



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**ANÁLISE DE UM MOTOR À COMBUSTÃO INTERNA:
SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO CICLO OTTO**

**Autor: João Paulo S. Teixeira de Souza
Orientador: Fábio Alfaia da Cunha**

**Brasília, DF
2015**



JOÃO PAULO SZERWINSKI TEIXEIRA DE SOUZA

**ANÁLISE DE UM MOTOR À COMBUSTÃO INTERNA: SIMULAÇÃO NUMÉRICA
DO CICLO OTTO**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Professor Doutor Fábio Alfaia da Cunha.

**Brasília, DF
2015**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Szerwinski Teixeira de Souza, João Paulo.

Análise de um Motor à Combustão Interna: Simulação Numérica do Ciclo Otto / João Paulo Szerwinski Teixeira de Souza. Brasília: UnB, 2015. 45 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2015. Orientação: Fábio Alfaia da Cunha.

1. Motor de Combustão Interna. 2. Simulação Numérica. 3. Ciclo Otto I. Alfaia da Cunha, Fábio. II. Professor Doutor.

CDU Classificação



ANÁLISE DE UM MOTOR À COMBUSTÃO INTERNA: SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO CICLO OTTO

João Paulo Szerwinski Teixeira de Souza

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 30/11/2015 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Doutor: Fábio Alfaia da Cunha, UnB/ FGA
Orientador

Prof. Doutor: Paolo Gessini, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Doutor: Manuel N. Dias Barcelos Jr., UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2015

Dedico esse trabalho às pessoas que muitas vezes não conseguem realizar seus sonhos por injustiças e por falta de oportunidades.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus os milagres que Ele me agraciou todos os dias de minha vida: o milagre de acordar; poder respirar, enxergar, ouvir, falar, e andar. Agradeço também por Ele renovar a cada momento a minha força e disposição e pelo discernimento concedido ao longo dessa jornada.

Agradeço à minha família que tanto me apoiou na concretização deste sonho. Meus pais, que muito se empenharam em oferecer conforto, saúde e condições favoráveis para que eu apenas tivesse apenas a preocupação de estudar. Obrigado por serem a base da minha educação e por constituírem o meu pedacinho do céu, minha sagrada família.

À minha namorada, Bruna Ferreira, que me acompanhou durante toda essa caminhada, compreendendo minha ausência e me apoiando nos momentos mais difíceis. Obrigado por você ser um dos motivos do meu empenho para concluir mais essa fase da nossa vida.

Aos meus amigos que foram responsáveis por amenizar as aulas tão maçantes e por me incentivaram a dar o máximo de mim. Vocês foram apoios nas horas de estudo, piadas nas horas de descanso, e serão meus amigos para todas as horas.

Por fim, agradeço a todos que me conduziram nessa jornada: meu orientador Fábio Alfaia, meus professores, colegas da faculdade, colegas do curso técnico, amigos do ensino médio, amigos da igreja, círculos Roxo e Verde, e todos meus familiares.

“Enche-se de felicidade aquele que vê, sem inveja, a felicidade dos outros.” – São Francisco de Assis.

RESUMO

A simulação do comportamento de um motor à combustão interna pode fornecer informações que contribuam para a otimização do seu funcionamento. Este trabalho tem como objetivo estudar motores de combustão interna ciclo Otto através de simulação numérica e apresentar a relação da temperatura e pressão em função o ângulo do virabrequim abordando a primeira lei da termodinâmica para fundamentar a liberação de calor. O modelo de simulação envolve parâmetros que influenciam na eficiência do motor e é criado utilizando o *software* Matlab. A simulação numérica considerou a modelagem geométrica do motor, as propriedades termodinâmicas do combustível, o cálculo iterativo da temperatura e pressão e técnicas de diferenciação numérica para resolução do problema. O algoritmo foi planejado para apresentar resultados preliminares para análise crítica e validação gradual dos mesmos. Os resultados obtidos são apresentados graficamente e brevemente discutidos, válidos a cada procedimento numérico realizado. O método de diferenciação numérica se mostrou extremamente eficaz ao apresentar resultados aproximados com erros inferiores a 0,2%. Tais resultados são considerados satisfatórios por serem boas aproximações dos estudos já realizados e da literatura estudada, e permitem o aprofundamento no estudo paramétrico com a representação matemática de outros fatores que influenciam na eficiência do motor.

Palavras-chave: Motor à Combustão Interna. Simulação Numérica. Ciclo Otto. Matlab. Modelo Matemático. Eficiência.

ABSTRACT

The simulation of the behavior of an internal combustion engine can provide information to assist in the optimization of its operation. This work aims to study internal combustion engines Otto cycle through numerical simulation and present the relationship of temperature and pressure as a function of the crankshaft angle approaching the first law of thermodynamics to support the release of heat. The simulation model involves parameters that influence the efficiency of the engine and is created using the Matlab software. The numerical simulation considered the geometric modeling engine, the thermodynamic properties of the fuel, the iterative calculation of temperature and pressure and numerical differentiation techniques for problem resolution. The algorithm is designed to present preliminary results for critical analysis and gradual validation. The results obtained are graphically shown and briefly discussed, valid every numerical procedure performed. The numerical differentiation method proved extremely effective in presenting approximate results with errors less than 0.2%. These results are considered satisfactory because they are good approximations of previous studies and studied literature, and allow deepening in the parametric study of the mathematical representation of other factors that influence engine efficiency.

Keywords: Internal Combustion Engine. Numerical Simulation. Otto Cycle. Matlab. Mathematical Model. Efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Componentes Estacionários.....	17
Figura 2 – Componentes Móveis.....	18
Figura 3 – Ciclo real de um Motor à Combustão Interna.....	21
Figura 4 – Ciclo Teórico: Otto.....	21
Figura 5 – Geometria do Motor.....	22
Figura 6 – Relação geométrica do Motor.....	23
Figura 7 – Representação gráfica da Derivada.....	27
Figura 8 – Gráfico do Volume vs. Ângulo do virabrequim.....	32
Figura 9 – Gráfico das Variações de Volume vs. Ângulo do virabrequim.....	33
Figura 10 – Gráfico da Liberação de Calor vs. Ângulo do virabrequim.....	34
Figura 11 – Gráfico da Temperatura vs. Ângulo do virabrequim.....	35
Figura 12 – Gráfico da Pressão vs. Ângulo do virabrequim.....	35
Figura 13 – Gráfico do Volume vs. Pressão: representação do ciclo Otto.....	36
Figura 14 – Gráfico do Volume vs. Pressão: eficiência.....	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Constantes a e n	26
Tabela 2 – Especificações – Motor Fiat Palio 1.0 MPI.....	30
Tabela 3 – Propriedades Termodinâmicas do Ar.....	30
Tabela 4 – Erro entre as curvas de variação de volume.....	33

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1. HISTÓRICO	14
1.2. MOTIVAÇÃO	14
1.3. JUSTIFICATIVA.....	15
1.4. OBJETIVOS.....	15
1.4.1. Objetivo geral.....	15
1.4.2. Objetivos específicos	16
1.5. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	16
2. REFERÊNCIAL TEÓRICO.....	17
2.1. MOTORES À COMBUSTÃO INTERNA.....	17
2.1.1. Componentes estacionários	17
2.1.2. Componentes móveis	18
2.1. TRABALHOS DA MESMA LINHA DE PESQUISA.....	18
2.2. FUNDAMENTOS DO MOTOR À COMBUSTÃO INTERNA	19
2.2.1. Primeira lei da termodinâmica.....	19
2.2.2. Modelagem geométrica do motor	22
2.2.3. Transferência de calor por convecção para as paredes do cilindro	24
2.2.4. Lei da liberação de calor	25
2.3. DERIVAÇÃO NUMÉRICA.....	26
3. METODOLOGIA	28
3.1. CONSTRUÇÃO DO ALGORITMO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	28
3.2. CARACTERIZAÇÃO DO MOTOR	29
3.3. CONSIDERAÇÕES INICIAIS DO COMBUSTÍVEL	30
3.4. ITERAÇÕES PARA O CÁLCULO DA TEMPERATURA E PRESSÃO	31
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	32
5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	38
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	39
ANEXOS	41

1. INTRODUÇÃO

1.1. HISTÓRICO

O desenvolvimento dos motores a combustão começou no século XVI com Leonardo da Vinci, quando propôs a elevação de peso por meio do fogo. Já no século XVII, Dênis Papim descreveu e desenvolveu o princípio de funcionamento de máquina a vapor, esta foi baseada no motor de pólvora proposto por Christian Huygens, no qual tinha um cilindro e um pistão. Então, no século XVIII, James Watts construiu o motor a vapor com um sistema de abertura de válvulas que permitia regular o fluxo de vapor e, conseqüentemente, a velocidade da máquina (Tillmann, 2013).

No meado do século XVIII, Jean J. Lenoir projetou o primeiro motor a combustão interna que funcionava com sucesso. Esse motor tinha 6Hp, apresentou uma eficiência de 5% e foi o primeiro motor compressão antes da combustão. Alphonse Beau de Rochas, apesar de nunca ter conseguido construir seu motor, propôs um modelo de motor que apresentava condições de eficiência elevada, utilizando o princípio de funcionamento dos motores de quatro tempos (admissão, compressão, explosão e exaustão), que foi patenteado em 1862 (Souza, 2004).

Alguns anos depois, o motor de Lenoir foi utilizado por Nicolaus Otto e Eugen Langen, que implementaram melhoramentos e atingiram a eficiência em torno de 11%. Consolida-se então o conceito de ciclo de quatro tempos, conhecido também como ciclo Otto. Nicolaus Otto ainda conseguiu ainda reduzir o peso e o volume alcançando eficiência de 14%, assim, justificando o seu sucesso e quantidade de motores vendidos: cerca de 50.000 unidades (Milhor, 2002).

