UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CARLOS EDUARDO DE VASCONCELOS MONTENEGRO

ESTUDO DE UM MELHOR RENDIMENTO DE UM MOTOR DIESEL, ALTERANDO PARÂMETROS E COMBUSTÍVEL DIESEL E BIODIESEL

Recife
2019

CARLOS EDUARDO DE VASCONCELOS MONTENEGRO

ESTUDO DE UM MELHOR RENDIMENTO DE UM MOTOR DIESEL, ALTERANDO PARÂMETROS E COMBUSTÍVEL DIESEL E BIODIESEL

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal de Pernambuco, como pré-requisito para a obtenção do Grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. José Claudino de Lira Júnior.

Recife

2019

Catalogação na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

M777e Montenegro, Carlos Eduardo de Vasconcelos.
Estudo de um melhor rendimento de um motor diesel, alterando parâmetros e combustível diesel e biodiesel / Carlos Eduardo de Vasconcelos Montenegro. – 2019.
51 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. José Claudino de Lira Júnior.

TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Departamento de Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui Referências e Anexos.

1. Engenharia Mecânica. 2. Motor de combustão interna. 3. Diesel. 4. *Software* EES. 5. Modelagem. I. Lira Júnior, José Claudino de. (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.) BCTG/2019-466

CARLOS EDUARDO DE VASCONCELOS MONTENEGRO

ESTUDO DE UM MELHOR RENDIMENTO DE UM MOTOR DIESEL, ALTERANDO PARÂMETROS E COMBUSTÍVEL DIESEL E BIODIESEL

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal de Pernambuco, como pré-requisito para a obtenção do Grau de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em: 03/12/2019.

BANCA EXAMINADORA

_____

Prof. Dr. José Claudino de Lira Júnior (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

_____

Prof. Me. Demétrius Perrelli Valença (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

_____

Prof. Dr. Jacek Stanislaw Michalewicz (Examinador Externo)
Instituto Federal de Pernambuco

RESUMO

O desempenho dos motores de combustão interna é influenciado por vários parâmetros como taxa de compressão, razão de corte, rotação de trabalho, combustível utilizado, temperatura e pressão na admissão. Observando a importância de cada vez melhorar o desempenho dos motores de combustão interna seja por motivos econômicos, ambientais ou até mesmo por consumo de mercado. Este trabalho visa estudar a influência das alterações desses parâmetros do motor no desempenho dele. Para isto foi feita uma modelagem de um motor a combustão interna por compressão no software EES e em seguida foram feitas algumas simulações com as devidas alterações dos parâmetros. Para validar a modelagem foi tomado como base o motor da Hilux SR5 2.8 do ano de 1997 e verificado os resultados. Em seguida foi simulado a alteração da taxa de compressão, razão de corte e combustível utilizado e posteriormente obtido a influência destes na potência e rendimento do motor.

Palavras-chave: Motor de combustão interna. Diesel. *Software* EES. Modelagem.

ABSTRACT

The performance of internal combustion engines is influenced by various parameters such as compression ratio, shear rate, working rotation, fuel used, temperature and inlet pressure. Noting the importance of ever improving engine performance whether for economics, environmental or even market reasons. This paper aims to study the influence of changes of these engine parameters on performance engine. For this was made a modeling of an internal combustion engine by compression in the EES software and afterwards simulations were made with the necessary modifications. To validate the modeling was based on the engine of Hilux SR5 2.8 from the year 1997 and verified the results. After that, It was simulated the change of the compression ratio, shear ratio and fuel used and subsequently obtained their influence on engine power and performance.

Keywords: Internal combustion engine. Diesel. EES software. Modeling

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Consumo de combustível no setor rodoviário.....15
Figura 2 - Pistão 18
Figura 3 - Válvula.....20
Figura 4 - Vela Incandescente.....21
Figura 5 - Ciclo teórico Diesel.....23
Figura 6 - Seção transversal básica de um motor 24
Figura 7 - Atraso de ignição.....29
Figura 8 - Software ESS 30
Figura 9 - Diagrama P-V real do Ciclo Diesel 31
Figura 10 - Eficiência x Taxa de compressão.....40
Figura 11 - Razão de corte e potência do motor.....40
Figura 12 - Análise de potência alterando pressão de admissão 41
Figura 13 - Efeito da substituição dos combustíveis.....42

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AF	*Active fluid*
ANFAVEA	Associação nacional dos fabricantes de veículos automotores
CC	Câmara de combustão
EES	*Engineering Equation Solver*
MCE	Motores a combustão externa
MCI	Motores a combustão interna
PMI	Ponto morto inferior
PME	Pressão média efetiva
PMS	Ponto morto superior
RC	Razão de corte

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 10

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 12

3 JUSTIFICATIVA 15

4 OBJETIVOS 17

4.1 Objetivo geral 17

4.2 Objetivos específicos 17

5 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA 18

5.1 Componentes básicos de um motor por compressão 18

5.1.1 Pistão 18

5.1.2 Biela-Manivela 18

5.1.3 Câmara de combustão 19

5.1.4 Sistema de injeção 19

5.1.5 Válvula 20

5.1.6 Vela 20

5.1.7 Bloco do Motor 21

5.2 Motor de ignição por compressão 22

5.3 Tempos do motor 23

5.4 Parâmetros Geométricos do Motor 24

5.4.1 Taxa de Compressão 25

5.4.2 Razão de Corte (RC) 26

5.5 Parâmetros de Desempenho do Motor 26

5.5.1 Potência e torque 26

5.5.2 Rendimento térmico 27

5.5.3 Pressão média efetiva 27

5.6 Combustíveis 28

5.6.1 Diesel 28

5.6.2 Índice de Cetano....29
5.6.3 Biodiesel....29
5.7 Software Engineering Equation Solver....30
6 METODOLOGIA....31
7 ANÁLISES E RESULTADOS....38
7.1 Comparação com motor real....38
7.2 Variando a Taxa de Compressão....39
7.3 Aumento da pressão de admissão....41
7.4 Diesel e biodiesel....41
8 CONCLUSÃO....43
9 TRABALHOS FUTUROS....44
REFERÊNCIAS....45
ANEXO A – MODELAGEM MOTOR DIESEL....47
ANEXO B – MODELAGEM VARIANDO TAXADE COMPRESSÃO....49

1 INTRODUÇÃO

Com o início da humanidade, das civilizações, o homem cada vez busca facilitar sua vida. De início as fontes de energias utilizadas pelo homem eram providas da força animal, eólica, hidráulica e até mesmo humana. Após a primeira revolução industrial, houve a necessidade de produzir mais rápido, novas formas de conversão de energia foram desenvolvidas. Neste período o desenvolvimento da máquina a vapor teve uma grande expressão. Máquina no qual o objetivo é converter um tipo de energia em outro, que é denominada de motor, (GANESAN, 2012).

Segundo Brunetti (2012), a obtenção de trabalho, em máquinas térmicas, acontece devido ao processamento realizado em uma substância formada pela mistura de ar combustível denominada fluido ativo (AF, do inglês *active fluid*). O mesmo O Autor classifica as máquinas térmicas em dois grandes grupos de acordo com a atuação do fluido ativo, que são as máquinas térmicas como motores de combustão externa (MCE), isto é, quando a combustão ocorre externo ao AF, e motores de combustão interna (MCI), quando o AF participa da combustão.

Devido à baixa razão potência/peso dos motores de combustão externa em contraponto a alta razão dos motores de combustão interna (MARTINS, 2006). Os motores de combustão interna são largamente utilizados nos meios de transportes atuais seja em embarcações, aeronave ou automóveis. Para o funcionamento desses motores é necessário o consumo de combustível que normalmente é de origem fóssil e não renovável.

Com isso segundo (AL-ROUSAN, 2010), há uma preocupação na redução do consumo de recursos provenientes de combustíveis fósseis Uma das formas na redução do consumo deste combustível é a substituição por um combustível renovável ou o melhoramento da eficiência dos MCI. Uma possibilidade de melhorar o desempenho das máquinas térmicas é alterando os parâmetros construtivos, desde taxa de compressão, tamanho de pistão, comprimento de manivela.

Para tentar melhorar a *performance* destes motores que é uma resquisito constante nos projetos de novos motores e melhoramento deles. Um bom método é a utilização de modelos já que facilita a obtenção de resultados e reduz os elevados custos com a construção de protótipos. Neste trabalho terá o desenvolvimento de um modelo para avaliar parâmetros operacionais e identificar as melhores condições

operacionais de um motor diesel e uma possível melhora dos principais ajustes para a busca de uma melhor eficiência.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Silva et al. (2012) analisa o consumo específico de combustível em um gerador elétrico de 5,5KW utilizando cargas variadas para este gerador. Para movimentar este, ele foi integrado ao conjunto um motor à compressão utilizando 5 porções de biodiesel produzido a partir de gorduras residuais com o óleo diesel. Para medição do consumo específico de combustível foi através da medição da massa de combustível inicial e final com o auxílio de uma balança de precisão e a cronometragem do tempo. Além deste parâmetro de desempenho para o estudo foi utilizado a avaliação de da eficiência de conversão da energia química do combustível em geração de eletricidade.

Como resultado foi mostrado que a entre as misturas de biodiesel a melhor em relação ao desempenho de consumo específico de combustível foi utilizando 20% do combustível renovável quando a carga nominal do gerador está em 1,0 KW. Apesar de Xue et al. (2011) dizer que o consumo específico de combustível é maior à medida que a proporção do biodiesel aumenta e que a variação da proporção na mistura não influenciará o desempenho do motor na prática. Para o desempenho da conversão de energia química em elétrica observou-se que a máxima eficiência foi de 22% e a mistura utilizada para isso foi de 20% de biodiesel. Apesar de ser melhor para as outras misturas foi obtido um desempenho de até 21%. Neste artigo também foi mostrado que o poder calorífico das misturas reduzem linearmente com o aumento da proporção do biodiesel.

Já em (BARBOSA et al., 2008) mostra a realização de um ensaio utilizando um motor de combustão interna por compressão de um trator com as misturas de diesel e biodiesel B2, B5, B20 e B100 tendo como ferramenta para aquisição da potência e torque um dinamômetro. A aquisição de dados foi feita com quatro repetições para cada rotação estudada. O consumo de combustível foi medido através do nível de uma proveta graduada e determinado o intervalo de tempo.

