusões e análises dos estudos foram utilizadas como embasamento todos os conceitos vistos nas bibliografias citadas. Para enriquecer o conteúdo do trabalho foi acessado *sites* e revistas digitais.

2 MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA

Este capítulo tem como objetivo relatar em linhas gerais o histórico de como foram desenvolvidos os primeiros motores a ignição por centelha e motores a ignição por compressão. Aborda também definições gerais compartilhadas por ambos até o desenvolvimento do motor de ciclo Dual, cerne deste estudo.

Adicionalmente apresenta uma modelagem termodinâmica para cada tipo de ciclo motor, além de expor as limitações nessas modelagens.

2.1 HISTÓRICO DOS MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA

Os motores de combustão interna são uma das invenções mais importantes do século XX. Esses motores convertem a energia térmica produzida pela combustão de combustíveis em energia mecânica, movendo pistões ou turbinas. O motor de combustão interna é um dos motores mais utilizados no mundo, alimentando carros, caminhões, motocicletas, barcos, aviões e outros equipamentos.[4]

De acordo com Cummins [4], a história dos motores de combustão interna remonta ao século XVII, quando os primeiros experimentos foram conduzidos para entender a combustão do ar e do combustível. Foi somente em 1860 que o engenheiro francês Étienne Lenoir construiu o primeiro motor de combustão interna, que funcionava a gás e usava um ciclo de dois tempos. O motor de Lenoir foi o precursor dos motores a gasolina e diesel modernos.

Em 1876, o engenheiro alemão Nikolaus Otto inventou o motor de quatro tempos, que se tornaria a base para todos os motores de combustão interna modernos. O motor de Otto usava uma mistura de ar e combustível que era comprimida e inflamada por uma vela de ignição, empurrando um pistão e gerando energia. O design do motor de Otto tornou possível produzir motores menores, mais leves e mais eficientes do que os motores de Lenoir. [4]

Desde então, muitos avanços foram feitos na tecnologia dos motores de combustão interna. A introdução do motor de diesel em 1892, por exemplo, tornou

possível produzir motores mais eficientes que usavam menos combustível do que os motores a gasolina. Mais recentemente, a tecnologia de injeção eletrônica de combustível e o uso de materiais leves, como a fibra de carbono, permitiram produzir motores ainda mais eficientes e potentes.

Os motores de combustão interna tem muitas aplicações importantes. Eles são amplamente utilizados em automóveis e caminhões, onde a alta potência e a eficiência são essenciais para garantir um desempenho adequado. Eles também são usados em aviões, onde a confiabilidade e a eficiência são cruciais para garantir voos seguros e econômicos. Além disso, os motores de combustão interna são usados em geradores, bombas e outros equipamentos industriais.

No entanto, os motores de combustão interna também têm suas desvantagens. Eles produzem emissões nocivas de gases de escape, incluindo dióxido de carbono, monóxido de carbono e óxidos de nitrogênio. Essas emissões contribuem para a poluição do ar e a mudança climática, e muitos países estão buscando alternativas mais limpas e sustentáveis, como carros elétricos e células de combustível de hidrogênio.

2.1.1 Nicolaus August Otto (1832-1891)

Nicolaus Otto foi um engenheiro alemão que nasceu em Holzhausen, em 1832. Ele é conhecido como o inventor do motor de combustão interna de quatro tempos, uma das invenções mais significativas na história da engenharia.[3]

Otto começou a trabalhar como mecânico em sua juventude, o que lhe permitiu adquirir habilidades práticas em mecânica e engenharia. Ele trabalhou com diversos motores e máquinas durante sua carreira, e foi essa experiência que o levou a criar o primeiro motor de combustão interna de quatro tempos em 1876 atingindo incríveis 17% de eficiência energética, algo nunca antes visto. [4]

O motor de Otto revolucionou a indústria, tornando-se a base para a criação de diversos outros motores de combustão interna. Esse tipo de motor é utilizado em diversos veículos, desde carros até aviões, e tem um impacto significativo no mundo moderno. Além disso, Otto contribuiu para a criação de uma empresa de motores, que mais tarde se tornou a famosa fabricante de automóveis, a Mercedes-Benz. Ele também recebeu diversos prêmios e reconhecimentos por suas contribuições para a engenharia, incluindo a Ordem da Águia Vermelha e a Medalha Rumford.[5]

Embora Otto tenha falecido em 1891, suas contribuições para a engenharia ainda são lembradas e honradas até hoje. Ele é uma figura importante na história da tecnologia e um exemplo de como a experiência prática pode levar a grandes inovações e avanços.

2.1.2 Rudolf Christian Karl Diesel (1858-1913)

Rudolf Christian Karl Diesel, nascido em Paris em 1858, foi um inventor alemão que é mais conhecido por ter desenvolvido o motor a diesel. Ele nasceu em uma família de imigrantes alemães e cresceu em Paris, onde frequentou uma escola alemã. Depois de completar seus estudos, Diesel começou a trabalhar como engenheiro mecânico.[3]

Nos anos 1880, Diesel começou a trabalhar em um motor de combustão interna que utilizava óleo como combustível. Seu objetivo era criar um motor mais eficiente e econômico do que os motores a vapor que eram comuns na época. Em 1892, Diesel patenteou o motor a diesel, que usava compressão para inflamar o óleo no interior do motor, ao invés de usar uma vela de ignição, como no caso dos motores a gasolina. [5]

O motor a diesel provou ser muito mais eficiente do que os motores a vapor e a gasolina, já que ele podia converter uma maior quantidade de energia térmica em energia mecânica. Isso significava que os motores a diesel podiam produzir mais energia com menos combustível, tornando-os ideais para aplicações industriais, geradores de energia elétrica e transporte marítimo.

Após o sucesso do motor a diesel, Diesel fundou sua própria empresa, a Diesel Motor Company, e começou a produzir e vender motores a diesel em toda a Europa. No entanto, apesar de sua invenção revolucionária, Diesel teve problemas financeiros e enfrentou muitas críticas dos fabricantes de motores a gasolina.

Em 1913, Diesel embarcou em uma viagem de negócios para a Inglaterra, onde se encontrou com vários executivos da indústria de motores. No entanto, durante a viagem, Diesel desapareceu misteriosamente, e seu corpo foi encontrado dias depois no rio Sena [5]

A causa de sua morte nunca foi confirmada, embora muitos acreditem que ele tenha cometido suicídio. Apesar de sua morte prematura, o legado de Rudolf Diesel vive até os dias de hoje. O motor a diesel é amplamente utilizado em todo o

mundo, desde carros e caminhões até geradores de energia e embarcações marítimas. A invenção de Diesel foi um marco na história da engenharia mecânica e contribuiu para o desenvolvimento da indústria automotiva e da geração de energia em todo o mundo.

2.1.3 Gustav Wassiljewitsch Trinkler (1876-1957)

Conforme artigo do Wikipedia (2021) [10], o engenheiro mecânico russo teve importante papel na história do desenvolvimento dos motores de combustão e na materialização do ciclo Dual misto. Em 1898, quando ainda aluno do Instituto Tecnológico de São Petersburgo, teve a ideia de criar um motor de combustão por compressão do ciclo diesel, porém sem a necessidade de utilizar compressores de alta pressão em sua construção, que foi chamado de motor Trinkler. Em 1900 deu início à construção dos seus primeiros protótipos na fábrica de Putilov, obtendo êxito na sua jornada, com um motor de cerca de 29% de eficiência, o que é considerável até para os padrões atuais, tendo registrado sua patente em 1904 sobre o número 8766.

O novo motor de G. Trinkler era fundamentalmente diferente do motor de R. Diesel. O combustível nele também se auto-inflamou por compressão no cilindro, mas esse combustível foi pulverizado e introduzido na câmara de compressão não com a ajuda do ar comprimido no compressor, mas com a ajuda do ar que sai de um dispositivo especial localizado na tampa do cilindro e acionado por arruela de came montada no eixo de comando. O ar comprimido no cilindro entrava na cavidade de trabalho deste pistão, onde era comprimido e assegurava a atomização e o abastecimento de combustível à câmara de combustão através de um bocal de ar, no qual o combustível era fornecido por gravidade. [10]

Com este projeto, o motor não precisava mais (como um motor Diesel) de um cilindro compressor adicional ou unidade compressora, acionada pelo próprio motor e consumindo de 6 a 10% da potência por ele gerada. Espantados com as recentes inovações trazidas por Trinkler e seu promissor motor, magnatas do petróleo como Emmanuel Nobel, que havia acabado de despender vultosas quantidades de dinheiro na compra das patentes de motores do ciclo Diesel, se empenharam em barrar os avanços dos promissores protótipos de Trinkler sobre o pretexto de possuírem a patente do motor por ele modernizado.

Em 1905, Trinkler se tornou *designer* chefe da fábrica Gebrüder Korting, em Hanover. Trinkler também foi responsável pelos primeiros motores 2 tempos de alta potência da URSS. Em 1930 se tornou doutor em ciências técnicas pelo centro técnico de engenharia mecânica, fundado por ele mesmo. [10]

Devido a muitos estudos simultâneos a respeito do ciclo Dual, diversos foram os nomes pelo qual ele foi reconhecido ao redor do mundo; sendo na Rússia chamado de ciclo Trinkler devido ao motor desenvolvido por Gustav Trinkler, na França por ciclo Seiliger devido à modelagem teórica proposta pelo físico Myron Seiliger e na Itália conhecido como ciclo Sabathé. Neste estudo não se considerará o nome de seu desenvolvedor e sim, a sua funcionalidade. Dessa forma será designado por ciclo motor Dual misto, ou simplesmente, ciclo Dual.

2.2 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS

Motores de combustão interna podem ser classificados e separados de diferentes maneiras entre eles devido as suas etapas de funcionamento, geometria do motor, modo como ocorre a combustão e maneira de funcionamento. Neste tópico serão vistas essas principais classificações.

2.2.1 Quanto ao Início do Processo de Combustão

Motores de combustão são dispositivos mecânicos que transformam energia química em energia mecânica. Eles operam por meio de um processo de combustão interna, no qual uma mistura de ar e combustível é queimada dentro de um cilindro, criando uma pressão que empurra um pistão para baixo. Esse movimento é então transmitido a um eixo, que pode ser usado para acionar uma variedade de máquinas e equipamentos. Existem dois tipos principais de motores de combustão: motores de ciclo Otto e motores de ciclo Diesel.

O motor de ciclo Otto é o tipo mais comum de motor de combustão interna, encontrado em carros, motocicletas e muitas outras aplicações. Ele funciona comprimindo uma mistura de ar e combustível dentro de um cilindro, e então

inflamando essa mistura com uma centelha. Isso cria uma explosão controlada que empurra o pistão para baixo.

O motor de ciclo Diesel, por outro lado, funciona de forma um pouco diferente. Em vez de uma centelha elétrica, o combustível é injetado em um cilindro já cheio de ar altamente comprimido, onde é instantaneamente incendiado pela alta temperatura e pressão. Esse processo é conhecido como combustão por compressão, e é usado em motores de grande porte, como caminhões e navios.

Independentemente do tipo de motor, o processo de combustão é acompanhado por um ciclo de quatro estágios : admissão, compressão, combustão e escape. Na primeira etapa, o pistão é puxado para baixo, permitindo que uma mistura de ar e combustível seja sugada para o cilindro. Em seguida, o pistão é empurrado para cima, comprimindo a mistura em uma pequena câmara de combustão. Depois, ocorre a ignição, que cria a explosão controlada que empurra o pistão para baixo novamente. Finalmente, o pistão sobe novamente para expulsar os gases de escape produzidos pela combustão. [3]

Com isto temos a primeira classificação dos motores de combustão interna:

- ICE: Motores de ignição por centelha (ciclo Otto).
- ICO: Motores de ignição por compressão (ciclo Diesel).

Importante destacar que devido aos ICE comprimirem uma mistura de ar e combustível uma elevada taxa de compressão poderá provocar, indesejadamente, a combustão espontânea da mistura devido às altas temperaturas geradas na câmara com a compressão do fluido de trabalho, por isso motores ICE em geral são limitados a taxas de compressão da ordem de 8:1 à 12:1 a depender também do combustível utilizado. Os ICO, por não possuírem combustível na fase de compressão, não estão sujeitos a esse risco pois comprimem apenas ar e o combustível é injetado pela bomba de alta pressão somente no momento adequado para a explosão; por isso podem possuir taxas de compressão consideravelmente maiores da ordem de 14:1 à 25:1 causando grande impacto da eficiência gerada por esses motores. [3]

2.2.2 Quanto ao Número de Ciclos de Operação

Ciclos de operação são definidos como: "Ciclo de operação, ou simplesmente ciclo, é a sequência de processos sofridos pelo fluido ativo, processos estes que se repetem periodicamente para obtenção de trabalho útil". [3]

Assim sendo os motores de combustão interna alternativos são divididos em 2 grupos principais.

2.2.2.1 Motores alternativos de quatro tempos (4T).

O pistão deve percorrer 4 cursos, totalizando 720 graus de rotação do eixo do motor para que seja realizado um ciclo completo do motor. Estes equipam a maioria dos equipamentos e veículos utilizados no cotidiano devido a sua maior eficiência e robustez, por isso serão mais abordados neste trabalho. [3]

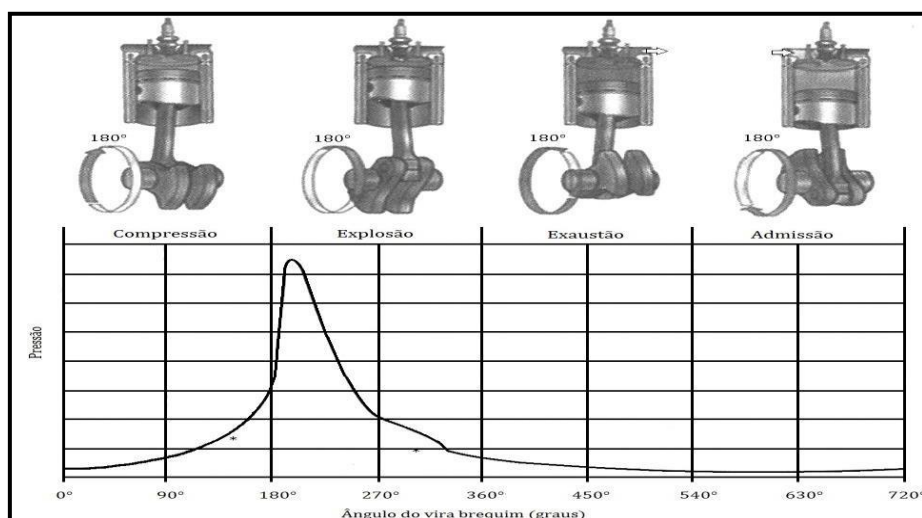


Figura 1 Ciclo do motor a 4 tempos. [3]

2.2.2.2 Motores alternativos de dois tempos (2T).

Nestes motores um ciclo se completa com 2 cursos do pistão, totalizando 360 graus de rotação do eixo do motor. Seu funcionamento ocorre de maneira semelhante aos 4T porém com as etapas de combustão e compressão ocorrendo simultaneamente com as etapas de admissão e escape respectivamente; é comum nestes motores o fluido lubrificante ser adicionado junto ao combustível ocasionando maior fumaça nos gases de escape e menor eficiência na lubrificação. Devido à ausência de algumas peças como as válvulas de admissão e escape esses motores

se tornam de baixo custo porém menos robustos, por isso equipam a minoria das máquinas na atualidade e não serão levados em consideração neste projeto. [3]

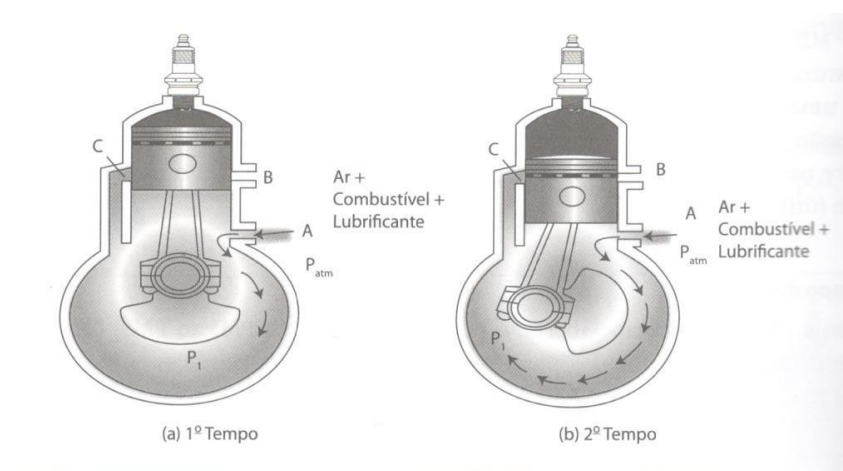


Figura 2 Esquema de funcionamento motor 2T de ignição por centelha [3]

2.2.3 Quanto à alimentação de ar

O desempenho dos MCI's, como a eficiência térmica, pode ser diretamente afetada por parâmetros de entrada como a pressão de admissão do ar no coletor de admissão, além de uma maior quantidade de ar na câmara favorecer a reação de combustão aproveitando mais eficientemente a porcentagem total de combustível que sofrerá reação, gerando assim mais energia. A maneira como o motor admite o ar na câmara pode variar ocasionando novas classificações entre eles [3]

2.2.3.1 Motores naturalmente aspirados

O fluxo de ar do coletor de admissão para o interior dos cilindros ocorre, somente, devido ao gradiente de pressão gerado entre a queda de pressão gerada pelo movimento de descida do pistão e a pressão atmosférica. Este sistema de alimentação por ser mais simples equipa a maioria dos motores atualmente. [3]

2.2.3.2 Motores sobrealimentados

Motores denominados sobrealimentados são aqueles em que a alimentação de ar ao invés de ocorrer de maneira natural, gerado unicamente pelo movimento

de descida do pistão, é auxiliada por uma pressão adicional externa a fim de aumentar a massa de ar injetada na câmara, fazendo com que uma maior quantidade de combustível sofra reação e conseqüentemente mais energia seja gerada. [3]

Existem várias maneiras de se gerar uma sobrealimentação em motores, as mais comuns delas são: por turbocompressores e compressores do tipo lobulares. Turbocompressor é um sistema constituído de uma turbina e um compressor interligados por um eixo em comum, onde os gases do escape são utilizados para mover a turbina que por sua vez movimenta o compressor acoplado à admissão, fazendo com que a pressão do ar de admissão seja consideravelmente elevada, gerando maior eficiência.[3]

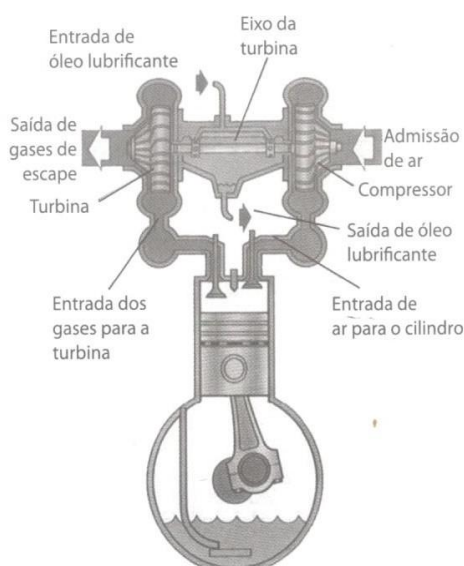


Figura 3 Motor com turbocompressor e seu esquema de funcionamento [3]

Os compressores do tipo lobulares, também conhecidos como *supercharger* ou compressores do tipo *roots*, não se utilizam dos gases de descarga para gerar a compressão do ar e são acoplados diretamente nos eixos dos motores para que possam mover os lóbulos do compressor que comprimem o ar entre os lóbulos e a carcaça do compressor e, posteriormente, adicionando este ar à câmara de explosão. [3]

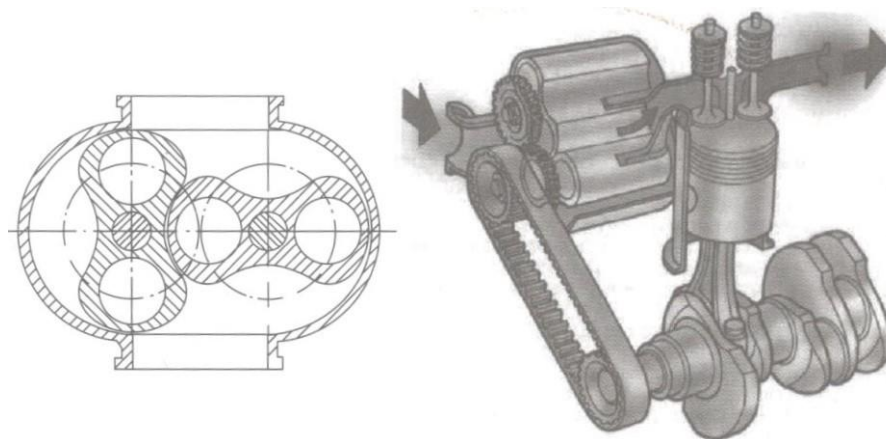


Figura 4 Vista de corte dos lóbulos internos do compressor lobular e seu acoplamento no motor [3]

2.3 ASPECTOS GERAIS DOS MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS

Este capítulo destina-se a introduzir os conceitos básicos do funcionamento de motores de combustão interna alternativos bem como seus principais componentes e suas funções na constituição do motor, que é de fundamental conhecimento para compreensão dos demais capítulos deste projeto. Serão apresentados apenas os principais conceitos, classificações e nomenclaturas que servirão de base para os demais capítulos do projeto, com base no autor Brunetti (2012) [3]

2.3.1 Quanto a Posição do Pistão no Interior do Cilindro

O pistão é o componente mecânico que recebe diretamente as pressões provenientes da combustão do motor, realizando um movimento de translação em uma só direção que é utilizado para transmitir movimento à determinada máquina. A movimentação do pistão no interior do cilindro delimita diversas nomenclaturas que são frequentemente utilizadas para se descrever processos em motor, como [3]:

- a) O Ponto morto superior (PMS): É a posição na qual o pistão está com máxima proximidade do cabeçote.
- b) Ponto morto inferior (PMI): É a posição na qual o pistão está com o máximo afastamento do cabeçote.