1.2. MOTIVAÇÃO

O comportamento de um motor de combustão interna é um problema físico que pode ser analisado utilizando métodos analíticos, numéricos e experimentais. O método experimental exige uma bancada de testes em laboratório para apresentar os resultados exigidos. Os métodos analíticos e os numéricos são realizados a partir de uma modelagem matemática fundamentada em referenciais teóricos. A partir da modelagem matemática, o método analítico propõe a solução exata do problema físico, muitas vezes considerado complexo e com restrições em aplicações. Já o método numérico, a partir da modelagem matemática, propõe a discretização do

problema em sistemas de equações algébricas e obtém o resultado numérico. Apesar de ser uma solução aproximada, consegue convergir à respostas satisfatórias e permite a flexibilidade de custos e tempo.

Este estudo consiste em analisar numericamente o funcionamento de um motor de combustão interna (ciclo Otto) e observar como ele reage a partir da alteração dos fatores que influenciam no funcionamento do motor como: atraso ou adiantamento a abertura de válvula; variação da taxa de compressão; efeito do avanço de ignição; duração da liberação de calor e efeito do combustível.

1.3. JUSTIFICATIVA

Atualmente, o avanço tecnológico está cada vez mais paralelo e caminhando junto com o desenvolvimento sustentável. A preocupação com os índices elevados de emissão de gases na atmosfera e as propostas de energias renováveis mais acessíveis tem impulsionado o crescimento tecnológico para produção de veículos elétricos no país. No entanto, O Brasil ainda possui grandes barreiras que impedem o aumento da frota de veículos elétricos: baixa autonomia, alto custo para a aquisição do veículo e níveis de desenvolvimento econômico e tecnológico relativamente lentos (Baran e Legey, 2010).

Esses fatores convergem para a continuação da utilização dos motores a combustão interna, seja como o único método de conversão em energia mecânica, seja como um método que trabalhará em conjunto com outro para realizar a transformação em energia mecânica (veículos híbridos). Busca-se então uma significativa melhora no desempenho dos motores a combustão interna, redução da emissão de poluentes e sistemas de controle mais eficientes. Essas melhorias devem ser inicialmente estudadas por meios computacionais, utilizando ferramentas de simulação.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo geral

O presente trabalho tem como objetivo estudar motores de combustão interna utilizando simulação numérica por meio do *software* MatLab e propor um modelo computacional, a partir do modelo analítico, capaz de envolver as incógnitas que influenciam na eficiência de um motor.

1.4.2. Objetivos específicos

- Estudar o funcionamento de um motor a combustão interna com a simulação numérica do Ciclo Otto;
- Descrever graficamente o comportamento da temperatura e pressão em relação ao ângulo do virabrequim;
- Observar as alterações causadas pela liberação de calor;
- Observar as alterações causadas pela transferência de calor por convecção para as paredes do cilindro;

1.5. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A estrutura dessa dissertação é dividida em cinco capítulos.

Capítulo 1 - É apresentada a introdução do assunto, histórico dos motores, motivação, justificativa, e os objetivos gerais e específicos do trabalho.

Capítulo 2 – É apresentado o referencial teórico composto por propostas de outros autores que realizaram estudos na mesma linha de pesquisa do presente trabalho e os conceitos teóricos que fundamentam o estudo realizado. Esse é dividido nos seguintes tópicos:

- Motores à combustão interna.
- Trabalhos da mesma linha de pesquisa.
- Fundamentos do Motor a Combustão Interna: Ciclo Otto.

Capítulo 3 - É apresentada a metodologia utilizada para realização do trabalho: especificações do motor utilizado, condições iniciais do combustível, modelagem matemática e numérica que descreve a construção do algoritmo proposto.

Capítulo 4 - São apresentados os resultados obtidos uma breve discussão sobre eles.

Capítulo 5 - São apresentadas as conclusões do trabalho e sugestões de pesquisas futuras e continuidade do trabalho.

2. REFERÊNCIAL TEÓRICO

2.1. MOTORES À COMBUSTÃO INTERNA

O motor de combustão interna é uma máquina térmica capaz de converter a energia térmica advinda de uma reação química (queima de combustível) em energia mecânica. Essa conversão ocorre através de ciclos de expansão e compressão do fluido (combustível) na câmara de combustão em cada cilindro, onde é convertido o movimento retilíneo alternado do pistão em movimento rotativo do virabrequim. Esse sistema é chamado de biela-manivela e é a configuração mecânica mais comum entre os motores de combustão interna (Pulkrabek, 2003).

2.1.1. Componentes estacionários

Os principais componentes estacionários são: Bloco, Cáster e Cabeçote. São ilustrados na Fig. (1).

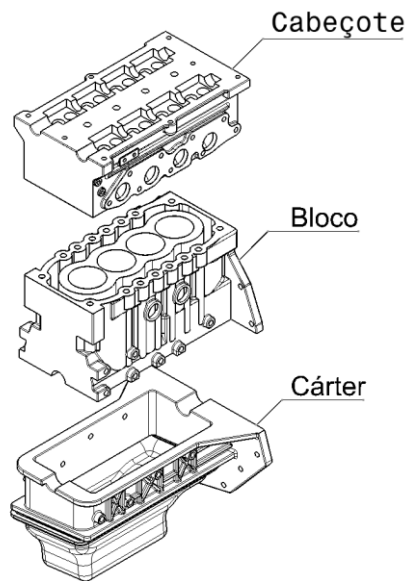


Figura 1 – Componentes Estacionários. Fonte: Próprio autor.

Para Martins (2013), o Bloco é considerado o principal componente do motor, nele estão localizados os cilindros e furos de arrefecimento. Ele funciona como o "chassi" do veículo, onde os demais componentes são instalados nele. Já o cárter é uma tampa inferior instalado abaixo do bloco, ele é responsável por armazenar o óleo lubrificante do motor. Por fim, o cabeçote funciona como uma tampa para o bloco encaixando a câmara de combustão do motor. Nele há o conjunto de válvulas (componente móvel) responsável pela admissão de combustível e exaustão dos gases.

2.1.2. Componentes móveis

Os principais componentes que compõem o conjunto móvel do motor são: Virabrequim, Biela, Pistão e Válvulas. Esses são ilustrados na Fig. (2):

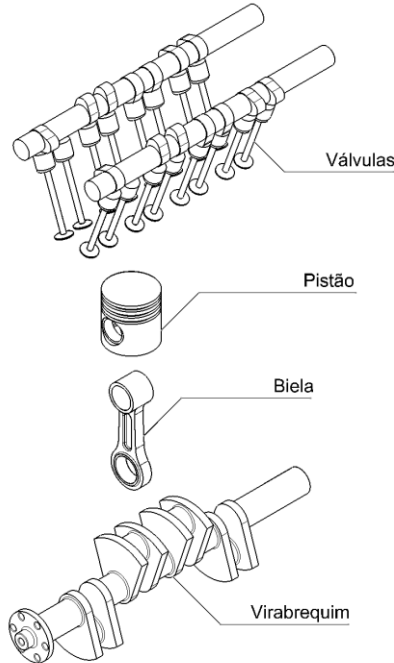


Figura 2 – Componentes Móveis. Fonte: Próprio autor.

O virabrequim é o eixo do motor que transmite o movimento retilíneo dos pistões em movimento rotativo, é nele que se encaixam a biela e os demais componentes responsáveis pelo comando de abertura e fechamento de válvulas. A biela é o braço que faz a ligação do virabrequim e o pistão. Esse último é um êmbolo que se move em movimento retilíneo no interior do cilindro e compõe a câmara de combustão. Por fim, as válvulas são os componentes que permitem a passagem de fluidos (combustível e gases) para dentro da câmara de combustão (Martins, 2013).

2.1. TRABALHOS DA MESMA LINHA DE PESQUISA

O trabalho de Bertoldi (2007) apresenta uma visão geral sobre simulação numérica de um modelo simplificado de um motor a combustão interna a gás natural. O artigo aborda uma introdução aos conceitos de motores a combustão interna, ciclo de operação, componente, parâmetros de análise de desempenho, gás natural como combustível, modelação da turbulência do fluido (combustível) ao entrar na câmara de combustão e a modelagem da interação cinética química – turbulência. Para

Bertoldi, os resultados obtidos em uma simulação numérica são consideráveis satisfatórios desde que as limitações impostas pela geometria e pelo modelo adotado sejam corretamente modeladas, pois esses parâmetros são de grande importância para a obtenção de dados coerentes e precisos.

Souza Junior (2009) descreve, em seu trabalho, um simulador de Motor Diesel baseado em uma formulação termodinâmica. Utiliza um sistema de equações diferenciais ordinárias fundamentadas pela primeira lei da termodinâmica como proposta de resolução do problema apresentado. Na modelagem realizada, Junior correlaciona a geometria básica do cilindro do motor com as EDOs e obtém como resultados as curvas de temperatura e pressão versus ângulo do virabrequim de diferentes porcentagens de biodiesel misturado ao óleo diesel: B3, B10, B20, B50 e B100. Paralelamente, Carvalho (2011) realiza um estudo mais aprofundado sobre o mesmo tema, focado no desempenho e eficiência do motor.

Duarte *et al.* (1996) propõe uma discussão relacionada aos ciclos reais e ideais baseada em um modelo analítico com influência da razão de compressão, efeito ótimo de ignição e efeito de antecipação/atraso na abertura de válvulas. Como resultados, apresenta os gráficos de rendimento termodinâmico pelo ângulo de avanço e ignição, comparação do trabalho adimensional em função do ângulo do virabrequim para três diferentes ângulos de avanço, ângulo de avanço ótimo em função do ângulo de duração da combustão, entre outros.