É mostrado na obtenção dos resultados que na curva de potência em relação a rotação para as misturas estudas o combustível com a totalidade de diesel obteve um desempenho melhor, apesar de ter um ganho de apenas 2,36% de potência no geral. Entretanto em algumas faixas de rotação as misturas B5 e B20 chegaram a ser superior à do diesel. Para o torque é demonstrado que ele diminui em relação ao aumento da rotação e que o diesel obteve um desempenho melhor em relação as

demais misturas. Observa-se, também, que o consumo de combustível aumenta à medida que a rotação aumenta já que é exigido maior potência do motor e que ao adicionar mais biodiesel na mistura o consumo de combustível tende a aumentar. Este fato decorre de o poder calorífico do biodiesel ser menor em comparação ao diesel. Mostra-se, também, que a eficiência térmica do o motor utilizando 100% do biodiesel foi superior em relação ao diesel e as misturas de menor porcentagem e que a melhor eficiência térmica ocorreu entre 500 rpm e 600 rpm para todas as misturas de combustíveis.

Uma das formas de melhorar o desempenho de um motor é aumentando a taxa de compressão. Dal Bem et al.(2009) em “análise de desempenho de um motor ciclo otto alimentado com etanol de 75 INPM e com taxa de compressão aumentada” utilizou o motor modelo VW AT 1000 8V para aumentar a taxa de compressão de 13,5:1 para 16,2:1 e realizar o experimento em uma bancada dinamométrica. No decorrer do experimento foi utilizada duas configurações: a primeira feita com o motor com a taxa de compressão original e utilizando etano de 92,8 INPM e uma segunda com a taxa de 16,2:1 e um combustível de menor teor alcoólico, 75 INPM. O ensaio foi realizado com a rotação variando de 2000 rpm até 4000 rpm seno incrementado em 500 rpm e em seguida verificado os parâmetros de desempenho do motor, além das emissões de gases. Para a alteração da taxa de compressão foi usinada a face do cabeçote, em consequência a diminuição da altura da câmara de combustão e o aumento da taxa de compressão.

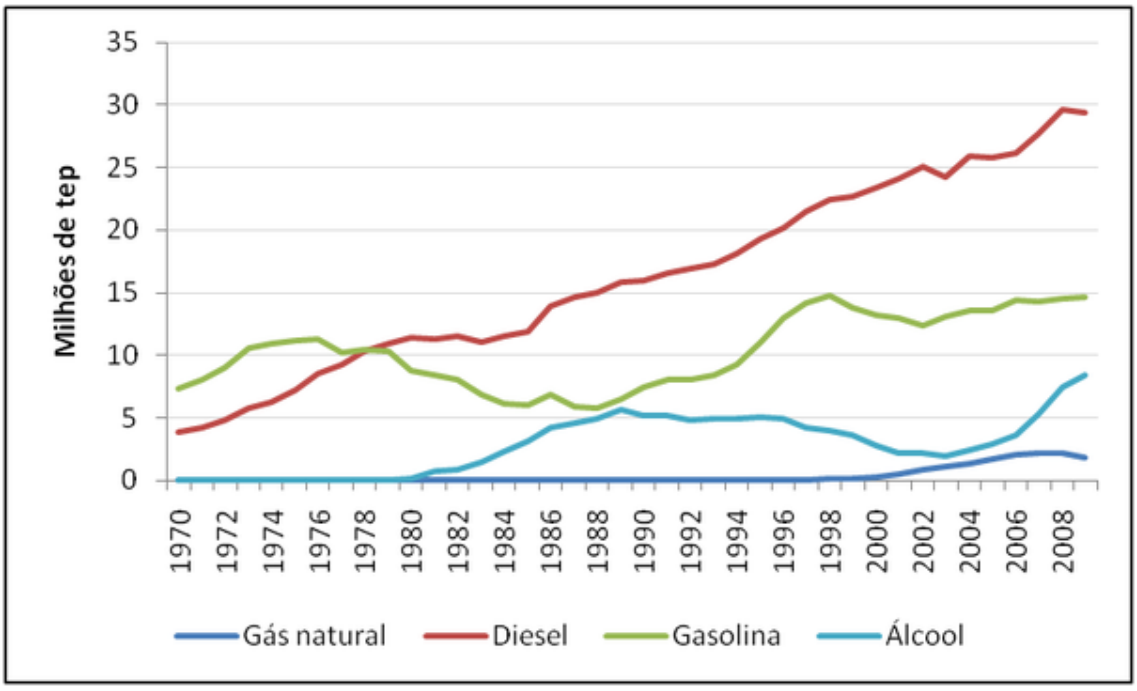
Os resultados foram subdivididos em relação ao desempenho e emissões e em sequência elaboração de gráficos para facilitar as análises. Foi mostrado que no experimento com a maior taxa de compressão houve um deslocamento da rotação com o torque máximo que ocorreu em 4000 rpm, ao invés do motor original em 3500rpm. Após isto, com a potência corrigida em função da rotação, foi verificado que o motor com a taxa de 16,2:1 e ele original obtiveram um desempenho em relação à potência equivalente. Ao funcionar o motor de maior taxa com a mistura estequiométrica, isto é, a quantidade de ar admitida é a necessária para a realização da combustão, teve um desempenho melhor em relação à potência que quando este mesmo foi com uma mistura pobre. Uma outra análise foi em relação à eficiência de conversão de combustível. Dessa vez foi observado que no motor modificado utilizando o combustível com menor ter alcoólico houve uma redução de eficiência,

entretanto foi a baixo de 2% e que houve uma maior emissão de hidrocarbonetos e a diminuição da emissão de NO_x.

3 JUSTIFICATIVA

Segundo Brunetti (2012, p. 356), o diesel é o combustível mais empregado no Brasil, sendo utilizado majoritariamente no setor rodoviário (acima de 80%), devido a matriz de transporte, ser em sua maioria, rodoviária. Quando é considerado o transporte em geral e não apenas o transporte rodoviário o diesel ainda é o predominante dentre os combustíveis, conforme é possível visualizar na Figura 1.

Figura 1-Consumo de combustível no setor rodoviário



Fonte: (VILELA, 2010)

Sabe-se que os combustíveis derivados de petróleo, tal como o diesel, a sua queima é uma das principais causas da emissão de gases poluentes. Devido a este fato há uma tendência mundial de diminuir o consumo de tais combustíveis. Seja substituindo o combustível ou aumentando a eficiência dos motores que eles são queimados.

Um dos combustíveis para a substituição do diesel é o biodiesel. Soranso (2008) diz que o biodiesel apresenta características importantes como a produção a partir de diversas matérias-primas como o amendoim, a colza, o dendê, o girassol, a mamona e a soja, além da possibilidade de uso de óleos vegetais residuais, como o óleo utilizado em frituras de alimentos. Sabe-se que o Brasil possui, devido ao seu

extenso território e localização geográfica, um grande potencial agrícola, possibilitando a produção do biodiesel. Desde o ano de 2005 o Brasil vêm adicionando percentual de biodiesel no diesel chegando no ano de 2019 ao percentual de 11%

Com isto reforça a necessidade de estudar a possibilidade de aumentar a eficiência de motores a diesel, alterando parâmetros de funcionamento dele: taxa de compressão, pressão inicial, temperatura inicial, além de analisar o biodiesel como combustível de um motor a diesel. Para o estudo será utilizado um motor Diesel de quatro tempos já que nos últimos tempos é o tipo de motor mais utilizados no setor rodoviário ao invés dos motores 2 tempos.

4 OBJETIVOS

Nesta seção serão apresentados os objetivos deste trabalho.

4.1 Objetivo geral

Analisar a variação de rendimento e potência útil de um motor Diesel variando a taxa de compressão, razão de corte e pressão na primeira etapa do ciclo e o poder calorífico do combustível, através da simulação numérica de um motor de combustão interna operado no ciclo Diesel com o auxílio do software EES.

4.2 Objetivos específicos

a) Modelagem do motor Diesel no EES
b) Simulação computacional
c) Obtenção de curvas de desempenho do motor
d) Análise dos resultados

5 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será apresentado as principais características de um motor de combustão interna.

5.1 Componentes básicos de um motor por compressão

Abaixo têm-se os componentes básicos de um motor por compressão.

5.1.1 Pistão

Esta parte do motor representada pela Figura 2 é uma das mais exigidas visto que atinge grandes velocidades no deslocamento alternativo em que realiza e há uma grande variação na pressão e temperatura. Ela possui várias funções dentro do motor: serve de guia para a biela, realizada a estanqueidade na câmara de combustão(CC) com o auxílio dos anéis de seguimento como pode ser visto na Figura 2 e receber as pressões dos gases e transmiti-la ao sistema de biela-manivela.

Figura 2 - Pistão

Fonte: Canal da Peça (2019).

5.1.2 Biela-Manivela

Este sistema é composto por um conjunto de bielas, para cada pistão existe uma, e uma manivela que pode ser chamada de virabrequim. Este conjunto serve para fazer a conversão de um movimento alternativo e linear realizado pelo pistão

em consequência da energia liberada pela combustão em um movimento rotativo que é utilizado para mover as rodas de um carro, hélice de um barco ou avião.

5.1.3 Câmara de combustão

A câmara de combustão(CC) é o espaço que fica acima do pistão quando o pistão se encontra no seu ponto morto superior. Nos motores de ciclo Diesel, no espaço da câmara de compressão é confinado o ar de admissão que entrou pela válvula de admissão, atingindo alta pressão e temperatura, ao ponto de receber a pulverização de combustível proveniente do bico injetor para realizar a detonação e a consequente combustão, Tillman (2013, p. 134).

5.1.4 Sistema de injeção

O sistema de injeção de combustível por muito tempo foi utilizado o sistema indireto, entretanto foi percebido a melhor eficiência ao adotar sistema de injeção direta. Assim nos últimos anos este último vem sendo mais utilizados nos motores.

A realização de uma combustão está intrinsecamente relacionada com o sistema de injeção de combustível na CC. Segundo Martins(2006), este sistema deve satisfazer as seguintes condições:

a) Pulverização: A injeção tem que ocorrer em forma de *“spray”* formada por pequenas gotas de combustível que terá uma maior facilidade na combustão. Uma boa pulverização depende de vários fatores: diâmetro onde passa o combustível, velocidade e pressão da injeção.

b) Penetração: Esta propriedade visa que se distribua por toda a CC. Com isso é necessário que a pulverização seja formada por pequenas gotas de diferentes tamanhos, pois a menores tendem a se vaporizarem próximas ao bico de injeção e as maiores próximas as paredes do cilindro.