- c) Curso do pistão (S): É a distância que o pistão se desloca ao percorrer um ponto morto ao outro (do PMS ao PMI ou vice-versa).
- d) Volume total (V_t): É o volume entre a cabeça do pistão e o cabeçote, quando o pistão se encontra no PMI.
- e) Volume morto ou volume da câmara de combustão (V_m): É o volume compreendido, quando o pistão se encontra no PMS.
- f) Volume deslocado (V_d): É o volume que o pistão desloca ao percorrer um ponto.
- g) morto ao outro (do PMS ao PMI ou vice-versa).
- h) Diâmetro do Pistão (D).
- i) Taxa de compressão (r): É a razão entre o volume total (V_t) e o morto (V_m).

O pistão, no interior do cilindro funciona conforme descreve Brumetti e demonstra a figura 5:

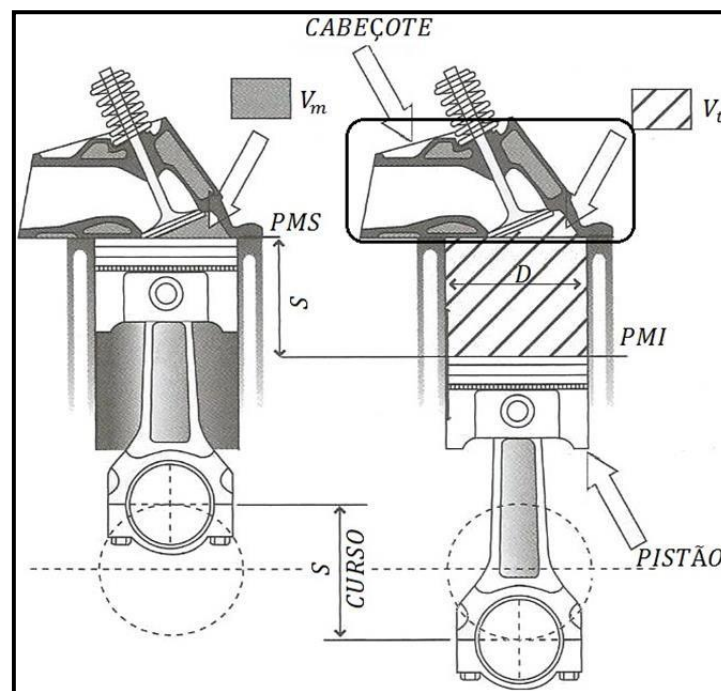


Figura 5 Esquema ilustrativo do cilindro, cabeçote, válvulas, bielas e pistão. [3]

Estas nomenclaturas serão constantemente utilizadas no decorrer deste trabalho. Além dos pistões, os motores são compostos de peças móveis como : virabrequim, biela, válvulas e volante do motor; e também peças fixas como: bloco do motor, cabeçote e carter.

3 COMBUSTÍVEIS

Este capítulo tem como objetivo instruir o leitor, em linhas gerais, sobre o histórico de como foram implementados e evoluídos os principais combustíveis automotivos utilizados no Brasil, desde os primórdios até os dias atuais. Posteriormente, é apresentado, resumidamente, as especificidades de operação e características de cada um desses combustíveis. [3]

3.1 BREVE HISTÓRICO DE COMBUSTÍVEIS NO BRASIL

A história dos combustíveis automotivos no Brasil, remete ao início do século XX, quando o país começou o processo de industrialização e o transporte rodoviário ganhou importância. No período, a gasolina tinha um preço elevado pois era um produto de importação, limitando o seu uso, em consequência o uso de automóveis no país.

No período de 1953, a Petrobrás foi criada com o intuito de explorar e produzir petróleo no Brasil, o que consentiu ao país se tornar autossuficiente na produção de gasolina e outros derivados de petróleo. Progressivamente, a Petrobrás se tornou a principal fornecedora de combustíveis no país.

De acordo com Brunetti (2012) [3], no decorrer da década de 1970, sucedeu uma instabilidade no fornecimento de petróleo para o Brasil, motivada pela crise do petróleo no Oriente Médio. Para reduzir a dependência do país em relação às importações, o governo brasileiro lançou o Programa Nacional do Álcool (Proálcool), em 1975. O programa teve como objetivo substituir parte da gasolina consumida no país pelo álcool etílico.

O Proálcool foi um sucesso e, na década de 1980, o álcool passou a ser amplamente utilizado como combustível no país. Entretanto, diante da década de 1990, o preço do petróleo voltou a cair e a competitividade do álcool foi afetada.

Conforme o autor supramencionado[3], desde a década de 2000, o país passou a estimular a produção de biocombustíveis, como o biodiesel e o etanol de segunda geração, produzido a partir do bagaço da cana-de-açúcar e de outras

matérias-primas [2], assim reduzindo a dependência do país em relação ao petróleo e simultaneamente reduzindo as emissões de gases poluentes.

Na atualidade, o Brasil é um dos principais produtores de biocombustíveis do mundo, com evidência para o etanol e o biodiesel. Outrossim, o país tem investido em tecnologias, como a produção de hidrogênio verde, que tem potencial para se tornar uma importante fonte de energia para os veículos do futuro.

No decorrer de sua história, os combustíveis automotivos no Brasil passaram por inúmeras mudanças, em resposta a fatores como a necessidade do país em importar petróleo, durante a crise do petróleo nos anos 1970 e a preocupação com as mudanças climáticas. Atualmente, o país está em um processo de transição para fontes de energia mais limpas e renováveis, o que deve transformar o setor de transportes nas próximas décadas.

3.1.1 Gasolina

A gasolina é um combustível derivado do petróleo e é composta principalmente por hidrocarbonetos compostos químicos formados por hidrogênio e carbono. A composição exata da gasolina varia dependendo da fonte de petróleo e do processo de refino utilizado, mas em geral contém hidrocarbonetos leves, como o etano e propano além de hidrocarbonetos mais pesados como o heptano e octano. É importante destacar que quanto maior a exigência de uma forma específica para gasolina, maior será o seu custo final devido à dificuldade de controle dos elementos que a compõem na refinaria. Aditivos também podem ser utilizados para melhorar seu desempenho no motor. [2]

No Brasil, a gasolina é obtida a partir do refino do petróleo bruto, onde ocorre o processo de destilação para separar os diferentes componentes do petróleo. A gasolina é obtida a partir do processo de destilação atmosférica, onde o petróleo é aquecido e vaporizado em uma torre de destilação, os vapores são então resfriados e condensados em diferentes frações, sendo a gasolina o produto de uma delas conforme mostra figura 6.[2]

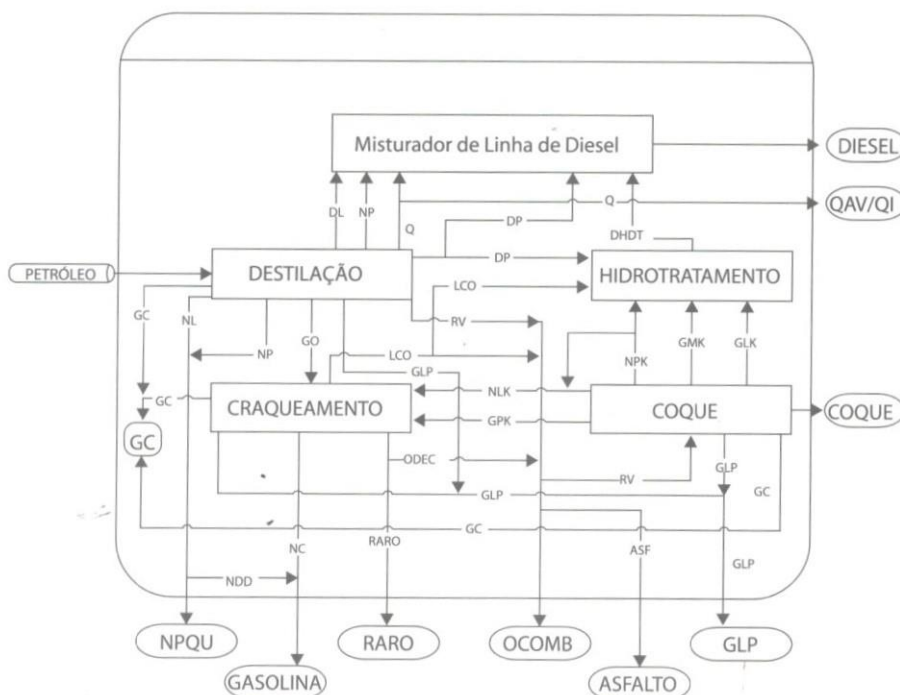


Figura 6 Esquema de destilação atmosférica e a vácuo [3]

A octanagem é uma medida da capacidade de uma gasolina resistir a detonação em um motor. Proposta em 1931 por Graham Edgar esta medida atribuiu valor zero a octanagem do hidrocarboneto n-heptano e 100 ao isooctano assim a octanagem de uma gasolina em geral pode ser reduzida e comparada a uma mistura destes dois hidrocarbonetos. Eles foram escolhidos pois apresentam propriedades muito parecidas diferindo apenas na resistência a detonação sendo o n-heptano pouco resistente e o isooctano muito resistente. [3]

A octanagem é medida através dos índices MON e RON. O RON (*Reserch Octane Number*) é um índice que mede a capacidade de resistência a detonação em condições de baixa velocidade e carga do motor, enquanto o MON (*Motor Octane Number*) mede a capacidade de resistência à detonação em altas velocidades e carga do motor. O índice de octanagem da gasolina comercializada no Brasil deve ser no mínimo 92 RON. [3]

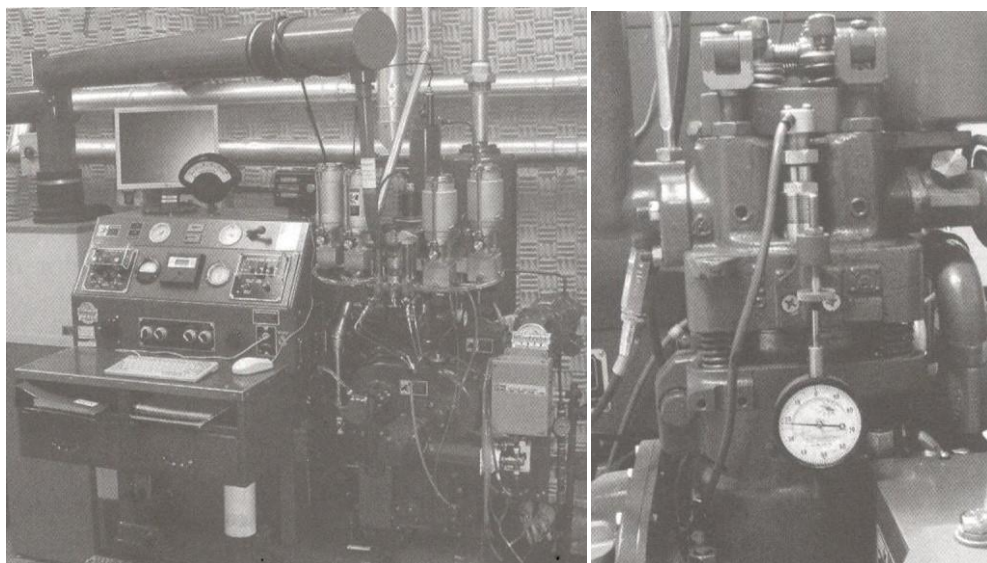


Figura 7 Motor MON e mecanismo de variação da taxa de compressão do motor MON [3]

Os álcools eram utilizados desde o início do século XX como aditivos para aumento da octanagem em gasolinas sendo, em grande parte, substituídos pelo chumbo-tetra etila (CTE) em 1921, devido a sua extrema eficiência no aumento da octanagem de gasolinas e baixo custo. A adição de apenas 0,8 [g/l] de CTE provoca o aumento da octanagem em até 15 pontos, possibilitando o uso de taxas de compressão de 2 a 3 pontos mais elevadas. Devido a questões ambientais o CTE foi banido desde a década de 70 do país pois emitia compostos de chumbo tóxicos à saúde humana. Atualmente no Brasil, políticas governamentais fixaram a porcentagem do teor de álcool anidro na gasolina, que varia de 18% a 28% devido a questões sazonais da produção de etanol. [3]

A volatilidade das gasolinas se refere à facilidade com que ela se vaporiza em diferentes condições de temperatura e pressão. Uma gasolina com alta volatilidade pode evaporar mais facilmente, o que pode levar a problemas como a perda de performance do motor. Já uma gasolina com baixa volatilidade pode apresentar problemas como dificuldade em vaporizar em condições normais de operação do motor, como partidas a frio. Por isso, a volatilidade da gasolina é controlada por meio do implemento de aditivos que ajudam a garantir um desempenho adequado em diferentes condições de uso.

O poder calorífico da gasolina se refere a quantidade de energia liberada quando ocorre a combustão da mesma. Isso é medido em unidades de energia por unidade de massa, como joules por quilograma. No caso de motores de combustão, utilizamos sempre o poder calorífico inferior (PCI) pois os resultados da combustão

são espelidos do motor ainda na fase gasosa levando consigo seus calores latente de vaporização. Motores de combustão interna não são reatores perfeitos, havendo sempre uma parcela de combustível que não sofre reação, porém para fins de estudo neste trabalho os motores serão considerados reatores perfeitos. [3]

O poder calorífico é um fator importante na determinação da eficiência e consumo de um motor bem como no seu desempenho em geral. No anexo C deste trabalho estão tabelados os poderes caloríficos inferiores dos principais combustíveis utilizados no Brasil, assim como os que serão referenciados neste trabalho.

3.1.2 Diesel

O diesel é um dos combustíveis derivados do petróleo e é composto majoritariamente por hidrocarbonetos de cadeia longa, em especial os alcanos. A composição exata do diesel varia dependendo de onde é extraído o petróleo e do processo de refino, assim como na gasolina. Geralmente o diesel contém hidrocarbonetos que possuem de 12 a 16 átomos de carbono por molécula[2]

No Brasil, o diesel é obtido a partir do petróleo bruto em refinarias. O processo de obtenção do diesel envolve, assim como na gasolina, a destilação do petróleo em torres de fracionamento, porém seguido de processos adicionais como hidrotratamento, craqueamento catalítico e reforma catalítica. Esses processos visam ajustar a composição de hidrocarbonetos e remover impurezas.

Por determinação da legislação brasileira é adicionado ao diesel fóssil uma porcentagem de bio-diesel, que é um tipo de combustível produzido a partir de fontes naturais como óleos vegetais e gorduras animais. Atualmente o percentual de bio-diesel adicionado está fixado em 13%. [3]

A cetanagem é o equivalente a octanagem da gasolina, sendo uma medida de capacidade de ignição do diesel. O cetano é um hidrocarboneto presente no diesel que possui combustão rápida e boa ignição. Quanto maior o número de cetano, maior será a qualidade do diesel, oferecendo uma ignição suave e eficiente e menor formação de gases poluentes. O diesel comercializado no Brasil deve possuir índice mínimo de cetano de 40. [3]

A volatilidade do diesel se refere, assim como na gasolina, à facilidade de se

vaporizar em diferentes condições de temperatura e pressão. Ao oposto da gasolina o diesel é menos volátil pois evapora a uma taxa mais lenta. Essa condição é benéfica, pois este combustível é utilizado principalmente em motores que operam no ciclo Diesel, que operam em altas pressões e temperatura. A baixa volatilidade do diesel ajuda a garantir que o combustível não se vaporize prematuramente, proporcionando mais eficiência e estabilidade.

Assim como na gasolina, o poder calorífico do diesel é a quantidade de energia liberada na combustão completa de uma determinada massa de diesel, e pelos mesmos motivos neste trabalho será utilizado o poder calorífico inferior para fins de cálculo. Este combustível possui um poder calorífico relativamente alto, o que contribui para o baixo consumo e bom desempenho dos motores que operam com ele.

3.1.3 Etanol

O uso de compostos oxigenados teve importante papel como combustíveis automotivos desde o final do século XIX, principalmente os alcoólicos onde se destaca o etanol, sendo o único atualmente comercializado no ramo automotivo brasileiro. [3]

No Brasil, o etanol é obtido através da fermentação da cana-de-açúcar e posteriormente, é destilado e desidratado. O etanol passou por períodos de altos e baixos desde sua implementação em motores de combustão; por muitas vezes foi utilizado como aditivo para aumento de octanagem nas gasolinas ou como combustível de emergência em períodos de dificuldade de comercialização de petróleo no mundo. Atualmente no Brasil, o etanol está presente na forma anidro em teores de 18% a 26% na gasolina e na forma hidratada que é comercializada diretamente nos postos. [3]

O etanol é considerado mais volátil que a gasolina, acarretando perdas por evaporação consideráveis em relação a outros combustíveis, porém por possuir um ponto de fulgor relativamente alto, acaba dificultando a partida a frio em motores, fazendo com que muitas vezes seja necessário que motores abastecidos com etanol possuam um reservatório adicional abastecido exclusivamente com gasolina para partidas em condições mais extremas.

Em relação ao poder calorífico, o etanol possui um poder calorífico inferior consideravelmente reduzido quando comparado à gasolina por exemplo, porém devido a sua razão ar-combustível ser bastante inferior, torna possível que uma maior quantidade de combustível possa ser injetada para combustão de uma mesma quantidade de ar, compensando as perdas devido ao poder calorífico reduzido e em muitos casos ocasionando até mesmo um ganho de potência com a utilização deste combustível. Neste trabalho não será levado em consideração a razão ar-combustível dos diferentes tipos de combustíveis para realização dos estudos paramétricos. [3]

É importante ressaltar que o etanol apresenta benefícios ambientais, pois é um combustível renovável e emite menos poluentes em comparação ao diesel e a gasolina, além de diversificar a matriz energética do país.

3.1.4 Hidrogênio

O gás hidrogênio é composto de dois átomos de hidrogênio, que é o elemento mais abundante do universo. O gás hidrogênio pode ser obtido artificialmente de diversas maneiras e utilizado, também de diferentes modos, para equipar veículos. [3]

Este gás pode ser obtido de duas principais maneiras a partir de substâncias mais abundantes; uma delas é a reforma a vapor, em que o gás hidrogênio é extraído a partir de hidrocarbonetos, principalmente o metano. Embora esse processo não seja considerado 100% ecológico, pois gera impurezas como o dióxido de carbono, ele é a principal fonte de obtenção de hidrogênio devido ao seu baixo custo. Estima-se que 95% do gás hidrogênio produzido no mundo seja obtido desta forma.[7]

A segunda maneira de se obter este gás é através do processo de hidrólise da água, em que a água é decomposta em gás oxigênio e hidrogênio devido a passagem de uma corrente elétrica por 2 eletrodos submersos. Apesar deste processo ser bastante ecológico, dependendo da fonte de energia utilizada, ele não é muito vantajoso devido a sua baixa eficiência, cerca de 80%. [8]

Existem duas maneiras de se equipar um veículo com gás hidrogênio, ambas eficientes, a primeira consiste em utilizar o hidrogênio como fonte de energia

para alimentar motores elétricos utilizando o processo de eletrólise reversa em células de hidrogênio; e a segunda é a sua utilização em motores de combustão interna com pequenas adaptações, que será abordado neste trabalho. É de grande importância frisar que devido a capilaridade consideravelmente alta do gás hidrogênio sua implementação em motores de combustão torna-se complexa devido ao risco de vazamento de gás e conseqüente explosão acidental, como já ocorreu por diversas vezes em indústrias que utilizam este produto ao redor do mundo. Embora, ainda assim o gás hidrogênio seja atrativo e motivo de estudos para implementação em MCI por grandes empresas como a *Toyota Motor Corporation* na atualidade.