A realização de simulações numéricas em motores são de extrema importância devido aos grandes benefícios resultados da otimização do mesmo (Kasper, 2003). Kasper aborda uma simulação bidimensional utilizando técnicas da fluidodinâmica computacional (CFD) para avaliar os efeitos da combustão no interior do cilindro. Para seu estudo, Kasper utilizou o motor de em FIAT Palio 1.0 (no qual utilizaremos neste trabalho), e propôs a resolução do problema utilizando o método dos volumes finitos (MVF). Esse método é baseado na resolução de balanços de energia, massa e quantidade de movimento em um volume.

2.2. FUNDAMENTOS DO MOTOR À COMBUSTÃO INTERNA

2.2.1. Primeira lei da termodinâmica

Segundo Cengel e Boles (2006), a Primeira Lei da Termodinâmica é uma expressão do princípio de conservação da energia. Ela profere que energia não

pode ser criada nem destruída durante um processo, ela pode apenas mudar de forma: calor; trabalho; e energia total (cinética, elástica e potencial gravitacional).

A modelagem do ciclo será apresentada a seguir, considerando compressão e expansão dos gases. Esta modelagem será baseada na primeira lei da termodinâmica, na equação de estado para um gás ideal, lei de liberação de calor durante a combustão e transferência de calor para as paredes do cilindro. A Primeira lei da termodinâmica é dada como:

$$\Delta U = Q - W \quad (1)$$

Para uma variação $d\theta$ do virabrequim, reescrevemos a equação da primeira lei da seguinte forma:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta Q}{d\theta} - \frac{\delta W}{d\theta} \quad (2)$$

Considerando que o modelo de gás ideal é válido a energia interna pode ser contabilizada como função única da temperatura, $dU = c_v dT$ e assumindo que o trabalho pode ser dado como $\delta W = p dV$, tem-se:

$$m c_v \frac{dT}{d\theta} = \frac{\delta Q}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (3)$$

Onde c_v é a capacidade calorífica específica à pressão constante, m é a massa e p é a pressão, que pode ser definida como: $p = \frac{m R_{gás} T}{V}$.

O termo $\frac{\delta Q}{d\theta}$ comporta a adição de calor devido à combustão e as perdas devido à transferência de calor para as paredes que serão apresentadas no subtópico 2.2.3.

Segundo Martins (2013), o ciclo real de um motor 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,

consequentemente, a variação do volume em intervalo de uma volta completa do virabrequim.

O ciclo real de um motor à combustão interna pode ser observado na Fig. (3):

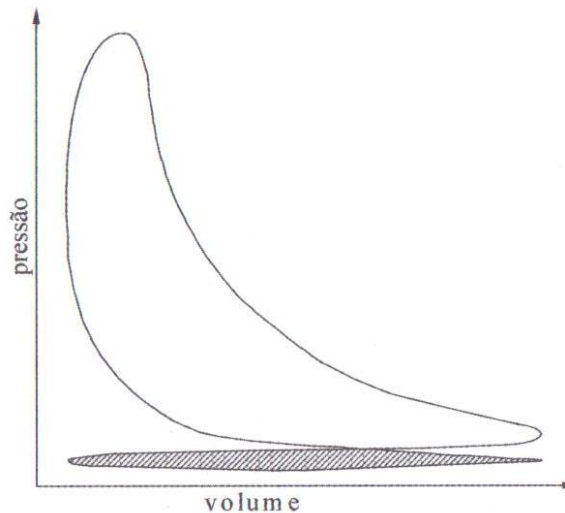


Figura 3 – Ciclo real de um Motor à Combustão Interna. Fonte: Martins, 2013.

O ciclo Otto é compreendido em quatro tempos: admissão isobárica (à pressão constante); compressão adiabática (sem troca de calor com o meio externo); explosão isocórica (queima do combustível na câmara de combustão); e exaustão isobárica (retirando os gases que se formaram pela reação química). Ao aplicar a Primeira Lei da Termodinâmica no diagrama de Pressão e Volume do Ciclo Otto, apresentado na Fig.(4), podemos representar o ciclo teórico e analisar suas transformações termodinâmicas passo-a-passo:

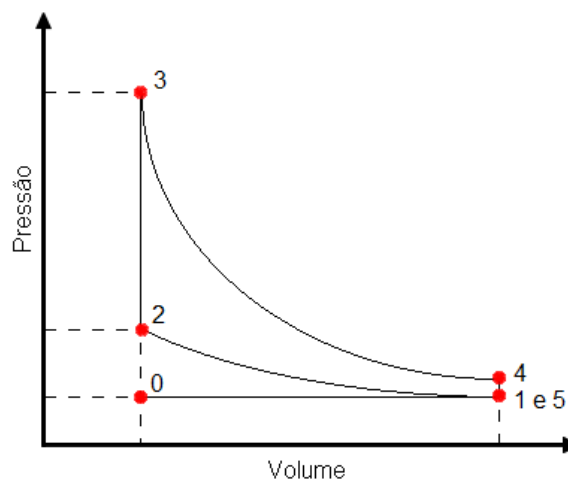


Figura 4 – Ciclo Teórico: Otto. Fonte: Próprio autor.

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.

2.2.2. Modelagem geométrica do motor

A geometria básica do motor de combustão interna é apresentada na Fig. (5), na qual compreende um cilindro com o sistema virabrequim, biela e pistão.

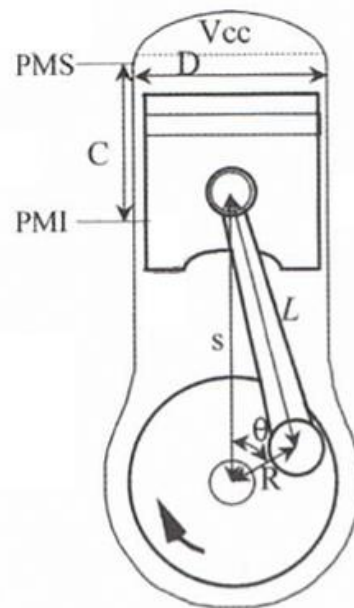


Figura 5 – Geometria do Motor. Fonte: Martins, 2013.

Onde V_{cc} é o volume da câmara de combustão, D é o diâmetro da câmara de combustão, C é o curso do pistão, L é o comprimento da biela, R é o raio do virabrequim, PMS é o ponto morto superior, PMI é o ponto morto inferior, s é a distância entre o eixo que une o pistão à biela até o eixo axial do virabrequim e θ é o ângulo do virabrequim que varia, matematicamente, de 0 a 2π promovendo uma rotação.

A partir da Figura 6 obtemos a relação da distância s com θ ângulo do virabrequim e o curso do pistão:

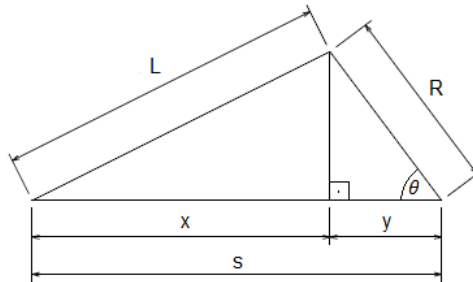


Figura 6 – Relação geométrica do Motor. Fonte: Próprio autor.

$$x = R \cos\theta$$

$$L^2 = y^2 + (R \operatorname{sen}\theta)^2$$

$$y = \sqrt{L^2 - R^2 \operatorname{sen}^2\theta}$$

$$s = x + y$$

$$s = R \cos\theta + \sqrt{L^2 - R^2 \operatorname{sen}^2\theta} \quad (4)$$

Assim, Martins (2013) descreve o volume do cilindro pode ser descrito como a soma do volume da câmara de combustão com o volume varrido pelo pistão:

$$V = V_{CC} + V_V$$

$$V = V_{CC} + \frac{\pi D^2}{4} (L + R - s) \quad (5)$$

A fim de estudar o comportamento do motor à variações de parâmetros importantes, apresentamos quatro relações que facilitam a modelagem matemática a geometria do motor:

$$\text{Curso do pistão: } C = 2R;$$

$$\text{Taxa de Compressão: } \varepsilon = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_V + V_{CC}}{V_{CC}};$$

$$\text{Relação Diâmetro/Curso do Pistão: } R_{DC} = \frac{D}{C};$$

e Relação Comprimento da Biela-Raio do Virabrequim: $R_{BC} = \frac{L}{R}$.

$$V = V_{CC} + \pi R^2 \left[R_{BC}R + R - R \cos\theta - \sqrt{(R_{BC}R)^2 - R^2 \sin^2\theta} \right]$$

$$V = V_{CC} + \pi R^3 \left[R_{BC} + 1 - \cos\theta - \sqrt{R_{BC}^2 - \sin^2\theta} \right]$$

$$V = V_{CC} \left[1 + \frac{1}{2}(\varepsilon - 1) \left(R_{BC} + 1 - \cos\theta - \sqrt{R_{BC}^2 - \sin^2\theta} \right) \right] \quad (6)$$

Com a Eq. (6), temos a relação do volume total do cilindro em relação ao ângulo do virabrequim. Partindo do mesmo princípio, podemos descrever também a equação da área de transferência de calor com os seguintes fatores:

Área da câmara de combustão: $A_{CC} = \frac{\pi D^2}{4} + \pi D L_m$;

Comprimento da Câmara de Combustão: L_m ;

e Área da coroa do pistão: $A_p = \frac{\pi D^2}{4}$.

$$A = A_{CC} + A_p + \frac{\pi D L}{2} \left(R_{BC} + 1 - \cos\theta - \sqrt{R_{BC}^2 - \sin^2\theta} \right) \quad (7)$$

2.2.3. Transferência de calor por convecção para as paredes do cilindro

A transferência de calor por convecção para as paredes (em Joules) durante o tempo dt_c pode ser calculada como:

$$\frac{\delta Q_{parede}}{d\theta} = hA(T_c - T_{Ref}) \frac{dt_c}{d\theta} \quad (8)$$

Onde $h = 326 \frac{(\rho_c v_{turb})^{0,8}}{D^{0,2}}$ e $dt_c = \frac{(L_c/v_{ch})}{n}$. Este n é o mesmo utilizado no cálculo de $d\theta$, $d\theta = \frac{\theta_f - \theta_i}{n}$. As outras constantes são:

Coeficiente de transferência de calor gás/paredes: $h [W/m^2 \cdot K]$;

Temperatura média do motor (assumir valor entre 70C° e 95C°): $T_{Ref} [^\circ]$;

Área da câmara de combustão: $A [m^2]$;

Tempo característico de combustão: $dt_c [s]$;

Comprimento de chama (assumir como metade do diâmetro da câmara de combustão): $L_c = D/2 [m]$;

Velocidade de chama: $v_{ch} [m/s]$;

Massa específica do gás de combustão: $\rho_c = P_c / (R_{gás} T_c) [kg/m^3]$;

Velocidade de turbulência: $v_{turb} [m/s]$;

e Diâmetro da câmara de combustão: $D [m]$;

A velocidade de turbulência é proporcional à velocidade de propagação de chama, que por sua vez é proporcional a velocidade média do pistão (v_p): $v_{turb} \cong v_{ch} \cong v_p$ e $v_p = 2CN$, onde C é o curso do pistão e N é a velocidade de rotação (*rots/s*).

