

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**GUILHERME MEDEIROS SOARES DE ANDRADE**

**Modelo Didático Completo de Integração Motor/Motocicleta:  
Análise de Consumo e de Performance**

RECIFE

2017

**Modelo Didático Completo de Integração Motor/Motocicleta:  
Análise de Consumo e de Performance**

Dissertação submetida ao programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco – UFPE, para obtenção do título de Mestre. Área de concentração: Processos e Sistemas Térmicos

Orientador: Prof. Dr. Fábio Santana Magnani

RECIFE

2017

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

A553m Andrade, Guilherme Medeiros Soares de.

Modelo didático completo de integração motor/motocicleta: análise de consumo e de performance / Guilherme Medeiros Soares de Andrade. - 2017.

109 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Fábio Santana Magnani.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2017.

Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Motor. 3. Motocicleta. 4. Desempenho. I.  
Magnani, Fábio Santana. (Orientador). II. Título.

22 de fevereiro de 2017

“MODELO DIDÁTICO COMPLETO DE INTEGRAÇÃO MOTOR /  
MOTOCICLETA: ANÁLISE DE CONSUMO E DE PERFORMANCE”

GUILHERME MEDEIROS SOARES DE ANDRADE

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO  
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

---

Prof. Dr. FÁBIO SANTANA MAGNANI  
ORIENTADOR/PRESIDENTE

---

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ  
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

---

Prof. Dr. FÁBIO SANTANA MAGNANI (UFPE)

---

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO (UFPE)

---

Prof. Dr. MÁRIO AUGUSTO BEZERRA DA SILVA (UFPE)

## AGRADECIMENTOS

Este trabalho é fruto da ajuda de diversas pessoas às quais presto meus sinceros agradecimentos e minha homenagem:

Agradeço primeiro a Deus, por ter permitido chegar ao fim desse projeto e ter superado todas as barreiras pessoais e profissionais encontradas ao longo desses 2 anos de mestrado.

Agradeço meus pais Reginaldo Júnior e Taciane, pela dedicação em uma fase tão importante na formação de um ser humano, nutrindo o corpo e a mente de forma a incentivar o cientista latente. Ao meu irmão Reginaldo Neto que foi um grande incentivador dos meus estudos e na decisão de continuar meu desenvolvimento intelectual.

A amiga e Tia Tereza que sempre apoiou o meu desenvolvimento acadêmico e a todos os meus familiares que sempre apoiaram a minha opção pelo desenvolvimento acadêmico.

Aos amigos e colegas de mestrado Artur, Eduardo, Fernando, Henrique Azevedo, Henrique Fernando, Marcos, Tomas, Saulo e Stevie com quem dividi as dificuldades encontradas ao longo desse projeto.

Ao meu ex-chefe e tutor Engenheiro Emerson Banzatto e toda a equipe de Durabilidade da Engenharia Experimental FCA de PE, que com o seu apoio ao meu projeto, incentivou o desenvolvimento do mesmo durante todo o período que estivemos trabalhando juntos. E que com suas competências particulares e companheirismo ajudaram em diversas tarefas, fazendo suas sugestões para que o estudo tivesse êxito.

Ao meu orientador, que utilizou da sua visão acadêmica e paixão pelo motociclismo para dar a devida luz às teorias e pensamentos aqui apresentados, permitindo dessa forma que a dissertação tivesse o caráter e a forma que um trabalho como esse deve e merece ter.

## RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um modelo computacional integrado que analisa o comportamento do motor e da motocicleta, avaliando posteriormente a performance da motocicleta em condições de uso urbano. Para o modelo do motor, foi empregado um modelo existente desenvolvido no Matlab e então feita a sua tradução para uma planilha Excel e o aprimoramento do modelo. Para o modelo da motocicleta, foi adotado um modelo existente, desenvolvido em uma planilha Excel, porém foram adaptadas as curvas de potência e rendimento, do motor empregado a motocicleta. Para que se usasse as curvas geradas pelo modelo do motor, ao invés de curvas empíricas, de forma a integrar os modelos. Devido às considerações adotadas, os modelos são simples, porém capaz de representar os fenômenos de performance do motor e da motocicleta. Na análise feita do motor, calculou-se como a potência, eficiência e torque se comportam com a variação da velocidade da motocicleta em quatro situações: a) *Motor Perfeito*; b) *Motor Ideal*; c) *Motor Adaptado* (Parâmetros ajustados) e d) *Motor Real*. Na análise da motocicleta, foi demonstrado seu comportamento em uma pista de testes avaliando a velocidade da motocicleta e do motor, sua economia e situações de mudanças de parâmetros da motocicleta e do motor. Os resultados obtidos são comparados com: a) *Motocicleta Perfeita*; b) *Motocicleta Adaptada* (Parâmetros ajustados); e c) *Motocicleta Real*. Por meio de ajustes nos parâmetros de ambos os modelos, foi possível a realização de um estudo de casos analisando a influência dos principais parâmetros constituintes do motor e da motocicleta em seu desempenho. Alguns dos resultados desse estudo foram: a) etanol apresenta um menor rendimento volumétrico de combustível em comparação à gasolina; b) a substituição da relação de transmissão da motocicleta afeta no desempenho da motocicleta; c) os principais parâmetros de performance da motocicleta são a força de arrasto e a massa da motocicleta. Por fim, foi realizado uma análise de validação do modelo do motor, por meio da comparação da curva de potência gerada pelo modelo com: a) curva de potência entregue pelo fabricante; b) curva de potência gerada por correlação empírica; c) curva de potência gerada por simulação no software Lotus®. Sendo possível ver nestes estudos o bom comportamento dos resultados obtidos com o modelo desenvolvido para o motor, com erros em média constantes e menores do que 2kW.

**Palavras-chave:** Motor. Motocicleta. Desempenho.

## ABSTRACT

This work presents the development of an integrated computational model that analyzes engine and vehicle behavior, evaluating motorcycle performance in urban conditions. For the engine model, an existing model developed in Matlab was used and then translated into an Excel spreadsheet and model enhancement. For the motorcycle model, an existing model, developed in an Excel spreadsheet, was adopted, but the power and performance curves of the engine used for the motorcycle were adapted. In order to use the curves generated by the engine model, instead of empirical curves, in order to integrate the models. Due to the considerations adopted, the model is simple, but capable of representing the phenomena of engine and motorcycle performance. In the engine analysis, it is calculated how the power, efficiency and torque behave with the variation of the speed of the motorcycle in four situations: a) *Perfect Engine*; b) *Ideal Engine*; c) *Adapted Engine* (adapted parameters); and d) *Real Engine*. In the analysis of the motorcycle, it was demonstrated its behavior in a test track evaluating the speed of the motorcycle and the engine, its economy and situations of motorcycle and engine parameter changes. The obtained results are compared with: a) *Perfect Motorcycle*; b) *Adapted Motorcycle* (adapted parameters); and c) *Real Motorcycle*. By means of adjustments in the parameters of both models, it was possible to carry out a case study analyzing the influence of the main constituent parameters of the engine and the motorcycle in its performance. Some of the results of this study are: a) ethanol has a lower volumetric fuel efficiency compared to gasoline; b) the replacement of the transmission ratio of the motorcycle affects the performance of the motorcycle; c) the main performance parameters of the motorcycle are the drag force and the mass of the motorcycle. Finally, a validation analysis of the engine model was carried out by comparing the power curve generated by the model with: a) power curve delivered by the manufacturer; b) power curve generated by empirical correlation; c) power curve generated by simulation in Lotus® software. It is possible to see in these studies the good behavior of the results obtained with the model developed for the engine, with an average constant error and smaller than 2kW.

**Keywords:** Engine. Motorcycle. Performance.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Diagrama PxV de um MCI a) ciclo Otto b) ciclo real .....	23
Figura 2: Tempos de funcionamento motor de combustão interna .....	24
Figura 3: Diagrama PxV comparativo entre o ciclo <i>Otto</i> e o ciclo <i>Real</i> .....	25
Figura 4: Nomenclatura referente a posição do pistão e razão de compressão do motor.....	25
Figura 5: Diagrama de litragem do motor .....	26
Figura 6: Mecanismo Biela-Manivela .....	26
Figura 7: Mapa de rendimento de um motor de combustão interna .....	28
Figura 8: Porcentagem média da potência de atrito total por componente móvel .....	29
Figura 9: Início e propagação da reação de combustão .....	31
Figura 10: Delay de atraso da reação de combustão .....	32
Figura 11: Área frontal do conjunto .....	33
Figura 12: Variação da potência consumida pela força de arrasto com a velocidade e o produto do coeficiente de arrasto com a área frontal .....	33
Figura 13: a) Variação do coeficiente de rolagem com a velocidade e o tipo de pneu; b) Variação do coeficiente de rolagem com o tipo de piso .....	34
Figura 14: Aplicação da força peso no deslocamento de uma motocicleta em um plano inclinado .....	35
Figura 15: Força de inércia no movimento de um veículo .....	35
Figura 16: a) Curva genérica da evolução da área de passagem de uma válvula de admissão; b) esquema dos estágios de elevação de uma válvula de admissão; c) parâmetros dimensionais de uma válvula de admissão.....	42
Figura 17: a) Geometria das válvulas usadas; b) característica de abertura de vários tipos de válvula .....	44
Figura 18: a) Motor resfriado a água; b) motor resfriado a ar .....	48
Figura 19: a) Fração de combustível queimado; b) variação das curvas de fração de mistura queimada para diferentes níveis de riqueza de ar .....	49
Figura 20: Variação da pressão ao longo de um ciclo.....	53
Figura 21: Variação da pressão, temperatura dos gases e fração de gás queimado .....	54
Figura 22: Duração média das fases de combustão laminar e turbulenta.....	55
Figura 23: Motor monocilíndrico Robin EH17-2D.....	67



Figura 24: Comparativo da curva de potência real e por simulação com o modelo do motor do motor Robin EH17-2D .....	68
Figura 25: Comparativo da curva de potência real e por simulação com o modelo do motor do motor Briggs & Stratton 10 HP .....	69
Figura 26: Comparativo da curva de potência gerada pela equação empírica e a curva gerada pelo modelo do motor.....	70
Figura 27: a) Mapa de rendimento do motor pela equação empírica; b) Mapa de rendimento do motor pelos dados do modelo do motor. ....	71
Figura 28: Comparativo da curva de potência gerada pela simulação no software Lotus e a curva gerada pelo modelo do motor .....	72
Figura 29: Deslocamento da válvula de admissão.....	74
Figura 30: Variação da área de passagem da válvula de admissão .....	75
Figura 31: Variação da temperatura interna da câmara ao longo do tempo de admissão .....	75
Figura 32: Eficiência volumétrica do motor padrão com acelerador no máximo .....	77
Figura 33: Transferência de calor para uma velocidade de 2000 rpm, ao longo do ciclo de compressão e expansão.....	77
Figura 34: Variação da posição do pistão com o ângulo do virabrequim; variação da velocidade do pistão com o ângulo do virabrequim; variação da aceleração do pistão com o ângulo do virabrequim.....	78
Figura 35: Variação da fração molar dos reagentes (a) e dos produtos (b) ao longo da reação e curva de avanço da reação .....	79
Figura 36: Variação da energia interna ao longo de um ciclo para a velocidade de 2000rpm .	80
Figura 37: Variação da temperatura nos tempos de compressão e expansão na velocidade de 2000 rpm.....	80
Figura 38: Variação da pressão com o volume ao longo dos tempos de compressão e expansão na velocidade de 2000 rpm.....	81
Figura 39: Variação da pressão ao longo dos tempos de compressão e expansão na velocidade de 2000 rpm, com e sem a reação de combustão.....	81
Figura 40: Variação da potência nos tempos de compressão e expansão na velocidade de 2000 rpm.....	82
Figura 41: Variação da velocidade da chama, variação da temperatura da fronteira para os instante de queima do combustível e variação do volume ar-combustível para os instante de queima do combustível na velocidade de 2000 rpm.....	83

Figura 42: Variação da potência do motor de acordo com a rotação e o nível do acelerador ..	84
Figura 43: Perda de potência do motor devido aos atritos internos para a faixa de rotação de estudo.....	84
Figura 44: Potência fornecida pelo combustível consumido para a faixa de rotação do estudo .....	85
Figura 45: Potência perdida devido a transferência de calor para a faixa de rotação do motor analisada .....	85
Figura 46: Variação do torque com o nível de aceleração e a rotação do motor.....	86
Figura 47: Variação do rendimento com o nível de aceleração e velocidade do motor .....	86
Figura 48: a) Variação da velocidade com a posição ao longo do teste padrão; b) variação da velocidade com o tempo ao longo do teste padrão .....	87
Figura 49: Variação da rotação do motor e da marcha acoplada com a posição ao longo do teste padrão .....	88
Figura 50: a) Potência disponível e aplicada ao veículo; b) variação da aceleração ao longo de percurso padrão de teste .....	88
Figura 51: Mapa de rendimento do motor padrão de acordo com a rotação e potência disponível .....	89
Figura 52: Variação da eficiência e da economia ao longo do percurso padrão de teste .....	90
Figura 53: Variação da potência, torque e rendimento.....	91
Figura 54: PxV comparativo entre motor ciclo Otto e motor ciclo Real, obtido para a rotação de 2000 rpm.....	92
Figura 55: Variação da potência, do torque e do rendimento para o <i>Motor Perfeito</i> .....	93

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Constantes da equação base para o cálculo da área adimensional da válvula do acelerador.....	45
Tabela 2: Coeficiente para o cálculo do cp de vários gases (J/kmol.K) .....	47
Tabela 3: Coeficiente para o cálculo do cp de alguns combustíveis (J/kmol.K).....	47
Tabela 4: Coeficiente para a determinação $\mu$ (em Pa.s) e k (em W/(m.K)) do ar. ....	48
Tabela 5: Informações coletadas da motocicleta CBX-250 para uso nos testes .....	63
Tabela 6: Dados da motocicleta, condutor e pista padrão de teste .....	64
Tabela 7: Dados padrão adotados para as <i>Motocicletas Real e Perfeita</i> .....	93
Tabela 8: Variação do ciclo de potência adotado para a análise nas <i>Motocicletas Real e Perfeita</i> .....	94
Tabela 9: Análise da influência da variação das condições da motocicleta e da pista .....	95
Tabela 10: Análise da variação dos parâmetros do <i>Motor Real</i> .....	97
Tabela 11: Estudo do desempenho com velocidade constante.....	98
Tabela 12: Estudo da mudança de desempenho devido a mudança de combustível.....	98
Tabela 13: Análise do desempenho para o percurso padrão com aceleração 0-100km/h .....	99
Tabela 14: Análise da influência no desempenho de um motor com ou sem o processo de lavagem dos gases remanescentes na câmara de combustão.....	100
Tabela 15: Análise do desempenho devido à redução da aceleração necessária.....	100
Tabela 16: Análise da influência da restrição do uso da potência disponível .....	101
Tabela 17: Análise da influência da mudança da relação de transmissão da motocicleta.....	102
Tabela 18: Análise da influência da modificação do ângulo principal de queima .....	103
Tabela 19: Dados do motor Robin EH17-2D .....	67
Tabela 20: Parâmetros do motor Briggs & Stratton 10 HP .....	68
Tabela 21: Parâmetros do motor de 300cc simulado no Lotus.....	72

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $A$  - Área da válvula de admissão ( $m^2$ )
- $A_{adim}$  - Porcentagem de abertura da válvula borboleta do acelerador
- $a_{des}$  - Aceleração desejada da motocicleta ( $m/s^2$ )
- $A_{front}$  - Área frontal da motocicleta ( $m^2$ )
- $A_{par}$  - Área de parede do cilindro ( $m^2$ )
- $A/F_{mas}$  - Relação ar-combustível na base mássica
- $A/F_{vol}$  - Relação ar-combustível na base volumétrica
- $B$  - Diâmetro do cilindro (m)
- $C_A$  - Coeficiente de arrasto
- $\bar{c}_p$  - Calor específico a pressão constante (J/mol.K)
- $C_R$  - Coeficiente de resistência a rolagem do pneu
- $\bar{c}_v$  - Calor específico à volume constante (J/mol.K)
- $d$  - Diâmetro da haste da válvula (m)
- $D_V$  - Diâmetro da cabeça da válvula (m)
- $E_{comb}$  - Energia liberada pelo combustível (kJ)
- $F_A$  - Força de resistência devido ao arrasto (N)
- $F_{ine}$  - Força de inércia de aceleração da motocicleta (N)
- $F_{NP}$  - Força normal aplicada pelo pneu (N)
- $F_r$  - Força de resistência ao deslocamento da motocicleta (N)
- $F_{ram}$  - Força de resistência devido a rampa (N)
- $F_{rol}$  - Força de resistência devido a rolagem do pneu (N)
- $g$  - Aceleração da gravidade ( $m/s^2$ )
- $h$  - Coeficiente de transferência de calor ( $W/m^2.K$ )
- $\bar{h}_f$  - Entalpia de formação (kJ/Kmol)
- $k$  - Condutividade térmica ( $W/m.K$ )
- $K_A$  - Fator de arrasto (kg/m)
- $L$  - Comprimento da biela (m)
- $l$  - Distância característica (m)
- $l_v$  - Abertura da válvula (m)
- $m$  - Massa da motocicleta e do condutor (kg)
- $M_{adm}$  - Massa molar da mistura ar-combustível admitida (kg/kmol)

$m_{adm}$  - Massa da mistura ar-combustível admitida (kg)  
 $\dot{m}_e$  - Vazão de ar real (kg/s)  
 $m_i$  - Massa por instante de análise (kg)  
 $\dot{m}_t$  - Vazão de ar teórico (kg/s)  
 $N$  - Velocidade de rotação do motor (hz)  
 $Nu$  - Número de Nusselt  
 $p$  - Pressão interna do cilindro (kPa)  
 $p_0$  - Pressão na admissão (kPa)  
 $P_{atm}$  - Pressão atmosférica (kPa)  
PCI - Poder calorífico inferior (kJ/kg)  
 $p_i$  - Pressão por instante de análise (kPa)  
 $Q_{perd}$  - Calor perdido por transferência de calor (kJ)  
 $R_m$  - Comprimento da manivela (m)  
 $\bar{R}$  - Constante universal dos gases na base molar (J/mol.K)  
 $R$  - Constante universal dos gases na base mássica (J/g.K)  
 $R_{BM}$  - Relação Biela-Raio de cambota  
 $r_{comp}$  - Taxa de compressão do motor  
 $R_{DC}$  - Relação diâmetro-curso do pistão  
 $Re$  - Número de Reynolds  
 $r_{final}$  - Redução da transmissão para a roda  
 $r_i$  - Redução na marcha acoplada  
ROT - Rotação do motor (rad/s)  
 $r_{prim}$  - Redução do motor para a transmissão  
 $R_{roda}$  - Raio da roda (m)  
 $r_{tot}$  - Relação de transmissão  
 $S$  - Curso do pistão (m)  
 $T$  - Torque do motor (N.m)  
 $t_{delay}$  - Atraso entre a centelha e o início da reação (graus)  
 $t_i$  - Temperatura por instante de análise (K)  
 $T_{par}$  - Temperatura da parede interna motor (K)  
 $t_{trecho\ acel.\ positiva}$  - Tempo do trecho de aceleração positiva (s)  
 $t_{trecho\ acel.\ nula}$  - Tempo do trecho de aceleração nula (s)  
 $U$  - Energia interna (kJ)

$\bar{u}_f$  - Energia interna de formação (kJ/kmol)  
 $V_{\text{cam}}$  - Volume da câmara de combustão (m<sup>3</sup>)  
 $v_{\text{chama}}$  - Velocidade de chama (m/s)  
 $V_{\text{des}}$  - Volume deslocado (m<sup>3</sup>)  
 $V_{\text{máx}}$  - Volume interno máximo do motor (m<sup>3</sup>)  
 $v_{\text{méd}}$  - Velocidade média dos gases no cilindro (m/s)  
 $V_{\text{min}}$  - Volume interno mínimo do motor (m<sup>3</sup>)  
 $v_t$  - Velocidade por instante (m/s)  
 $v_{\text{veic}}$  - Velocidade da motocicleta (m/s)  
 $W$  - Trabalho gerado (kJ)  
 $w$  - Velocidade do vento (m/s)  
 $w_v$  - Diferença entre o diâmetro da cabeça da válvula e o diâmetro do duto de admissão (m)  
 $x_i$  - Posição do pistão (m)  
 $\alpha_0$  - Início da combustão laminar (graus)  
 $\alpha_1$  - Início da combustão turbulenta (graus)  
 $\alpha_2$  - Fim da combustão (graus)  
 $\alpha$ : - Marcha acoplada no instante de análise  
 $\beta$  - Ângulo de apoio da cabeça de válvula (graus)  
 $\gamma$  - Porcentagem de gases queimados ou coeficiente isentrópico de compressão e expansão dos gases  
 $\eta_{\text{mot}}$  - Rendimento do motor  
 $\eta_{\text{otto}}$  - Eficiência ciclo *Otto*  
 $\eta_{\text{trans}}$  - Eficiência de transmissão da motocicleta  
 $\eta_v$  - Eficiência volumétrica  
 $\theta$  - Ângulo do virabrequim (graus)  
 $\theta_{\text{avan}}$  - Ângulo de avanço da combustão (graus)  
 $\theta_{\text{comb}}$  - Extensão da combustão (radianos)  
 $\lambda$  - Riqueza de ar  
 $\mu$  - Viscosidade dinâmica do gás (Pa.s)  
 $\rho_{\text{amb}}$  - Densidade do ar ambiente (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\delta$  - Marcha acoplada  
 $\sigma$  - Coeficiente estequiométrico do ar  
 $\emptyset$  - Inclinação do piso (rad)

$\omega$  - Rotação no instante de análise (rpm)

$\omega_p$  - Rotação da potência máxima (rpm)

$\omega_t$  - Rotação de torque máximo (rpm)

$\Omega_t$  - Rotação do motor no instante de análise (rpm)

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>18</b>
1.1.	CONTEXTUALIZAÇÃO	18
1.2.	MODELO DE SIMULAÇÃO DE PERFORMANCE DO MOTOR E DA MOTOCICLETA	19
1.3.	OBJETIVOS	20
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO</b>	<b>22</b>
2.1.	HISTÓRICO E COMPONENTES DO MOTOR	22
2.1.1.	CICLO OTTO	22
2.1.2.	DESCRIÇÃO DOS MOTORES 4 TEMPOS DE COMBUSTÃO INTERNA COM IGNIÇÃO POR CENTELHA	23
2.1.3.	PARÂMETROS BÁSICOS DE UM MOTOR	25
2.2.	ANÁLISE TERMODINÂMICA	27
2.2.1.	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA	27
2.2.2.	POTÊNCIA MECÂNICA	28
2.2.3.	MAPA DE RENDIMENTO	28
2.2.5.	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	29
2.3.	ANÁLISE DE MECANISMO DE BARRAS	30
2.4.	COMBUSTÃO DOS GASES NA CÂMARA DE COMBUSTÃO	30
2.4.1.	REAÇÃO DE COMBUSTÃO	30
2.4.2.	FORMAÇÃO E AVANÇO DE CHAMA	31
2.5.	FORÇAS RESISTIVAS AO MOVIMENTO DE UMA MOTOCICLETA	32
2.5.1.	FORÇAS AERODINÂMICAS ( $F_A$ )	32
2.5.2.	FORÇAS DE ROLAGEM ( $F_{rol}$ )	34
2.5.3.	FORÇA DE RAMPA ( $F_{ram}$ )	34
2.5.4.	FORÇA DE INÉRCIA ( $F_{ine}$ )	35
<b>3</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>36</b>
3.1.	REFERÊNCIAS PARA O MODELO DO MOTOR	36
3.2.	REFERÊNCIAS PARA O MODELO DA MOTOCICLETA	39
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>40</b>
4.1.	ESCOLHA DA LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO	40
4.2.	MODELO MATEMÁTICO DO MOTOR	41
4.2.1.	CÁLCULO DA ADMISSÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL	41



4.2.2.	CÁLCULO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	45
4.2.3.	CÁLCULO DA VARIAÇÃO DOS PRODUTOS E REAGENTES .....	49
4.2.4.	VARIAÇÃO DA ENERGIA INTERNA, PRESSÃO E TEMPERATURA	52
4.2.5.	AVANÇO DA CHAMA .....	54
4.2.6.	CÁLCULO DA POTÊNCIA, TORQUE E RENDIMENTO GERADO POR CICLO DO MOTOR.....	57
4.3.	MODELO MATEMÁTICO DA MOTOCICLETA .....	58
4.3.1.	CONDIÇÕES DESEJADAS DE TESTE .....	58
4.3.2.	CÁLCULO DA ROTAÇÃO DESEJADA DO MOTOR .....	59
4.3.3.	CÁLCULO DA POTÊNCIA DESEJADA E DISPONÍVEL DO MOTOR	60
4.3.4.	ANÁLISE DA CINEMÁTICA DA MOTOCICLETA .....	61
4.3.5.	CÁLCULO DO CONSUMO DO MOTOR .....	62
4.4.	DETALHAMENTO DO MOTOR E MOTOCICLETA PADRÃO ADOTADA .....	62
4.4.1.	CONSIDERAÇÕES DO MOTOR PADRÃO .....	63
4.4.2.	DEFINIÇÃO DO TRAJETO E MOTOCICLETA PADRÃO.....	64
4.5.	VALIDAÇÃO E ESTUDO DE CASO.....	64
4.5.1.	VALIDAÇÃO DO MODELO DO MOTOR.....	64
4.5.2.	ESTUDOS DE CASO.....	65
4.5.3.	CRITÉRIOS ADOTADOS .....	65
<b>5</b>	<b>INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DOS MODELOS NA PERFORMANCE ENERGÉTICA E DINÂMICA.....</b>	<b>67</b>
5.1.	ESTUDO COMPARATIVO DE VALIDAÇÃO DO MODELO DO MOTOR.....	67
5.2.	ESTUDO DO MOTOR PARA UMA ROTAÇÃO FIXA .....	73
5.2.1.	ADMISSÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL.....	73
5.2.2.	CÁLCULO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	77
5.2.3.	CINEMÁTICA DO MOTOR.....	78
5.2.4.	ANÁLISE DA REAÇÃO COMBUSTÃO .....	78
5.2.5.	TERMODINÂMICA DO MOTOR .....	79
5.3.	CÁLCULO DOS ESFORÇOS GERADOS PELO MOTOR .....	83
5.3.1.	CÁLCULO DA POTÊNCIA GERADA.....	83
5.3.2.	ENERGIA DISSIPADA POR ATRITO .....	84

5.3.3.	ENERGIA LIBERADA PELA COMBUSTÃO POR CICLO .....	84
5.3.4.	ENERGIA DISSIPADA POR TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	85
5.3.5.	CÁLCULO DO TORQUE DO MOTOR DE ACORDO COM A VELOCIDADE .....	86
5.3.6.	RENDIMENTO DO MOTOR POR FAIXA DE ROTAÇÃO.....	86
5.4.	MODELO DA MOTOCICLETA .....	87
5.4.1.	ANÁLISE DO CASO PADRÃO .....	87
5.5.	ANÁLISE DOS MOTORES TESTADOS .....	90
5.5.1.	MOTOR REAL .....	90
5.5.2.	MOTOR OTTO.....	90
5.5.3.	MOTOR PERFEITO.....	92
5.5.4.	VARIAÇÃO TIPO DE MOTOR E MOTOCICLETA.....	94
5.5.5.	MOTOR REAL E VARIAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE PISTA E MOTOCICLETA REAL.....	94
5.5.6.	ESTUDOS GERAIS .....	97
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>104</b>
	<b>REFERÊNCIA.....</b>	<b>107</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo será feita uma reflexão das motivações deste trabalho, mostrando como ele surgiu e se desenvolveu ao longo deste projeto de mestrado, assim como uma análise introdutória do que será discutido e os testes e resultados obtidos.

### 1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO

Os Motores de Combustão Interna (MCI) alternativos estão entre as máquinas mais utilizadas, com uso em automóveis, motocicletas, navegação marítima e fluvial, geração de energia de forma direta com gerador acoplado ao eixo do motor. Os MCI podem ser aspirados, com turbo-alimentação e com resfriador de ar de admissão intermediário (*intercooler*), ou combinações como turbo-alimentação e resfriador de ar de admissão.

O Brasil é um dos maiores produtores e consumidores de motocicletas do mundo. Frente a esta demanda nacional foi criada uma linha de pesquisa no grupo de estudos LOST (laboratório de Otimização de Sistemas Térmicos e de estudos sobre Bicicletas e Motocicletas), assim como 3 disciplinas envolvidas na análise de veículos 2 rodas no Departamento de Engenharia Mecânica da UFPE.

1. ‘Estudos Sobre Bicicletas e Motocicletas’: disciplina multidisciplinar para pós-graduandos, onde se estudam os veículos de duas rodas pelos mais variados pontos de vista: acidentes, turismo, mercado, indústria, design, preconceito, cultura, trabalho, organização social e política, infraestrutura e tecnologia.
2. ‘Propulsão de Bicicletas e Motocicletas’: disciplina para pós-graduandos, em que se estudam modelos matemáticos para a simulação de motores (combustão interna, elétricos e propulsão humana), veículos (motocicletas, bicicletas e automóveis) e tráfego. Esses simuladores são então aplicados na quantificação do fluxo de veículos, consumo energético, emissão de CO<sub>2</sub>, custos e, futuramente, poluentes e risco de acidentes.
3. ‘Engenharia da Motocicleta’: disciplina de 60 horas ofertada a graduandos. É dividida em cinco módulos: estudos gerais, tecnologia, propulsão, ciclística, e tópicos específicos, como suspensão, quadro e pneus.

