

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO  
CENTRO CIENCIAS TECNOLOGICAS  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM MOTOR A COMBUSTÃO**

SÃO LUÍS/MA

2021

ALAN RUBENS SILVA SÁ FILHO

ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM MOTOR A COMBUSTÃO

Monografia de graduação apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual do Maranhão como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Fernando Lima de Oliveira

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA MONOGRAFIA DEFENDIDA PELO ALUNO ALAN RUBENS SILVA SÁ FILHO, E ORIENTADA PELO(A) PROF DR FERNANDO LIMA DE OLIVEIRA.

  
.....  
ASSINATURA DO ORIENTADOR

SÃO LUÍS/MA

2021

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**Análise Exergética de um Motor a Combustão**

Autor: Alan Rubens Silva Sá Filho  
Orientador: Prof. Dr. Fernando Lima de Oliveira  
Coorientador:

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Monografia:

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Fernando Lima de Oliveira, Presidente**  
**Universidade Estadual do Maranhão – UEMA**

*Reginaldo Nunes da Silva*  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Msc. Reginaldo Nunes da Silva**  
**Universidade Estadual do Maranhão – UEMA**

*Alisson A. A. Figueiredo*  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Alisson Augusto Azevedo Figueiredo**  
**Universidade Estadual do Maranhão - UEMA**

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

São Luís/MA, 16 de dezembro de 2021.

Sá Filho, Alan Rubens Silva.

Análise Exergética de um Motor a Combustão / Alan Rubens Silva Sá Filho. – São Luís, 2021.

78p.

TCC (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2021.

Orientador: Prof. Dr. Fernando Lima de Oliveira.

1.Motor a combustão. 2.Energia. 3.Exergia. 4.Eficiência. 5.Simulação numérica. I.Título.

CDU: 621.43.016/.018

**Elaborado por Giselle Frazão Tavares - CRB 13/665**

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais que tanto investiram em minha educação ao longo da vida. Pelo incentivo e encorajamento ao longo de toda a caminhada acadêmica em especial no desenvolvimento deste trabalho.

Ao Ribamar Carvalho por sua amizade, compreensão e apoio no desenvolvimento do estudo.

Aos amigos Vicente Araújo e Gustavo Ferreira por seu companheirismo e motivação nos momentos de dificuldade.

## RESUMO

Ainda hoje o nível de compreensão à cerca dos fenômenos físicos e a precisa identificação dos processos que se procedem dentro de um motor a combustão interna encontram-se bastante defasados em detrimento dos conhecimentos práticos. Logo propõe-se neste trabalho a construção de um modelo teórico capaz de simular um motor de ignição por faísca movido a gasolina, abrangendo a duração finita da combustão, a transmissão de calor dos gases para as paredes do cilindro e variação dos parâmetros dos processos de admissão e exaustão. A modelagem foi realizada através de uma simulação numérica baseada no método Euler, incrementado um modelo termodinâmico segundo a carga teórica desenvolvida. Foram consideradas a modelagem geométrica do motor, o efeito da lei da liberação de energia e o efeito da transferência de calor. A função da liberação de energia além de sua aplicação usual, foi utilizada para simular o efeito da abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape. A parametrização do modelo deu-se a partir dos dados de um motor de competição, Baja SAE que é um desafio lançado para estudantes de engenharia no qual deve-se desenvolver um veículo protótipo com capacidade off-road. O regulamento das competições Baja SAE, estabelece um motor universal, nesse sentido, as conclusões obtidas nesse projeto tendem a obter um resultado prático em um cenário onde a eliminação de perdas, tal qual a compreensão do processo, pode representar uma vantagem significativa em relação aos demais competidores. Os resultados obtidos foram comparados com a literatura, mostrando que a combustão é a principal causa de irreversibilidades. Além disso, o adiantamento do ângulo de início da combustão pode ser um método utilizado para melhorar o desempenho do motor.

**Palavras chave:** Motor a combustão, Energia, Exergia, Eficiência, Simulação numérica.

## ABSTRACT

Even today, the knowledge about physical phenomena and the accurately identification of the processes that happens in an internal combustion engine are quite outdated, to the detriment of practical knowledge. Therefore, this work proposes the construction of a theoretical model capable of simulating a gasoline-powered spark ignition engine, considering the finite duration of combustion, the heat transmission of the gases to the cylinder walls and variation of the parameters of the combustion processes. admission and exhaustion. The modeling was carried out through a numerical simulation based on the Euler method, incrementing a thermodynamic model according to the developed theoretical load. The geometric modeling of the engine, the effect of the energy release law and the heat transfer effect were considered. The heat release function, in addition to its usual application, was used to simulate the effect of opening and closing the intake and exhaust valves. The parameterization of the model was based on data from a competition engine, Baja SAE, which is a challenge for engineering students where a prototype vehicle with off-road capability must be developed. Baja SAE competition regulation, establishes an universal engine, in this sense, the conclusions obtained in this project tend to obtain a practical result in a enviroment where the elimination of losses, such as the understanding of the process, should means an advantage over to the other competitors. Each result was compared with other studies carried out on the subject, pointing to combustion as the main source of irreversibilities and the advancement of the combustion start angle as a way to improve the performance of the engine in question.

**Key Words:** Combustion Engine, Energy, Exergy, Efficiency, Numerical Simulation.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 3.1. Fluxos de massa e energia em um MCI (Brunetti, 2018, pág. 27) .....	16
Figura 3.2. Classificação Motores a combustão Interna (Autor, 2021) .....	17
Figura 3.3. Componentes Estacionários. (Souza, 2016 pág. 19) .....	17
Figura 3.4. Componentes Móveis. (Souza, 2016 pág. 20).....	18
Figura 3.5. Nomenclatura das posições do pistão (Brunetti, 2018 pág. 30).....	19
Figura 3.6. Nomenclatura Cinemática de um motor a combustão (Brunetti, 2018 pág. 32) .....	20
Figura 3.7. Tempos de um motor alternativo. (Brunetti, 2018 pág. 32).....	22
Figura 3.8. Trabalho devido a fronteira em movimento. (Autor, 2021) .....	24
Figura 3.9. O trabalho depende da trajetória entre dois estados. (Autor, 2021).....	25
Figura 3.10. Ciclo otto real. (Simencio, 2019 pág. 29) .....	32
Figura 3.11. Ciclo otto teórico (Souza, 2016 pág. 26) .....	33
Figura 3.12. Sistema combinado. (Autor, 2021) .....	36
Figura 3.13 Comparativo: Lei da liberação de energia vs ciclo teórico (Adaptado de Lima e Santos, 2018 p. 38) .....	43
Figura 3.14. Curva Wiebe (Adaptado de Lima e Santos, 2018 pág. 47).....	44
Figura 3.15. Taxa da queima de massa. (Adaptado de Linenburg, 2017, pág. 39).....	44
Figura 4.1. Parâmetros geométricos motor Briggs Stratton série 20 (Autor, 2021) .....	46
Figura 4.2. Representação gráfica método de Euler. (Souza, 2016 pág. 39) .....	47
Figura 4.3 Fluxograma rotina (Autor, 2021) .....	52
Figura 5.1. Volume em função do angulo de manivela. (Autor, 2021).....	53
Figura 5.2 Função Wiebe (Autor, 2021).....	54
Figura 5.3 Gráfico da Liberação de Energia (Autor, 2021).....	55
Figura 5.4 Gráfico de temperatura. (Autor, 2021).....	55
Figura 5.5 Pressão vs ângulo de manivela (Autor, 2021).....	56
Figura 5.6 Gráfico Volume vs Pressão (Autor, 2021) .....	57
Figura 5.7 Suavização no ciclo real (Autor, 2021).....	57
Figura 5.8. Angulo de início da combustão (Autor, 2021) .....	58
Figura 5.9. Gráfico Volume x Pressão (Autor, 2021).....	58
Figura 5.10. Trabalho desenvolvido pelo motor (Autor, 2021) .....	59
Figura 5.11. Irreversibilidades Compressão (Autor, 2021) .....	60
Figura 5.12 Irreversibilidades Combustão (Autor, 2021).....	60
Figura 5.13 Irreversibilidades na Expansão (Autor, 2021).....	61

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 4.1. Dados do motor Briggs Stratton (Autor, 2021) .....	45
Tabela 5.1 Parâmetros iniciais da simulação (Autor 2021) .....	53
Tabela 5.2. Eficiências do Motor a Combustão (Autor, 2021).....	61

## LISTA DE SIMBOLOS

$\alpha$  = ângulo de manivela [°]

$\alpha_{CS}$  = ângulo de início da combustão [°]

$\Delta\alpha$  = Duração da combustão [°]

$D$  = Diâmetro da câmara de combustão [m]

$D_p$  = Diâmetro do pistão [m]

$e$  = Exergia específica [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]

$f$  = função Weibe [adm]

$g$  = aceleração da gravidade [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]

$h$  = Coeficiente de película [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]

$H$  = Entalpia [ $\text{J}/\text{mol}$ ]

$L$  = Comprimento da biela [m]

$m_a$  = massa de ar [Kg]

$n$  = fator de forma do motor [adm]

$N$  = Número de rotações [rpm]

$\eta$  = Rendimento termodinâmico [adm]

$\eta_v$  = Rendimento volumétrico [adm]

$\rho_{a,i}$  = densidade da mistura ar – combustível [ $\text{Kg}/\text{m}^3$ ]

$P$  = Pressão [Pa]

$Q$  = Quantidade de calor [J]

$R$  = Constante universal dos gases [ $\text{J}/\text{mol} \cdot \text{K}$ ]

$r$  = taxa de compressão [adm]

$Re$  = Número de Reynolds [adm]

$s$  = Curso do pistão [m]

$S = \text{Entropia} \left[ \frac{J}{K} \right]$

$T = \text{Temperatura} [K]$

$T_0 = \text{Temperatura inicial} [K]$

$V = \text{Volume} [m^3]$

$V_d = \text{Deslocamento volumétrico} [m^3]$

$V_{du} = \text{Volume deslocado pelo pistão} [m^3]$

$V_1 = \text{Volume da câmara de combustão} [m^3]$

$V_2 = \text{Volume varrido} [m^3]$

$V_p = \text{Velocidade do pistão} [m/s]$

$\varphi = \text{constante} [adm]$

$W = \text{Trabalho} [J]$

$x = \text{distância para o pistão atingir o PMS.} [m]$

$z = \text{altura em relação ao nível do mar} [m]$

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	12
2. OBJETIVOS.....	15
2.1 Objetivo Geral.....	15
2.2 Objetivos Específicos.....	15
3. REFERENCIAL TEÓRICO.....	16
3.1 MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA.....	16
3.1.1 Componentes Internos.....	17
3.1.2 Nomenclaturas Geométrica e Cinemática.....	19
3.1.3 Ciclo de Funcionamento.....	21
3.1.4 Eficiência.....	22
3.2 ABORDAGEM TERMODINÂMICA.....	23
3.2.1 Trabalho.....	23
3.2.2 Calor.....	25
3.2.3 Condução.....	26
3.2.4 Radiação.....	27
3.2.5 Convecção.....	27
3.2.6 Problema da transmissão de calor.....	27
3.2.7 Primeira Lei da termodinâmica.....	30
3.2.8 Entalpia.....	31
3.2.9 Ciclo Otto.....	32
3.2.10 Segunda Lei da Termodinâmica.....	33
3.2.11 Entropia.....	33
3.2.12 Exergia.....	34
3.2.13 Exergia Termomecânica.....	36
3.2.14 Exergia termoquímica.....	37

3.2.15	Balço Exergético .....	41
3.2.16	Eficiência Exergética .....	41
3.3	O PROBLEMA DA COMBUSTÃO .....	41
3.3.1	Função Wiebe .....	42
4.	MATERIAIS E MÉTODOS.....	45
4.1	CARACTERIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO MOTOR.....	45
4.2	DIFERENCIAÇÃO.....	46
4.3	MÉTODO EULER.....	47
4.4	MODELAGEM DA COMBUSTÃO .....	48
4.5	FASE FECHADA .....	49
4.6	FASE ABERTA .....	50
4.7	EXERGIA .....	51
4.8	ROTINA.....	52
5.	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	53
6.	CONCLUSÃO.....	63
	REFERÊNCIAS.....	64



UNIVERSIDADE  
ESTADUAL DO  
MARANHÃO



## 1. INTRODUÇÃO

A utilização de ferramentas pela espécie humana, sem dúvidas é um dos fatores que permitiu a perpetuação da espécie tal como sua evolução até o estágio tecnológico atual. A busca por meios externos que em um primeiro momento compensasse a defasagem física do *homo sapiens* em relação a outras espécies depois se tornou uma constante procura por recursos a fim de facilitar importantes atividades diárias como locomoção, alimentação e comunicação.

Assim, as máquinas térmicas que podem ser entendidas como dispositivos capazes de converter energia térmica em energia mecânica, foram fundamentais para o desenvolvimento tecnológico da humanidade, a começar pela Revolução Industrial, os meios de transporte e a produção de energia.

A partir das atividades diárias supramencionadas, a possibilidade de se locomover rapidamente entre dois pontos distantes torna a qualidade de vida melhor e amplia as possibilidades para o homem. Dentro deste cenário, destaca-se uma máquina térmica largamente utilizada para este fim: o Motor a Combustão Interna.

Em 1794, Robert Steet obteve a patente de um Motor de Combustão Interna que consistia em dois cilindros horizontais, sendo que o cilindro bomba produzia a energia que seria utilizada para a movimentação do cilindro de potência (VARELLA, 2015). Jean Etienne Lenoir (1852) partindo dos princípios de Cecil (1821), começou a trabalhar no projeto de construção de um motor fixo de explosão a gás, que patenteou em 1860. O motor a combustão tem a sua primeira utilização em uma proposta veicular datada de 1885 no carro movido a gasolina construído por Karl Benz. Talvez o passo mais importante no desenvolvimento da técnica de motores tenha sido dado por Nikolaus Otto que conseguiu melhorar o desempenho do motor desenvolvido por Lenoir, acrescentando uma etapa aos três ciclos até então costumeiros. Além da injeção, explosão e exaustão, o motor de Otto passou a comprimir o combustível, o que aumentava consideravelmente seu rendimento (VARELLA, 2015).

Desde então, os motores de combustão interna, tem sido ensaiados experimentalmente e o conhecimento gerado, tal qual as melhorias implementadas ao longo do tempo tem sido fruto especialmente dessa extensiva acumulação de aprendizados práticos a respeito do tema.



UNIVERSIDADE  
ESTADUAL DO  
MARANHÃO



Ainda hoje o nível de compreensão à cerca dos fenômenos físicos e a precisa identificação dos processos que se procedem dentro deste tipo de motor encontram-se bastante defasados em detrimento dos conhecimentos práticos. O fato desses processos encontrarem-se em sua maior parte fora de um regime permanente, isto é, processos onde o tempo é uma variável explícita, é um importante fator para essa defasagem. Além disso é possível apontar a utilização de um fluido de trabalho que sofre transformação químicas e geometrias complexas de paredes.

Todavia o cenário no qual a humanidade se encontra e a direção para o qual esse cenário evolui, com a crescente da população, levando a escassez de recursos e a preocupação com os efeitos do dispêndio de dióxido de carbono na atmosfera, exige evoluções na tecnologia utilizada neste tipo de motores e ascende um farol de que é importante progredir na compressão teórica desses processos. Não é mais suficiente que o motor consiga converter energia química em trabalho, deve-se fazer isso de maneira limpa, de maneira mais eficiente e de maneira segura.

Diversas linhas de atuação abordam a otimização de recursos e minimização das perdas, estudo para o qual é necessário conhecer os pontos de baixa eficiência e o máximo trabalho que o sistema é capaz de exercer. Nos motores à combustão interna, o trabalho se dá através de um processo termodinâmico, logo a análise exérgica é quem possibilitará esse estudo.

Pouco se tem a respeito de análise exérgica de motores a combustão interna. Patterson (1962) incluiu uma análise de segunda lei termodinâmica em seu trabalho de simulação de um motor de ignição por centelha, utilizando-se do conceito de disponibilidade e usando a energia livre de Gibbs como exergia química do combustível na pressão de uma atmosfera e 25°C. Gallo (1990) apresenta uma abordagem para motores de ignição por centelha movidos a gasolina e álcool que incluem a transmissão de calor instantânea e o processo de combustão com duração. O modelo proposto por Gallo (1990), apresenta o cálculo de propriedades termodinâmicas, incluindo a exergia, de cada parcela do fluido operante e suas misturas. Alkidas (1988) apresenta balanços energéticos e exérgicos globais em diferentes condições de um motor a diesel a partir de dados experimentais. Souza (2016) utiliza-se do método de Euler para a elaboração de um modelo numérico capaz de simular as variáveis de estado dos diferentes processos do ciclo otto. Kasper (2003) apresenta uma modelagem fluidodinâmica para



UNIVERSIDADE  
ESTADUAL DO  
MARANHÃO



simulação numérica de um motor a combustão interna. Por fim, Lima e Santos (2018) utilizam-se do método de liberação de energia para modelagem termodinâmica de um motor a combustão Interna.

Dessa forma, propõe-se neste trabalho a construção de um modelo teórico capaz de simular um motor de ignição por faísca movido a gasolina, abrangendo a duração finita da combustão, a transmissão de calor dos gases para as paredes do cilindro e variação dos parâmetros dos processos de admissão e exaustão.



UNIVERSIDADE  
ESTADUAL DO  
MARANHÃO



## 2. OBJETIVOS

### 2.1 Objetivo Geral

Apresentar um modelo teórico capaz de descrever os fenômenos envolvidos nos processos de geração de trabalho útil em um motor de combustão interna, de forma que seja possível entender a influência das variáveis envolvidas no processo e parametrizar a performance de um motor de competição - Baja SAE, Briggs Stratton série 20.

### 2.2 Objetivos Específicos

Em relação aos objetivos específicos, tem-se:

- Desenvolver um modelo numérico de um motor de ignição por faísca movido a gasolina, incorporando a duração finita da combustão, a transmissão de calor dos gases para as paredes do cilindro e variação dos parâmetros dos processos de admissão e exaustão;
- Aplicar o modelo numérico desenvolvido a um motor Briggs Stratton série 20;
- Desenvolver uma análise exérgica global, bem como dos processos internos inerentes ao ciclo otto – Admissão, compressão, combustão, expansão e exaustão.

### 3. REFERENCIAL TEÓRICO

#### 3.1 MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA

Uma máquina térmica é um dispositivo capaz de transformar calor em trabalho, quando esse calor é obtido através da queima de um combustível, tem-se um motor a combustão. De acordo com Brunetti (2018) um Motor a Combustão Interna (MCI) pode ser entendido por um dispositivo onde a obtenção de trabalho é ocasionada por uma sequência de processos realizados num “fluido ativo – FA” que participa diretamente da combustão. Esse processo é demonstrado na Figura 3.1.

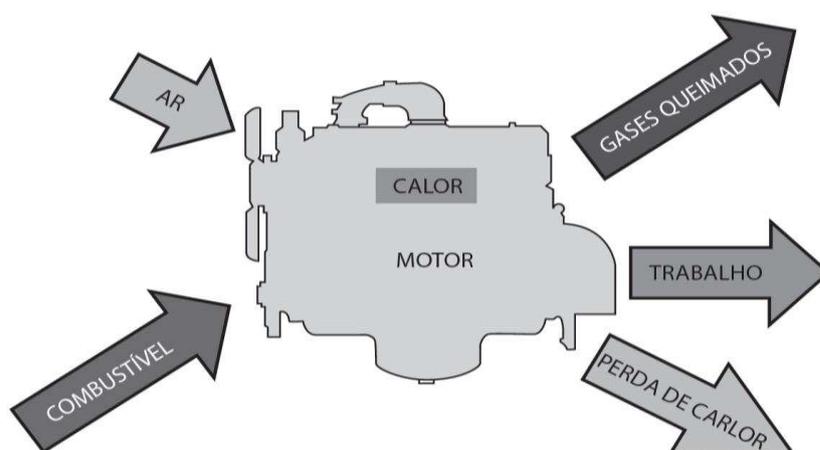


Figura 3.1. Fluxos de massa e energia em um MCI (Brunetti, 2018, pág. 27)

Diversas são as configurações em que pode ocorrer um MCI, de forma que é possível segmentar esse grupo de máquinas térmicas a partir de algumas características tais como: a forma de se obter trabalho mecânico, a ignição, número de tempos e ciclo de operação, disposição dos pistões, sistema de arrefecimento, disposição das válvulas de admissão e escape, condição de alimentação e relação entre diâmetro e pistão, de maneira que apresenta-se um esquema simplificado dessas divisões na Figura 3.2. Na configuração mais comum dos motores à combustão interna, a conversão de energia química em trabalho ocorre por meio de ciclos de expansão e compressão do fluido (combustível) na câmara de combustão em cada cilindro, onde o movimento retilíneo alternado do pistão é convertido em movimento rotativo do virabrequim. Esse sistema é chamado de biela-manivela, também chamado de motor de movimento alternado (Pulkrabek, 2003).

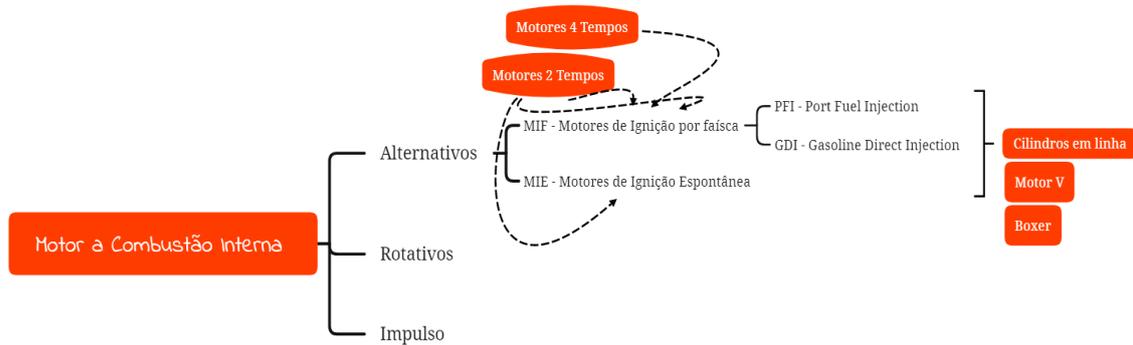


Figura 3.2. Classificação Motores a combustão Interna (Autor, 2021)

### 3.1.1 Componentes Internos

De forma a se unificar as nomenclaturas apresentadas nesse trabalho, essa secção dispõe dos componentes mais relevantes de um motor a combustão interna, dentro do contexto da análise exergética que se pretende desenvolver. Esses componentes são divididos em estacionários e moveis. As partes estacionárias são aquelas responsáveis por dar sustentação as partes móveis, bem como acomodar fluidos envolvidos no processo de combustão. Portanto, os componentes fixos de um motor são bloco, cabeçote e cárter, conforme Figura 3.3.