2.2.4. Lei da liberação de calor

A função de Wiebe, apresentada na Eq. (9), é utilizada para fundamentar a Lei da liberação de calor.

$$f = 1 - e^{-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)} \quad (9)$$

As incógnitas θ e θ_0 são o ângulo do virabrequim e o ângulo do início da liberação de calor (geralmente 10° antes do PMS, ou seja, 350°), respectivamente. A duração da liberação de calor é representada pela incógnita $\Delta\theta$, que segundo a literatura é entre 30° e 50° e, por fim, a constante a é apresentada na Tab. (1) (Martins, 2013).

Com a Eq. (9) podemos relacionar a duração da liberação de calor com o ângulo do virabrequim assumindo um valor Q_{total} (quantidade de energia fornecida durante o ciclo):

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta} = Q_{total} \frac{df}{d\theta} \quad (10)$$

Sendo $\frac{df}{d\theta} = \frac{(1-f)n.a}{\Delta\theta} \left(\frac{\theta-\theta_0}{\Delta\theta}\right)^{n-1}$ em que f varia de 0 a 1, conforme a Eq. (9) e n é dado na Tab. (1):

Tabela 1. – Constantes a e n . Fonte: Martins, 2013.

	Combustível	
	Gasolina	Diesel
a	5 ou 6 - 10	4,0 - 5,3
n	3 ou 2,5 - 3,0	1,2 - 1,3

Retomando as Eq. (3), (8) e (10) temos o modelo final do ciclo do motor considerando a lei de liberação de calor, a transferência de calor por convecção para as paredes do cilindro, o trabalho devido à expansão do gás e a variação de energia durante o ciclo, conforme a Eq. (11):

$$mc_v \frac{dT}{d\theta} = Q_{total} \frac{df}{d\theta} + \frac{\delta Q_{parede}}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (11)$$

Onde: $mc_v \frac{dT}{d\theta}$ é a variação de energia; $Q_{total} \frac{df}{d\theta}$ é a liberação de calor; $\frac{\delta Q_{parede}}{d\theta}$ é a transferência de calor por convecção para as paredes; e $p \frac{dV}{d\theta}$ é o trabalho devido à expansão do gás.

2.3. DERIVAÇÃO NUMÉRICA

Para compreender o fundamento da derivação numérica devemos recorrer a um conceito teórico da base de cálculo: derivada. De forma sucinta, sabemos que derivada é a inclinação da reta tangente à curva e também é definida como a taxa de variação da função $f(x)$ (Stewart, 2006).

Em muitas situações, na modelagem matemática de problemas físicos, não é possível propor um solução matemática exata. Quando essas situações ocorrem é necessário recorrer a métodos numéricos baseados em aproximações para obter os resultados do problema. Para obter aproximações satisfatórias são necessários códigos computacionais capazes de realizar operações com números infinitesimais.

A derivada é representada graficamente pela Fig. (7):

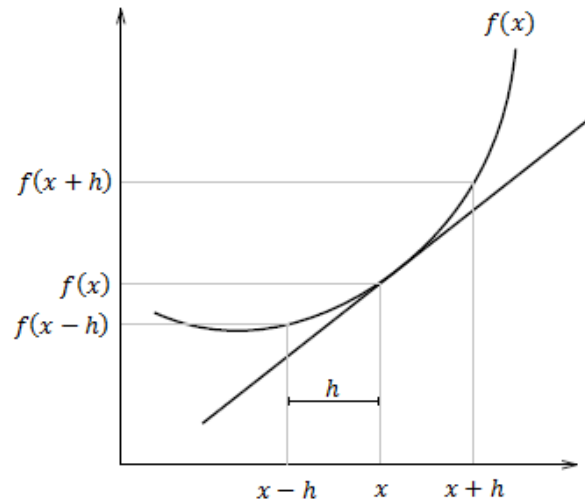


Figura 7 – Representação gráfica da Derivada. Fonte: Próprio autor.

Em que h é o incremento infinitesimal. Dado uma função $f(x)$ qualquer, podemos descrever matematicamente a derivada com as Eq. (12):

$$f'(x) = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{f(x+h) - f(x)}{h} \quad (12)$$

Existem vários métodos recursivos (repetitivos) ou iterativos de aproximações numéricas para calcular a taxa de variação de uma função. O método utilizado nesse trabalho é a diferenciação numérica, que pode ser por diferença progressiva (ascendente), regressiva (descendente) e central, apresentadas nas Eq. (13), (14) e (15), respectivamente.

$$f'(x) \cong \frac{f(x+h) - f(x)}{h} + \varepsilon(x, h) \quad (13)$$

$$f'(x) \cong \frac{f(x) - f(x-h)}{h} + \varepsilon(x, h) \quad (14)$$

$$f'(x) \cong \frac{f(x+h) - f(x-h)}{2h} \quad (15)$$

Onde $\varepsilon(x, h)$ é o erro de truncamento (Sperandio, 2003).

3. METODOLOGIA

3.1. CONSTRUÇÃO DO ALGORITMO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para que a análise numérica apresente-se resultados satisfatórios houve a necessidade de dividir o intervalo analisado (compressão e expansão) em milhares de pequenos seguimentos, exigindo assim um esforço computacional elevado. Para suprir essa necessidade, utilizamos o *software* Matlab para realizar a construção do algoritmo.

O software escolhido possui um amplo diretório de funções matemáticas, gráficas, funções de análise de dados e funções de programação que teoricamente suprem as necessidades do usuário, sem contar com o banco de códigos criados pelos usuários dos mais diversos países. O usuário também tem a opção de criar suas próprias funções e utiliza-las quando precisar.

A construção do algoritmo foi planejada de modo a apresentar uma série de resultados preliminares a fim de permitir a realização de uma análise crítica de cada passo antes de apresentar o conteúdo final. Assim, os resultados preliminares podem ser validados e comparados aos resultados apresentados em por outros autores.

Outros fatores importantes na construção do algoritmo são a realização de comentários no decorrer do código e a especificações das unidades de cada parâmetro utilizado. Esses fatores contribuem para uma compreensão eficaz por outros leitores e ajudam a “mapear” o algoritmo para futuras alterações.

O algoritmo, apresentado no Anexo I, foi construindo seguindo o seguinte *checklist*:

- Cabeçalho;
- Comandos de limpeza (Command Window, Worksapce e Fechamento de janelas);
- Declaração das variáveis referentes à geometria do motor;
- Definição do intervalo analisado – π (início da compressão) a 3π (final da expansão);
- Calculo do volume do cilindro – Eq. (6);
- Apresentação do gráfico do volume em relação ao ângulo do virabrequim;

- Cálculo da variação do volume (analítico e os métodos de diferenciação numérica) – Eq. (13), (14) e (15);
- Determinação das diferenças dos resultados analíticos com os resultados aproximados;
- Apresentação do gráfico das variações do volume em relação ao ângulo do virabrequim;
- Declaração das variáveis referentes às condições iniciais termodinâmicas;
- Cálculo de parâmetros referentes ao combustível;
- Declaração das condições iniciais da combustão;
- Cálculo da liberação de calor – Eq. (9);
- Cálculo da variação da liberação de calor;
- Apresentação do gráfico da liberação de calor em relação ao ângulo do virabrequim;
- Apresentação do gráfico das variações da liberação de calor em relação ao ângulo do virabrequim;
- Cálculo da temperatura e pressão com a combustão – Eq. (16), (17) e (18);
- Apresentação do gráfico da temperatura em relação ao ângulo do virabrequim;
- Apresentação do gráfico da pressão em relação ao ângulo do virabrequim;
- Apresentação dos gráficos de volume em relação à pressão;
- Cálculo a eficiência do ciclo;

3.2. CARACTERIZAÇÃO DO MOTOR

O motor a utilizado como objeto de estudo para a análise é de um FIAT Palio 1.0, ano 1997 à gasolina, sendo o mesmo utilizado por Kasper (2003). A especificação do fabricante é descrita na Tab. (2), porém o comprimento da biela L e o comprimento da câmara de combustão L_m são especificações não disponibilizadas pelos fabricantes para preservar o segredo de indústria. Tais configurações não são disponibilizadas nem para fins didáticos.

Tabela 2. – Especificações – Motor Fiat Palio 1.0 MPI. Fonte: Fiat, 2015 - Adaptado.

DADOS GERAIS		Palio 1.0 Gasolina
Código do tipo		178A4011
Ciclo		Otto
Combustível		Gasolina
Número e posição dos cilindros		4 em linha
Número de válvulas por cilindro		2
Diâmetro x curso		76 x 54,8 [mm]
Cilindrada total		994 [cm ³]
Taxa de compressão		9,35 ± 0,15 : 1
DISTRIBUIÇÃO		
Admissão:	início antes do PMS	9°
	fim depois do PMI	29,5°
Escapamento:	início antes do PMS	38,5°
	fim depois do PMI	0°

Portanto, para suprir a necessidade das especificações não disponibilizadas e para termos um critério de comparação, utilizaremos as mesmas dimensões do comprimento da biela e da câmara de combustão que Kasper utilizou, sendo: $L = 100$ [mm] e $L_m = 6,56$ [mm].