Quando se refere à octanagem e volatilidade do hidrogênio não se tem um valor específico pois estes termos estão mais comumente associados a combustíveis líquidos como a gasolina; o hidrogênio se encontra na forma gasosa à pressão e temperatura ambientes. Já a respeito do poder calorífico, se mostra extremamente vantajoso pois possui a maior quantidade de energia por massa do que qualquer outro combustível conhecido, o que possibilita a utilização de motores extremamente potentes e com um baixo consumo de combustível, além de sua combustão ser quase 100% livre de impurezas, tornando-se uma via extremamente promissora no desenvolvimento de motores futuros. [6]

4 DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

Este presente capítulo destina-se a apresentar os conceitos da primeira lei da termodinâmica fundamental para o entendimento do conceito de energia e sua conservação que será motivo de estudo no capítulo 4; quando será exposta a eficiência térmica e sua otimização.

Para completa compreensão do conteúdo existente neste capítulo é indispensável o conhecimento das leis da termodinâmica e ciclos de geração de potência. Serão apresentados apenas resumidamente conceitos inerentes a esses temas.

4.1 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A primeira lei da termodinâmica é também conhecida como o princípio da conservação da energia. Ela estabelece que a energia total de um sistema isolado permanece constante, ou seja, a energia não pode ser criada ou destruída, apenas transformada de uma forma para outra. Isso significa que a energia que entra em um sistema deve ser igual à energia que sai, somada à energia armazenada no sistema. A primeira lei da termodinâmica é aplicável a todos os processos termodinâmicos, desde reações químicas até a produção de energia em usinas elétricas. Ela é uma das leis fundamentais da física e tem implicações importantes em diversas áreas da ciência e da engenharia (como no caso de motores de combustão). Nela estão embutidos os conceitos de trabalho, calor e energia.

O trabalho W é usualmente definido como uma força F agindo através de um deslocamento x , sendo este deslocamento na direção da força.[1] Isto é:

$$W = \int \mathbf{F} \cdot d\mathbf{x} \quad (1)$$

Quando falamos de sistemas fechados do tipo pistão-cilindro pode-se considerar a força exercida pelo gás como sendo a pressão P do gás multiplicada pela área A do êmbolo ($F=P.A$). Caso o pistão sofra uma variação vertical dx na sua

posição pode-se multiplicar esse elemento diferencial pela área A e obtém-se um elemento diferencial de volume dV ; logo:

$$W = \int P \cdot dv \quad (2)$$

A partir disto, pode-se inferir que em processos onde não há variação de volume (isovolumétricos) não ocorre trabalho, pois dx será igual a zero. O trabalho é usualmente expresso no sistema internacional na unidade de kJ (quilojoules).

O calor é definido como sendo um processo de transferência de energia, através da fronteira de um sistema numa dada temperatura à um outro sistema numa temperatura inferior [1]. Sendo assim para que ocorra calor é necessário uma diferença de temperatura entre os sistemas. Processos onde não ocorrem transferências de calor são ditos adiabáticos.

O calor é geralmente expresso em unidades de kJ, sendo também usualmente expresso em troca de calor por unidade de massa.

$$q = Q/\dot{m} \equiv (\text{kJ/kg}). \quad (3)$$

A energia total de um sistema com base em uma unidade de massa é indicado por 'e' e expressa como:

$$e = E/m \equiv (\text{kJ/kg}) \quad (4)$$

Na termodinâmica é conveniente separar as energias cinéticas e potencial das demais, que serão simplesmente chamadas de energia interna 'U' :

$$E = U + EC + EP \quad (5)$$

Então tem-se o enunciado da primeira lei da termodinâmica que define que: a energia total de um sistema fechado e isolado sempre se conserva; conforme a equação abaixo :

$$\Delta U = Q - W \quad (6)$$

Em ciclos de potência que são definidos como ciclos termodinâmicos que fornecem uma quantidade líquida de energia sobre a forma de trabalho para vizinhança. Pela equação 7, o trabalho líquido fornecido pelo sistema é igual a

transferência de calor cedida a um sistema subtraído da transferência de calor rejeitada pelo sistema. [9]

$$W_{\text{ciclo}} = Q_{\text{entra}} - Q_{\text{sai}} \quad (7)$$

Onde Q_{entra} representa a transferência de calor bruta cedida ao sistema pela fonte quente e Q_{sai} a transferência de calor rejeitada pelo sistema à fonte fria.

O desempenho de um ciclo de potência é comumente chamado de eficiência térmica e é expresso pela fração do calor fornecido que é convertida em trabalho. [9]

$$\eta = W_{\text{ciclo}}/Q_{\text{entra}} \quad (8)$$

Com isto, pode-se subentender que o aumento da quantidade total de calor fornecido tende a reduzir a eficiência de um ciclo.

4.2 CICLOS TERMODINÂMICOS

Neste tópico serão descritos as modelagens termodinâmicas dos principais ciclos de potência a gás, bem como os que serão utilizados neste trabalho.

4.2.1 Ciclo Otto

O ciclo ar-padrão Otto é um ciclo termodinâmico de geração de potência a gás. Uma modelagem completa de um ciclo termodinâmico real levaria em conta muitos aspectos como gradientes de temperatura e pressão entre outros fatores que dificultariam uma análise mais elementar, para isso é utilizado o modelo de análise ar-padrão. [9]

A análise de ar-padrão consiste em simplificar um ciclo real considerando uma quantidade fixa de ar, sendo gás ideal, como fluido de trabalho; o processo de combustão é substituído por uma transferência de calor de uma fonte externa; todos os processos são internamente reversíveis e o processo de descarga é substituído por uma transferência de calor a volume constante quando o pistão está em PMI.

O ciclo Otto é usualmente utilizado para representar motores de combustão interna de ignição por centelha pois o processo de fornecimento de calor a volume constante se adequa bem a etapa de explosão repentina ocorrida nos motores Otto devido a características do combustível empregado com alta velocidade de propagação da chama [9]. O ciclo é constituído de quatro etapas conforme ilustra a figura 8 a seguir:

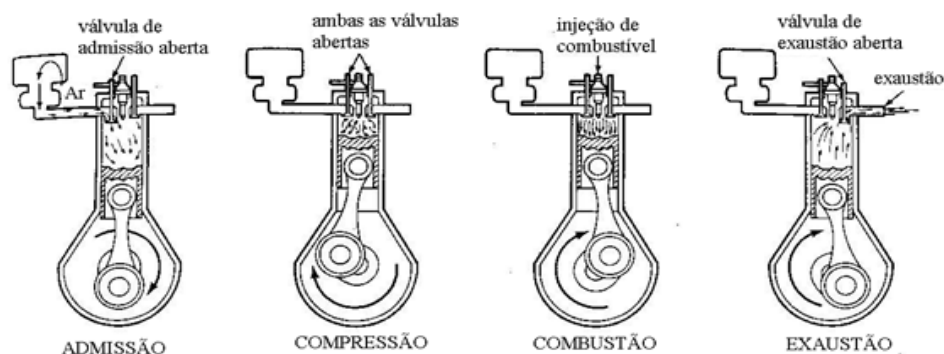


Figura 8 Etapas do Ciclo Otto [3]

Em motores de quatro tempos essas 4 etapas correspondem à: admissão, compressão, combustão e escape respectivamente. A figura 9 a seguir exemplifica o diagrama pressão por volume e o diagrama de temperatura por entropia, e é de fácil visualização as delimitações de cada etapa. [9]

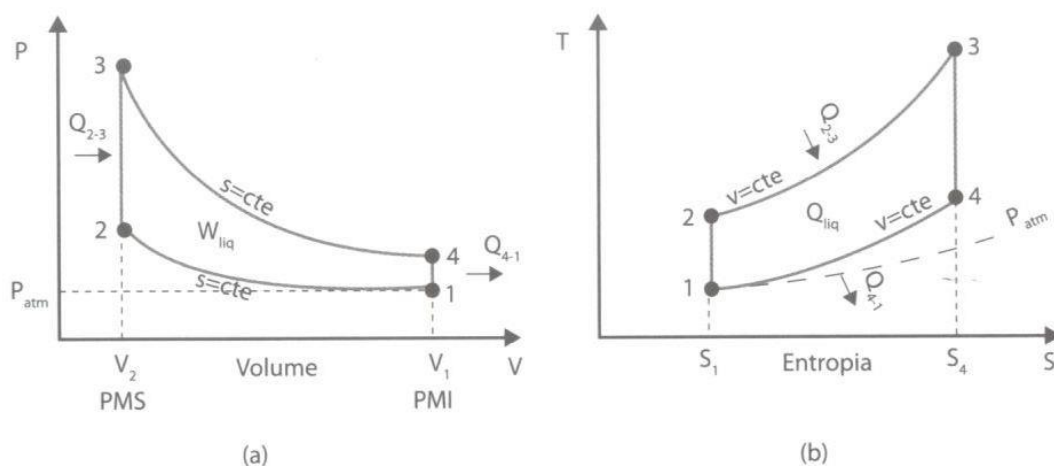


Figura 9 diagrama P-V e T-S do ciclo Otto [3]

No processo 1-2, o pistão move-se do PMI ao PMS comprimindo isentropicamente o fluido de trabalho.

No processo 2-3, ocorre uma transferência de calor a volume constante para o fluido de trabalho ao atingir o PMS. Este processo representa a combustão brusca da mistura ar-combustível a partir da ativação da centelha.

No processo 3-4, decorre o também chamado de curso de potência, nessa etapa acontece uma expansão isoentrópica do pistão do PMS ao PMI.

No processo 4-1, se completa o ciclo, quando o calor é rejeitado pelo ar à volume constante enquanto o pistão está em PMI. Uma vez que o ciclo de ar-padrão Otto é composto de processos internamente reversíveis, as áreas nos diagramas T-s e p-v podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente.[9]

Eficiência térmica para o ciclo Otto:

$$\eta_{\text{otto}} = \frac{((u_3 - u_2) - (u_4 - u_1))}{(u_3 - u_2)} \quad (9)$$

4.2.2 Ciclo Diesel

O ciclo ar-padrão Diesel é bastante semelhante ao Otto já visto diferenciando-se apenas pelo processo de fornecimento de calor que, ao invés de ocorrer a volume constante, é dado a pressão constante. [9]

Este ciclo é usualmente utilizado para representar motores de combustão interna de ignição por compressão, onde devido ao considerável tempo para que o combustível utilizado entre completamente em combustão devido a sua baixa propagação de frente de chama, faz com que a combustão da mistura ocorra simultaneamente com o movimento de descida do pistão, aproximando a curva do diagrama p-v de uma isobárica.

A figura 10 mostra os diagramas P-V e T-s do ciclo ar-padrão Diesel. Nela é possível observar como este ciclo se comporta bem como as diferenças práticas entre o Diesel e o Otto.

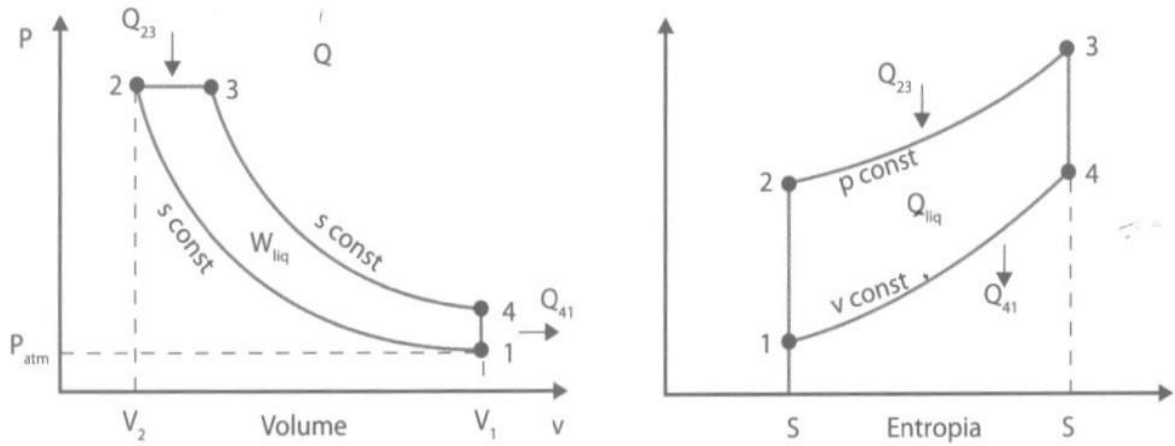


Figura 10 Diagramas PxV e TxS do ciclo Diesel [3]

No processo 1-2, ocorre uma compressão isoentrópica do ar com o pistão indo do PMI ao PMS.

No processo 2-3, acontece o processo de transferência de calor a pressão constante; que representa o combustível sendo ignitado a medida em que entra na câmara.

No processo 3-4, também chamado de curso de potência, ocorre a expansão isoentrópica do pistão até o PMI.

E no processo 4-1, o ciclo se completa com um processo de transferência de calor a volume constante com o pistão em PMI.

Eficiência térmica para o ciclo Diesel:

$$\eta_{\text{diesel}} = \frac{(h_3 - h_2) - (u_4 - u_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (10)$$

4.2.3 Ciclo Dual

Os ciclos termodinâmicos de motores reais se diferenciam dos ciclos teóricos já vistos em muitos aspectos, sendo as representações teóricas tentativas de se aproximar da realidade. Na figura 11 a seguir, obtidas através de sensores pode-se observar como se dá o diagrama P-V real de motores Otto. [9]

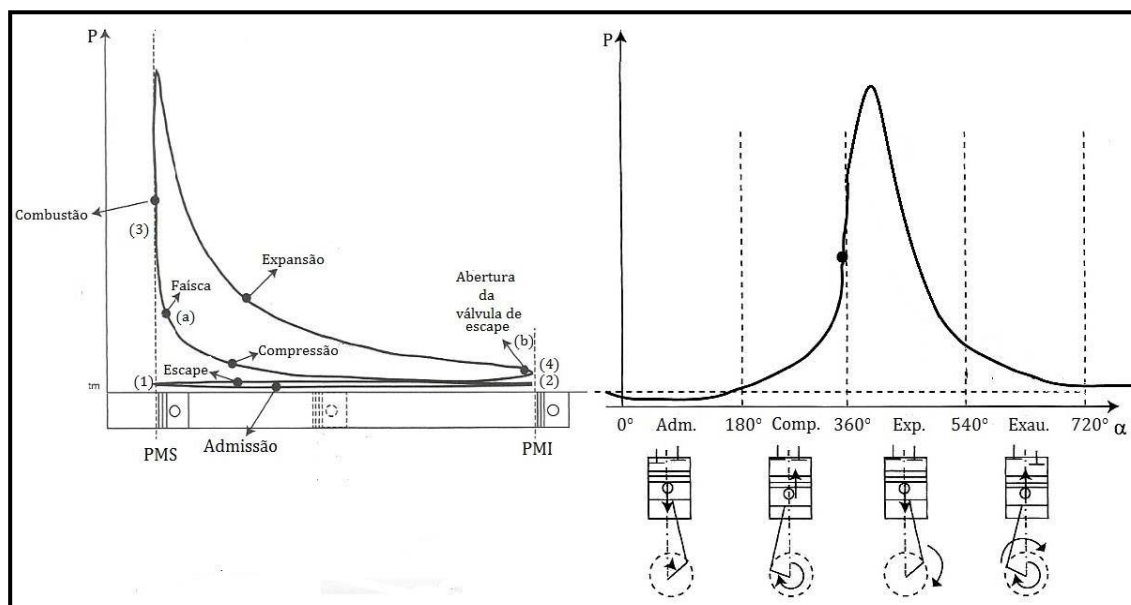


Figura 11 Diagrama real P-V em relação ao movimento de translação do pistão e diagrama P-V em relação ao ângulo do virabrequim do motor a combustão por centelha. [3]

Bem como também o diagrama P-V real de motores Diesel na figura 12 a seguir:

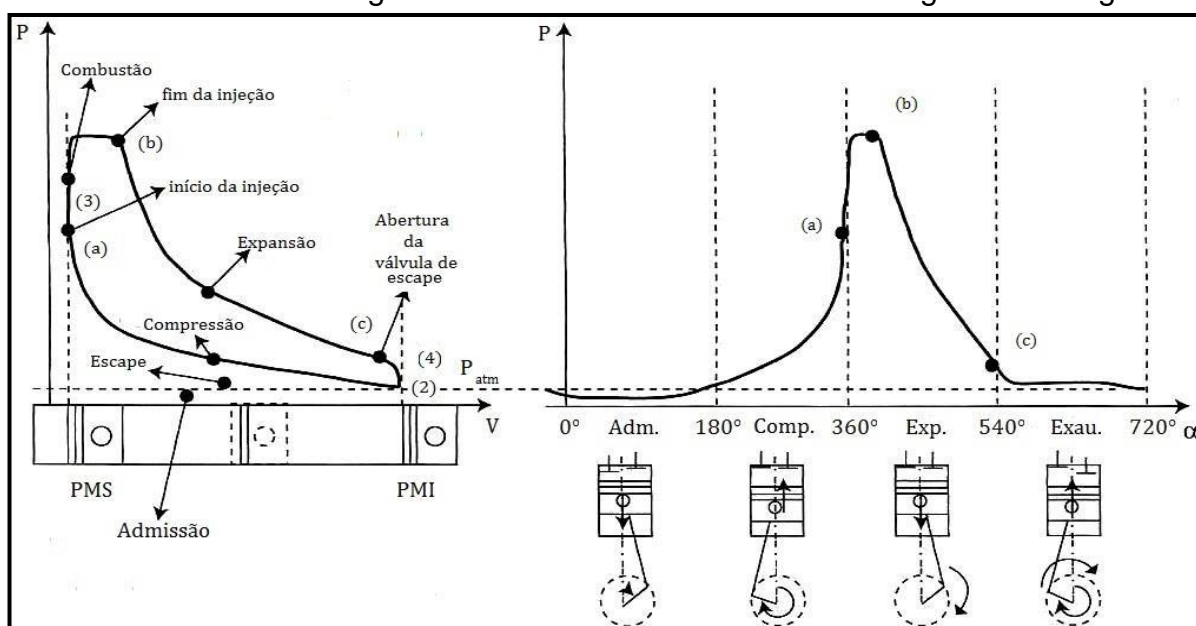


Figura 12 Diagrama P-V em relação ao movimento de translação do pistão e diagrama P-V em relação ao ângulo do virabrequim do motor a combustão por compressão. [3]

É possível observar ligeiras variações entre os ciclos reais representados nas figuras 11 e 12 e os idealizados Otto e Diesel apresentados nas figuras 9 e 10. Com isso, surgiu a idéia, proposta pela primeira vez de forma teórica pelo físico Myron Seilliger, de um ciclo teórico misto entre o Otto e o Diesel com o objetivo de representar ainda mais fidedignamente os ciclos de motores reais, o ciclo Dual.

O ciclo Dual é composto de um processo de fornecimento de calor a volume

constante seguido imediatamente de um processo de fornecimento de calor a pressão constante, sendo este então um ciclo composto de 5 estados. [9]

Na prática existem motores reais que se aproximam ainda mais do modelo teórico estabelecido para o ciclo Dual, em geral esses motores possuem 2 tipos de combustíveis que são utilizados simultaneamente, onde a ignição do primeiro por meio da compressão provoca a centelha necessária para a combustão do segundo. Na edição de 2009 da *Ethanol Summit*, que é uma feira para promoção do uso de fontes renováveis de combustível que ocorre a cada 2 anos, foi exposto o protótipo de um motor ciclo Diesel que opera utilizando etanol e diesel, sendo este último responsável pela geração da centelha. Existem também grandes geradores marítimos fabricados pela MAN que operam da mesma forma com gás metano e diesel, se aproximando também do ciclo teórico Dual.