Com a chegada da fábrica de automóveis Jeep ao polo industrial de Goiana – PE, houve o crescimento da demanda no Estado pela qualificação de mão de obra para o polo (DANTAS,

2015). De acordo com o site de notícias G1 (COUTINHO, 2015) em reportagem da época de inauguração da fábrica, a previsão era de se contratar 9 mil funcionários diretos e indiretos. Aliado a isso, o mercado de automóveis e motocicletas segue em crescimento, apesar da atual queda devido à crise momentânea do país.

Dentro deste contexto, foi verificado que havia a necessidade local do desenvolvimento de uma ferramenta didática computacional que permita ao usuário simular a performance de MCI aspirados e veículos dotados destes motores, de uma forma simples e aproximada, pois há uma grande carência de literaturas que sejam simultaneamente completas e de fácil entendimento na análise dos MCI (Taylor (1985); Heywood (1989); Martins (2011)) e no fato dos softwares existentes serem de complexa aplicação e elevado custo (LMS Engine, GT Power, Ansys). Logo, um modelo computacional simples, porém capaz de representar bem e de forma fácil os fenômenos existentes em um motor é uma ferramenta ideal para a capacitação de funcionários em empresas e de alunos nas universidades. E apesar de não ser o modelo ideal para o desenvolvimento de um *Motor Real*, é ideal para a formação dos usuários.

A partir das discussões realizadas nas disciplinas, do desejo pessoal pelo desenvolvimento de um trabalho na área automobilística e da necessidade de uma ferramenta de estudo mais completa e de fácil aplicação, foi que se desenvolveu este projeto.

## 1.2. MODELO DE SIMULAÇÃO DE PERFORMANCE DO MOTOR E DA MOTOCICLETA

Para o início dos estudos, foi adotado o programa desenvolvido na disciplina “Engenharia da motocicleta”, implementado no Matlab, e que simulava o desempenho de um motor por meio da entrada dos parâmetros de funcionamento e de projeto do motor. A partir de então eram geradas as curvas de pressão, temperatura, aceleração do pistão, dentre outros parâmetros importantes de análise por ciclo do motor. Além disso, realizava-se também a quantificação em função da velocidade de rotação do motor, da potência, torque e rendimento. A experiência da aplicação do modelo na disciplina de “Engenharia da Motocicleta” mostrou que havia uma dificuldade por parte dos alunos na visualização dos resultados obtidos no programa desenvolvido no Matlab. Foi então proposto inicialmente a tradução do programa para uma planilha Excel, o que tornou a visualização dos resultados mais fácil e instantânea. Além disso, foi feito um estudo na literatura existente para aperfeiçoar o modelo, como (Brunetti (2012a);

Heywood (1989); Costa (2008); Martins (2011); Ferguson e Kirkpatrick (2000) e outros. Foram adicionados os modelos de análise de transferência de calor, eficiência volumétrica, avanço de chama, combustão em câmara de 2 zonas dentre outros. Desta forma, foi possível o desenvolvimento de um simulador mais completo, porém ainda com certas restrições devido às simplificações adotadas.

Para a análise da motocicleta foi usada a planilha de análise de desempenho desenvolvida na disciplina de ‘Propulsão de Bicicletas e Motocicletas’, tendo sido feita algumas adequações na planilha, por se tratar de um modelo que analisa o desempenho de uma motocicleta no dia-a-dia. Dessa forma, parâmetros como paradas de trânsito, gastos financeiros, trechos de frenagem dentre outros foram eliminados em nosso estudo. Além disso, o modelo adotado para simular o motor da motocicleta foi substituído pelo gerado pela planilha de análise do motor, para a realização da integração dos modelos computacionais.

Este trabalho foi fortemente baseado nos trabalhos desenvolvidos nas disciplinas de estudo de motocicletas e bicicletas do professor Fábio Magnani, assim como nos trabalhos de toda a equipe LOST e na literatura e trabalhos existentes na área, como já citados acima.

### 1.3. OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho foi realizar a tradução do modelo existente do motor e a implementação de ferramentas de análise mais precisas ao modelo. Além disso, a adaptação do modelo da motocicleta para realizar a sua integração com o modelo do motor. Por fim, fazer um estudo da influência dos parâmetros de performance de um motor e de uma motocicleta, ou seja, realizar uma análise integrada motor-motocicleta para uma motocicleta pré-determinada, além de um estudo comparativo para a validação do modelo motor.

Neste trabalho, buscou-se então:

- Tradução do modelo existente;
- Aprimoramento do modelo;
- Adaptação do modelo da motocicleta;
- Integração dos modelos;
- Estudo da influência dos parâmetros na performance do conjunto;
- Validação do modelo do motor

Neste capítulo foi discutida a justificativa para o estudo feito, o contexto do trabalho e os seus objetivos. No Capítulo 2, será vista a fundamentação teórica, com a explicação dos conhecimentos necessários ao entendimento do trabalho, assim como das equações adotadas. O Capítulo 3 traz uma revisão bibliográfica sobre a simulação de motores e performance das motocicletas. O Capítulo 4 desenvolve a metodologia adotada. No Capítulo 5 discutem-se os resultados encontrados nos estudos de caso e nos modelos padrões da motocicleta e do motor. Por fim, é feito um breve resumo do trabalho e dos resultados na Conclusão.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO

Neste capítulo, será apresentada a teoria básica necessária para o entendimento do trabalho desenvolvido. Iniciando-se pela teoria geral e histórica dos motores, focando no ciclo *Otto*, em seguida a definição dos parâmetros básicos de funcionamento do motor e de performance de uma motocicleta.

### 2.1. HISTÓRICO E COMPONENTES DO MOTOR

#### 2.1.1. CICLO OTTO

Nikolaus August Otto propôs em 1876 o primeiro modelo de motor 4 tempos de combustão interna controlado por centelha. O ciclo *Otto* é um ciclo idealizado para representar o motor desenvolvido por Otto. Trata-se então de um ciclo ideal, não real, baseado em aproximações do processo físico real. Ciclos reais são difíceis de representar devido à presença de efeitos complicadores como atrito e a falta de tempo suficiente para o estabelecimento de condições de equilíbrio durante o ciclo. Quando todas as irreversibilidades e complexidades são removidas do ciclo real, ficamos com um ciclo que se parece com o ciclo real, mas que é formado totalmente por processos internamente reversíveis. Para o ciclo *Otto*, remove-se as irreversibilidades da compressão e expansão dos gases.

Estas simplificações são conhecidas como hipótese do ar padrão em que se considera:

- Fluido aplicado tem sempre característica do ar;
- Comporta-se como gás perfeito;
- Não há processo de combustão e sim um fornecimento externo de energia por transferência de calor;
- Processo de escape e admissão são excluídos e substituídos por um processo de resfriamento;
- Calor específico do fluido é considerado o do ar a temperatura ambiente.

Considerando a 1ª e 2ª Lei da termodinâmica tem-se que o rendimento pode ser dado por:

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{r_{comp}^{\gamma-1}} \quad (1)$$

$$r_{comp} = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad (2)$$

$$\gamma = \frac{c_P}{c_V} \quad (3)$$

Sendo:

$r_{comp}$ : Taxa de compressão do motor

$V_{máx}$ : Volume interno máximo do motor ( $m^3$ )

$V_{min}$ : Volume interno mínimo do motor ( $m^3$ )

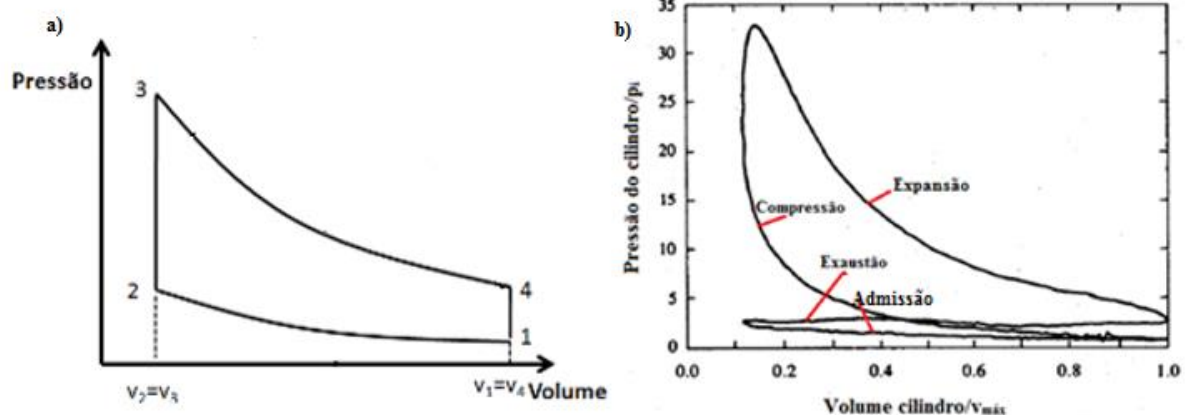
$\gamma$ : Coeficiente isentrópico de compressão e expansão dos gases

### 2.1.2. DESCRIÇÃO DOS MOTORES 4 TEMPOS DE COMBUSTÃO INTERNA COM IGNIÇÃO POR CENTELHA

Neste tipo de máquina, a combustão ocorre ao se comprimir a mistura ar-combustível e iniciar-se a sua queima de forma controlada por meio da emissão de uma centelha elétrica. No estudo deste tipo de motor, o ciclo *Otto* (Figura 1a) é o ciclo teórico ideal aplicado para a análise comparativa com um MCI por centelha de 4 tempos.

Um MCI é composto de basicamente: cabeçote, bloco, cárter e periféricos que auxiliam no seu funcionamento.

Figura 1: Diagrama P×V de um MCI a) ciclo Otto b) ciclo real



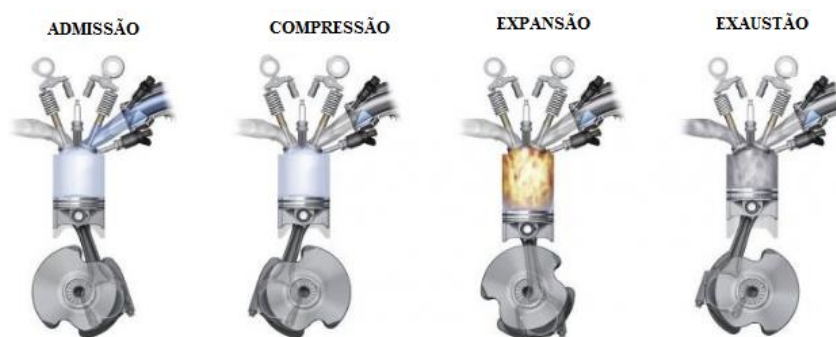
Fonte: (Adaptado HEYWOOD, 1989)

Assim como no ciclo *Otto*, um MCI *Real* (Figura 1b) funciona em 4 tempos de reação (Figura 2), que são representados por cada giro de  $180^\circ$  do virabrequim do motor. Em que:



- 1º tempo: aspiração dos gases na câmara de combustão por meio do deslocamento do pistão do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI), que gera uma queda de pressão, favorecendo a entrada do ar;
- 2º tempo: Compressão da mistura ar-combustível por meio da ascensão do pistão do PMI para o PMS;
- 3º tempo: Reação de combustão devido a aplicação de uma centelha, causando o início da reação e um aumento interno de pressão e temperatura, gerando uma expansão dos gases e conseqüentemente o deslocamento do pistão do PMS para o PMI. Este é o único tempo em que há geração de trabalho;
- 4º tempo: Escape dos gases gerados na reação por meio da abertura da válvula de escape e ascensão do pistão do PMI para o PMS lavando o interior do cilindro.

Figura 2: Tempos de funcionamento motor de combustão interna



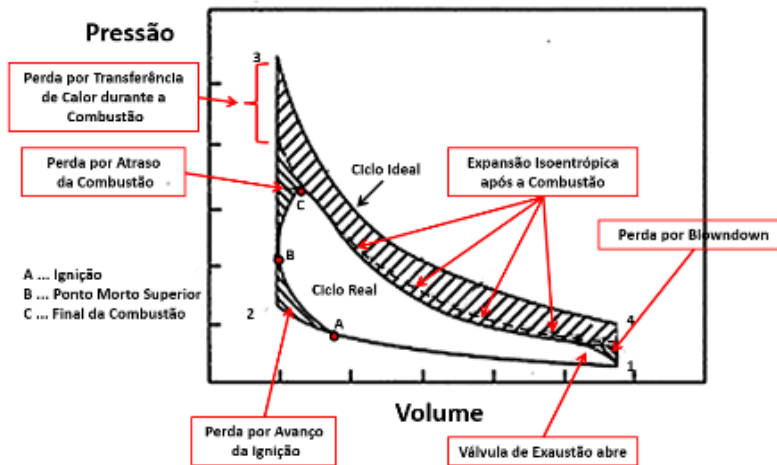
Fonte: (Adaptado de RUFFO e RODRIGUEZ, 2016)

Um importante componente dos motores são as válvulas, que são responsáveis pelo controle de fluxo de gases no motor na admissão e na exaustão. Os sistemas mais modernos usam mecanismos que possibilitam um comando variável da abertura e fechamento das válvulas de acordo com a situação (necessidade) da motocicleta, de forma a adequar a sua performance a situação imposta ao veículo. Apesar de ser raro o seu uso em motocicletas, pode ser encontrado por exemplo na Ducati Testastretta um sistema desmodrônico (sistema que troca o came de abertura e fechamento da válvula de acordo com a necessidade da motocicleta). Estes mecanismos permitem então uma mudança na curva de abertura e fechamento da válvula aplicada pelo came.

Quando se compara o ciclo *Otto* com o *Real* (Figura 3), percebem-se algumas diferenças no formato do gráfico PxV. Isso se dá devido a ocorrência de fenômenos físicos e termodinâmicos que são desprezados no ciclo *Otto*, pois é impossível desprezar totalmente tais

fenômenos, como existência de transferência de calor entre os gases e o corpo do motor, irreversibilidades, atritos entre os componentes, tempo de combustão (não é instantânea), dentre outras, como pode ser analisada na Figura 3, em que é possível se ver na área do gráfico as perdas existentes no ciclo *Real* em relação ao ciclo *Otto*.

Figura 3: Diagrama PxV comparativo entre o ciclo *Otto* e o ciclo *Real*



Fonte: (LANGEANI, 2016)

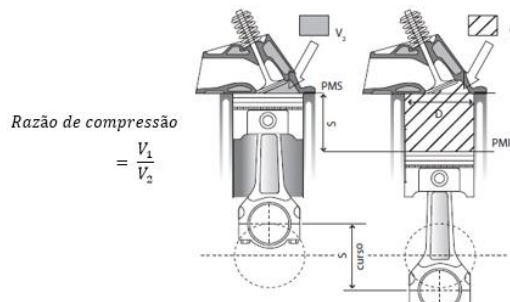
### 2.1.3. PARÂMETROS BÁSICOS DE UM MOTOR

Um dos principais parâmetros influenciadores da performance do motor, são suas relações geométricas:

- **Taxa de compressão:** Relação entre o volume máximo do interior do motor e o volume mínimo (Figura 4).

$$r_{comp} = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{cam\ comb} + V_{des}}{V_{cam\ comb}} \quad (4)$$

Figura 4: Nomenclatura referente à posição do pistão e razão de compressão do motor

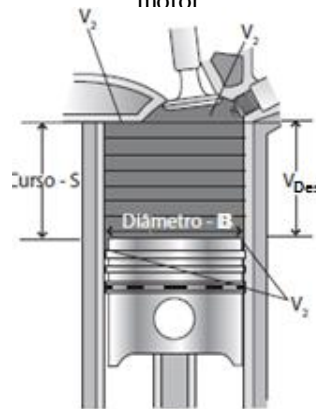


Fonte: (BRUNETTI, 2012a)

- **Relação diâmetro-curso do pistão (*Bore-Stroke*):** Relaciona o diâmetro do pistão ( $B$ ) com o seu curso de deslocamento ( $S$ ) (Figura 5). Importante na análise cinemática do pistão.

$$R_{DC} = \frac{B}{S} \quad (5)$$

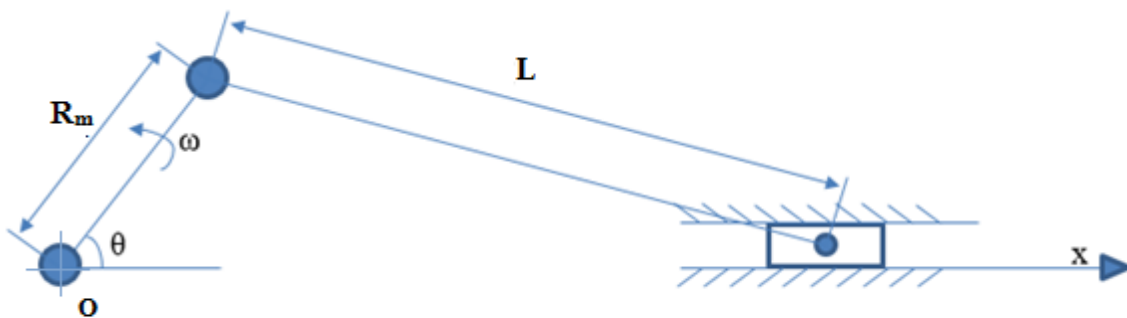
Figura 5: Diagrama de litragem do motor



Fonte: (BRUNETTI, 2012a)

- **Relação comprimento da biela-raio da cambota:** Também conhecida como relação biela-manivela (Figura 6), será importante na análise cinemática do motor.

Figura 6: Mecanismo Biela-Manivela



$$R_{BM} = \frac{L}{R_m} \quad (6)$$

Outras relações importantes são quanto à análise estequiométrica da reação de combustão do motor:

- **Relação ar-combustível ( $A/F_{mas}$ ):** relação entre a quantidade de massa de ar admitida por unidade de massa de combustível. Quando esta relação é tal que a quantidade de ar é a quantia exata para que todo o combustível seja queimado completamente, diz-se que a relação ar-combustível é estequiométrica. Quando há mais combustível do que a quantidade de ar é capaz de reagir completamente, se diz que a mistura é rica ( $\lambda < 1$ ). Já quando há ar em excesso, se diz que ela é pobre ( $\lambda > 1$ ).

$$A/F_{mas} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (7)$$

$$\lambda = \frac{(A/F_{mas})}{(A/F_{mas})_{est}} = \frac{(F/A_{mas})_{est}}{(F/A_{mas})} \quad (8)$$

## 2.2. ANÁLISE TERMODINÂMICA

### 2.2.1. EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

É a eficiência em introduzir ar fresco (ou mistura) no motor. Segundo Heywood (1989), é a efetividade do motor como um dispositivo de bombeamento. As perdas de eficiência se dão devido ao trabalho gasto para se passar os gases pelas condutas, filtros e válvulas. De acordo com Martins (2011), tais perdas de carga são necessárias na admissão para se gerar uma alta velocidade nos gases e causar a turbulência na sua entrada, de forma a melhorar a mistura dos reagentes.

A eficiência volumétrica pode ser avaliada de acordo com as condições no manifoldo de injeção de ar. Sendo assim, ela depende das condições de performance do cilindro, da válvula e da porta de injeção.

Em geral, a eficiência volumétrica de um motor pode ser dada pela seguinte expressão:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_t} = \frac{2\dot{m}_e}{\rho_a V_{des} N} \quad (9)$$

Sendo:

N: velocidade de rotação do motor (Hz)

$\dot{m}_e$ : Vazão de ar real (kg/s)

$\dot{m}_t$ : Vazão de ar teórico (kg/s)

$\rho_a$ : Densidade do ar admitido (kg/m<sup>3</sup>)

$V_{des}$ : Volume deslocado ( $m^3$ )

### 2.2.2. POTÊNCIA MECÂNICA

É a taxa de transferência de energia, que ocorre quando uma forma de trabalho envolve uma força macroscopicamente observável. A taxa de transferência de energia sob a forma de trabalho é igual ao produto da força pela velocidade no ponto de aplicação da força ou através do torque pela velocidade angular.

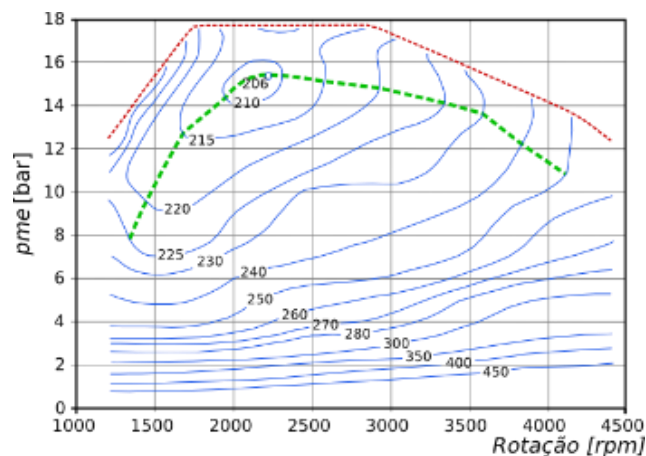
$$\dot{W} = FV = T\omega \quad (10)$$

### 2.2.3. MAPA DE RENDIMENTO

Como forma de avaliação do desempenho dos motores, são desenvolvidos mapas de rendimento (Figura 7). Estes são elaborados por meio da quantificação do rendimento ou consumo específico do motor para cada faixa de rotação e potência (em alguns diagramas é exposto como  $pme$  no lugar da potência). A análise do mapa, mostra que o rendimento não é constante para cada rotação e carga do motor, por isso cada motor possui o seu mapa de consumo específico. O mapa também mostra que o mesmo valor de potência do motor pode ser obtido em uma região de diferente consumo específico.

Cada ponto destes diagramas podem ser definidos por meio da análise de um diagramas  $P \times V$  (Figura 1) correspondente a situação de potência disponível e rotação do motor, obtendo-se o rendimento por meio do balanço entre a energia fornecida pela combustão e o trabalho gerado.

Figura 7: Mapa de rendimento de um motor de combustão interna



Fonte: (FARJOUN, 2011)

Pela análise da Figura 7, pode-se verificar que há uma tendência de, ao estar em uma menor velocidade e mesma potência, o motor tem maior eficiência. Porém, nem sempre se verifica esse fato nos motores atuais, em que normalmente os mais econômicos são os de menor volume.

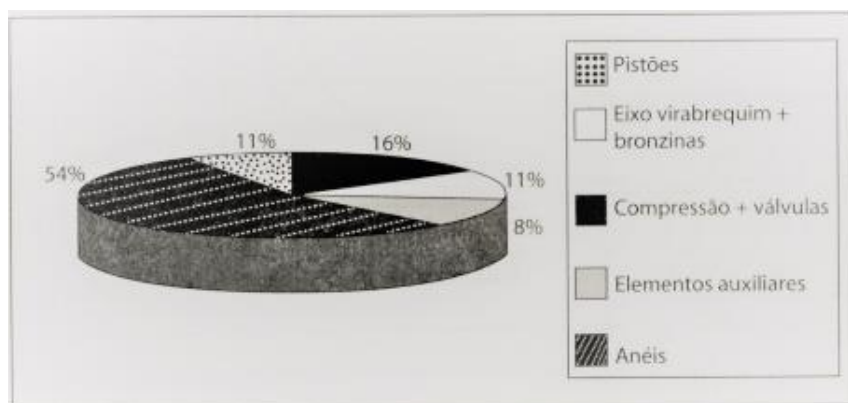
De acordo com Sivak e Schoettle (2011), alguns fatores influenciadores são:

- Massa da motocicleta: Veículos com motores maiores apresentam normalmente uma massa mais elevada;
- Estilo de condução: Motores maiores influenciam um estilo de pilotagem mais agressivo;

#### 2.2.4. PERDA POR ATRITO

Parte da potência gerada pelo motor, é consumida devido a presença do atrito entre as partes móveis do motor. A potência consumida por cada uma das partes do motor irá variar de acordo com o projeto e a condição de operação imposta ao motor, porém uma aproximação pode ser vista na Figura 8, de acordo com Brunetti (2012a).

Figura 8: Porcentagem média da potência de atrito total por componente móvel



Fonte: (BRUNETTI, 2012a)

#### 2.2.5. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

É desconsiderada nos modelos ideais, porém está sempre presente nos motores reais por ser um parâmetro de perda necessário, devido às limitações que um *Motor Real* apresenta, como por exemplo:

- Resistência dos materiais constituintes do motor à altas temperaturas;
- Fenômeno de detonação no motor;

- Controle de emissões;
- Precisão dimensional dos componentes.

Nos motores das motocicletas, o controle térmico é feito por meio da transferência de calor com um fluido refrigerante, que pode ser:

- Mistura de água com um fluido refrigerante específico;
- Óleo;
- Ar.

### 2.3. ANÁLISE DE MECANISMO DE BARRAS

Para o estudo do mecanismo formador do conjunto biela-manivela-virabrequim, é necessário inicialmente entender a dinâmica de um mecanismo de barras. Inicia-se pela posição do pistão,  $x_i$ , medida com a origem no centro do virabrequim e positiva à direita na Figura 6.

Pelo estudo do mecanismo de barras da Figura 6, tem-se que a posição a cada instante do pistão varia da seguinte forma (NORTON, 2013):

$$x_i = R_m \cos \theta + L - \frac{R_m^2 \sin^2 \theta}{2L} \quad (11)$$

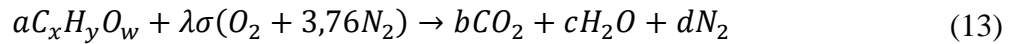
Substituindo  $\theta = \omega t$  obtém-se:

$$x_i = R \cos(\omega t) + L - \frac{R_m^2 \sin^2(\omega t)}{2L} \quad (12)$$

### 2.4. COMBUSTÃO DOS GASES NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

#### 2.4.1. REAÇÃO DE COMBUSTÃO

De acordo com Martins (2011), quando uma combustão se dá a uma temperatura acima de 1500K, nem todo o combustível se converte em  $\text{CO}_2$  e  $\text{H}_2\text{O}$ , pois a estas temperaturas, reações inversas começam a acontecer de forma influente, formando compostos como  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$  e  $\text{O}_2$ . Tais reações ocorrem devido ao equilíbrio químico se alterar com a temperatura. Porém, para este estudo, tais reações não serão consideradas. Dessa forma, tem-se a seguinte equação principal de reação da combustão de um combustível:



#### 2.4.2. FORMAÇÃO E AVANÇO DE CHAMA

Processo através do qual se dá início à reação dos reagentes ar e combustível. Nesta reação, a mistura ar-combustível é comprimida e inflamada por uma centelha que salta entre os eletrodos de uma vela, formando uma frente de chama turbulenta que se desenvolve e se propaga através da mistura (Figura 9). A queima desta mistura provoca o aumento da pressão necessária para a movimentação do pistão, gerando trabalho. De acordo com Ariello (2010), a reação inicial ocorre formando uma chama laminar, ou seja, que se desloca no sentido normal a superfície da chama. Após um tempo, a chama se torna turbulenta e há um movimento caótico.

A sequência termina quando a frente de chama atinge as paredes do cilindro. A ocorrência de uma alta taxa de transferência de calor causa redução rápida na temperatura do gás e na velocidade da chama. O desenvolvimento e propagação da frente de chama varia de ciclo a ciclo e cilindro a cilindro, sendo o seu crescimento dependente do movimento e composição da mistura.

Figura 9: Início e propagação da reação de combustão

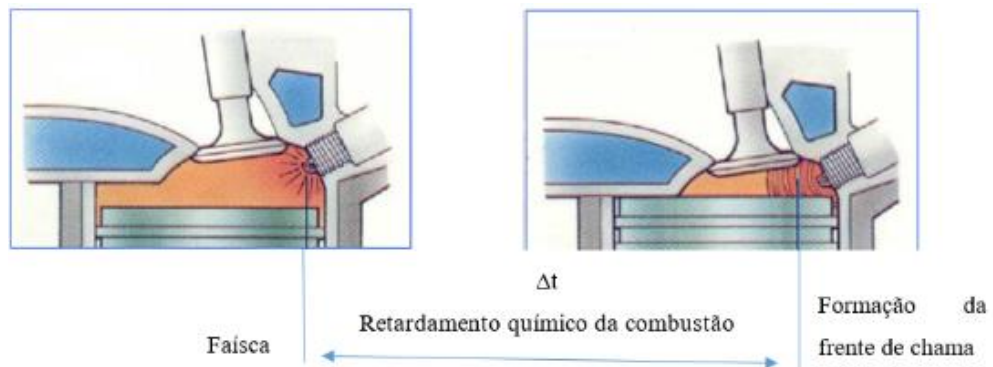


Fonte: (Adaptado de TRIELLI, 2016)

Após a faísca, uma pequena energia é liberada pela reação, de forma que a variação de pressão não é considerável. Com o desenvolvimento da reação (Figura 10), uma grande variação ocorre, fazendo o motor atingir o seu pico de pressão após o PMS, porém antes do fim da reação.