Devido ao fato da grande influência que este sistema possui na combustão, ele vem nos últimos tempos tendo grandes evoluções. Atualmente possui dois tipos de injetores: os injetores-bomba que são controlados por um sistema mecânico tendo a atuação da injeção em pontos determinados e os sistemas de *“common-rail”* que é um sistema que atua diretamente na câmara de combustão do motor

adicionando o combustível e é controlado eletronicamente, podendo atuar em vários pontos.

5.1.5 Válvula

Para o controle de entrada ar e saída dos gases provenientes da combustão faz necessário a existência de válvulas de admissão e escapamento no conjunto do motor. A válvula mais comum tem seu formato, Figura 3, de um pequeno cilíndrico assemelhando com um cogumelo. Uma das vantagens deste formato é o preço mais baixo para a fabricação, um bom assentamento na sede de válvula e um bom escoamento dos fluido.

Figura 3 - Válvula

Fonte: Canal da Peça (2019).

5.1.6 Vela

Diferentemente dos motores de ciclo Otto onde a vela de ignição emite faíscas para a realização da combustão, é uma parte necessária para este motor. Nos motores movidos à diesel esta peça não é necessária, apesar disto quando eles possuem uma taxa de compressão abaixo de 20:1 é recomendável a utilização de velas incandescentes, Figura 4, que tem o intuito de aumentar a temperatura da câmara de combustão para facilitar a partida do motor a frio.

Figura 4 - Vela Incandescente

Fonte: NGK(2019)

5.1.7 Bloco do Motor

O bloco do motor é parte estrutural que sustenta todo o conjunto de peças do motor: biela-manivela, pistões. Tradicionalmente este componente era de ferro fundido que é um material econômico, fácil de usinar e resistente, mas atualmente este material vêm sendo substituído por ligas de alumino com o intuito de aliviar o peso do motor e melhorar a transferência de calor.

O bloco do motor é parte fundamental para disposição dos cilindros nele, variando o formato de acordo com a necessidade do projeto, na Tabela 1 abaixo pode-se visualizar os tipos de blocos de motor, vantagens e desvantagens de cada.

Tabela 1 – Disposição dos cilindros: vantagens e desvantagens

Tipo	Vantagens	Desvantagens
em Linha	Baixo preço, simplicidade de construção e montagem	Número de cilindros, limitado pelo comprimento
em V	Volume e comprimento reduzidos	Custo elevado
em W	Volume e comprimento muito reduzidos	Custo elevado
em U	Volume e comprimento reduzidos	Custo elevado, perdas mecânicas
Cilindros opostos(boxer)	Baixo centro de gravidade, comprimento reduzido	Custo elevado
Pistões opostos	Usado em motores Diesel 2 tempos, elevado rendimento	Motor muito largo e muito pesado, custo elevado

em H	Compacidade, possibilidade de usar muitos cilindros	Custo muito elevado, perdas mecânicas
em estrela	Comprimento reduzido, grande área frontal(para arrefecimento a ar)	Custo elevadíssimo

Fonte: (Martins, 2006, adaptado pelo O Autor)

5.2 Motor de ignição por compressão

O motor de combustão interna aproveita o aumento de pressão resultante da combustão da mistura ar-combustível para imprimir um movimento de rotação ao veio do motor (MARTINS, 2006).

Este tipo de motor utiliza basicamente os mesmos componentes do motor a gasolina, entretanto o seu modo de funcionamento difere consideravelmente. No motor de ignição por compressão (motor Diesel) não tem um sistema de preparação da mistura ar-combustível externamente. Esta mistura é realizada na própria câmara de combustão quando o ar é admitido e comprimido a elevada pressão, atingindo, também, uma alta temperatura e após isto o combustível é injetado na CC gerando a deflagração deste.

a) Processo 1-2 é realizado uma compressão do ar de forma isentrópica, devido ao fornecimento de trabalho W_{1-2} que aumenta a energia interna. Nesta etapa o pistão se move do ponto morto inferior para o ponto morto superior.

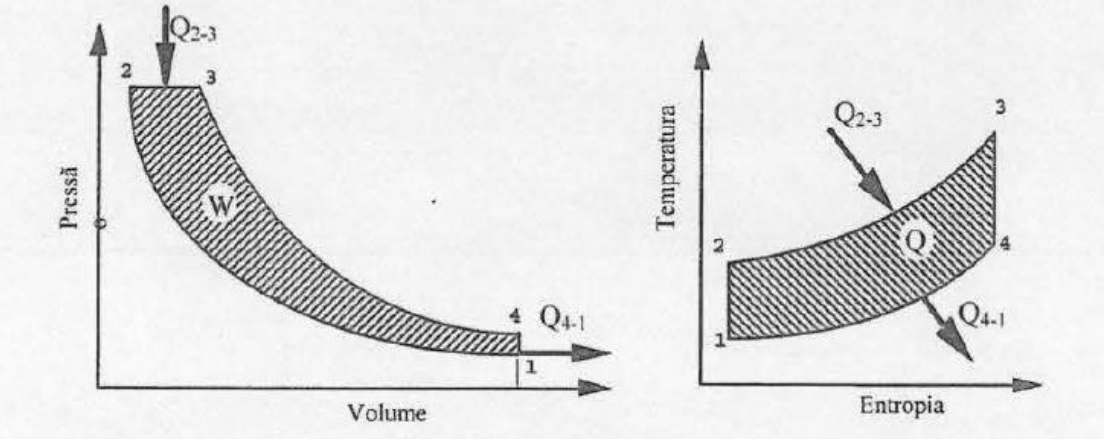
b) Processo 2-3 há uma transformação isobárica onde o combustível é injetado e queimado durante o aumento de volume devido ao fornecimento de calor.

c) Processo 3-4 o fluido ativo é expandido de forma isentrópica realizando trabalho, à custa da sua energia interna.

d) Processo 4-1 corresponde a perda de calor de forma isocórica, completando assim o ciclo.

A Figura 5 apresenta os diagramas Pressão x Volume e Temperatura x Entropia com os processos acima citados.

Figura 5 - Ciclo teórico Diesel



Fonte: (MARTINS, 2006)

5.3 Tempos do motor

Segundo (PULKRABEK, 1997), a maioria dos motores de combustão interna atuais, tanto os operados por ignição a centelha quanto os de compressão possuem um ciclo dividido em 4 tempos com pequenas diferenças entre eles. Para os motores de ignição por compressão temos:

a) No primeiro tempo o pistão se move do ponto morto superior até o ponto morto inferior com a válvula de admissão aberta e a de exaustão fechada. Devido ao movimento do pistão causa uma diferença de pressão entre a câmara de combustão e a pressão do ar ambiente, causando a admissão do ar para a CC.
b) Durante o segundo tempo o pistão se move do ponto morto inferior até o ponto morto superior. Nesta etapa ambas as válvulas de admissão e exaustão estão fechadas causando assim a compressão do ar na câmara e em consequência o aquecimento deste. Tardiamente no final desta etapa o combustível é injetado no cilindro.
c) O terceiro tempo é realizada a combustão devido a injeção do combustível a alta pressão e temperatura, assim, iniciando a deflagração

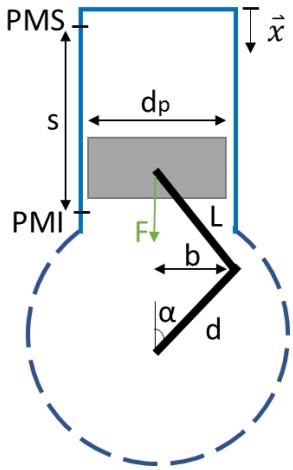
dele e deslocando o pistão do ponto morto superior até o ponto morto inferior.

d) No último tempo o pistão é deslocado do ponto morto inferior até o ponto morto superior com a válvula de exaustão aberta ocasionando assim a exaustão dos gases resultantes do processo de combustão para o ambiente externo.

5.4 Parâmetros Geométricos do Motor

Os parâmetros geométricos do motor são de extrema importância, pois eles influenciam em determinadas características de funcionamento dele tais como: taxa de compressão, potência, rendimento. Na Figura 6 abaixo pode-se observar a seção transversal básica de um motor.

Figura 6 - Seção transversal básica de um motor



Fonte: O Autor (2019)

Nela é possível observar o comprimento da manivela ou virabrequim (d), o comprimento da biela (L) e o curso total do pistão (s) que pode ser calculado em função do comprimento da manivela através de:

$$s = 2 * d \tag{5.1}$$

Sabendo o curso total do pistão e sabendo o diâmetro do pistão (d_p), representado na Figura 6, pode-se obter a cilindrada (C) de cada pistão do moto:

$$C = \left(\frac{\pi * {d_p}^2}{4} * s\right)$$

5.2

Para o cálculo da cilindrada total do motor, tem-se que multiplicar a Equação 5.2 pelo número de cilindros do motor ($N_{cilindros}$)

$$C = \left(\frac{\pi * {d_p}^2}{4} * s\right) * N_{cilindros}$$

5.3

Considerando que a câmara de combustão é em formato de um cilindro e a superfície superior do pistão é plana o volume da CC pode ser encontrado por:

$$V_{câmara\ de\ Combustão} = \left(\frac{\pi * {d_p}^2}{4} * x\right)$$

5.4

5.4.1 Taxa de Compressão

A taxa de compressão é uma razão que indica a quantidade de vezes que o volume do AF durante a admissão foi comprimido na câmara de combustão quando o pistão está no ponto morto superior. Segundo Tillman (2013), do ponto de vista termodinâmico, a taxa de compressão é diretamente responsável pelo rendimento térmico do motor. Assim, quanto maior a taxa de compressão, melhor será o aproveitamento energético que o motor estará fazendo do combustível consumido.

Entretanto esta razão não pode ser demasiadamente grande, pois existem limitações físicas e técnicas. Nos motores Diesel esta taxa varia entre 17:1 até cerca de 25:1. Estas limitações vão desde obter câmaras de combustão muito pequenas até restrições devido às propriedades do combustível.

A taxa de compressão (r) corresponde à relação:

$$r = \frac{(C + V_{câmara\ de\ Combustão})}{V_{câmara\ de\ Combustão}} = \frac{V_1}{V_2}$$

5.5

Onde: $V_{câmara\ de\ Combustão}$ é o volume da câmara de combustão.