3.3. CONSIDERAÇÕES INICIAIS DO COMBUSTÍVEL

As propriedades iniciais do combustível são descritas na Tab. (3):

Tabela 3. – Propriedades Termodinâmicas do Ar. Fonte: Próprio autor.

Combustível: Ar		
Propriedades Termodinâmicas	Constante/Valor	
Temperatura Inicial	T_0	298 [K]
Pressão Inicial	P_0	101325 [Pa]
Calor Específico à Pressão Constante do Ar	C_p	1004 [J/kgK]
Calor Específico à Volume Constante do Ar	C_v	717 [J/kgK]
Constante de Gás para o Ar	$R_{gás}$	287 [J/kgK]

A escolha do combustível inicial para realização das análises se deu pela simplicidade do mesmo. O combustível escolhido foi o ar, que consiste em uma

mistura de gases nas seguintes proporções: 78% de nitrogênio; 21% de oxigênio e 1% de outros gases (gás carbônico, argônio e outros gases).

A temperatura e pressão inicial são 25°C e 1 atm, respectivamente, conforme as condições normais do ambiente. As constantes C_p , C_v e $R_{gás}$ foram utilizadas de acordo com a literatura de Wylen e Sonntag (2013).

3.4. ITERAÇÕES PARA O CALCULO DA TEMPERATURA E PRESSÃO

A temperatura, sem o modelo da liberação de calor ($\delta Q/d\theta = 0$), foi calculada iterativamente com a Eq. (16).

$$T_i = T_{i-1} - \left(\frac{\Delta\theta \cdot R_{gás}}{C_v} \cdot \frac{T_{i-1}}{V_{i-1}} \cdot \frac{dV_{i-1}}{d\theta} \right) \quad (16)$$

A Equação (16) foi formulada a partir da primeira lei da termodinâmica, Eq. (3), e pela relação da pressão dos gases ideais $p = mR_{gás}T/V$. Para a temperatura com influência da combustão, de forma análoga à Eq. (16), foi considerado o termo $\delta Q/d\theta$ para a liberação de calor (combustão), desenvolvendo de forma a obter a Eq. (17):

$$T_i = T_{i-1} - \left(\frac{\Delta\theta \cdot R_{gás}}{C_v} \cdot \frac{T_{i-1}}{V_{i-1}} \cdot \frac{dV_{i-1}}{d\theta} \right) + \left(\frac{\Delta\theta}{m_{ar} \cdot C_v} \cdot \frac{dV_{i-1}}{d\theta} \right) \quad (17)$$

Após determinar as temperaturas, sem e com a combustão, utilizamos novamente a equação dos gases ideais para obter as pressões em cada condição. A iteração é descrita na Eq. (18):

$$p_i = mR_{gás} \cdot \frac{T_{i-1}}{V_{i-1}} \quad (18)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Figura (8) apresenta os resultados obtidos do volume da câmara de combustão, o volume variando durante as etapas de compressão e expansão, e o volume total do cilindro. A compressão inicia no PMI, onde o cilindro apresenta sua capacidade máxima. Após ir ao PMS comprimindo todo combustível na câmara de combustão para realizar a combustão, o pistão retorna ao PMI.

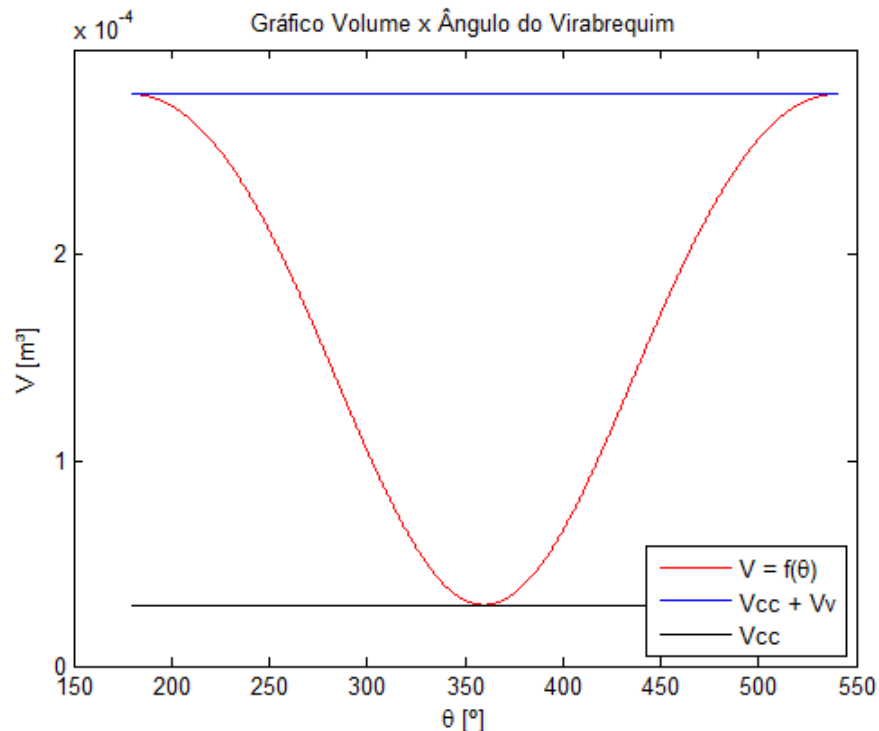


Figura 8 – Gráfico do Volume vs. Ângulo do virabrequim. Fonte: Próprio autor.

O mesmo resultado é apresentado por Kasper (2003), com a única diferença no eixo das ordenadas (vertical) que foi apresentado como curso do pistão.

Na Figura (9) temos as quatro curvas da variação do volume que serão utilizadas na calculo do trabalho da expansão do gás. A equação analítica da variação do volume é descrita pela Eq. (19), obtida pelo calculo da derivada da Eq. (6):

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_{cc}(\varepsilon-1)}{2} \left(\text{sen}\theta + \frac{\text{sen}\theta \cdot \text{cos}\theta}{\sqrt{R_{BC}^2 - \text{sen}^2\theta}} \right) \quad (19)$$

As curvas dos resultados obtidos pelos métodos numéricos de diferenciação são muito próximas, ficando assim um sobreposto ao outro. Ao compara-las com as curvas do resultado analítico, notamos que apesar de se comportarem de forma semelhante, há pequenas diferenças entre elas.

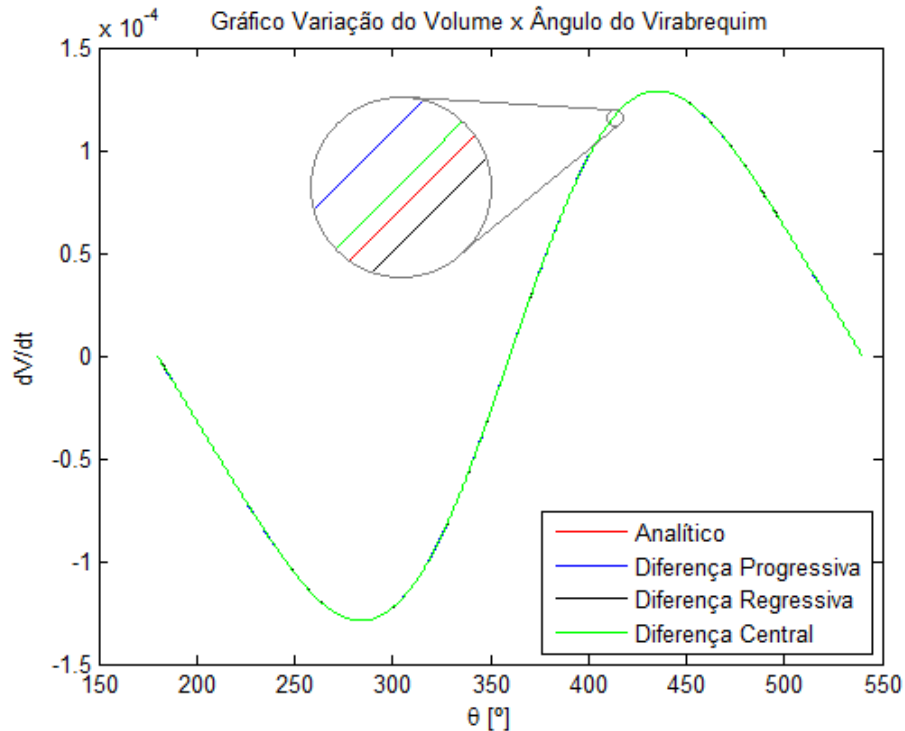


Figura 9 – Gráfico das Variações de Volume vs. Ângulo do virabrequim. Fonte: Próprio autor.

No próprio algoritmo, elaboramos uma rotina responsável por calcular o erro máximo entre a curva analítica e as curvas numéricas, conforme a Tab. (4):

Tabela 4. – Erro entre as curvas de variação de volume. Fonte: Próprio autor.

Curva	Erro máximo	
	Diferença	%
Diferença Progressiva	$5,13 \cdot 10^{-8}$	0,17
Diferença Regressiva	$5,13 \cdot 10^{-8}$	0,17
Diferença Central	$1,28 \cdot 10^{-8}$	0,01

Os erros encontrados são baixíssimos, menores que 0,2%. Logo, os métodos de diferenciação numérica são válidos para a para dar continuidade à rotina do algoritmo e o número de partes que utilizamos para realizar o procedimento é o

suficiente para obter resultados satisfatórios sem a exigência de grande esforço computacional.