Figura 10: Delay de atraso da reação de combustão



Fonte: (Adaptado de TRIELLI, 2016)

## 2.5. FORÇAS RESISTIVAS AO MOVIMENTO DE UMA MOTOCICLETA

Para o estudo do deslocamento de um corpo, algumas forças resistivas devem ser consideradas. Tais forças são devido à: resistência ao escoamento do fluido sobre o veículo ( $F_A$ ); as forças de resistência a rolagem ( $F_{rol}$ ); e a força de resistência devido à inclinação da pista ( $F_{ram}$ ). Tem-se então que as forças resistivas ao movimento são dadas por:

$$F_R = F_A + F_{rol} + F_{ram} \quad (14)$$

Caso a motocicleta esteja em movimento acelerado, é necessário inserir o esforço referente a aceleração da motocicleta ( $F_{ine}$ ):

$$F_R = F_A + F_{rol} + F_{ram} + F_{ine} \quad (15)$$

### 2.5.1. FORÇAS AERODINÂMICAS ( $F_A$ )

De acordo com Brunetti (2012a) a força de arrasto da motocicleta pode ser considerada como sendo:

$$F_A = C_A \frac{\rho_{amb}(v_{veic} - w)^2 A_{front}}{2} \quad (16)$$

Em que:

$C_A$ : Coeficiente de arrasto que indica a eficiência aerodinâmica do projeto

$\rho_{amb}$ : Massa específica do ar ( $\text{kg/m}^3$ )

$v_{veic}$ : Velocidade da motocicleta (m/s)

$w$ : Velocidade do vento (m/s)

$A_{front}$ : Área frontal do conjunto (m<sup>2</sup>)

Figura 11: Área frontal do conjunto



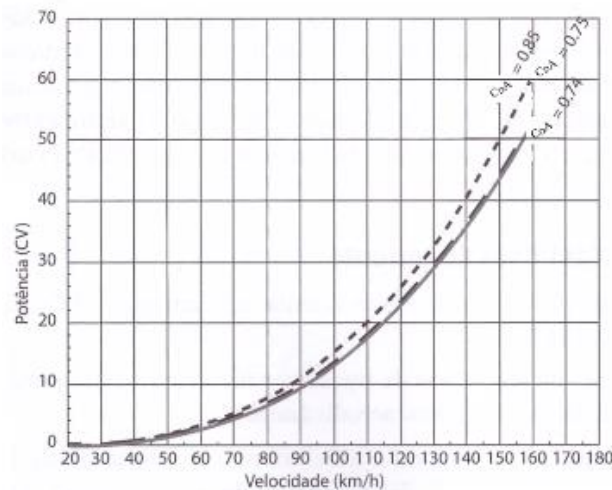
Fonte: (BRUNETTI, 2012a)

Ao longo do trabalho, será feita a consideração de se chamar a expressão  $\frac{\rho_{amb} C_A A_{front}}{2}$  de  $K_A$  (Fator de Arrasto), que é dado em kg/m. Dessa forma, pode se simplificar como:

$$F_A = K_A (v_{veic} - w)^2 \quad (17)$$

De acordo com Cunha (2016), motocicletas apresentam um Coeficiente de Arrasto ( $C_A$ ) superior ao encontrado nos automóveis, porém apresenta um menor Fator de Arrasto ( $K_A$ ), por apresentar uma menor área frontal. A força de arrasto varia na motocicleta de acordo com a sua área frontal (Figura 11) e com o seu coeficiente de arrasto, sendo este produto chamado de *drag area* (Figura 12).

Figura 12: Variação da potência consumida pela força de arrasto com a velocidade e o produto do coeficiente de arrasto com a área frontal



Fonte: (BRUNETTI, 2012a)

### 2.5.2. FORÇAS DE ROLAGEM ( $F_{rol}$ )

Para a análise da resistência a rolagem dos pneus de uma motocicleta sem que haja escorregamento, deve se verificar os esforços normais e cisalhantes criados sobre a região de contato do pneu com o solo. Como forma de se medir a força de resistência a rolagem do pneu, é possível aplicar um coeficiente de resistência a rolagem que abrange a resistência a deformação do pneu e a carga normal aplicada (BRUNETTI, 2012a).

$$F_{rol} = C_R F_{NP} \cos \emptyset \quad (18)$$

Em que:

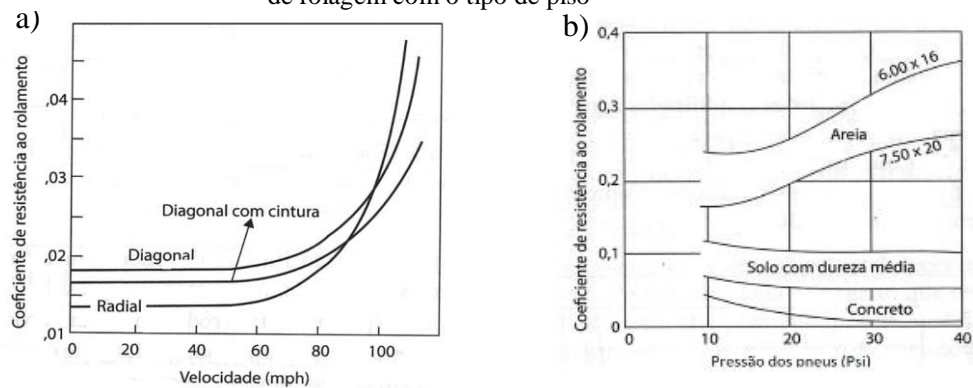
$C_R$ : Coeficiente de resistência a rolagem do pneu

$F_{NP}$ : força normal aplicada pelo pneu (N)

$\emptyset$ : Inclinação do piso

De acordo com Donadio (2009) alguns parâmetros influenciam a resistência a rolagem, como o tipo de pneu, dimensões, temperatura, condições de resistência a rolagem e principalmente a velocidade de deslocamento da motocicleta e calibragem dos pneus.

Figura 13: a) Variação do coeficiente de rolagem com a velocidade e o tipo de pneu; b) Variação do coeficiente de rolagem com o tipo de piso



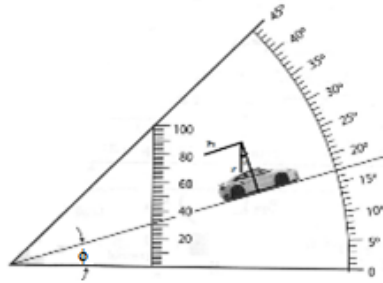
Fonte: (BRUNETTI, 2012a)

### 2.5.3. FORÇA DE RAMPA ( $F_{ram}$ )

No deslocamento da motocicleta em regiões com inclinação do piso, há o surgimento de uma força resistiva (motocicleta em subida) ou impulsora (motocicleta em descida) ao movimento devido ao surgimento de uma componente paralela ao piso da força gravitacional. De acordo com Brunetti (2012a), a força de resistência pode então ser dada por:

$$F_{ram} = mg\text{sen}(\phi) \quad (19)$$

Figura 14: Aplicação da força peso no deslocamento de uma motocicleta em um plano inclinado



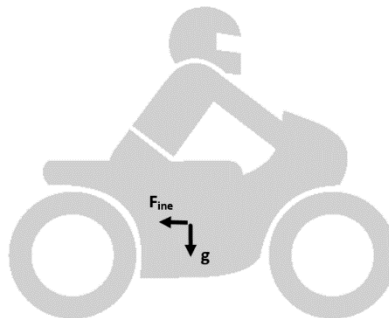
Fonte: (Adaptado BRUNETTI, 2012a)

#### 2.5.4. FORÇA DE INÉRCIA ( $F_{ine}$ )

Em um deslocamento com aceleração, a motocicleta precisa vencer os esforços inerciais para elevar a velocidade com a aceleração desejada, pela 2ª Lei de Newton:

$$F_{ine} = ma \quad (20)$$

Figura 15: Força de inércia no movimento de um veículo



Fonte: (Adaptado CUNHA, 2016)

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, será demonstrado a literatura que foi adotada como base neste projeto para o estudo dos motores de combustão interna e simulação de performance de uma motocicleta.

#### 3.1. REFERÊNCIAS PARA O MODELO DO MOTOR

Para o estudo dos MCI, há uma vasta literatura disponível que apresenta modelos de motores de combustão interna. Algumas das principais obras são:

Taylor (1985) propõe uma análise bastante detalhada dos motores de combustão interna, avaliando sub tópicos inexistentes nas demais literaturas. Porém apresenta as informações de forma mais simplificada, menos aprofundada, do ponto de vista de quantificação de valores dos parâmetros de um motor.

Heywood (1989) faz uma análise mais completa da estrutura de análise de motores por se aprofundar mais na explicação dos modelos de análise dos constituintes. Sendo considerado por alguns como uma continuação do Taylor (1985), além de ser tido também como a principal literatura para o estudo de motores de combustão interna. Devido a data de sua publicação, alguns sistemas comuns nos dias atuais (Injeção eletrônica, por exemplo) não são encontrados neste livro. Porém, como dito anteriormente, mesmo com as limitações de seu período, para um estudo generalizado de motores, ele continua a ser a opção mais completa.

Alguns estudos literários mais recentes, porém com um foco mais abrangente ou não e uma análise mais simplificada que a vista em Taylor (1985) e Heywood (1989) são demonstradas a seguir:

Ferguson e Kirkpatrick (2000), apresentam uma boa abordagem sobre motores de combustão interna, porém mais limitadas, apresentando uma análise da teoria e forma de obtenção dos parâmetros necessários. Porém, muitas vezes não apresenta a forma de cálculo de todos os dados necessários a obtenção dos parâmetros desejados. Pelo contrário, apresentando métodos de obtenção dos dados em laboratórios ou exemplos gráficos de motores testados.

Stone (1999) apresenta uma explicação sobre motores de combustão interna. Em seu conteúdo, ao longo de seus capítulos, foram apresentadas as fases de projeto de um motor, porém como ocorre em outros autores não demonstrando a forma de obtenção de alguns fatores, demandando o uso de dados experimentais. Mas demonstra em um de seus capítulos um passo-a-passo bem detalhado da construção de um simulador, como o desenvolvido neste projeto.

Martins (2011) mostra um modelo completo de análise do motor, passando por todas as etapas de projeto para a simulação do seu funcionamento, mas sem grande aprofundamento na teoria como se ver em Taylor (1985) e Heywood (1989). Porém suas expressões de cálculo são geralmente baseadas em equações genéricas validadas por outros autores que garantem a sua aplicação com boa aproximação. Apesar disso, alguns dados importantes na simulação não são disponíveis, como o cálculo da vazão real de gases no duto de admissão. Em suma, demonstra apenas a forma de análise, mas não de obtenção dos dados.

Brunetti (2012a, 2012b) propõe uma análise de projeto de motor de forma simplificada, mas abordando todas as fases de estudo do veículo. Desde a análise de mercado até a análise de venda e pós-venda da motocicleta. Focando-se no modelo de análise do motor, Brunetti (2012a) propõe um modelo baseado nas premissas do conhecimento necessário para o desenvolvimento dos sistemas de aspiração dos gases, formação da mistura, combustão e geração de trabalho, havendo a necessidade de captação de alguns dados por fontes externas, como experimentos.

Alguns estudos mais específicos com o foco em um ou mais parâmetros do motor ou que retratam bem esse parâmetro foram feitos por alguns autores nas suas defesas de teses e dissertações assim como em artigos.

No enfoque do avanço de chama, Ariello (2010) faz um estudo detalhado do formato de avanço de chama por meio de simulação e testes práticos. Essa didática também é abordada na literatura básica, mas de forma menos focada.

Na análise da formação da mistura ar-combustível, além do estudo feito na literatura básica, alguns autores como Faggi (2012); Falcão (2010); Rech (2010); Hanriot et al (2010), realizaram estudos com simulação numérica (volume de controle) e experimental para analisar o fluxo de gases nos dutos de injeção e exaustão, possibilitando o estudo dos efeitos de onda ressonância e inércia dos gases gerados pela regulação da abertura de válvula e formato dos dutos, assim como a formação da mistura com injeção indireta do combustível.

O estudo da transferência de calor baseou-se além da literatura básica como Martins (2011); baseou-se também nos trabalhos elaborado por Spitsov (2013).

Para o estudo da eficiência volumétrica, foi feito um estudo na literatura básica Ferguson e Kirkpatrick (2000), Heywood (1989) e Martins (2011b) assim como em estudos focados na área como Rezende e Xavie (2011) e Carvalho (2011), que desenvolveram um

estudo de análise numérica (Rezende e Xavier (2011)) e experimental (Carvalho (2011)) para estimar a eficiência média de um motor e analisar a sua sensibilidade ao ajuste dos parâmetros.

Para a simulação do motor em geral, Barros (2003) e Monteiro e Barbosa (1996) fazem, a simulação do funcionamento do motor em geral. A análise feita por Barros (2003) é uma análise baseada no uso de softwares comerciais, enquanto que Monteiro e Barbosa (1996) fazem uma análise baseada na escolha e aplicação de um método de discretização das equações.

Alguns outros estudos desenvolvidos no âmbito da simulação de motores foram feitos por L'Opez e Nigro (2010), o qual faz um estudo detalhado de um modelo 1D para estudar o comportamento do motor. Apesar de apresentar restrições por se tratar de um modelo 1D, apresenta bons resultados. O modelo é feito por zona de estudo no motor. Foi feito um modelo para os dutos, válvulas e cilindros. Este modelo matemático foi usado para fornecer as condições de contorno necessárias à aplicação de uma análise de CFD 1D de forma mais econômica do ponto de vista computacional.

Pariotis; Kosmadakis e Rakopoulos, (2012) fazem uma análise de 3 possíveis métodos de simulação de motores. Por meio de equações empíricas (baseado em relações químicas e físicas), por meio de simulação CFD (equações conservativas de massa, momento, energia e espécies) e o método mais recente, que mescla as duas opções. Os 3 modelos foram desenvolvidos e analisados para o mesmo motor a diesel, mostrando no fim as vantagens e desvantagens de cada modelo sobre as análises feitas.

Costa (2008) e Wei (2013) fazem um estudo econômico baseado no consumo do carro (tamanho e peso), poluição gerada, tamanho da população e vias adotadas. Fazem também uma análise entre o tipo de veículo escolhido pelas pessoas analisando o impacto financeiro, uma vez que a escolha por grandes veículos gera um maior consumo (e conseqüentemente mais gastos) aliado ao aumento da frota que causa mais congestionamento e conseqüentemente mais perda de tempo e dinheiro devido ao trânsito.

Além dessas fontes literárias, existe também o acervo da SAE (Society of Automotive Engineers) que conta com um abrangente material didático de modelagem de motores e motocicletas. Porém, não foi possível o uso deste acervo devido à ausência de um certificado de acesso a este banco de dados na UFPE.

### 3.2. REFERÊNCIAS PARA O MODELO DA MOTOCICLETA

Assim como na análise do motor, para a análise da motocicleta foi adotado tanto a literatura clássica como alguns trabalhos e publicações. Para o estudo da dinâmica da moto foi estudado a literatura desenvolvida por Cossalter (2006), o qual faz uma análise detalhada dos esforços resistivos ao deslocamento da motocicleta. Em Mackay (2009) é feito um estudo energético do movimento do veículo sob a aplicação das forças resistivas.

Além do estudo literário, há alguns trabalhos desenvolvidos na área de estudo da motocicleta como Cunha (2016) e Donadio (2009), que fazem um estudo do comportamento de uma motocicleta em situações de curva, retomadas e frenagem, discutindo o desempenho da motocicleta, devido aos carregamentos aplicados.



## 4. METODOLOGIA

Neste capítulo, será analisada a metodologia de estudo de dois modelos de análise dos motores e dos veículos e pistas, detalhando-se o passo-a-passo de cada modelo, por meio da demonstração dos dados de entradas e saídas e a ordem cronológica das atividades.

### 4.1. ESCOLHA DA LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO

Para o desenvolvimento dos modelos do motor e da motocicleta, já havia no grupo LOST modelos desenvolvidos em diferentes linguagens de programação. Sendo, 2 modelos do motor (EES e Matlab) e modelos da motocicleta (EES, C, Excel e Matlab), os quais apresentavam algumas vantagens e desvantagens entre si:

- **Planilha Excel:** Boa visualização dos resultados; porém apresenta uma difícil análise da programação aplicada.
- **EES:** Facilidade com o uso de propriedades físico-químicas pré-programadas e por não necessitar isolar variáveis; porém apresenta uma difícil análise dos resultados.
- **C:** Facilidade de análise dos códigos gerados; porém apresenta difícil visualização dos resultados, devido ao tempo de compilação e ao número limitado de resultados possíveis de visualização simultânea.
- **Matlab:** Similar ao C, com a vantagem de ter uma programação mais simplificada e de fácil utilização, porém com uma menor velocidade de resposta.

Optou-se então pela aplicação da planilha Excel para ambos os modelos, por apresentar a melhor análise de resultados, tanto em tempo de resposta às modificações feitas nos parâmetros da simulação, como em qualidade e número dos gráficos possíveis. Porém, é necessário que a análise das fórmulas aplicadas ao desenvolvimento dos modelos seja feita por um material didático à parte, sobretudo devido à dificuldade de visualização e entendimento nas planilhas.

Para o modelo do motor, foi feita a tradução do modelo existente no Matlab para uma planilha Excel e o aperfeiçoamento do mesmo, por meio da inserção de novas ferramentas de análise (análise de eficiência volumétrica, transferência de calor, avanço de chama, ...). No modelo da motocicleta, foi adotado o existente no Excel e adaptado o formato de entrada da

potência disponível e rendimento da motocicleta. Pois adotava-se para tal uma fórmula empírica e passou-se a adotar os dados gerados pelo modelo do motor.

## 4.2. MODELO MATEMÁTICO DO MOTOR

### 4.2.1. CÁLCULO DA ADMISSÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL

Para a simulação do motor, uma das informações necessárias é saber o quanto de mistura é admitido pelo motor, ou seja, qual é a eficiência volumétrica do motor ao longo do seu funcionamento. Para isso, uma das formas empregadas é por meio da medição da vazão de ar no motor. Normalmente essa medição é feita em laboratório, mas por meio de simulação computacional é possível estimar este valor, segundo algumas considerações.

Para realizar esta simulação, foi considerado um escoamento pela válvula devido a diferença de pressões, sendo um escoamento incompressível quase estático, obtido de forma isentrópica e diferenciado por meio da aplicação do Coeficiente de Descarga. A vazão pode então ser quantificada da seguinte forma (HEYWOOD, 1989):

$$\dot{m}_e = \frac{A_e P_0}{\sqrt{RT_0}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[ \left( \frac{P}{P_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right\}^{0,5} \quad (21)$$

Como:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3)$$

$$c_p = R + c_v \quad (22)$$

$$A_e = AC_D \quad (23)$$

Sendo:

A: Área de admissão da válvula (m<sup>2</sup>)

P: Pressão interna (kPa)

P<sub>0</sub>: Pressão na admissão (kPa)

c<sub>p</sub>: Calor específico à pressão constante (J/g.K)

c<sub>v</sub>: Calor específico à volume constante (J/g.K)

R: Constante universal dos gases (J/g.K)

Reorganizando a equação, obtém-se:

$$\dot{m}_e = \frac{AC_D P_0}{R} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \left(\frac{2c_p}{T_0}\right)^{0,5} \left[1 - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]^{0,5} \quad (24)$$

O  $C_D$  médio (Coeficiente de Descarga médio) pode ser aproximado como sendo  $1,45 \cdot (l_v/D_v)$  (TAYLOR, 1985). Para calcular a área de escoamento do ar para o motor, pode se aplicar as seguintes equações (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2000):

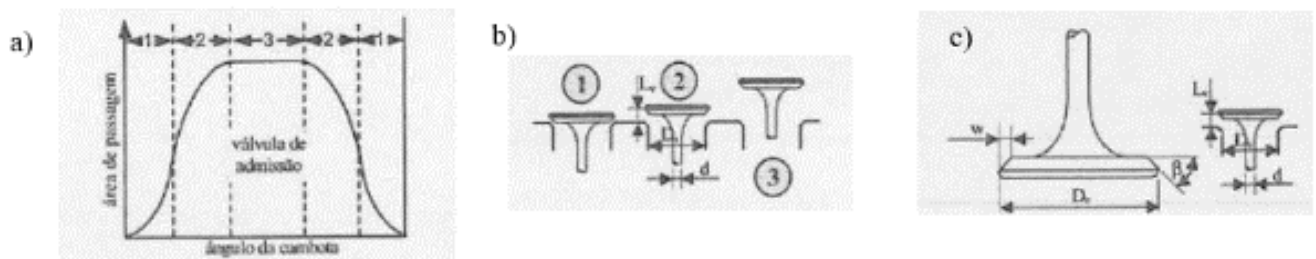
$$A_1 = \pi l_v \cos \beta \left(D_v - 2w + \frac{l_v}{2} \sin 2\beta\right) \quad (25)$$

$$A_2 = \pi(D_v - w)[(l_v - w \tan \beta)^2 + w^2]^{0,5} \quad (26)$$

$$A_3 = \frac{\pi}{4}(D_v^2 - d^2) \quad (27)$$

Sendo as áreas  $A_1$ ,  $A_2$  e  $A_3$  as áreas referentes a cada um dos estágios constituintes da curva de elevação da válvula de admissão (Figura 16).

Figura 16: a) Curva genérica da evolução da área de passagem de uma válvula de admissão; b) esquema dos estágios de elevação de uma válvula de admissão; c) parâmetros dimensionais de uma válvula de admissão



Fonte: (MARTINS, 2011)

Em que:

$D_v$ : É o diâmetro da cabeça da válvula (m)

$l_v$ : Abertura da válvula, que varia de acordo com o seu movimento (m)

$$l_v = l_{v,max} \cdot \text{sen}(\theta) \quad (28)$$

$d$ : É o diâmetro da haste da válvula (m)

$w_v$ : É a diferença entre o diâmetro da cabeça da válvula e o duto de admissão (m)

$\beta$ : Ângulo do apoio da cabeça da válvula (graus)

Para cada posição (ângulo) do virabrequim, o volume interno do motor (Equação 29) irá variar de acordo com o deslocamento e forma do pistão ( $V_{des}$ ), formando juntamente com o volume da câmara de combustão ( $V_{cam}$  ou  $V_{min}$ ) o volume instantâneo do motor ( $V_i$ ).

$$V_{des} = \frac{\pi B^2}{4} \cdot \left( R_m + L - R_m \cos(\omega t) + L \sqrt{1 - \frac{R_m^2 \sin^2(\omega t)}{L^2}} \right) \quad (29)$$

$$V_i = V_{cam} + V_{des} \quad (30)$$

Sendo:

L: Comprimento da biela (m)

$R_m$ : Comprimento da manivela (m)

B: Diâmetro do cilindro (m)

$V_{des}$ : Volume deslocado ( $m^3$ )

Para o cálculo da  $P_i$  em cada instante de acordo com a massa interna ( $m_i$ ) ao longo da admissão, faz-se:

$$P_i = \frac{m_i R T_i}{V_i} \quad (31)$$

Para a análise da temperatura em cada instante ( $T_i$ ):

$$T_i = \frac{m_{i-1} c_v T_{i-1} + \Delta m c_{v \text{ amb}} T_{amb}}{m_i c_v} \quad (32)$$

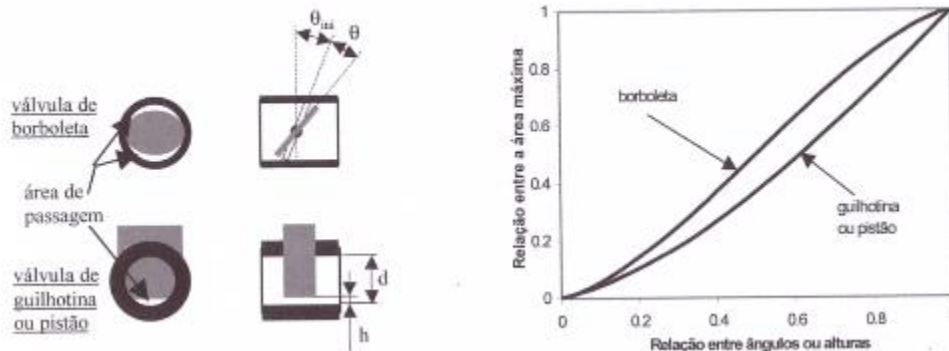
Em que o  $c_{v \text{ amb}}$  é uma constante adotada, por ser a temperatura ambiente, mas o  $c_v$  da mistura ar-combustível interna ao motor não é um dado físico constante, pois a temperatura varia. Considerando-se a mistura apenas como ar, pode se calcular de acordo com Martins (2011) a variação do  $c_p$  com a temperatura em J/kg.K da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
c_{P_i} = & 0,992313 + 0,236688 \left( \frac{T_{i-1}}{1000} \right) - 1,852148 \left( \frac{T_{i-1}}{1000} \right)^2 \\
& + 6,083152 \left( \frac{T_{i-1}}{1000} \right)^3 - 8,893933 \left( \frac{T_{i-1}}{1000} \right)^4 \\
& + 7,097112 \left( \frac{T_{i-1}}{1000} \right)^5 - 3,234725 \left( \frac{T_{i-1}}{1000} \right)^6 \\
& + 0,794517 \left( \frac{T_{i-1}}{1000} \right)^7 - 0,081873 \left( \frac{T_{i-1}}{1000} \right)^8
\end{aligned} \tag{33}$$

$$c_{v_i} = c_{P_i} - R \tag{34}$$

Aplica-se a restrição imposta pela presença da válvula de controle de aceleração no sistema. Esta restrição é dada pela relação entre as áreas disponível e máxima de passagem do ar, gerando um adimensional que fornece a porcentagem da área disponível (BLAIR, 1999).

Figura 17: a) Geometria das válvulas usadas; b) característica de abertura de vários tipos de válvula



Fonte: (MARTINS, 2011)

Adotando para a análise uma válvula do tipo borboleta (Figura 17) para o controle de aceleração do motor e aplicando as constantes da Tabela 1:

$$A_{adim} = a + bx + cx^2 + dx^3 \tag{35}$$

Obs:  $\theta + \theta_{inicial}$  são menor ou igual a  $90^\circ$ .

Tabela 1: Constantes da equação base para o cálculo da área adimensional da válvula do acelerador

Tipo de válvula	a	b	c	d	X
Borboleta	$9,0288 \cdot 10^{-4}$	0,3278	0,97136	-0,29929	$\frac{\theta}{90^\circ - \theta_{ini}}$
Guilhotina ou pistão	-0,048736	0,4421	1,703	-1,1353	$\frac{h}{d}$

Fonte: (MARTINS, 2011)

Faz-se então:

$$P_0 = P_{atm} A_{adim} \quad (36)$$

Pode então se calcular a eficiência volumétrica do motor, pela fórmula básica da Equação 9.

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_e}{\rho_a V_{des} N} \quad (9)$$

#### 4.2.2. CÁLCULO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Ao fazer a modelagem de um motor, deve ser levado em consideração a transferência de calor que há entre os gases e as paredes (câmara de combustão, pistão e cilindro). Essa transferência ocorre entre as paredes do cilindro, que serve de fronteira entre os gases internos do motor e o fluido de refrigeração, que pode ser o ar ou um líquido refrigerante, que normalmente é uma mistura de água e um aditivo para redução de temperatura de congelamento e elevação da temperatura de ebulição.

Pode-se então correlacionar o coeficiente de transferência de calor com 2 números adimensionais, o número de Reynolds (Re) e o número de Nusselt (Nu).

$$Re = \frac{\rho v_{méd} l}{\mu} = \frac{(\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) l}{A_{pistão} \mu} \quad (37)$$

$$Nu = \frac{hl}{k} \quad (38)$$

Em que:

h: Coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m<sup>2</sup>k)

l: Distância característica (m)

K: Condutividade térmica do fluido (W/m k)

$\rho$ : Densidade (Kg/m<sup>3</sup>)

$\mu$ : Viscosidade dinâmica do gás (Pa.s)

De acordo com Martins (2011), esses termos podem ser calculados para o ar na temperatura em que o fluido se encontra. Como o Nu e Re variam com a posição do pistão, o mesmo deve ser calculado para cada posição (ângulo). Em que o valor da velocidade pode ser aproximado pela velocidade do pistão. Dessa forma, a velocidade média pode ser dada por:

$$v_{méd} = 2CN \quad (39)$$

Em que:

- C: Curso do motor (m)
- N: Velocidade do motor (rot/s)

A correlação citada anteriormente entre os adimensionais para análise de motores pode ser dada por dois modelos: Annand e Whoschini. A primeira (Annand) é a mais indicada para a análise de motores de ignição comandada e a segunda (Whoschini) para motores a Diesel (MARTINS, 2011).

- Relação de Annand:

$$Nu = aRe^{0,7} \quad (40)$$

Em que  $a$  é uma constante que varia entre 0,35 e 0,8, de forma que:

- 0,49 para motores de 4 tempos
- 0,26 para motores de 2 tempos
- Relação de Whoschini

$$Nu = 0,035Re^{0,38} \quad (41)$$

Como este trabalho se baseia na análise de motores de combustão interna com queima feita por centelha, irá se desenvolver a análise por meio da implementação da análise de Annand.

Para a análise do número de Reynolds, a constante dos gases deve ser analisada considerando-se os gases existentes em cada situação. De acordo com Martins (2011), pode ser calculado da seguinte forma:

$$c_p = a + bT^2 + cT^3 \quad (42)$$

Tabela 2: Coeficiente para o cálculo do  $c_p$  de vários gases (J/kmol.K)

Gás	M	a	b	c
O <sub>2</sub>	31,999	2,9672x10 <sup>4</sup>	5,3730	-6,3582x10 <sup>-4</sup>
N <sub>2</sub>	28,013	2,7280x10 <sup>4</sup>	6,3086	-9,9156x10 <sup>-4</sup>
CO	28,011	2,7460x10 <sup>4</sup>	6,3444	-10,0248x10 <sup>-4</sup>
CO <sub>2</sub>	44,01	4,1018x10 <sup>4</sup>	14,5564	-24,2544x10 <sup>-4</sup>
H <sub>2</sub> O	18,015	2,0781x10 <sup>4</sup>	15,9154	-21,8157x10 <sup>-4</sup>

Fonte:(MARTINS, 2011)

$$c_p/R = a + bT + cT^2 \quad (43)$$

Tabela 3: Coeficiente para o cálculo do  $c_p$  de alguns combustíveis (J/kmol.K).