A figura 13 ilustra os diagramas de volume por pressão e temperatura por entropia do ciclo Dual.

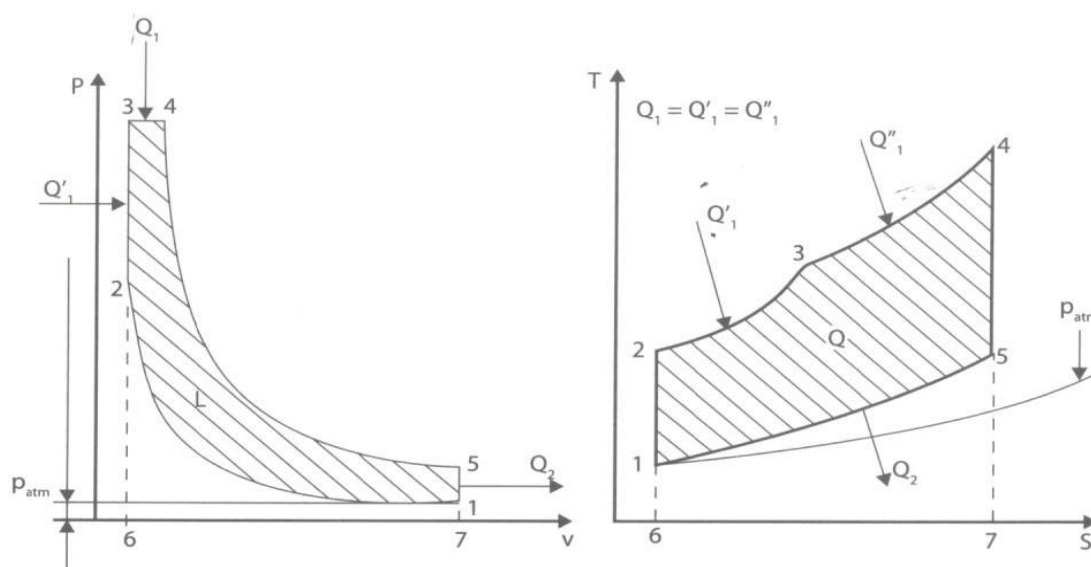


Figura 13 Diagramas PxV e TxS do ciclo Dual. [3]

O ciclo Dual é composto dos seguintes processos:

Processo do estado 1 para o 2: Compressão adiabática sem efeitos como: atrito e expansão não resistida;

Processo do estado 2 para o 3: Fornecimento de calor a volume constante

Processo do estado 3 para o 4: Fornecimento de calor a pressão constante

Processo do estado 4 para o 5: Expansão adiabática reversível

Processo do estado 5 para o 1: Rejeição de calor isocórica

Eficiência energética do ciclo Dual:

$$\eta_{\text{dual}} = \frac{((h_4 - h_3) - (u_3 - u_2)) - (u_3 - u_1)}{(h_4 - h_3) + (u_3 - u_2)} \quad (11)$$

5. METODOLOGIA

O capítulo 5 consiste em explicar a metodologia utilizada na análise energética e estudos paramétricos dos ciclos termodinâmicos com foco para o ciclo Dual. Sendo assim foram utilizados os conceitos relacionados a energia e eficiência apresentados no capítulo 4; os estudos paramétrico serão citados ao final deste capítulo e realizados no capítulo 6.

Para fins de consolidar a validação do estudo e do código elaborado foi tomado como problema de referência o exercício proposto 9.34 do livro de referência, que diz o seguinte:

"Um ciclo ar-padrão Dual tem uma taxa de compressão igual a 9. No início da compressão, $P_1=100[\text{kPa}]$ e $T_1= 300 [\text{K}]$ e $V_1=14 [\text{L}]$. A adição de calor é de $22,7 [\text{kJ}]$, sendo que metade é adicionada a volume constante e outra metade à pressão constante [9]

O problema trata de um motor ciclo Dual com cilindrada de 14.000 cm^3 que pode ser interpretado em questões reais de operação como grandes motores marítimos que geralmente operam em ciclo Diesel porém sem óbices teóricos para que opere em ciclo Otto também.

A partir deste problema de referência será tomado o ponto inicial de operação do ciclo analisando os efeitos para o ciclo Dual e expandindo para os demais, que são casos particulares do Dual.

Para que este estudo seja possível e viável dentro dos limites dos *softwares* e condições propostas serão tomadas considerações a respeito dos processos do motor em questão como:

- O conjunto pistão-cilindro é um sistema fechado.
- Os processos de expansão e compressão são adiabáticos.
- Todos os processos são internamente reversíveis.
- O ar é considerado um gás ideal e os efeitos das energias potencial e cinética são desprezados.

5.1 MÉTODOS DA ABORDAGEM DO CICLO DUAL

Como visto no capítulo 4, o ciclo Dual, desenvolvido com a finalidade de representar mais fidedignamente os motores de combustão interna reais, é o ciclo mais completo dentre os demais (Otto e Diesel) pois abrange os dois processos de fornecimento de calor, isocórico e isobárico, portanto será tomado como referência para o desenvolvimento do problema proposto neste capítulo [9]

Os demais ciclos podem ser representados como casos particulares do ciclo Dual. Quando a quantidade de calor fornecido a pressão constante for igual a zero tem-se o caso particular do ciclo Otto e, quando a quantidade de calor fornecido a volume constante for igual a zero tem-se o caso particular do ciclo Diesel.

O ciclo Dual é mostrado nas figuras a seguir e os estados numerados no decorrer deste trabalho estão de acordo com estas.

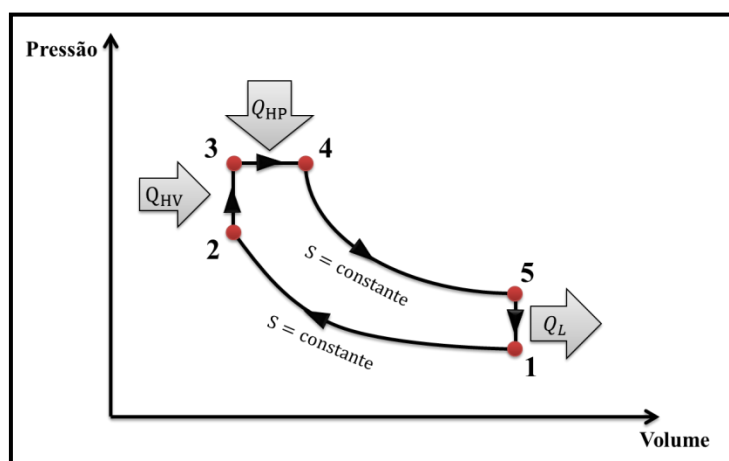


Figura 14 Diagrama p-v do ciclo Dual
Fonte: elaborada pelo autor, 2023.

As áreas dos diagramas P-V e T-S representam trabalho e calor respectivamente, o mesmo se estende para os ciclos Otto e Diesel.

A abordagem consiste em determinar todas as variáveis termodinâmicas possíveis de todos os estados presentes no ciclo Dual. Os dados de pressão P_1 , temperatura T_1 , taxa de compressão r e volume V_1 serão tidas como parâmetros de entrada, pois são fornecidos pelo problema e são mais facilmente modeladas em condições reais de operação. [9]

5.2 ANÁLISE ENERGÉTICA DO CICLO DUAL

Neste tópico será apresentada a solução de maneira analítica do problema de referência obtendo ao final todos os dados possíveis de desempenho do ciclo, para uma razão de corte inicialmente fixada em 0,5. Nesta solução será utilizada apenas a tabela do anexo A deste trabalho, sem o auxílio de ferramentas computacionais. [9]

5.2.1 Solução Analítica

- Dados de entrada :

Inicialmente como é dado pelo problema o ponto inicial de operação do motor com $T_1 = 300[\text{K}]$ e $P_1 = 100[\text{kPa}]$, usando a tabela do anexo A para obter:

$$u_1 = 214,07 [\text{kJ/kg}] \quad e \quad v_{r1} = 621,2 \quad (12)$$

- Compressão isentrópica (processo do estado 1 para o 2):

Como este processo ocorre de maneira isentrópica faz-se uso das grandezas de volume específico relativo. Será demonstrado a seguir o processo do estado 1 para o 2 através da compressão isopométrica. Assim sendo, temos:

$$\frac{v_{r1}}{v_{r2}} = \frac{V_1}{V_2} = r \rightarrow v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r} ; v_{r2} = 69,022 \quad (13)$$

Utilizando v_{r2} para interpolar na tabela do anexo A, se obtém:

$$T_2 = 102,7 [\text{K}] ; u_2 = 514,49 [\text{kJ/kg}] \quad (14)$$

- Fornecimento de calor a volume constante (processo estado 2 para o 3)

A partir de então, inicia-se o processo do estado 2 para o 3 (fornecimento de calor a volume constante). Aplicando-se a equação dos gases ideais no estado 1 obtemos o valor da massa de ar que é utilizada como fluido de trabalho no ciclo, que é fixa em todo o ciclo :

$$\frac{(P1.V1)}{(R.T1)} = m \frac{(100\text{kPa}).(0,014\text{m}^3)}{\left(\frac{(8,314\text{kJ})}{(28,97\text{kg}\cdot\text{K})}\right) \cdot 300\text{K}} \cdot \frac{1000\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{(1\text{kJ})}{(1000\text{N}\cdot\text{m})}$$

$$m = 0,01626 \text{ kg}$$
(15)

Semelhante a etapa de geração de potência do ciclo Otto neste processo não há trabalho; logo a quantidade de calor adicionada é responsável pela variação da energia interna do gás, então :

$$Q_{23} = m(u_3 - u_2) \rightarrow u_3 = 1212,52 \text{ [kJ/kg]}$$
(16)

Interpolando na tabela do anexo A, obtém-se:

$$T_3 = 1507,1 \text{ [K]}; h_3 = 1645,31 \text{ [kJ/kg]}$$
(17)

- Fornecimento de calor a pressão constante (processo estado 3 para o 4)

Inicia-se assim o processo do estado 3 para o 4 (fornecimento de calor a pressão constante). Como esta etapa é semelhante ao processo de geração de potência do ciclo Diesel, pode-se usar a equação 18, contida em [10] página 500.

$$Q_{34} = m(h_4 - h_3) \rightarrow h_4 = 2343,34 \text{ [kJ/kg]}$$
(18)

Interpolando o valor da entalpia na tabela do anexo A, obtém-se:

$$T_4 = 2072,9 \text{ [K]}, v_{r4} = 2,4639$$
(19)

- Expansão isentrópica (processo do estado 4 para o 5)

O processo do estado 4 para o 5 (expansão isentrópica) é um processo isentrópico, onde o volume no estado 5 é igual ao volume no estado 1 e o volume no estado 2 é semelhante ao 3 :

$$\frac{v_{r5}}{v_{r4}} = \frac{V5}{V4} \rightarrow v_{r5} = v_{r4} \cdot \frac{(V1)}{(V4)} \rightarrow v_{r5} = v_{r4} \frac{(V1. V3)}{(V2. V4)} \quad (20)$$

Aplicando-se a equação dos gases ideais para os estados 3 e 4, encontra-se o seguinte resultado, devido a este processo ser isobárico :

$$\frac{P3.V3}{T3} = \frac{P4.V4}{T4} \rightarrow \frac{V3}{V4} = \frac{T3}{T4} \rightarrow v_{r5} = 16,1298 \quad (21)$$

Interpolando os valores obtidos na tabela do anexo A, encontra-se:

$$T_5 = 1158,5[K] ; u_5 = 896,6 [kJ/kg] \quad (22)$$

- Rejeição de calor a volume constante (processo do estado 5 para o estado 1)

Por fim, tem-se o processo do estado 5 para o 1 (rejeição de calor a volume constante), onde este se completa com a transferência de calor á volume constante para a fonte fria, obtem-se o valor do calor através da diferença de energia interna entre os estados 5 e 1; como não ocorre trabalho neste processo :

$$Q_{51} = m. (u_5 - u_1) \rightarrow Q_{51} = 11,098 [kJ] \quad (23)$$

5.2.2 Análise de Desempenho do Ciclo

Para se obter o trabalho líquido gerado precisa-se analisar a diferença entre calor fornecido e cedido pelo ciclo :

$$W_{ciclo} = Q_{23} + Q_{34} - Q_{51} \rightarrow W_{ciclo} = 11,60 [kJ] \quad (24)$$

A eficiência do ciclo é obtida pela razão entre o trabalho líquido e o calor gerado:

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{total}} \rightarrow \eta = 0,511 (51,1\%) \quad (25)$$

Encontra-se o valor da pressão média efetiva (PME) através da seguinte equação:

$$PME = \frac{W_{ciclo}}{V_1 \cdot \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right)} \rightarrow PME = 932,1 [kPa] \quad (26)$$

Como já visto, esses parâmetros são fundamentais para medir o desempenho de um motor e manipulá-los através da alteração de outros pode ser bastante vantajoso para o projeto de motores futuros. [9]

5.3 FERRAMENTA COMPUTACIONAL:

Toda metodologia apresentada anteriormente foi implementada no software de engenharia I.T., com a finalidade de realizar todas as análises propostas neste capítulo, o código que foi desenvolvido na linguagem do programa encontra-se no apêndice A deste trabalho.

A lógica deste programa consiste na utilização das informações dos dados de entrada do ponto inicial de operação do motor como parâmetro de de interpolação

com dados da tabela termodinâmica do ar como gás ideal. A partir desta premissa obtem-se os valores dos parâmetros do estado seguinte e assim sucessivamente.

O *software* utiliza o método de análise numérica de Newton-Raphson para obter a convergência dos valores de entrada de iteração com os valores de saída da tabela. Quando o *software* atinge graus satisfatórios de convergência as iterações são interrompidas e o último valor encontrado é exibido na tela como resultado da variável. Caso o programa não consiga chegar em uma convergência com os valores inicialmente arbitrados para as variáveis deve-se escolher um valor mais próximo do valor pressuposto para àquela variável afim de fazer o programa sair do *loop*, este obstáculo é bastante frequente no desenvolvimento de um código e foi enfrentado neste trabalho. [9]

A partir do resultado obtido para um ponto operacional é possível variar os valores dos parâmetros de entrada, um por vez, dentro de um intervalo pré estabelecido com um passo também modelado para observar o impacto dessa variação nos outros parâmetros. Para facilitar a visualização do impacto das variações o I.T. também traça gráficos com os parâmetros desejados; com isto é visualizado os estudos paramétricos nos ciclos desejados.

O código computacional foi validado através da comparação entre os resultados obtidos com a solução analítica do problema e solução utilizando o *software* para o mesmo ponto operacional, obtendo-se erros percentuais mínimos, inferiores a 1%, com isto pode-se extrapolar o código para diferentes pontos de operação pois será obtido sempre valores dentro desta margem de erro que é tecnicamente aceitável para as grandezas que estão sendo trabalhadas. Os valores das duas soluções assim como os respectivos erros percentuais estão tabelados no apêndice B deste trabalho.

5.4 ESTUDOS PARAMÉTRICOS

O estudo paramétrico é uma análise que avalia como determinados parâmetros afetam o comportamento de um sistema mantendo-se os demais constantes. Por meio deste processo fica mais claro avaliar os efeitos de variações simples sobre sistemas complexos como o de ciclos termodinâmicos. Abaixo seguem os estudos paramétricos que foram realizados sobre o problema de referência. [9]

- Comparativo entre os ciclos Otto, Diesel e Dual com taxa de compressão variando com objetivo de investigar efeitos sobre:
 - a) Eficiência energética
 - b) PME
 - c) Trabalho líquido
 - d) Temperatura máxima do ciclo

- Comparativo entre ciclos Otto, Diesel e Dual com pressão no estado 1 variando afim de observar efeitos sobre:
 - a) Eficiência energética
 - b) PME
 - c) Trabalho líquido
 - d) Temperatura máxima do ciclo

- Comparação entre diferentes combustíveis variando a transferência de calor total do ciclo afim de investigar efeitos sobre:
 - a) Consumo

- Variação da razão de corte do ciclo Dual, partindo de Otto e chegando no Diesel com combustíveis de diferentes poderes caloríficos, com intuito de investigar efeitos sobre:
 - a) Eficiência energética
 - b) PME
 - c) Trabalho líquido
 - d) Temperatura máxima do ciclo

- Comparação entre os ciclos Otto, Diesel e Dual para diferentes volumes do estado 1 afim de investigar efeitos sobre:
 - a) Eficiência energética

- b) PME
- c) Trabalho líquido
- d) Temperatura máxima do ciclo

Após cada estudo paramétrico serão feitas considerações a respeito do resultado obtido.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo tem por objetivo exibir os gráficos traçados provenientes dos estudos paramétricos bem como acrescentar explicações que visam interpretar tecnicamente os fundamentos de cada resultado obtido.

Os estudos foram feitos primordialmente de maneira teórica sem se ater a especificidades reais de operação, como por exemplo a possibilidade de combustão espontânea em altas taxas de compressão de motores ciclo Otto. A fim de viabilizar o estudo foi adotado como padrão para o ciclo Dual a razão de corte igual a 0,5 ($\phi=0,5$), pois o programa varia apenas dois parâmetros simultaneamente, este valor foi escolhido pois situa-se equidistante entre os ciclos Otto e Diesel.

6.1 COMPARAÇÕES ENTRE CICLOS OTTO, DIESEL E DUAL VARIANDO A TAXA DE COMPRESSÃO (ESTUDO DE CASO 1)

Neste tópico serão expostos os resultados oriundos das análises energéticas, pressão média efetiva, trabalho líquido do ciclo e temperatura máxima do ciclo para os ciclos Otto, Diesel e Dual variando as taxas de compressão do ciclo.

Os três ciclos operam nas seguintes condições:

- $Q_{total} = 22.7 [kJ]$
- $T_1 = 300 [K]$
- $P_1 = 100 [kPa]$
- $V_1 = 0,014 [m^3]$

A taxa de compressão $[r]$ irá variar de 4 até 25 com passo de 1, este *range* foi escolhido pois é onde se encontra a maioria dos motores de combustão interna de ignição por centelha e compressão.

6.1.1 Eficiência Energética - Taxa de Compressão

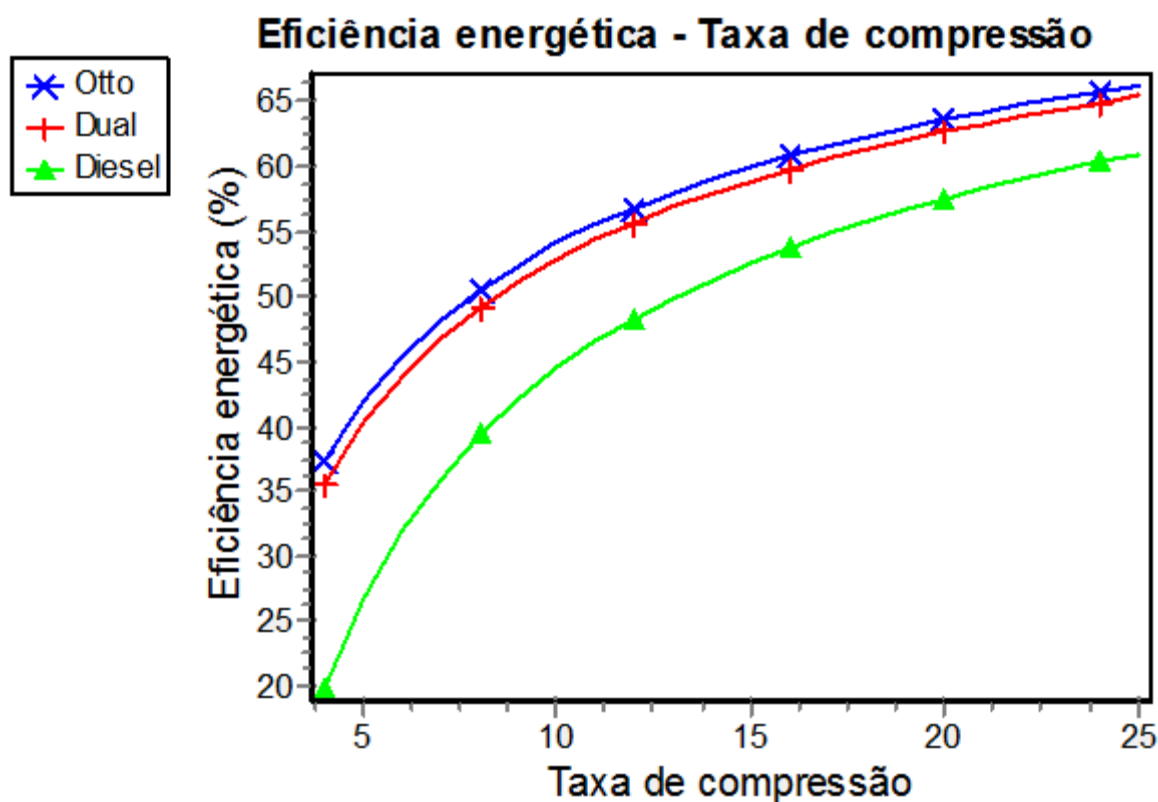


Figura 15 Comparação da variação da eficiência energética em relação à variação da taxa de compressão para os ciclos Otto, Diesel e Dual
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Nota-se pela figura 15 que o aumento da eficiência de todos os ciclos é bastante acentuada com a variação da taxa de compressão $[r]$, para pequenas de taxas de compressão, inferiores a 10.