5.4.2 Razão de Corte (RC)

Pela Figura 5 pode-se visualizar que há uma transformação de 2-3 com a pressão constante e a adição de calor. Segundo (Salazar,1997), a eficiência do MCI cresce à medida que a razão de compressão cresce. Nesta etapa é definida a razão de corte que na verdade é uma relação de volumes dada por:

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (1.6)$$

Onde:

- V_3 é o volume final em que o combustível é admitido
- V_2 é o volume do ponto morto superior

5.5 Parâmetros de Desempenho do Motor

Neste tópico estão relacionados os parâmetros de desempenho do motor.

5.5.1 Potência e torque

Os motores a combustão, no geral, tem o objetivo de realizar trabalho em um eixo. A razão do trabalho em relação ao tempo é denominado de potência. Inicialmente para se calcular a potência é necessário o cálculo do trabalho. O trabalho em um motor a combustão é realizado pela expansão dos gases gerados pela combustão e em consequência o deslocamento do pistão.

Assim o trabalho pode ser calculado através de:

$$w = \int P dV \quad (1.7)$$

Onde P é a pressão no cilindro. Essa expressão do trabalho graficamente ela pode ser representada pela área do diagrama PV , como pode ser visto na Figura 1.5.

Em seguida a potência pode ser calculada, já que ela é a taxa em que o trabalho é realizado pelo tempo. Sabe-se que em um motor a combustão a quatro tempos ele realiza o ciclo em duas revoluções do virabrequim, desta forma a potência é dada por:

$$\dot{w} = \frac{wN}{n} \quad (1.8)$$

onde N é a rotação realizada pelo motor e n é inserido para corrigir a caracteristica deste ciclo de potência que é realizado a cada duas revoluções. Neste caso para o motor de quatro tempos seu valor corresponde a 2.

Outro parâmetro de desempenho de um motor é o torque. (MARTINS) O torque é medido por um freio dinamométrico e o produto deste valor com a velocidade de rotação dá-se a potência. Desta forma o torque pode ser representado pela equação abaixo:

$$T = \frac{\dot{w}}{2\pi N}$$

1.9

5.5.2 Rendimento térmico

O rendimento térmico de uma máquina é sempre dado pela razão da energia utilizada pela energia fornecida ao sistema, isto é apenas parte da energia fornecida ao sistema é convertida em trabalho líquido. Em uma máquina térmica, que é o motor Diesel, o que se deseja nele é trabalho líquido. Devido a isto o rendimento térmico de um motor é sempre um parâmetro importante para verificar seu desempenho.

$$\eta = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{saída}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{T_1\left({}^{T_4}/_{T_1} - 1\right)}{kT_2\left({}^{T_3}/_{T_2} - 1\right)}$$

1.10

Substituindo as Equações 5.5 e 5.6 em 5.10 obtém-se o rendimento em função da RC e a taxa de compressão do motor:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{{r_c}^k - 1}{k(r_c - 1)}\right]$$

5.11

5.5.3 Pressão média efetiva

Comparando dois motores pela cilindrada provavelmente o que possui uma cilindrada maior terá maior trabalho realizado, entretanto o de maior cilindrada não necessariamente aproveitou com maior eficiência a conversão o volume varrido do pistão para a produção de trabalho.

Para evitar cair neste erro, o conceito de pressão média efetiva (PME) define como o trabalho realizado pelo pistão dividido pela cilindrada percorrida pelo pistão.

A pressão média efetiva pode ser dada por:

$$PME = \frac{W}{C} = \frac{\dot{W}\, n}{C * N} \qquad 5.12$$

Onde:

- W é o trabalho produzido por um ciclo do motor;
- C é volume varrido pelo motor;
- $\dot{W}$ é a potência produzida pelo motor;
- n é o número de cursos de potência;
- N é a velocidade de rotação do motor.

5.6 Combustíveis

Durante o século XIX, houve uma necessidade de combustível para a iluminação de cidades e casas, levando o desenvolvimento da indústria petrolífera. No final deste século com o surgimento da indústria automobilística fez com que a demanda de gasolina crescesse rapidamente, consolidando a indústria de petróleo (MARTINS, 2006). Na atualidade a grande parcela dos combustíveis utilizados nos automóveis são derivados do petróleo: gasolina, óleo Diesel e GNV

5.6.1 Diesel

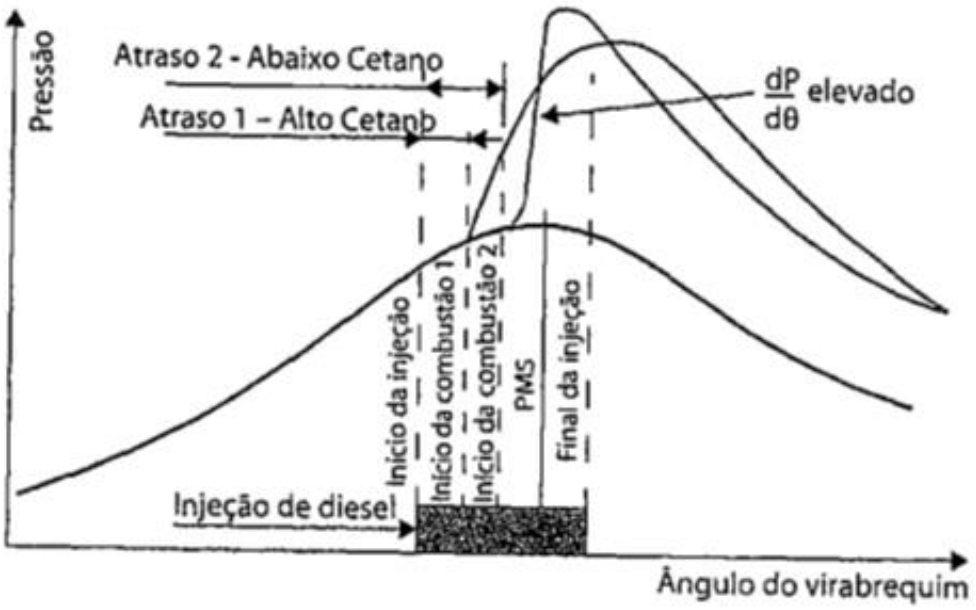
Martins (2006) diz que o Diesel é produto da destilação fracionada do petróleo bruto contendo inúmeros hidrocarbonetos com temperaturas de ebulição variando entre 180°C e 360°C. Este tipo de combustível é vastamente utilizado nos motores de ignição por compressão o qual deve ser facilmente auto inflamável. Esta característica deste combustível pode ser representada através do índice de cetano (IC) que representa a facilidade do combustível auto inflamar-se.

5.6.2 Índice de Cetano

O IC ou cetanagem mede a qualidade de ignição do óleo diesel, este índice está diretamente relacionando com o funcionamento do motor sob carga, nas emissões de gases e na qualidade da partida do motor. Fisicamente, o número de cetano é o tempo decorrido entre o início da injeção do combustível e o início da combustão, e é denominado “atraso de ignição” (BRUNETTI,2012)

Como pode ser observado na Figura 7 o início da combustão só inicia após um tempo da injeção de combustível na câmara e só é finalizada um pouco depois do término da injeção de combustível. Quanto maior o IC menor será o tempo de ignição. Este índice tem uma faixa que varia de 40 a 55, entretanto pode-se obter números maiores, mas o motor não terá uma eficiência maior.

Figura 7 - Atraso de ignição



Fonte: (Martins, 2006)

5.6.3 Biodiesel

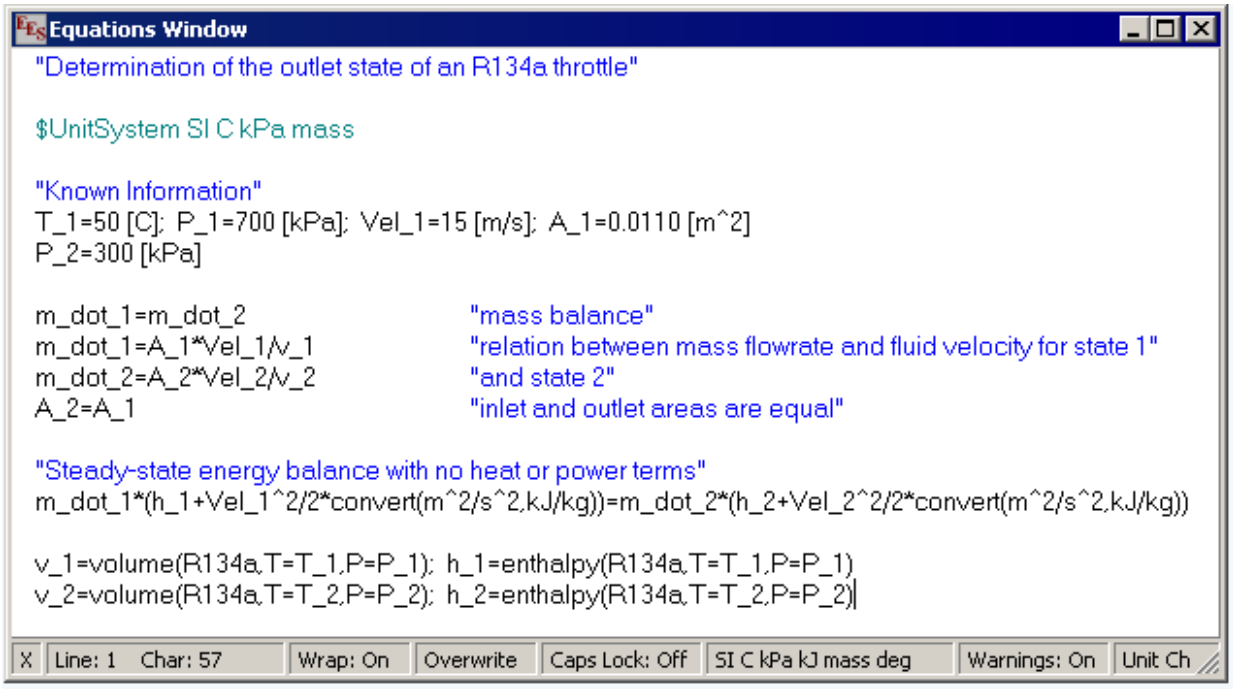
Devido a produção do diesel, gasolina e outros combustíveis serem a partir de petróleo, fonte de energia não renovável, há uma tendência mundial de pesquisar fontes alternativas de combustíveis e o Brasil é um expoente com as pesquisas do álcool e o biodiesel.