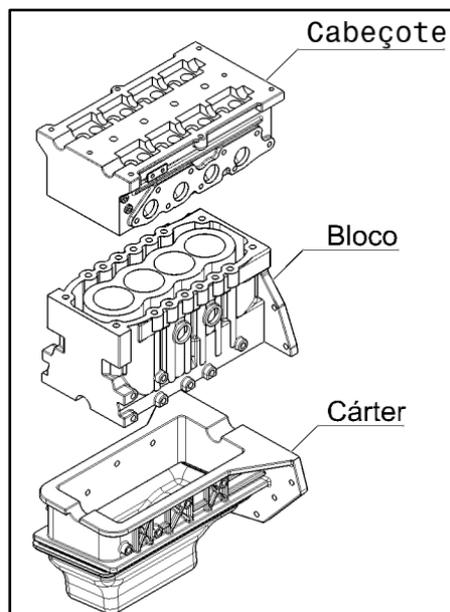


Figura 3.3. Componentes Estacionários. (Souza, 2016 pág. 19)

De acordo com Martins (2013), o bloco é considerado o principal componente do motor, nele estão localizados os cilindros e furos de arrefecimento. O bloco é o elemento estrutural do motor sobre os quais evoluem as peças em movimento. Em sua parte inferior, encontra-se o cárter que deve armazenar o fluido responsável por lubrificar as partes rotativas do motor. Em complemento a este conjunto estacionário, na parte superior encontra-se uma tampa que encaixa

na câmara de combustão denominada cabeçote, é nele também que acomodar-se-á o conjunto de válvulas responsáveis pelo fluxo de massa no conjunto.

Os componentes móveis por sua vez, são responsáveis pelo fluxo de massa dentro do motor bem como transformar trabalho desenvolvido pelo fluido ativo em movimento rotativo. Dentre estas, destacam-se: virabrequim, pistão, biela e válvulas, conforme ilustrado na Figura 3.4.

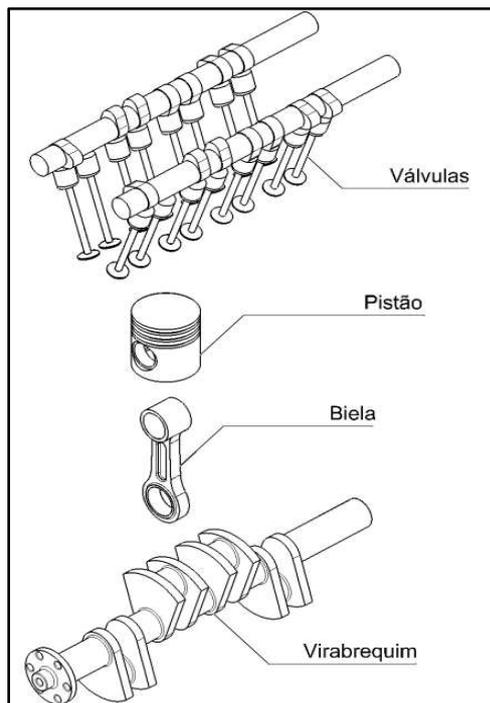


Figura 3.4. Componentes Móveis. (Souza, 2016 pág. 20)

Para Pulkrabek (2003) o virabrequim pode ser entendido como um eixo rotativo responsável por transmitir trabalho para sistemas adjacentes ao motor. Em geral, o virabrequim é conectado ao bloco através dos rolamentos principais e deslocado pelo movimento alternativo dos pistões conectados pela biela em um eixo deslocado do eixo de giro principal. A distância entre o eixo no qual a biela se conecta e o eixo de giro do virabrequim é chamado de raio de manivela. As bielas são o elo de conexão entre pistão e virabrequim. Os pistões por sua vez podem ter três funções principais destacadas: servir de parede móvel para a câmara de combustão, assegurando sua estanqueidade, receber pressão dos gases e transmitir ao sistema biela-virabrequim e conduzir o movimento da biela. Por fim, as válvulas são os elementos móveis que permitem o fluxo de massa, entrada da mistura ar e combustível e saída dos gases de exaustão dentro da câmara de combustão.

### 3.1.2 Nomenclaturas Geométrica e Cinemática

Nesse tópico, as nomenclaturas mais importantes são destacadas em relação ao estudo da geometria e algumas relações cinemáticas de um motor a combustão interna. Conforme a Figura 3.5, apresenta-se as seguintes relações:

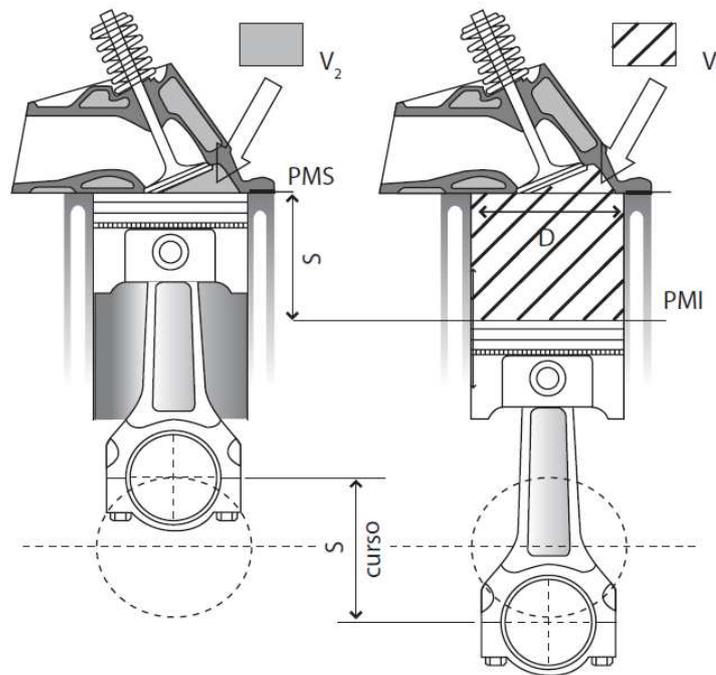


Figura 3.5. Nomenclatura das posições do pistão (Brunetti, 2018 pág. 30)

A posição no qual o pistão está mais próximo possível do cabeçote é denominada ponto morto superior (PMS), assim como a posição no qual o cabeçote encontra-se mais afastado quanto possível do cabeçote é denominada ponto morto inferior (PMI). O curso do pistão que aqui será denominado pela variável  $S$ , consiste na distância percorrida pelo pistão entre um ponto morto e outro. Outra variável importante para a análise consiste nas relações volumétricas da câmara de combustão, de forma que o volume total ( $V_1$ ) é o volume compreendido entre o cabeçote e a cabeça do pistão quando este em PMI, o volume da câmara de combustão ( $V_2$ ) é o volume compreendido entre o cabeçote e a cabeça do pistão quando este em PMS e a cilindrada unitária ( $V_{du}$ ) também conhecida como volume de deslocamento útil, corresponde à diferença matemática entre as duas relações volumétricas supramencionadas. Consolidando os conceitos apresentados e relacionando-os com o diâmetro ( $D$ ) do pistão tem-se a importante relação matemática apresentada na equação 1

$$V_{du} = V_1 - V_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \quad (3.1)$$

Uma importante relação nos projetos de MCIs é a taxa de compressão ( $r_v$ ) que aponta quantas vezes o volume total pode ser reduzido, ou seja compreende a razão entre  $V_1$  e  $V_2$ . (eq. 2)

$$r_v = V_1/V_2 \quad (3.2)$$

A partir dos conceitos apresentados, é possível estabelecer algumas relações cinemáticas a partir da Figura 3.6, onde:

V.E.: válvula de escapamento.

V.A.: válvula de admissão.

r: raio da manivela.

n: frequência da árvore de manivelas.

$\omega$ : velocidade angular da árvore de manivelas.

$V_p$ : velocidade média do pistão.

X: Distância do pistão até o PMS

$\alpha$ : ângulo formado entre a manivela e um eixo vertical de referência.

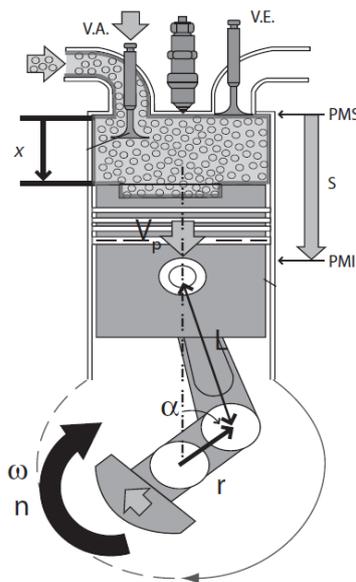


Figura 3.6. Nomenclatura Cinemática de um motor a combustão (Brunetti, 2018 pág. 32)

A variável  $x$  pode ser convenientemente escrita em função do ângulo de manivela ( $\alpha$ ) de modo que seja possível determinar a posição instantânea do sistema e o volume instantâneo ( $V_d$ ) da câmara de combustão a partir desta medida. Dessa maneira apresenta-se a Equação 3 e Equação 4.

$$X = r(1 - \cos\alpha) + L \left( 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \sin^2\alpha} \right) \quad (3.3)$$



$$V_d = V_2 + x \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad (3.4)$$

Para os cálculos de transmissão de calor instantânea necessárias nesse estudo entre os gases e as paredes do motor, são necessárias as áreas de contato: área do cabeçote, área do pistão e área do cilindro. Para isto faz-se valer das relações apresentadas para definir a área instantânea das paredes laterais em cada etapa do processo.

### 3.1.3 Ciclo de Funcionamento

Para Brunetti (2018) a combustão é um processo químico exotérmico de oxidação de um combustível. Logo, para que o combustível reaja com o oxigênio do ar faz-se necessário um agente que dê início à reação. O entendimento desse processo é primordial, pois de acordo com Mahle (2020) somente no momento da combustão é que se produz energia mecânica.

Conforme apresentado na Figura 3.2, quanto ao processo de combustão, os MCIs podem apresentar-se como Motores de Ignição por Faísca (MIF) ou motor de ignição espontânea (MIE). No primeiro caso, a mistura combustível-ar é admitida, previamente dosada ou formada no interior dos cilindros quando há injeção direta de combustível (GDI) *Gasoline Direct Injection*, e inflamada por uma faísca que ocorre entre os eletrodos de uma vela. Já na segunda configuração, quando o pistão aproxima-se do PMS, injeta-se o combustível que reage espontaneamente com o oxigênio presente no ar quente, sem a necessidade de uma faísca. A temperatura do ar necessária para que aconteça a reação espontânea do combustível denomina-se Temperatura de Autoignição (TAI). Essas diferentes formas de funcionamento dos dois tipos de motores criam características distintas que, direcionam as suas aplicações.

As configurações supramencionadas são também conhecidas respectivamente como ciclo Diesel e ciclo Otto em homenagem a seus idealizadores Rudolf Diesel e Nikolaus Otto. Há ainda uma terceira que é considerada um aprimoramento do ciclo Otto que é o ciclo Miller. De acordo com o trabalho de Fergurson e Kirkpatrick (2015), as diferenças entre o Ciclo Diesel e Otto são, principalmente, quanto à propriedade do gás na admissão, quanto à ignição, e quanto ao movimento do pistão, e entre o ciclo Otto e o ciclo Miller é o tempo de abertura da válvula de admissão.

O presente texto terá como base o ciclo Otto em seu desenvolvimento, apresentado com maior detalhes nessa seção. A sequência de eventos sucessivos necessários para obtenção de trabalho, ocorrem em quatro processos, conforme Figura 3.7, obedecendo: admissão, compressão, expansão e escape que serão descritos a seguir.

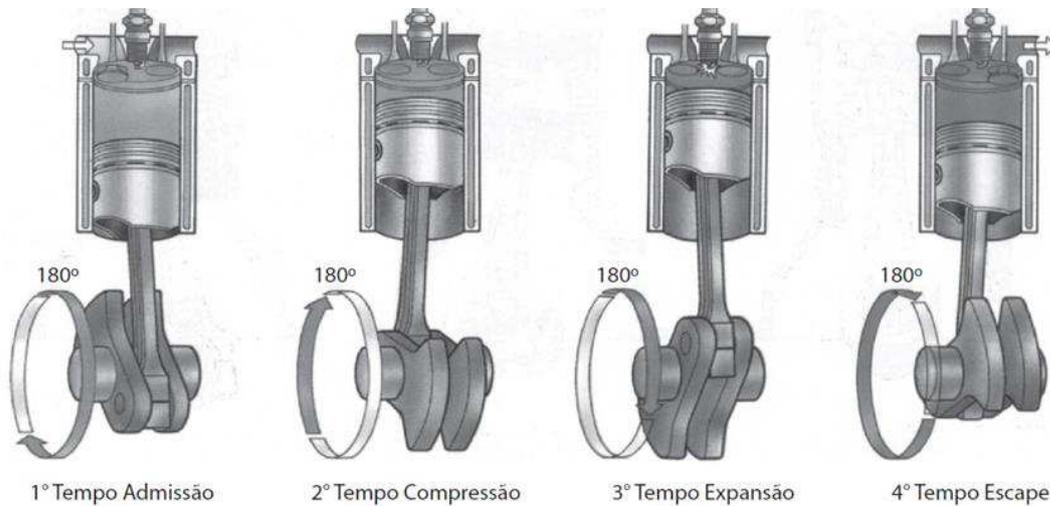


Figura 3.7. Tempos de um motor alternativo. (Brunetti, 2018 pág. 32)

Na etapa de admissão, o pistão move-se do PMS para o PMI, a válvula de admissão se abre e a mistura de ar e combustível é introduzida para o interior do cilindro, logo em seguida a válvula de admissão se fecha à medida que o pistão reverte seu movimento para o PMS, comprimindo a mistura admitida na etapa de compressão, nas proximidades do PMS, salta a faísca que provoca a ignição da mistura. A combustão provoca um grande aumento da pressão, de tal forma que o FA sofre um processo de expansão, esse é o processo que realiza o trabalho positivo (útil) do motor. Após o processo de combustão, a válvula de escape se abre e os gases são forçados para fora do cilindro. Nas próximas seções será apresentado uma abordagem termodinâmica desse ciclo.

#### 3.1.4 Eficiência

Na análise de parâmetros relevantes do motor, como torque e potência, a evolução da pressão dentro da câmara é um importante fator a ser definido. Oriunda da energia da reação química da combustão, a pressão na câmara de combustão se transforma na força aplicada sobre os pistões. Na equação do rendimento do motor, o que será entregue pelo motor será o trabalho, ou potência de saída. Silva (2006) desenvolveu uma metodologia para determinação da potência indicada e estudou a obtenção de outros parâmetros dos motores de combustão interna. Nesse sentido, alguns parâmetros devem ser observados para definir a eficiência de um motor.

Um motor a combustão é universalmente entendido como uma máquina térmica, de forma que sua eficiência termodinâmica, que é definida por conceitos que serão posteriormente apresentados, pode ser dada por:

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_T} \quad (3.5)$$



Um outro parâmetro a ser visto com atenção é a potência indicada que é a potência desenvolvida pelo ciclo termodinâmico do fluido ativo. Da termodinâmica, sabe-se que as áreas sob as curvas de pressão versus volume são proporcionais ao trabalho, assim tem-se a Equação 3.6.

$$N_i = W_i \frac{n}{x} z \quad (3.6)$$

Com relação à quantidade de ar admitida pelo motor, o parâmetro que a define é a eficiência volumétrica. A melhoria desse parâmetro está diretamente relacionada com o aproveitamento da pressão de combustão e, logo, ao desempenho e rendimento do motor.

Heywood (1988) define a eficiência volumétrica como o volume admitido pelo cilindro dividido pelo volume disponível pelo pistão dentro do cilindro de acordo com a Equação 3.7:

$$\eta_v = \frac{2m_a}{\rho_{a,i} V_d N} \quad (3.7)$$

Heywood (1988) menciona que, tipicamente, os valores máximos de eficiência volumétrica para motores naturalmente aspirados de ignição por centelha estão na faixa de 80% a 90%. A eficiência volumétrica é também influenciada por características do combustível, projeto do motor e outras variáveis de operação do motor, tais como: 1) características da mistura ar/combustível; 2) transferência de calor; 3) Relação de pressões entre os sistemas de admissão e exaustão do motor; 4) Taxa de compressão; 5) velocidade do motor (RPM); 6) Projetos dos sistemas de admissão e exaustão do motor; 7) Geometrias, tamanhos e tempo de aberturas das válvulas de admissão e escapamento do motor.

## 3.2 ABORDAGEM TERMODINÂMICA

### 3.2.1 Trabalho

Na evolução dos conceitos inerentes ao texto, deve-se comentar a respeito das quantidades resultantes da transferência de energia através da fronteira de um sistema, trabalho e calor, que conduz a Primeira Lei da Termodinâmica. Na mecânica, o conceito de trabalho está associado ao produto de uma força pela distância de deslocamento na direção da força. Para Shapiro (2013) dentro de uma abordagem termodinâmica, um sistema realiza trabalho na sua vizinhança se toda a interação com o meio externo pudesse ter sido o levantamento de um peso. Essa concepção nada mais é que uma extensão do conceito de trabalho advindo da mecânica.

Uma propriedade é qualquer quantidade que serve para descrever um sistema. O estado de um sistema por sua vez, pode ser entendido como a sua condição descrita pelos valores de suas propriedades em um determinado instante. Quando se pressupõe que as propriedades são constantes de um ponto a outro sem tendência de mudança com o tempo, há uma situação de equilíbrio termodinâmico. Quando um sistema muda de um estado de equilíbrio para outro,

ocorre um processo. Se ao passar de um estado para outro, o desvio do equilíbrio é infinitesimal, ocorre um processo de quase equilíbrio, onde cada estado do processo pode ser idealizado como uma situação de equilíbrio. Em geral os processos de compressão e expansão de gases podem ser aproximados como processos de quase-equilíbrio sem gerar grandes imprecisões (POTTER E SOMERTON, 2004).

Em um arranjo pistão-cilindro, onde um selo é utilizado para conter o gás dentro do cilindro, é possível observar uma situação de quase-equilíbrio no qual se pressupõe que o gás passa por uma série de estados de equilíbrio. Ao mover-se o pistão para cima uma distância  $ds$  permitindo a expansão do gás, é possível constatar que o trabalho infinitesimal que o gás (sistema) realiza na vizinhança (pistão) é dado pelo produto da pressão pelo volume diferencial, conforme possível observar na Equação 3.8.

$$\delta W = P dV \quad (3.8)$$

A diferencial  $\delta W$  definida na Equação 3.9 é dita inexata pois não pode ser avaliada sem a especificação de detalhes do processo. O trabalho desenvolvido em um processo depende da trajetória e dos detalhes de interação entre o sistema e sua vizinhança, portanto não deve ser entendido como uma propriedade.

$$\int_1^2 \delta W = W \quad (3.9)$$

Por outro lado a diferencial de uma propriedade é entendida como exata pois a mudança em uma propriedade entre dois estados específicos não depende da trajetória, de acordo com a equação 3.10.

$$W_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} P dV \quad (3.10)$$

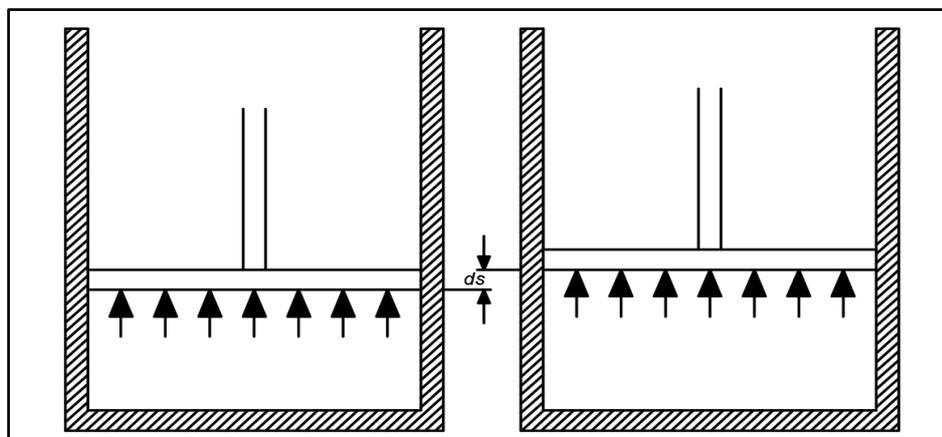


Figura 3.8. Trabalho devido a fronteira em movimento. (Autor, 2021)

A partir desta formulação, é fácil perceber que nos diagrama de pressão *versus* volume o trabalho é graficamente apresentado como a área sob a curva, constatando que o mesmo é uma função da trajetória como supramencionado. Ou seja, dado os estados 1 e 2, haverá diferença no trabalho desenvolvido se a trajetória do processo for diferente, conforme Figura 3.9.

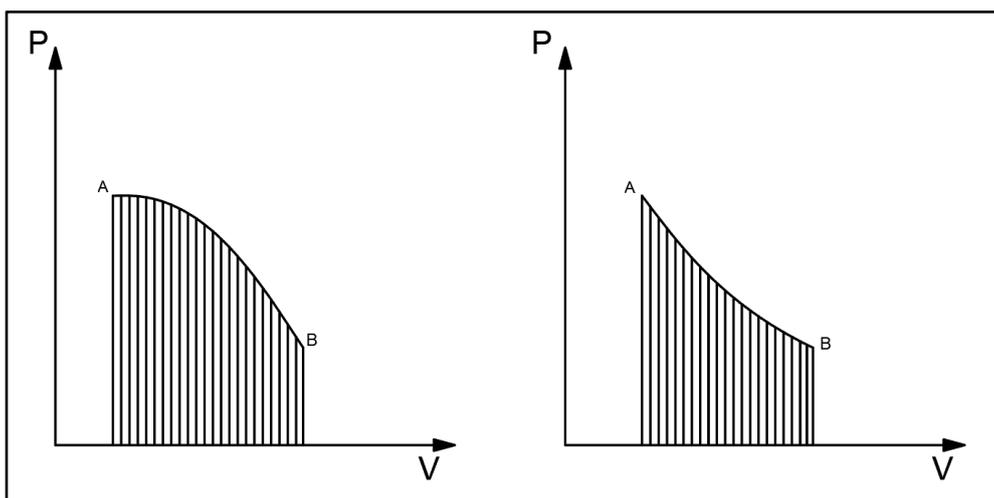


Figura 3.9. O trabalho depende da trajetória entre dois estados. (Autor, 2021)

A convenção escolhida para o trabalho positivo é que, se o sistema realiza trabalho sobre a vizinhança, este é considerado positivo, do contrário, negativo. Assim o trabalho terá sinal positivo se realizado pelo sistema e sinal negativo se realizado no sistema. A taxa de realização de trabalho, designada por  $W$ , é chamada de potência, que no sistema SI é dada por Joules por segundo (J/s) ou Watts (W). Usualmente utiliza-se a unidade de cavalo-vapor para classificação de motores.

Uma segunda observação possível a partir da Equação 3.10 é que se pressupõe que a pressão é constante em todo o volume para cada posição intermediária entre A e B. Em geral é possível considerar um estado de quase equilíbrio mesmo quando as propriedades parecem variar rapidamente. A combustão é um processo bastante rápido e não homogêneo dessa forma, será tratada a parte nesse trabalho, porém é possível pressupor que os demais processos que ocorrem em um motor a combustão interna (expansão, descarga, admissão e compressão) são de quase equilíbrio.

### 3.2.2 Calor

A energia pode também ser transferida microscopicamente por meio de interações entre as moléculas que formam um sistema e aquelas que compõem a superfície da vizinhança, sempre fluindo do meio mais ativo para o meio menos ativo. Esta afirmação infere que o calor é uma grandeza capaz de quantificar o grau de agitação das moléculas. Segundo Potter e



Sommerton (2004) uma força ocorre durante um período extremamente curto, com o trabalho transferindo energia das moléculas mais rápidas para as mais lentas.