É possível observar também pela figura que o ciclo Otto possui a maior eficiência entre os demais em todas as taxas de compressão; porém é importante destacar que em motores reais de ciclo Otto por limitações técnicas dos combustíveis utilizados a taxa de compressão não consegue, em geral, ultrapassar de 12 devido ao risco de combustão espontânea. Sendo assim na prática, motores do ciclo Diesel possuem maior eficiência devido as maiores taxas de compressão que são empregadas, podendo chegar até 25.

É importante notar que as eficiências dos ciclos Otto e Diesel atuam como limites superior e inferior respectivamente; estando o ciclo Dual variando entre elas.

6.1.2 Pressão Média Efetiva - Taxa de Compressão

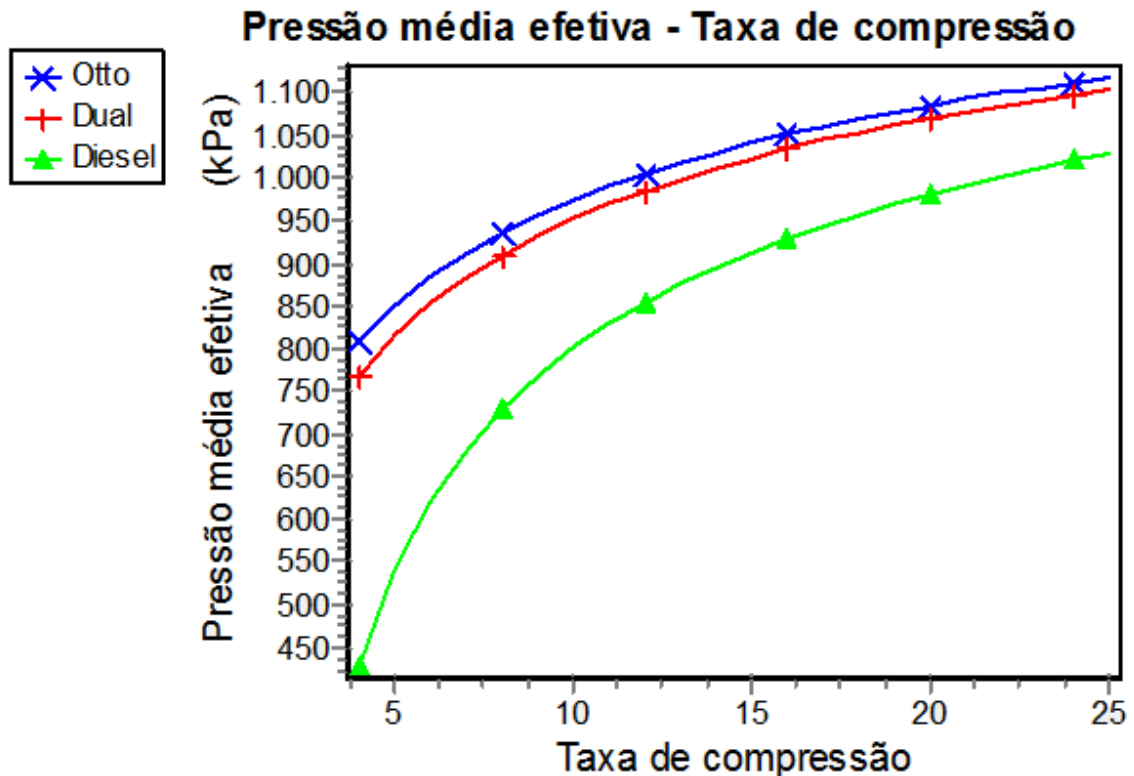


Figura 16 Comparação da variação da pressão média efetiva em relação à variação da taxa de compressão para os ciclos Otto, Diesel e Dual
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Com o aumento da taxa de compressão ($r = \frac{V_1}{V_2}$), a diferença entre os volumes ($V_1 - V_2$), também aumenta, com isso era de se esperar um decréscimo da pressão média efetiva tendo em vista que a mesma é $PME = \frac{W_{ciclo}}{(V_1 - V_2)}$, porém como foi visto no subtópico 6.2.5 o aumento da taxa de compressão impacta em um aumento do trabalho líquido gerado no ciclo e este acaba por compensar o denominador da PME portanto o aumento da taxa de compressão gera o aumento da pressão média efetiva em todos os ciclos.

A pressão média efetiva é um importante parâmetro no desenvolvimento de motores de combustão interna pois informa a média das pressões que o pistão recebe durante um ciclo e analogamente a eficiência energética pode-se notar um maior desempenho do ciclo Otto seguido do Dual e Diesel, respectivamente.

6.1.3 Trabalho Líquido - Taxa de Compressão

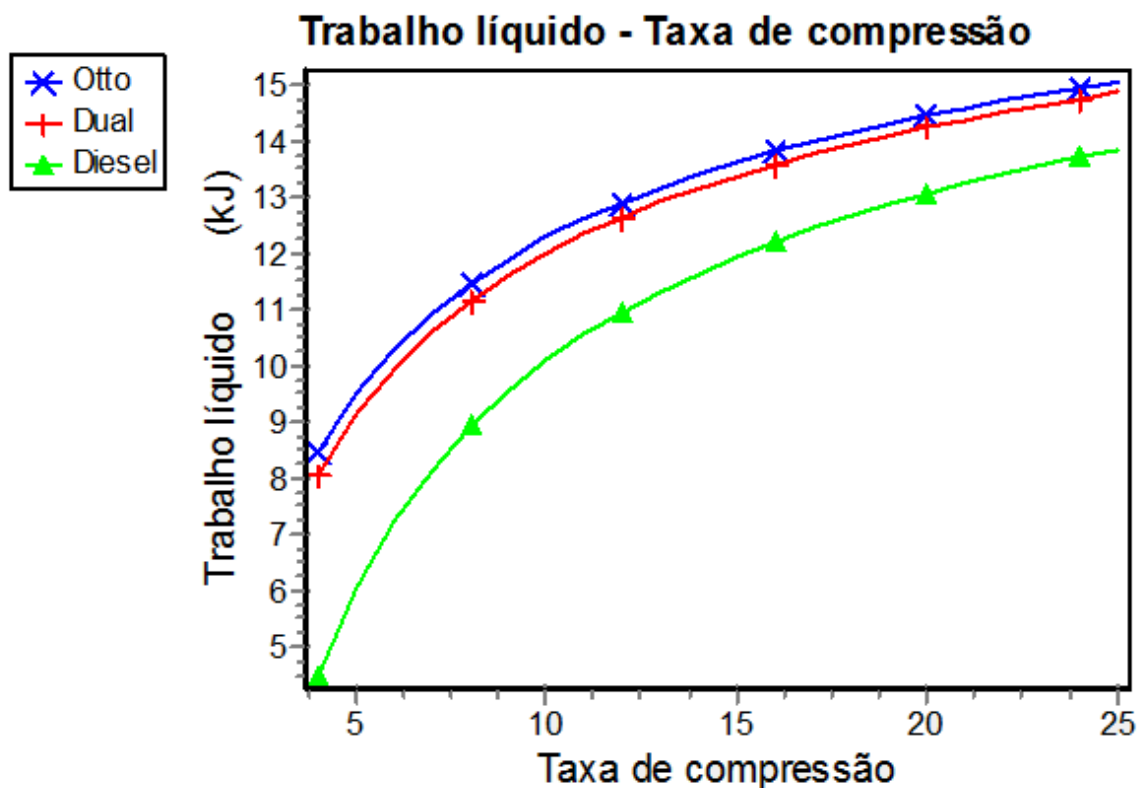


Figura 17 Comparação da variação do trabalho líquido em relação à variação da taxa de compressão para os ciclos Otto, Diesel e Dual
Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Observando os resultados mostrados pela figura 17 conclui-se que o trabalho é diretamente proporcional a taxa de compressão, analogamente ao resultado visto na variação da eficiência energética pois, mantendo-se o calor total fornecido constante a eficiência depende exclusivamente do trabalho líquido.

É possível inferir também através da figura 17 que com o aumento da taxa de compressão a diferença entre os trabalhos gerados pelo ciclo decresce consideravelmente.

6.1.4 Temperatura Máxima do Ciclo - Taxa de Compressão

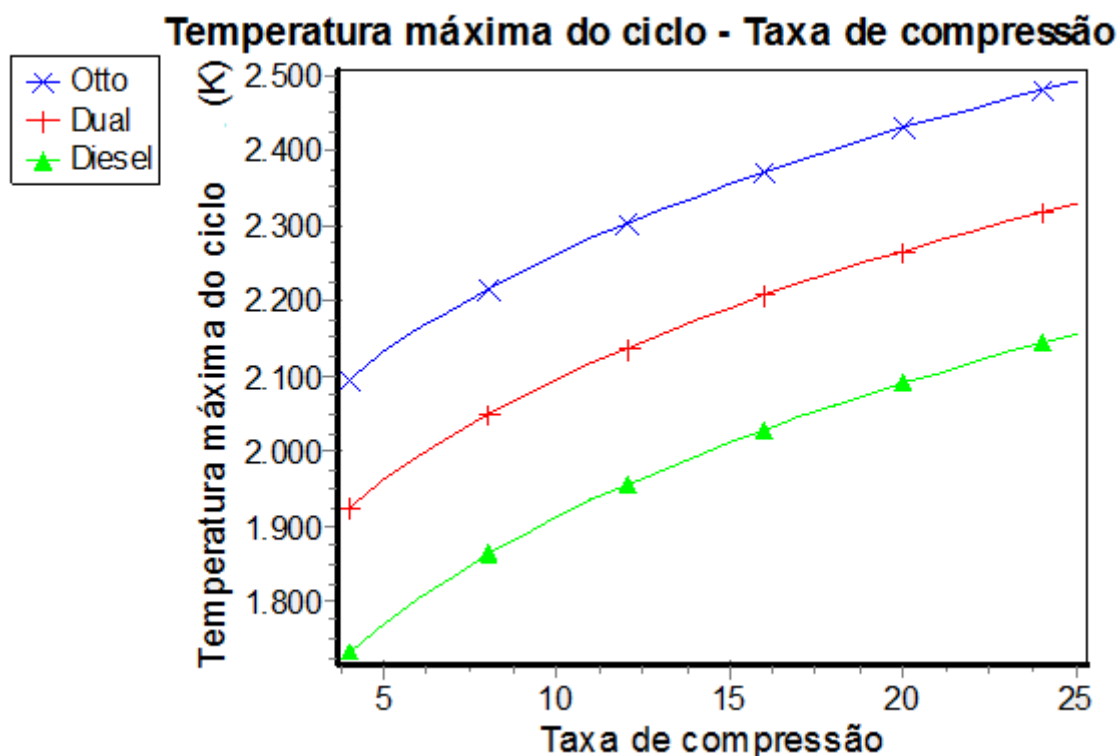


Figura 18 Comparação da variação da temperatura máxima do ciclo em relação a variação da taxa de compressão para os ciclos Otto, Diesel e Dual
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

A temperatura máxima que um ciclo pode atingir ocorre sempre ao final do processo de fornecimento de calor; no caso do Dual ocorre no estado 4 após o fornecimento de calor a pressão constante. Este é um importante parâmetro a ser controlado no desenvolvimento de motores de combustão interna pois a partir da temperatura máxima atingida no interior do cilindro que serão avaliadas questões como: arrefecimento do bloco do motor e controle para evitar a pré-detonação.

Nota-se através da figura 18, que pela primeira vez neste estudo ocorre uma variação no comportamento das curvas; com o ciclo Dual obtendo resultados não tão próximos do Otto e se comportando quase que como uma média entre os ciclos Otto e Diesel.

É possível observar também que o aumento da taxa de compressão acarreta em um crescimento da temperatura máxima atingida, o que é de se esperar pois pela equação dos gases ideais o acréscimo da compressão (redução do volume final) tem-se um aumento da temperatura do gás.

6.2 COMPARAÇÃO ENTRE OS CICLOS OTTO, DIESEL E DUAL VARIANDO A PRESSÃO DO ESTADO 1 (ESTUDO DE CASO 2)

Neste tópico serão expostos os resultados oriundos das análises energéticas, pressão média efetiva, trabalho líquido e temperatura máxima do ciclo para os ciclos Otto, Diesel e Dual variando a pressão do estado 1 do ciclo.

Os três ciclos operam nas seguintes condições :

- $Q_{total} = 22,7$ [kJ]
- $T_1 = 300$ [K]
- $V_1 = 0,014$ [m³]
- $r = 9$

A pressão no estado que irá variar de 100 [kPa] até 250 [kPa] que representa uma variação entre a pressão atmosférica em motores naturalmente aspirados até a pressão máxima que é geralmente entregue em motores sobrealimentados.

6.2.1 Eficiência energética - pressão no estado 1

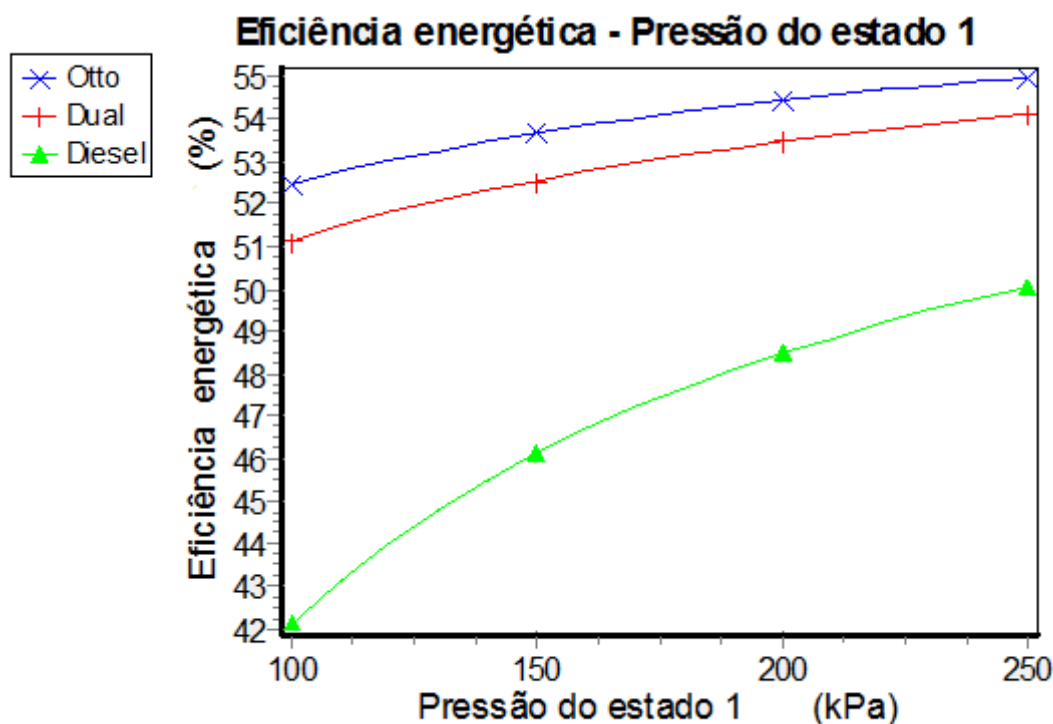


Figura 19 Comparação da variação da eficiência energética em relação a variação da pressão do estado 1

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

O aumento da pressão nos coletores de admissão de motores é uma interessante análise para ser feita, pois como visto no capítulo 2 deste trabalho, este é um parâmetro que pode facilmente ser modulado em motores de combustão reais através de sobrealimentadores como turbocompressores e *intercoolers*; e sua variação pode representar considerável impacto no rendimento dos ciclos.

Através da figura 19 é possível inferir que o aumento da pressão P_1 impacta positivamente na eficiência energética em todos os ciclos. Isso ocorre pois, apesar de o aumento de P_1 gerar um acréscimo na massa de ar consumido, também ocorre uma redução na energia interna do estado 5 (u_5), o que acaba por compensar a equação que rege o calor rejeitado para a fonte fria ($Q_{51} = m \cdot (u_5 - u_1)$) fazendo com que Q_{51} seja inversamente proporcional ao aumento de P_1 e portanto diretamente proporcional ao trabalho líquido ($W_{\text{ciclo}} = Q_{23} + Q_{34} - Q_{51}$).

É possível notar que o aumento da pressão no estado 1 apresenta um acréscimo mais acentuado na eficiência energética do ciclo Diesel.

6.2.2 Pressão média efetiva - Pressão no estado 1

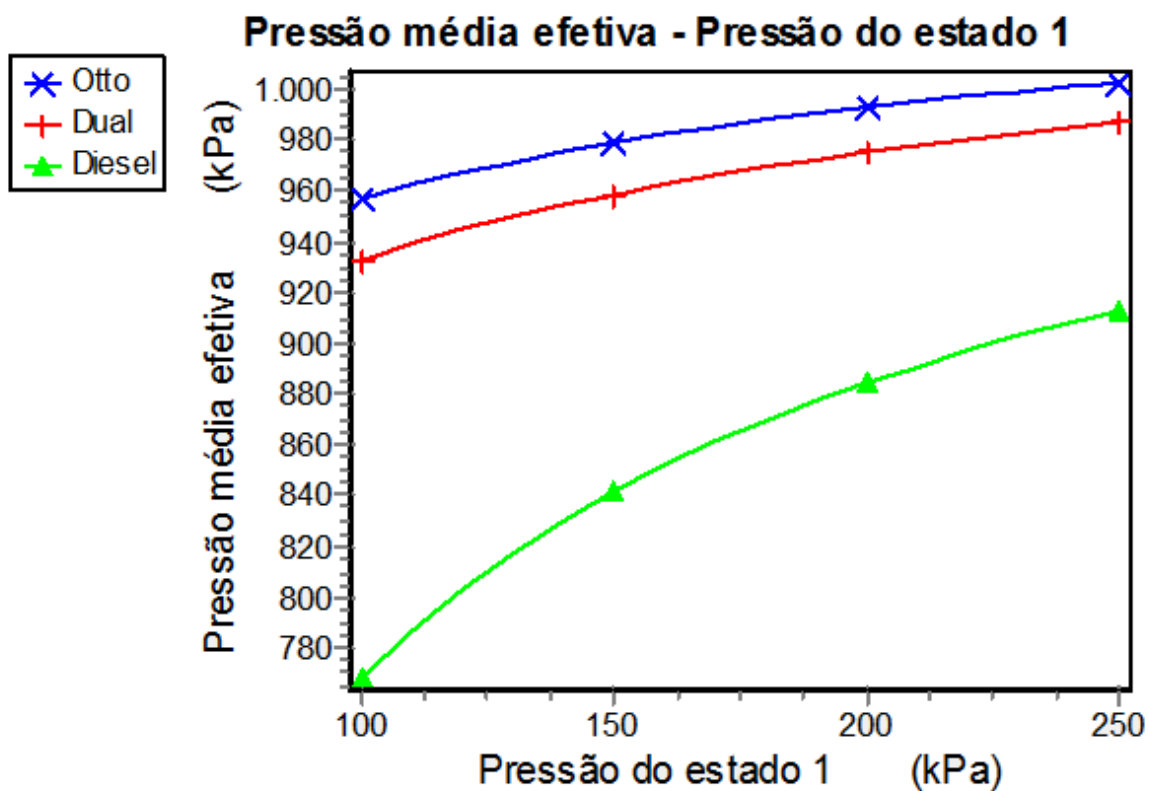


Figura 20 Comparação da pressão média efetiva em relação a variação da pressão do estado 1
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Como demonstra a figura 20 o aumento da pressão de admissão não altera o volume do estado 2 portanto a pressão média efetiva depende exclusivamente do trabalho líquido ($PME = \frac{w_{ciclo}}{(V_1 - V_2)}$), logo o aumento da pressão de admissão gera efeitos sobre a pressão média efetiva semelhantes aos impactos na eficiência energética e trabalho líquido.