5.7 Software Engineering Equation Solver

O programa ESS foi elaborado pela empresa F-Chart voltado para a área de ciências térmicas (FCHART, 2019). Seu diferencial em relação aos outros *softwares* utilizados nessa área é seu banco de dados com propriedades termodinâmicas para diversos fluidos. Nele é possível realizar balanço de massas e de energia dos sistemas, possibilitando, também, a resolução de equações.

Além disto, ele apresenta de maneira intuitiva e simples, não sendo necessário um estudo aprofundado de sua lógica de programação para uma primeira utilização. A modelagem do sistema utiliza como base as próprias equações envolvidas no fenômeno de maneira não muito diferente da linguagem matemática usual, Figura 8. É possível, também, fazer diagramas esquemáticos facilitando, assim, a análise a ser feita.

Figura 8 - Software ESS



Fonte: Fchart(2019)

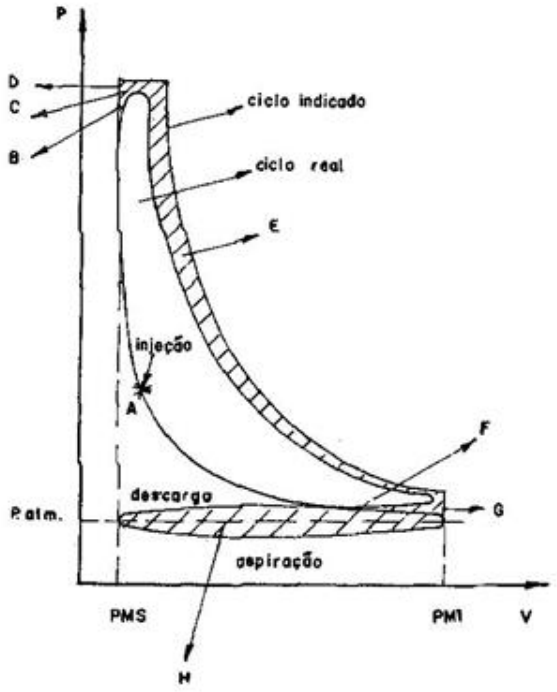
6 METODOLOGIA

Este trabalho visa compreender os efeitos da variação de diferentes parâmetros de um motor à diesel e analisar os resultados do desempenho de acordo com a variação, além do efeito de desempenho causado pela substituição do combustível de diesel para o biodiesel. Para isto será utilizado como ferramenta de análise o software EES onde é possível implementar uma modelagem do motor e obter gráficos para cada ponto em análise e comparar os resultados obtidos.

O software ESS foi escolhido por ser um programa voltado para solucionar equações voltadas para área da termodinâmica, além de conter funções e propriedades termodinâmicas, facilitando assim chegar em uma solução final.

O desenvolvimento das análises foi feito um programa principal com a modelagem do motor Diesel utilizando o padrão ar frio que diferentemente do ciclo real, Figura 9, ele não descarta o ar ao término do ciclo ocasionando uma pequena diferença quando realizado o diagrama (pressão x volume). Posteriormente para analisar os efeitos da variação dos parâmetros em uma faixa foram feitas modificações adequadas para cada análise a ser feita.

Figura 9 - Diagrama P-V real do Ciclo Diesel



Fonte: (PERANTE, 2008).

Primeiramente para o desenvolvimento do programa foi definido os parâmetros geométricos do motor. Nele é possível editar o comprimento da biela e manivela, o diâmetro do pistão e a altura do volume morto. Com isso é capaz de ser calculada a cilindrada do motor pela eq. 5.2, o volume do ponto morto superior e ponto morto inferior pelas Equações 6.1 6.2, por fim é calculada a taxa de compressão do motor conforme Equação 5.4. Para definir o volume da câmara de combustão, ela foi idealizada como um cilindro, assim tem-se:

$$V_{pms} = \left(\frac{\pi * {d_p}^2}{4}\right) * h_{cam} \quad (6.1)$$

$$V_{pms} = \left(\frac{\pi * {d_p}^2}{4} * s\right) + V_{pms} \quad (6.2)$$

Onde:

- h_{cam} é a altura da câmara de combustão
- d_p é o diâmetro do pistão

Para se ter todos os volumes principais do ciclo Diesel é necessário definir a razão de corte para o motor modelado, assim é um parâmetro definido de acordo com o projeto.

Após isto, o programa calcula todos os volumes principais do ciclo (V1, V2, V3 e V4). Sabe-se que o volume (V1) é o volume do ponto morto inferior, o volume (V2) é o volume do ponto morto superior, o volume (V3) pode-se calcular através da equação 5.5 onde existe a relação do volume (V3) e (V2) com a RC.

Para se calcular a energia interna e o volume específico de cada ponto do ciclo é necessário saber a temperatura e a pressão de cada ponto. A temperatura e pressão inicial foi definida de acordo com cada análise feita. Para o estágio 2 a temperatura e pressão foi definida através das equações 6.3 e 6.4:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = r^{k-1} \quad (6.3)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k = r^k$$

6.4

Pela característica do ciclo Diesel sabe-se que a transformação de 2 para 3 é isobárica, assim a pressão no ponto 2 e 3 do ciclo são as mesmas e a temperatura pode ser encontrada pela razão de corte conforme a equação 5.5. Por fim a pressão e temperatura do estágio 4 do ciclo pode ser encontrada através das equações 6.5 e 6.6:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = r^{k-1}$$

6.5

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k = r^k$$

6.6

Assim com todas as pressões e temperaturas de cada estágio do ciclo pode-se encontrar a energia interna de cada ponto através da função:

$$u = intEnergy(Air; T = T)$$

6.7

que o software possui onde é retornado o valor da energia interna para a determinada temperatura de um gás ideal. O cálculo para o volume específico do ar na mesma temperatura e pressão foi utilizado a função:

$$v1_s = Volume(Air; T = T; P = P)$$

6.8

Um aspecto importante para análise de um motor é o consumo de combustível dele, para saber se ele converte eficientemente a energia do combustível em energia térmica. Para isso foi calculado a massa de AF total admitida em um ciclo no pistão pela equação 5.5:

$$m_{AF} = \frac{P1 * V}{R * T1}$$

6.9

Onde:

a) P1 é a pressão da admissão
b) V é a cilindrada do motor
c) T1 é a temperatura da admissão

d) R é a constante universal dos gases

Ao analisar a massa de AF entrando no cilindro um ela pode variar em relação a rotação do motor, para evitar isto ela é analisada em razão do tempo, com isso tem-se:

$$\dot{m_{AF}} = \frac{m_{AF}}{N}$$

6.10

Onde N é a rotação do motor

Sabe-se que a massa de AF está contida a massa de ar e massa de combustível. Assim para pode-se definir a relação ar-combustível que é a razão da massa de ar e a massa de combustível:

$$A/_F = \frac{m_{ar}}{m_f}$$

6.11

Onde m_{ar} é a massa do ar e m_f é a massa do combustível.

Segundo (Martins, 2006), quando a relação entre ar e o combustível pet tal que todo o combustível é, ou pode ser, queimado usando todo o ar disponível, diz que a mistura é estequiométrica e especifica-se por $(A/F)_{est}$. Em um motor que é fornecido mais combustível que o requerido pela estequiometria diz que há uma mistura rica.

No ciclo Diesel a entrada de calor acontece durante a etapa 2-3 a pressão constante, como observado na Figura 5, para um ciclo ideal este calor pode ser encontrado pela diferença de temperaturas entre o fim e o início da etapa, ou seja, por T3 e T2 respectivamente e multiplicado pela capacidade calorífica do ar à pressão constante (c_v), assim:

$$Q_{entrada} = c_p * (T_3 - T_2)$$

6.12

Da mesma forma o calor de saída ou rejeitado pelo sistema ocorre durante a transformação de 4-1 à volume constante. Assim, este calor deve ser calculado pela diferença de temperaturas inicial e final, isto ocorre para corrigir o sinal e tornar o valor do calor positivo, e por fim multiplicado pela capacidade calorífica do ar à

volume constante já que esta transformação ocorre a volume constante.

$$Q_{saída} = c_v * (T_4 - T_1)$$

6.13

Para esta modelagem que está sendo baseada no ciclo padrão ar, um ciclo ideal. As constantes de capacidade calorífica à pressão e volume constantes são consideradas constantes e tendo como referência os valores do ar na admissão do motor. Estas constantes estão tabeladas no *software* EES e para receber este valor tem-se que aplicar as funções:

$$C_v = Cv(Air; T = T1)$$

6.14

$$C_p = Cp(Air; T = T1)$$

6.15

Uma razão muito frequente utilizada para o cálculo do rendimento é o coeficiente, uma grandeza admissional, de expansão adiabática (k) que é:

$$k = \frac{c_v}{c_p}$$

6.16

Comparar diferentes configurações de motores muitas vezes é uma tarefa difícil pois existem vários parâmetros a serem comparados, mas um dos principais é a potência gerada pelo motor. Na programação para calcular a potência, por questões de detalhamento da programação e fácil entendimento, foi primeiramente calculado o trabalho realizado pelo motor:

$$W_{liq} = (Q_{entrada} - Q_{saída})$$

6.17

em seguida foi calculado o trabalho real, dado por:

$$W_{real} = W_{liq} * m$$

6.18

onde “m” é a massa de ar admitida em cada ciclo. Após isto, foi calculado a potência de cada cilindro:

$$Pot_{cilindro} = w_{real} * \frac{rotação}{60} * \frac{1}{2}$$

6.19

Onde a rotação foi dividida por 60 para corrigir a entrada que é em rotações

por minuto e é necessário ser em rotações por segundo. Além disto o equação foi multiplicada por ½ para adequa a equação para um motor de 4 tempos, já que neste motor ocorre duas revoluções para um ciclo. Por fim foi calculado a potência total do motor multiplicado a Equação 6.11 pela quantidade de cilindros que o motor possui:

$$Pot_{motor} = Pot_{cilindro} * Quant_{cilindros}$$

6.20

Outro parâmetro de desempenho de um motor é o torque. Segundo Brunetti (2012), o torque é uma grandeza vetorial definida através da componente perpendicular ao eixo de rotação da força aplicada sobre um objeto, que é efetivamente utilizada para fazê-lo girar. Assim, o torque foi calculado na modelagem para ser feito comparativos com ele, definido como:

$$Torque = \frac{Pot_{motor} * 1000}{2 * \pi * \frac{rotação}{60}}$$

6.21

Onde a rotação foi dividida por 60 devido ela ter entrada em rotações por minuto e a equação foi multiplicada por 1000 para se ter um valor de torque em N.m.