Combustível	a	b	c
Metano	1,9713	7,8716x10 <sup>-3</sup>	-1,0486x10 <sup>-6</sup>
Gasolina	4,0656	6,0977x10 <sup>-2</sup>	1,8801x10 <sup>-5</sup>
Gasóleo	7,9710	1,1954x10 <sup>-1</sup>	-3,6851x10 <sup>-5</sup>
Metanol	1,7798	1,2625x10 <sup>-2</sup>	-3,6249x10 <sup>-6</sup>
Nitrometano	1,4126	2,0871x10 <sup>-2</sup>	-8,1421x10 <sup>-6</sup>

Fonte:(MARTINS, 2011)

De acordo com Blair, (1999), aplicar a viscosidade dinâmica ( $\mu$ ) para o ar assim como para a condutividade térmica, não acarretará erro significativo. Pode então se aplicar os dados da Tabela 4.

$$\mu = a + bT + cT^2 \quad (44)$$

$$k = d + eT + fT^2 \quad (45)$$



Tabela 4: Coeficiente para a determinação  $\mu$  (em Pa.s) e  $k$  (em W/(m.K)) do ar.

a	b	c	d	e	f
$7,457 \times 10^{-6}$	$4,1547 \times 10^{-8}$	$-7,4793 \times 10^{-12}$	$6,1944 \times 10^{-3}$	$7,3814 \times 10^{-5}$	$-1,2491 \times 10^{-8}$

Fonte: (BLAIR, 1999)

Em seguida, se calcula o coeficiente de transferência de calor por convecção e por radiação.

$$h_{conv} = \frac{kNu}{D} \quad (46)$$

$$h_{rad} = 4,25 \times 10^{-9} \frac{T_{gas}^4 - T_{par}^4}{T_{gas} - T_{par}} \quad (47)$$

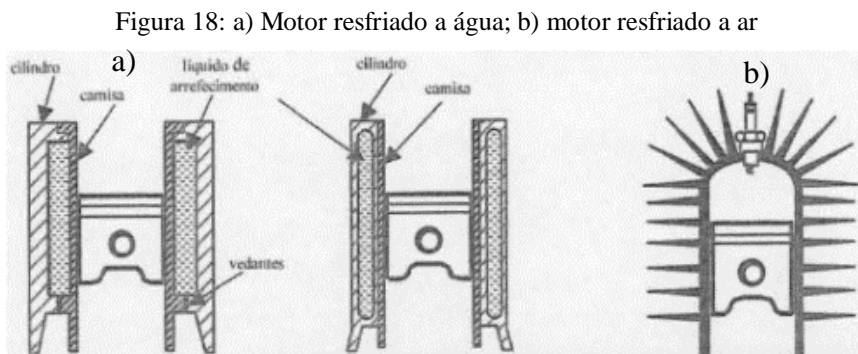
Em que, segundo Martins (2011) a constante aplicada ao cálculo do  $h_{rad}$  engloba a emissividade, fator de forma e a constante de Stefan-Boltzman. A equação dada para a  $h_{rad}$  é aplicada neste formato, de forma a garantir a mesma unidade do fator de transferência de calor por convecção ( $W/m^2.K$ ). Calcula-se então a quantidade total de calor perdido para as paredes do cilindro (Figura 18) em um instante  $\Delta t$ , sendo considerada fixa a temperatura da parede ( $T_{par}$ ):

$$Q_{perd,i} = (h_{conv} + h_{rad})(T_{par} - T_i)A_{par}\Delta t \quad (48)$$

Em que:

$$A_{par} = A_{cam\ comb} + A_{cilindro} + A_{pistão} \quad (49)$$

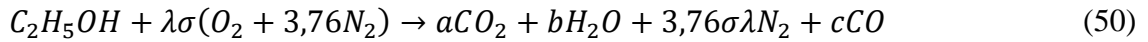
Análises mostram que normalmente a transferência de calor é maior por convecção do que por radiação. O coeficiente de transferência de calor por radiação é geralmente muito menor que o de convecção ( $< 1\%$ ). Mas no estágio da combustão, pode ser significativo ( $>3\%$ ) (MARTINS, 2011).



Fonte: (MARTINS, 2011)

### 4.2.3. CÁLCULO DA VARIAÇÃO DOS PRODUTOS E REAGENTES

Na análise da variação do número de mols total  $n_{tot}$  internamente ao cilindro, tem-se que a reação de combustão do etanol é dada por:



Em que:

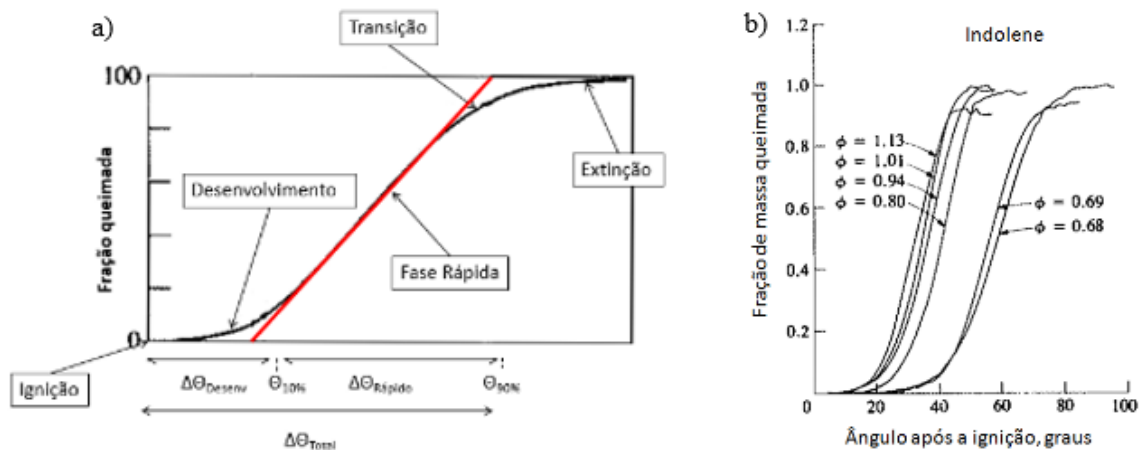
$\lambda$ : Excesso de ar;

$\sigma$ : Coeficiente estequiométrico do ar;

Entretanto, a combustão não acontece instantaneamente, de modo que o número de mols varia até que toda a reação aconteça. Assumindo que a combustão é completa, então espera-se que o número de mols dos reagentes seja nulo no final da reação. Dessa forma tem-se:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Início da combustão} \rightarrow n_{C_2H_5OH} = 1 \quad n_{O_2} = \sigma\lambda \quad n_{N_2} = 3,76\sigma\lambda \\ \text{Fim da combustão} \rightarrow n_{C_2H_5OH} = 0 \quad n_{O_2} = 0 \quad (\lambda \leq 1) \quad n_{CO} = 0 \quad (\lambda < 1) \quad n_{N_2} = 3,76\sigma\lambda \end{array} \right. \quad (51)$$

Figura 19: a) Fração de combustível queimado; b) variação das curvas de fração de mistura queimada para diferentes níveis de riqueza de ar



Fonte: (Adaptado HEYWOOD, 1989)

A combustão ocorre em 3 etapas (Figura 19a). A primeira etapa ocorre a tempo constante, e acontece antes que a turbulência presente seja significativa (laminar). A segunda etapa ocorre na fase turbulenta da combustão e depende da angulação do virabrequim e não do tempo e a terceira representa a extinção da chama.

O ajuste da composição e das condições da câmara de combustão irão afetar a duração da fase de queima laminar (Desenvolvimento), sendo a duração da fase rápida praticamente uma constante (Figura 19b). Em que, ao se variar a riqueza da mistura, a duração da reação se modifica, mas apenas devido a fase de desenvolvimento que acontece em maior ou menor velocidade, sendo a inclinação da curva na fase rápida praticamente constante para todas as relações ar-combustível. Assumindo que o processo da combustão é uma função do ângulo do virabrequim, os seguintes pontos serão de extrema importância para a análise apresentada aqui:

$$\begin{cases} \alpha_0 \rightarrow \text{Início da Combustão (Desenvolvimento)} \\ \alpha_1 \rightarrow \text{Início da Combustão Turbulenta (Fase rápida)} \\ \alpha_2 \rightarrow \text{Fim da combustão (Extinção)} \end{cases} \quad (52)$$

O ponto  $\alpha_0$  define o ponto onde a combustão se inicia. Assumindo o ângulo zero como o PMS, tem-se que o ângulo em que a combustão se inicia efetivamente é obtido pela subtração do atraso no tempo da combustão em ângulo do ângulo de avanço da ignição:

$$\alpha_0 = \alpha_1 - \omega t_{delay} \quad (53)$$

Onde  $t_{delay}$  é o atraso entre o acendimento da centelha e o início da combustão. O ângulo  $\alpha_1$  é dado por:

$$\alpha_1 = \pi - \theta_{avan} \quad (54)$$

$\theta_{avan}$  é o ângulo de avanço da ignição. O ângulo  $\alpha_2$  é onde a combustão se encerra. Dessa forma, é dado por:

$$\alpha_2 = \alpha_1 + \theta_{comb} \quad (55)$$

$\theta_{comb}$  é a duração total da combustão em radianos. É de interesse então, se encontrar um valor  $\alpha_i$  que represente a fração de quanto do produto já foi formado. Como o percentual de conclusão da reação é linearmente relacionado ao ângulo do virabrequim, utiliza-se interpolações lineares para cada um dos regimes. Dessa forma, tem-se:

$$\begin{cases} \alpha_i < \alpha_0 \rightarrow \alpha_i = 0 \\ \alpha_0 \leq \theta_i < \alpha_1 \rightarrow \alpha_i = \frac{\theta - \alpha_0}{\alpha_1 - \alpha_0} \cdot 0,1 \\ \alpha_1 \leq \theta_i < \alpha_2 \rightarrow \alpha_i = \frac{\theta - \alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1} \\ \theta_i \geq \alpha_2 \rightarrow \alpha_i = 1 \end{cases} \quad (56)$$

De posse dos valores de  $\alpha_i$  para todos os ângulos do virabrequim pode então se calcular o número de mols de cada elemento em todos os passos da análise:

$$n_{C_2H_5OH_i} = n_{C_2H_5OH_{ini}}(1 - \alpha_i) \quad (57)$$

$$\lambda \geq 1 \quad n_{O_{2i}} = [(1 - \alpha_i)\lambda\gamma + \alpha_i \cdot (\lambda - 1)\gamma]n_{C_2H_5OH_{ini}} \quad (58)$$

$$\lambda < 1 \quad n_{O_{2i}} = [(1 - \alpha_i)\lambda\gamma]n_{C_2H_5OH_{ini}} \quad (59)$$

$$\lambda \geq 1 \quad n_{CO_{2i}} = 2n_{C_2H_5OH_{ini}}\alpha_i \quad (60)$$

$$\lambda < 1 \quad n_{CO_{2i}} = [2 + 2\gamma(\lambda - 1)]n_{C_2H_5OH_{ini}}\alpha_i \quad (61)$$

$$\lambda < 1 \quad n_{CO_i} = -2\gamma(\lambda - 1)n_{C_2H_5OH_{ini}}\alpha_i \quad (62)$$

$$n_{H_2O_i} = 3 \cdot n_{C_2H_5OH_{ini}}\alpha_i \quad (63)$$

$$n_{N_2} = 3,76\gamma\lambda n_{C_2H_5OH_{ini}} \quad (64)$$

Devido à estequiometria, todos os números de mols são dados em função do número de mols inicial do etanol. O qual é dado pela fração molar da massa de ar/combustível admitida no cilindro:

$$n_{C_2H_5OH_{ini}} = \frac{1}{1 + \gamma\lambda + 3,76\gamma\lambda} n_{adm} \quad (65)$$

Sendo  $n_{adm} = m_{adm}/M_{adm}$  a razão entre a massa da mistura ar/combustível pela massa molar da mistura. A massa da mistura é dada por:

$$m_{adm} = \frac{p_{amb} \cdot (V_{desl} + V_{cam})}{RT_{amb}} \quad (66)$$

Em que  $R = \bar{R}/M_{adm}$  a expressão  $V_{desl} + V_{cam}$  representa o volume interno total do motor, e  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente.

Chega-se então que o número total de mols da mistura no ponto  $i$  é dado por:

$$n_{tot_i} = n_{C_2H_5OH_i} + n_{O_2_i} + n_{CO_2_i} + n_{CO_i} + n_{H_2O_i} + n_{N_2_i} \quad (67)$$

#### 4.2.4. VARIAÇÃO DA ENERGIA INTERNA, PRESSÃO E TEMPERATURA

Para analisar a modelagem da temperatura, estamos interessados em obter a temperatura  $T_i$  em um instante  $i$ . Para isso, faz -se uma análise da energia interna da mistura, levando em conta a sua energia interna de formação, para o instante inicial.

$$U_0 = n \left( \bar{u}_{f_{T_0}} + \Delta \bar{u}_{T_0 \rightarrow T} \right) = n(\bar{u}_f + \bar{c}_{v_0} \Delta T) \quad (68)$$

Onde  $\Delta T$  representa a variação de temperatura de um estado padrão  $T_0$  para um estado qualquer  $T$ . Pela definição de entalpia, tem-se que  $\bar{u}_f = \bar{h}_f - p_0 V_0$ . Substituindo tem-se:

$$U_0 = n[\bar{h}_f - p_0 \bar{V}_0 + \bar{c}_{v_0}(T - T_0)] \quad (69)$$

Mas, sabe-se que  $p_0 v_0 = \bar{R}T_0$ , logo:

$$U_0 = n[\bar{h}_f - \bar{R}T_0 + \bar{c}_v T - \bar{c}_v T_0] \quad (70)$$

Para os demais instantes, se aplica a 1ª Lei da termodinâmica:

$$\Delta U = U_i - U_{i-1} = Q - W \quad (71)$$

$$U_i[kj] = U_{i-1} + Q - W \quad (72)$$

Resolvendo para  $T$ , tem-se:

$$T = \frac{\frac{U}{n} - \bar{h}_f + \bar{c}_v T_0}{\bar{c}_v} = \frac{U - n(\bar{h}_f - \bar{c}_p T_0)}{n\bar{c}_v} \quad (73)$$

Uma vez que está se somando as propriedades das várias substâncias que participam da reação, a eq. se transforma em um somatório:

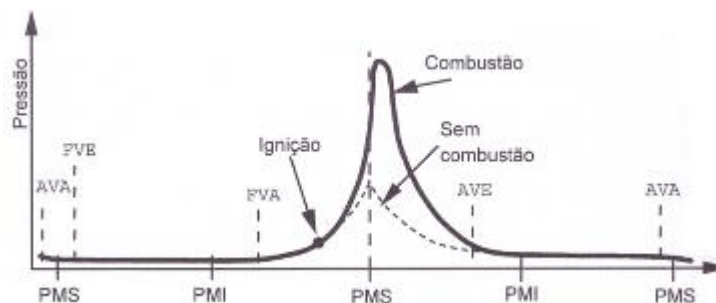
$$T_i[k] = \frac{U_i - \sum n(\bar{h}_f - \bar{c}_p T_0)}{\sum n\bar{c}_v} \quad (74)$$

Podemos então calcular a pressão interna do cilindro no instante  $i$

$$P_i = \frac{n\bar{R}T_i}{V_i} \quad (75)$$

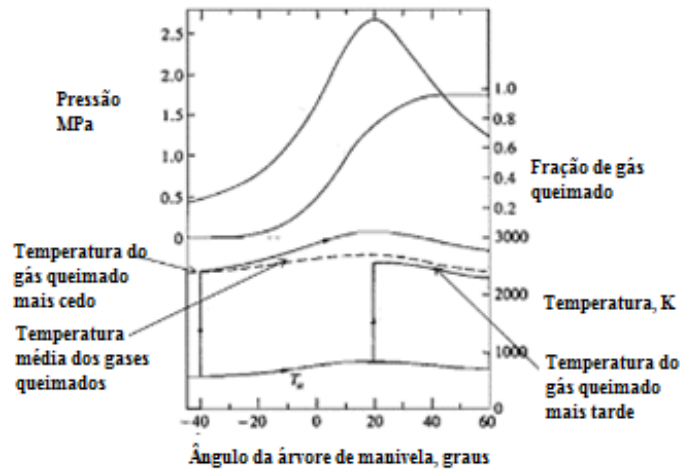
Sendo a pressão no instante inicial dada pelo produto da eficiência volumétrica do motor pela pressão na entrada do duto de admissão. Pelas Figura 20 e Figura 21 pode se verificar o comportamento da pressão interna do motor ao longo dos ciclos de compressão e expansão dos gases. Pela Figura 20 é possível ver a influência do acontecimento ou não da reação de combustão. Em que o pico de pressão na situação sem reação ocorre exatamente no PMS e o pico com reação ocorre logo após o PMS devido ao atraso de combustão. Já a análise da Figura 21, mostra a evolução da temperatura dos gases internos, mostrando separadamente entre os gases queimados inicialmente e os gases queimados por último. Assim como uma curva de temperatura e pressão média.

Figura 20: Variação da pressão ao longo de um ciclo.



Fonte: (MARTINS, 2011)

Figura 21: Variação da pressão, temperatura dos gases e fração de gás queimado



Fonte: (Adaptado HEYWOOD, 1989)

$$P_0 = \eta_v P_{ent} \quad (76)$$

#### 4.2.5. AVANÇO DA CHAMA

##### 4.2.5.1. Cálculo dos tempos de avanço

Os cálculos foram feitos na fase de queima, ou seja, no trecho em que se desenvolve a ignição do combustível. Esta ignição irá ocorrer antes do ponto morto superior e irá durar até o fim do combustível de acordo com a variação do  $\gamma$  (percentual da reação de combustão). A curva adotada para a variação do  $\gamma$  foi feita de acordo com o ângulo de *delay*, ângulo de ignição e o ângulo de queima, sendo estabelecida da seguinte forma:

- Ângulo de ignição:
  - Ângulo antes do PMS em que se inicia a combustão

$$\theta_{ignição} = -15^\circ \quad (77)$$

- Ângulo de queima
  - Ângulo de duração da queima principal, 90% restantes

$$\theta_{queima} = 45^\circ \quad (78)$$

- Ângulo de *delay*
  - É o ângulo necessário para queima dos 10% iniciais de combustível. Ele se dá de acordo com a velocidade de rotação do motor. Quanto maior a velocidade, maior será esse ângulo.
  - Para o cálculo do ângulo de *delay*, é necessário o cálculo do tempo do *delay*, que é dado pelo tempo para que ocorra a reação de 10% da mistura. Foi usado como padrão no programa, o tempo para uma velocidade de 3600 RPM e um ângulo de 10 graus.

$$t_{delay} = \frac{10}{3600 \frac{360}{60}} \quad (79)$$

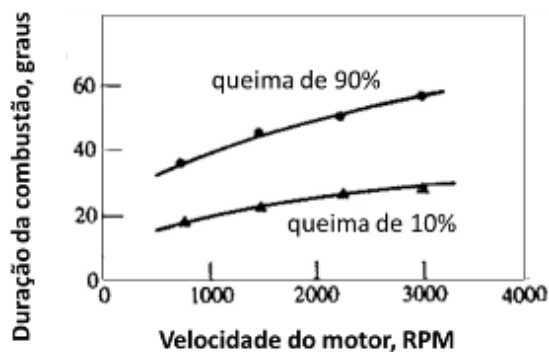
- Aplica-se esse *dt* padrão e se obtém o ângulo de *delay* para cada velocidade

$$\theta_{delay} = t_{delay} ROT \left[ \frac{rad}{s} \right] \frac{360}{2\pi} \quad (80)$$

- A variação do  $\gamma$  se dá então da seguinte forma:
  - Ela é dividida em 3 estágios:
    - Antes do começo da queima;
    - Queima dos 10% iniciais;
    - Queima principal (90% restantes).

Pela Figura 22 é possível se verificar a duração média dos estágios de queima de acordo com a velocidade de rotação do motor.

Figura 22: Duração média das fases de combustão laminar e turbulenta



Fonte: (LANGEANI, 2016)



#### 4.2.5.2. Cálculo da velocidade de avanço

O cálculo do avanço de chama foi feito por meio da variação do número de mols do combustível (variação do  $\gamma$ ). Através da variação da quantidade de combustível é possível se calcular a energia liberada na combustão para cada ângulo no trecho de combustão. Porém, foi desconsiderado nesta análise o calor perdido para o ambiente, ou seja, considerou-se que toda a energia foi aplicada no aquecimento da mistura ar-combustível.

$$\Delta Q_{ger} = \Delta n_{comb} PCI_{comb} M_{comb} \quad (81)$$

Pode então se calcular a variação da temperatura da fronteira entre a região de gases de produto da combustão e a região de mistura ar-combustível, por meio da equação:

$$Q = mc\Delta T \quad (82)$$

$$T_{i+1} = \frac{\Delta Q}{(A/F_{vol} M_{ar} + M_{comb}) n_{comb} c_v} + T_i \quad (83)$$

Considerando como um gás ideal:

$$PV = n\bar{R}T \quad (84)$$

$$V_{ar\ comb} = \frac{(n_{comb} + n_{O_2})\bar{R}T}{P} \quad (85)$$

Sendo:

$n_{comb}$ : Número de mols de combustível (kmol)

M: Massa molar (kg/kmol)

PCI: Poder calorífico inferior (kJ/kg)

Calculando em um instante  $i$  e em um instante  $i+1$ , obtém-se a variação do volume com o ângulo.

$$\Delta V_{ar\ comb} = V_{ar\ comb,i} - V_{ar\ comb,i+1} \quad (86)$$

Pode-se então calcular a velocidade de combustão em m/s

$$v_{chama} = \frac{360\Delta V_{ar\ comb} ROT}{A2\pi} \quad (87)$$

#### 4.2.6. CÁLCULO DA POTÊNCIA, TORQUE E RENDIMENTO GERADO POR CICLO DO MOTOR

Para o cálculo da potência mecânica gerada para cada instante de acordo com o ângulo do virabrequim, pode se fazer uma análise da seguinte forma:

Para velocidade positiva do pistão (expansão):

$$\dot{W}_i(kW) = P_i \cdot A \cdot v_{med} \cdot \eta_{isentrópica} \quad (88)$$

Para velocidade negativa do pistão (compressão):

$$\dot{W}_i(kW) = \frac{P_i \cdot A \cdot v_{med}}{\eta_{isentrópica}} \quad (89)$$

Sendo:

A: Área do pistão

$v_{med}$ : Velocidade de deslocamento do pistão no instante i

$\eta_{isentrópica}$ : Eficiência estimada de compressão e expansão dos gases. Para este trabalho foi adotada uma eficiência isentrópica de 90.

O trabalho gerado no ciclo pode então ser dado por:

$$W_{ciclo}(kJ) = \left[ \left( \sum \dot{W}_i \right) - \dot{W}_{at} \right] \Delta t \quad (90)$$

Em que:

$\Delta t$ : Representa o passe no tempo entre cada instante i de análise.

$\dot{W}_{at}$ : Potência perdida na forma de atrito pelo motor

Para o cálculo do torque gerado por ciclo do motor, faz-se:

$$T(N \cdot m) = \frac{W_{ciclo}}{2\pi N} \quad (91)$$

Para a análise do rendimento do motor faz-se:

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{E_{comb}} \quad (92)$$

### 4.3. MODELO MATEMÁTICO DA MOTOCICLETA

#### 4.3.1. CONDIÇÕES DESEJADAS DE TESTE

Deve se padronizar para o teste um percurso de análise, este dividido em duas partes. Um trecho de aceleração e um de velocidade constante. A partir disso, deve se definir as velocidades inicial e final do percurso de aceleração.

Calcula-se então, qual é a aceleração constante desejada para a motocicleta, para que ele faça o percurso no espaço esperado, e alcançando a velocidade esperada apenas ao seu fim.

##### 4.3.1.1. Tempos de prova desejados

Inicialmente, pode se calcular a aceleração necessária para o trecho de velocidade variável, por meio da reorganização da equação de Torricelli.

$$a_{des} = \frac{(v_f^2 - v_0^2)}{2\Delta x} \quad (93)$$

Assim, é possível calcular os tempos esperados para cada trecho. Para o trecho de aceleração constante, pode se resolver aplicando a equação do Movimento Uniformemente Variável (MUV).

$$t_{trecho\ acel.\ positiva} = \sqrt{\frac{2(x_f - x_0 - v_0 t)}{a_{des}}} \quad (94)$$

Para o trecho de aceleração nula, pode se resolver aplicando a equação do Movimento Uniforme (MU).

$$t_{trecho\ acel.\ nula} = \frac{x_f - x_0}{v_0} \quad (95)$$

Em que  $v_0$  representa a velocidade de cruzeiro do percurso de velocidade constante e que é considerado igual a velocidade final do trecho de aceleração.  $x_f$  e  $x_0$  representam as posições final e inicial respectivamente.

#### 4.3.1.2. Velocidade desejada por instante

Inicialmente se divide na planilha Excel o percurso total do teste em mil intervalos de análise. Obtendo-se o espaçamento de cada instante  $t$ . Pode então se calcular a velocidade desejada para os 2 trechos de análise em um instante.

- Trecho de aceleração

$$v_t = \sqrt{v_0^2 + 2a_{des}\Delta x_i} \quad (96)$$

- Trecho de velocidade de cruzeiro

$$v_t = v_{cruzeiro} \quad (97)$$

#### 4.3.2. CÁLCULO DA ROTAÇÃO DESEJADA DO MOTOR

Para o cálculo da velocidade desejada de rotação do motor, é necessário se estabelecer as três taxas de redução de transmissão de velocidade existentes na motocicleta.

Sendo:

$r_{prim}$ : Redução inicial do motor para a transmissão (fixa)

$r_i$ : Redução na marcha acoplada (variável)

$r_{final}$ : Redução da transmissão para a roda (fixa)

Em que a redução total pode ser expressa como:

$$r_{tot}(i) = r_{prim}r_i r_{final} \quad (98)$$

Determina-se através da velocidade desejada da motocicleta, das relações de transmissão estabelecidas e da marcha engatada qual é a rotação do motor. Porém, deve ser levado em consideração as rotações limites a que o motor pode ser submetido.

$$\Omega_t = \begin{cases} \frac{v_t}{R_{roda}} \frac{60}{2\pi} r_{tot}(\gamma_t) & \frac{v_t}{R_{roda}} \frac{60}{2\pi} r_{tot}(\gamma_t) \geq \Omega_{min,mot} \\ \Omega_{min,mot} & \frac{v_t}{R_{roda}} \frac{60}{2\pi} r_{tot}(\gamma_t) < \Omega_{min,mot} \end{cases} \quad (99)$$

Sendo:

$R_{roda}$ : Raio da roda (m)

$v_t$ : Velocidade no instante t (m/s)

#### 4.3.3. CÁLCULO DA POTÊNCIA DESEJADA E DISPONÍVEL DO MOTOR

Para calcular a potência necessária a cada instante para a motocicleta alcançar o perfil de velocidade desejada, deve ser determinado antes as condições da pista e da motocicleta.

- Pista
  - Angulação da pista ( $\theta$ )
  - Velocidade do vento ( $w$ )
- Motocicleta
  - Coeficiente de arrasto ( $K_a$ )
  - Coeficiente de rolagem ( $C_r$ )
  - Massa da motocicleta e condutor ( $m$ )

De mão desses dados, é possível se obter o somatório dos esforços presentes no deslocamento da motocicleta, e assim se obter a potência desejada ao deslocamento:

$$\dot{W}_{des,trac,t} = (ma_{des,t} + k_a(v_t + w_t)^2 + C_R mg \cos \phi_t + mg \sin \phi_t) v_t \quad (100)$$

Para a análise da disponibilidade de potência no motor para a rotação desejada, deve-se aplicar o polinômio de 3º grau (gerado pelo modelo do motor) em função da rotação do motor.

$$\dot{W}_{max,mot,t} = \begin{cases} -0,0018\Omega_t^3 + 0,0121\Omega_t^2 + 1,3919\Omega_t - 0,3493 & \Omega_{mot,min} \leq \Omega_t \leq \Omega_{mot,max} \\ 0 & \Omega_t > \Omega_{mot,max} \end{cases} \quad (101)$$

Como forma de controlar a potência disponível do motor para que se iguale a desejada, aplica-se o fator de controle  $\alpha$ , que irá funcionar como o acelerador limitando a potência entregue pelo

motor de acordo com a potência desejada. O cálculo do coeficiente  $\alpha$  é determinado então como sendo:

$$\alpha_t = \begin{cases} 1 & \dot{W}_{des,roda,t} > \eta_{trans}\dot{W}_{max,mot,t} \\ \frac{\dot{W}_{des,trac,t}}{\eta_{trans}\dot{W}_{max,mot,t}} & 0 \leq \dot{W}_{des,roda,t} \leq \eta_{trans}\dot{W}_{max,mot,t} \\ 0 & P_{des,roda,t} < 0 \end{cases} \quad (102)$$

Em que:

$\eta_{trans}$ : Eficiência estimada da motocicleta na transmissão de potência do motor para as rodas.