Uma propriedade importante dentro desse conceito é a temperatura que aumenta com a elevação da atividade molecular. Assim é possível estabelecer uma correlação entre as interações moleculares de ordem microscópica que permitem transferência de energia com uma propriedade macroscópica. Para Potter e Sommerton (2004) o calor é a energia transferida através da fronteira de um sistema devido a diferença de temperatura entre o sistema e sua vizinhança.

Assim como o trabalho, o calor é capaz de cruzar uma fronteira. Um sistema não possui calor, contém energia sendo o calor entendido como energia em trânsito. Dessa forma a diferença infinitesimal de uma quantidade e calor  $Q$  produz uma diferencial inexata  $\delta Q$ .

A convenção de sinal para as interações que envolvem calor antagoniza a convenção estabelecida para o trabalho, de forma que a transferência de calor positiva adiciona energia ao sistema enquanto a transferência de calor negativa retira calor do sistema. Um processo para o qual a transferência de calor é zero é chamado processo adiabático.

Diversos são os métodos experimentais capazes de avaliar a transferência de energia por calor. Para Shapiro (2013) o que estes métodos possuem em comum é todos reconhecem dois mecanismos básicos e transferência: Condução e radiação térmica. Existem ainda métodos capazes de avaliar a transferência através de um mecanismo combinado: a convecção. Apresenta-se a seguir uma breve descrição de cada um destes.

### 3.2.3 Condução

A condução pode ser entendida como um mecanismo de transferência de energia de partículas mais energéticas de uma substância para as partículas menos energéticas durante as interações entre elas. A taxa de transferência por condução pode ser macroscopicamente quantificada pela Lei de Fourier. Dada uma parede de espessura  $L$  em equilíbrio, onde uma temperatura  $T(x)$  varia linearmente com a posição  $x$ . A partir da lei de Fourier a taxa de transferência de calor através de um plano normal qualquer na direção de  $x$ ,  $\dot{Q}_x$  é proporcional a área da parede  $A$  e ao gradiente de temperatura na direção de  $x$ ,  $dT/dx$ , conforme consta na equação 11.

$$\dot{Q}_x = -\kappa A \frac{dT}{dx} \quad (3.11)$$

onde a constante de proporcionalidade  $\kappa$  é uma propriedade chamada de condutividade térmica que determina a capacidade de determinada substância em conduzir calor. O sinal negativo aponta que em consequência da transferência de energia, a temperatura tende a decrescer.



### 3.2.4 Radiação

Na radiação a energia é transportada através de ondas eletromagnéticas (ou *fótons*), dessa forma, ao contrário da condução, a transferência de calor através da radiação não necessita de um meio para se propagar, podendo ocorrer mesmo no vácuo. Radiação térmica é emitida pela matéria como resultado de mudanças na configuração eletrônica dos átomos. A taxa no qual a energia é emitida,  $\dot{Q}_e$  de uma superfície de área  $A$  é macroscopicamente quantificada através da Lei de Stefan-Boltzmann. A Equação 3.12 mostra que a radiação está associada a quarta potência da temperatura absoluta na superfície  $T_b$ . A constante de proporcionalidade  $\varepsilon$  é conhecida como emissividade e é uma propriedade que indica o quão efetiva é uma superfície em emitir radiação, variando de 0 a 1.

$$\dot{Q}_e = \varepsilon \sigma A T_b^4 \quad (3.12)$$

A constante de Stefan-Boltzmann  $\sigma$  pode ser definida por:

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} = 0,1714 \cdot 10^{-8} \frac{Btu}{h} \cdot ft^2 \cdot ^\circ R^4$$

De maneira geral a taxa líquida de transferência de calor através de radiação térmica envolve a interação entre duas superfícies e sua orientação em relação a outra.

### 3.2.5 Convecção

A transferência de energia entre uma superfície sólida  $T_b$  e um fluido adjacente  $T_f$  caracteriza uma situação prática de comum interesse em avaliações termodinâmicas. Essa ocasião é conhecida como convecção que é uma combinação da energia transferida pela condução e pela transferência de energia devida ao movimento macroscópico do fluido (advecção). A Lei de Resfriamento de Newton expressa essa diferença entre a temperatura macroscópica do fluido e a temperatura da superfície conforme Equação 3.13.

$$\dot{Q}_c = hA(T_b - T_f) \quad (3.13)$$

Aqui  $A$  representa a área da superfície e  $h$  é conhecido como coeficiente de transferência de calor, sendo um parâmetro empírico que incorpora o padrão do fluxo do fluido próximo a superfície, a propriedade do fluido e a superfície.

### 3.2.6 Problema da transmissão de calor

A transmissão de calor dos gases para as paredes do cilindro, para o cabeçote e pistão é um fenômeno transitório, com o fluxo de calor podendo variar violentamente (de 0 até  $10MW/m^2$ ) em poucos milissegundos, com característica tridimensional e com importantes variações do fluxo de calor. (Gallo, 1990, p.65). A combinação destes elementos torna inviável a resolução do problema através de métodos analíticos. Nesse sentido, a transmissão de calor global de um motor a combustão tem sido objeto de estudo de alguns trabalhos relevantes.



Dahlström (2016) apresenta uma investigação experimental para determinar a contribuição do sistema de resfriamento, momento de abertura e fechamento das válvulas, fluxo de combustível, geometria da câmara de combustão, geometria dos bicos injetores e a combinação entre estes fatores na transferência de calor na câmara de combustão de um motor a diesel de uso leve. Cole e Alkidas (1982) apresentam ainda um método para quantificar a convecção natural e radiação do bloco do motor para o ambiente.

Alguns modelos empíricos e semi-empíricos são comuns na modelagem do problema da transmissão de calor, adotando a hipótese de regime permanente ou quase permanente com coeficiente de película ( $h$ ) instantâneo para transmissão de calor entre os gases e as paredes do cilindro. Os modelos mais usuais são as correlações de Nusselt, Eichelberg, Annand, Woschni e Hohenberg como expressões usuais e Nishiwaki que apresenta expressões específicas para os processos de admissão e escape. Em 1988, Gallo publicou uma comparação entre os coeficientes estabelecidos por algumas dessas correlações.

A transferência de calor é variável devido ao movimento do pistão, dessa forma existe uma defasagem entre as temperaturas e o fluxo de calor assim como a temperatura em um dado ponto na parede do cilindro não é constante mas varia ciclicamente. Derivado da Equação 3.13 geral da convecção, pode-se escrever a determinação da transferência de calor em função do ângulo de virabrequim ( $\alpha$ ), conforme descrito na Equação 3.14.

$$\dot{Q}_c = hA(\alpha)[(T(\alpha) - T_f)] \quad (3.14)$$

A determinação do coeficiente de película ( $h$ ) não é trivial. Nusselt (1923) estabeleceu a correlação empírica mais antiga para o coeficiente de película. Seu trabalho considera o efeito da turbulência inerente ao processo real a partir da velocidade média do pistão, estabelecendo:

$$V_p = 2 \cdot s \cdot \Omega \quad (3.15)$$

onde  $s$  é o curso do pistão e  $\Omega$  a velocidade angular em rotações por segundo. Visando considerar o efeito da radiação térmica, foi introduzido um coeficiente de película para radiação, sendo o coeficiente total estabelecido por:

$$h = C_1(1 + 1,24V_p)(P^2T)^{0,33} + \frac{C_2}{\left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon_W} - 1\right)} \cdot \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_W}{100}\right)^4}{(T - T_W)} \quad (3.16)$$

onde  $C_1$  e  $C_2$  são constantes e  $\varepsilon$  e  $\varepsilon_W$  representam a emissividade do gás e das paredes do cilindro respectivamente.

Eichelberg (1939) obteve um coeficiente de película a partir de medidas do fluxo de calor instantâneo em motores de baixa rotação, todavia sem fazer qualquer distinção entre os efeitos devido a convecção e radiação, obtendo:



$$h = C_1 V_p^{0,33} (PT)^{0,5} \quad (3.17)$$

Essa expressão simplificada é largamente utilizada no modelamento de motores.

Partindo-se de uma análise dimensional, estabelece-se um número de Nusselt apresentado na Equação 3.18 em função do coeficiente de Reynolds para se ter em conta a convecção forçada sob efeito da turbulência.

$$N_u = C_1 Re^n \quad (3.18)$$

Baseado nesse tipo de abordagem, Annand (1963), a partir de medições com termopares realizadas no cabeçote do motor, estabelece:

$$h = C_1 \frac{K}{D} Re^{0,7} + \frac{C_2 (T^4 - T_w^4)}{(T - T_w)} \quad (3.19)$$

onde

$$Re = \frac{\rho V_p D}{\mu} \quad (3.20)$$

o que demonstra o número de Reynolds é baseado na velocidade média do pistão e no diâmetro do cilindro. O termo advindo do efeito da radiação apresenta um coeficiente de película equivalente somado ao termo da convecção.

Estudos posteriores em motores a 4 tempos propõem ajustes nos coeficientes da expressão de Nusselt (1923). Kornhauser & Smith Jr (1987); Rivas e Witrant et al (2012); Sanli e Ozsezen et al (2018) consolidam os intervalos aceitáveis:  $0,26 \leq C_1 \leq 0,80$  e  $0,60 \leq n \leq 0,90$ .

Seguindo a mesma linha de raciocínio, o trabalho de Woschni (1967) desenvolve a Equação 3.21 a partir da pressão e temperatura instantânea, incluindo o aumento da turbulência devido a combustão.

$$h = C_1 D^{-0,2} P^{0,8} T^{-0,53} \left[ C_2 V_p C_3 \frac{V_s T_1}{P_1 V_1} (P - P_0) \right]^{0,8} \quad (3.21)$$

onde  $T_1$ ,  $V_1$  e  $P_1$  tem seus valores determinados por algum ponto conhecido.  $V_s$  representa a cilindrada total do motor e  $P_0$  a pressão que se obtém fora da combustão. Nessa equação a radiação é implicitamente considerada.

Revido o trabalho de Woschni, Hohenberg (1979) abandonou o termo da velocidade característica dependente da combustão e trabalhou com o volume instantâneo como dimensão característica, fornecendo:



$$h = C_1 V^{-0,06} P^{0,8} T^{-0,4} (V_p + C_2)^{0,8} \quad (3.22)$$

Nishiwaki propôs formulações específicas para os processos de admissão apresentado na Equação 3.23 e exaustão apresentado na Equação 3.24, devido a importância desses processos no do motor.

$$h = C_1 D^{-0,193} (V_p \cdot P)^{0,807} T^{-0,534} \quad (3.23)$$

$$h = C_1 D^{-0,422} (V_p \cdot P)^{0,578} T^{-0,199} \quad (3.24)$$

Patterson (1962) mostra que para motores a gasolina, a radiação térmica não chega a representar 10% do calor total transmitido. Assim Gallo (1988) concluiu que em relação aos efeitos convectivos dos modelos supramencionados que visam determinar o coeficiente de película ( $h$ ): A correlação de Nusselt oferece valores muito baixos quando a velocidade do pistão é baixa; a correlação de Eichelberg fornece bons resultados para velocidades médias baixas, piorando a medida que esta velocidade se eleva; a correlação de Woschni possui descontinuidades entre os processos de admissão/compressão e expansão/exaustão devido a mudança do valor da constante  $C_1$ ; a correlação de Nishiwaki é recomendada para os processos de admissão e exaustão.

Com a evolução da capacidade de processamento das máquinas, tem surgido tentativas de solucionar o problema da transmissão de calor utilizando-se dos métodos de elementos finitos. Nesse sentido Inoue e Kobayasi (1982) apresentam uma pesquisa que visa calcular o escoamento na câmara de combustão e a transferência na compressão, combustão e expansão com uma equação baseada no desempenho do bico injetor, considerando valores experimentais para taxa de liberação de calor. Adicionalmente os valores encontrados para a temperatura das paredes do cilindro consideram uma análise em elementos finitos. O escoamento e a transferência de calor foram encontrados a partir de um modelo multidimensional usando a formulação convencional  $k - \varepsilon$ , Launder e Spalding (1982), para o modelo turbulento.

### 3.2.7 Primeira Lei da termodinâmica

Termodinâmica é a ciência que estuda as mudanças de estado do sistema com as quantidades de energia transferidas no processo na forma de calor e trabalho. A formulação do Princípio de Joule sobre a equivalência de diferentes tipos de energia contribuiu para o princípio da conservação da energia e para a formalização da Primeira Lei da Termodinâmica.

De acordo com Kotas (1985) a Primeira Lei da Termodinâmica discorre sobre as quantidades de energia em suas diferentes formas que são transportadas entre um sistema e sua vizinhança.

Além disso, Çengel e Boles (2006) descrevem a Primeira Lei como o princípio da conservação da energia, a qual pode sofrer mudanças em sua forma durante interações entre um



sistema e sua vizinhança, porém a quantidade total de energia permanece a mesma, conforme Equação 3.25. Desse modo o total de energia que entra no volume de controle é igual ao total de energia que sai dele. Portanto, energia não se cria ou se destrói, ela se transforma. A análise energética se relaciona com essa Lei por abordar a variação de energia que é igual a diferença entre a energia que entra e a energia que sai de um volume de controle.

$$\Sigma W = \Sigma Q \quad (3.25)$$

A primeira Lei muitas vezes é aplicada a um processo enquanto o sistema muda de um estado para outro. Entendendo que o ciclo é resultado de quando o sistema passa por diversos processos e retorna seu estado inicial, a Equação 3.25 pode ser apresentada na forma:

$$\oint \delta W = \oint \delta Q \quad (3.26)$$

Que se incluirmos os limites de estado 1 e 2 que transitam através de um dado processo A e um dado processo B se transforma em:

$$\int_1^2 (\delta Q - \delta W)_A = \int_1^2 (\delta Q - \delta W)_B \quad (3.27)$$

A formulação 27 demonstra que a mudança na quantidade  $Q - W$  de um dado estado 1 para um dado estado 2 não varia em função da trajetória, de forma que é possível estabelecer:

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (3.28)$$

A quantidade  $dE$  é uma diferencial exata e seu valor representa uma propriedade extensiva capaz de representar a energia total do sistema em um determinado estado. Esse valor é capaz de abranger a energia cinética, energia potencial e energia interna que inclui a energia química e a energia associada ao átomo. Dessa maneira a Primeira Lei da Termodinâmica pode assumir a forma:

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = KE_2 - KE_1 + PE_2 - PE_1 + U_2 - U_1 \quad (3.29)$$

Tal formulação apresenta o conceito de energia interna que está associada a energia contida nas partículas e ao estado termodinâmico do sistema que será melhor explorado nos próximos tópicos. Portanto a correlação apresentada na Equação 3.29 estabelece que o total de energia que entra no volume de controle é igual ao total de energia que sai dele.

### 3.2.8 Entalpia

Um outro conceito relevante no desenvolvimento do trabalho é o conceito de entalpia. Alguns produtos ou somas de algumas propriedades associados aos conceitos termodinâmicos são bastante comuns. Uma dessas combinações pode ser observada quando há adição de calor à situação de pressão constante. Se as variações de energia cinética e potencial forem

desconsideradas e nenhuma outra forma de trabalho é desenvolvida, a Equação 3.29 se resume a:

$$Q - W = U_2 - U_1 \quad (3.30)$$

Resgatando-se o conceito de trabalho termodinâmico apresentado em (10), levando-se em consideração trabalho realizado pela elevação de um peso a pressão constante, a formulação (30) se transforma em:

$$Q = (U + PV)_2 - (U + PV)_1 \quad (3.31)$$

A quantidade nos termos encontrados entre parênteses (32) é denominada entalpia (H) sendo a combinação de três propriedades, portanto também entendida como uma propriedade.

$$H = U + PV \quad (3.32)$$

### 3.2.9 Ciclo Otto

Dados os conceitos termodinâmicos enunciados nessa seção, é possível olhar para o ciclo otto, outrora mencionado na seção 3.1.3 sob uma perspectiva termodinâmica. Sendo assim, será considerado que a combustão ocorre em um momento infinitesimal no início do processo de expansão, para que se possa discorrer sobre os fenômenos inerentes a cada processo (admissão, compressão, expansão e exaustão).

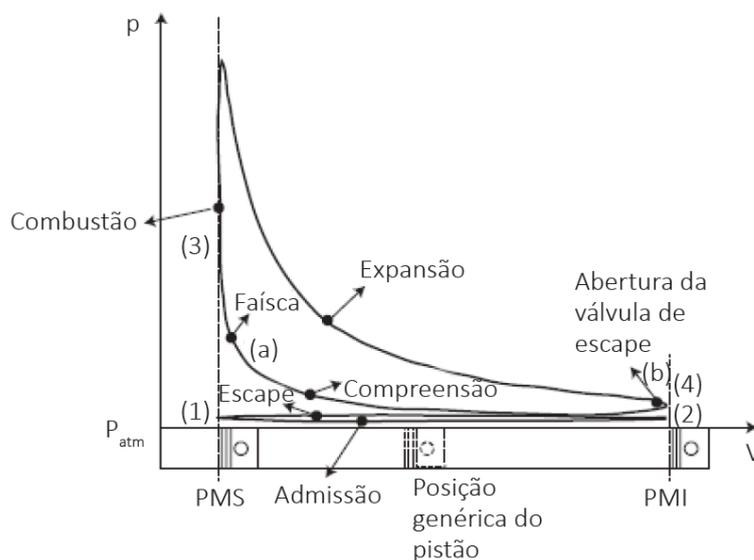


Figura 3.10. Ciclo otto real. (Simencio, 2019 pág. 29)

Segundo Martins (2013), o ciclo real de um motor apresentado na Figura 3.10, descreve o comportamento da pressão interna do motor diante do calor fornecido pela combustão, o calor liberado na exaustão e a movimentação do pistão dentro do cilindro, conseqüentemente, a variação do volume em intervalo de uma volta completa do virabrequim.

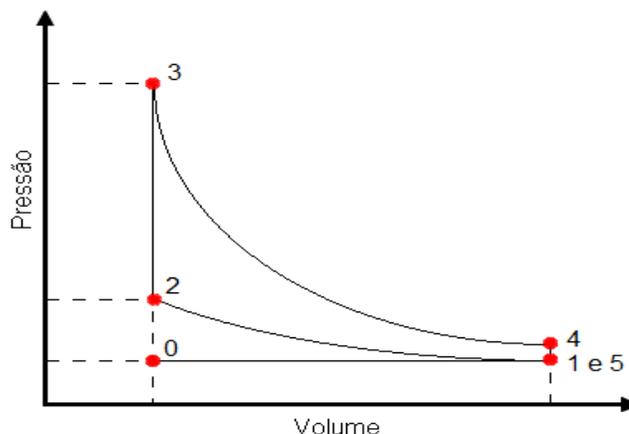


Figura 3.11. Ciclo otto teórico (Souza, 2016 pág. 26)

De 0 a 1: Admissão isobárica da mistura ar/combustível, ou seja, a pressão durante essa etapa é constante. De 1 a 2: Compressão adiabática da mistura, há um leve aumento na pressão dentro do cilindro. De 2 a 3: Explosão isocórica, onde a partir da centelha inicia a queima da mistura ar/combustível. De 3 a 4: Expansão adiabática, no qual os gases expandem dentro do cilindro junto com o pistão. De 4 a 5: Abertura de válvulas que permitem a saída dos gases. De 5 a 0: Exaustão isobárica, onde os gases são expulsos do cilindro para que possa iniciar o ciclo novamente.

### 3.2.10 Segunda Lei da Termodinâmica

Após conhecer a primeira Lei da termodinâmica, é preciso compreender, porém que existem algumas direções em que um processo termodinâmico pode ocorrer, estabelecendo-se limites teóricos para transformação de calor e trabalho. Sendo assim é impossível construir uma máquina térmica com eficiência de 100%. O enunciado de Kevin Planck pronuncia que: “É impossível construir um dispositivo que opere em um ciclo e cujo o único efeito seja produção de trabalho e a transferência de calor de um único corpo.” Potter e Sommerton (2004)

### 3.2.11 Entropia

A entropia é a entidade física que rege a Segunda Lei da Termodinâmica, a qual estabelece que a ela deve aumentar para processos espontâneos e em sistemas isolados. Ela mede o grau de liberdade molecular de um sistema, e está associado ao seu número de microestados, ou seja, de quantas maneiras as partículas (átomos, íons ou moléculas) podem se distribuir em níveis energéticos quantizados, incluindo translacionais, vibracionais, rotacionais e eletrônicos.

Os processos naturais que levam um sistema isolado do estado inicial até o estado de final - estado de equilíbrio termodinâmico - ocorrem sempre de forma a provocarem aumento no valor da entropia do sistema. Não ocorrem processos que impliquem a diminuição da entropia total de um sistema isolado. A entropia é, pois, uma função de estado que obedece a



um princípio de maximização, o "princípio da máxima entropia": para um sistema isolado, a entropia em um estado de equilíbrio termodinâmico - satisfeitas as restrições impostas ao sistema - é sempre a máxima possível.

Uma formulação importante no conceito de entropia é a desigualdade de Clausius (33) que determina que a tendência da entropia em aumentar para processos reais.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.33)$$

A desigualdade fundamentada por Clausius define a Equação 10 para todos os ciclos. Sendo a igualdade (34) válida para os ciclos reversíveis e a desigualdade para os irreversíveis. Ao considerar um sistema que percorre um ciclo reversível e utilizando a mesma abordagem referente à 1ª Lei, pode-se concluir que, para todos os caminhos reversíveis entre diferentes estados, a razão  $\delta Q/T$  depende apenas dos estados inicial e final

$$S_g = S_2 - S_1 - \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} \quad (3.34)$$

A formulação indica que a entropia gerada é sempre positiva para processos reais e nula em processos considerados reversíveis. Essa propriedade comumente é utilizada para avaliar o grau de irreversibilidade de um processo, ou seja, quanto maior  $S_g$ , mais distante tal processo estará de um processo reversível.

É possível ampliar os conceitos relacionados a entropia a evolução do universo, o tempo tem sua direção definida, não sendo possível revertê-la. Logo, com o passar do tempo, o universo sofre um aumento entrópico, tornando-se cada vez mais desorganizado. A ordem evolui para a desordem, o cosmos evolui para o caos.

### 3.2.12 Exergia

A exergia foi definida por Josiah Gibbs em 1873, sendo intitulada, e até hoje por muitos autores, de energia disponível. A exergia está então associada a parcela da energia que pode ser transformada em trabalho. Rant ao introduzir a palavra exergia criou também o termo anergia para designar a parcela não disponível de modo que:

$$Energia = Exergia + Anergia \quad (3.35)$$

Esta formulação é frequentemente criticada por vários autores por somar duas grandezas de naturezas distintas, uma vez que ao contrário da energia, a exergia não obedece a Lei da Conservação podendo ser destruída. A energia conserva-se quantitativamente, mas não qualitativamente, logo quando se despende no meio ou se converte em formas não aproveitáveis, fala-se em irreversibilidades ou destruição de exergia. Portanto, avaliar a disponibilidade é de grande valor na análise de sistemas térmicos.



Kotas (1985) afirma que a exergia representa a máxima quantidade de trabalho obtida quando uma massa é trazida até um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns do meio ambiente. Gaggioli (1983) afirma de forma simplificada ao dizer que a exergia é de fato o que a pessoa leiga considera energia, ou seja, a capacidade de se produzir um efeito útil.