Outro parâmetro para analisar o desempenho do motor é pelo seu rendimento do ciclo, assim foi inserido na programação que pode ser dado por:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{{r_c}^k - 1}{k(r_c - 1)}\right]$$

6.22

Para verificar a efetividade da liberação de calor devido ao processo de combustão, ou seja, o calor que o combustível pode fornecer ao sistema e o que realmente ele é liberado para o sistema, desta forma foi inserido ao programa o cálculo do rendimento de combustão que é definido por:

$$\eta_{combustão} = \frac{calor\ fornecido\ pela\ combustão}{massa\ x\ PCI\ do\ combustível} = \frac{Q_c}{m_f Q_{pci}}$$

6.23

A pressão média efetiva por ser um parâmetro de desempenho que possibilita a comparação de dois motores com cilindradas diferentes foi inserida na programação, pois com este parâmetro pode ser feita analises com a variação da cilindrada do motor, assim a PME foi inserida da forma:

$$PME = \frac{w_{liq}}{(v1_s - v2_s)} \qquad 6.24$$

Onde, $v1_s$ e $v2_s$ são os volumes específicos inicial e final da admissão do ar respectivamente.

Por fim, para cada análise feita foi utilizado o comando *Duplicate* que possibilita variar um parâmetro incrementando o valor dele e gerado vários programas por uma questão de facilitar verificar os resultados, já que cada parâmetro estudado tem influência em diversos outros que não é necessariamente os mesmos de um outro a ser analisado. Assim é criado vários vetores para o parâmetro variado e os outros que dependem dele.

7 ANÁLISES E RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados as análises e os resultados obtidos.

7.1 Comparação com motor real

Antes de analisar a variação dos parâmetros foi testado o programa para verificar se ele está condizente à realidade. Para isso foi selecionado o motor da Toyota Hilux SR5 2.8 do ano de 1997 para verificar com os resultados obtidos pelo programa feito. Os parâmetros do motor utilizados foram conforme a Tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros construtivos do motor

Cilindrada	2779 cm^3
Taxa de Compressão	22,2:1
Quantidade de Cilindros	4
Diâmetro dos cilindros	96 mm
Curso dos pistões	96 mm
Potência máxima	77 cv a 3800 rpm
Torque máximo	17,7 Kgfm a 2400 rpm

Fonte: Carros na web

Para a simulação do motor, no programa, é necessário a temperatura e pressão na admissão do motor que foi considerada a temperatura ambiente de 298K e para a pressão como é um motor aspirado foi admitida a pressão de 100Kpa. Além disso como não havia a informação de corte nas especificações foi assumida uma razão de 2:1.

Ao simular o motor no programa elaborado foi obtido os dados da Tabela 3:

Tabela 3 – Resultados de desempenho

Potência motor	94,4 cv
Rendimento	0,66
Torque	44,22 Nm

Fonte: O Autor (2019)

Comparando os resultados obtidos com os dados técnicos do motor. Percebe-se que os valores chegaram próximos da realidade do motor, pois na modelagem não foram consideradas as perdas que o motor possui que é cerca de 40% da potência ideal segundo (ÇENGEL, 2009). Desta forma o programa para as condições ideais de funcionamento de um motor Diesel está correto.

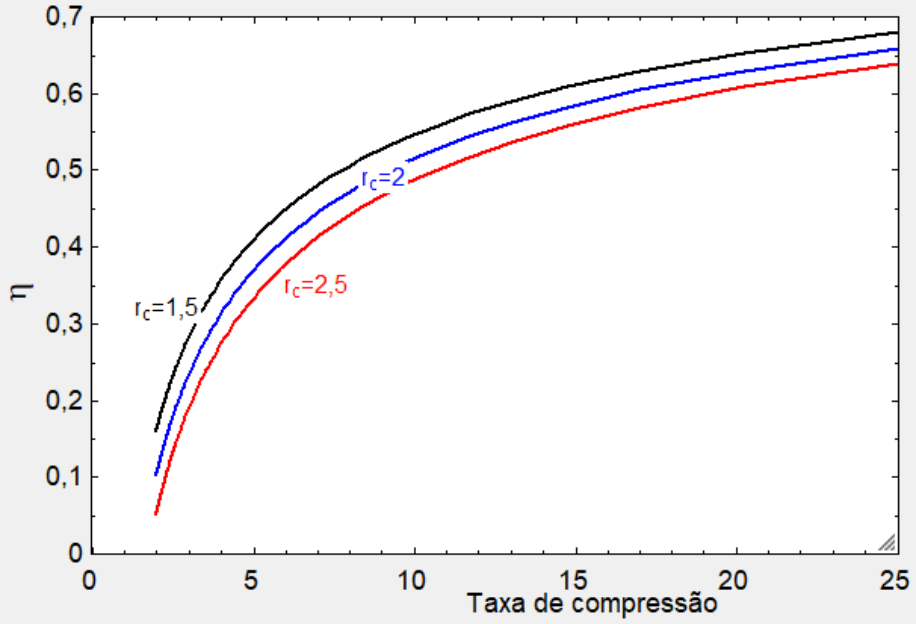
7.2 Variando a Taxa de Compressão

Para fazer a análise variando a taxa de compressão, pela programação deve-se alterar os padrões geométricos do motor. Assim foi implementado a variação na altura da câmara de combustão que em consequência a taxa de compressão é alterada.

Assim foi gerado um diagrama com a variação da taxa de compressão e rendimento, além disso foi analisado com três valores para a razão de corte 1,5, 2 e 2,5. Com isso percebe-se, pela Figura 10, que a eficiência do motor a compressão aumenta significativamente com o aumento da taxa de compressão e diminui com o aumento da razão de corte.

Entretanto, como pode ser visualizado a Figura 7 a cetanagem do combustível diesel é em função da pressão. Devido à este fator o aumento da taxa de compressão nos motores não pode ser demasiadamente grande, o que se verifica na prática que estes motores tem uma taxa de compressão variando entre 16:1 até 25:1

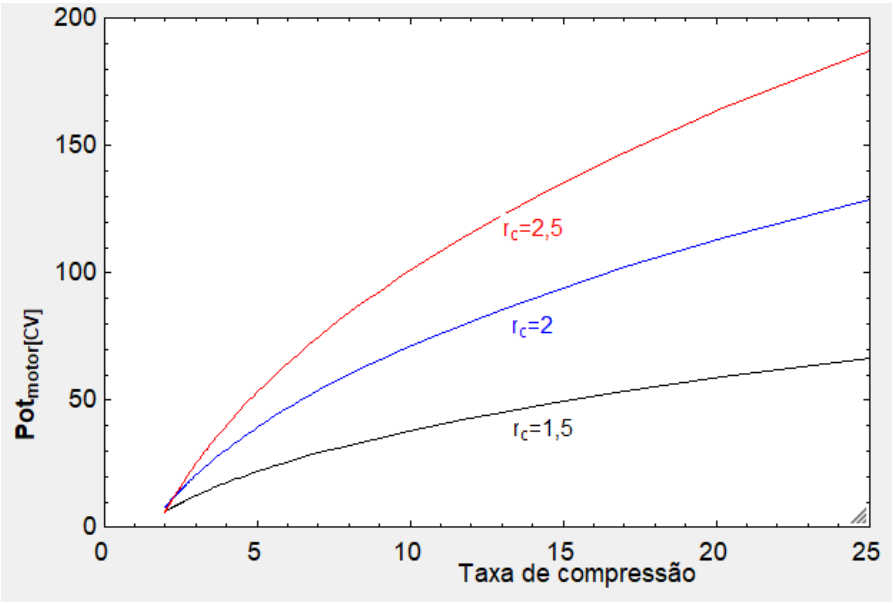
Figura 10 - Eficiência x Taxa de compressão



Fonte: O Autor(2019)

Ao analisar o desempenho do motor com a modificação da taxa de compressão percebe-se, também, que há o ganho na potência conforme a Figura 11. Além disto ao aumentar a razão de corte do motor percebe-se que da mesma forma houve um ganho de potência, entretanto a razão de corte é limitada pela geometria do motor já que o volume V3 não pode ser maior que o volume V4. Desta forma deve-se balancear o aumento da taxa de compressão e a razão de corte.

Figura 11 - Razão de corte e potência do motor

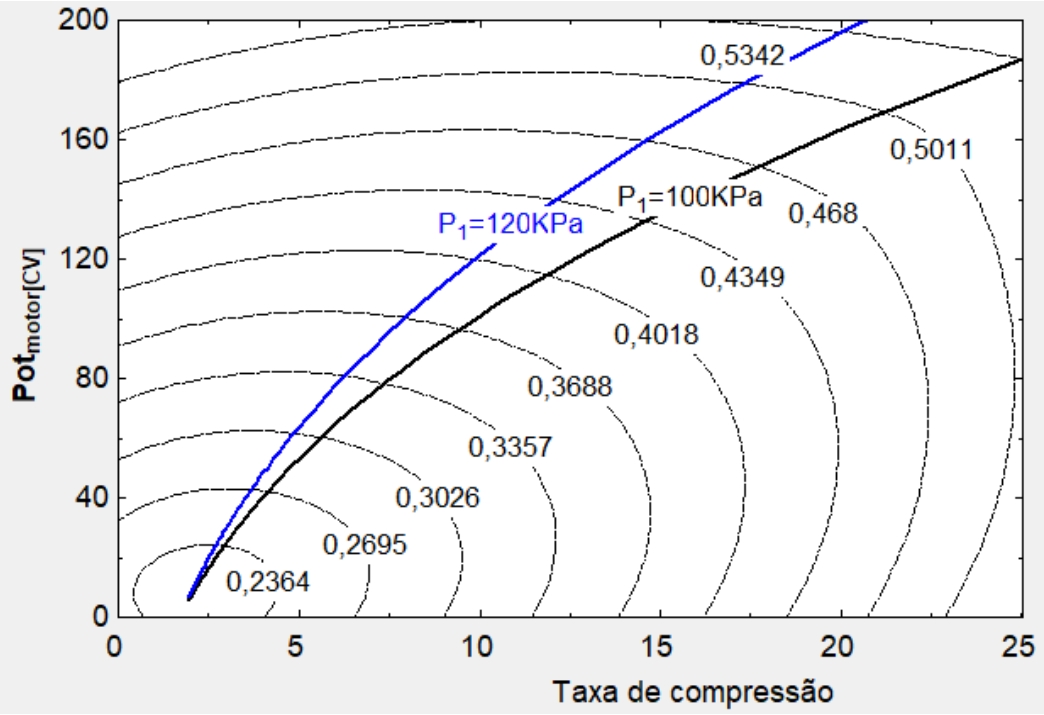


Fonte: O Autor(2019).