A potência aplicada a motocicleta em análise é então dada da seguinte forma:

$$\dot{W}_{trac,t} = \alpha_t \eta_{trans} \dot{W}_{max,mot,t} \quad (103)$$

#### 4.3.4. ANÁLISE DA CINEMÁTICA DA MOTOCICLETA

Pode então se calcular a aceleração alcançada pela motocicleta, por meio da reorganização da equação da potência desejada.

$$a_t = \frac{\frac{\dot{W}_{trac,t}}{v_t} - k_a(v_t + w)^2 - C_R mg \cos\phi_t - \sin\phi_t mg}{m} \quad (104)$$

Calcula-se então o deslocamento possível com a potência empregada pelo motor

$$x_{t+\Delta t} = x_t + v_t \Delta t_t + \frac{a_t}{2} \Delta t_t^2 \quad (105)$$

O espaço de tempo entre cada instante de análise nos dois estágios pode ser calculado da seguinte forma:

$$\Delta t_t = \begin{cases} \frac{v_t + \sqrt{v_t^2 + 2a_t(x_{t+\Delta t} - x_t)}}{a_t} & a_t > 0 \\ \frac{(x_{t+\Delta t} - x_t)}{v_t} & a_t = 0 \end{cases} \quad (106)$$

Sendo a velocidade em cada instante dada por:

$$v_{t+\Delta t} = \frac{(x_{t+\Delta t} - x_t)}{\Delta t_t} \quad (107)$$

Para a determinação da marcha ( $\delta$ ) a cada instante da análise, de forma a se garantir que as marchas adotadas estejam dentro do *range* esperado:

$$\delta_{t+\Delta t} = \begin{cases} \max(\delta_t - 1, 1) & \frac{v_{t+\Delta t}}{R_{roda}} \frac{60}{2\pi} r_{tot}(\delta_t) < \Omega_{mot,min} \\ \delta_t & \Omega_{mot,min} \leq \frac{v_{t+\Delta t}}{R_{roda}} \frac{60}{2\pi} r_{tot}(\delta_t) \leq \Omega_{mot,max} \\ \min(\delta_t + 1, n_{mar}) & \frac{v_{t+\Delta t}}{R_{roda}} \frac{60}{2\pi} r_{tot}(\delta_t) > \Omega_{mot,max} \end{cases} \quad (108)$$

Devendo-se estabelecer antes as rotações limites de mudança de marcha, além das velocidades limites do motor.

#### 4.3.5. CÁLCULO DO CONSUMO DO MOTOR

Para se calcular o consumo do motor ao longo do trajeto, aplica-se um mapa de rendimento desenvolvido analiticamente no programa de análise do motor de acordo com a rotação e potência aplicada.

Para o cálculo da massa de combustível gasta por instante de análise, faz-se:

$$m_{comb,t} = \frac{\frac{\alpha_t \dot{W}_{max,mot,t}}{\eta_{mot,t}}}{PCI_{comb}} \Delta t_t \quad (109)$$

Sabendo-se a massa gasta, é possível medir o volume consumido por instante, de forma que ao fim de um ciclo pode se calcular o consumo médio da motocicleta:

$$\Delta l_{comb,t} = \frac{m_{comb,t}}{\rho_{comb}} \quad (110)$$

#### 4.4. DETALHAMENTO DO MOTOR E MOTOCICLETA PADRÃO ADOTADA

Para este estudo, foi adotado como padrão uma moto CBX-250 movida a álcool. De acordo com o Manual Honda (2009), esta é uma motocicleta que dispõe das características presentes na Tabela 5.

Tabela 5: Informações coletadas da motocicleta CBX-250 para uso nos testes

Informação	Valor	
Volume deslocado (dm <sup>3</sup> )	0,249	
Diâmetro do pistão (m)	0,073	
Taxa de compressão	9,3	
Relação de transmissão	Primeira	3,1
	1	2,769
	2	1,882
	3	1,333
	4	1,083
	5	0,923
Peso (Kg)	Final	2,846
		135

Fonte: (HONDA, 2009)

Além das informações coletadas da CBX-250, os demais dados necessários aos estudos foram obtidos por meio de considerações, testes e em outras fontes.

#### 4.4.1. CONSIDERAÇÕES DO MOTOR PADRÃO

- 1- Considerou-se o motor abastecido apenas com etanol (C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH) e o ar um gás ideal.
  - a. PCI = 26000 kJ/kg;
  - b. Calor específico = 1,246 kJ/kg.K;
  - c. Entalpia de formação = -235000 kJ/kmol;
  - d. Coeficiente de expansão e compressão adiabática = 1,4.
- 2- Dados do motor
  - a. Massa do pistão = 0,05kg;
  - b. Relação bore-stroke = 0,8;
  - c. Relação Biela Manivela = 0,33;
  - d. Velocidade máxima = 9000 rpm;
  - e. Velocidade mínima = 2000 rpm;
  - f. Ângulo de ignição antes do PMS = -15°;
  - g. Ângulo de queima principal = 45°;
  - h. Número de válvulas de admissão = 1;



- i. Elevação máxima da válvula= 8 mm;
- j. Diâmetro da haste da válvula = 5,5 mm;
- k. Diâmetro da base da válvula = 28 mm.

#### 4.4.2. DEFINIÇÃO DO TRAJETO E MOTOCICLETA PADRÃO

Com o intuito de se simular o deslocamento padrão de uma motocicleta no dia a dia das grandes cidades foi adotada a velocidade média das vias públicas que é de 60km/h. Sendo assim, essa é a velocidade padrão de cruzeiro adotada para os testes. Os percursos de teste serão feitos sempre com uma aceleração-alvo constante, que irá variar de acordo com o tamanho do percurso e velocidade final.

Para a composição das análises, foram consideradas as condições de pista e motocicleta presentes na Tabela 6.

Tabela 6: Dados da motocicleta, condutor e pista padrão de teste

Informação	Valor
Massa da motocicleta (kg)	135
Massa do condutor (kg)	75
Comprimento do trecho de aceleração (m)	100
Comprimento do trecho de velocidade de cruzeiro (m)	300
Inclinação da pista (rad)	0,02
Coefficiente de rolagem	0,02
Coefficiente de arrasto	0,3
Velocidade do vento (km/h)	5
Velocidade de cruzeiro (km/h)	60
Eficiência de transmissão	0,9

## 4.5. VALIDAÇÃO E ESTUDO DE CASO

### 4.5.1. VALIDAÇÃO DO MODELO DO MOTOR

Para a realização da validação do programa, foi feito um estudo comparativo do modelo do motor com 4 análises realizadas por outros autores.

- Simulação com o modelo do motor testado por Bordonal e Souza (2016) e comparativo dos resultados;

- Simulação com o modelo do motor para o motor usado atualmente pela equipe Mangue Baja e comparativo dos resultados;
- Simulação com o modelo do motor de um motor genérico e comparativo com os resultados obtidos por meio das equações empíricas aplicadas por Silva Júnior (2014) em seu trabalho;
- Simulação com o modelo do motor, do motor testado por Silva Júnior (2014) no software Lotus e comparação dos resultados.

Todos os estudos foram feitos adequando-se os parâmetros impostos no modelo do motor, aos parâmetros aplicados nos trabalhos usados como comparativo em cada um dos 4 estudos.

#### 4.5.2. ESTUDOS DE CASO

Para se analisar a importância dos principais parâmetros do motor, da motocicleta e da pista, foram desenvolvidos quatro estudos de caso:

- Estudo comparativo dos modelos padrões do motor e da motocicleta;
- Variação das características do motor para uma mesma motocicleta de condições padrões;
- Variação das condições da motocicleta para um mesmo motor padrão;
- Estudo geral, com a variação de parâmetros da pista, do motor e da motocicleta.

Em todos os estudos, foi quantificada a influência da mudança dos parâmetros por meio da leitura da velocidade máxima e média obtidas, tempo de prova e economia (km/l) feita pela motocicleta. Dependendo do estudo alguns parâmetros não são considerados.

#### 4.5.3. CRITÉRIOS ADOTADOS

Ao longo dos testes será feita a variação do tipo de motor entre *Real* (padrão), *Adaptado* (motor padrão com algum parâmetro modificado para verificar sua influência), *Otto* e *Perfeito*. Além disso, três modelos de motocicleta serão testados, sendo: uma *Motocicleta Real* (padrão); uma *Motocicleta Adaptada* (motocicleta padrão com algum parâmetro modificado para verificar sua influência); e uma *Motocicleta Perfeita*.

##### 4.5.3.1. Motor real

Para a simulação do *Motor Real* foram mantidas as condições padrões de funcionamento do motor como:

- Transferência de calor;
- Atrito;
- Eficiência isentrópica de 0,9;
- Curva de queima;
- Taxa de compressão de 9,3;
- Curva de eficiência volumétrica.

#### 4.5.3.2. *Motor Otto*

Adaptou-se o programa para que se aproximasse de um motor ciclo *Otto* por meio das seguintes considerações:

- Transferência de calor nula;
- Atrito nulo;
- Eficiência isentrópica igual a 1;
- Queima instantânea;
- Eficiência volumétrica igual a 100%;
- Taxa de compressão de 9,3;
- Queima estequiométrica.

#### 4.5.3.3. *Motor Perfeito*

Para o *Motor Perfeito*, considerou-se que toda a energia liberada na queima foi convertida em trabalho, havendo as mesmas considerações do *Motor Otto* quanto a perdas por transferência de calor, atrito, velocidade de queima, eficiência volumétrica.

## 5. INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DOS MODELOS NA PERFORMANCE ENERGÉTICA E DINÂMICA

Neste capítulo, será feita inicialmente a validação do modelo do motor e em seguida uma análise dos resultados obtidos pela aplicação da metodologia desenvolvida no capítulo anterior, sendo desenvolvida várias situações para estudar a relevância, no motor e na motocicleta, dos ajustes de alguns parâmetros em seu desempenho.

### 5.1. ESTUDO COMPARATIVO DE VALIDAÇÃO DO MODELO DO MOTOR

Será feito um comparativo dos resultados obtidos pelo modelo do motor com os dados obtidos por outros autores em 4 motores diferentes como explicado no capítulo anterior.

Para o primeiro estudo comparativo, foi adotado o motor monocilíndrico Robin EH17-2D fabricado pela empresa Robin SUBARU Industrial engines. Que foi o motor testado por Bordonal e Souza (2016) em seu estudo.

Figura 23: Motor monocilíndrico Robin EH17-2D



Fonte: (BORDONAL; SOUZA, 2016)

Aplicando os dados do motor (Tabela 7) no modelo do motor, foi feita a simulação do mesmo, obtendo-se a curva de potência exposta na Figura 24.

Tabela 7: Dados do motor Robin EH17-2D

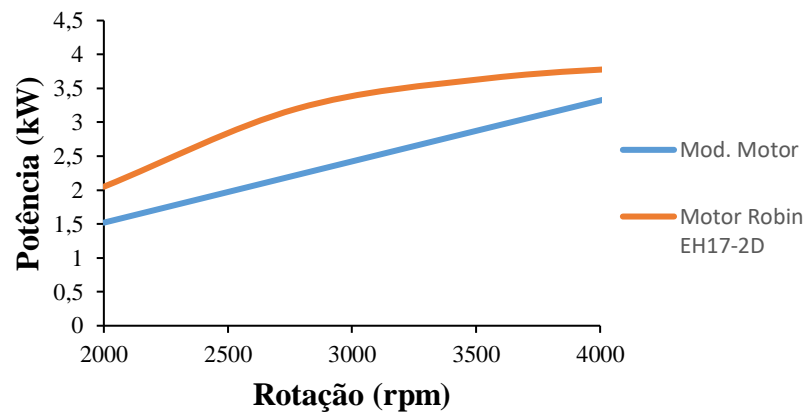
Parâmetro	Dimensão
Comprimento da biela (m)	0,085
Diâmetro do cilindro (m)	0,067
Curso do pistão (m)	0,049
Deslocamento do pistão (cm <sup>3</sup> )	172
Relação de compressão	8,5

Diâmetro da haste da válvula de admissão (m)	0,0054475
Diâmetro do pórtilo de admissão (m)	0,02
Elevação máxima da válvula de admissão (m)	0,0127215

Fonte: (BORDONAL; SOUZA, 2016)

Na Figura 24 são mostradas as curvas de potência real do motor (curva disponibilizada pelo fabricante, segundo Bordonal e Souza (2016)) e a curva gerada pelo modelo do motor. As curvas não são iguais, porém apresentam um erro satisfatório e quase constante ao longo da faixa de rotação analisada. Esse erro era esperado, pois alguns fatores do motor não são informados, como a sua curva de eficiência volumétrica, condições de resfriamento, dentre outros. O que faz com que seja adotado os parâmetros padrões do programa. Além das aproximações realizadas pelo modelo em seus cálculos, as quais já foram mencionadas nos capítulos anteriores.

Figura 24: Comparativo da curva de potência real e por simulação com o modelo do motor do motor Robin EH17-2D



Para o segundo estudo comparativo, foi feita a simulação do motor Briggs & Stratton 10 HP usado pela equipe Mangue BAJA atualmente. O qual apresenta as configurações expostas na Tabela 8.

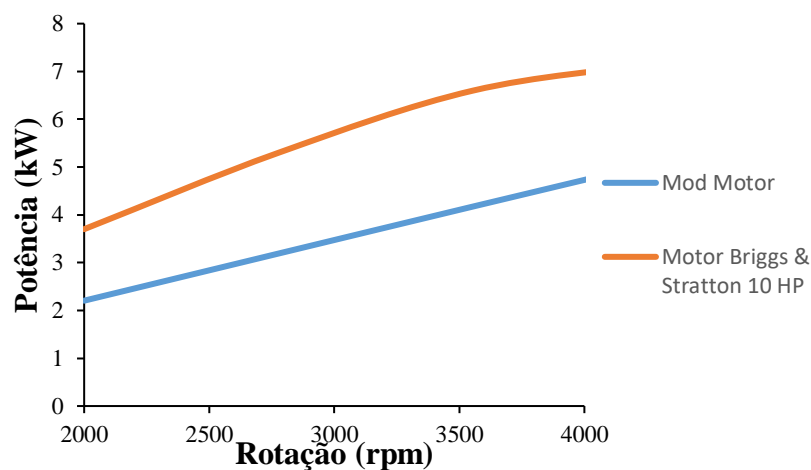
Tabela 8: Parâmetros do motor Briggs & Stratton 10 HP

Parâmetros do motor Briggs & Stratton 10 HP	
Taxa de compressão	8.5
Diâmetro do cilindro (m)	0.0681
Área do pistão (m <sup>2</sup> )	0.003642263
Raio Virabrequim (m)	0.0294

S (m)	0.0588
Volume deslocado (cm <sup>3</sup> )	214.1650617

Na Figura 25 são mostradas as curvas de potência real do motor (curva disponibilizada pelo fabricante) e a gerada pelo modelo do motor. Assim ocorreu no teste anterior, as curvas não são iguais, porém apresentando um erro satisfatório (menor que 1kW) e quase constante ao longo da faixa de rotação analisada. O qual se justifica da mesma forma que o estudo anterior.

Figura 25: Comparativo da curva de potência real e por simulação com o modelo do motor do motor Briggs & Stratton 10 HP



Em seguida, foram feitos 2 estudos baseado no trabalho de Silva Júnior (2014), um primeiro simulando o motor padrão de teste padrão deste trabalho, porém comparando com a equação empírica de cálculo da potência e rendimento a cada instante, empregada por Silva Júnior (2014). A qual é dada da seguinte forma:

$$\dot{W} = \frac{\dot{W}_{m\acute{a}x}}{2\omega_p^2} (3\omega_p - \omega_t)\omega + \frac{-\dot{W}_p}{2\omega_p^2(\omega_p - \omega_t)} (\omega - \omega_t)^2\omega \quad (111)$$

Sendo:

$\dot{W}_{m\acute{a}x}$ : Potência máxima do motor (kW)

$\omega_p$ : Rotação da potência máxima (rpm)

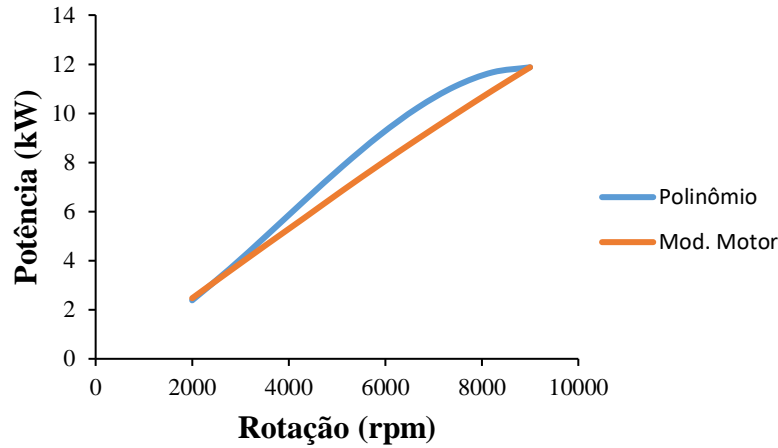
$\omega_t$ : Rotação de torque máximo (rpm)

$\dot{W}$ : Potência no instante de análise (kW)

$\omega$ : Rotação no instante de análise (rpm)

Fazendo o comparativo entre a curva de potência gerada com o uso do polinômio indicado por Silva Júnior (2014) e a curva de potência gerada pelo modelo do motor (Figura 26), se verifica que a equação se adequa bem ao modelo matemático em baixas rotações.

Figura 26: Comparativo da curva de potência gerada pela equação empírica e a curva gerada pelo modelo do motor



No entanto, ela apresenta um aumento no erro para médias rotações, indo a zero na rotação máxima por ser a de maior potência (a equação tem a tendência de igualar o ponto de maior potência). A pequena diferença entre as curvas, mostra que o formato da curva gerada pelo modelo do motor representa bem a curva de potência de um motor. Uma vez que apresenta um formato similar ao da curva empírica que é um ajuste de uma curva experimental.

Uma outra análise possível por meio de equações empíricas é a análise do rendimento, que segundo Silva Júnior (2014) pode ser feita da seguinte forma:

$$\eta_{emp}(\dot{W}, \omega) = \eta_0 \mu_w \mu_n \quad (112)$$

$$\mu_w = 0,234 + 1,0592 \left( \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_e} \right) + 0,8149 \left( \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_e} \right)^2 - 1,2121 \left( \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_e} \right)^3 \quad (113)$$

$$\mu_n = 0,7107 + 0,9963 \left( \frac{\omega_i}{\omega_p} \right) - 1,0582 \left( \frac{\omega_i}{\omega_p} \right)^2 + 0,3124 \left( \frac{\omega_i}{\omega_p} \right)^3 \quad (114)$$

Sendo:

$\eta_{emp}$ : Rendimento calculado pela equação empírica;

$\mu_w$ : Fator de potência;

$\dot{W}_i$ : Potência no instante de análise;

$\dot{W}_e$ : Potência máxima do motor para a velocidade do instante de análise;

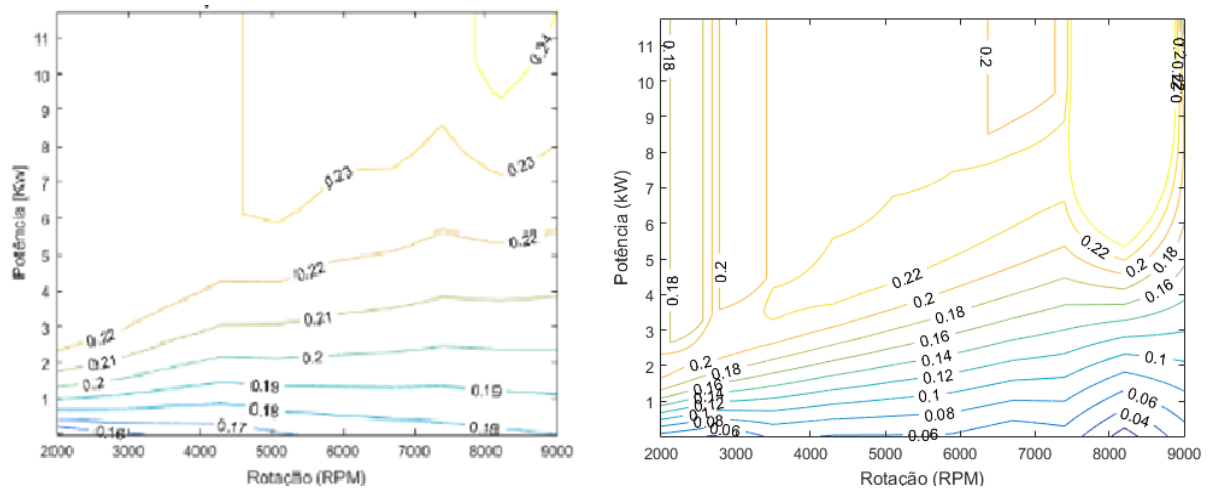
$\mu_n$ : Fator de velocidade;

$\omega_i$ : Velocidade de rotação do motor no instante de análise;

$\omega_j$ : Velocidade de rotação do motor referente a potência máxima.

Por meio da equação empírica foi gerado o mapa de rendimento do motor em função da potência e velocidade de rotação do motor, como feito anteriormente para o motor padrão com os dados gerados pelo modelo da motocicleta. Pela análise da Figura 27 é possível se comparar o mapa de rendimento do motor obtido por meio da equação empírica (Figura 27a), com o mapa obtido com o modelo do motor (Figura 27b).

Figura 27: a) Mapa de rendimento do motor pela equação empírica; b) Mapa de rendimento do motor pelos dados do modelo do motor.



A análise mostra que não há uma grande precisão entre os modelos nas regiões de baixas e altas potências, porém nas regiões intermediárias há uma boa convergência (erro de 2 a 3%). Esta diferença existente nos pontos extremos, se explica devido aos critérios de interpolação adotados, que abrangem com certa precisão apenas nas faixas de potência e rotação apresentadas pelo motor.

Por fim, comparando-se o motor da motocicleta testada por Silva Júnior (2014) no Software Lotus (com as configurações expostas na Tabela 9) com a simulação do mesmo motor no modelo motor.

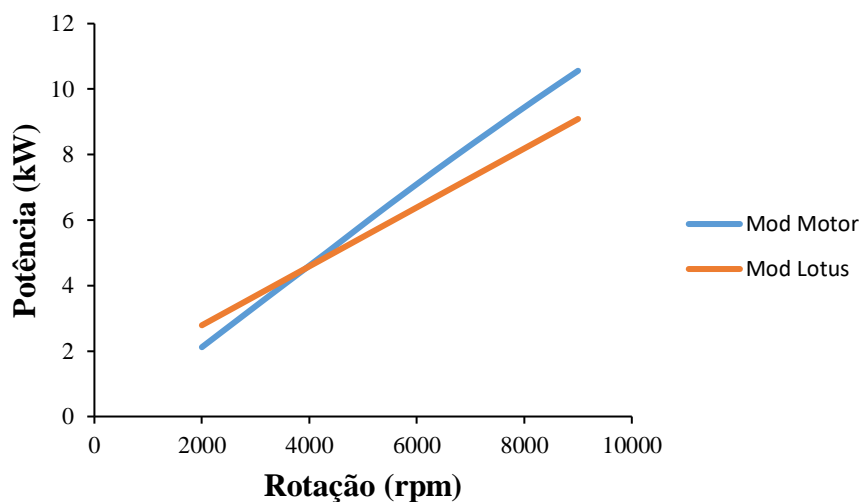


Tabela 9: Parâmetros do motor de 300cc simulado no Lotus

<b>Parâmetros do motor 300cc Simulado no Lotus</b>	
Taxa de compressão	10 : 1
Diâmetro do cilindro (m)	0.0674
Área do pistão (m <sup>2</sup> )	0.00356785
Raio Virabrequim (m)	0.042041
Stroke (m)	0.0578
Volume deslocado (cm <sup>3</sup> )	300

A análise da Figura 28 mostra que há uma inversão na diferença de valores de potência encontrada ao longo do trecho de análise. Em que a curva de potência gerada pelo modelo do motor apresenta valores inferiores inicialmente e após mais ou menos 4000 rpm passa a apresentar valores superiores. O que não aconteceu com os comparativos com curvas geradas por fornecedores. Estima-se que essa inversão ocorra devido a consideração no modelo do Lotus da existência de Overlap (cruzamento de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape). O que não é considerado no modelo do motor e que acarreta uma mudança de performance com a variação da velocidade. Além dos fatores já mencionados que não são considerados pelo modelo do motor mas são considerados pelo Lotus por ser um modelo mais completo.

Figura 28: Comparativo da curva de potência gerada pela simulação no software Lotus e a curva gerada pelo modelo do motor



## 5.2. ESTUDO DO MOTOR PARA UMA ROTAÇÃO FIXA

Será feita a análise dos parâmetros do *Motor Real* para uma determinada velocidade de rotação fixa, tendo sido escolhida como padrão a velocidade de 2000rpm.

### 5.2.1. ADMISSÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL

Para o cálculo da eficiência volumétrica na admissão da mistura fresca, algumas aproximações serão feitas, como a não adoção de alguns mecanismos presentes neste tipo de sistema, devido a elevada complexidade em sua adoção para este estudo. Dessa forma, os efeitos de inércia e ondas de choque que permitem por meio de ajustes nos tempos de abertura de válvula um aumento da eficiência volumétrica, serão desprezados. Consequentemente, não haveria a variação da eficiência volumétrica com a rotação, devido a não adoção desses parâmetros. Como forma de simular a existência dos fenômenos citados, uma curva de proporção foi desenvolvida para a obtenção da eficiência volumétrica em cada rotação a partir da obtida pela análise simplificada que foi gerada.

#### 5.2.1.1. *Variação do acelerador*

Como forma de se regular a vazão de ar no coletor de admissão do motor, foi aplicada uma válvula borboleta que apresenta a seguinte variação de área:

$$x = \frac{\theta}{90 - \theta_{ini}} \quad (115)$$

$$A_{adim} = 0,00090288 + 0,3278x + 0,97136x^2 - 0,29929x^3 \quad (116)$$

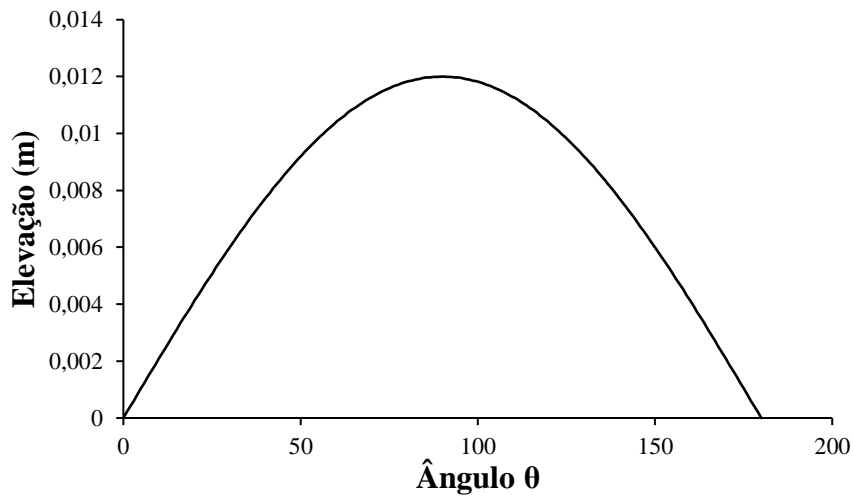
Considerando um  $\theta_{ini}$  de  $30^\circ$  e variando-se  $\theta$ , obtém-se a faixa de valores adimensional de área para o acelerador de acordo com a angulação da válvula borboleta.

#### 5.2.1.2. *Abertura da válvula*

Para o cálculo da vazão mássica, é preciso inicialmente se definir a forma de variação da área de passagem ao longo de seu funcionamento. Criou-se então uma curva de elevação para a válvula, dada por uma senoide (Figura 29).

$$l_t = \text{sen}(\theta)l_{m\acute{a}x} \quad (117)$$

Figura 29: Deslocamento da válvula de admissão

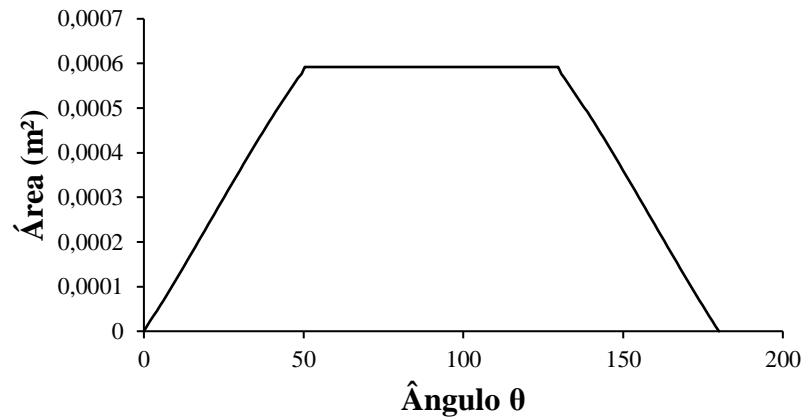


Pode então se calcular a área de vazão para cada instante  $t$ , dividindo-se em 3 estágios, como já mencionado no capítulo anterior. Foi escolhido que os estágios teriam a sua ocorrência de acordo com os seguintes ângulos:

- 1o estágio
  - 0 - 50
  - 130 - 180
- 2o estágio
  - 50 - 60
  - 120 - 130
- 3o estágio
  - 60 - 120

Calcula-se então a variaao da área, para os 3 estágios determinados e se obtém a curva de variaao da área (Figura 30).