6.2.3 Trabalho líquido - Pressão no estado 1

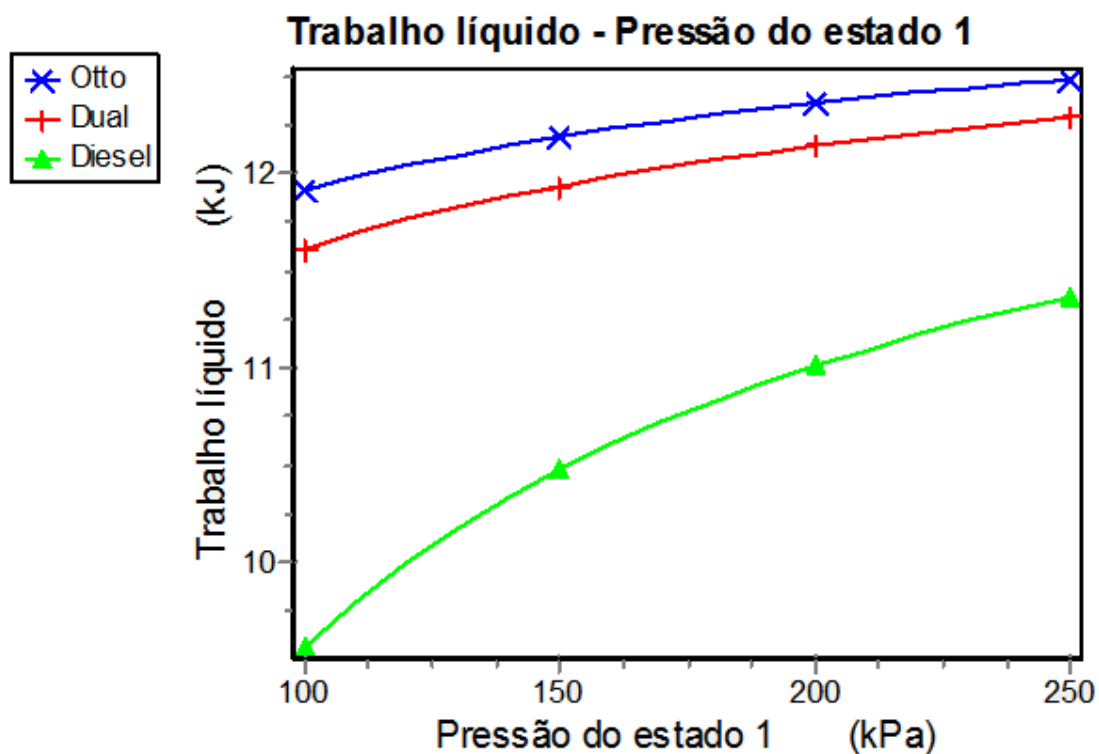


Figura 21 Comparação da variação do trabalho líquido em relação a variação da pressão do estado 1

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Como visto na figura 20 e corroborado pela figura 21, o aumento da pressão de admissão impacta positivamente no trabalho líquido gerado pelo ciclo pois reduz o calor rejeitado à fonte fria ($W_{\text{ciclo}} = Q_{23} + Q_{34} - Q_{51}$).

É possível constatar também que o ciclo Diesel apresenta um maior desempenho no trabalho líquido que os demais para uma mesma variação da pressão de admissão.

6.2.4 Temperatura máxima do ciclo - Pressão no estado 1

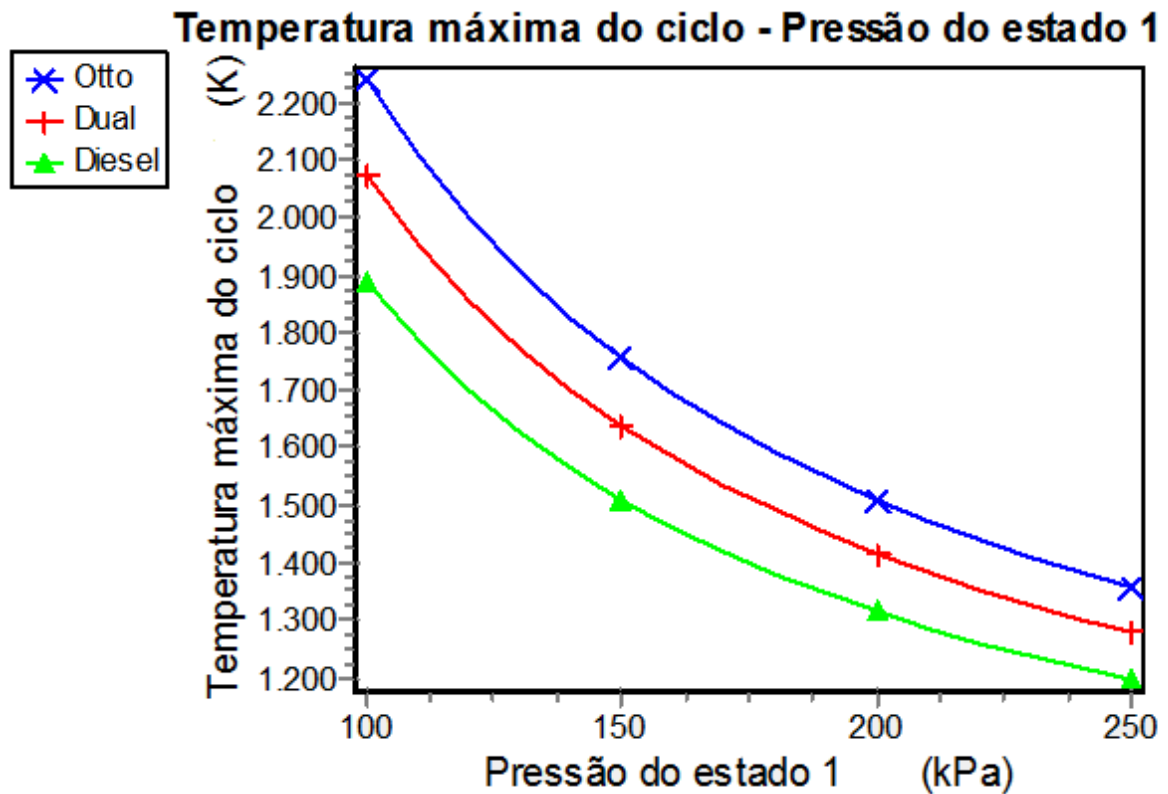


Figura 22 Comparação da variação da temperatura máxima do ciclo em relação a variação da pressão do estado 1

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Pode-se observar pela figura 22 que o aumento da pressão de admissão provoca uma diminuição da temperatura final do ciclo, isso ocorre porque devido o aumento da pressão de admissão ocasionar o acréscimo no consumo da massa de ar no cilindro fazendo com que os valores da energia interna no estado 3 ($Q_{23}=m.(u_3- u_2)$) e entalpia no estado 4 ($Q_{34}= m.(h_4 - h_3)$) sejam reduzidos, consequentemente diminuindo a temperatura máxima atingida pelo ciclo.

Estes dados trazem múltiplos benefícios para o projeto de novos motores tendo em vista que por si só o aumento da pressão já impacta positivamente o desempenho de motores, como foi exposto anteriormente. Em segundo plano, a queda da temperatura máxima do ciclo pode ocasionar melhorias como a maior gama de combustíveis que podem ser empregados nos motores além de baratear o projeto por menor preocupação com a dissipação de calor.

6.3 COMPARAÇÃO ENTRE CONSUMO DE DIFERENTES COMBUSTÍVEIS VARIANDO A TRANSFERÊNCIA DE CALOR TOTAL DO CICLO(ESTUDO DE CASO 3)

Neste tópico será apresentado os resultados oriundos do consumo da massa de combustível em quilogramas quando se varia a quantidade de calor fornecido pelo ciclo (Q_{total}) para diferentes combustíveis, apenas para o ciclo Dual.

O ciclo opera nas mesmas condições iniciais como:

- $T_1=300$ [K]
- $P_1=100$ [kPa]
- $V_1=0,014$ [m³]
- $r = 9$

O calor total fornecido será variado de 10 [kJ] até 50 [kJ]. Os poderes caloríficos inferiores dos combustíveis utilizados foram: etanol = 26818,78[kJ/kg], gasolina = 43961,4 [kJ/kg], diesel = 42798,4 [kJ/kg] e gás hidrogênio = 120021,6 [kJ/kg], conforme a tabela do anexo B.

6.3.1 Consumo - Calor total

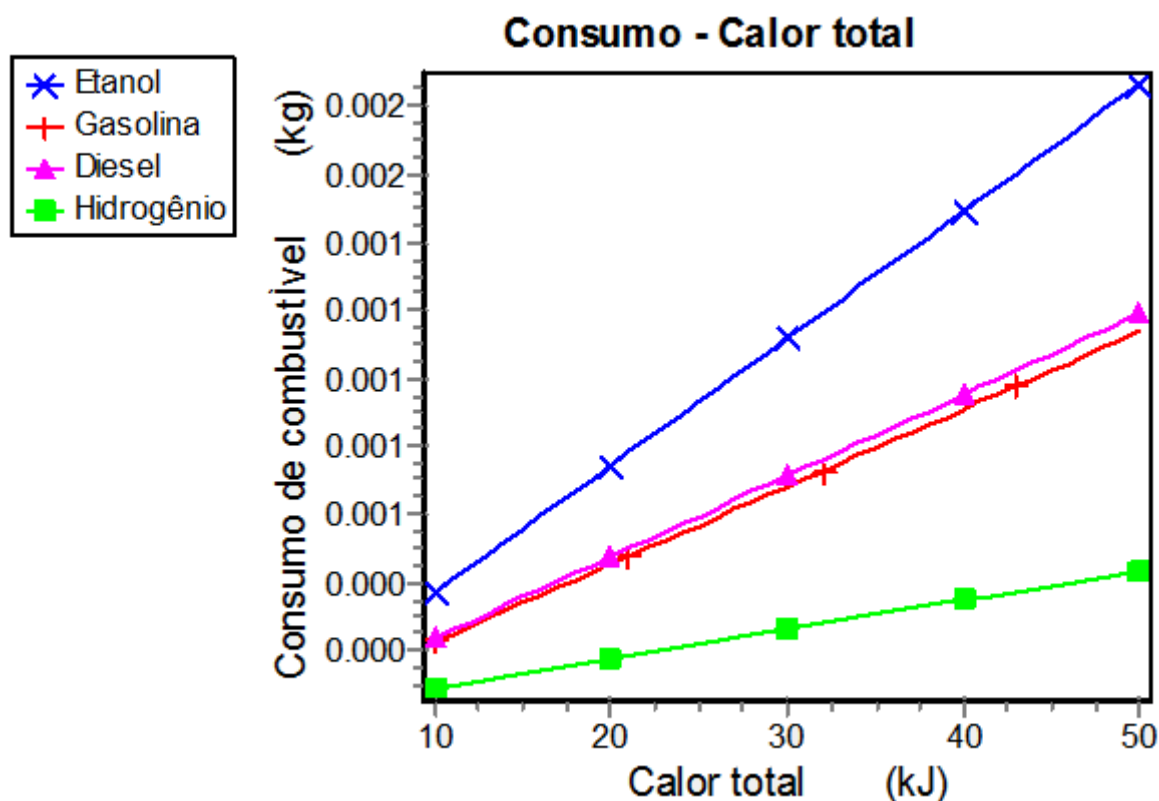


Figura 23 Comparação da variação do consumo em relação a variação do calor total fornecido
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Para esta análise foi atribuído ao calor total fornecido para o ciclo como sendo o produto de duas variáveis, poder calorífico inferior e massa de combustível em quilogramas ($Q_{total} = m_{comb} \cdot PCI$) [6]. A partir dessas considerações é possível analisar a diferença de consumo de diferentes combustíveis conforme a demanda de calor é aumentada.

Foi utilizado para fins de estudo poderes caloríficos inferiores dos principais combustíveis utilizados, que estão mais detalhados no capítulo 3 deste trabalho e tabelados no anexo B.

Conforme o esperado, o etanol possui o maior consumo dentre os demais por apresentar o menor poder calorífico entre eles. Destaca-se o gás hidrogênio por apresentar um PCI muito superior a média e demanda menor massa de combustível para realizar o mesmo trabalho, além de apresentar a combustão mais limpa dentre os demais, demonstrando extremo potencial a ser explorado em motores de combustão interna.

6.4 VARIAÇÃO DA RAZÃO DE CORTE DO CICLO DUAL PARA A MESMA MASSA DE DIFERENTES TIPOS DE COMBUSTÍVEIS (ESTUDO DE CASO 4)

Neste tópico serão apresentados os resultados provenientes das análises de eficiência energética, pressão média efetiva, trabalho líquido e temperatura máxima do ciclo para diferentes tipos de combustíveis com a mesma massa de combustão pré-fixada variando-se a razão de corte do ciclo Dual.

Partindo do ponto inicial de operação:

- **$T_1=300$ [K],**
- **$P_1=100$ [kPa]**
- **$V_1= 0,014$ [m³]**

A razão de corte será variada de zero até um para abranger todos os ciclos Otto, Diesel e Dual. A massa de combustível foi fixada no valor médio de 0,001 [kg] observado na análise anterior.

6.4.1 Eficiência energética - Razão de corte

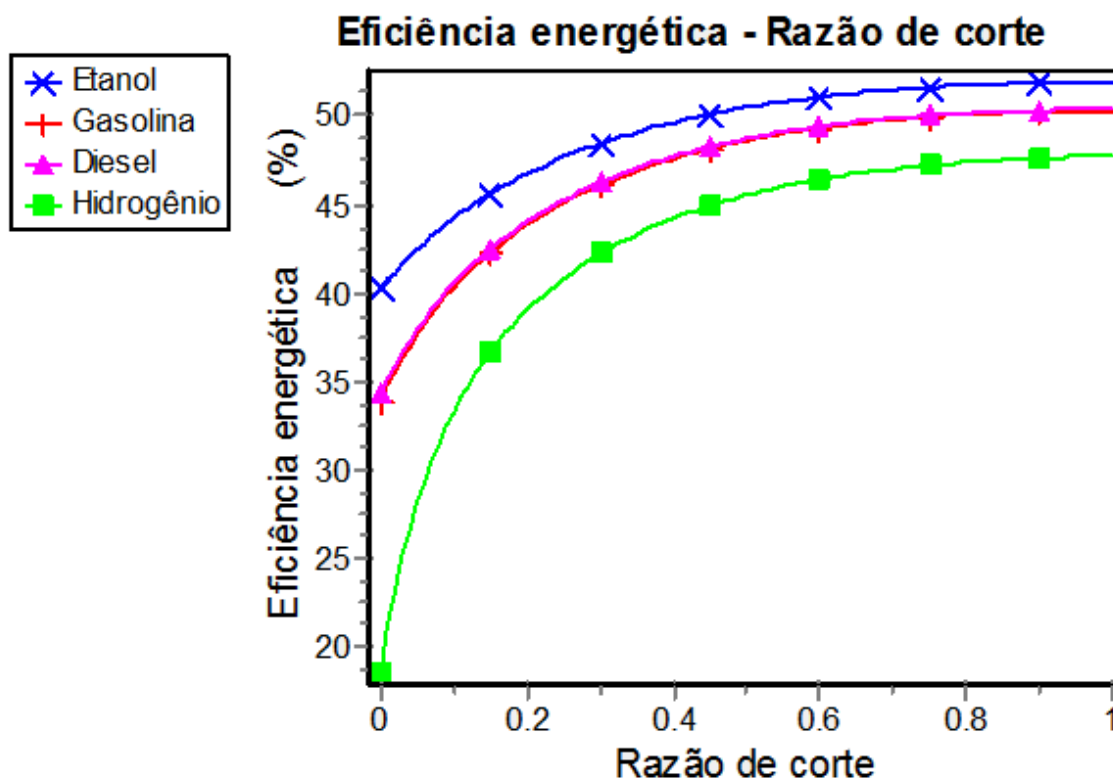


Figura 24 Comparação da variação de eficiência energética em relação a variação da razão de corte do ciclo Dual, para diferentes combustíveis
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Para esta análise foi atribuída a massa fixa de combustível igual a 0,001[kg] e variando o poder calorífico inferior conforme a tabela do anexo B, com isso o calor total fornecido é variado ($Q_{total} = m_{comb} \cdot PCI$), para diversas razões de corte.

Como pode-se observar na figura 24 o resultado encontrado é não tão intuitivo, uma vez que com o aumento do poder calorífico do combustível, e consequentemente aumento do calor total fornecido (Q_{total}), a eficiência energética decai. Isso ocorre pois, apesar de esta variação aumentar o trabalho líquido do ciclo, o denominador da fórmula de eficiência energética também é acrescido ($\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{total}} \cdot 100$).

Pode-se observar ainda que a variação na eficiência energética é mais acentuada no ciclo Otto e decai gradativamente até uma variação mínima ao atingir o ciclo Diesel.

6.4.2 Pressão média efetiva - Razão de corte

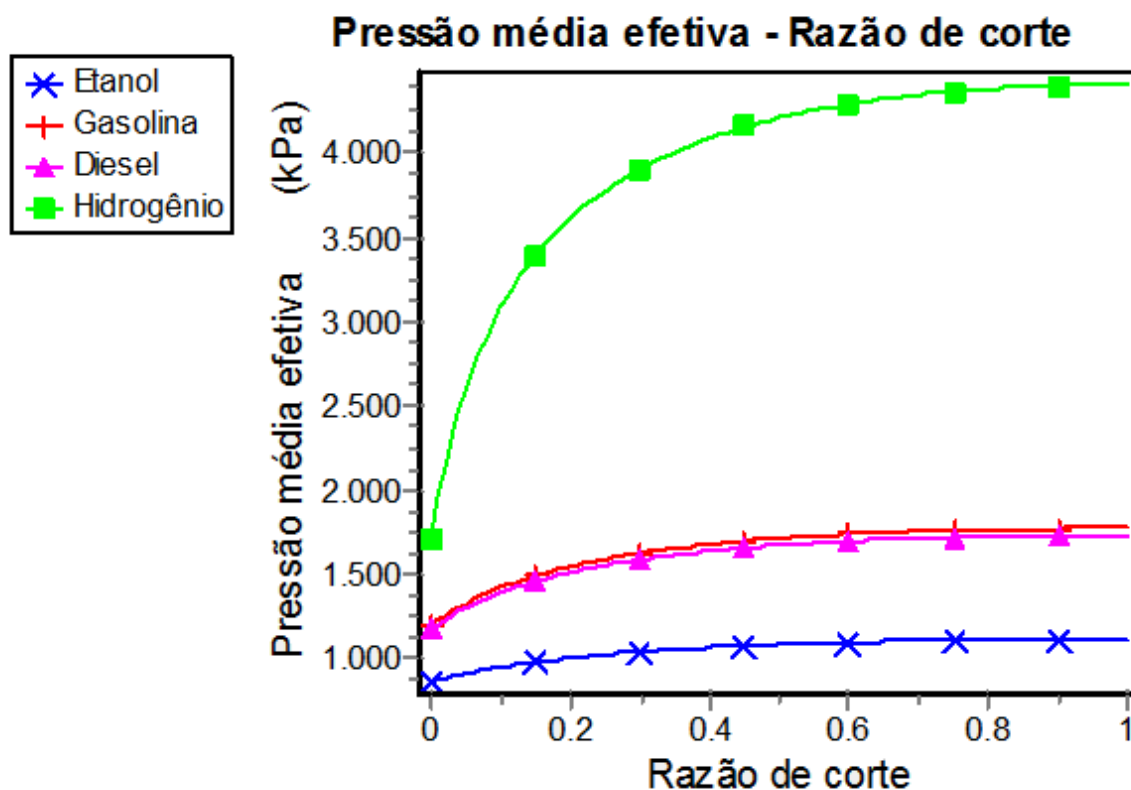


Figura 25 Comparação da variação da pressão média efetiva em relação a variação da razão de corte do ciclo Dual, para diferentes combustíveis
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Como pode-se observar na figura 25, o aumento do calor total fornecido pelo ciclo gera o aumento da pressão média efetiva, como esperado, e este aumento é ainda mais acentuado o quanto mais perto o ciclo Dual se aproximar de um fornecimento de calor a pressão constante, como não há variação da taxa de compressão a PME varia de maneira análoga ao trabalho líquido do ciclo, e este será melhor detalhado no subtópico 6.4.5.