O gráfico da liberação de calor é apresentado na Fig. (10). Quando o ângulo do virabrequim está 10° antes do PMS, inicia-se a combustão que fornece calor para o sistema (cilindro) em um intervalo de 40° , e demorando mais 10° para estabilizar.

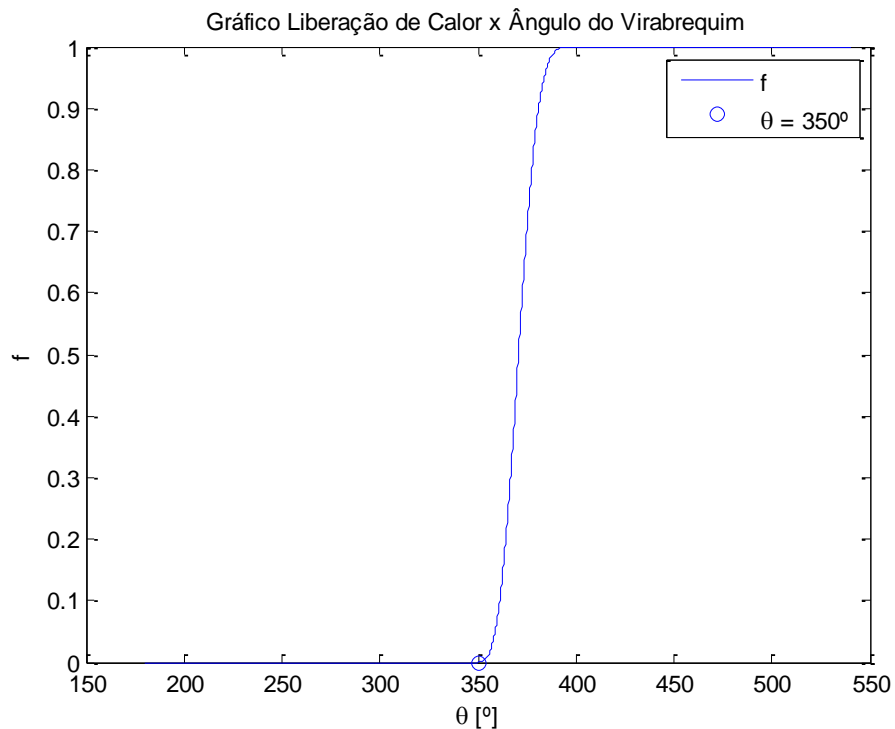


Figura 10 – Gráfico da Liberação de Calor vs. Ângulo do virabrequim. Fonte: Próprio autor.

A função f da liberação de calor representa o aumento da energia fornecida durante a combustão em um ciclo, de acordo com a Eq. (9).

Após validar os resultados da liberação de calor, os gráficos da temperatura pelo ângulo do virabrequim e pressão pelo ângulo do virabrequim são ilustrados nas Fig. (11) e (12), respectivamente.

Na Fig. (11) notamos que a combustão é responsável por aumentar quase três vezes a temperatura do ciclo apenas com a inserção do poder calorífico do ar, possibilitando uma análise sobre as concentrações de combustíveis utilizados e o quanto a elas afetam na temperatura do motor, de forma paralela aos trabalhos apresentados por Kasper (2003) e Souza Junior (2009).

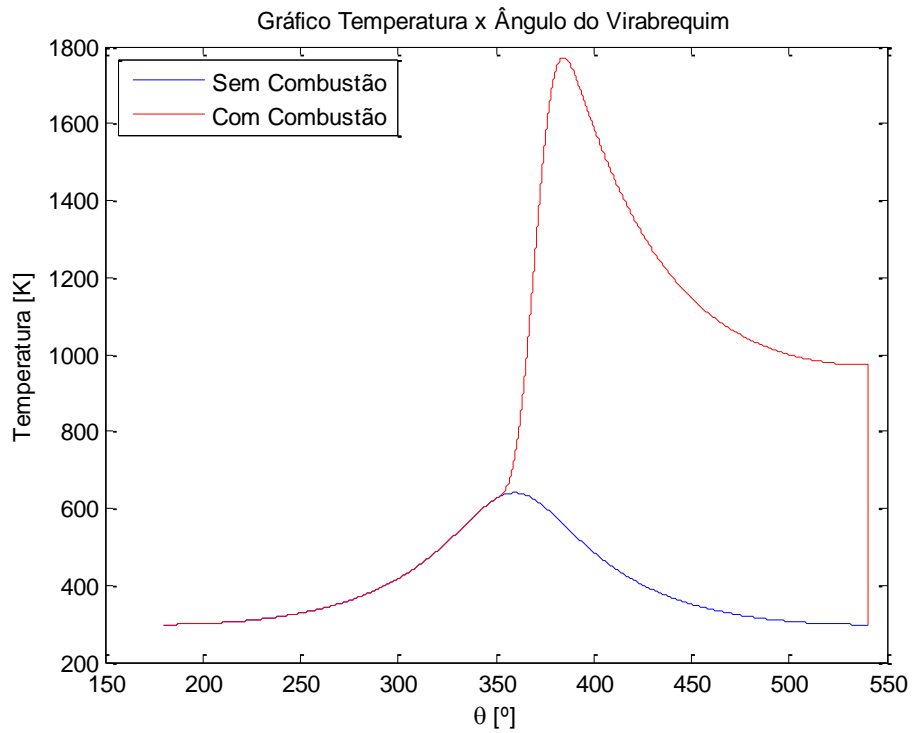


Figura 11 – Gráfico da Temperatura vs. Ângulo do virabrequim. Fonte: Próprio autor.

A Figura (12), similarmente à Fig. (11), mostra a diferença da pressão entre a liberação de calor e a compressão simples:

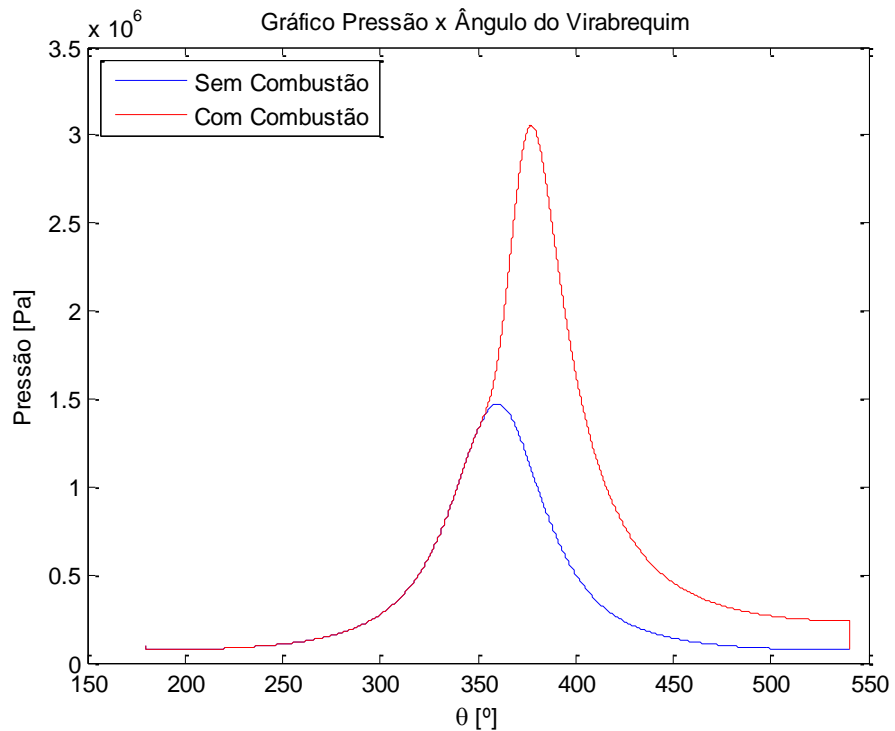


Figura 12 – Gráfico da Pressão vs. Ângulo do virabrequim. Fonte: Próprio autor.

Com os valores da pressão definidos, foi possível a construção do gráfico de Volume por Pressão, apresentado na Fig. (13). O resultado mostra-se como uma transição do ciclo Otto teórico para o ciclo real. Essa aproximação do ciclo real é satisfatória e, se considerássemos as condições de transferência de calor por convecção com as paredes do cilindro, os ângulos de abertura e fechamento de válvulas, e outros componentes como combustível, teríamos uma representação mais fiel do ciclo real.

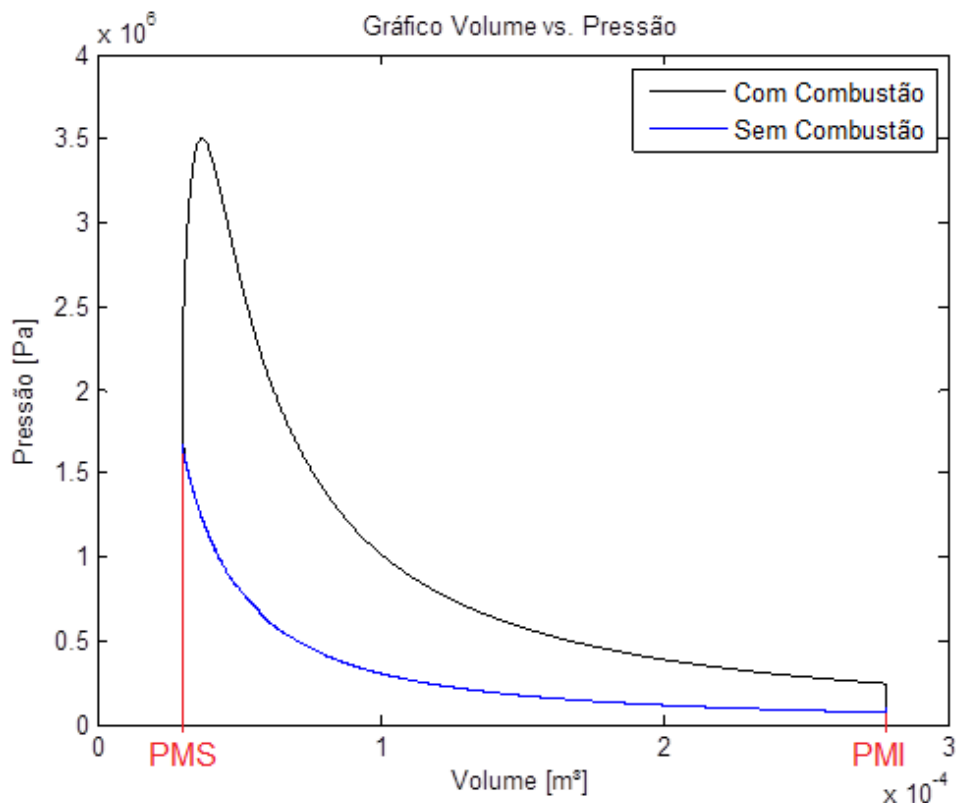


Figura 13 – Gráfico do Volume vs. Pressão: representação do ciclo Otto. Fonte: Próprio autor.