Figura 30: Variação da área de passagem da válvula de admissão

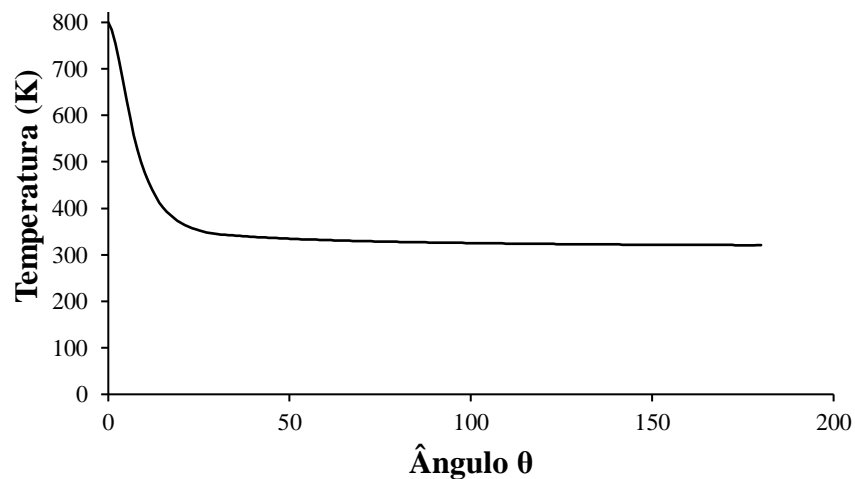


### 5.2.1.3. Análise da variação da temperatura interna na admissão

Internamente ao motor, está se considerando que não é feita a lavagem dos gases. Dessa forma, a cada ciclo permanece após a exaustão dos gases o volume da câmara de combustão preenchido por gases queimados. Ao entrar novos gases, essa massa remanescente se mistura com a composição ar-combustível que é injetada.

Devido a elevada entalpia de vaporização do etanol, a mistura ar-combustível é resfriada devido a vaporização parcial do combustível (ainda no duto de admissão). Essa redução de temperatura ocorre até aproximadamente 15°C ou 10°C. Não havendo a total vaporização do combustível, devido à Pressão de vapor ser alcançada. Nesta análise, foi adotada a temperatura de 15°C como temperatura da mistura ar-combustível injetada no motor. Assim como uma temperatura de 527°C (800 K) para os gases remanescentes da combustão (Figura 31).

Figura 31: Variação da temperatura interna da câmara ao longo do tempo de admissão



Faz-se então um balanço energético a cada instante  $t$  e chega-se a uma temperatura final de 39°C quando o pistão atinge o PMI terminando a sua admissão, como pode ser visto na Figura 31.

#### 5.2.1.4. *Variação do volume interno*

A variação do volume se dará de acordo com a posição do virabrequim, ocorrendo a taxa constante.

$$\Delta V_t = \frac{V_{des}}{180^\circ} = 1,383 \times 10^{-6} m^3 \quad (118)$$

#### 5.2.1.5. *Cálculo da massa de ar-combustível e da eficiência volumétrica*

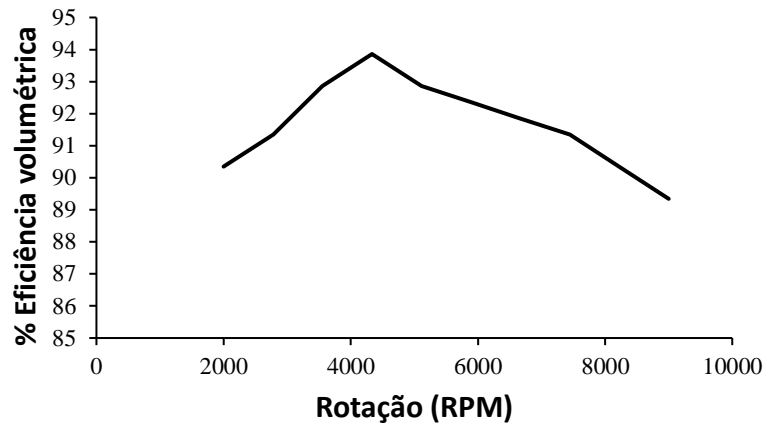
Sabendo-se a variação de pressão, temperatura e volume interno do motor, além das pressões externas e a dimensão da válvula de admissão, é possível se calcular a vazão mássica de ar para o motor, como demonstrado no capítulo anterior.

Conhecendo a massa de ar real admitida por ciclo, a velocidade do motor, densidade do ar e volume da câmara, é possível se determinar a eficiência volumétrica do motor para uma determinada velocidade de rotação (Equação 9).

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_t} = \frac{2\dot{m}_e}{\rho_a V_{des} N} \quad (119)$$

Pela análise realizada, foi obtido uma eficiência volumétrica de 93,4%, para o motor nas condições citadas anteriormente de funcionamento padrão. Aplicando uma curva de proporção a este valor (baseada na análise da curva de outros motores), sendo considerado 93,4% o valor máximo, se obtém a curva mostrada na Figura 32.

Figura 32: Eficiência volumétrica do motor padrão com acelerador no máximo

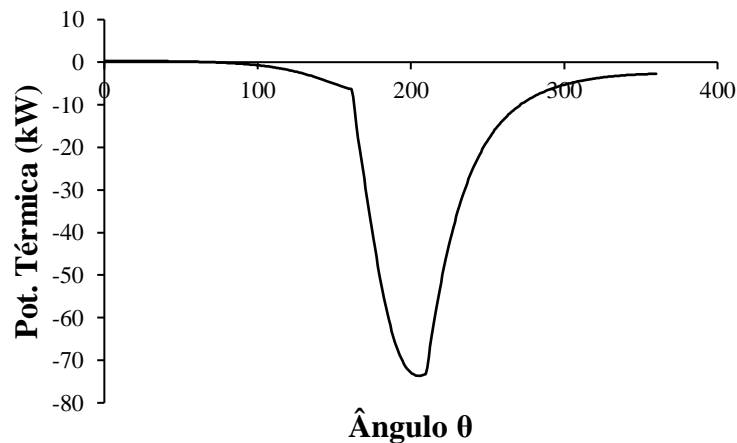


### 5.2.2. CÁLCULO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Conforme explicado no capítulo anterior, a transferência de calor entre os gases será influenciada pelo nível de turbulência dentro do cilindro, elevando as trocas térmicas por convecção (Figura 33). Assim como pela variação de temperatura interna dos gases e temperatura das paredes do cilindro, que irão influenciar tanto na fração de troca por convecção como na fração de troca por radiação.

Aplicando-se então os cálculos para a velocidade padrão do estudo (2000 rpm), se obtém uma troca térmica de 6,32kW. Pela Figura 33 é possível ver como a perda de calor evolui ao longo de um ciclo de compressão e expansão dos gases no motor padrão de teste de acordo com o ângulo do virabrequim, para uma velocidade de 2000 rpm.

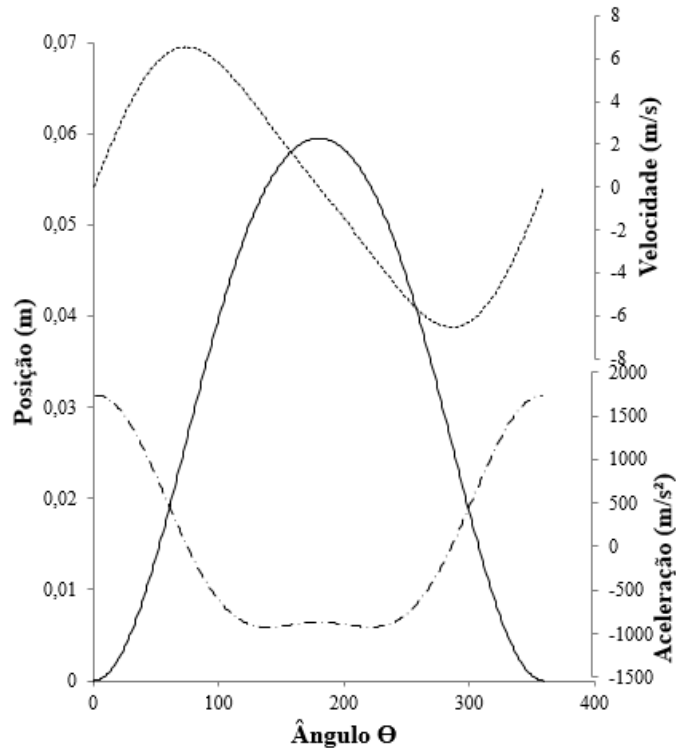
Figura 33: Transferência de calor para uma velocidade de 2000 rpm, ao longo do ciclo de compressão e expansão



### 5.2.3. CINEMÁTICA DO MOTOR

Aplicando as análises de deslocamento de mecanismos de barras, citadas nos capítulos anteriores, juntamente as informações dimensionais adotadas para o motor e para a velocidade padrão adotada, tem-se então as variações de posição, velocidade e aceleração do pistão com o ângulo do virabrequim (Figura 34).

Figura 34: Variação da posição do pistão com o ângulo do virabrequim; variação da velocidade do pistão com o ângulo do virabrequim; variação da aceleração do pistão com o ângulo do virabrequim

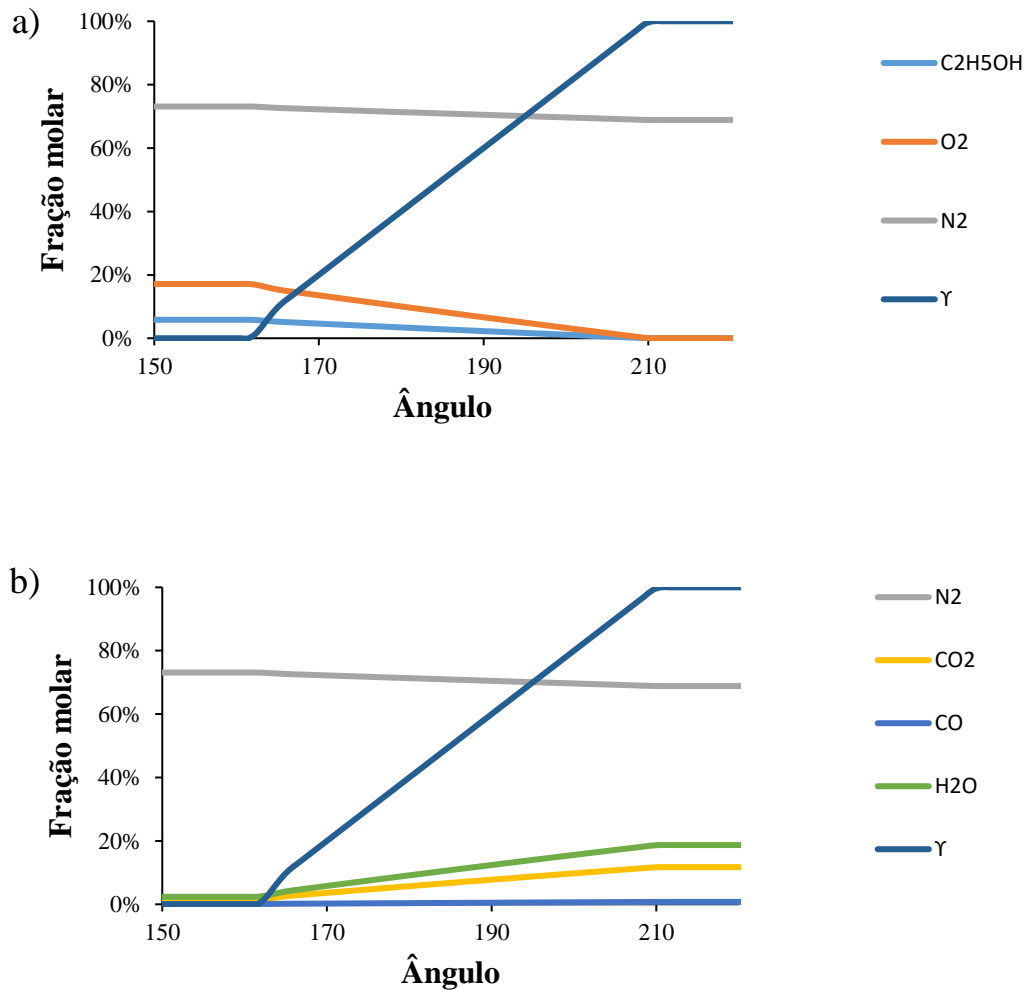


### 5.2.4. ANÁLISE DA REAÇÃO COMBUSTÃO

Como mencionado anteriormente, foi adotado como padrão, o uso do combustível etanol. Sendo considerado que a queima é completa, que não há resíduos de combustível e que foi feita com uma mistura levemente rica (2% de falta de ar).

Ao se aplicar as relações químicas demonstradas anteriormente, se obtém a variação de composição dos reagentes (Figura 35a) e dos produtos (Figura 35b) ao longo da reação de combustão, de acordo com a variação do  $\gamma$  (avanço da reação).

Figura 35: Variação da fração molar dos reagentes (a) e dos produtos (b) ao longo da reação e curva de avanço da reação



## 5.2.5. TERMODINÂMICA DO MOTOR

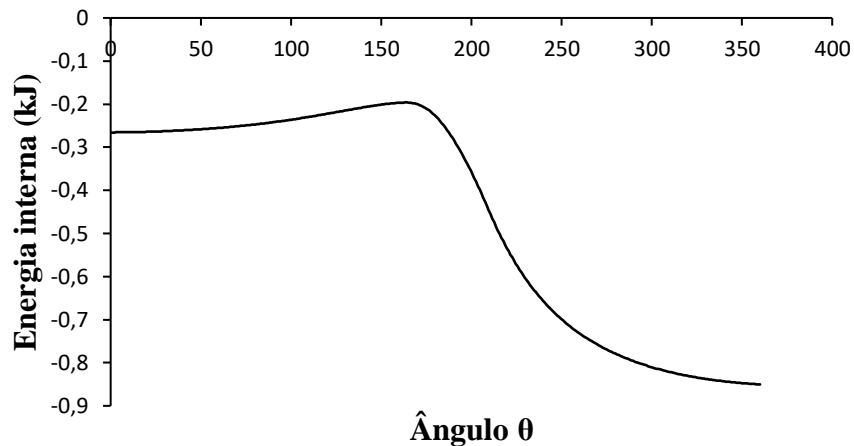
### 5.2.5.1. Variação da energia interna

A variação da energia interna do processo ocorre ao longo do ciclo devido a ocorrência do avanço da reação. Como mencionado anteriormente, a energia interna no início da reação (início do tempo de compressão dos gases) é feita por meio da análise dos reagentes. E ao passar do tempo, aplicando-se a primeira Lei. Tem-se então a seguinte variação da energia interna para o processo padrão analisado. Pela análise da Figura 36 verifica-se que há um aumento da



energia interna devido a compressão dos gases (inicialmente) e em seguida uma queda acentuada devido a reação de combustão e conseqüentemente realização de trabalho.

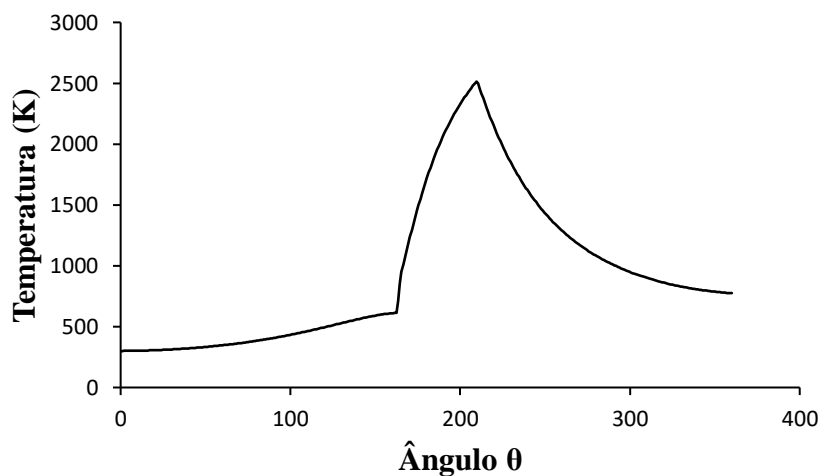
Figura 36: Variação da energia interna ao longo de um ciclo para a velocidade de 2000rpm



#### 5.2.5.2. Variação da temperatura e pressão

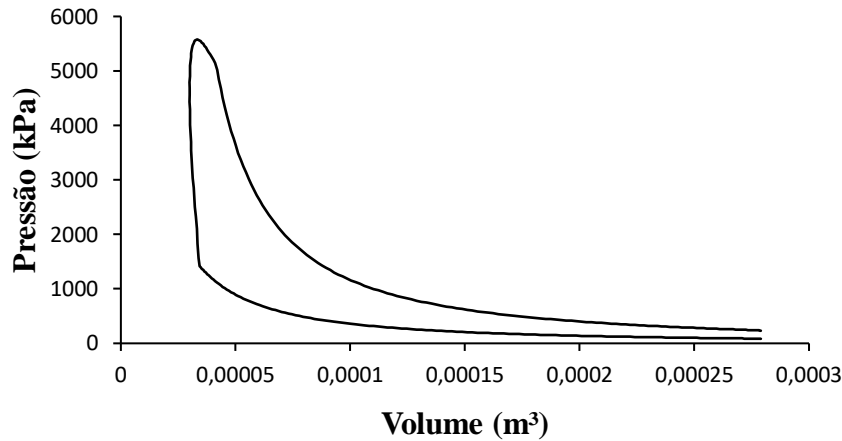
Pela variação da energia interna, é possível se calcular a temperatura para cada instante  $t$  do ciclo. Aplicando as relações já explicadas, obtém-se a distribuição de temperatura para o motor padrão em teste, demonstrada na Figura 37. Em que se verifica que o pico de temperatura ocorre após o PMS e ao longo da reação de combustão. Tendo seu valor reduzido, devido a geração de trabalho e a transferência de calor.

Figura 37: Variação da temperatura nos tempos de compressão e expansão na velocidade de 2000 rpm



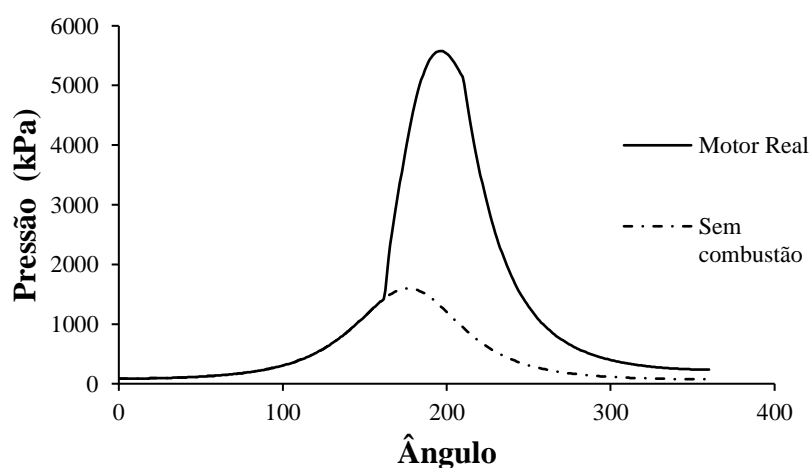
Da mesma forma, aplicando as relações P-V-T, já demonstradas e fazendo a consideração de gás ideal, é possível se determinar a variação da pressão e do volume ao longo do ciclo (Figura 38).

Figura 38: Variação da pressão com o volume ao longo dos tempos de compressão e expansão na velocidade de 2000 rpm



Na Figura 39 é feita uma análise da variação de pressão no motor com e sem a reação de combustão. Verifica-se que devido a compressão pelo movimento do pistão, é criado um pico de pressão no PMS para a situação sem queima e um pouco após o PMS para a situação com queima. Pois a reação não é instantânea e para se evitar que o pico de pressão ocorra exatamente a  $180^\circ$ . Pois é necessário que haja um mínimo desalinhamento entre biela e manivela para que o sistema não fique travado, ou seja, que o mecanismo biela manivela não esteja alinhado com a força aplicada, como pode ser comprovado no diagrama PxV (Figura 38) em que o pico ocorre um pouco após o PMS.

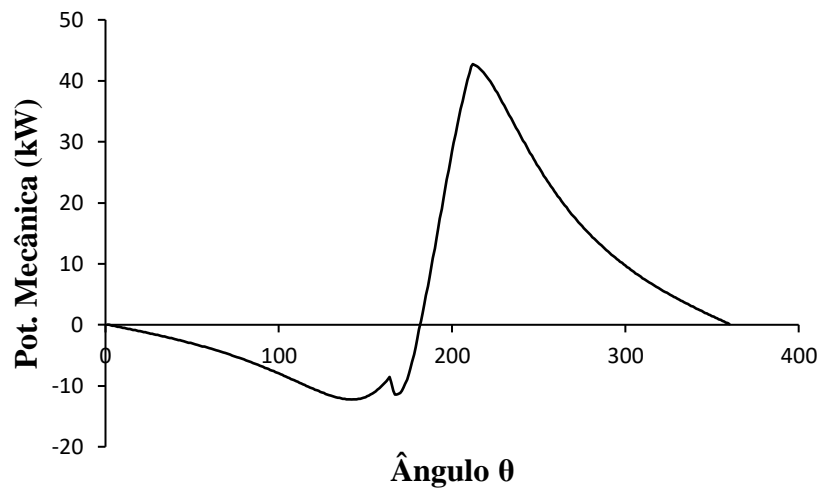
Figura 39: Variação da pressão ao longo dos tempos de compressão e expansão na



### 5.2.5.3. Potência gerada a cada instante $t$

O trabalho momentâneo gerado pelo motor para cada instante  $t$  (Figura 40), como discutido no capítulo anterior, aplicando as condições padrões de análise do motor, pode ser visto na Figura 40.

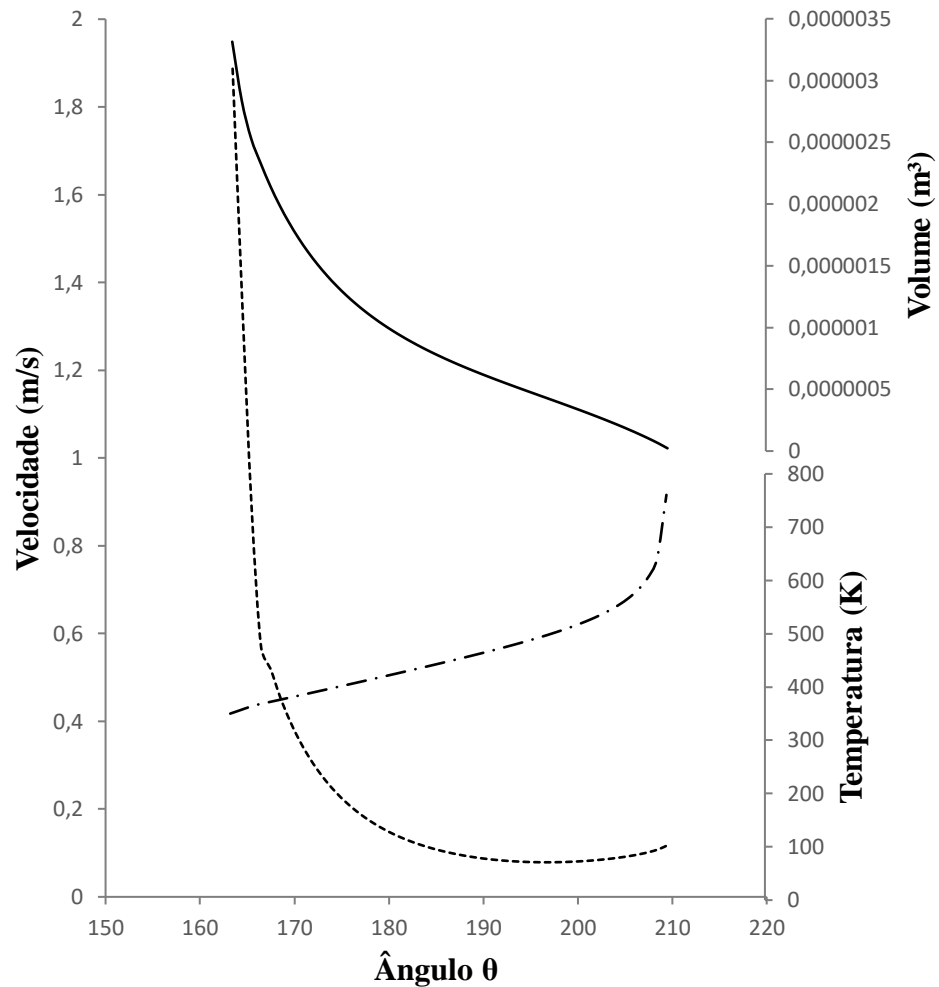
Figura 40: Variação da potência nos tempos de compressão e expansão na velocidade de 2000 rpm



### 5.2.5.4. Avanço da chama

O avanço da chama foi feito considerando a fronteira como sendo a interface entre a área com mistura ar-combustível e a área com os produtos da combustão. Considerando-se que existe uma perfeita divisão entre as duas zonas, foi feito um estudo de análise do avanço da chama (Figura 41) por meio de três parâmetros: a evolução da temperatura da mistura ar-combustível, devido a troca térmica existente entre as duas regiões (produtos da combustão e mistura ar-combustível); variação do volume ocupado pela zona com a mistura ar-combustível; e a velocidade de avanço da chama sobre a região ocupada com a mistura ar-combustível. Como desenvolvido anteriormente, obtendo como resultado ao longo do ciclo para cada instante:

Figura 41: Variação da velocidade da chama, variação da temperatura da fronteira para os instante de queima do combustível e variação do volume ar-combustível para os instante de queima do combustível na velocidade de 2000 rpm

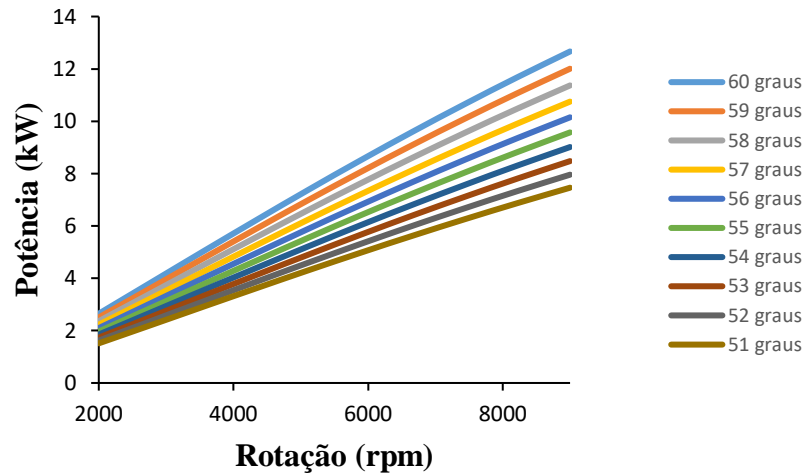


### 5.3. CÁLCULO DOS ESFORÇOS GERADOS PELO MOTOR

#### 5.3.1. CÁLCULO DA POTÊNCIA GERADA

A potência total gerada pelo motor para todas as faixas de rotação é dada de acordo com o trabalho gerado por cada ciclo e a velocidade do motor no instante de análise. Variando-se esta faixa de potência para as rotações de análise de 2000 rpm a 9000 rpm, obtém-se a faixa de potência do motor (Figura 42). Além disso, ao se variar o ângulo de abertura da válvula borboleta (acelerador), limita-se a potência do motor para cada faixa de rotação. Simulando-se o desempenho do motor em algumas faixas de aceleração da motocicleta (51° a 60° de abertura da válvula borboleta). Obtem-se os resultados mostrados na Figura 42.

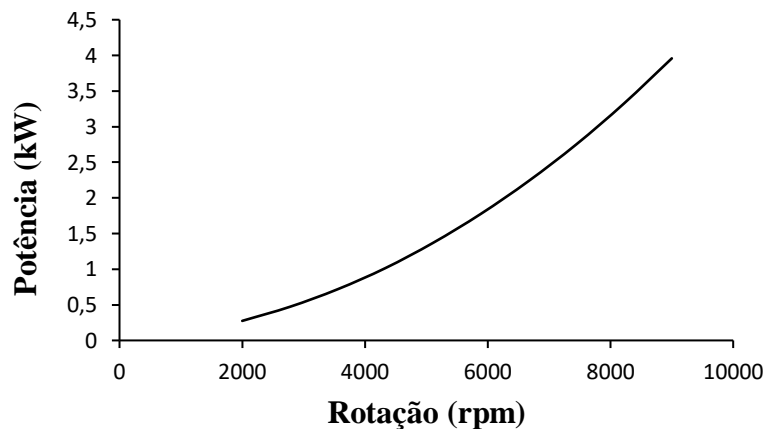
Figura 42: Variação da potência do motor de acordo com a rotação e o nível do acelerador



### 5.3.2. ENERGIA DISSIPADA POR ATRITO

Conforme explicado anteriormente, uma proporção foi aplicada de acordo com a rotação para o cálculo do percentual do trabalho gerado que foi desperdiçado com a dissipação de energia por atrito (Figura 43). Dessa forma obteve-se a seguinte perda de potência devido aos atritos existentes nos componentes do motor, para a condição de a válvula borboleta está totalmente aberta.

Figura 43: Perda de potência do motor devido aos atritos internos para a faixa de rotação de estudo

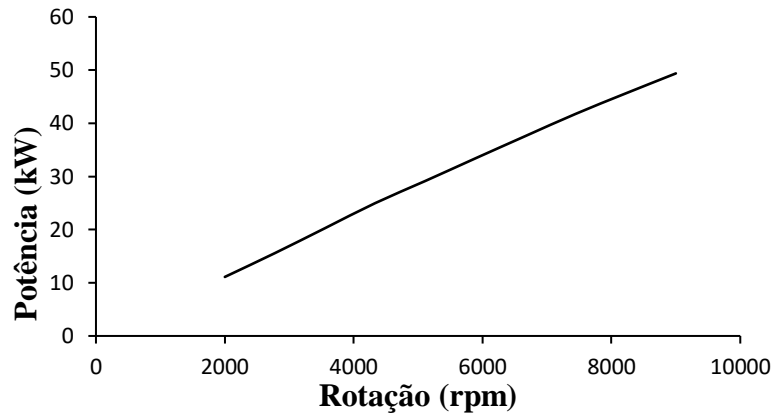


### 5.3.3. ENERGIA LIBERADA PELA COMBUSTÃO POR CICLO

Por meio da análise da massa consumida por ciclo, e da rotação em análise, é possível determinar a taxa de consumo de combustível e conseqüentemente a potência fornecida pelo

combustível (Figura 44). Lembrando que a queima foi considerada completa e aplicando-se a análise desenvolvida no capítulo anterior, para a situação de aceleração máxima, obtém-se a curva de potência mostrada na Figura 44.