O conceito aqui apresentado não se limita apenas ao sistema conforme usualmente abordado nas análises termodinâmicas, mas correlaciona o sistema com seu ambiente de referência (ver Figura 3.12). Em 1824, Sadi Carnot, considerado o pai da termodinâmica já sugeria:

“[...] a produção de calor exclusivamente não é suficiente para gerar potência propulsora: é necessário que também exista o frio; sem isso, o calor seria inútil. E de fato, se encontrássemos ao nosso redor somente corpos tão quentes como nossas fornalhas, como poderíamos condensar o vapor? O que poderíamos fazer com ele, uma vez produzido? Não podemos presumir que poderíamos descarregar na atmosfera, como ocorre em alguns motores; a atmosfera não iria recebê-lo. Ela o recebe nas circunstâncias atuais das coisas, somente porque cumpre o papel de um enorme condensador, porque tem uma menor temperatura.”

O aperfeiçoamento no consumo de energia produzido em um sistema consiste na redução da destruição de exergia. Logo, o objetivo de uma análise exérgica é identificar as ocorrências de destruição exérgica, estabelecendo-as em um ranking de oportunidades para melhorias. De acordo com uma análise de Primeira Lei para uma usina termelétrica por exemplo, as perdas e energia pelo condensador através da água de refrigeração são significativas, representando aproximadamente dois terços da energia fornecida pela usina. A análise exérgica mostra, porém que quase não há perdas de exergia associadas aos processos que ocorrem no condensador, na realidade a caldeira apresenta os maiores valores de irreversibilidade devido a combustão e à transmissão de calor com grandes diferenças de temperatura (GALLO, 1988). Dessa maneira é mais razoável concentrar os esforços sobre como aumentar a eficiência do processo na caldeira, ao contrário do que uma análise baseada apenas no balanço energético poderia indicar.

Tal abordagem tem um apelo de competitividade dentro do contexto explorado nesse trabalho, mas também pode ser vista sob um aspecto econômico dentro de um cenário de produção de larga escala.

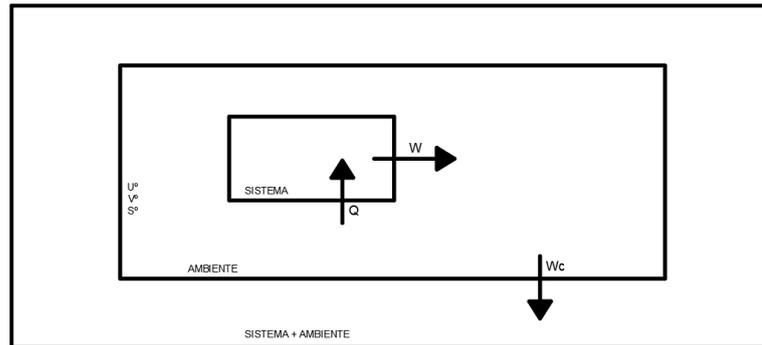


Figura 3.12. Sistema combinado. (Autor, 2021)

### 3.2.13 Exergia Termomecânica

A exergia termomecânica ou exergia física compreende o trabalho máximo que pode ser obtido quando uma certa porção de matéria é trazida ao estado de equilíbrio de pressão e temperatura com o meio ambiente. Dado um sistema que após passar por um processo genérico, vá ao estado inativo restrito, o trabalho ( $W_c$ ) do sistema pode ser dado a partir da Primeira Lei:

$$W_c = -\delta\Delta E_c \quad (3.36)$$

A variação de energia do sistema combinado ( $E_c$ ) é composta pela variação de exergia do sistema, acrescida à variação de exergia do meio. Assim a Equação 3.36 pode ser vista como:

$$W_c = \Delta E_{SISTEMA} + \Delta E_{MEIO} \quad (3.37)$$

Esta formulação aponta que a exergia termomecânica é composta pela transferência de exergia associada às interações de calor e trabalho além das irreversibilidades físicas inerentes ao processo.

A exergia termomecânica é uma propriedade do sistema e meio ambiente. Para que o trabalho real seja máximo, é necessário que não haja destruição de exergia, ou seja que o processo seja totalmente reversível.

Tratando-se do sistema fechado, a exergia termomecânica pode ser obtida pela aplicação combinada da primeira e Segunda Lei da Termodinâmica:

$$dE = \delta Q - \delta W \quad (3.38)$$

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + dS_g \quad (3.39)$$

Somando-se ( $P_0 dV$ ) a equação 38 e multiplicando-se  $T_0$  a Equação 3.39, tem-se:

$$dE - T_0 dS + P_0 dV = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q - (\delta W - P_0 dV) - T_0 dS_g \quad (3.40)$$



O termo a esquerda desta equação, define a exergia termomecânica para um sistema fechado, de maneira que o termo  $(T_0 dS_g)$  está associado a irreversibilidade do processo definida pela variável  $I$ . É possível integrar a Equação 3.40 para obter:

$$Ex_2^{tm} - Ex_1^{tm} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q - [W - P_0 (V_2 - V_1)] - I \quad (3.41)$$

A variação da exergia termomecânica em um processo ocorre devido a transferências de exergia associada às interações de calor e trabalho e da irreversibilidade produzida no processo. É válido observar que a exergia associada a transferência de calor coincide com o conceito de eficiência de um motor de Carnot que opera entre  $T$  e  $T_0$ .

Uma vez que o meio não possui energia cinética ou potencial, a partir da variação da energia interna, para um sistema combinado pode ser considerada a expressão geral:

$$T_0 \Delta S^\circ = \Delta U^\circ + P_0 \Delta V^\circ \quad (3.42)$$

Logo, aplicando-se a Primeira Lei para o sistema combinado:

$$W_c = (E - U_0) + P_0 \Delta V^\circ - T_0 \Delta S^\circ \quad (3.43)$$

Sendo o volume do sistema combinado fixo:

$$\Delta V^\circ = -\Delta V = -(V_0 - V) = V - V_0 \quad (3.44)$$

Ao aplicar a Segunda Lei ao sistema combinado, é possível obter:

$$\Delta S + \Delta S^\circ = S_g \quad (3.45)$$

$$\Delta S^\circ = S_g + (S - S_0) \quad (3.46)$$

então o trabalho pode ser obtido por

$$W_c = (E - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) - T_0 S_g \quad (3.47)$$

Conforme já descrito anteriormente a entropia pode assumir valores positivos ou valor nulo, dessa forma o máximo trabalho, ou exergia termomecânica, é obtido quando o processo é completamente reversível.

$$Ex^{tm} = (W_c)_{MAX} = (E - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (3.48)$$

### 3.2.14 Exergia termoquímica

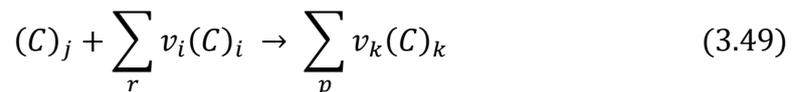
Mesmo quando ocorre equilíbrio em pressão e temperatura entre sistema e meio, teoricamente ainda há a possibilidade de obter trabalho devido ao não equilíbrio entre as substâncias que compõem o sistema e as substâncias que compõem o meio. A exergia



termoquímica pode ser entendida como o trabalho máximo produzido quando certa porção de matéria é trazida ao equilíbrio mecânico, térmico e químico com o meio ambiente. Neste momento o sistema encontra-se em “estado inativo irrestrito”, ou “estado morto”.

Rigorosamente, há dois tipos de trabalho químico possíveis: a) devido a diferenças de concentrações entre as substâncias do sistema e as do ambiente e b) devido a reações químicas entre as substâncias. Será explorado em maior detalhe o segundo destes.

Dada uma substância, esta pode reagir quimicamente a partir do estado inativo irrestrito a fim de produzir substâncias que compõem o ambiente e a partir dessa reação é possível de se obter trabalho. Em geral toma-se um combustível em estado inativo irrestrito para que a partir de sua queima haja trabalho. Considerando-se uma reação reversível na qual as espécies químicas entram e saem através de membranas semipermeáveis, sendo  $j$  a substância não presente no meio ambiente, a reação pode ser expressa, por mol da espécie química  $j$ :



onde  $(C)_i$  representa cada correagente,  $(C)_k$  cada produto e  $v_i$  denotam-se os coeficientes estequiométricos da reação. Em regime permanente, a primeira e Segunda Lei aplicadas à reação resultam em:

$$\bar{w} = \bar{q} + \bar{h}_{j0} + \sum_r v_i \bar{h}_i^\circ - \sum_p v_k \bar{h}_k^\circ \quad (3.50)$$

$$\bar{q} = T_0 \left( \sum_p v_k \bar{s}_k^\circ - \sum_r v_i \bar{s}_i^\circ - \bar{s}_{j0} \right) \quad (3.51)$$

por definição o processo deve ser reversível, podendo expressar:

$$\bar{w} = \bar{h}_{j0} - T_0 \bar{s}_{j0} + \sum_r v_i (\bar{h}_i^\circ - T_0 \bar{s}_i^\circ) - \sum_p v_k (\bar{h}_k^\circ - T_0 \bar{s}_k^\circ) \quad (52)$$

Dessa forma, o trabalho máximo é determinado quando o processo é totalmente reversível, e esse valor pode ser visto como a exergia química da reação.

Existem ainda outras abordagens para se chegar a exergia química, que devem convergir para valores próximos. Analogamente ao que foi definida na formulação da exergia termomecânica, a exergia química pode ser definida de tal forma que seja igual a soma das duas anteriormente definidas:

$$Ex = Ex^{tm} + Ex^q \quad (3.53)$$



assim sendo possível definir:

$$Ex^q = E + P_0V - T_0S - \sum_k nk\mu_k^\circ - [(E - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0)] \quad (3.54)$$

como:

$$U_0 = T_0 - P_0 + \sum_k nk\mu_{k0} \quad (3.55)$$

Então:

$$Ex = (E - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + \sum_k nk(\mu_{k0} - \mu_k^\circ) \quad (3.56)$$

A equação 56 é válida também quando uma das k espécies químicas é um combustível ou um composto não presente no meio ambiente desde que:

$$\mu_j^\circ = \sum_p v_p\mu_p^\circ - \sum_r v_r\mu_r^\circ \quad (3.57)$$

Outros autores apresentam resultados próximos a partir de outras formulações. Kotas (1980) apresenta uma metodologia a partir de três módulos reversíveis de produção de trabalho: um primeiro módulo leva os componentes do sistema ao estado inativo restrito, um segundo módulo promove a reação dos constituintes do sistema reduzindo-os aos componentes do ambiente, por fim um terceiro módulo produz trabalho a partir das diferenças de concentrações através de membranas semipermeáveis; sendo a exergia total a soma dos trabalhos desenvolvidos pelos três módulos.

Todavia, frequentemente a energia livre de Gibbs e mesmo o poder calorífico de um combustível são utilizados como a exergia química da substância. Josiah Willard Gibbs introduziu o potencial químico na sua formulação da termodinâmica, abrindo o caminho para a descrição de sistemas com número variável de partículas. Diversos autores abordam o problema das reações químicas e deduzem a conhecida condição de equilíbrio (58) que aponta que do produto dos coeficientes estequiométricos da espécie j em uma dada reação pelo potencial químico é igual a zero. Dessa condição é possível determinar o coeficiente de equilíbrio da reação química em termos das densidades das espécies ou de suas pressões parciais.

$$\sum_j v_j\mu_j = 0 \quad (3.58)$$

Dentre dos conceitos de exergia química acima apresentados, o processo de combustão representa grande destruição de exergia, sendo o único processo na ciclo otto onde ocorrem transformações químicas no motor a combustão. A reação de combustão completa define o que



é chamado de proporção estequiométrica. Para um dado processo de combustão completa, existe apenas uma proporção possível entre o número de moléculas do combustível e o número de moléculas do oxidante. Considera-se que a combustão pode ser modelada por meio de uma equação química exotérmica e irreversível. Geralmente, para fins práticos, deseja-se conhecer a composição química do produto da reação e a temperatura máxima atingida durante a combustão, conhecida como temperatura adiabática. Dado uma reação com  $N$  reagentes, haverá  $N + 1$  variáveis a serem determinadas, considerando a temperatura como também uma variável a ser determinada.

Dentro das análises termodinâmicas, são necessárias duas variáveis conhecidas (uma intensiva e outra extensiva) para que todas as outras grandezas possam ser conhecidas. No problema da determinação da temperatura adiabática, a pressão é supostamente conhecida e constante ao longo do processo. É possível demonstrar que a temperatura adiabática corresponde à temperatura de um processo exotérmico cuja variação de entalpia total é nula, sendo o valor máximo possível em uma combustão. Nesse caso, o calor gerado é totalmente convertido em variação da energia interna do sistema. A partir da Primeira Lei da Termodinâmica (Equação 3.29), e da definição da entalpia (Equação 3.32), a variação infinitesimal da entalpia pode ser definida pela Equação 3.60.

$$dH = TdS + VdP + \sum_{\alpha} \mu_{\alpha} dN_{\alpha} \quad (3.60)$$

Assim a variação da entalpia em um processo isobárico pode ser logo calculado através da integração da Equação 3.60 entre os estados finais e iniciais, obtendo-se:

$$\Delta H = Q + \int_{\{Ni\}}^{\{Nf\}} \left( \sum_{\alpha} \mu_{\alpha} dN_{\alpha} \right) \quad (3.61)$$

Essa formulação indica que a variação da entalpia é resultado da soma da variação da entalpia de formação à temperatura constante com a variação da entalpia a uma composição constante. Assim sendo, é fácil perceber que quando a variação da entalpia é nula a reação será completamente convertida em calor, conforme disposto na Equação 3.62.

$$Q = - \int_{\{Ni\}}^{\{Nf\}} \left( \sum_{\alpha} \mu_{\alpha} dN_{\alpha} \right) \quad (3.62)$$

Na condição em que os potenciais químicos se mantêm constantes, a integral da formulação anterior coincide com a energia livre de Gibbs, de forma que o caso particular em que a pressão constante em uma reação química, a variação de calor no sistema é igual a variação da energia livre de Gibbs, descrita na Equação 3.63.



$$dG = -SdT + VdP + \sum_{\alpha} \mu_{\alpha} dN_{\alpha} \quad (3.63)$$

### 3.2.15 Balanço Exergético

Tendo em vista os conceitos discorridos a cima, o balanço exergético fica de um sistema fechado resumido a:

$$E_2 - E_1 = \left\{ \int_1^2 \left( 1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \delta Q - [W - p_0(V_2 - V_1)] \right\} - \{T_0 \sigma\} \quad (3.64)$$

O lado esquerdo desta formulação está associado a mudança de exergia, de forma que a primeira chave do lado direito corresponde a transferência de exergia e a segunda à destruição de exergia. Esta formulação obviamente está associado ao conceito termomecânico de exergia aqui discutida, logo abordada em cada uma das etapas do ciclo otto, com exceção da combustão. Fica evidente portanto, que a transferência de exergia se dá através da diferença de calor infinitesimal e das interções de trabalho entre sistema e ambiente.

### 3.2.16 Eficiência Exergética

Também conhecido na literatura como eficiência racional ou eficiência de Segunda Lei, a eficiência exergética se torna um conceito interessante para mensurar o aproveitamento da exergia gerada em um processo. Nesse sentido, torna-se um indicador de desempenho de processos ou sistemas. De maneira geral, esse parâmetro pode ser definido por:

$$\varepsilon = \frac{\text{exergia útil produzida}}{\text{consumo de exergia}} \quad (3.65)$$

De acordo com Gallo (1998), para se obter uma expressão geral para eficiência exergética, pode-se manipular a formulação de balanço exergético (Equação 3.64) ou variações desta, para se obter:

$$\varepsilon = \frac{\Delta E x_u + \left[ \frac{Q_u(T_u - T_0)}{T_u} \right] + W_u}{\Delta E x_n + \left[ \frac{Q_n(T_n - T_0)}{T_n} \right] + W_n} \quad (3.65)$$

## 3.3 O PROBLEMA DA COMBUSTÃO

Sem dúvidas o processo mais complexo a ser modelado é a combustão. Mesmo os mais experientes dos autores insistem que esse problema deve ser abordado de maneira pragmática, combinando formulações empíricas com parâmetros ajustáveis a partir de dados experimentais.

Som e Datta (2008) investigaram as irreversibilidades envolvidas no processo de combustão. Assim como Dun-bar (1994), tornam-se uma importante referência na compreensão dos fenômenos de geração de entropia na combustão. Os autores demonstra que



os principais geradores de entropia são os fenômenos de reação química e de transporte de massa e energia e que a troca térmica que ocorre na frente de chama, na maioria dos casos, é o fator preponderante. O trabalho analisa ainda o gradiente de temperatura envolvido em problemas clássicos de chama em um bico e mostra que em uma pequena região do espaço a temperatura pode variar até 2.000 K. Os autores concluem, entretanto, que a taxa de destruição de exergia pela reação química pode ser minimizada através da elevação da temperatura em que ela ocorre. Uma outra forma de minimizar essa destruição é o controle da convecção de calor na câmara, através da limitação da mistura dos gases dentro do combustor.

Souza (2016) aplica o modelo de liberação de energia, através métodos computacionais numéricos para definir o produto da combustão, acoplando efeitos da transferência de calor por convecção para as paredes do cilindro; antecipação da abertura de válvulas (admissão e escape); influência da perda por bombeamento (carga parcial); e variação do ângulo de início da combustão. A simulação numérica considerou a modelagem geométrica do motor, o cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura ar-combustível e o cálculo iterativo da temperatura e pressão utilizando o método de Euler para resolução do problema de valor inicial.

Santos (2004) apresentou um trabalho de predição teórica que utiliza a equação de Wiebe para a taxa de queima do combustível. A partir da Primeira Lei, Lei de Gases Ideais e outras correlações, foi montado um sistema de cinco equações diferenciais acopladas. Os dados obtidos foram confrontados com resultados experimentais e mostraram-se bem representativos do ponto de vista qualitativo.

Melo (2007) estendeu o trabalho de Santos para a melhor modelagem da evolução do calor específico a pressão constante para diferentes combustíveis. O calor específico é utilizado para a determinação da constante de gás da mistura, e aparece já pela aplicação da Lei dos Gases Ideais na primeira lei. Os resultados experimentais foram obtidos para gasolina, álcool e gás natural, através do uso de um motor flexível em combustível.

### 3.3.1 Função Wiebe

É notório que a abordagem mais utilizada para a modelagem da combustão em um motor de ignição por centelha é a utilização da função Wiebe, devido a sua praticidade e os bons resultados apresentados em relação aos modelos experimentais. A função Wiebe é uma expressão semi-empírica que representa a fração de massa queimada (BMF) durante a combustão. A formulação é então escrita em função do ângulo de manivela ( $\alpha$ ).

A função Wiebe considera que o efeito da combustão varia de maneira diretamente proporcional a duração da frente de chama que pode variar de acordo com a condição operacional ou tipo de motor. O modelo de liberação de energia finita é um modelo mais realístico, e tende a obter um comportamento mais fiel das condições de operação do motor. Esse modelo é fundamentado a partir de equações diferenciais do ciclo do motor, e é conhecido

por ser um modelo zero-dimensional, por ser função apenas do ângulo da manivela e não depender da geometria da câmara de combustão sendo expressa por:

$$f = \left[ 1 - \exp \left( -\varphi \left[ \frac{\alpha - \alpha_{CS}}{\Delta\alpha} \right]^{n+1} \right) \right] \quad (3.66)$$

onde  $f$  representa a queima de massa acumulada,  $\varphi$  é o parâmetro relacionado a duração da combustão,  $\alpha$  o ângulo de manivela incremental em graus,  $\Delta\alpha$  é a duração da combustão em graus e  $n$  é o fator de forma do motor. A Figura 3.13 descreve graficamente como a pressão dentro do cilindro varia em relação ao ângulo da manivela, sendo a curva em preto o modelo de liberação de energia finita e a curva em azul o modelo do ciclo Otto.

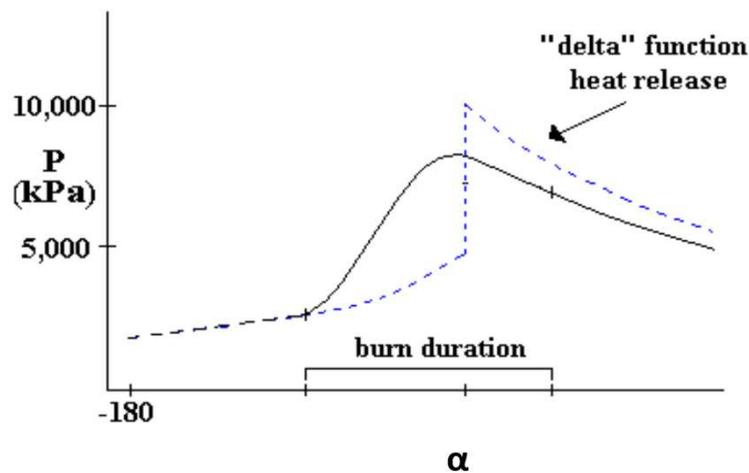


Figura 3.13 Comparativo: Lei da liberação de energia vs ciclo teórico (Adaptado de Lima e Santos, 2018 p. 38)

A curva gerada pela função de Wiebe tem o formato de um “S” e é comumente utilizada para caracterizar o processo de combustão (ver Figura 3.14) de maneira, que no início do gráfico é possível uma região de estabilização devido ao atraso da combustão seguido de um início abrupto de queima de massa no início da inclinação da curva que logo se estabiliza e tende suavemente ao fim da queima na região final do S.