Ainda sobre a Figura (13), a curva em azul descreve a compressão do combustível sem a combustão: inicia-se no PMI, desloca-se ao PMS aumentando a pressão e retorna ao PMI na mesma proporção que avançou. Já a curva representada pela cor preta compreende no a compressão e combustão do combustível: também se inicia no PMI, desloca-se ao PMS aumentando a pressão, há o ganho de calor e depois retorna ao PMI concluindo um ciclo.

Tomando o gráfico da Figura (13) obtemos também trabalho indicado do ciclo em questão. O trabalho indicado é calculado pela integral da pressão em relação ao

volume, durante a etapa de compressão e expansão do ciclo Otto (Souza Junior, 2009). Matematicamente é descrito pela Eq. (20):

$$W_i = \int_{\theta_{i_comp}}^{\theta_{f_exp}} P(\theta) dV \quad (20)$$

Onde θ_{i_comp} é o ângulo que inicia a compressão ($\theta = 180^\circ$) e θ_{f_exp} é o ângulo final da expansão ($\theta = 270^\circ$). A integral da pressão em relação ao volume, graficamente, compreende a área delimitada pelo ciclo Otto (região em vermelho), conforme a Fig. (14):

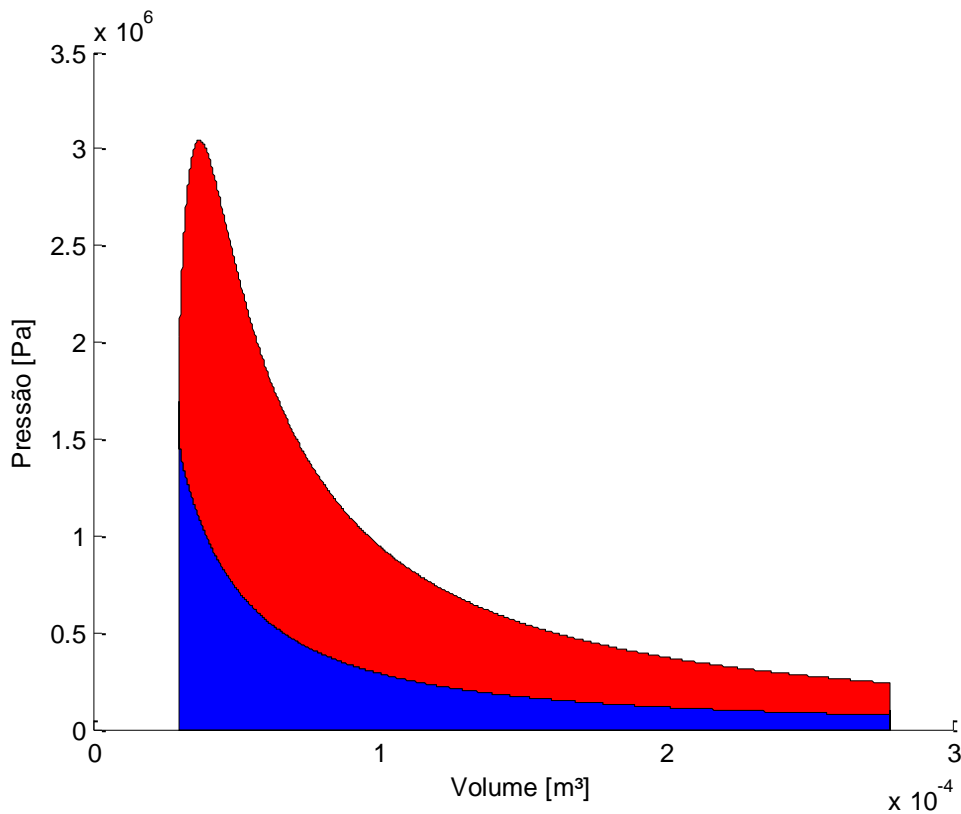


Figura 14 – Gráfico do Volume vs. Pressão: eficiência. Fonte: Próprio autor.

Ao obter o valor do trabalho indicado, pode-se calcular a eficiência do motor, no qual o valor encontrado foi de 57,1%. O trabalho indicado também permite cálculo de outros parâmetros de desempenho como: potência, torque, etc.

5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A simulação numérica do motor à combustão interna, ciclo Otto, foi apresentada neste trabalho. A combinação lei da liberação de calor com a modelagem geométrica do motor, o método numérico de diferenciação e o método iterativo para cálculo da temperatura e pressão foram demonstrados validados passo a passo para a discussão e comparação com outros estudos realizados.

Os resultados do volume do cilindro em relação ao ângulo do virabrequim são coerentes e satisfatórios, tendo como valor mínimo o volume da câmara de combustão e como valor máximo o volume da câmara de combustão mais o volume varrido pelo pistão. O método de diferenciação numérica também se mostrou extremamente eficaz ao apresentar resultados aproximados com erros inferiores a 0,2%. A liberação de calor se mantém constante no seu valor inicial (zero) até o ângulo de início e depois tem um aumento gradual durante o intervalo de liberação de calor até que se estabiliza com seu valor máximo (um).

O resultado do ciclo no motor analisado também se apresentou satisfatório por ser uma boa aproximação dos estudos já realizados e da literatura estudada por ser validado conforme o ciclo realizado sem a combustão. Consequentemente o valor da eficiência energética do motor foi elevado, considerando que as eficiências estão entre 26% a 30% para motores automotivos à gasolina (Carvalho, 2011). Esse valor elevado é decorrente de outros parâmetros que influenciam no desempenho do motor e que não foram levados em consideração nesse primeiro trabalho.

Para o trabalho de conclusão de curso 2, será realizado análises paramétricas sobre a simulação realizada, abordando os seguintes aspectos: influência de diferentes tipos de combustíveis; avanço de ignição; variação da taxa de compressão; tempo de liberação do calor; perda de calor pelas paredes do cilindro; e atraso na abertura e fechamento de válvulas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BARAN, R; LEGEY, L. F. L; **Veículos elétricos: história e perspectivas no Brasil**. In: BNDES - Biblioteca Digital, 2010. p. 207-224.
- BERTOLDI, D; **Simulação Numérica de um Modelo Simplificado de um Motor à Combustão Interna a Gás Natural**. Florianópolis. 117p. Dissertação de Mestrado - Área de Concentração de Engenharia e Ciências Térmicas, Universidade Federal de Santa Catarina.
- CARVALHO, M. A. S; **Avaliação de um motor de combustão interna Ciclo Otto utilizando diferentes tipos de combustíveis**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Industrial - Escola Politécnica, Universidade Federal da Bahia, 2011.
- CENGEL, Y. A; BOLES, M. A; **Termodinâmica**, 5ª edição. Mc Graw Hill, 2006.
- DUARTE, H. V; PINHEIRO, P. C. C; KOURY, R. N. N; **Simulação do efeito dos parâmetros operacionais do desempenho de motores de combustão interna**. In: IV Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste (IV CEM-NNE/96). 1996. p. 17-20.
- KASPER, F. R. S; **Modelagem e simulação de motores à combustão interna por técnicas da fluidodinâmica computacional (CFD)**. Campinas - São Paulo, Dissertação de Mestrado - Faculdade de Engenharia Química - UNICAMP; 2003.
- MARTINS, J; **Motores de Combustão Interna**, 4ª edição. Publindustrias – Edições Técnicas, 2013.
- MILHOR, C. E; **Sistema de desenvolvimento para controle eletrônico dos motores de combustão interna ciclo Otto**. São Carlos. 72p. Dissertação de Mestrado - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo; 2002.
- PULKRABEK, W. W; **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. University of Wisconsin-Platteville; Junho de 2003; Disponível em: <http://www.rmct.com/lib/E-Books/Mech-auto/Engineering%20Fundamentals%20of%20IC%20Engines%20%28WW%20Pulkrabek%29.pdf> Acesso em: 21/07/1015.
- SOUZA JUNIOR, G. C; **Simulação termodinâmica de motores diesel utilizando óleo diesel e biodiesel para verificação dos parâmetros de desempenho e**

emissões. Tese de Doutorado. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio de Janeiro, RJ, 2009, 139p.

SOUZA, S. G; **Um estudo sobre a evolução das câmaras de combustão dos motores de ciclo Otto à gasolina e sua aplicação ao etanol hidratado como combustível alternativo.** São Carlos, Dissertação de Mestrado - Escola de Engenharia de São Carlos – USP; 2004.

SPERANDIO, D; MENDES, J. T; SILVA, L. H. M; **Cálculo numérico: Características matemáticas e computacionais dos métodos numéricos.** Pearson Prentice Hall, 2003.

STEWART, J; **Cálculo: volume I**, 5ª edição. Pioneira Thomson Learning, 2006.

TILLMANN, C. A. C; **Motores de Combustão Interna e seus Sistemas.** Pelotas: Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia; Santa Maria: Universidade Federal de Santa Maria, Colégio Técnico Industrial de Santa Maria; Rede e-Tec Brasil, 2013. 165 p.