7.3 Aumento da pressão de admissão

Para esta análise foi gerado o diagrama da potência do motor em função da taxa de compressão além disto foi adicionado para analisar linhas de contorno da eficiência de combustão. Pode-se verificar que para uma mesma taxa de compressão o motor pode gerar mais potência com a mesma eficiência de combustão. Foi gerado duas curvas uma utilizando a pressão de admissão no valor de 100Kpa e outra no valor de 120Kpa. Pode-se verificar que ao aumentar a pressão na admissão o motor gera mais potência, entretanto a eficiência da combustão diminui minimamente como pode ser visto na Figura 12.

Figura 12 - Análise de potência alterando pressão de admissão



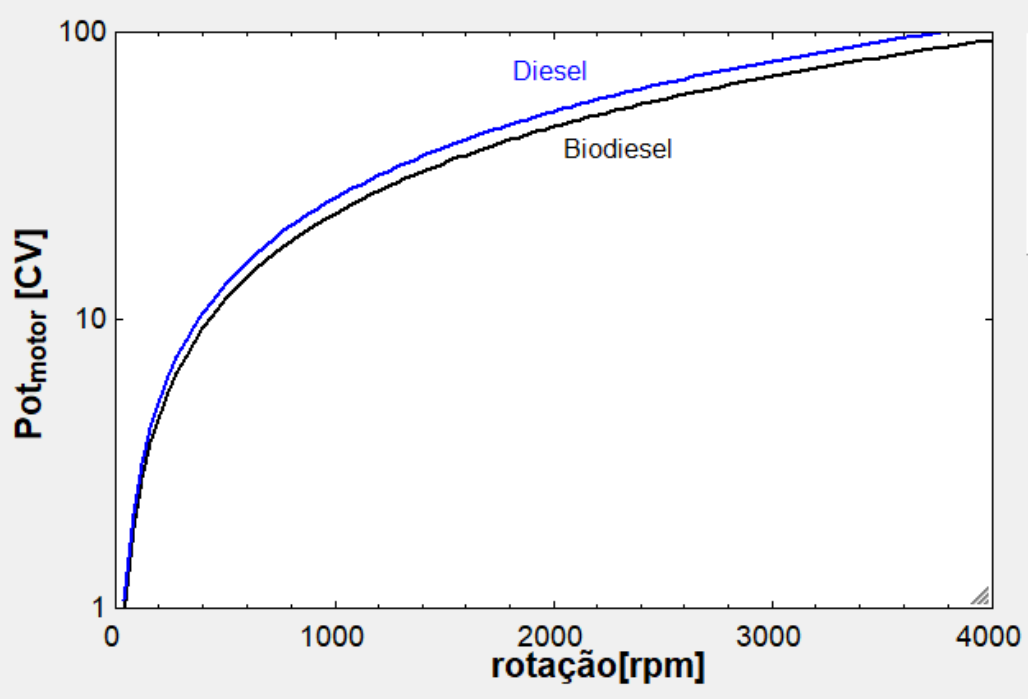
Fonte: O Autor(2019)

7.4 Diesel e biodiesel

Nesta análise foi comparado o desempenho do combustível diesel e biodiesel no motor, Silva et al. (2012) diz que o diesel possui o poder calorífico em média de 44.351 KJ/Kg e o biodiesel 38.440 KJ/Kg, foi simulado a situação o motor

trabalhando com 100% do combustível fóssil e em outra situação com 100% do biodiesel. Na Figura 13 é possível visualizar que apesar do diesel possuir um desempenho maior no quesito de potência a perda com a substituição dos combustíveis foi mínima. Segundo (SILVA et al., 2012), a diferença da potência em motor utilizando o diesel e biodiesel não ultrapassa 3%. Desta forma quanto ao parâmetro de variação de potência a substituição pelo combustível renovável é aceitável.

Figura 13 - Efeito da substituição dos combustíveis



Fonte: O Autor(2019)

8 CONCLUSÃO

O desenvolvimento deste trabalho mostrou que é possível substituir o diesel pelo biodiesel utilizando totalmente este último e não apenas uma porcentagem no diesel. Foi observado, também, que a taxa de compressão têm grande influência na potência do motor e da mesma forma a pressão do AF na admissão do motor. Além disto foi percebido que a razão de corte do motor tem uma influência na potência do motor entretanto o rendimento térmico dele é diminuído.

O software EES mostrou-se robusto já que foi possível implantar o modelo nele e houve a facilidade de obter as características do ar padrão utilizando as próprias funções do programa. Além disso foi possível gerar diagramas para serem feitas as análises dos resultados que foi permitido gerar o gráfico com linha de contorno. Sendo assim foi uma boa ferramenta para alcançar os objetivos esperados para este trabalho.

9 TRABALHOS FUTUROS

Em novos trabalhos possíveis pode-se verificar a viabilidade econômica da substituição do diesel pelo biodiesel. Alterar o modelo para que ele se aproxime mais da realidade, isto é adicionando as perdas que o motor têm durante seu funcionamento, seja térmica, escoamento dos fluidos, atrito mecânico. Além disso verificar estas alterações dos parâmetros em um motor real.

Uma outra análise que pode ser feita é o impacto da utilização total de biodiesel como combustível na manutenção desses motores, já que pode haver uma necessidade de uma maior intervenção em manutenção devido ao aumento de carbonização nos cilindros.

REFERÊNCIAS

AL-ROUSAN, Ammar A.. Reduction of fuel consumption in gasoline engines by introducing HHO gas into intake manifold. **International Journal Of Hydrogen Energy**, [s.l.], v. 35, n. 23, p.12930-12935, dez. 2010. Elsevier BV.

ANFAVEA. **Licenciamento total de automóveis e comerciais leves por combustível.** 2018. Disponível em: http://www.anfavea.com.br/estatisticas.html . Acesso em: 28 maio 2019.

BARBOSA, Ronald Leite et al. Desempenho comparativo de um motor de ciclo diesel utilizando diesel e misturas de biodiesel. **Ciência e Agrotecnologia**, [s.l.], v. 32, n. 5, p.1588-1593, out. 2008. FapUNIFESP (SciELO). Disponível em: http://dx.doi.org/10.1590/s1413-70542008000500035. Acesso em: 28 mai. 2019.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna volume 1**. [S.l.]: Blucher, 2012. ISBN 9788521207085.

CARROS NA WEB. **Toyota Hilux Sr5 2.8 4x4 CD**. [*S. l.*], 4 nov. 2019. Disponível em: https://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=5732. Acesso em: 4 nov. 2019.

ÇENGEL, Y.A. **Transferência de Calor e Massa:** uma abordagem prática. 3. ed. São Paulo: McGrawHill, 2009.

DAL BEM, Armando José; KOIKE, Gilberto Hirotsugu Azevedo; COSTA, Fabiano Tadeu Mathias; et al. Análise de desempenho de um motor ciclo Otto alimentado com etanol de 75 INPM e com taxa de compressão aumentada. **Revista Minerva**, São Carlos, v. 6, n. 2, p. 203-212, 2009. Disponível em: < http://www.fipai.org.br/Minerva%2006(02)%2011.pdf >. Acesso em: 28 maio 2019.

FCHART. **Overview. 2019**. Disponível em: http://www.fchart.com/ees/. Acesso em: 15 jun. 2019.

MARTINS, J**. Motores de Combustão Interna.** Lisboa: Publindustria, 2006. ISBN 972-8953-02-X. V. 1.

MODELOS de demanda por combustível no Brasil. [*S. l.*], 14 out. 2010. Disponível em: https://infopetro.wordpress.com/2010/06/14/modelos-de-demanda-por-combustivel-no-brasil/. Acesso em: 5 nov. 2019.

NGK. **Vela Incandescente**. [*S. l.*], 1 nov. 2019. Disponível em: http://www.ngkntk.com.br/automotivo/produtos/glow-plugs/. Acesso em: 1 nov. 2019.

GANESAN. **Internal Combustion Engines**. [S.l.]: Tata Mcgraw Hill Education Private Limited, 2012. ISBN 9781259006197.

SALAZAR, Fernando. **Internal combustion engines**. [*S. l.*: *s. n.*], 1998.

SILVA, Marcelo J. da et al. Motor gerador ciclo diesel sob cinco proporções de biodiesel com óleo diesel. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, [s.l.], v. 16, n. 3, p.320-326, 2012. FapUNIFESP (SciELO). http://dx.doi.org/10.1590/s1415-43662012000300014.

SORANSO, Ana M. et al. Desempenho dinâmico de um trator agrícola utilizando biodiesel destilado de óleo residual. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, [s.l.], v. 12, n. 5, p.553-559, out. 2008. FapUNIFESP (SciELO).

TILLMANN, Carlos Antonio da Costa. **Motores de Combustão Interna e seus Sistemas.** Pelotas -RS: [s. n.], 2013. ISBN 978-85-63573-28-5.

PERANTE, P. **Funcionamento dos motores a diesel do ciclo de 4 tempos**. [*S. l.*], 6 nov. 2008. Disponível em: http://jatroppa.blogspot.com/2008/11/funcionameto-dos-motores-diesel-do.html. Acesso em: 14 nov. 2019.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine.** 1. ed. Upper Saddle River, N.J.: Prentice-Hall, Inc., 1997. 411 p.

Xue, J.; Grift, T. E.; Hansen, A. C. Effect of biodiesel on engine performances and emissions. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.15, p.1098-1116, 2011.