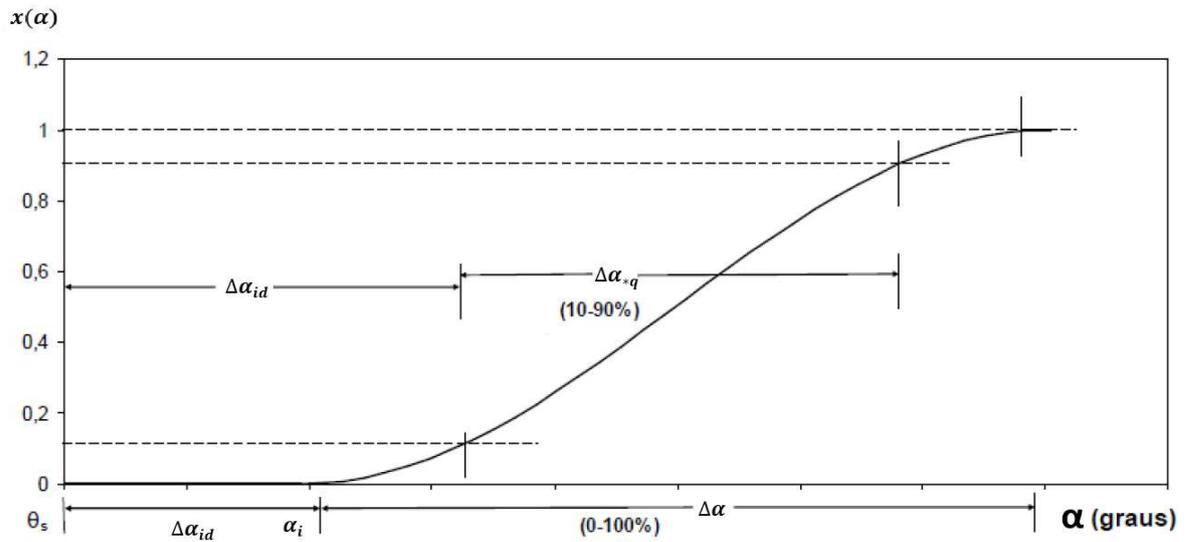


Figura 3.14. Curva Wiebe (Adaptado de Lima e Santos, 2018 pág. 47)

A taxa de energia para a função Wiebe em função do ângulo de manivela é obtido a partir da diferenciação da energia acumulada (Equação 3.67), sendo  $Q_{in}$  o calor fornecido pela fonte quente, sendo genericamente representada na Figura 3.15.

$$\frac{\partial Q}{\partial \alpha} = Q_{in} \frac{df}{d\alpha} \quad (3.67)$$

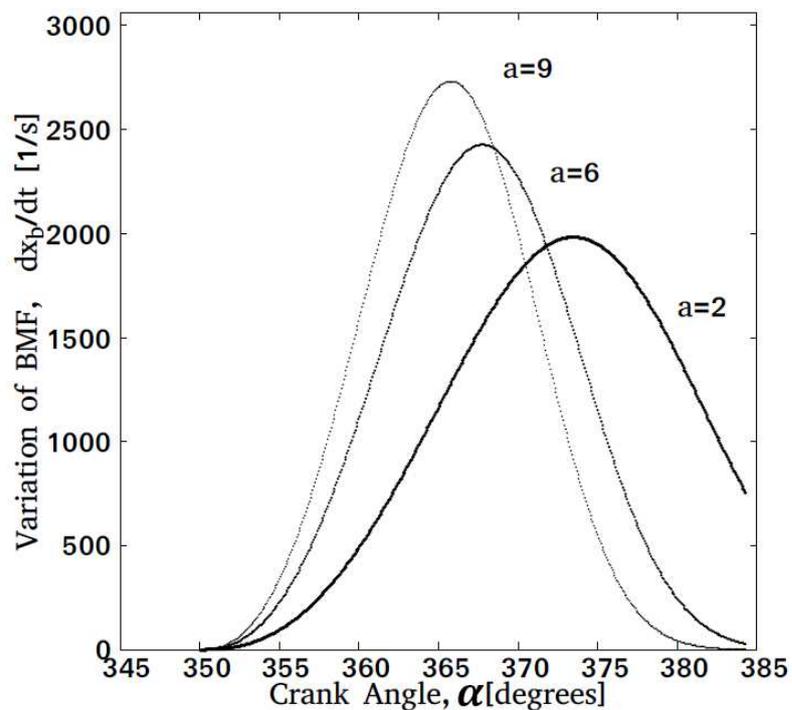


Figura 3.15. Taxa da queima de massa. (Adaptado de Linenburg, 2017, pág. 39)

## 4. MATERIAIS E MÉTODOS

Para a construção de um modelo que apresente resultados satisfatórios, elaborou-se uma rotina no software *Matlab* dividindo a análise em intervalos, de acordo com os processos presentes no ciclo otto: admissão, compressão, combustão, expansão e exaustão. Foram adotados métodos numéricos que subdividem cada intervalo em intervalos ainda menores para plotagem dos resultados dos processos e irreversibilidades.

O algoritmo foi construído a partir de um módulo principal contendo os cálculos de pressão e volume de cada etapa do ciclo e que incorpora funções responsáveis pelos cálculos da transferência de calor e da modelagem da combustão.

### 4.1 CARACTERIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO MOTOR

Os conceitos dinâmicos assim como a parametrização do modelo a ser desenvolvido nesse trabalho, dar-se-á a partir dos dados de um motor de competição, Baja SAE que é um desafio lançado para estudantes de engenharia no qual deve-se desenvolver um veículo protótipo com capacidade off-road.

O regulamento das competições, Baja SAE, estabelece um motor universal a fim de manter a competitividade e exercitar a criatividade das equipes no diferencial de cada projeto. Nesse sentido, as conclusões obtidas nesse projeto tendem a obter um resultado prático em um cenário onde a eliminação de perdas e destruição de exergia, tal qual a compreensão do processo, pode representar uma vantagem significativa em relação aos demais competidores. Dessa maneira, apresenta-se os dados relevantes a análise aqui desenvolvida referentes a esse motor com informações disponibilizadas pelo fabricante na Tabela 4.1.

Tabela 4.1. Dados do motor Briggs Stratton (Autor, 2021)

MOTOR BRIGGS STRATTON 10 HP	
Cilindrada	305 cc
Potência	10 HP
Quantidade de Cilindros	1
Diâmetro do Cilindro	79,2 mm
Curso do Pistão	62 mm
Válvulas	OHV
Tipo de Injeção	PDI
Lubrificação	Splash
Taxa de Compressão	8.0 to 1
Peso	23,4 kg



Em relação as dimensões cinemáticas do modelo em questão, faz-se conhecer a Figura 4.1 construída a partir da modelagem dos componentes internos do motor no software *SolidWorks*.

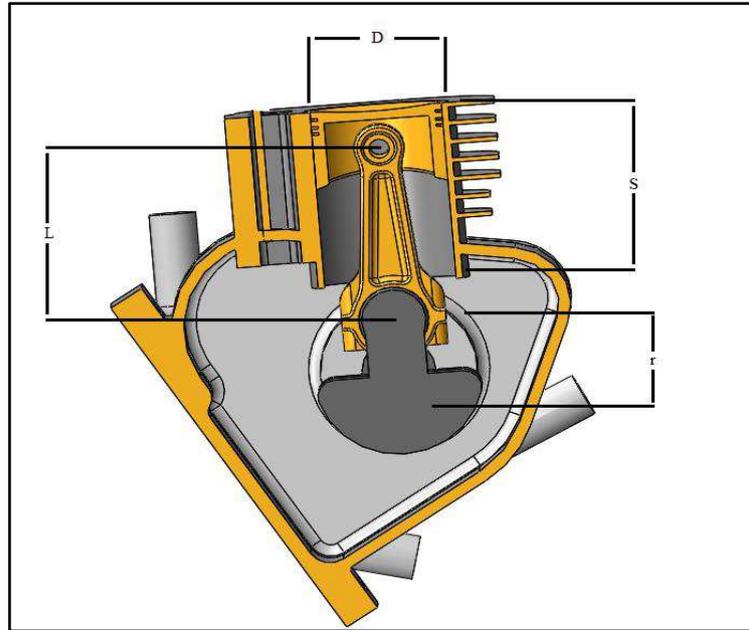


Figura 4.1. Parâmetros geométricos motor Briggs Stratton série 20 (Autor, 2021)

onde  $L = 31$  mm,  $D = 79,2$ mm,  $S = 62$  mm e  $r = 31$  mm

## 4.2 DIFERENCIAÇÃO

Sucintamente, uma derivada representa a taxa instantânea de variação de uma determinada função, conceito este importante para entender como o fenômeno estudado evolui ao longo da variável explícita desta função, geralmente o tempo. A partir das ideias introduzidas por Newton e Leibnitz no século XVIII no desenvolvimento do cálculo diferencial, Hass (2012) define que para encontrar o que matematicamente representa a reta tangente em uma curva arbitrária  $y = f(x)$  em um determinado ponto  $P(x_0, f(x_0))$ , é necessário calcular o coeficiente angular da secante que passa por P e um ponto próximo  $Q(x_0 + h, f(x_0 + h))$ . Supondo que Q se mova sobre a curva em direção a P, a inclinação da reta secante também variará tendendo a um limite constante. Esse valor limite é chamado de inclinação da reta tangente à curva no ponto P, de maneira que o conceito aqui apresentado pode ser formalmente definido por:

$$m(x_1) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{f(x_1 + \Delta x) - f(x_1)}{\Delta x} \quad (67)$$

### 4.3 MÉTODO EULER

Em muitas situações, na modelagem matemática de problemas físicos, não é possível propor uma solução analítica. Quando essas situações ocorrem é necessário recorrer a métodos numéricos baseados em aproximações para obter os resultados do problema. Existem vários métodos recursivos ou iterativos de aproximações numéricas para calcular a taxa de variação de uma função (Equação 3.67). Na busca de aproximações satisfatórias são necessários códigos computacionais capazes de realizar operações com números cada vez menores.

Souza (2016) demonstrou que o método de Euler apresenta bons resultados no cálculo das taxas de variação das funções termodinâmicas presentes na modelagem de um motor a combustão interna de ignição por faísca.

O método de Euler é um procedimento numérico de primeira ordem utilizado para solucionar equações diferenciais ordinárias com um valor inicial dado. É o tipo mais básico de método explícito para integração numérica para equações diferenciais ordinárias, obtendo as aproximações pelo prolongamento da inclinação da reta tangente a uma função. Consiste em um problema de valor inicial (PVI) que corresponde ao Método de Taylor de primeira ordem.

Seja o PVI de primeira ordem apresentado pelo conjunto e equações abaixo:

$$\begin{cases} y' = \frac{dy}{dx} = f(x, y) \\ y(x_0) = y_0 \end{cases} \quad (4.1)$$

Tem-se  $y'(x_0) = f(x_0, y_0)$  como coeficiente angular  $m$  da reta tangente a função  $f(x, y)$ . É válido utilizar, inicialmente, a equação diferencial definida e aplicar nela os valores iniciais, para descobrir a primeira inclinação da função apresentada na Equação 4.2. A situação abordada pode ser graficamente observada na Figura 4.2:

$$k = g(x_i, y_i) \quad (4.2)$$

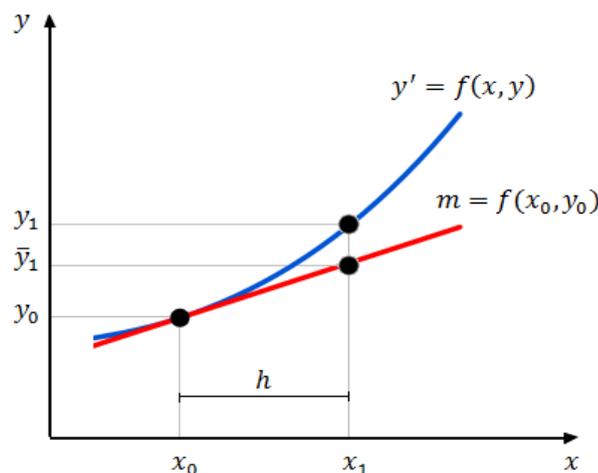


Figura 4.2. Representação gráfica método de Euler. (Souza, 2016 pág. 39)



Esse método presume que a inclinação da função durante todo o intervalo é constante. Dessa forma, podemos aproximar a inclinação média da função no intervalo como sendo a mesma inclinação do início do intervalo. Dessa forma, o cálculo iterativo pode ser definido por:

$$y_{i+1} = y_i + hg(x_i, y_i) \quad (4.3)$$

$$x_{i+1} = x_i + h \quad (4.4)$$

onde  $h$  representa a distância entre o ponto definido e o próximo ponto a ser calculado.

O método de Euler possui um erro que corresponde a diferença  $y_1 - \bar{y}_1$ , que pode ser minimizado utilizando-se de um passo infinitesimal no cálculo da solução.

#### 4.4 MODELAGEM DA COMBUSTÃO

A estratégia de modelagem para o problema da combustão aqui empregado foi a função Wiebe (Equação 3.66). A sequência de fenômenos físico-químicos que ocorrem durante a queima do combustível ainda não são totalmente conhecidos, dessa forma, faz sentido a utilização de tal formulação, que a partir da duração da combustão em função do ângulo de manivela ( $\alpha$ ), apresenta resultados práticos satisfatórios em relação aos objetivos do presente trabalho, tendo em vista as diversas publicações relacionadas a modelagem termodinâmica de motores à combustão.

Ademais a obtenção dos valores obtidos da liberação de energia, é necessário ter-se também em consideração o cálculo da massa de ar e de combustível, a partir da reação estequiométrica de combustão:



A partir desse ponto, faz-se necessário o cálculo das constantes ( $R_q, R_{nq}, C_{vnq}, C_{vq}, C_{pnq}, C_{pq}$ ) das substâncias envolvidas na reação de combustão, antes e após a queima. O calor específico à pressão constante da mistura, em base mássica, foi obtido pela equação (73):

$$C_{p,mist} = \frac{\bar{C}_{p,mist}}{MW_{mist}} \quad (4.6)$$

A constante  $MW_{mist}$  representa a massa molecular da mistura. O calor específico  $\bar{C}_{p,mist}$  em base molar, de espécies individuais é obtido em função das temperaturas de referência queimada e não queimada:

$$\bar{C}_{p,mist} = R_{univ} \cdot (a_{0,k} + a_{1,k}T_g + a_{2,k}T_g^2 + a_{3,k}T_g^3 + a_{4,k}T_g^4) \quad (4.7)$$

Os coeficientes  $(R_{nq}, R_q, C_{vnq}, C_{vq}, C_{pnq}, C_{pq})$  podem ser obtidos pela NASA *Thermodynamic Files*, de tal maneira que as constantes podem ser determinadas pelos conjuntos abaixo:

$$\begin{cases} \bar{C}_{p,nq} = C_{p,oct} \cdot X_{oct} + C_{p,o_2} \cdot X_{o_2} + C_{p,N_2} \cdot X_{N_2} \\ \bar{C}_{p,q} = C_{p,CO_2} \cdot X_{CO_2} + C_{p,H_2O} \cdot X_{H_2O} + C_{p,N_2} \cdot X_{N_2} \end{cases} \quad (4.8)$$

$$\begin{cases} MW_{nq} = MW_{oct} \cdot X_{oct} + MW_{o_2} \cdot X_{o_2} + MW_{N_2} \cdot X_{N_2} \\ MW_q = MW_{CO_2} \cdot X_{CO_2} + MW_{H_2O} \cdot X_{H_2O} + MW_{N_2} \cdot X_{N_2} \end{cases} \quad (4.9)$$

$$\begin{cases} C_{p,nq} = \bar{C}_{p,nq} / MW_{nq} \\ C_{p,q} = \bar{C}_{p,q} / MW_q \end{cases} \quad (4.10)$$

$$\begin{cases} R_{nq} = R_{univ} / MW_{nq} \\ R_q = R_{univ} / MW_q \end{cases} \quad (4.11)$$

De modo que  $X_{sub}$  representa a fração molar das substâncias presentes na equação estequiométrica (72), sendo a mistura dos reagentes “não queimada” (nq) e os produtos “queimada” (q). Em geral, o calor específico, em base mássica, a volume constante da mistura, pode ser calculado por:

$$C_{v,mist} = C_{p,mist} - R_{univ} \quad (4.12)$$

Portanto, os calores específicos da antes e pós a queima podem ser definidas por:

$$\begin{cases} C_{v,nq} = C_{p,nq} - R_u \\ C_{v,q} = C_{p,q} - R_u \end{cases} \quad (4.13)$$

A mudança de estado dessas constantes, pode ser definida por:

$$\begin{cases} C_v = C_{v,q} \cdot f(i) + C_{v,nq}(1 - f(i)) \\ R_{gás} = R_{v,q} \cdot f(i) + R_{v,nq}(1 - f(i)) \end{cases} \quad (4.14)$$

De maneira que  $f(i)$  representa a função Wiebe, cuja a imagem está definida dentro do intervalo contido entre zero e um.

#### 4.5 FASE FECHADA

Dado um motor real, devido ao fenômeno de *blow-by*, que consiste no vazamento de gases pela folga do cárter e pelos interstícios entre cilindro e câmara de combustão, não há do ponto de vista termodinâmico uma fase essencialmente fechada. Entretanto se considerarmos o



fluxo de massa devido ao escoamento pelas válvulas, o volume de gases que escoam para o cárter é irrisório, de maneira que é possível desconsiderar-se esse fenômeno sem grandes prejuízos para o resultado da simulação.

Nesse sentido, durante os processos de compressão, combustão e expansão (entre 180° e 540°), realiza-se uma simulação iterativa a partir das condições de iniciais de pressão, temperatura e composição já discutidos nesse trabalho.

Sendo  $c_p$  o calor específico do ar a pressão constante, e  $c_v$  o calor específico do ar a volume constante, pode-se considerar que  $\gamma$  é a razão dos calores específicos  $c_p/c_v$ . Este processo é isentrópico e adiabático.

As equações características dessa primeira parte do ciclo Otto são, portanto:

$$\frac{P_2}{P_1} = r^\gamma \quad (4.15)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = r^{\gamma-1} \quad (4.16)$$

onde  $P_1$  e  $P_2$  representam as pressões e  $T_1$  e  $T_2$  as temperaturas de cada etapa, início e fim, do processo de compressão.

Para as interações da transferência de calor, considera-se um regime quase permanente, ou seja, a cada instante a equação (14) torna-se válida. Optou-se pelo coeficiente de película h proposto por Honhenberg na modelagem da fase fechada, que é recente (1979) ao mesmo tempo que é simples e da mesma forma que o modelo proposto por Woschini, apresenta bons resultados de acordo com a comparação feita por Gallo (1998).

Assim a temperatura instantânea pode ser dada por:

$$T_i = T_{i-1} - \Delta\alpha \left[ \frac{Q_{total} \cdot \frac{df(i-1)}{d\alpha} - \left( \frac{dQ_{transf}}{d\alpha} \right)}{(m_{ar} \cdot C_v)} - \frac{(R_{gas} \cdot T_{i-1} \cdot \frac{dV_{i-1}}{d\alpha})}{(C_v \cdot V_{i-1})} \right] \quad (4.17)$$

#### 4.6 FASE ABERTA

Denomina-se fase aberta do ciclo, os processos de admissão e escape. Em um motor a 4 tempos, a fase aberta determina, além da fração residual de gases, o trabalho consumido pelo bombeamento, tal qual o rendimento volumétrico, sendo apenas este último tratado no presente desenvolvimento, uma vez que o motor em questão tem o escoamento do combustível realizado através da gravidade, não tendo também, por hora pretensões comerciais que fazem com que o dispêndio de poluentes na atmosfera não sejam motivos de grande preocupação nesta abordagem.



Em alguns motores modernos utiliza-se da estratégia de realizar a abertura das válvulas antes do término do processo de expansão, visando o aproveitamento da pressão ainda elevada para início da exaustão, fenômeno esse conhecido como *blow down* ou exaustão espontânea. O fechamento da válvula de escape ocorre após o ponto morto superior, já no curso de admissão, de maneira a evitar que a pressão no cilindro caia muito abaixo da pressão no coletor. Esse período conhecido como cruzamento de válvulas é ajustável, sendo um parâmetro variável quando deseja-se otimizar o rendimento volumétrico. O fechamento da válvula de admissão ocorre sempre após o PMI, já em decorrência do curso de compressão por motivos análogos ao fechamento da válvula de escape.

Frequentemente utiliza-se da hipótese de pressão constante nos coletores de admissão e escape. Esta simplificação permite resultados que exigem menor esforço computacional e é tão mais aderente, quanto menor for o efeito da acumulação de massa nos coletores assim como da propagação das ondas de pressão.

Conforme sugerido por Souza (2016), utilizou-se da função Wiebe por ter como parâmetro de variação o ângulo de início da liberação de energia e a duração do fenômeno, para representar a abertura da válvula de exaustão. Logo, considerou-se o início da abertura em  $\alpha_0 = 500^\circ$  e  $\Delta\alpha = 50^\circ$ .

#### 4.7 EXERGIA

Ao passo que a exergia apresenta-se como uma propriedade extensiva, é conveniente para efeito de cálculos, expressar a exergia específica em base molar a partir de:

$$e = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4.18)$$

onde  $u, v, s, V^2/2$ , e  $gz$  representam respectivamente a energia interna específica, entropia, energia cinética e energia potencial no estado de interesse e  $u_0, v_0, s_0$  são as propriedades específicas no estado de referência, ou estado morto.

A partir dos valores de  $v$  disponibilizados no Anexo B, calcula-se a exergia específica no momento da exaustão, para a partir de então, dar-se início as iterações que serão utilizadas na rotina elaborada. Dessa forma:

$$u = 1921 \frac{KJ}{Kg} \quad \therefore \text{ver Anexo B}$$

$$u_0 = 214.27 \frac{KJ}{Kg} \quad \therefore \text{ver Anexo B}$$

$$s - s_0 = s^\circ(T) - s^\circ(300K) - \frac{R_{univ}}{M} \cdot \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

#### 4.8 ROTINA

A rotina gerada, tem por base as dimensões geométricas do motor para cálculo do volume em função do ângulo de manivela. Posteriormente realiza-se o cálculo da função Wiebe e da liberação de energia como parâmetro inicial para modelagem dos efeitos da combustão em função da duração frente de chama. A partir desse ponto, são declaradas as condições iniciais da combustão e avaliados os coeficientes dos gases queimados e não queimados. Conseqüentemente são definidas as massas de ar e massa de ar mais combustível, para que a partir de então se possa calcular os valores iterativos de temperatura e pressão da fase fechada, conforme descrito em (84). Todo esse fluxo pode ser melhor observado no fluxograma apresentado na Figura 4.3.

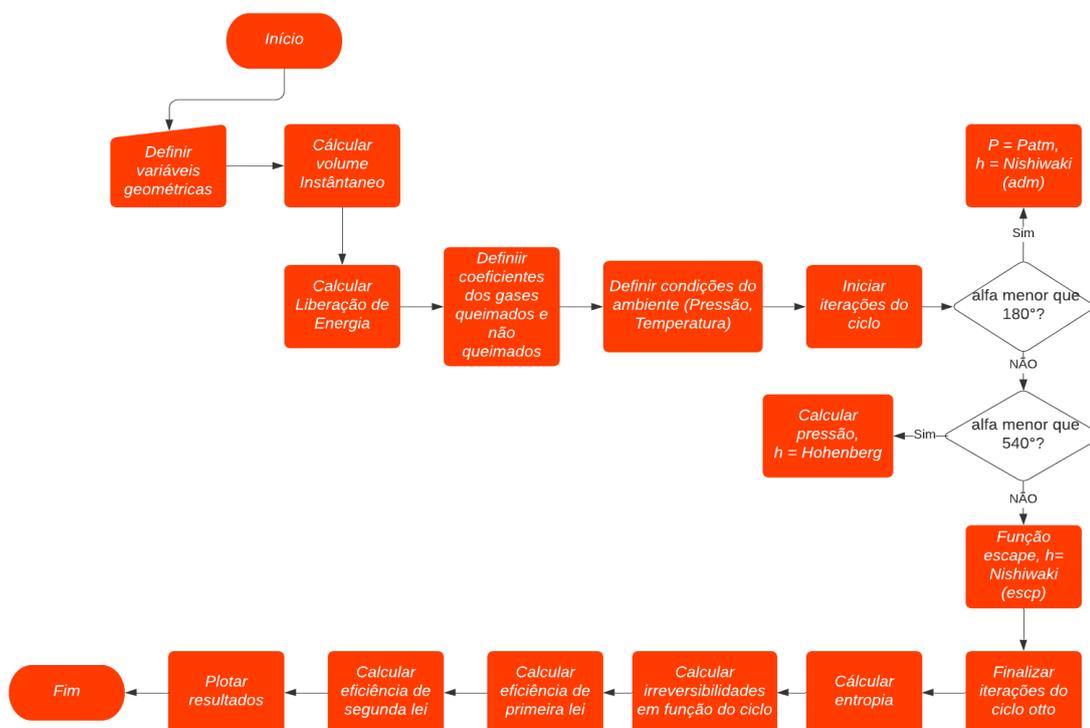


Figura 4.3 Fluxograma rotina (Autor, 2021)

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Esta seção é destinada a apresentar os resultados obtidos na modelagem dos fenômenos aqui descritos e discutir os efeitos de cada etapa no desempenho do motor em questão. Na Tabela 5.1 é possível observar de maneira sucinta os valores considerados para os parâmetros discutidos nas seções anteriores.