WYLEN, G. V; e SONNTAG, R.E; **Fundamentos da Termodinâmica**, 8ª edição - Tradução. Editora Blucher, 2013.

ANEXOS

	Pág.
Anexo I Código – Trabalho de Conclusão de Curso 1	42

ANEXO I: Código – Trabalho de Conclusão de Curso 1

```

% Faculdade UnB Gama - FGA
% Trabalho de Conclusão de Curso 1
% Análise de um Motor à Combustão Interna:
% Simulação Numérica do Ciclo Otto
% João Paulo S. T. de Souza
% 18/11/2015

clc %Limpendo o Command Window
clear all %Limpendo Variáveis
close all %Fechando Janelas

% Diâmetro do Cilindro
D = 0.076; %m

% Curso do Pistão
C = 0.0548; %m

% Comprimento da Biela
L = 0.1; %m

% Raio do Virabrequim
R = C/2; %m

% Comprimento da Camara de Combustão
Lm = 0.00656; %m

% Volume da Camara de Combustão
Vcc = (Lm*pi*D^2)/4; %m³

% Volume Varrido (Cilindrada)
Vv = C*(pi*D^2)/4; %m³

% Volume Total
Vt = Vcc + Vv;

% Taxa de Compressão
e = (Vv + Vcc)/Vcc;

% Relação Diâmetro-Curso do Pistão
Rdc = D/C;

% Relação Comprimento-Raio da Cambota
Rbc = L/R;

% Téta
n = (3*pi - pi)/(pi/5000); %Intervalo dividido em 5000 partes
teta = linspace(pi,3*pi,n);
Dteta = (3*pi - pi)/n;
y = teta*180/pi;

% Volume em relação ao Ângulo
V = Vcc*(1+ ((e-1)/2)*( Rbc + 1 - cos(teta) ...
    -sqrt( Rbc.^2 - (sin(teta)).^2 ) )); %m³

```

```

% Plotando Gráfico: Volume vs. Angulo do Virabrequim
figure (1)
plot (y, V, '-r', y, Vv+Vcc, '-b', y, Vcc, '-k');
title ('Gráfico Volume x Ângulo do Virabrequim');
legend ('V = f(\theta)', 'Vcc + Vv', 'Vcc', 4);
xlabel ('\theta [°]'); ylabel ('V [m³]');

% Variação do Volume (Analítico)
VariacaoV1 = Vcc*(e/2 - 1/2)*(sin(teta) +...
    (cos(teta).*sin(teta))./(Rbc^2 - sin(teta).^2).^^(1/2));
% Variação do Volume (Derivação Numérica)
VariacaoV2 = zeros (n,1);
VariacaoV3 = zeros (n,1);
VariacaoV4 = zeros (n,1);
for i=1:n-1 % Progressiva
    VariacaoV2(i)=( V(i+1)-V(i) ) / Dteta;
end
VariacaoV3 = zeros (n,1);
for i=2:n % Regressiva
    VariacaoV3(i)=( V(i)-V(i-1) ) / Dteta;
end
VariacaoV4 = zeros (n,1);
for i=2:n-1 % Central
    VariacaoV4(i)=( V(i+1)-V(i-1) ) / (2*Dteta);
end
% Diferença entre os métodos
Variacao2 = VariacaoV2' - VariacaoV1;
[A,B] = max(abs(Variacao2));
Erro_Vv2 = abs(VariacaoV2(B)-VariacaoV1(B))*100/abs(VariacaoV1(B))
Variacao3 = VariacaoV3' - VariacaoV1;
[A,B] = max(abs(Variacao3));
Erro_Vv2 = abs(VariacaoV3(B)-VariacaoV1(B))*100/abs(VariacaoV1(B))
Variacao4 = VariacaoV4' - VariacaoV1;
[A,B] = max(abs(Variacao4));
Erro_Vv2 = abs(VariacaoV4(B)-VariacaoV1(B))*100/abs(VariacaoV1(B))

% Plotando Gráfico: Variação do Volume vs. Angulo do Virabrequim
figure (2)
plot (y, VariacaoV1, '-r', y, VariacaoV2, '-b',...
    y, VariacaoV3, '-k', y, VariacaoV4, '-g');
title ('Gráfico Variação do Volume x Ângulo do Virabrequim');
legend ('Analítico', 'Diferença Progressiva',...
    'Diferença Regressiva', 'Diferença Central', 4);
xlabel ('\theta [°]'); ylabel ('dV/dt');

% Condições Iniciais do Combustível (Ar)
T0 = 25+273; %K
P0 = 101325; %Pa = 1 atm
Rgas = 287; %J/kgK
Cp = 1004; %J/kgK
Cv = 717; %J/kgK

Temp1(1) = T0;
Temp2(1) = T0;
Pressao1(1) = P0;
Pressao2(1) = P0;
VariacaoV(1) = 0;

% Calculo da Massa de Combustível

```

```

Rcomb = 520; %J/kgK
Ro_a = P0/(Rgas*T0);
Ro_c = P0/(Rcomb*T0);
Vol_a = 2.0114e-04;
Vol_c = 2.1202e-05;
massa_ar = Ro_a*Vol_a;
massa_c = Ro_c*Vol_c;

% Condições iniciais da Combustão
PCI = 20e6; %Poder Calorífico Inferior
Qttotal = PCI*massa_c; %Calor Total
a = 5; %Dados da Tabela
nc = 3; %Dados da Tabela
Dteta = (3*pi - pi)/n;
D_teta = (2/9)*pi; %40 Graus
teta_0 = (35/18)*pi; %350 Graus
y_teta_0 = 350;

% Liberação de Calor: Valor de F
F = 1 - exp(-a*(((teta - teta_0)/D_teta).^nc));
for i=1:n
    if F(i) < 0
        F(i) = 0; %Zerando F negativo
    end
end

% Liberação de Calor: Variação de F
VariacaoF = ((1-F)*nc*a/D_teta).*(((teta - teta_0)/D_teta).^(nc-1));
n1 = 1;
while 1 %Passo onde Têta < 350° (início da Combustão)
    if y(n1) < 350
        n1 = n1 + 1;
    else
        break
    end
end

for i=1:n1
    VariacaoF(i) = 0;%Zerando Variação de F antes da Combustão
end

% Plotando Gráfico: F vs. Angulo do Virabrequim
figure (3)
plot (y, F, '-b', y_teta_0, 0, 'o');
title ('Gráfico Liberação de Calor x Ângulo do Virabrequim');
legend ('f', '\theta = 350°');
xlabel ('\theta [°]'); ylabel ('f');

% Plotando Gráfico: Variação de F vs. Angulo do Virabrequim
figure (4)
plot (y, VariacaoF, '-b');
title ('Gráfico Variação da Liberação de Calor x Ângulo do Virabrequim');
xlabel ('\theta [°]'); ylabel ('df/dt');

%Variação de Q
VariacaoQ = Qttotal*VariacaoF;

%Iteração sem Combustão
for i=2:1:n
    Temp1(i) = Temp1(i-1) -...

```

```

        ((Dteta*Rgas*Temp1(i-1)*VariacaoV1(i-1))/(V(i-1)*Cv));
    Pressao1(i) = (massa_ar*Rgas*Temp1(i-1))/V(i-1);
end
Temp1(end) = Temp1(1);
Pressao1(end) = massa_ar*Rgas*Temp2(end)/V(end);

%Iteração com Combustão
for i=2:1:n
    Temp2(i) = Temp2(i-1) + (VariacaoQ(i-1).*Dteta/(massa_ar*Cv))...
        - ((Dteta*Rgas*Temp2(i-1)*VariacaoV1(i-1))/(V(i-1)*Cv));
    Pressao2(i) = (massa_ar*Rgas*Temp2(i-1))/V(i-1);
end
Temp2(end) = Temp2(1);
Pressao2(end) = massa_ar*Rgas*Temp2(end)/V(end);

% Plotando Gráfico: Temperatura vs. Angulo do Virabrequim
figure (5)
plot (y, Temp1, '-b', y, Temp2, '-r');
title ('Gráfico Temperatura x Ângulo do Virabrequim');
legend ('Sem Combustão','Com Combustão',2);
xlabel ('\theta [°]'); ylabel ('Temperatura [K]');

% Plotando Gráfico: Pressão vs. Angulo do Virabrequim
figure (6)
plot (y, Pressao1, '-b', y, Pressao2, '-r');
title ('Gráfico Pressão x Ângulo do Virabrequim');
legend ('Sem Combustão','Com Combustão',2);
xlabel ('\theta [°]'); ylabel ('Pressão [Pa]');

% Plotando Gráfico: Volume vs. Pressão
figure (7)
plot (V, Pressao2, '-k', V,Pressao1, '-b'), hw = polyarea (V, Pressao2);
title ('Gráfico Volume vs. Pressão');
xlabel ('Volume [m³]'); ylabel ('Pressão [Pa]');
legend ('Com Combustão','Sem Combustão');

% Plotando Gráfico: Volume vs. Pressão
figure (8)
i_min = find( V == min(V) );
Pmx = [Pressao2(1) Pressao2(1:i_min) 0*Pressao2(1) 0*Pressao2(1)
Pressao2(1)];
Vmx = [V(1) V(1:i_min) min(V) max(V) V(1)];
plot (Vmx, Pmx, '-k');
xlabel ('Volume [m³]'); ylabel ('Pressão [Pa]');
hp = polyarea (Vmx, Pmx);

% Plotando Gráfico: Volume vs. Pressão
figure (9)
hold on
area (V, Pressao2, 'FaceColor', [1 0 0]);
area (Vmx, Pmx, 'FaceColor', [0 0 1])
xlabel ('Volume [m³]'); ylabel ('Pressão [Pa]');

Eficiencia = hw/Qttotal

```