6.4.3 Trabalho líquido - Razão de corte

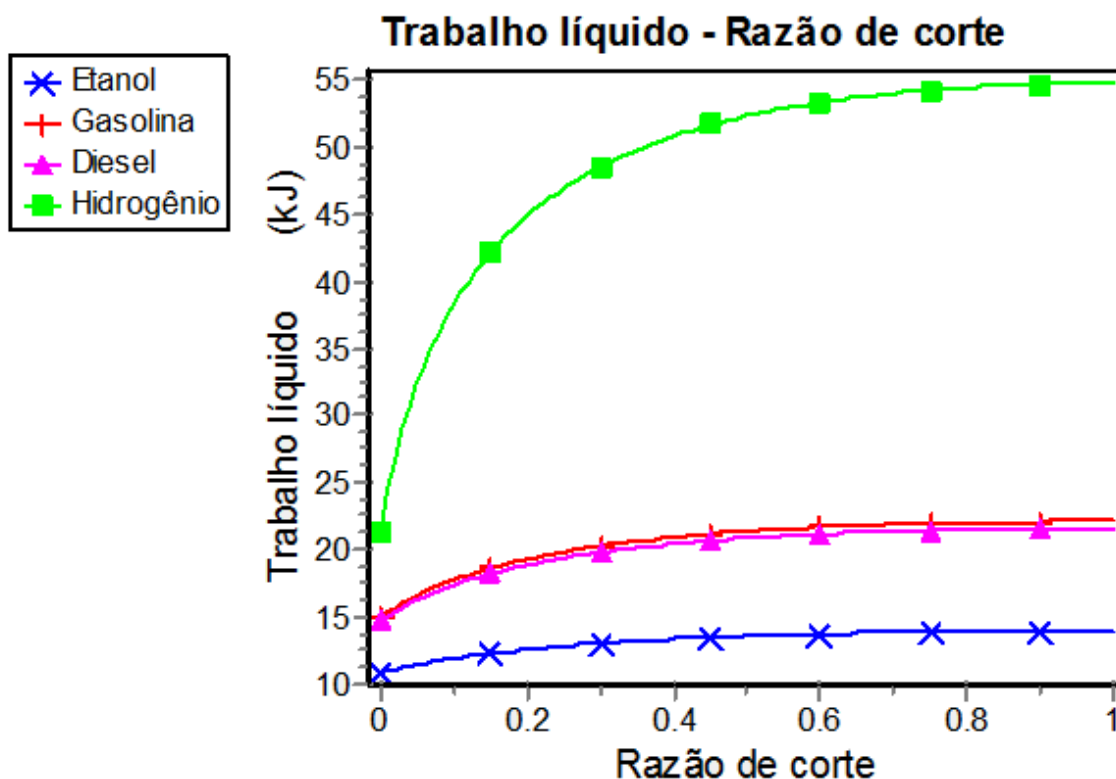


Figura 26 Comparação da variação do trabalho líquido em relação a variação da razão de corte do ciclo Dual, para diferentes combustíveis
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Analogamente ao resultado anterior como não há variação o volume no estado 2 uma vez que a taxa de compressão permanece constante, não há grandes das curvas de pressão média efetiva para o trabalho líquido ($PME = \frac{W_{ciclo}}{(V_1 - V_2)}$).

É importante resaltar que apesar de o calor rejeitado para a fonte fria crescer com a variação positiva do poder calorífico do combustível, o trabalho líquido ainda sofre uma variação positiva uma vez que o somatório ($Q_{23} + Q_{34}$) também aumenta. Nota-se que quanto maior o poder calorífico do combustível, maior é a variação do trabalho entre os ciclos Otto e Diesel.

6.4.4 Temperatura máxima do ciclo - Razão de corte

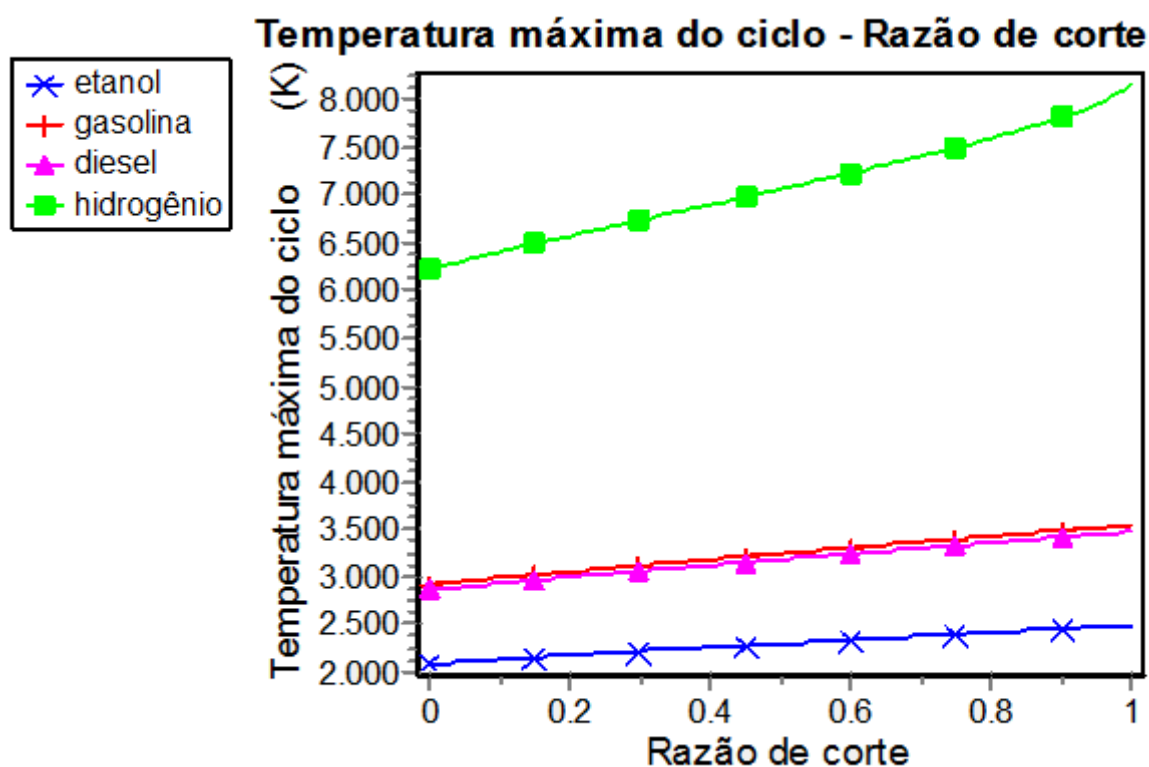


Figura 27 Comparação da variação da temperatura máxima do ciclo em relação a variação da razão de corte do ciclo Dual, para diferentes combustíveis
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Como mostra a figura 27, o aumento do poder calorífico do combustível gera um crescimento da temperatura máxima atingida pelo ciclo, o que é de se esperar tendo em vista que o aumento do calor fornecido faz crescer a energia interna do gás e conseqüentemente a temperatura.

Importante ressaltar que este estudo é apenas um modelo teórico e as altas temperaturas atingidas levam em conta somente a primeira lei da termodinâmica portanto, ainda não podem ser utilizadas como resultados acuradosmas, apresentam uma tendência que pode ser levada em consideração.

6.5 VARIAÇÃO DA RAZÃO DE CORTE DO CICLO DUAL PARA DIFERENTES VOLUMES DO ESTADO 1 (ESTUDO DE CASO 5)

Este tópico objetiva expor os resultados oriundos das análises energéticas, pressão média efetiva, trabalho líquido e temperatura máxima do ciclo para todas as razões de corte do ciclo Dual variando o volume do estado 1.

Partindo do ponto de operação nas seguintes condições

- **$Q_{total} = 22.7$ [kJ]**
- **$T_1 = 300$ [K]**
- **$P_1 = 100$ [kPa]**
- **$r = 9$**

O volume no estado que irá variar entre 5 [m³] e 25 [m³] pois este é um intervalo que abrange a maioria dos motores que equipam embarcações de grande porte; os maiores motores de combustão interna já feitos costumam ser encontrados nestes meios de transporte.

6.5.1 Eficiência energética - volume do estado 1

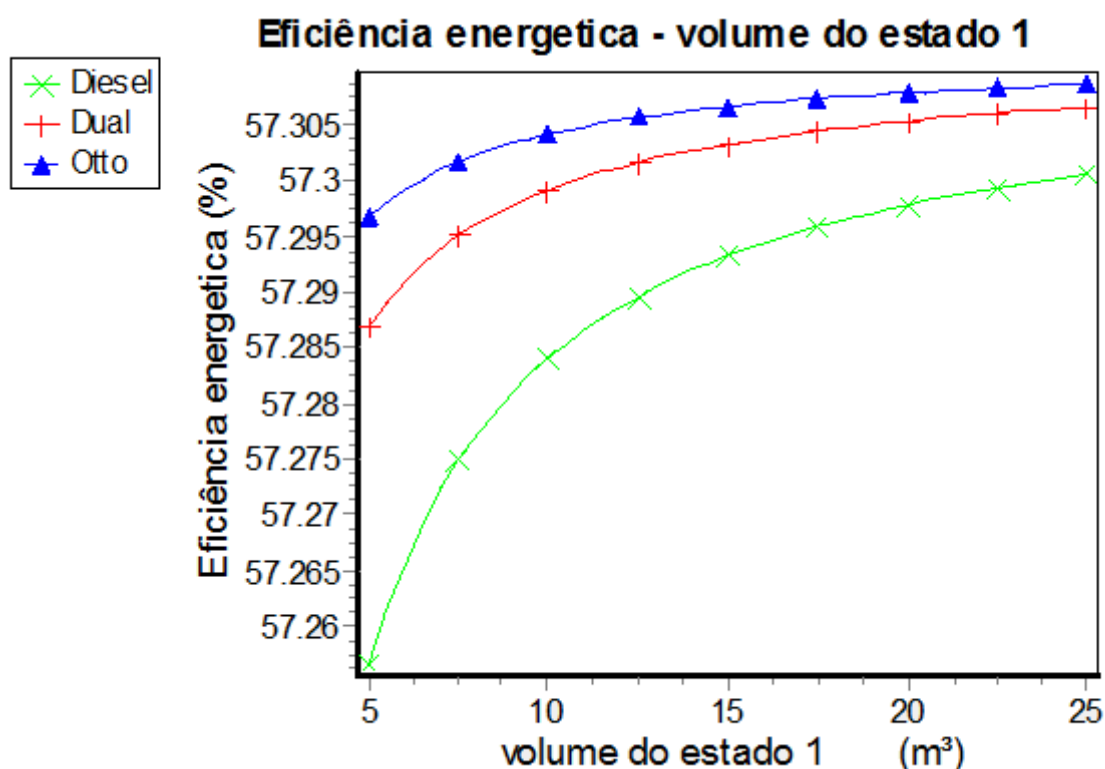


Figura 28 Comparação da variação da eficiência energética em função da variação do volume do estado 1 para os ciclos Otto, Diesel e Dual
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

É notado através da figura 28, que tanto a variação dos ciclos quanto a variação do volume do estado 1 produzem resultados ínfimos na eficiência energética dos ciclos, não chegando a 1%.

O resultado não expressivo na eficiência energética ocorre pois na ferramenta I.T. não é fornecida a possibilidade de variar 3 parâmetros simultaneamente, estando o parâmetro Q_{total} fixo. Em situações reais de operação um aumento no volume da câmara de combustão está associado a uma maior transferência de calor total no ciclo pois, com maior volume, maior será a massa de combustível que poderá ser injetada para a queima. Portanto esta análise não mostrou-se significativamente útil para condições reais de operação, a utilização de um software que simule razões massicas de ar e combustível seria mais interessante em trabalhos futuros.

6.5.2 Pressão média efetiva - Volume do estado 1

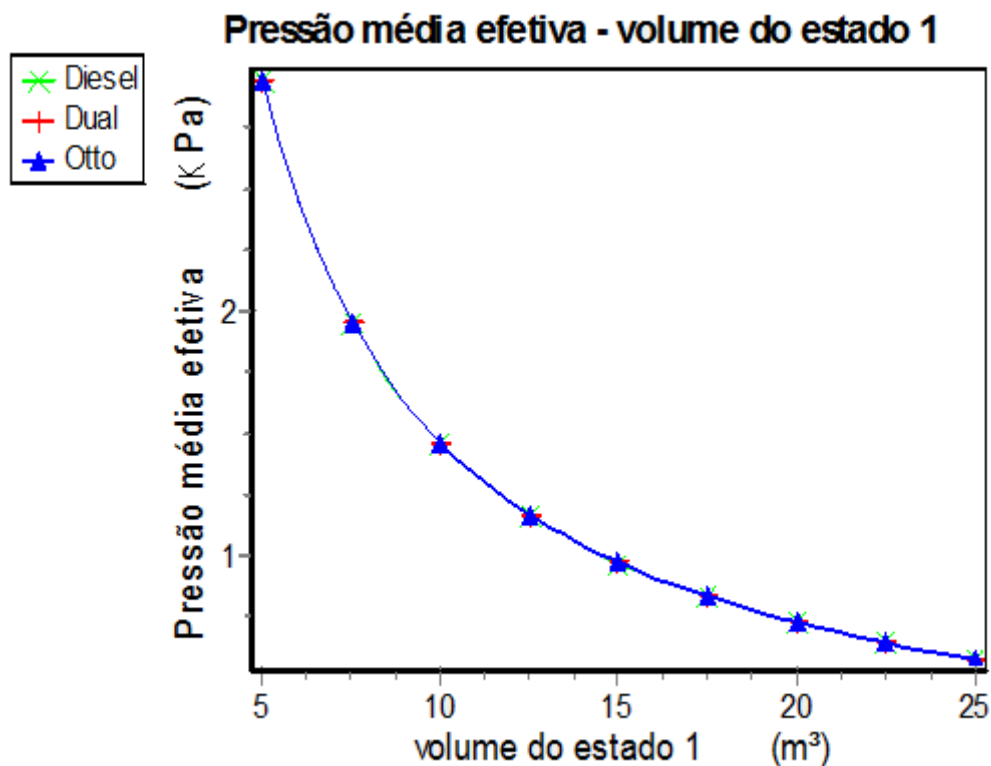


Figura 29 Comparação da variação da pressão média efetiva em função da variação do volume do estado 1 para os ciclos Otto, Diesel e Dual
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Embora pela figura 29 a pressão média efetiva pareça a mesma sobreposta entre os ciclos há uma ínfima variação entre os ciclos que é ocultada no gráfico devido a grande variação do volume e pequena variação do trabalho gerado entre eles.

Nota-se que quanto maior a cilindrada do motor melhor é distribuída as pressões sofridas pelo pistão durante sua operação pois menor é o PME.

6.5.3 Trabalho líquido - Volume do estado 1

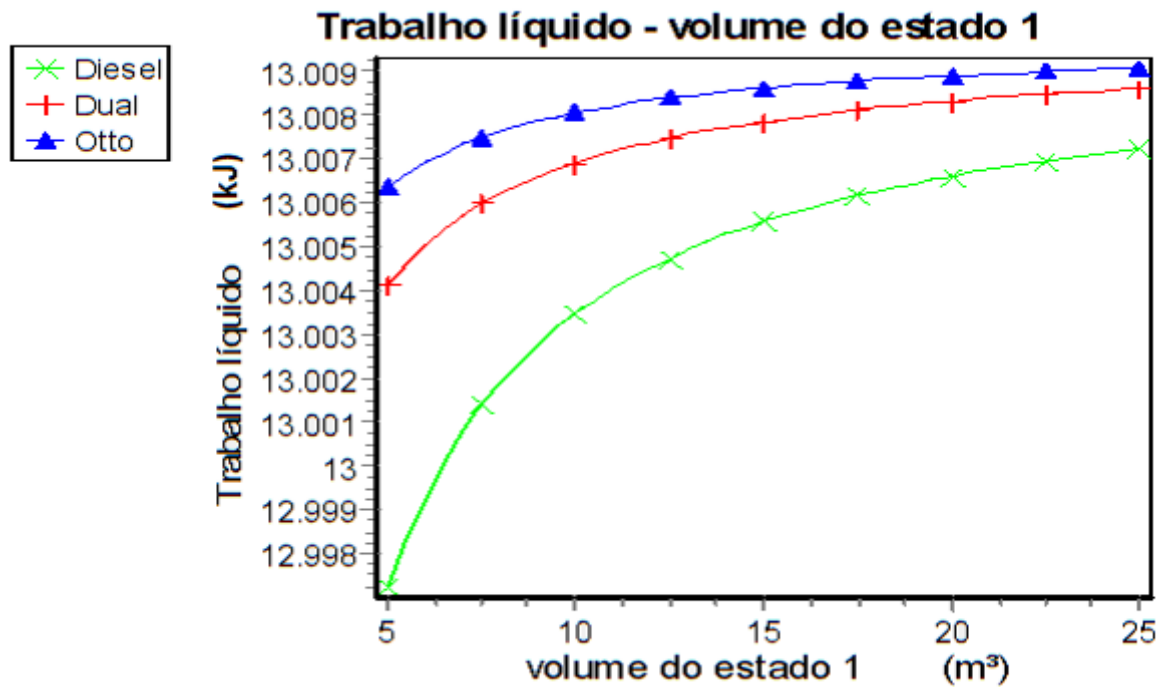


Figura 30 Comparação da variação do trabalho líquido em função da variação do volume do estado 1 para os ciclos Otto, Diesel e Dual
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Analogamente a eficiência energética, o trabalho líquido não sofre grandes alterações devido ao parâmetro Q_{total} permanecer constante.

Destaca-se uma variação mais acentuada no ciclo Diesel conforme se varia o volume do estado 1 do que nos demais ciclos.

6.5.4 Temperatura máxima do ciclo - volume do estado 1

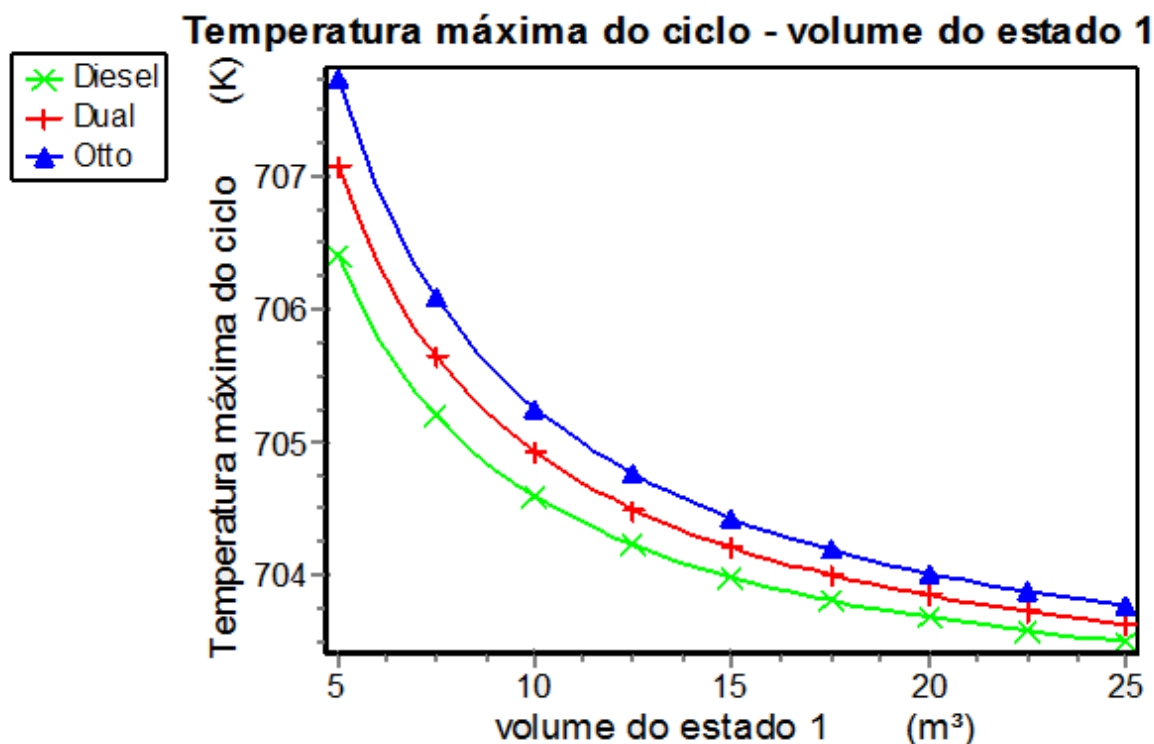


Figura 31 Comparação da variação da temperatura máxima do ciclo em função da variação do volume do estado 1 para os ciclos Otto, Diesel e Dual
 Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Através da figura 31 é indicada uma pequena variação na temperatura máxima atingida pelo ciclo para todas as variações.