Tabela 5.1 Parâmetros iniciais da simulação (Autor 2021)

Propriedades	Constante	Valor	Und
Temperatura Ambiente	$T_0$	294	[K]
Pressão atmosférica	$P_0$	1,013	[bar]
Constante Universal dos Gases	$R_{univ}$	8314.51	$\left[\frac{J.K}{kmol}\right]$
Temperatura de Referência 2	$T_{ref1}$	500	[K]
Temperatura de Referência 1	$T_{ref2}$	1500	[K]
Poder Calorífico Inferior	$PCI$	$45.10^6$	[J/Kg]

Em primeiro momento, deseja-se avaliar a variação do volume em relação ao ângulo de manivela ( $\alpha$ ). A variação do ângulo vai de  $180^\circ$  a  $540^\circ$ , de maneira que o tem-se o gráfico se inicia no PMS e atinge o PMI em  $360^\circ$ . Assim, verifica-se que o volume máximo é da câmara de combustão é apresentado em  $3.5 \times 10^{-4} m^3$  em congruência com as 305 cc descrita pelo fabricante. O resultado da curva percorrida pelo volume instantâneo, pode ser observada em Figura 5.1. A curva obtida apresenta uma trajetória semelhante às curvas encontradas na literatura de referência.

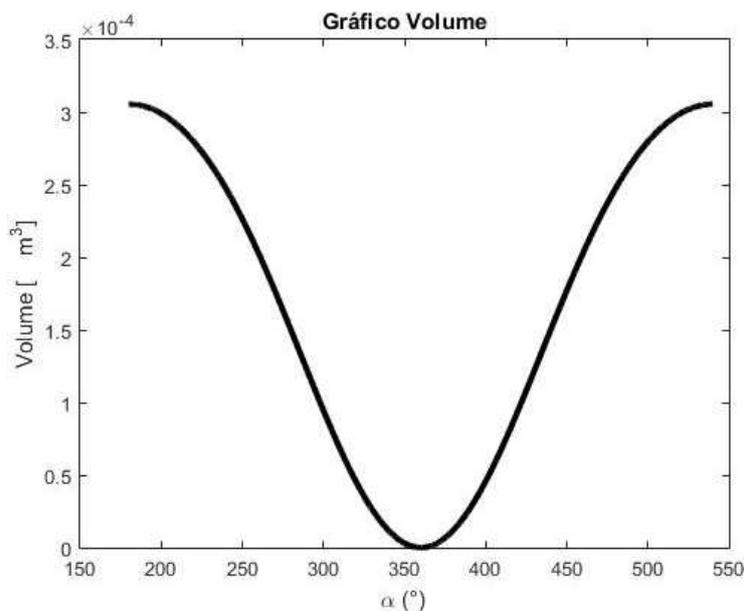


Figura 5.1. Volume em função do ângulo de manivela. (Autor, 2021)

Posterior à obtenção do volume de combustão em função do ângulo de manivela, deriva-se a Equação 1.3 e a Equação 1.4 para obter:

$$\frac{dV}{d\alpha} = Vd \cdot \left( \operatorname{sen}(\alpha) + \frac{\operatorname{sen}(\alpha) \cdot \operatorname{cos}(\alpha)}{\sqrt{\frac{L^2}{r} - \operatorname{sen}^2(\alpha)}} \right) \quad (5.1)$$

A partir desse ponto, é possível realizar a plotagem da função Wiebe (Equação 3.66) que pode ser observado na figura 5.2 para uma duração de combustão de  $29^\circ$ , conforme especificado pelo fabricante. Os valores das constantes de ajustes  $\phi$  e  $a$  dependem do motor que está sendo utilizado, podendo ser encontrados experimentalmente. Heywood (1980) propôs o uso de  $a = 5$  e  $n = 3$  como representação para motores com ignição por centelha. Esses valores tem sido utilizados por diversos autores como Shudo et. Al (2002) Souza (2018) e Santos Junior (2004).

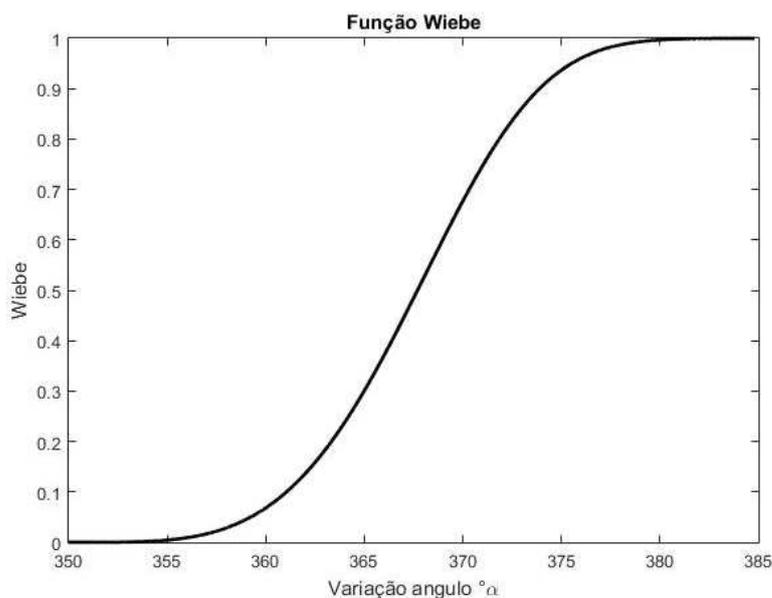


Figura 5.2 Função Wiebe (Autor, 2021)

O gráfico acima demonstra o perfil de evolução da queima de combustível, com o início da combustão em um ângulo de manivela de  $350^\circ$  e duração de  $29^\circ$ . Como esperado a curva apresenta um formato de S, aumentando lentamente no início, seguido de um aumento repentino na inclinação da curva, onde há a maior parte da queima nas proximidades do PMS, voltando a estabilizar mais ao final da combustão.

A representação gráfica apresentada na Figura 5.3 evidencia a taxa com a qual a energia é liberada no interior do cilindro, onde é possível concluir-se que a máxima liberação ocorre entre  $365^\circ$  e  $370^\circ$ .

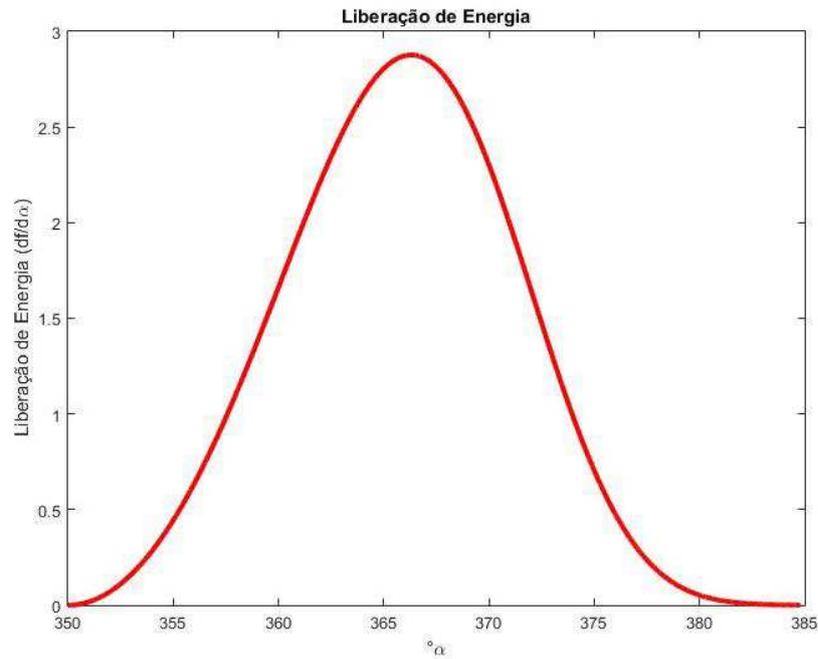


Figura 5.3 Gráfico da Liberação de Energia (Autor, 2021)

Após obter os resultados da liberação de energia, é possível obter a plotagem de temperatura vs ângulo de virabrequim e pressão vs ângulo de virabrequim que podem ser observados na Figura 5.4 e Figura 5.5 respectivamente.

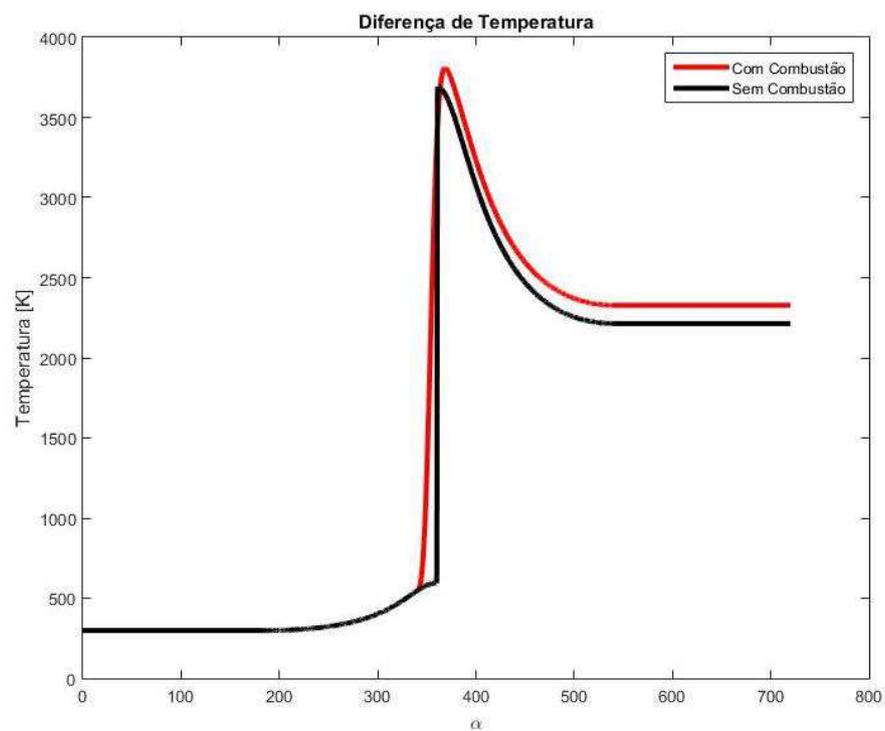


Figura 5.4 Gráfico de temperatura. (Autor, 2021)

Na Figura 5.4 nota-se a variação da temperatura durante o ciclo e observa-se a sobreposição entre a variação da temperatura no modelo teórico em preto e o modelo que considera os efeitos da combustão e da transferência de calor em vermelho. No modelo teórico (em preto) tem-se um aumento abrupto da temperatura representado por uma reta vertical, enquanto que o modelo real (em vermelho) apresenta uma evolução da temperatura mais suavizada, devido a evolução da queima fornecida pela função Wiebe. Além disso, comenta-se que o modelo real apresenta um pico de temperatura um pouco maior. Apesar da diferença não ser demasiadamente expressiva devido as pequenas dimensões do modelo de motor analisado, essa modelagem é relevante pois torna possível uma análise das concentrações de combustível e os efeitos da duração da combustão sobre a temperatura do motor de forma paralela aos trabalhos desenvolvidos por Souza (2018) e Kasper (2003).

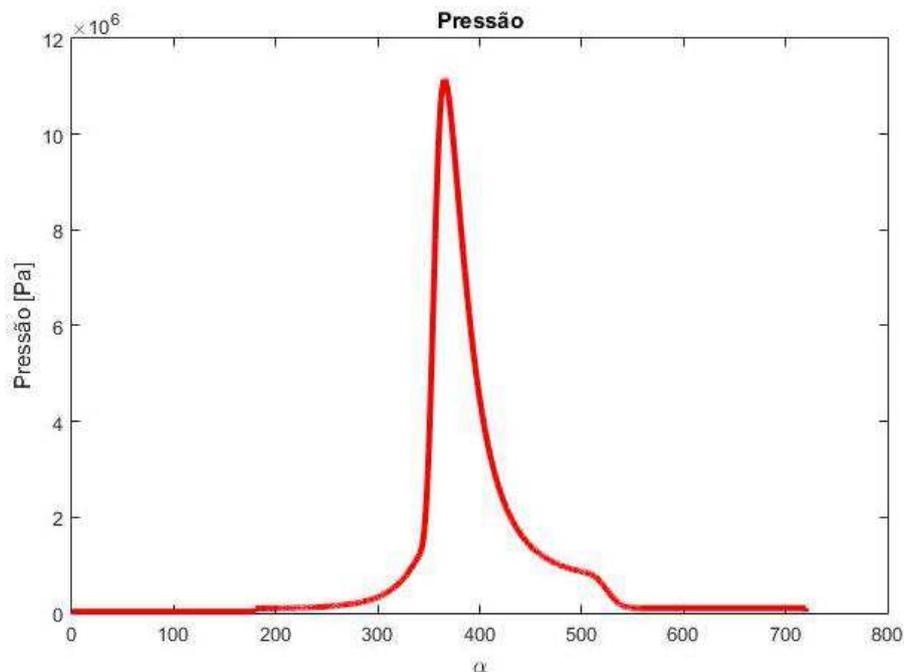


Figura 5.5 Pressão vs ângulo de manivela (Autor, 2021)

É possível observar a forma como a pressão varia em função do ângulo de manivela, de maneira que durante a fase fechada a pressão aumenta exponencialmente, chegando a um pico de 10,68 MPa. Durante o processo de expansão, a pressão dos gases no interior do cilindro diminui devido ao aumento da superfície de contato. Até o dado momento, detém-se o comportamento do volume e da pressão durante o ciclo, de maneira que é possível plotar a variação da pressão em função do volume, como evidenciado na Figura 5.6.

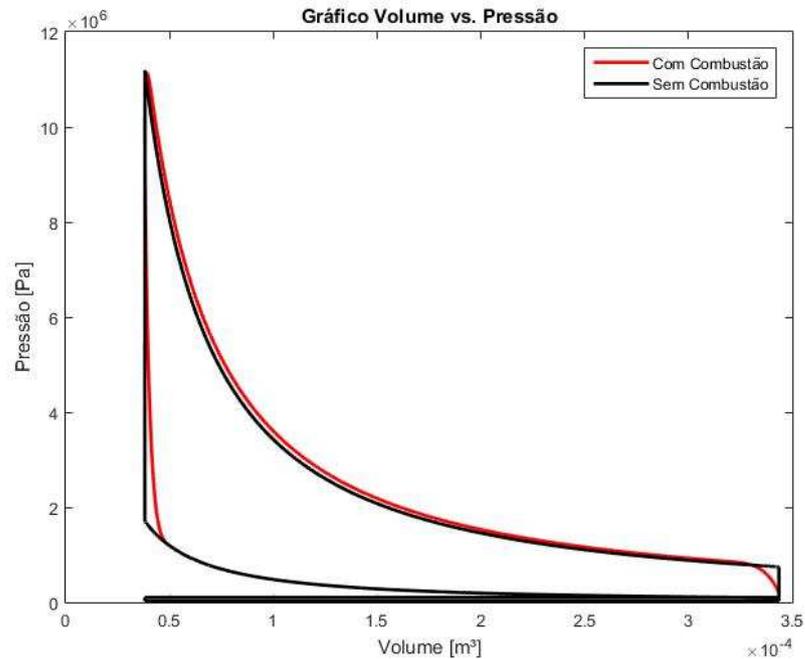


Figura 5.6 Gráfico Volume vs Pressão (Autor, 2021)

Ao plotar de maneira sobreposta o ciclo teórico com o ciclo real, observa-se consistência nas informações, com a diferença que no ciclo real, tem-se uma suavização nas transições entre os processos, conforme evidenciado na Figura 5.6. Pode-se observar a região de operação do ciclo entre  $3,8 \times 10^{-5} \text{ m}^3$  e  $3,44 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  conforme esperado.

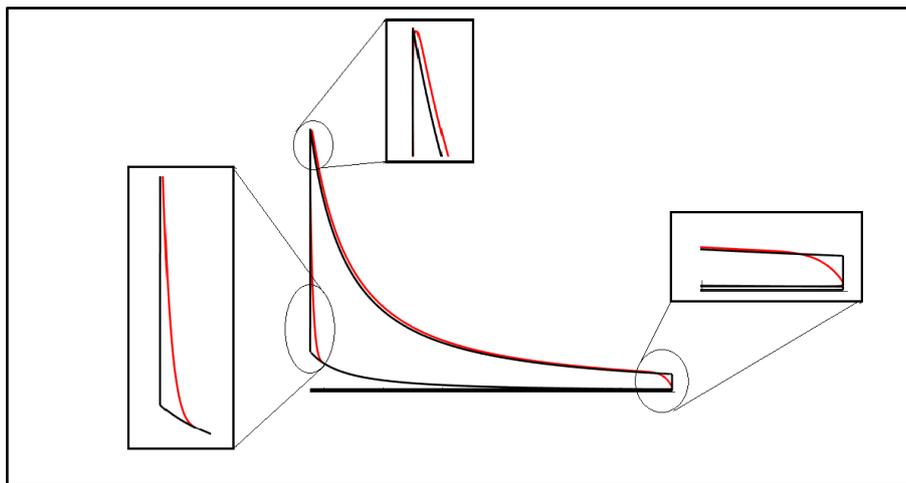


Figura 5.7 Suavização no ciclo real (Autor, 2021)

De acordo com o estudo desenvolvida por Lima e Santos (2018) o ângulo de início da combustão tem grande influência sobre o desempenho do motor. Dessa forma, variou-se esse parâmetro de  $315^\circ$  a  $360^\circ$  com passo de  $5^\circ$ , a fim de averiguar essa influência, conforme possível observar na Figura 5.8 e Figura 5.9.

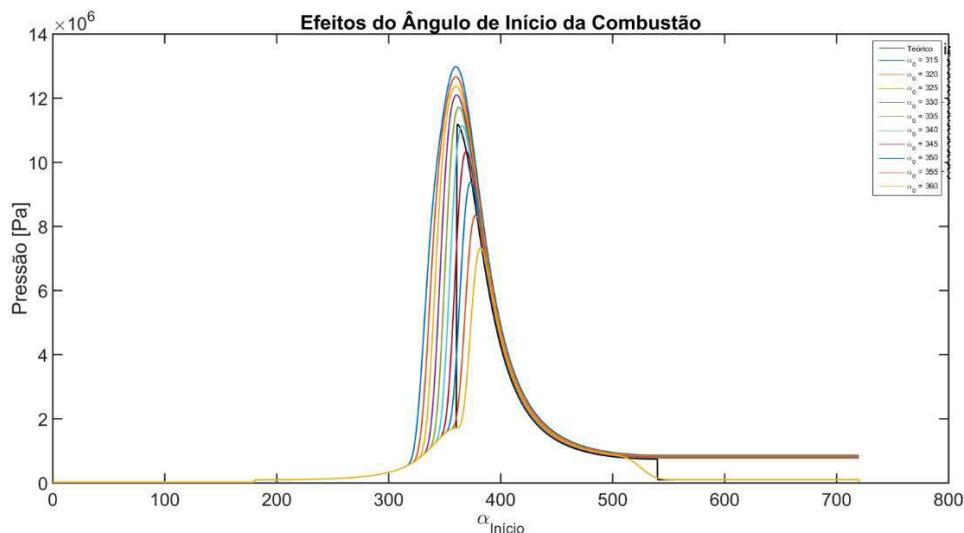


Figura 5.8. Ângulo de início da combustão (Autor, 2021)

Observa-se, portanto, efeitos característicos do ponto de ignição. É fácil perceber que um adiantamento no início da combustão, ocorre aumento da pressão máxima do ciclo, ocorrendo também um offset do ângulo de manivela correspondente para valores menores. Entretanto, um avanço excessivo causa aumento no trabalho (negativo) desenvolvido na compressão até um ponto que não pode mais ser superado pelo trabalho desenvolvido na expansão, representado perdas. Uma saída é observar o gráfico da Figura 5.8 juntamente com outros parâmetros relevantes em um MCI como a relação volume versus pressão ou a pressão indicada.

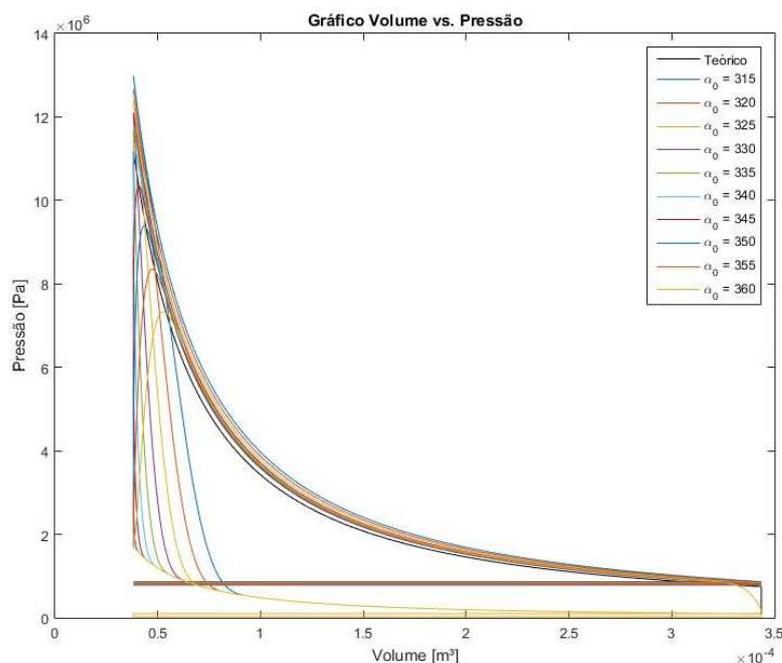


Figura 5.9. Gráfico Volume x Pressão (Autor, 2021)

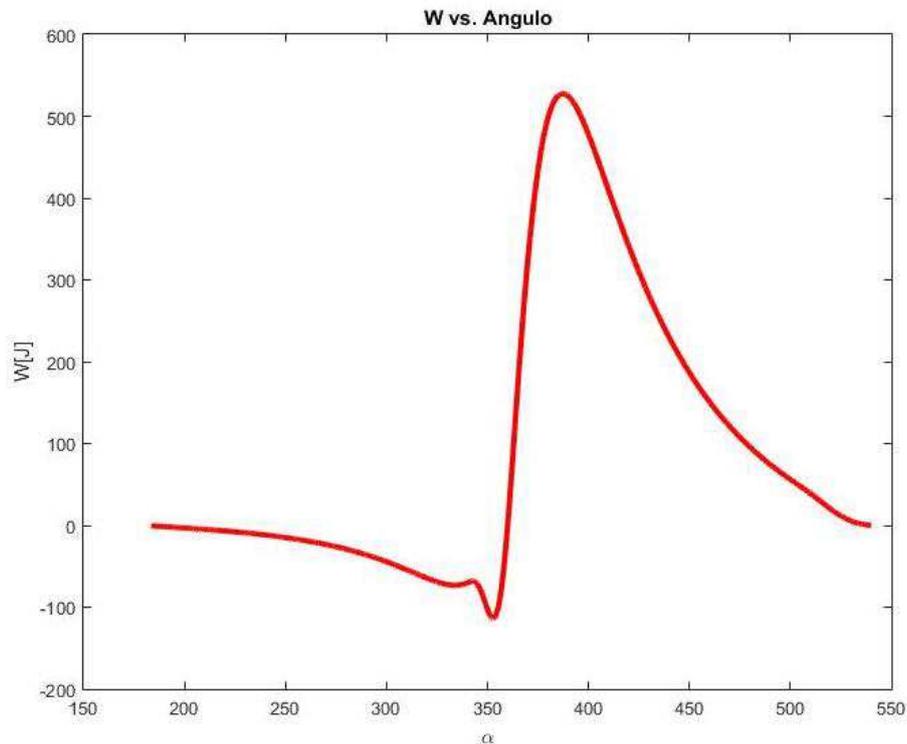


Figura 5.10. Trabalho desenvolvido pelo motor (Autor, 2021)

Ao se comparar por exemplo a Figura 5.10 com a Figura 5.11, observa-se que para um ângulo de início da combustão de  $315^\circ$  que apresentou maior pico de pressão na primeira imagem, observa-se uma área pressão versus volume, e conseqüentemente menor desempenho de trabalho. Nesse sentido, recomenda-se o desenvolvimento de uma rotina específica para avaliar esse parâmetro, todavia a adoção de um ângulo intermediário de  $325^\circ$  já representa ganhos de desempenho.