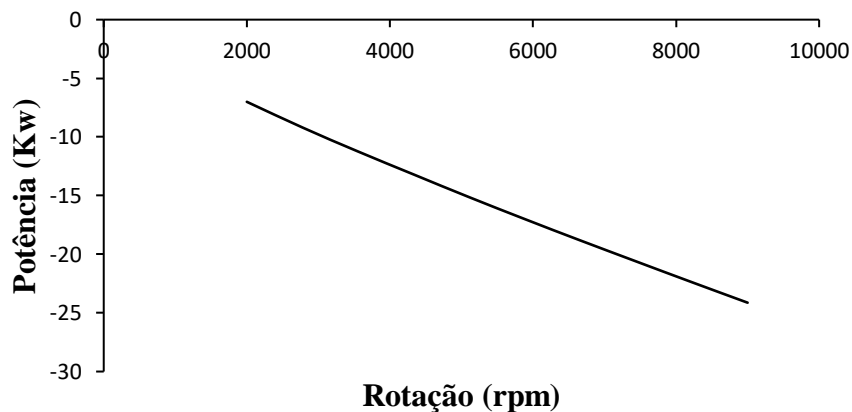
Figura 44: Potência fornecida pelo combustível consumido para a faixa de rotação do estudo



#### 5.3.4. ENERGIA DISSIPADA POR TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Ao longo do ciclo, a energia liberada pela combustão tem parte da sua energia dissipada devido a transferência de calor dos gases para as paredes do cilindro (Figura 45). Realizando a análise determinada anteriormente obtém-se a energia perdida por ciclo. Analisando para as faixas de rotação de análise, na condição de borboleta totalmente aberta, obtém-se a curva mostrada na Figura 45.

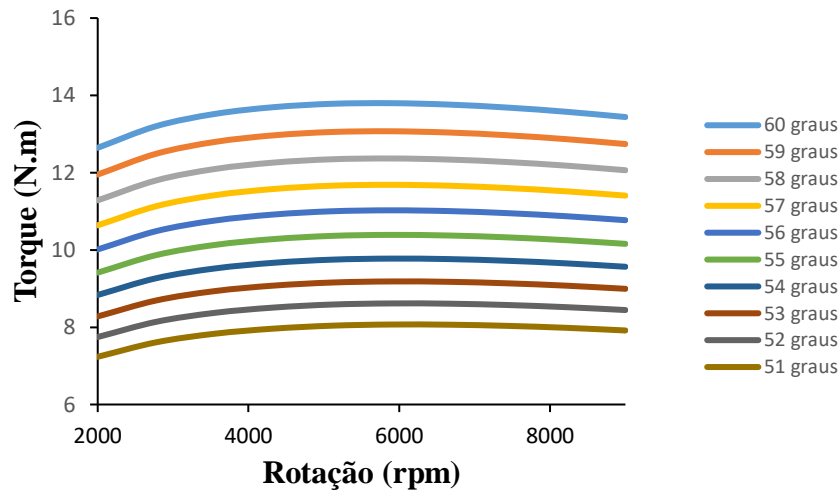
Figura 45: Potência perdida devido a transferência de calor para a faixa de rotação do motor analisada



### 5.3.5. CÁLCULO DO TORQUE DO MOTOR DE ACORDO COM A VELOCIDADE

Sabendo-se a potência gerada para cada faixa de rotação, pode se calcular a variação do torque com a rotação para cada situação de aceleração (Figura 46).

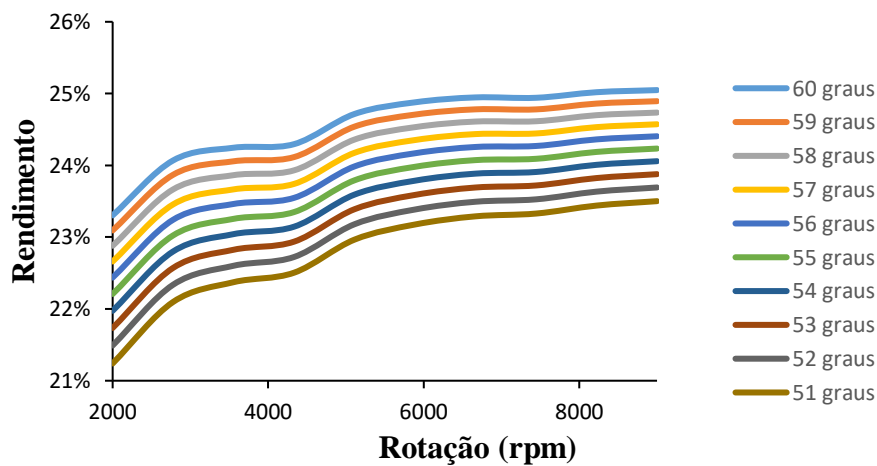
Figura 46: Variação do torque com o nível de aceleração e a rotação do motor



### 5.3.6. RENDIMENTO DO MOTOR POR FAIXA DE ROTAÇÃO

Por fim, se calcula o rendimento gerado pelo motor por meio da potência fornecida pelo motor e da potência disponibilizada pelo combustível, em função da rotação e da aceleração aplicada (Figura 47).

Figura 47: Variação do rendimento com o nível de aceleração e velocidade do motor



## 5.4. MODELO DA MOTOCICLETA

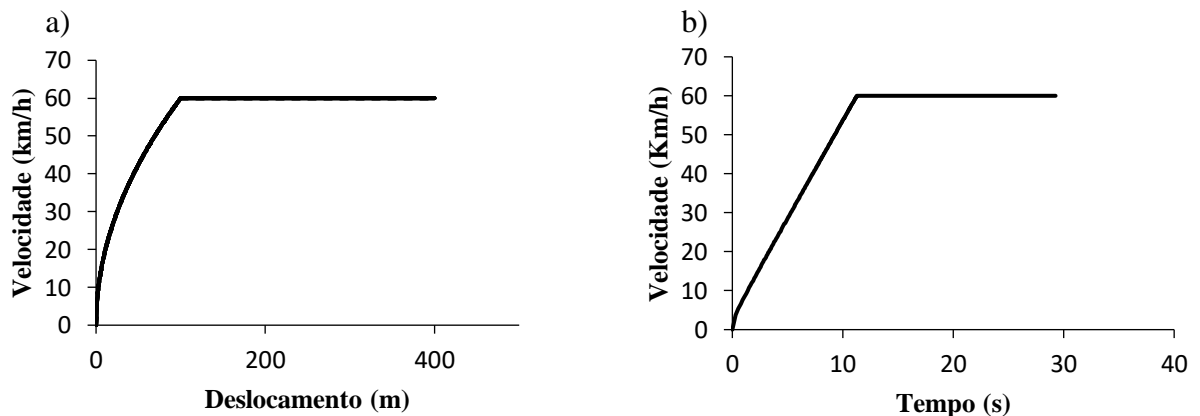
### 5.4.1. ANÁLISE DO CASO PADRÃO

Será feita a análise da motocicleta para o caso padrão (*Motor Real e Motocicleta Real*). Sem a modificação de seus parâmetros.

#### 5.4.1.1. Estudo da velocidade

Para a situação padrão, a motocicleta consegue realizar o deslocamento nas condições desejadas (Figura 48.a) de aceleração constante (Figura 48.b) em um percurso de suave elevação.

Figura 48: a) Variação da velocidade com a posição ao longo do teste padrão; b) variação da velocidade com o tempo ao longo do teste padrão



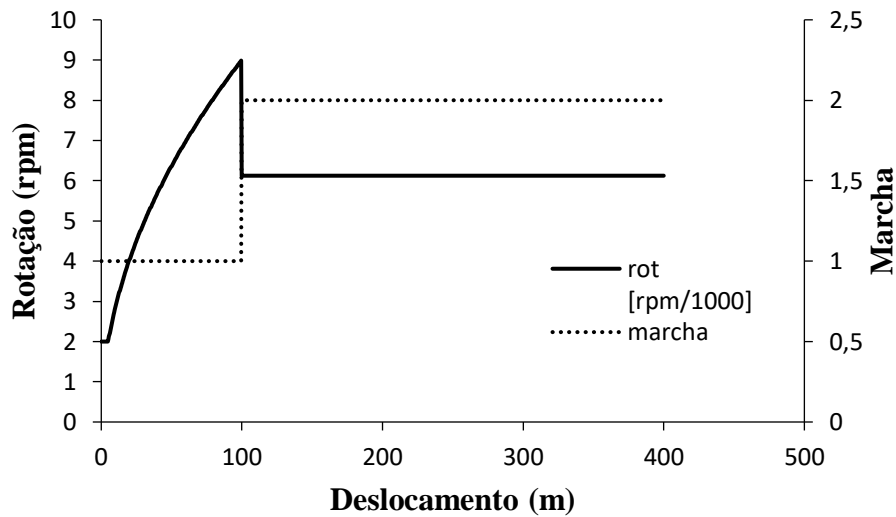
#### 5.4.1.2. Estudo da variação de marcha e rotação do motor

No estudo feito para as condições padrões, foi aplicado o câmbio padrão de 5 marchas disponível na motocicleta, com as relações de transmissão aplicadas pelo fabricante. Determinou-se que o usuário iria tomar como rotação máxima para passagem de marcha 9000 rpm, para se aproveitar a potência máxima disponível da motocicleta e 3500 rpm para a rotação mínima, exigindo a redução de marcha.

Aplicando essas condições de escolha de marcha, juntamente as análises demonstradas anteriormente do cálculo da rotação do motor para a velocidade desejada, obtém-se a escala de marchas e velocidade do motor para o deslocamento do teste (Figura 49). Se verifica que é necessário apenas a aplicação até a segunda marcha, devido as altas rotações permitidas por ser um teste de performance.



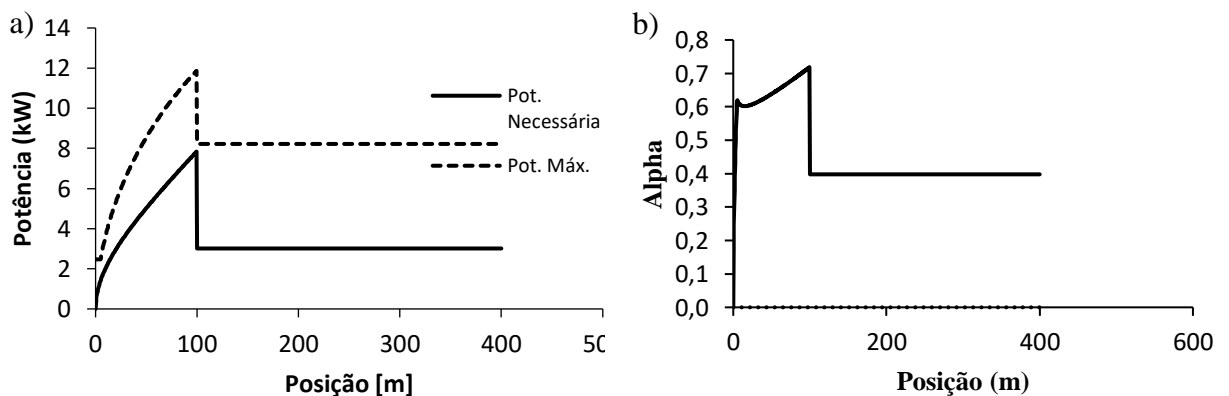
Figura 49: Variação da rotação do motor e da marcha acoplada com a posição ao longo do teste padrão



#### 5.4.1.3. Cálculo da potência desejada e disponível

Para cada situação do circuito de teste será calculada a potência necessária para realização do deslocamento nas condições solicitadas. A partir desta potência desejada, o programa verifica se há a disponibilidade deste nível de potência no motor, para alcançar a velocidade desejada do motor (Figura 50a). Caso não haja toda a potência solicitada, a motocicleta não irá alcançar a velocidade desejada no tempo e espaço esperado. Porém, se a potência disponível for superior, será aplicado um fator de regulação da potência (fator *alpha*) que irá ter a função do acelerador (Figura 50b), para que seja entregue exatamente a potência desejada e não a máxima disponível.

Figura 50: a) Potência disponível e aplicada ao veículo; b) variação da aceleração ao longo de percurso padrão de teste



#### 5.4.1.4. Cálculo do rendimento do motor para a potência aplicada

A partir das informações de rendimento do motor, foi formulado um mapa de rendimento com base na rotação e potência fornecida pelo motor. Com este mapa, é possível se calcular o rendimento médio do motor ao longo de todo o trajeto de teste. Pode então se calcular a massa de combustível gasta em cada instante  $t$  do percurso, por meio da potência, rendimento e PCI do combustível (Equação 109). Ao fim, se tem a massa total consumida para o percurso padrão. Neste caso padrão, ela foi de 18,1 g. Calcula-se então por meio da densidade média do combustível, o volume de combustível gasto, que para a massa citada é de 23,8 ml. Fazendo a relação entre distância percorrida e volume consumido de combustível, se obtém uma economia de 16,8 km/L. Através do estudo do mapa (Figura 51), é possível se entender a variação do rendimento do motor de acordo com a potência e rendimento aplicado ao motor. Sendo possível se identificar os pontos de maior e menor eficiência do motor. Pela análise da Figura 52 é possível se verificar como a economia e eficiência variam de acordo com as condições do percurso.

Figura 51: Mapa de rendimento do motor padrão de acordo com a rotação e potência disponível

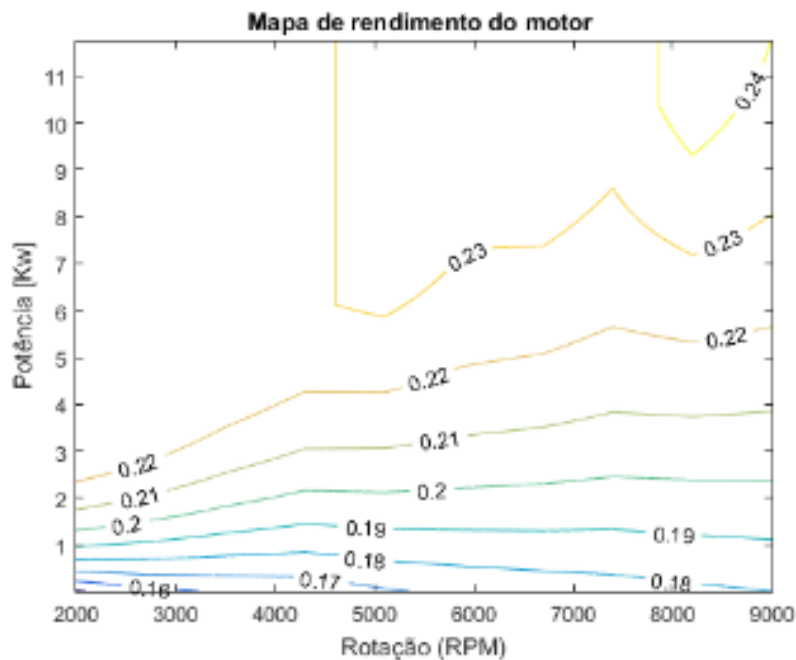
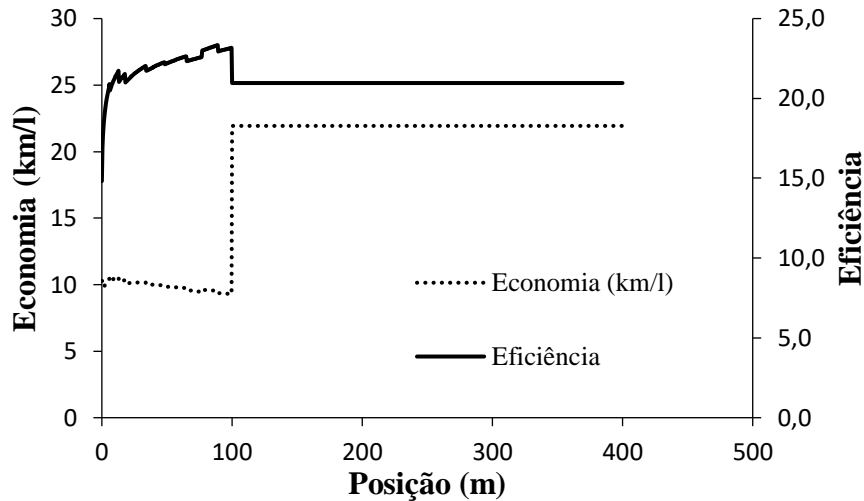


Figura 52: Variação da eficiência e da economia ao longo do percurso padrão de teste



## 5.5. ANÁLISE DOS MOTORES TESTADOS

### 5.5.1. MOTOR REAL

Foi obtida uma potência máxima de 11,87kW a 9000 rpm. Como pode ser visto na Figura 42, assim como um rendimento médio de 24%.

### 5.5.2. MOTOR OTTO

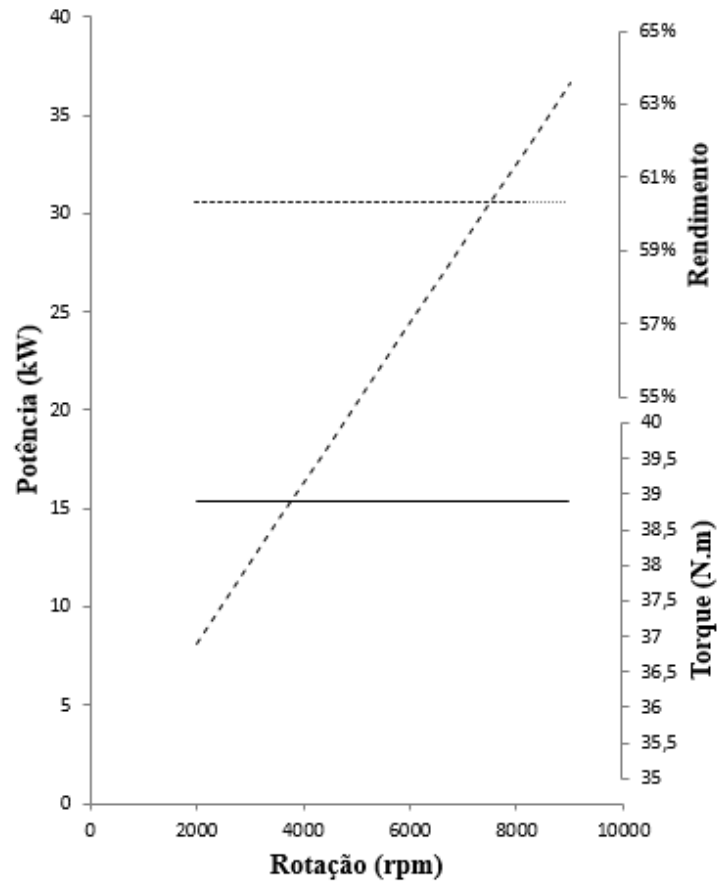
Ao se calcular o rendimento pelas condições já citadas, se obteve um rendimento médio de 60,32%. Enquanto que ao aplicar-se o cálculo do rendimento esperado de um ciclo *Otto* para a taxa de compressão adotada de 9,3 nas condições de Ar-Padrão:

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{r_{comp}^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{9,3^{1,4-1}} = 0,59 \quad (120)$$

Dessa forma, obtém-se uma boa aproximação para o ciclo *Otto*, por meio das considerações feitas. Para este motor, foi obtida uma potência máxima de 36kW a 9000 rpm, como pode ser visto nos gráficos de performance do motor (Figura 53).

Pelas análises do gráfico (Figura 53), se verifica que devido as considerações feitas para o ciclo *Otto* (eficiência volumétrica constante, sem atrito, etc.), praticamente não há variação de rendimento e torque com a velocidade, e a potência varia de forma linear.

Figura 53: Variação da potência, torque e rendimento

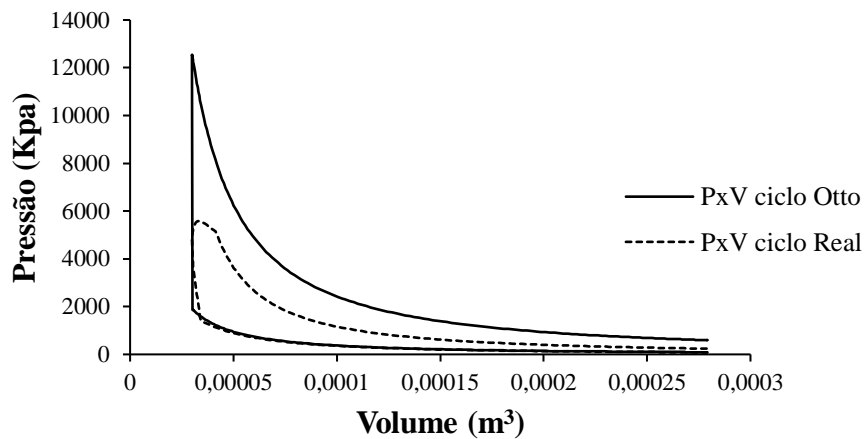


Comparando-se os resultados obtidos entre o motor ciclo *Otto* e o *Motor Real* em um gráfico P<sub>x</sub>V (Figura 54) como foi demonstrado anteriormente na Figura 3, obteve-se um resultado similar, em que se pode verificar as diferenças existentes entre os dois ciclos (*Real e Teórico*).

- Avanço de combustão: a necessidade de avanço da combustão, faz com que haja um aumento de pressão no instante ainda de subida do pistão, o que causa perda de trabalho;
- Atraso da combustão: Parte da combustão ocorre após o PMS, causando um menor aumento de pressão, devido ao volume existente ser maior;
- Perda por transferência de calor: O elevado aumento de temperatura, faz parte da energia liberada ser perdida para o motor por transferência de calor, diminuindo a temperatura máxima e conseqüentemente a pressão máxima possível;
- Perda devido as irreversibilidades do processo;

- Apesar de não está sendo considerado neste trabalho, há também perda devido a antecipação da abertura da válvula de escape, o que causa uma perda de trabalho por gerar um decaimento brusco de pressão antes de se atingir o PMI.

Figura 54: PxV comparativo entre motor ciclo Otto e motor ciclo Real, obtido para a rotação de 2000 rpm



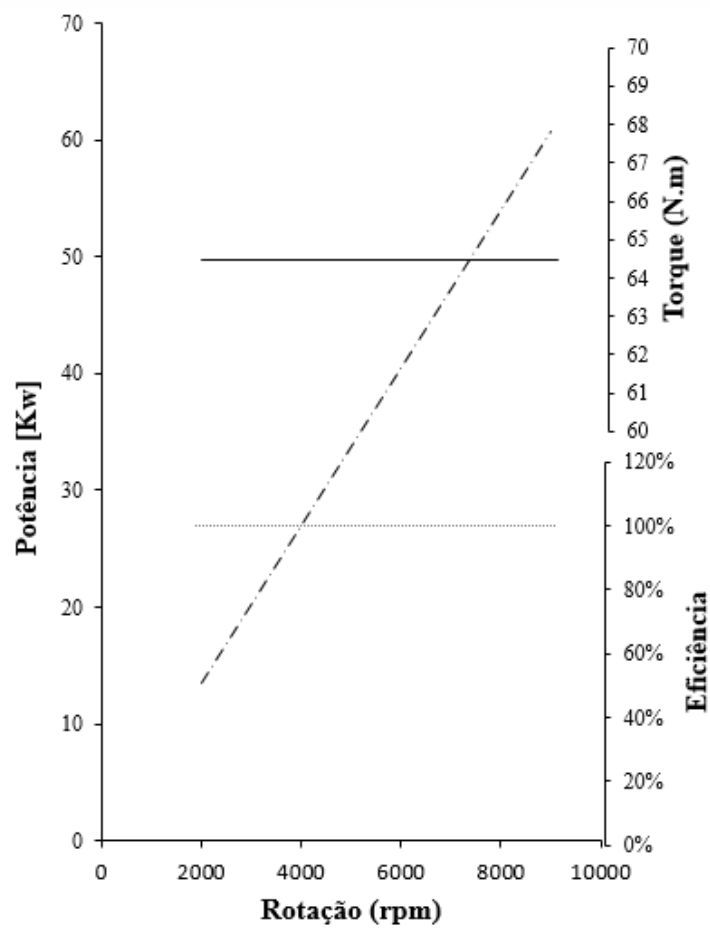
### 5.5.3. MOTOR PERFEITO

Mais eficiente do que o ciclo *Otto*, por apresentar um rendimento de 100%, o motor gerou uma potência máxima de 60,5Kw, como pode ser visto nos gráficos de performance do motor (Figura 55). Sendo assim, pela aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica, por isso um rendimento de 100%:

$$\Delta U = W \quad (121)$$

Assim como visto para o ciclo *Otto*, o ciclo perfeito (Figura 55) também apresenta rendimento e torque constante com a velocidade e potência variando de forma linear com a velocidade do motor. Uma vez que não há variação de parâmetros (eficiência volumétrica, tempo de queima, atrito, ...) com a mudança de velocidade do motor. Como toda a energia liberada na queima é convertida em trabalho, este motor apresenta rendimento de 100%, assim como os maiores níveis de potência e torque se comparado aos demais motores em teste.

Figura 55: Variação da potência, do torque e do rendimento para o *Motor Perfeito*



### 5.5.3.1. *Motocicletas analisadas*

Para a análise da motocicleta (Tabela 10), foram estudados dois modelos, um *Perfeito* e um *Real*. A *Motocicleta Perfeita* constitui um veículo dotado de coeficientes de arrasto e rolagem nulo e com massa desprezível, de forma a não haver resistência ao seu movimento. Já a *Motocicleta Real*, baseia-se em uma motocicleta com condições normais de funcionamento.

Tabela 10: Dados padrão adotados para as *Motocicletas Real e Perfeita*

Parâmetro	Real	Perfeito
Massa da motocicleta (kg)	135	0
Coefficiente de arrasto	0,3	0
Coefficiente de rolagem	0,02	0

#### 5.5.4. VARIAÇÃO TIPO DE MOTOR E MOTOCICLETA

Neste estudo está sendo analisado o desempenho do motor nas condições de ciclo *Real*, *Otto* e *Perfeito* para os dois tipos de motocicleta em análise no circuito padrão de teste (Tabela 11). De forma a se determinar a variação de desempenho em cada situação. Todas as situações foram capazes de realizar o teste no tempo mínimo 29,27s e velocidade média de 49,21m/s.

Tabela 11: Variação do ciclo de potência adotado para a análise nas *Motocicletas Real e Perfeita*

Motor	Motocicleta	Economia (km/l)
<i>Otto</i>	<i>Real</i>	44,86
<i>Otto</i>	<i>Perfeito</i>	289,95
<i>Perfeito</i>	<i>Real</i>	78,32
<i>Perfeito</i>	<i>Perfeito</i>	731,68
<i>Real</i>	<i>Real</i>	16,8
<i>Real</i>	<i>Perfeito</i>	86,4

Como era de se esperar, verificou-se uma maior eficiência para as *Motocicletas e Motores Perfeitos* e uma menor para os *Reais*, o que mostra a influência dos parâmetros de performance que diferenciam estes modelos de motocicleta e motor. Como todos as motocicletas alcançaram o padrão de velocidade desejado, todas as situações foram capazes de realizar o teste no tempo mínimo.

#### 5.5.5. MOTOR REAL E VARIAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE PISTA E MOTOCICLETA REAL

Este estudo (Tabela 12) foi desenvolvido para analisar a influência dos parâmetros de pista e da motocicleta. Aplicou-se como teste, a variação do  $K_a$ ,  $C_r$ , massa da moto e a inclinação da pista. Foi aplicado 3 Tipos de análise de sensibilidade das variáveis.

- Variável nula
- 1% do valor padrão
- Range

Todos os dados foram analisados para a situação padrão de percurso. Não houve perda de aderência nas situações analisadas. Todos as situações foram capazes de realizar o teste no tempo mínimo de 29,27s.

Tabela 12: Análise da influência da variação das condições da motocicleta e da pista

Análise	Estudo	Âng. Pista	Massa moto	Ka	Cr	Economia (km/l)	Ganho (%)
<i>Motocicleta Real</i>	1	0,02	135	0,3	0,02	16,80	---
<i>Motocicleta Perfeito</i>	2	0,02	0	0	0	86,40	414
	3	0	135	0,3	0,02	19,84	18
	4	0,02	0	0,3	0,02	26,72	59
	5	0,02	135	0	0,02	25,18	50
	6	0,02	135	0,3	0	19,84	18
	7	0,02	135	0	0	33,96	102
	8	0,02	0	0,3	0	29,46	76
	9	0,02	0	0	0,02	63,76	280
	10	0	135	0	0	54,77	226
	11	0	0	0,3	0	32,91	96
	12	0	0	0	0,02	86,40	414
<i>Moto-cicleta adaptada</i>	13	0,01	135	0,3	0,02	18,18	8
	14	0,03	135	0,3	0,02	15,63	-7
	15	0,02	70	0,3	0,02	20,34	21
	16	0,02	200	0,3	0,02	14,36	-14
	17	0,02	135	0,15	0,02	20,04	19
	18	0,02	135	0,45	0,02	14,53	-14
	19	0,02	135	0,3	0,01	18,18	8
	20	0,02	135	0,3	0,03	15,63	-7
	21	0,0002	135	0,3	0,02	19,80	18
	22	0,02	1,35	0,3	0,02	26,56	58
	23	0,02	135	0,003	0,02	25,04	49
	24	0,02	135	0,3	0,0002	19,80	18

A análise dos estudos 1 e 2 mostram, como já visto antes, as *Motocicletas Real e Perfeita* respectivamente, as quais representam a atual situação da motocicleta padrão de teste (estudo 1), sobre a qual as modificações de parâmetros serão comparadas, e o máximo em desempenho que se pode chegar (estudo 2).