O ciclo Otto atinge as maiores temperaturas entre os 3 ciclos devido ao seu processo de fornecimento de calor a volume constante não ocorrer trabalho; logo toda energia fornecida na forma de calor é integralmente utilizada para elevar a energia interna do gás e conseqüentemente a temperatura. Já no ciclo Diesel parte dessa energia é transmitida na forma de trabalho quando o pistão faz o movimento de descida a pressão constante e o Dual varia entre os 2.

7. CONCLUSÃO

De acordo com os resultados vistos ao longo do capítulo anterior, pode-se concluir que a eficiência energética do ciclo Dual aumenta conforme o crescimento da adição de calor ao volume constante, em detrimento da adição de calor a pressão constante, mantendo-se fixo o calor total fornecido. No estudo foi variado a razão de corte de 0 até 1, obtendo um resultado expressivo na variação da eficiência energética, de 19% até 51% respectivamente. Portanto, visando a eficiência, é vantajoso para motores de combustão interna que a etapa de fornecimento de calor ocorra a volume constante.

Conclui-se através destas análises, que o crescimento da taxa de compressão é benéfico para o aumento da eficiência. Foi observado uma variação de 35% a 65% da eficiência do ciclo Dual, quando variada a taxa de compressão de 4 até 25 respectivamente. Entretanto, deve-se atentar para o perigo de pré-detonação com determinados tipos de motores e combustíveis, além do aumento excessivo da temperatura no interior da câmara de combustão, que são ocasionados com altas taxas de compressão. Logo, é vantajoso para motores de combustão interna que a taxa de compressão seja a máxima possível, em torno de 12 para motores ciclo Otto e 25 para motores que operam no ciclo Diesel.

Os resultados indicam que o aumento da pressão nos coletores de admissão impacta positivamente sobre a eficiência energética do ciclo Dual, além de fazer com que a temperatura máxima atingida pelo ciclo seja significativamente reduzida, minimizando os cuidados com arrefecimento do bloco do motor. No estudo é possível observar uma variação de 51% a 54% da eficiência energética do ciclo Dual quando variada a pressão do estado 1, de 100 [kPa] até 250 [kPa] respectivamente. Então, é conveniente para o aumento da eficiência energética do ciclo que a pressão no estado 1 seja a maior, dentro dos limites do estudo realizado, em torno de 250 [kPa].

Através dos resultados, conclui-se que o aumento do poder calorífico dos combustíveis utilizados no ciclo, embora extraia uma maior energia na forma de trabalho por ciclo, acarreta também em uma queda do desempenho de eficiência deste, além de um aumento na temperatura final, portanto quanto menor o poder

calorífico do combustível utilizado maior será a eficiência deste motor, no caso do estudo, o etanol. É possível observar uma variação de 44% a 55% da eficiência energética do ciclo Dual, quando se utiliza hidrogênio e etanol respectivamente.

Embora o aumento do poder calorífico do combustível não seja vantajoso para eficiência do ciclo, o mesmo gera uma redução no consumo, portanto cabe-se avaliar quais objetivos estabelecidos no projeto de um motor para que seja tomada a escolha mais adequada.

Ainda que as condições de simulação da ferramenta computacional não tenham indicado grandes variações nos parâmetros de desempenho quando se altera o volume do estado 1 do ciclo Dual, é sabido que o aumento do volume da câmara de combustão está associada diretamente no aumento da adição de calor total do ciclo, devido a razão estequiométrica de ar e combustível, gerando um maior trabalho para maiores volumes, porém ainda assim não ocorrem grandes variações na eficiência.

É de grande importância se destacar que este trabalho trata-se de um estudo preliminar com grandes simplificações inerentes para que seja viável a sua realização portanto, alguns resultados carecem de melhorias incrementais para melhor acurácia dos cálculos.

Para trabalhos futuros sugere-se a utilização de uma ferramenta computacional mais complexa, que possibilite aproximar os estudos de uma condição real de operação, desconsiderando a hipótese de ar-padrão e levando em consideração razões mássicas de ar e combustível empregadas em um mesmo volume, também sugere-se como proposta para trabalhos futuros a consideração de exergia nos processos termodinâmicos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BORGNACKE, C, Gordon J.; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. 8ª Ed. Editora Edgard Blücher: São Paulo, 2013.
- [2] BORSATO, Díonísio. **Combustíveis fósseis: Carvão e petróleo**. 1. ed. Eduep, 2009.
- [3] BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**, Volume 1. 3. ed. São Paulo: Blucher, 2012.
- [4] CUMMINS, L. **Internal Fire: The Internal Combustion Engine**. 3. ed. Oregon: Carnot Press, 2000.
- [5] _____. **Diesel Engine**. volume 1. 1. ed. Oregon: Carnot Press, 1993.
- [6] ÇENGEL, Y. A. BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ª. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.
- [7] ENGIE. **Saiba como o hidrogênio se transforma em combustível**. 2020. Disponível em: <https://www.alemdaenergia.engie.com.br/saiba-como-o-hidrogenio-se-transforma-em-combustivel/> Acessado em 05/04/2023
- [8] NETO, Emilio Hoffmann Gomes. **Fontes de Hidrogênio**. Disponível em: https://ambientes.ambientebrasil.com.br/energia/celula_combustivel/fontes_de_hidrogenio.html Acessado em 05/04/2023
- [9] SHAPIRO, H. N. MORAN, M. J. BOETTNER, D. D. BAILEY, M. B. **Principles of Engineering Thermodynamics**. 7. ed. Delhi: Wiley, 2014
- [10] WIKIPEDIA. **Gustav Wassiljewitsch Trinkler**. 2021. Disponível em: https://de.wikipedia.org/wiki/Gustav_Wassiljewitsch_Trinkler Acessado em 02/02/2023
- [11] WIKIPEDIA. **Veículo com motor de combustão interna a hidrogênio**. 2021. Disponível em: https://pt.wikipedia.org/wiki/Ve%C3%ADculo_com_motor_de_combust%C3%A3o_interna_a_hidrog%C3%AAnio Acessado em 07/05/2023

ANEXO A - Tabela termodinâmica do ar [gás ideal] [9]

T[K]	u[kJ/kg]	h[kJ/kg]	s° [kJ/K·kg]	p _r	v _r
200	142.56	199.97	1.29559	0.3363	1707
210	149.69	209.97	1.34444	0.3987	1512
220	156.82	219.97	1.39105	0.469	1346
230	164	230.02	1.43557	0.5477	1205
240	171.13	240.02	1.47824	0.6355	1084
250	178.28	250.05	1.51917	0.7329	979
260	185.45	260.09	1.55848	0.8405	887.8
270	192.6	270.11	1.59634	0.959	808
280	199.75	280.13	1.63279	1.0889	738
285	203.33	285.14	1.65055	1.1584	706.1
290	206.91	290.16	1.66802	1.2311	676.1
295	210.49	295.17	1.68515	1.3068	647.9
300	214.07	300.19	1.70203	1.386	621.2
305	217.67	305.22	1.71865	1.4686	596
310	221.25	310.24	1.73498	1.5546	572.3
315	224.85	315.27	1.75106	1.6442	549.8
320	228.42	320.29	1.7669	1.7375	528.6
325	232.02	325.31	1.78249	1.8345	508.4
330	235.61	330.34	1.79783	1.9352	489.4
340	242.82	340.42	1.8279	2.149	454.1
350	250.02	350.49	1.85708	2.379	422.2
360	257.24	360.58	1.88543	2.626	393.4
370	264.46	370.67	1.91313	2.892	367.2
380	271.69	380.77	1.94001	3.176	343.4
390	278.93	390.88	1.96633	3.481	321.5
400	286.16	400.98	1.99194	3.806	301.6
410	293.43	411.12	2.01699	4.153	283.3
420	300.69	421.26	2.04142	4.522	266.6
430	307.99	431.43	2.06533	4.915	251.1
440	315.3	441.61	2.0887	5.332	236.8
450	322.62	451.8	2.11161	5.775	223.6
460	329.97	462.02	2.13407	6.245	211.4
470	337.32	472.24	2.15604	6.742	200.1
480	344.7	482.49	2.1776	7.268	189.5
490	352.08	492.74	2.19876	7.824	179.7
500	359.49	503.02	2.21952	8.411	170.6
510	366.92	513.32	2.23993	9.031	162.1
520	374.36	523.63	2.25997	9.684	154.1
530	381.84	533.98	2.27967	10.37	146.7
540	389.34	544.35	2.29906	11.1	139.7
550	396.86	554.74	2.31809	11.86	133.1
560	404.42	565.17	2.33685	12.66	127

570	411.97	575.59	2.35531	13.5	121.2
580	419.55	586.04	2.37348	14.38	115.7
590	427.15	596.52	2.3914	15.31	110.6
600	434.78	607.02	2.40902	16.28	105.8
610	442.42	617.53	2.42644	17.3	101.2
620	450.09	628.07	2.44356	18.36	96.92
630	457.78	638.63	2.46048	19.84	92.84
640	465.5	649.22	2.47716	20.64	88.99
650	473.25	659.84	2.49364	21.86	85.34
660	481.01	670.47	2.50985	23.13	81.89
670	488.81	681.14	2.52589	24.46	78.61
680	496.62	691.82	2.54175	25.85	75.5
690	504.45	702.52	2.55731	27.29	72.56
700	512.33	713.27	2.57277	28.8	69.76
710	520.23	724.04	2.5881	30.38	67.07
720	528.14	734.82	2.60319	32.02	64.53
730	536.07	745.62	2.61803	33.72	62.13
740	544.02	756.44	2.6328	35.5	59.82
750	551.99	767.29	2.64737	37.35	57.63
760	560.01	778.18	2.66176	39.27	55.54
770	568.07	789.11	2.67595	41.31	53.39
780	576.12	800.03	2.69013	43.35	51.64
790	584.21	810.99	2.704	45.55	49.86
800	592.3	821.95	2.71787	47.75	48.08
820	608.59	843.98	2.74504	52.59	44.84
840	624.95	866.08	2.7717	57.6	41.85
860	641.4	888.27	2.79783	63.09	39.12
880	657.95	910.56	2.82344	68.98	36.61
900	674.58	932.93	2.84856	75.29	34.31
920	691.28	955.38	2.87324	82.05	32.18
940	708.08	977.92	2.89748	89.28	30.22
960	725.02	1000.55	2.92128	97	28.4
980	741.98	1023.25	2.94468	105.2	26.73
1000	758.94	1046.04	2.9677	114	25.17
1020	776.1	1068.89	2.99034	123.4	23.72
1040	793.36	1091.85	3.0126	133.3	22.39
1060	810.62	1114.86	3.03449	143.9	21.14
1080	827.88	1137.89	3.05608	155.2	19.98
1100	845.33	1161.07	3.07732	167.1	18.896
1120	862.79	1184.28	3.09825	179.7	17.886
1160	897.91	1230.92	3.13916	207.2	16.064
1180	915.57	1254.34	3.15916	222.2	15.241
1200	933.33	1277.79	3.17888	238	14.47
1220	951.09	1301.31	3.19834	254.7	13.747
1240	968.95	1324.93	3.21751	272.3	13.069

1260	986.9	1348.55	3.23638	290.8	12.435
1280	1004.76	1372.24	3.2551	310.4	11.835
1300	1022.82	1395.97	3.27345	330.9	11.275
1320	1040.88	1419.76	3.2916	352.5	10.747
1340	1058.94	1443.6	3.30959	375.3	10.247
1360	1077.1	1467.49	3.32724	399.1	9.78
1380	1095.26	1491.44	3.34474	424.2	9.337
1400	1113.52	1515.42	3.362	450.5	8.919
1420	1131.77	1539.44	3.37901	478	8.526
1440	1150.13	1563.51	3.39586	506.9	8.153
1460	1168.49	1587.63	3.41247	537.1	7.801
1480	1186.95	1611.79	3.42892	568.8	7.468
1500	1205.41	1635.97	3.44516	601.9	7.152
1520	1223.87	1660.23	3.4612	636.5	6.854
1540	1242.43	1684.51	3.47712	672.8	6.569
1560	1260.99	1708.82	3.49276	710.5	6.301
1580	1279.65	1733.17	3.50829	750	6.046
1600	1298.3	1757.57	3.52364	791.2	5.804
1620	1316.96	1782	3.53879	834.1	5.574
1640	1335.72	1806.46	3.55381	878.9	5.355
1660	1354.48	1830.96	3.56867	925.6	5.147
1680	1373.24	1855.5	3.58335	974.2	4.949
1700	1392.7	1880.1	3.5979	1025	4.761
1750	1439.8	1941.6	3.6336	1161	4.328
1800	1487.2	2003.3	3.6684	1310	3.944
1850	1534.9	2065.3	3.7023	1475	3.601
1900	1582.6	2127.4	3.7354	1655	3.295
1950	1630.6	2189.7	3.7677	1852	3.022
2000	1678.7	2252.1	3.7994	2068	2.776
2050	1726.8	2314.6	3.8303	2303	2.555
2100	1775.3	2377.4	3.8605	2559	2.356
2150	1823.8	2440.3	3.8901	2837	2.175
2200	1872.4	2503.2	3.9191	3138	2.012
2250	1921.3	2566.4	3.9474	3464	1.864

ANEXO B - Tabela com poderes caloríficos dos principais combustíveis utilizados [6]

Combustível (fase)	Fórmula	Massa molar, lbm/lbmol	Densidade, ¹ lbm/pe ³	Entalpia de vaporização, ² Btu/lbm	Calor específico, ¹ c _p , Btu/lbm·°F	Poder calorífico superior, ³ Btu/lbm	Poder calorífico inferior, ³ Btu/lbm
Carbono (s)	C	12,011	125	—	0,169	14.100	14.100
Hidrogênio (g)	H ₂	2,016	—	—	3,44	60.970	51.600
Monóxido de carbono (g)	CO	28,013	—	—	0,251	4.340	4.340
Metano (g)	CH ₄	16,043	—	219	0,525	23.880	21.520
Metanol (ℓ)	CH ₄ O	32,042	49,3	502	0,604	9.740	8.570
Acetileno (g)	C ₂ H ₂	26,038	—	—	0,404	21.490	20.760
Etano (g)	C ₂ H ₆	30,070	—	74	0,418	22.320	20.430
Etanol (ℓ)	C ₂ H ₆ O	46,069	49,3	395	0,583	12.760	11.530
Propano (ℓ)	C ₃ H ₈	44,097	31,2	144	0,662	21.640	19.930
Butano (ℓ)	C ₄ H ₁₀	58,123	36,1	156	0,578	21.130	19.510
1-Penteno (ℓ)	C ₅ H ₁₀	70,134	40,0	156	0,525	20.540	19.190
Isopentano (ℓ)	C ₅ H ₁₂	72,150	39,1	—	0,554	20.890	19.310
Benzeno (ℓ)	C ₆ H ₆	78,114	54,7	186	0,411	17.970	17.240
Hexeno (ℓ)	C ₆ H ₁₂	84,161	42,0	169	0,439	20.430	19.090
Hexano (ℓ)	C ₆ H ₁₄	86,177	41,2	157	0,542	20.770	19.240
Tolueno (ℓ)	C ₇ H ₈	92,141	54,1	177	0,408	18.230	17.420
Heptano (ℓ)	C ₇ H ₁₆	100,204	42,7	157	0,535	20.680	19.180
Octano (ℓ)	C ₈ H ₁₈	114,231	43,9	156	0,533	20.590	19.100
Decano (ℓ)	C ₁₀ H ₂₂	142,285	45,6	155	0,528	20.490	19.020
Gasolina (ℓ)	C _n H _{1,87n}	100–110	45–49	151	0,57	20.300	18.900
Diesel leve (ℓ)	C _n H _{1,8n}	170	49–52	116	0,53	19.800	18.600
Diesel pesado (ℓ)	C _n H _{1,7n}	200	51–55	99	0,45	19.600	18.400
Gás natural (g)	C _n H _{3,8n} N _{0,1n}	18	—	—	0,48	21.500	19.400

APÊNDICE A - Código computacional para modelagem assumindo as hipóteses do ciclo padrão a ar

// CÓDIGO IT

// DADOS DE ENTRADA

r= 9 // razão entre os volumes inicial e final da câmara de combustão

p1= 100 // Kpa

T1= 300 // Kelvin

V1 = 0.014 // volume total das câmaras de combustão no estágio 1 do ciclo

Q23 + Q34 = Qtotal // quantidade de calor total adicionada em Kj no ciclo

razao = 0.5 // razão de corte do ciclo dual

Qtotal = 22.7 // transferência total de calor pelo ciclo em Kj

// PCI = poder calorífico do combustível

// mcomb = massa de combustível em Kg

Qtotal = PCI*mcomb

PCI= 27169

//ESTADO 1

u1 = u_T("Air",T1) // energia interna no estado 1 em função apenas da temperatura nesse mesmo estágio

v1 = v_Tp("Air",T1,p1) //volume específico no estado 1 em função da temperatura t1 e pressão p1 dadas

s1 = s_Tp("Air",T1,p1) // entropia no estado 1

//ESTADO 2

s2=s1 // entropia do estado 2=1; processo de compressão isoentrópico

v2= v1/r // relação de volumes específicos é proporcional a relação de volumes

$v_2 = v_{Tp}(\text{"Air"}, T_2, p_2)$ // sistema de equações para descobrir t_2 e p_2
 $s_2 = s_{Tp}(\text{"Air"}, T_2, p_2)$ // sistema de equações para descobrir t_2 e p_2
 $u_2 = u_T(\text{"Air"}, T_2)$ // energia interna do estado 2 em função de t_2
 $m = V_1/v_1$ // massa de trabalho do sistema(ar)
 $Q_{23} = (Q_{23} + Q_{34}) \cdot \text{razao}$ // quantidade de calor fornecida no processo 2-3;
 explosão isovolumétrica
 $Q_{23} = m \cdot (u_3 - u_2)$ // com esses valores é possível descobrir a energia interna no
 estado 3

//ESTADO 3

$T_3 = T_u(\text{"Air"}, u_3)$ // com u_3 descobrimos a temperatura do estado 3
 $Q_{34} = 11.35$ // futuramente será variado quando se variar a razão
 $h_3 = h_T(\text{"Air"}, T_3)$ // com t_3 descobrimos a entalpia no estado 3
 $Q_{34} = m \cdot (h_4 - h_3)$ // equação para achar entalpia no estado 4
 $T_4 = T_h(\text{"Air"}, h_4)$ // com entalpia do estado 4 encontramos t_4
 $p_3 = (p_2 \cdot T_3) / T_2$
 $p_4 = p_3$

//ESTADO 4

$v_4 = v_{Tp}(\text{"Air"}, T_4, p_4)$
 $s_4 = s_{Tp}(\text{"Air"}, T_4, p_4)$

//ESTADO 5

$v_5 = v_1$
 $s_5 = s_4$
 $v_5 = v_{Tp}(\text{"Air"}, T_5, p_5)$
 $s_5 = s_{Tp}(\text{"Air"}, T_5, p_5)$
 $u_5 = u_T(\text{"Air"}, T_5)$
 $Q_{51} = m \cdot (u_5 - u_1)$

// TRABALHO LÍQUIDO

$$W_{\text{ciclo}} = Q_{23} + Q_{34} - Q_{51}$$

// RENDIMENTO DO CICLO

$$n = (W_{\text{ciclo}}/Q_{\text{total}}) * 100$$

// PRESSÃO MÉDIA EFETIVA

$$PME = (W_{\text{ciclo}})/(V_1 * (1 - 1/r))$$

APÊNDICE B - Tabela de erros percentuais entre os valores obtidos pelo código I.T.
e a solução analítica

VARIÁVEL	I.T.	ANALÍTICO	ERRO PERCENTUAL (%)
h3	1645	1645,31	0,019
h4	2343	2343,34	0,015
m	0,0163	0,01626	0
PME	932,6	932,1	0,05
n	51,13	51,1	0,06
Q23	11,35	11,35	0
Q34	11,35	11,35	0
Q51	11.090	11.098	0,07
T2	702,8	702,7	0,01
T3	1509	1507,7	0,09
T4	2074	2072,9	0,05
T5	1159	1158,5	0,04
u1	213,9	214,07	0,08
u2	514,3	514,49	0,04
u3	1212	1212,52	0,04
u5	896,2	896,6	0,04
Wciclo	11,61	11,6	0,09