A plotagem apresentada na figura 5.10 corresponde à curva de trabalho desenvolvido pelo motor, que apresenta valores negativos a partir da abertura da válvula de admissão, estendendo-se durante todo o período da compressão. Durante o processo de combustão que tem duração de  $29^\circ$ , observa-se um aumento exponencial da curva que decresce suavemente durante o processo de expansão até o fim do ciclo.

Conhecidas as curvas de pressão e temperatura em função do ângulo de manivela, é possível obter as irreversibilidades de cada processo do ciclo. Dessa forma plotou-se a curva das irreversibilidades discriminadas em cada processo aproveitando-se dos valores de entropia para o estado morto conforme Anexo B, a fim de compara-las com outras referências, sendo esses resultados apresentados na Figura 5.11 e Figura 5.14.

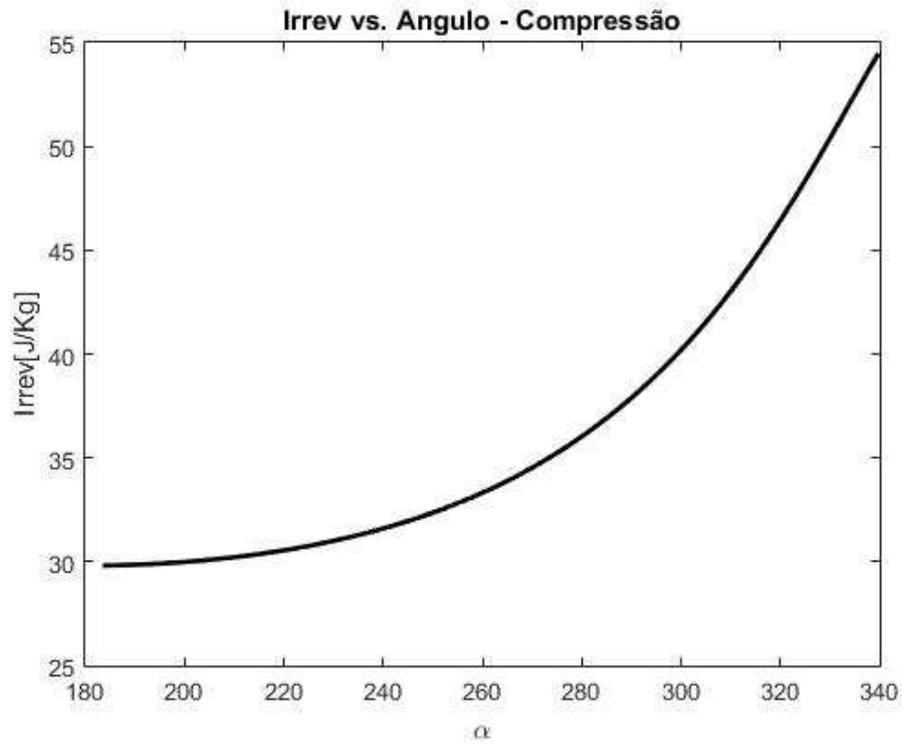


Figura 5.11. Irreversibilidades Compressão (Autor, 2021)

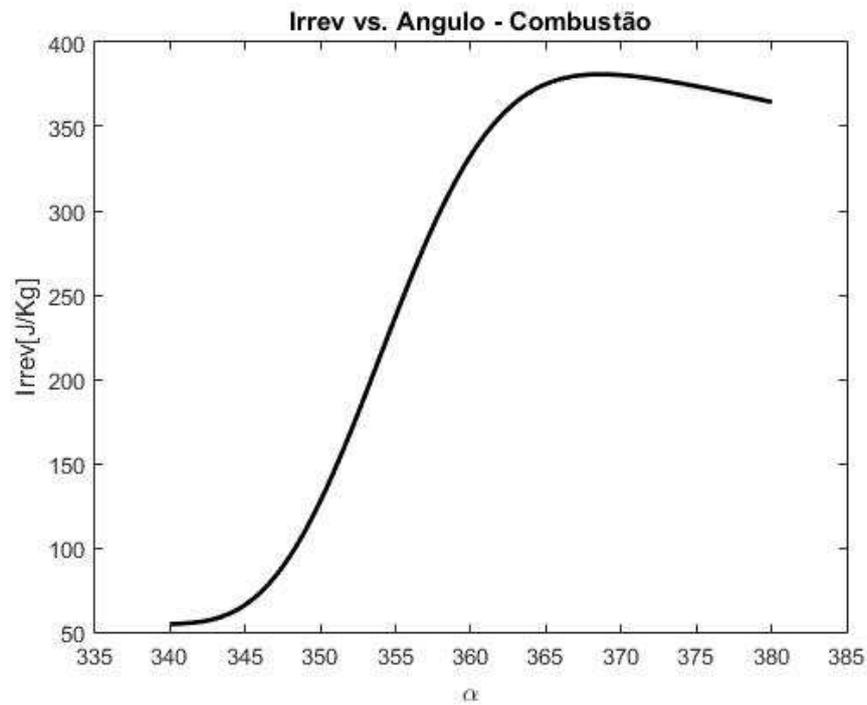


Figura 5.12 Irreversibilidades Combustão (Autor, 2021)

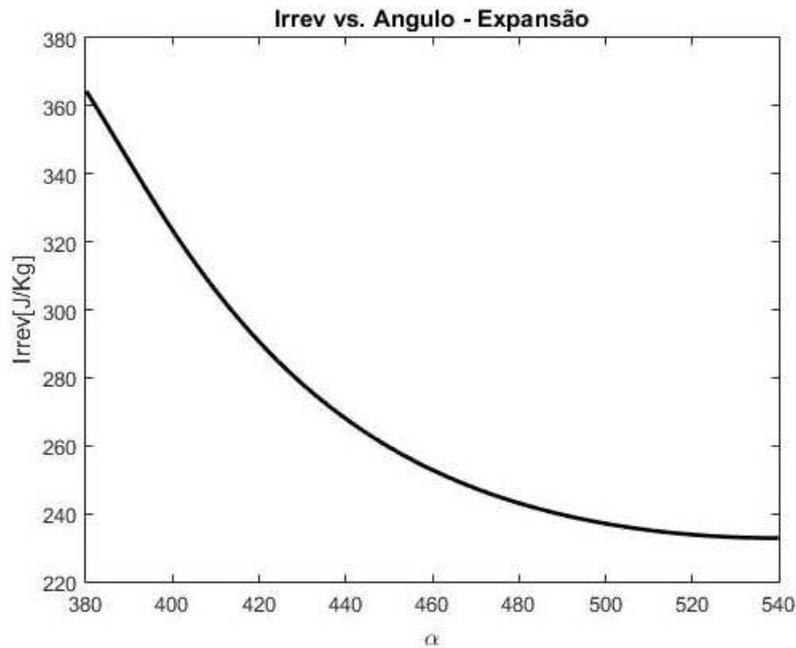


Figura 5.13 Irreversibilidades na Expansão (Autor, 2021)

Diversos estudos como os apresentados por Gallo (1990) e Carvalho (2011) apontam que as maiores irreversibilidades ocorrem durante a fase fechada do ciclo, especialmente durante a combustão. Dessa maneira optou-se por apresentar as irreversibilidades das etapas de compressão, combustão e expansão, a fim de identificar oportunidades. O comportamento das curvas geradas, assemelham-se com os resultados apresentados por Gallo (1990) com a diferença que este, apresentou as irreversibilidades em J/grau.

As irreversibilidades da compressão são devido a transferência de calor entre os gases e as paredes, já que não existem reações químicas nesse processo. Durante a combustão observa-se as maiores perdas, sendo quase 3 vezes ordem de grandeza dos demais processos como efeito da liberação de energia (Equação 3.66). Durante o processo de expansão observa-se novamente redução nas perdas, onde ocorrem as recombinações das espécies químicas devido as elevadas temperaturas. O comportamento da curva de irreversibilidades na fase fechada muito se assemelha com o gráfico de evolução da temperatura apresentado na figura 5.4, salvo as proporções.

A partir dos valores obtidos de potência indicada (Equação 3.6), trabalho (Equação 3.10), temperatura (Equação 4.17) e exergia (Equação 3.41), foi possível obter os valores de eficiência de Primeira e Segunda Lei apresentados na Tabela 5.2

Tabela 5.2. Eficiências do Motor a Combustão (Autor, 2021)

<u>Rendimento sem Trans. Cal</u>	<u>Rendimento com Trans. Cal</u>	<u>Eficiência Exergética</u>
44,11%	34,03%	58,07%



UNIVERSIDADE  
ESTADUAL DO  
MARANHÃO



ENGENHARIA  
MECÂNICA

Os resultados obtidos para as eficiências apontam valores coerentes, de maneira que ao desconsiderar a transferência de calor para as paredes do cilindro, obtêm-se um rendimento de 44,1% em contraponto com os 34,0% obtidos quando esta perda é considerada. Dessa forma é possível concluir que a transferência de calor representa uma baixa de pelo menos 10% na eficiência do motor. Em relação a eficiência exérgica do motor, aponta-se um valor de 58,0% na fase fechada, representando uma destruição de exergia de 32,07%.



UNIVERSIDADE  
ESTADUAL DO  
MARANHÃO



## 6. CONCLUSÃO

Apesar das simplificações realizadas, o modelo de simulação numérica desenvolvido se mostrou adequado, sendo capaz de apresentar o comportamento do motor e permitindo avaliar alguns parâmetros que influenciam seu desempenho como o ângulo de início da combustão, a transferência de calor para o meio e a duração da combustão.

A simulação numérica foi realizada a partir de diversas iterações baseadas no método Euler, incrementado um modelo termodinâmico segundo a carga teórica desenvolvida. Foram consideradas a modelagem geométrica do motor, o efeito da Lei da Liberação de Energia e o efeito da transferência de calor. Cada resultado foi comparado com os outros estudos realizados a respeito do tema.

A função da liberação de calor além de sua aplicação usual, foi utilizada para simular o efeito da abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape. Da análise conclui-se que o motor estudado apresenta uma eficiência exergética de 58,07%, apresentando grandes perdas na combustão, conforme já apontado por diversos autores como Gallo (1990) e Carvalho (2011).

O ângulo de centelha foi definido como tendo seus melhores resultados em 320° ao cruzar a pressão produzida contra o cilindro e o trabalho gerado no ciclo a partir dessa modelagem. Foi possível também perceber que uma das principais fontes de irreversibilidade foi a perda de calor para o meio devido as diferenças de temperatura. Nesse sentido, sugere-se o envolvimento do motor por um habitáculo a fim de que se possa considerar uma maior temperatura de referência, minimizando o dispêndio calor para o meio. Em um cenário de competição off-road, como a aplicação do motor abordado nesse trabalho, o envolvimento do dispositivo de potência, como sugerido além de otimizar o desempenho, o protege contra intempéries externas que possam comprometer sua integridade.

A rotina desenvolvida, fica então para ser utilizada como ferramenta didática no âmbito de arquitetura de motores e áreas afins. Para trabalhos futuros, recomenda-se um estudo experimental para comparação com o modelo desenvolvido neste estudo. Além disso é possível também desenvolver estudos capazes de mensurar a exergia envolvida na combustão, como foco na avaliação do dispêndio de poluentes para o meio.



UNIVERSIDADE  
ESTADUAL DO  
MARANHÃO



## REFERÊNCIAS

- ALKIDAS, A. C. The Application of Availability and Energy Balance to a Diesel Engine. 1988. Trans. ASME, 110:452-459
- BRUNETTI, Franco. et al. Motores de Combustão Interna. São Paulo: Editora Blucher, 2018. 547p.
- CARVALHO, L. O. Modelagem computacional integrada e análise energética de sistemas de cogeração com motores de combustão interna. Rio de Janeiro, RJ, Brasil. 2011. Tese (Doutorado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro. 131p.
- CENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A.; KANOGLU, Mehmet. Thermodynamics: an engineering approach. New York: McGraw-hill, 2011. 1024p.
- DAHLSTRÖM, Jessica. Experimental Investigations of Combustion Chamber Heat Transfer in a Light-Duty Diesel Engine. Lund University, 2016. Tese (Doutorado) - Faculty of Engineering of Lund University.
- DUNBAR, W.R., Lion, N. Sources of combustion irreversibilities. Combustion Science Technologies, v. 103, p. 41-61, 1994.
- EICHELBERG, G. Some New Investigations on Old Combustion Engines Problems – II. Engineering. Engineering, v. 148. 1939. p. 547-550
- FERGUSON, Colin R.; KIRKPATRICK, Allan T. Internal combustion engines: applied thermosciences. John Wiley & Sons, 2015. 2015. 656 p.
- GAGGIOLI, R. A. et al. Second law efficiency and costing analysis of a combined power and desalination plant. 1988.
- GALLO, Waldyr Luiz Ribeiro. Análise exergética de motores a gasolina e a álcool. 1990. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- GALLO, Waldyr Luiz Ribeiro. Avaliação de Coeficientes de Película para Estudos de Transmissão de Calor Instantânea em Motores de Combustão Interna. ENCIT88, p.4, 1988.
- HEYWOOD, John B. et al. Development and use of a cycle simulation to predict SI engine efficiency and NOX emissions. SAE Technical Papers. n. 790291, p. 1-26, 1979.
- HOHENBERG, Günter F. Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations. SAE Transactions, p. 2788-2806, 1979



UNIVERSIDADE  
ESTADUAL DO  
MARANHÃO



KASPER, Fabio Roberto Sulzbacher et al. Modelagem e simulação de motores à combustão interna por técnicas da fluidodinâmica computacional (CFD). 2003. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

KOTAS, T. J. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, London: Butter-Worths, 1985. Characteristics, Costs, Prevention, Control and Removal. p. 147-183. 1985.

LIMA, Daniela Linhares. et al. Aplicação De Um Modelo Termodinâmico Simplificado De Um Motor De Combustão Interna. 2018. Monografia (Graduação) – Universidade Federal Fluminense, Rio de Janeiro.

LINEMBURG, Herlon de Faveri et al. Zero-dimensional model with a wiebe function and shifting chemical equilibrium for spark ignited combustion engines. Florianópolis. 2017. Dissertação (Pós – Graduação) – Universidade Federal de Santa Catarina. 109 p.

MAHLE, Metal Leve. Motores de Combustão Interna. São Paulo: Limeira. 2020. 228p.

MARTINS, J; Motores de Combustão Interna, 4ª edição. Publindustrias – Edições Técnica. Porto. 2013. 437p.

MELO, Tadeu Cavalcante Cordeiro. Modelagem termodinâmica de um motor do ciclo otto tipo flex-fuel, funcionando com gasolina, álcool e gás natural. 2007. 154p. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro.

MORAN, Michael J. et al. Fundamentals of engineering thermodynamics. New Jersey: John Wiley & Sons, 2010. 1004p.

NISHIWAKI, Kazuie. et al. Average Heat Transfer Coefficients on a Cylinder Wall in the Intake and Exhaust Processes of Motoring Test. Bulletin of the JSME, v.22, n.174, 14p, 1979.

NUSSELT, W. Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen. Z. Verdt. Ing. Vol, 67, 1923. p. 692-708

RIDENTI, M. A. et al. Termodinâmica das reações químicas aplicada à combustão e à física de plasmas. Revista Brasileira de Ensino de Física, vol. 40, n.3, p.13, 2018

PATTERSON, D. J. A Comprehensive Cycle Analysis and Digital Computer Simulation for Spark – Ignited Engines. 1962. Tese (Pós-Doutorado), Universidade de Michigan.

POTTER, Merle C.; SOMERTON, Craig W. Termodinâmica para Engenheiros. Porto Alegre: Bookman Editora, 2004. 386p.

PULKRABEK, W. W; Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. University of Wisconsin. Platteville; Junho de 2003. 411 p.



UNIVERSIDADE  
ESTADUAL DO  
MARANHÃO



SANTOS JUNIOR, S. J. F. Modelo teórico para predição do ciclo operacional de um motor de ignição por centelha movido a gás natural. 2004. Tese (Mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro.

SOM, S.K., Datta, A. Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 34, p. 351-376, 2008.

THERMODYNAMICS AND FLUID MECHANICS GROUP; ANNAND, W. J. D. Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. *Heat Transfer in the Cylinders of reciprocating Internal Combustion Engines*. v. 177, n. 1, p. 973-996, 1963.

VARELLA, Carlos. Histórico E Desenvolvimento Dos Motores De Combustão Interna. Rio de Janeiro. p. 1-4. 2004.

WOSCHNI, Gerhard. A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. n. 670931. SAE Technical paper, 1967 p. 2065-3083.

ŽÁK, Zdeněk et al. In-cylinder heat transfer modelling. *MECCA Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, v. 14, n. 03, p. 9-9, 2016.