ANEXO A – MODELAGEM MOTOR DIESEL

```
“PARÂMETROS DO MOTOR"

rotação=1000;          "em rpm"
D= 92*10^(-3) ; "Diâmetro do pistão [m]"
manivela= 54*10^(-3); "Comprimento da manivela [m]"
PMS= 8*10^(-3);  "Altura do Volume morto [m”

Area_Pistão= (pi*D^2)/4;   "Área do Pistão [m^2]"

quant_cilindros= 4;  "Quantidade de Cilíndros"
Volume_PMS= Area_Pistão*PMS;   "Volume do PMS"
Volume_PMI= (Volume_PMS) +((2*manivela)*Area_Pistão);   "Volume do PMI"
Cilindrada=2*manivela*Area_Pistão;                      "Cilindrada"

r=  Volume_PMI/Volume_PMS;   "Taxa de Compressão do pistão adimensional"

"PROPRIEDADES DO COMBUSTÍVEL"

Qpci= 43000;                                  "Poder calorífico Inferior do diesel"
AF= 15;                                       "Relação de massa Ar/Combustível"

"RAZÃO DE CORTE"

rc=2,5;                                       "RC adimensional"

"CÁLCULO DOS VOLUMES V1, V2, V3 E V4"

v1= Volume_PMI;
v2= Volume_PMS;
v3=v2*rc;
v4=v1;

"PARÂMETROS TERMODINÂMICOS DO MOTOR"

"PROPRIEDADES PONTO 1"
T1= 288,2;                                    "Temperatura inicial do ar [K]"
P1= 100;                                      "Pressão Inicial do ar [KPa]"
u1=IntEnergy(Air;T=T1);                       "Energia Interna"
v1_s=Volume(Air;T=T1;P=P1);                   "Volume específico"

"PROPRIEDADES PONTO 2"
T2=T1*((r)^(k-1));
P2=P1*((r)^(k));
u2=IntEnergy(Air;T=T2);                                          "Energia Interna"
v2_s=Volume(Air;T=T2;P=P2);                   "Volume específico"

"PROPRIEDADES PONTO 3"
P3=P2;                  "A pressão P3 e P2 são iguais devido ao ciclo Diesel"
T3=rc*T2;        "Esta equação vem de (P3*V3)/T3 = (P2*V2)/T2  onde P2=P3 e (V3/V2)=rc"
u3=IntEnergy(Air;T=T3);                       "Energia Interna"

"PROPRIEDADES PONTO 4"
P4=P3*((V3/V4)^k);
T4=T3*((V3/V4)^(k-1));
u4=IntEnergy(Air;T=T4);                       "Energia Interna"
```

```
"CÁLCULO DA MASSA DE ENTRADA DE AR"

m=(P1*Cilindrada)/(0,287*T1)        "Massa admitida no motor"
m_dot=(m*(rotação/60)*(1/2));       "Massa admitida por segundo do motor"


"CÁLCULO DA MASSA DE COMBUSTÍVEL NA ADMISSÃO"

m_comb=m/(1+AF)    "Massa de combustível admitida pelo motor"

"CAPACIDADE CALORÍFICA À PRESSÃO E VOLUME CONSTANTE"

cp=Cp(Air;T=T1);
cv=Cv(Air;T=T1);
k=cp/cv;

"ENTRADA DE CALOR (Qin) e SAÍDA DE CALOR(Qout)"

Qout=cv*(T4-T1);    "Calor de entrada no motor"
Qin=cp*(T3-T2);     "Calor de saída do motor"

"CALOR FORNECIDO PELO COMBUSTÍVEL NO MOTOR"

Qin_comb=Qpci*m_comb

"APROVEITAMENTO DE CALOR FORNECIDO PELO COMBUSTÍVEL"

eta_combustão=((Qin*m)/(Qpci*m/AF));

"CÁLCULO DO RENDIMENTO DO MOTOR"

eta= 1 - (1/(r^(k-1)))*(((rc^(k)) -1)/(k*(rc-1)));

"CÁLCULO DA PRESSÃO MÉDIA EFETIVA(PME)"

PME=W_liq/(v1_s - v2_s)

"CÁLCULO DE TRABALHO E POTÊNCIA"

W_liq=(Qin-Qout)                          "trabalho líquido do motor"
W_real=W_liq*m                            "trabalho real do motor"
Pot_cilindro=((W_real*rotação)/120[s])                    "potência de cada cilindro"
Pot_motor_HP=quant_cilindros*Pot_cilindro*convert(kJ/s;hp)    "potência do motor"
Torque_1=(Pot_cilindro*1000)/(2*pi*(rotação/60));
```

ANEXO B – MODELAGEM VARIANDO TAXADE COMPRESSÃO

```
N=96
DUPLICATE i=1;N
PMS[i]= (100- i)*10^(-3);                    "Altura do Volume morto [mm]"


T2[i]=T1*((r[i])^(k-1));
P2[i]=P1*((r[i])^(k));
u2[i]=IntEnergy(Air;T=T2[i]);                "Energia Interna"
v2_s[i]=Volume(Air;T=T2[i];P=P2[i]);         "Volume específico"


P3[i]=P2[i];                                 "A pressão P3 e P2 são iguais devido ao ciclo Diesel"

T31[i]=rc1*T2[i];
T32[i]=rc2*T2[i];
T33[i]=rc3*T2[i]

u31[i]=IntEnergy(Air;T=T31[i]);              "Energia Interna"
u32[i]=IntEnergy(Air;T=T32[i]);              "Energia Interna"
u33[i]=IntEnergy(Air;T=T33[i]);              "Energia Interna"


P41[i]=P3[i]*((V31[i]/V4[i])^k);
P42[i]=P3[i]*((V32[i]/V4[i])^k);
P43[i]=P3[i]*((V33[i]/V4[i])^k);

T41[i]=T31[i]*((V31[i]/V4[i])^(k-1));
T42[i]=T32[i]*((V32[i]/V4[i])^(k-1));
T43[i]=T33[i]*((V33[i]/V4[i])^(k-1));

u41[i]=IntEnergy(Air;T=T41[i]);              "Energia Interna"
u42[i]=IntEnergy(Air;T=T42[i]);              "Energia Interna"
u43[i]=IntEnergy(Air;T=T43[i]);              "Energia Interna"



Qout1[i]=cv*(T41[i]-T1);                     "Calor de entrada no motor"
Qout2[i]=cv*(T42[i]-T1);                     "Calor de entrada no motor"
Qout3[i]=cv*(T43[i]-T1);                     "Calor de entrada no motor

Qin1[i]=cp*(T31[i]-T2[i]);                   "Calor de saída do motor
Qin2[i]=cp*(T32[i]-T2[i]);                   "Calor de saída do motor
Qin3[i]=cp*(T33[i]-T2[i]);                   "Calor de saída do motor"

PME1[i]=W_liq1[i]/(v1_s - v2_s[i])
PME2[i]=W_liq2[i]/(v1_s - v2_s[i])
PME3[i]=W_liq3[i]/(v1_s - v2_s[i])


Volume_PMS[i]= Area_Pistão*PMS[i];                              "Volume do PMS"
Volume_PMI[i]= (Volume_PMS[i]) +((2*manivela)*Area_Pistão);     "Volume do PMI"

r[i]=  Volume_PMI[i]/Volume_PMS[i];      "Taxa de Compressão do pistão adimensional"
```

```
v1[i]= Volume_PMI[i];
v2[i]= Volume_PMS[i];
v31[i]=v2[i]*rc1;
v32[i]=v2[i]*rc2;
v33[i]=v2[i]*rc3;

v4[i]=v1[i];


W_liq1[i]=(Qin1[i]-Qout1[i])                "trabalho líquido do motor”
W_liq2[i]=(Qin2[i]-Qout2[i])                "trabalho líquido do motor
W_liq3[i]=(Qin3[i]-Qout3[i])                "trabalho líquido do motor”


W_real1[i]=W_liq1[i]*m                      "trabalho real do motor"
W_real2[i]=W_liq2[i]*m                      "trabalho real do motor"
W_real3[i]=W_liq3[i]*m                      "trabalho real do motor"

Pot_cilindro1[i]=((W_real1[i]*rotação)/120[s])*convert(kJ/s;hp)      "potência de cada cilindro"
Pot_cilindro2[i]=((W_real2[i]*rotação)/120[s])*convert(kJ/s;hp)      "potência de cada cilindro"
Pot_cilindro3[i]=((W_real3[i]*rotação)/120[s])*convert(kJ/s;hp)      "potência de cada cilindro"

Pot_motor_HP1[i]=quant_cilindros*Pot_cilindro1[i]*convert(kJ/s;hp)   "potência de todos os cilindros"
Pot_motor_HP2[i]=quant_cilindros*Pot_cilindro2[i]*convert(kJ/s;hp)   "potência de todos os cilindros"
Pot_motor_HP3[i]=quant_cilindros*Pot_cilindro3[i]*convert(kJ/s;hp)   "potência de todos os cilindros"

Torque_11[i]=(Pot_cilindro1[i]*1000)/(2*pi*(rotação/60))
Torque_12[i]=(Pot_cilindro2[i]*1000)/(2*pi*(rotação/60))
Torque_13[i]=(Pot_cilindro3[i]*1000)/(2*pi*(rotação/60))


eta_combustão1[i]=((Qin1[i]*m)/(Qpci*m/AF));
eta_combustão2[i]=((Qin2[i]*m)/(Qpci*m/AF));
eta_combustão3[i]=((Qin3[i]*m)/(Qpci*m/AF));


eta1[i]= 1 - (1/(r[i]^(k-1)))*(((rc1^(k)) -1)/(k*(rc1-1)));
eta2[i]= 1 - (1/(r[i]^(k-1)))*(((rc2^(k)) -1)/(k*(rc2-1)));
eta3[i]= 1 - (1/(r[i]^(k-1)))*(((rc3^(k)) -1)/(k*(rc3-1)));

END


rotação=3800;                               "em rpm"
D= 96*10^(-3) ;                             "Diâmetro do pistão [m]"
manivela= 48*10^(-3);                       "Comprimento da manivela [m]"

Area_Pistão= (pi*D^2)/4;                    "Área do Pistão [m^2]"

quant_cilindros= 4;                         "Quantidade de Cilindros"


Qpci= 43000;                                "Poder calorífico Inferior do diesel"
AF= 15;                                     "Relação de massa Ar/Combustível"


rc1=1,5;                                    "Razão de Corte adimensional"
rc2=2,0;                                    "Razão de Corte adimensional"
rc3=2,5;                                    "Razão de Corte adimensional"
```

```
T1= 298;                                "Temperatura inicial do ar [K]"
P1= 100;                                "Pressão Inicial do ar [KPa]"
u1=IntEnergy(Air;T=T1);                 "Energia Interna"
v1_s=Volume(Air;T=T1;P=P1);             "Volume específico"


m=(P1*Cilindrada)/(0,287*T1)            "Massa admitida no motor"
m_dot=(m*(rotação/60)*(1/2));           "Massa admitida por segundo do motor"


m_comb=m/(1+AF)                         "Massa de combustível admitida pelo motor"

cp=Cp(Air;T=T1);
cv=Cv(Air;T=T1);
k=cp/cv;

Qin_comb=Qpci*m_comb
```