Os estudos 3 a 12, representam a análise da influência de um ou mais parâmetros serem nulo. Fazendo uma análise isolada de apenas um parâmetro nulo (estudo 3 a 6), verifica-se que para uma comparação com a situação padrão, os parâmetros mais impactantes são a massa da motocicleta (ganho de 59%) e o coeficiente de arrasto (ganho de 50%). Nos estudos em conjunto de parâmetros nulo (estudos 7 a 12), prova-se que os maiores ganhos ocorrem ao se zerar os valores de massa e coeficiente de arrasto.

Na análise do subconjunto range (estudos 13 a 20), verifica-se o impacto da variação do valor dos parâmetros dentro de um determinado range. Como visto no subconjunto nulo, os principais impactos de ganhos e perdas de economia em relação ao caso padrão ocorrem para a variação dos parâmetros de massa da motocicleta e coeficiente de arrasto, obtendo-se respectivamente [21%, -14%] e [19%, -14%].

Por fim, o subconjunto 1% (estudos 21 a 24), que analisa o impacto da aplicação de 1% do valor padrão de cada parâmetro (sensibilidade). Esses estudos comprovam que os principais parâmetros são massa da motocicleta e coeficiente de arrasto. Ao se comparar os estudos do subconjunto 1% com o nulo. Percebe-se que: para a inclinação da pista a uma perda de menos de 1% (estudos 3 e 21); para a massa da motocicleta e o coeficiente de arrasto, há uma perda de aproximadamente 1% (estudos 4 e 22 e estudos 6 e 24, respectivamente); para o coeficiente de rolagem dos pneus há uma perda de menos de 1% (estudos 6 e 24).

Desta forma, nota-se que as situações de menor consumo de combustível foram as que envolveram os formatos da *Motocicleta Perfeita* (estudos 7 a 12), chegando a se alcançar médias de aproximadamente 86km/l. Já para o aumento dos coeficientes de arrasto, rolagem e inclinação da pista (aproximação das características da *Motocicleta Real*), se obteve os piores consumos, chegando-se a marca de 14km/l. O que mostra a importância do desenvolvimento de projetos de motocicletas cada vez mais leves, e com design aerodinâmico.

#### 5.5.5.1. *Variação do motor real e da motocicleta*

Para a análise do impacto da variação das características do motor, aplicou-se a variação do atrito, da transferência de calor e da eficiência isentrópica (Tabela 13).

Todos os dados foram analisados para a situação padrão de percurso. Não houve perda de aderência nas situações analisadas. Todos as situações foram capazes de realizar o teste no tempo mínimo 29,27s e com uma velocidade média de 49,21m/s.

Tabela 13: Análise da variação dos parâmetros do *Motor Real*

Análise	Economia (km/l)	Ganho (%)
Sem transferência de calor	31,77	89
Sem atrito	20,13	20
Eficiência isentrópica 1	19,74	17
Eficiência isentrópica 0,8	13,65	-18
<i>Motor Otto</i>	44,68	166
<i>Motor Perfeito</i>	78,38	367
<i>Motor Real</i>	16,80	-----

Nesse teste, é possível se verificar a importância na performance do motor, dos ajustes de seus parâmetros. Percebe-se que os maiores consumidores de potência do motor são: transferência de calor e atrito na respectiva ordem, havendo um aumento de até 89% na economia do motor no caso da extinção da transferência de calor. Além disso, os ciclos *Perfeito* e ideal (*Otto*) que não apresentam atrito e transferência de calor em sua análise, além de outras considerações, o que garante a estes, um aumento de mais de 300% de economia, no caso do ciclo *Perfeito*. Daí a importância do desenvolvimento de novos materiais e designs de motores, de forma a se reduzir essas perdas que são tão significativas.

#### 5.5.6. ESTUDOS GERAIS

Para analisar a influência da mudança de alguns parâmetros de análise como, distância percorrida por trecho, velocidade limite, combustível, relação de transmissão e outros parâmetros de influência no motor e na motocicleta, foram feitos os estudos a seguir.

##### 5.5.6.1. Velocidade de cruzeiro de 60km/h

Estudo feito para comparar o desempenho de uma motocicleta nas condições normais de teste (*Motocicleta Real*) com uma *Motocicleta Perfeita*, sem que haja o trecho de aceleração. De forma a se quantificar o impacto na performance da existência do trecho de aceleração, ou seja, da aplicação da força de inércia. O teste foi realizado na pista de 400m com velocidade de cruzeiro de 60 km/h.

Tabela 14: Estudo do desempenho com velocidade constante

Cruzeiro - 60 km/h - 400m	
Análise	Economia (km/l)
<i>Motocicleta Real</i>	21,94
<i>Motocicleta Perfeita</i>	225,60

Pode ser visto na Tabela 14 que para a *Motocicleta Real*, há um aumento no seu rendimento (30,6%), devido a etapa de aceleração não existir. Assim como, de forma similar, na *Motocicleta Perfeita*. O que mostra o expressivo peso das forças de inércia ( $F_{ine}$ ) na performance da motocicleta.

#### 5.5.6.2. Comparativo álcool – gasolina

Estudo feito entre a *Motocicleta Perfeita e Real* (Tabela 15), variando-se o combustível aplicado entre gasolina e álcool. Para este estudo foi usado o circuito básico de aceleração e velocidade constante. Todos as situações foram capazes de realizar o teste no tempo mínimo 29,27s e velocidade média de 49,21m/s.

Tabela 15: Estudo da mudança de desempenho devido a mudança de combustível

Gasolina - Álcool		
	Análise	Economia (km/l)
Álcool	<i>Motocicleta Real</i>	16,80
	<i>Motocicleta Perfeita</i>	86,40
Gasolina	<i>Motocicleta Real</i>	27,22
	<i>Motocicleta Perfeita</i>	140,65

O estudo mostra que como não há grande diferença de potência (aproximadamente 6% a 9000 rpm) entre os motores com os combustíveis analisados. Em que todas as variáveis testadas conseguem realizar o trajeto no mesmo tempo. Porém, como é de se esperar, há uma menor economia no uso do álcool em ambas as situações (*Motor Real e Perfeito*), havendo uma diferença média de 63% na economia entre os combustíveis, tanto nas *Motocicletas Perfeita* quanto nas *Motocicletas Real*.

### 5.5.6.3. Aceleração 0-100km/h – 100km/h

Estudo feito para o circuito básico, novamente com as *Motocicletas Real e Perfeita*. Porém aplicando uma velocidade limite de 100km/h, de forma a se analisar os motores em uma situação de maior exigência de performance.

Tabela 16: Análise do desempenho para o percurso padrão com aceleração 0-100km/h

Análise	Tempo	0-100km/h - 100km/h		
		V <sub>máx</sub>	V <sub>méd</sub>	Economia (km/l)
<i>Motocicleta Real</i>	20,72	91,9	69,50	10,64
<i>Motocicleta Perfeita</i>	17,56	100	82,01	47,20

A análise da Tabela 16 mostra que a elevação das exigências do percurso, fez a motocicleta nas condições reais, não conseguiu completar o percurso no tempo desejado. Além da exigência maior do motor, gerar um elevado consumo. O que não acontece com a motocicleta perfeita, em que as exigências de potência continuam inferiores a potência disponível, apesar de seu rendimento também ter diminuído em relação ao caso padrão.

### 5.5.6.4. Comparativo motor com e sem lavagem dos gases remanescentes

Nesta fase do estudo, foi analisado o impacto na performance da motocicleta devido a aplicação ou não do processo de lavagem dos gases resultante da combustão. Para tal foi aplicado o percurso de aceleração de 0-100km/h, por ser um trajeto que demanda uma potência maior do que a disponibilizada pelo motor padrão na motocicleta padrão. De modo a se possibilitar a visualização da evolução no desempenho da motocicleta devido a inserção da lavagem. Com o processo de lavagem, se eleva a massa de mistura ar-combustível consumida, elevando a potência do motor.

O estudo feito na Tabela 17 mostra que houve um aumento de performance da *Motocicleta Real* com lavagem em relação à sem lavagem (padrão). Em que, mesmo sem a obtenção da velocidade máxima no espaço desejado, a motocicleta alcançou uma velocidade final superior.

Quanto a economia, ambos os motores (com e sem lavagem), apresentaram consumos aproximados em todas as situações. Desta forma, o processo de lavagem dos gases, apresenta boa performance frente aos motores sem lavagem, quanto a relação potência consumo.

Tabela 17: Análise da influência no desempenho de um motor com ou sem o processo de lavagem dos gases remanescentes na câmara de combustão

Percurso 0-100km/h - 100km/h					
	Análise	Tempo	V <sub>máx</sub>	V <sub>méd</sub>	Economia (km/l)
Com lavagem	<i>Motocicleta Real</i>	19,75	96,9	72,92	10,26
	<i>Motocicleta Perfeita</i>	17,56	100	82	47,35
Sem lavagem	<i>Motocicleta Real</i>	20,72	91,90	69,50	10,64
	<i>Motocicleta Perfeita</i>	17,56	100	82	47,20

#### 5.5.6.5. Rampa de aceleração estendida 0-60km/h

Nesta análise foi verificado o efeito sobre a performance do comprimento do trecho de aceleração (Tabela 18). Dobrou-se o tamanho do percurso de aceleração (de 100 m para 200 m) e manteve-se o trecho de velocidade de cruzeiro (300 m). Todas as situações foram capazes de realizar o teste no tempo mínimo 34,95s e velocidade média de 41,20m/s.

Tabela 18: Análise do desempenho devido à redução da aceleração necessária

Rampa estendida 0-60km/h - 60km/h	
Análise	Economia (km/l)
<i>Motocicleta Real</i>	17,98
<i>Motocicleta Perfeita</i>	95,92

Com a suavização do percurso de aceleração, a motocicleta consegue fazer o trajeto com maior facilidade, reduzindo o seu consumo médio em 2,4% na *Motocicleta Real*. Pois a aceleração desejada depende do espaço existente, sendo inversamente proporcional ao tamanho do trecho de aceleração. Desta forma, o esforço necessário que será solicitado ao motor irá diminuir.

#### 5.5.6.6. Potência limitada 0-100km/h - 100km/h

Neste estudo, foi feita uma análise para simular os condutores mais conservativos que não aplicariam a potência máxima disponível pela moto em cada situação (Tabela 19). Para tal, foram simulados dois estudos com potência limite de 80% e 60% da potência máxima disponível. Foi adotada a velocidade máxima desejada de 100km/h, por ser um perfil de análise que demanda a potência máxima da motocicleta.

Tabela 19: Análise da influência da restrição do uso da potência disponível

Potência limitada 0-100km/h - 100km/h					
	Análise	Tempo	V <sub>máx</sub>	V <sub>méd</sub>	Economia (km/l)
$\alpha = 0,8$	<i>Motocicleta Real</i>	22,68	88,20	63,50	11,50
	<i>Motocicleta Perfeita</i>	17,56	100	81,96	47,07
$\alpha = 0,6$	<i>Motocicleta Real</i>	24,23	75,90	54,85	13,63
	<i>Motocicleta Perfeita</i>	17,66	100	81,55	46,60
$\alpha = 1,0$	<i>Motocicleta Real</i>	20,72	91,90	69,50	10,64
	<i>Motocicleta Perfeita</i>	17,56	100	82	47,20

Em ambas as situações, as motocicletas reais com potência restringida não foram capazes de realizar o trajeto, o que era de se esperar pois a *Motocicleta Real* padrão também não consegue. Havendo na situação de menor exigência, uma menor performance, porem uma maior economia devido ao fato dos esforços solicitados ao motor serem menores.

#### 5.5.6.7. Mudança da relação de transmissão

Estudo feito para analisar a influência da modificação da relação de transmissão original de fábrica da motocicleta, que é feito por alguns usuários para implementar a performance ou reduzir consumo. Ou seja, por meio da modificação do conjunto coroa e pinhão, foi feita a análise para alguns conjuntos possíveis, em condições padrões de pista e velocidade final.

O estudo da Tabela 20 mostrou que a escolha da relação afeta o consumo e desempenho da motocicleta. Podendo se verificar que do ponto de vista de otimização dos parâmetros, a escolha feita pelo fabricante é a que apresenta a melhor relação entre desempenho e consumo. Pois tem o melhor consumo, tempo e velocidade média, apesar de ter a menor velocidade final. O que mostra que a opção por uma velocidade final máxima acarreta em maior consumo de combustível (apresentando a pior economia). Além disso, um outro fato que pode ser analisado, é que apesar da relação 2,57 apresentar a maior velocidade final, ela não apresenta o menor tempo. Pois a sua curva de aceleração deve apresentar um trecho intermediário mais suave, gerando de início menores velocidades, mas com a evolução do deslocamento acelerações superiores.

Tabela 20: Análise da influência da mudança da relação de transmissão da motocicleta

Análise	Mudança relação transmissão 0-100km/h - 100km/h						Economia (km/l)
	Relação de transmissão	Pinhão	Coroa	Tempo	V <sub>máx</sub>	V <sub>méd</sub>	
<i>Motocicleta Real</i>	2,85	13	37	20,72	91,90	69,50	10,64
	2,77	13	36	20,77	92,20	69,34	10,61
	2,69	13	35	20,81	93,30	69,20	10,51
	2,92	13	38	20,67	92,00	69,66	10,64
<i>Motocicleta Real com relação modificada</i>	3,46	13	45	20,40	94,30	70,61	10,35
	3,38	13	44	20,22	96,00	71,20	10,23
	2,64	14	37	20,85	95,00	69,06	10,40
	2,57	14	36	20,96	97,70	68,69	10,16
	2,5	14	35	21,16	96,80	68,07	10,28
	2,47	15	37	21,24	96,20	67,79	10,37
	2,4	15	36	21,42	95,10	67,23	10,46
	2,33	15	35	21,60	94,00	66,66	10,54

#### 5.5.6.8. Análise da influência do ângulo principal de queima

Esta análise foi realizada para verificar a influência no desempenho da motocicleta padrão, da variação do seu ângulo principal de queima. Para o estudo demonstrado na Tabela 21, foram adotados valores extremos de 120° e 0°. Os quais representam, uma queima de alta duração, e uma queima quase instantânea, respectivamente. Sendo esses dados comparados com a motocicleta padrão que apresenta um ângulo principal de 45° e todas as análises feitas nas condições padrões de teste.

A análise mostra que para a adoção do ângulo de 120° a queima termina muito tarde, havendo uma menor pressão interna de pico devido ao atraso da reação, o que faz a mesma ocorrer em um estágio de grande volume interno do cilindro. Para o estudo da análise com ângulo zero, devido a existência do *delay*, a reação ocorre antes do pistão atingir o PMS de forma que parte da combustão freia o motor por fazer força contra o movimento do mesmo. Pela análise dos resultados (Tabela 21) é possível ver o impacto sobre a economia do motor, da escolha inadequada dos ângulos de queima.

Tabela 21: Análise da influência da modificação do ângulo principal de queima

Mudança do ângulo principal 0-60km/h-60km/h				
Motor	Tempo	$V_{\text{méd}}$	Economia (km/l)	Ganho (%)
Ângulo principal de queima 120°	29,27	49,21	15,46	-7,98
Ângulo principal de queima 0°	29,27	49,21	12,82	-23,70
<i>Motor Real</i>	29,27	49,21	16,8	--



## 6. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Foi feito o aprimoramento de um modelo existente, tornando-o um modelo simples porém completo de análise do motor, que permitiu o desenvolvimento de um estudo da influência dos principais parâmetros de um motor em sua performance. Ao se fazer a análise isolada dos motores em estudo (*Perfeito, Ideal e Real*) verificou-se o comportamento de cada um dos motores com a variação da rotação quanto a potência, torque e rendimento. Além de estudos de comportamento de parâmetros do motor, como: comparação de curvas P<sub>x</sub>V entre um ciclo *Ideal* e *Real*; variação da concentração dos produtos e reagentes ao longo da reação de combustão; estudo do avanço de chama; dentre outros estudos que foram desenvolvidos para a análise do comportamento do motor. Por meio destas análises, foi possível se ver a influência da presença de fenômenos como atrito e transferência de calor no *Motor Real*, os quais fazem o rendimento do motor variar com a velocidade, o que não ocorre no motor *Ideal* e *Perfeito* que não apresentam tais fenômenos. Além de o porquê da diferença de rendimento e potência existente entre cada motor.

Similarmente, no estudo das motocicletas foi avaliado o seu comportamento em um circuito padrão, considerando-se uma *Motocicleta Perfeita* e uma *Real*. Por meio de estudos como: variação da velocidade com a posição e o tempo ao longo do percurso; variação da velocidade do motor e marcha acoplada; relação entre potência necessária e disponível; entre outros estudos possíveis que servem de base para o estudo do comportamento da motocicleta para as condições impostas de pista, veículo e motor. Em que mostrou-se o impacto na performance de parâmetros como massa da motocicleta, arrasto, inclinação da pista e resistência a rolagem dos pneus, além das acelerações impostas pelo condutor, demonstrando o ganho de até 414% em rendimento da *Motocicleta Perfeita* frente a *Real* devido à ausência desses fatores (arrasto, resistência a rolagem e massa da motocicleta).

Antes da realização dos estudos, foi realizado um estudo de validação do modelo desenvolvido para o motor por meio da comparação de seus resultados com: os resultados obtidos pelo fabricante do motor em análise; simulações em software comercial; e por comparação com equações empíricas. Estas análises mostraram o bom comportamento do modelo, em que se obteve curvas similares as de comparação, com erros pequenos e relativamente constantes. O que comprovou que o modelo apesar de não ser exato (devido as suas simplificações) apresenta resultados coerentes com relação aos fenômenos analisados e com um erro aceitável para um modelo didático que visa apenas o estudo dos fenômenos.

Por fim, com a junção dos modelos foi possível realizar a conexão entre os modelos e desta forma o desenvolvimento de um estudo integrado motor/motocicleta, que permitiu a análise do impacto na performance da motocicleta da modificação de parâmetros:

- Da motocicleta e do motor (estudo 1): comparou-se os diferentes motores e motocicletas por meio da economia, se obtendo como destaque a redução no consumo da combinação *Motor e Motocicleta Perfeita* (economia de 731,68 km/l) em relação a combinação *Motor e Motocicleta Real* (Economia 16,8 km/l);
- Apenas da motocicleta (estudo 2): analisou a influência isolada dos parâmetros da motocicleta, demonstrando que os fatores de maior peso na economia são: massa da motocicleta e coeficiente de arrasto, daí a busca dos fabricante em aprimorar aerodinâmica da motocicleta e reduzir o seu peso;
- Apenas do motor (estudo 3): foi analisado alguns dos principais parâmetros do motor e se comprovou que os principais fatores influenciadores são transferência de calor (ganho de 89% em relação ao motor padrão) e atrito (ganho de 20% em relação ao motor padrão), mostrando a importância da necessidade de sua redução. Porém, se sabe que há limite operacionais de redução;
- Parâmetros isolados do motor ou da motocicleta a depender do estudo feito (estudos gerais). Nestes estudos isolados, mostrou-se que:
  - Há uma considerável diferença volumétrica de consumo de combustível (63%) entre o uso do etanol ou da gasolina, apesar da pequena diferença de performance;
  - A importância dos parâmetros de resistência ao movimento da motocicleta, sendo a massa da motocicleta e o arrasto os principais responsáveis pela menor performance da *Motocicleta Real*;
  - Dentre os parâmetros do *Motor Real*, a transferência de calor e o atrito são os principais responsáveis por suas perdas energéticas, apesar de não serem os únicos;

- Além desses parâmetros, outros estudos foram desenvolvidos e mostraram a importância de outros fatores na performance e economia de uma motocicleta.

Como sugestão de trabalhos futuros, sugere-se a melhoria do modelo do motor, por meio do aprimoramento de ferramentas de análise, como:

- Análise de eficiência volumétrica: o modelo atual não considera fenômenos como a ressonância dos gases, sendo gerada uma curva a partir da eficiência calculada em um estudo sem a ressonância;
- Cálculo das perdas internas por atrito: O modelo atualmente considera uma porcentagem fixa por rotação do trabalho gerado;
- Refrigeração do motor: Não está se considerando a transferência de calor entre o as paredes do cilindro, fluido refrigerante e o meio externo, se considera atualmente apenas entre os gases internos e as paredes do cilindro (a uma temperatura fixa);
- Implementação do modelo de análise de emissões.

Além desses fatores, algumas melhorias aos modelos são necessárias de forma a torna-los mais intuitivos e flexíveis a modificações, por se tratar de um modelo para uso didático. Quanto aos testes realizados, propõe-se a realização de testes de performance do motor por meio da variação dos seus parâmetros geométricos. Ou seja, uma análise do impacto da variação da litragem do motor, relações biela-manivela, dimensões dos pistões e válvulas, dentre outros.

## REFERÊNCIA

ARIELLO, Ana Flávia. **Simulação de Auto- Ignição e Propagação de Chamas Laminares de Etanol, N-Heptano e Isoctano com Mode**. 2010. 74 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Química, Pós-Graduação em Engenharia Química, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2016. Cap. 5.

BARROS, José Eduardo Mautone. **Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos**. 2003. 1 v. Tese (Doutorado) - Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, 2003. Cap. 8.

BLAIR, Gordon P.. **Design and Simulation of Four Stroke Engines**. Society Of Automotive Engineers Inc, 1999. 815 p.

DETRAN. **Frota por UF e tipo de veículo 2016**. 2016. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/frota.htm>>. Acesso em: 20 jan. 2017.

BORDONAL, Ricardo Ricci; SOUZA, Ana Marta. Análise Numérica do Comportamento Global de um Motor de Combustão Interna. **Congresso Internacional de Motores, Combustíveis e Combustão**. Belo Horizonte, nov. 2016.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna - Volume 1**. São Paulo: Edgard Blucher, 2012.

CARLOS MAURÍCIO FARJOUN (Brasil). Auto Entusiastas. **Motores grandes e econômicos: isso é possível?** 2011. Disponível em: <<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2011/10/motores-grandes-e-economicos-isso-e.html>>. Acesso em: 20 jan. 2017.

CARVALHO, Márcio Augusto Sampaio de. **Avaliação de um Motor de Combustão Interna Ciclo Otto Utilizando Diferentes Tipos de Combustíveis**. 2011. 147 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-Graduação em Engenharia Industrial, UFBA, Salvador, 2011. Cap. 54400200.

CENGEL, Yunus; BOLES, Michael. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. 8. ed. McGraw-hill Education, 2014. 214 p.

COSSALTER, Vittore. **Motorcycle Dynamics**. Lulu, 2006. 372 p.

COSTA, António Emanuel Figueiredo. **Computer Simulation of an Internal Combustion Engine Supervisor**. 2008. 95 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Mechanical Engineering, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2008. Cap. 3.

CUNHA, Saulo dos Santos. **Estudo Computacional da Dinâmica das Motocicletas nas Acelerações, Frenagens e Curvas: O Efeito da Técnica do Piloto e das Condições da Estrada**. 2016. 77 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-Graduação Engenharia Mecânica, UFPE, Recife, 2016. Cap. 5.

DONÁDIO, Rafael das Neves. **Modelagem do Comportamento Direcional de Motocicletas em Curva**. 2009. 126 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Fundação Educacional Inaciana, São Bernardo do Campo, 2009. Cap. 8.

FAGGI, Rodrigo. **Formação de Mistura Ar Combustível em Motores de Ignição por Faísca a Quatro Tempos**. 2012. 60 f. Monografia (Especialização) - Curso de Pós-Graduação Engenharia Automotiva, Instituto Mauá, São Caetano do Sul, 2012. Cap. 5.

FALCÃO, Carlos Eduardo Guex. **Análise Numérica Comparada a Dados Experimentais de Ondas de Pressão na Admissão de Ar de um Motor de Combustão Interna**. 2010. 74 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFRS, Porto Alegre, 2010. Cap. 9.

FERGUSON, Colin R.; KIRKPATRICK, Allan T.. **Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences**. 3. ed. Wiley, 2015.

HANRIOT, Sérgio M.; VALLE, Ramon M.; MEDEIRO, Marcello A. Faraco de. **Estudo Numérico E Experimental do Escoamento de Ar em Conduitos de Aspiração Retos de Motores de Comb**. Belo Horizonte: Puc-mg, 2010.

HEYWOOD, John. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Mcgraw-hill Education, 1989. 960 p.

HONDA. **Manual do proprietário CBX 250**. Manaus: Honda, 2009. 152 p.

KATHERINE COUTINHO (Brasil). G1. **Jeep inaugura fábrica que deve gerar 9 mil empregos até o fim do ano**. 2015. Disponível em: <<http://g1.globo.com/pernambuco/noticia/2015/04/jeep-inaugura-fabrica-que-deve-gerar-9-mil-empregos-a>>. Acesso em: 06 jan. 2017.

L'OPEZ, E. J.; NIGRO, N. M.. Validation of a 0D / 1D Computational Code for the Design of Several Kind of Internal Combustion Eng. **Latin American Applied Research**, Santa Fé, v. 184, n. 40, p.175-184, 19 maio 2009.

LANGEANI, Marcos. **Motores de Combustão Interna**. Cabo de Santo Agostinho: Fento, 2017.

MACKAY, David Jc. **Sustainable Energy — without the hot air**. Cambridge: Uit Cambridge Ltd., 2009. 414 p.

MARTINS, Jorge. **Motores de Combustão Interna**. 3. ed. Porto: Publindustria, 2011. 431 p.

MAURÍCIO A. TRIELLI (Brasil). Instituto Mauá de Tecnologia. **Motores de Combustão Interna**. Cabo de Santo Agostinho: UFRPE, 2016. 157 slides, color.

MONTEIRO, José Francisco de Castro; BARBOSA, João Roberto. **Simulação Numérica de Motores de Combustão Interna**. São José dos Campos: Ita, 1996. 8 p.

NORTON, Robert L.. **Projeto de Máquinas**. 4. ed. Bookman, 2013. 1030 p.

PARIOTIS, E.g.; KOSMADAKIS, G.m.; RAKOPOULOS, C.d.. Comparative analysis of three simulation models applied on a motored internal combustion engine. **Energy Conversion and Management**, Piraeus, v. 60, n. -, p.45-55, ago. 2012. Elsevier BV.

RECH, Charles. **Análise Numérica e Experimental do Escoamento em Motores de Combustão Interna**. 2010. 107 f. Tese (Doutorado) - Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFRS, Porto Alegre, 2010. Cap. 8.

REZENDE, Eduardo Melo; XAVIER, Sampaio. **Ferramentas Virtuais Dinâmicas para Processo de Calibração de um Sistema Controle Motor**. 2011. 1 v. Tese (Doutorado) - Curso de Pós-Graduação Engenharia Elétrica, UFMG, Belo Horizonte, 2011. Cap. 5.

ROCHELLI DANTAS (Pernambuco). Diário de Pernambuco. **Grupo Fiat Chrysler capacita turma com 38 profissionais junto com o C.E.S.A.R**. 2015. Disponível em: <[http://www.diariodepernambuco.com.br/app/noticia/economia/2015/07/27/internas\\_economia,588813/grupo-](http://www.diariodepernambuco.com.br/app/noticia/economia/2015/07/27/internas_economia,588813/grupo-)>. Acesso em: 20 jan. 2017.

RUFFO, Gustavo Henrique; RODRIGUEZ, Henrique. **O que há de diferente nos motores de ciclo Atkinson e Miller?** 2016. Disponível em: <<http://quatorrodas.abril.com.br/auto-servico/o-que-ha-de-diferente-nos-motores-de-ciclo-atkinson-e-miller/>>. Acesso em: 10 jan. 2017.

SHAPIRO, Howard N. et al. **Princípios de Termodinâmicos para Engenharia**. 6. ed. Ltc, 2009. 800 p.

SILVA JÚNIOR, Edmilson José da. **Simulação de Tráfego Considerando Automóveis e Motocicletas: Ênfase na Influência dos Parâmetros do Motor no Consumo Global de Combustível**. 2014. 98 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, UFPE, Recife, 2014. Cap. 5.

SIVAK, Michael; SCHOETTLE, Brandon. **Eco-Driving: Strategic, Tactical, and Operational Decisions of the Driver that Improve Vehicle Fuel Economy**. Michigan: The University Of Michigan, 2011. 19 p.

SPITSOV, Oleg. **Heat transfer inside internal combustion engine: modelling and comparison with experimental data**. 2013. 55 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Programme In Energy Technology, Lappeenranta University of Technology, Lappeenranta, 2013. Cap. 5.

STONE, Richard. **Introduction to Internal Combustion Engines**. 3. ed. Society Of Automotive Engineers Inc, 1999. 641 p.

TAYLOR, Charles Fayette. **The internal-combustion engine in theory and practice**. 2. ed. Massachusetts: M. I. T. Press, 1985. 574 p.

WEI, Chao. A dynamic general equilibrium model of driving, gasoline use and vehicle fuel efficiency. **Review of Economic Dynamics**, Washington, v. 16, n. 4, p.650-667, out. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.red.2012.11.004>.