## ANEXO A – CÓDIGO ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM MOTOR A COMBUSTÃO

```
% UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
% TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO - ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM MOTOR A
% COMBUSTÃO
% ALAN RUBENS SILVA SÁ FILHO
% 24/11/2021

clc % Limpando o Command Window
clear all % Limpando Variáveis

%-----DECLARAÇÃO DE VARIÁVEIS GEOMÉTRICAS-----
D = 0.0792; %m||Diâmetro do Cilindro||%
s = 0.062; %m||Curso do Pistão||%
L = 0.09976; %m||Comprimento da Biela||%
r = s/2; %m||Raio do Virabrequim||%
Lm = 0.0077; %m||Comprimento da Camara de Combustão||%
Vcc = 305e-6/8;%m³||Volume da Camara de Combustão||%
Vv = 305e-6;%m³||Volume Varrido (Cilindrada)||%
Taxa_comp = 8; %||Taxa de Compressão||%
Rdc = D/s; %||Relação Diâmetro-Curso do Pistão||%
%-----CÁLCULO DO VOLUME-----
m = round((4*pi)/(pi/2000)); %||Intervalo dividido em 8000 partes||
alfa = linspace(0,4*pi,m);
dalfa = (4*pi)/m;
y = alfa*180/pi;

X = r*(1-cos(alfa))+L*(1-sqrt(1-((r/L).^2)*sin(alfa).^2));
Vd = Vcc+X*(pi*D^2)/4;

dV = Vcc*(Taxa_comp/2 - 1/2)*(sin(alfa) +...
(cos(alfa).*sin(alfa))./((L/r)^2 - sin(alfa).^2).^(1/2));
dV(1) = 0;%||Variação do Volume (Analítico)||

%-----MODELAGEM DA COMBUSTÃO-----

%R(nq), R(nq), CV(nq), CV(q),CP(q) e CP(q)-----
R_univ = 8314.51; %J/kmol*K||Constante Universal dos Gases||%
T0 = 25 + 273; %K||Temperatura ambiente||%
P0 = 101325; %Pa||Pressão atmosférica||%
%PESO MOLECULAR DAS ESPÉCIES QUÍMICAS-----
MW_oct = 8*12 + 18*1;
MW_O2 = 2*16;
MW_N2 = 2*14;
MW_CO2 = 1*12 + 2*16;
MW_H2O = 2*1 + 1*16;
%COEFICIENTES ESTEQUIOMÉTRICOS DOS REAGENTES-----
N_oct = 1;
N_O2 = 12.5;
N_N2 = 12.5*79/21;
N_Total = N_oct + N_O2 + N_N2;
%FRAÇÃO MOLAR DOS REAGENTES-----
```



```
X_oct = N_oct/N_Total;
X_O2 = N_O2/N_Total;
X_N2 = N_N2/N_Total;
%PESO MOLECULAR NÃO-QUEIMADO-----
MWnq = MW_oct*X_oct + MW_O2*X_O2 + MW_N2*X_N2;
%COEFICIENTES ESTEQUIOMÉTRICOS DOS PRODUTOS-----
N_CO2 = 8;
N_H2O = 9;
N_N2 = 12.5*79/21;
N_Total = N_CO2 + N_H2O + N_N2;
%FRAÇÃO MOLAR DOS PRODUTOS-----
X_CO2 = N_CO2/N_Total;
X_H2O = N_H2O/N_Total;
X_N2 = N_N2/N_Total;
%PESO MOLECULAR QUEIMADO-----
MW_q = MW_CO2*X_CO2 + MW_H2O*X_H2O + MW_N2*X_N2;
%CONSTANTE PARTICULAR DO GÁS NÃO-QUEIMADO-----
Rnq = R_univ/MWnq; %J/kg*K
%CÁLCULO DE CV(NQ) E CP(NQ): NÃO-QUEIMADO-----
Temp_ref = 500; %K||Estimativa da Temperatura Média "Não-Queimada"||
A_O2_1 = [3.78245636E+00 -2.99673416E-03 9.84730201E-06 -9.68129509E-09...
3.24372837E-12 -1.06394356E+03 3.65767573E+00]; %300<T<1000
A_N2_1 = [0.03298677E+02 0.14082404E-02 -0.03963222E-04 0.05641515E-07...
-0.024444854E-10 -0.10208999E+04 0.03950372E+02]; %300<T<1000
cpm_oct = (1.7113e3)*MW_oct; %300
cpm_O2 = R_univ*(A_O2_1(1) + A_O2_1(2)*Temp_ref + A_O2_1(3)*Temp_ref^2 ...
+ A_O2_1(4)*Temp_ref^3 + A_O2_1(5)*Temp_ref^4);
cpm_N2 = R_univ*(A_N2_1(1) + A_N2_1(2)*Temp_ref + A_N2_1(3)*Temp_ref^2 ...
+ A_N2_1(4)*Temp_ref^3 + A_N2_1(5)*Temp_ref^4);
cpm_mix = (cpm_oct.*X_oct + cpm_O2.*X_O2 + cpm_N2.*X_N2);
Cpnq = cpm_mix./MWnq; %J/kg*K||Constante pressão constante (não queimado)||
Cvnq = Cpnq - Rnq; %J/kg*K||Constante a volume constante (queimado)||
Rq = R_univ/MW_q; %J/kg*K||Constante Particular do Gás Queimado||
% Cálculo de Cvb e Cpb: Queimado:
Temp_ref = 1500; % K Estimativa da Temperatura Média "Queimada"
A_H2O_1 = [3.03399249E+00 2.17691804E-03 -1.64072518E-07 -9.70419870E-11...
1.68200992E-14 -3.00042971E+04 4.96677010E+00]; % 1000 < T < 5000
A_N2_1 = [0.02926640E+02 0.14879768E-02 -0.05684760E-05 0.10097038E-09...
-0.06753351E-13 -0.09227977E+04 0.05980528E+02]; % 1000 < T < 5000
A_CO2_1 = [3.85746029E+00 4.41437026E-03 -2.21481404E-06 5.23490188E-10...
-4.72084164E-14 -4.87591660E+04 2.27163806E+00]; % 1000 < T < 5000
cpm_H2O = R_univ*(A_H2O_1(1)+A_H2O_1(2)*Temp_ref+A_H2O_1(3)*Temp_ref^2 ...
+ A_H2O_1(4)*Temp_ref^3 + A_H2O_1(5)*Temp_ref^4);
cpm_N2 = R_univ*(A_N2_1(1) + A_N2_1(2)*Temp_ref + A_N2_1(3)*Temp_ref^2 ...
+ A_N2_1(4)*Temp_ref^3 + A_N2_1(5)*Temp_ref^4);
cpm_CO2 = R_univ*(A_CO2_1(1)+A_CO2_1(2)*Temp_ref+A_CO2_1(3)*Temp_ref^2 ...
+ A_CO2_1(4)*Temp_ref^3 + A_CO2_1(5)*Temp_ref^4);
cpm_mix = (cpm_H2O.*X_H2O + cpm_N2.*X_N2 + cpm_CO2.*X_CO2);
Cpq = cpm_mix./MW_q; % J/kg*K;
Cvq = Cpq - Rq;
%CÁLCULO DA MASSA DO AR E DO COMBUSTÍVEL-----
N_ar = N_O2 + N_N2; % Número de kmols de Ar
MW_ar = 0.21*MW_O2 + 0.79*MW_N2;
ma = N_ar*MW_ar; % Massa de um kmol de Ar
mc = N_oct*MW_oct; % Massa de um kmol de C8H18
```



```
A_C = ma/mc; % Relação entre Ar e o combustível: A_F = ma/mf
massa_total = P0 / (Rnq*T0 / (Vv+Vcc)); % Massa total admitida no cilindro
massa_c = massa_total / (A_C+1); % Massa admitida de combustível
massa_ar = massa_c * A_C; % Massa admitida de ar

% -----/ CONDIÇÕES INICIAIS DA COMBUSTÃO /----- %
Rgas = Rq*0 + Rnq*(1-0);
nR = massa_total * Rgas;
PCI = 45e6; % Poder Calorífico Inferior
Qtotal = PCI*massa_c; % Calor Total

%-----
phi = 5; %||Dados da Tabela
n = 3; %||Dados da Tabela
dalfal = (29/180)*pi; %||60 Graus
alfa0 = (17/9)*pi; %||340 Graus

% -----CICLO TEÓRICO-----
D_teta_T = (1/180)*pi; %1 Grau
teta_0_T = 2*pi; %360 Graus
% LIBERAÇÃO DE CALOR-----
Weibe = 1 - exp(-phi*((alfa - teta_0_T)/D_teta_T).^n);
for i=1:m
    if Weibe(i) < 0
        Weibe(i) = 0; %Zerando F negativo
    end
end
Lib_Energia = ((1-Weibe)*n*phi/D_teta_T).*((alfa - teta_0_T)/D_teta_T ...
.^(n-1));
n1 = 1;
while 1
    if y(n1) < 360
        n1 = n1 + 1;
    else
        break
    end
end
for i=1:n1
    Lib_Energia(i) = 0;%Zerando Variação de Weibe antes da Combustão
end

VarQ_T = Qtotal*Lib_Energia; %||Variação de Q||

for j=1:10
    for i=1:m
%ADMISSÃO-----
        if i <= m/4
            Temp(i) = T0;
            PressaoT(i) = P0/4;
            PressaoT2(j,i) = P0/j;
%FASE FECHADA-----
        elseif i <= 3*m/4
            Cq = Cvq * Weibe(i) + Cvnq * (1-Weibe(i));
            Rgas = Rq * Weibe(i) + Rnq * (1-Weibe(i));
```



```
%||Relação de Combustível Queimado e Não Queimado

Temp(i) = Temp(i-1) + (VarQ_T(i-1).*dalfa/(massa_ar*...
Cq)) - ((dalfa*Rgas*Temp(i-1)*dV(i-1))/(Vd(i-1)*Cq));

PressaoT(i) = (massa_ar*Rgas)*Temp(i-1)/Vd(i-1);
PressaoT2(j,i) = PressaoT(i);

%EXAUSTÃO-----
else
    Temp(i) = Temp(i-1);
    PressaoT(i) = P0;
    PressaoT2(j,i) = P0;
end
end
PressaoT(end) = PressaoT(1);
PressaoT2(j,end) = PressaoT2(j,1);
end
%----/ CICLO REAL: SEM TRANF. DE CALOR /-----%
% Liberação de Calor: Valor de F
F = 1 - exp(-phi*(((alfa - alfa0)/dalfal).^n));
for i=1:m
    if F(i) < 0
        F(i) = 0; %Zerando F negativo
    end
end
% Liberação de Calor: Variação de F
VarF = ((1-F)*n*phi/dalfal).*(((alfa - alfa0)/dalfal).^(n-1));
n1 = 1;
while 1 %Passo onde Téta < 340° (início da Combustão)
    if y(n1) < 340
        n1 = n1 + 1;
    else
        break
    end
end
for i=1:n1
    VarF(i) = 0;%Zerando Variação de F antes da Combustão
end
% Variação de Q
VarQ = Qtotal*VarF;
%-----VARIANDO O INÍCIO DA COMBUSTÃO-----
alfaWeibe = [7/4 16/9 65/36 11/6 67/36 17/9 23/12 35/18 71/36 2]*pi;
for j=1:10
    delta_Weibe(j,:) = 1 - exp(-phi*(((alfa - alfaWeibe(j))/dalfal).^n));
    for i=1:m
        if delta_Weibe(j,i) < 0
            delta_Weibe(j,i) = 0; %||Zerando F negativo||
        end
    end
    VarF_alt(j,:) = ((1-delta_Weibe(j,:))*n*phi/dalfal).*...
    (((alfa - alfaWeibe(j))/dalfal).^(n-1));
    n1 = 1;
    while 1
        if y(n1) < alfaWeibe(j)*180/pi
            n1 = n1 + 1;
        else

```



```
        break
    end
end
for i=1:n1
    VarF_alt(j,i) = 0; %||Zerando variação de Weibe antes da Combustão||
end

VarQ_alt(j,:) = Qtotal*VarF_alt(j,:); %||Variação da quantidade de calor||
end
Cq = Cvq*0 + Cvnq*(1-0);
Cvmedio = (Cvnq + Cvq) / 2; %||Propriedades Iniciais||
Rgas = Rq*0 + Rnq*(1-0);

% Efeito do Adiantamento da Válvula de Escape: Baseado na Função Wiebe
D_teta_Escp = (5/18)*pi; % Duração de 50 Graus
teta_0_Escp = (25/9)*pi; % Início em 500 Graus
Escp = 1 - exp(-phi*((alfa - teta_0_Escp)/D_teta_Escp).^n));

for i=1:m
    if Escp(i) < 0
        Escp(i) = 0; %Zerando Escp negativo
    end
end
Escp1 = -Escp + 1; % Decrescendo a Pressão
Escp2 = Escp; % Aumentando a Pressão

Area = (D*pi*Lm)+((pi*D^2)/2)+(pi*D*L/2)*((L/r) + 1 - cos(alfa) ...
-sqrt((L/r).^2 - (sin(alfa)).^2)); % Área Total em função de alfa
rot = 2000/60; % Rotação do Motor
Vm = 2*s*rot; % Velocidade Média
n_comb = m/2; % Compressão e Expansão
dtc = (D/(2*Vm))/n_comb; % Tempo de Combustão
densid_comb = P0/(Rgas*massa_total*T0);
Tref = 70+273; %K
dQp = zeros(1,m);
Cq = Cvq*0 + Cvnq*(1-0);
Cvmedio = (Cvnq + Cvq) / 2; % Propriedades Iniciais
Rgas = Rq*0 + Rnq*(1-0);
%-----
%ESCOAMENTO DA VÁLVULA DE ESCAPE-----
for j=1:10
    for i=1:m
%ADMISSÃO-----
        if i <= m/4
            Temp2(i) = T0;
            Pressao2(i) = P0/4;
            Pressao3(j,i) = P0/j;
%FASE FECHADA-----
        elseif i <= 3*m/4

            h = 0.013*(Vd(i-1).^(-0.06))*(Pressao3(i-1).^0.8)*...
(Temp2(i-1).^(-0.4))...
*((Vm+1.4).^0.8);%adm||Coeficiente de película de Honnhenberg||

            Cq = Cvq * F(i) + Cvnq * (1-F(i));
```



```
Rgas = Rq * F(i) + Rnq * (1-F(i));

dQp(i) = h*Area(i)*dtc.*(Temp2(i-1) - Tref);
Temp2(i) = Temp2(i-1) + (VarQ(i-1).*dalfa/(massa_ar*Cq)) ...
- ((dalfa*Rgas*Temp2(i-1)*dV(i-1))/((Vd(i-1)*Cq))) ...
- (dalfa*dQp(i)/(massa_ar*Cq));
Pressao2(i) = (massa_ar*Rgas)*Temp2(i-1)/Vd(i-1);
Pressao3(j,i) = Pressao2(i);

%EXAUSTÃO-----
else
    Temp2(i) = Temp2(i-1);
    Pressao2(i) = Pressao2(i-1);
    Pressao3(j,i) = Pressao3(j,i-1);
end
end
end
%ESCOAMENTO DA VÁLVULA DE ESCAPE-----
Pressao2 = Pressao2.*Escp1 + P0.*Escp2;
Pressao2(end) = Pressao2(1);
Pressao3(j,:) = Pressao3(j,:).*Escp1 + P0.*Escp2;
Pressao3(j,end) = Pressao3(j,1);
Qp = zeros(1,m);

%TRANSFERÊNCIA DE CALOR-----
for j=1:10 % Variando o Angulo de Início da Combustão
    for i=1:m
        %ADMISSÃO-----
        if i <= m/4
            Temp3(j,i) = T0;
            Pressao4(j,i) = P0/4;

%FASE FECHADA-----
elseif i <= 3*m/4
            h = 0.013*(Vd(i-1).^(-0.06))*(Pressao4(i-1).^0.8)*...
            (Temp3(i-1).^(-0.4))...
            *((Vm+1.4).^0.8);%adm||Coeficiene de película de Honhenberg||

            Cq = Cvq * delta_Weibe(j,i) + Cvnq * (1-delta_Weibe(j,i));
            Rgas = Rq * delta_Weibe(j,i) + Rnq * (1-delta_Weibe(j,i));
            %||%Relação da queima de combustível||
            Qp(i) = h*Area(i)*dtc.*(Temp2(i-1) - Tref);

            Temp3(j,i) = Temp3(j,i-1) + (VarQ_alt(j,i-1).*dalfa/...
            (massa_ar*Cq)) - ((dalfa*Rgas*Temp3(j,i-1)*...
            dV(i-1))/((Vd(i-1)*Cq))) - (dalfa*Qp(i)/...
            (massa_ar*Cq));

            Pressao4(j,i) = (massa_ar*Rgas)*Temp3(j,i-1)/Vd(i-1);

%EXAUSTÃO-----
else
            Temp3(j,i) = Temp3(j,i-1);
            Pressao4(j,i) = Pressao4(j,i-1);
end
end
end
end
%
```



```
%ESCOAMENTO DA VÁLVULA DE ESCAPE-----
Pressao4(j,:) = Pressao4(j,:).*Escp1 + P0.*Escp2;
Pressao4(j,end) = Pressao4(j,1);
%-----
%PLOTAGEM DOS GRÁFICOS-----
figure (1)
plot (y, Temp2, 'r', y, Temp, 'k', 'Linewidth',3);
title ('Diferença de Temperatura');
legend ('Com Combustão', 'Sem Combustão')
xlabel ('\alpha'); ylabel ('Temperatura [K]');

figure (2)
plot (y, Pressao2, '-r','Linewidth',3); title ('Pressão');
xlabel ('\alpha'); ylabel ('Pressão [Pa]');

figure (3)
plot(Vd, Pressao2, 'r', Vd, PressaoT,'k','Linewidth',2);
title ('Gráfico Volume vs. Pressão');
legend ('Com Combustão', 'Sem Combustão')
xlabel ('Volume [m³]'); ylabel ('Pressão [Pa]');

figure (4)
plot (y, PressaoT, '-k', y, Pressao4);
title ('Efeitos do Ângulo de Início da Combustão');
legend ('Teórico', '\alpha_0 = 315', '\alpha_0 = 320', '\alpha_0 = 325',...
'\alpha_0 = 330', '\alpha_0 = 335', '\alpha_0 = 340', '\alpha_0 = 345',...
'\alpha_0 = 350', '\alpha_0 = 355', '\alpha_0 = 360', 1);
xlabel ('\alpha_I_n_í_c_i_o'); ylabel ('Pressão [Pa]');

figure (5)
plot (Vd, PressaoT, '-k', Vd, Pressao4);
title ('Gráfico Volume vs. Pressão');
legend ('Teórico', '\alpha_0 = 315', '\alpha_0 = 320', '\alpha_0 = 325',...
'\alpha_0 = 330', '\alpha_0 = 335', '\alpha_0 = 340', '\alpha_0 = 345',...
'\alpha_0 = 350', '\alpha_0 = 355', '\alpha_0 = 360', 1);
xlabel ('Volume [m³]'); ylabel ('Pressão [Pa]');

%-----
%-----CÁLCULO DA EXERGIA-----
ex_espcf (1)= 0; %||Exergia específica||
%COMPRESSÃO-----
T0 = 500;
P0 = P0;
R_univ = 8.314;
M = 28.97;

for i=(m/4):(3*m/4)
%COMPRESSÃO-----
    if i < 3778
        s0 = 1.70203;
        s1 = 2.318;

        S(i) = (R_univ/M).*log(Pressao2(i)/P0);
        I(i) = ((massa_ar+massa_c).*T0.*((s1-s0-S(i)))+Temp2(i))./10;
```



UNIVERSIDADE  
ESTADUAL DO  
MARANHÃO



ENGENHARIA  
MECÂNICA

```
%COMBUSTÃO-----
elseif i < 4224

    s0 = 1.70203;
    s1 = 4.2;

    S(i) = (R_univ/M).*log(Pressao2(i)/P0);
    I(i) = ((massa_ar+massa_c).*T0.*((s1-s0-S(i)))+Temp2(i))./10;

%EXPANSÃO-----
else
    s0 = 1.70203;
    s1 = 3.7;

    S(i) = (R_univ/M).*log(Pressao2(i)/P0);
    I(i) = ((massa_total+massa_c).*T0.*((s1-s0-S(i)))+Temp2(i))./10;
end
end
%TRABALHO E RENDIMENTO-----
dW = Pressao2.*dV;
max(dW)/(max(I)+max(dW))
%-----
%PLOTAGEM DE RESULTADOS-----
figure (6)
plot(y(2040:3776),I(2040:3776),'k','Linewidth',2)
title ('Irrev vs. Angulo - Compressão');
xlabel ('\alpha'); ylabel ('Irrev[J/Kg]');

figure (7)
plot(y(3778:4223),I(3778:4223),'k','Linewidth',2)
title ('Irrev vs. Angulo - Combustão');
xlabel ('\alpha'); ylabel ('Irrev[J/Kg]');

figure (8)
plot(y(4224:5999),I(4224:5999),'k','Linewidth',2)
title ('Irrev vs. Angulo - Expansão');
xlabel ('\alpha'); ylabel ('Irrev[J/Kg]');

figure (9)
plot(y(2040:5999),dW(2040:5999),'r','Linewidth',3);
title ('W vs. Angulo');
xlabel ('\alpha'); ylabel ('W[J]');
%FIM-----
```



## ANEXO B – TABELA DE CONSTANTES

<i>T (K), h and u(kJ/kg), s°(kJ/kg.K)</i>					
When $\Delta s = 0^1$					
<i>T</i>	<i>h</i>	<i>u</i>	<i>s°</i>	<i>p<sub>r</sub></i>	<i>v<sub>r</sub></i>
<b>200</b>	199.97	142.56	129.559	0.3363	1707.
<b>210</b>	209.97	149.69	134.444	0.3987	1512.
<b>220</b>	219.97	156.82	139.105	0.4690	1346.
<b>230</b>	230.02	164.00	143.557	0.5477	1205.
<b>240</b>	240.02	171.13	147.824	0.6355	1084.
<b>250</b>	250.05	178.28	151.917	0.7329	979.
<b>260</b>	260.09	185.45	155.848	0.8405	887.8
<b>270</b>	270.11	192.60	159.634	0.9590	808.0
<b>280</b>	280.13	199.75	163.279	10.889	738.0
<b>285</b>	285.14	203.33	165.055	11.584	706.1
<b>290</b>	290.16	206.91	166.802	12.311	676.1
<b>295</b>	295.17	210.49	168.515	13.068	647.9
<b>300</b>	300.19	214.07	170.203	13.860	621.2
<b>305</b>	305.22	217.67	171.865	14.686	596.0
<b>310</b>	310.24	221.25	173.498	15.546	572.3
<b>315</b>	315.27	224.85	175.106	16.442	549.8
<b>320</b>	320.29	228.42	176.690	17.375	528.6
<b>325</b>	325.31	232.02	178.249	18.345	508.4
<b>330</b>	330.34	235.61	179.783	19.352	489.4
<b>340</b>	340.42	242.82	182.790	2.149	454.1
<b>350</b>	350.49	250.02	185.708	2.379	422.2
<b>360</b>	360.58	257.24	188.543	2.626	393.4
<b>370</b>	370.67	264.46	191.313	2.892	367.2
<b>380</b>	380.77	271.69	194.001	3.176	343.4
<b>390</b>	390.88	278.93	196.633	3.481	321.5
<b>400</b>	400.98	286.16	199.194	3.806	301.6
<b>410</b>	411.12	293.43	201.699	4.153	283.3
<b>420</b>	421.26	300.69	204.142	4.522	266.6
<b>430</b>	431.43	307.99	206.533	4.915	251.1
<b>440</b>	441.61	315.30	208.870	5.332	236.8
<b>450</b>	451.80	322.62	211.161	5.775	223.6
<b>460</b>	462.02	329.97	213.407	6.245	211.4
<b>470</b>	472.24	337.32	215.604	6.742	200.1
<b>480</b>	482.49	344.70	217.760	7.268	189.5
<b>490</b>	492.74	352.08	219.876	7.824	179.7
<b>500</b>	503.02	359.49	221.952	8.411	170.6



510	513.32	366.92	223.993	9.031	162.1
520	523.63	374.36	225.997	9.684	154.1
530	533.98	381.84	227.967	10.37	146.7
540	544.35	389.34	229.906	11.10	139.7
550	554.74	396.86	231.809	11.86	133.1
560	565.17	404.42	233.685	12.66	127.0
570	575.59	411.97	235.531	13.50	121.2
580	586.04	419.55	237.348	14.38	115.7
590	596.52	427.15	239.140	15.31	110.6
600	607.02	434.78	240.902	16.28	105.8
610	617.53	442.42	242.644	17.30	101.2
620	628.07	450.09	244.356	18.36	96.92
630	638.63	457.78	246.048	19.84	92.84
640	649.22	465.50	247.716	20.64	88.99
650	659.84	473.25	249.364	21.86	85.34
660	670.47	481.01	250.985	23.13	81.89
670	681.14	488.81	252.589	24.46	78.61
680	691.82	496.62	254.175	25.85	75.50
690	702.52	504.45	255.731	27.29	72.56
700	713.27	512.33	257.277	28.80	69.76
710	724.04	520.23	258.810	30.38	67.07
720	734.82	528.14	260.319	32.02	64.53
730	745.62	536.07	261.803	33.72	62.13
740	756.44	544.02	263.280	35.50	59.82
750	767.29	551.99	264.737	37.35	57.63
760	778.18	560.01	266.176	39.27	55.54
770	789.11	568.07	267.595	41.31	53.39
780	800.03	576.12	269.013	43.35	51.64
790	810.99	584.21	270.400	45.55	49.86
800	821.95	592.30	271.787	47.75	48.08
820	843.98	608.59	274.504	52.59	44.84
840	866.08	624.95	277.170	57.60	41.85
860	888.27	641.40	279.783	63.09	39.12
880	910.56	657.95	282.344	68.98	36.61
900	932.93	674.58	284.856	75.29	34.31
920	955.38	691.28	287.324	82.05	32.18
940	977.92	708.08	289.748	89.28	30.22
960	1000.55	725.02	292.128	97.00	28.40
980	1023.25	741.98	294.468	105.2	26.73
1000	1046.04	758.94	296.770	114.0	25.17
1020	1068.89	776.10	299.034	123.4	23.72
1040	1091.85	793.36	301.260	133.3	22.39
1060	1114.86	810.62	303.449	143.9	21.14



1080	1137.89	827.88	305.608	155.2	19.98
1100	1161.07	845.33	307.732	167.1	18.896
1120	1184.28	862.79	309.825	179.7	17.886
1140	1207.57	880.35	311.883	193.1	16.946
1160	1230.92	897.91	313.916	207.2	16.064
1180	1254.34	915.57	315.916	222.2	15.241
1200	1277.79	933.33	317.888	238.0	14.470
1220	1301.31	951.09	319.834	254.7	13.747
1240	1324.93	968.95	321.751	272.3	13.069
1260	1348.55	986.90	323.638	290.8	12.435
1280	1372.24	1004.76	325.510	310.4	11.835
1300	1395.97	1022.82	327.345	330.9	11.275
1320	1419.76	1040.88	329.160	352.5	10.747
1340	1443.60	1058.94	330.959	375.3	10.247
1360	1467.49	1077.10	332.724	399.1	9.780
1380	1491.44	1095.26	334.474	424.2	9.337
1400	1515.42	1113.52	336.200	450.5	8.919
1420	1539.44	1131.77	337.901	478.0	8.526
1440	1563.51	1150.13	339.586	506.9	8.153
1460	1587.63	1168.49	341.247	537.1	7.801
1480	1611.79	1186.95	342.892	568.8	7.468
1500	1635.97	1205.41	344.516	601.9	7.152
1520	1660.23	1223.87	346.120	636.5	6.854
1540	1684.51	1242.43	347.712	672.8	6.569
1560	1708.82	1260.99	349.276	710.5	6.301
1580	1733.17	1279.65	350.829	750.0	6.046
1600	1757.57	1298.30	352.364	791.2	5.804
1620	1782.00	1316.96	353.879	834.1	5.574
1640	1806.46	1335.72	355.381	878.9	5.355
1660	1830.96	1354.48	356.867	925.6	5.147
1680	1855.50	1373.24	358.335	974.2	4.949
1700	1880.1	1392.7	35.979	1025	4.761
1750	1941.6	1439.8	36.336	1161	4.328
1800	2003.3	1487.2	36.684	1310	3.944
1850	2065.3	1534.9	37.023	1475	3.601
1900	2127.4	1582.6	37.354	1655	3.295
1950	2189.7	1630.6	37.677	1852	3.022
2000	2252.1	1678.7	37.994	2068	2.776
2050	2314.6	1726.8	38.303	2303	2.555
2100	2377.4	1775.3	38.605	2559	2.356
2150	2440.3	1823.8	38.901	2837	2.175
2200	2503.2	1872.4	39.191	3138	2.012
2250	2566.4	1921.3	39.474	3464	1.864



UNIVERSIDADE  
ESTADUAL DO  
MARANHÃO



ENGENHARIA  
MECÂNICA