

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM MOTOR  
OTTO OPERANDO COM ETANOL HIDRATADO

por

Thompson Diordinis Metzka Lanzasova

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, março de 2013

AVALIAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM MOTOR  
OTTO OPERANDO COM ETANOL HIDRATADO

por

Thompson Diordinis Metzka Lanzasova  
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da  
Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos  
requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo

Co-orientador: Prof. Dr. Mario Eduardo Santos Martins (DEM / UFSM)

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Charles Rech

DEMA / ULBRA

Prof. Dr. Francis H. R. França

PROMECC / UFRGS

Prof. Dr. Luiz A. O. Rocha

PROMECC / UFRGS

Prof. Dr. Rogério José Marczak  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 26, março de 2013

## RESUMO

Uma maneira ecologicamente correta de manejar os recursos energéticos disponíveis e reduzir as emissões de gases de efeito estufa é utilizar biocombustíveis ao invés de combustíveis de origem fóssil em motores de combustão interna. Entretanto, o preço mais alto dos biocombustíveis pode ser um fator limitante para o aumento e viabilização do seu uso. Em relação ao etanol, para se obter misturas com mais de 80% de etanol em água o custo de produção cresce exponencialmente. Assim, se misturas de etanol com alto percentual de água, de menor custo, puderem ser utilizadas em motores de combustão interna com sucesso, esse combustível pode se tornar mais atrativo e mais amplamente utilizado. Este trabalho analisa o desempenho de um motor de ignição por centelha operando com etanol em diferentes percentuais de hidratação, através de simulações computacionais e procedimentos experimentais. Foi utilizado um motor monocilíndrico de 0,668L e naturalmente aspirado, com relação de compressão de 19:1 e injeção direta em pré-câmara, ciclo Diesel, foi modificado para operação em ciclo Otto - injeção de combustível no duto de admissão e relação de compressão de 12:1. Testes em dinamômetro foram conduzidos com o etanol hidratado comercial (95% de etanol e 5% de água) e com misturas de etanol e água com maiores percentuais de hidratação (conteúdo volumétrico de até 60% de etanol e 40% de água). Simulação computacional através de software de volumes finitos unidimensional foi utilizada para realizar a análise da combustão. Foi possível alcançar operação estável com misturas de até 40% de água em etanol e ocorreu aumento de eficiência térmica para misturas de até 30% de água.

Palavras-chave: Motores de combustão interna; ; etanol hidratado; análise de combustão.

## **ABSTRACT**

An environmentally friendly way to manage the available energetic resources and to reduce greenhouse gas emissions is to use bio instead of fossil fuels in internal combustion engines. However, the sometimes higher prices of biofuels can be a limiting factor for their widespread and viable use. Concerning ethanol and its production costs, to obtain above 80% ethanol-in-water mixtures demands an exponentially increasing energy supply. Hence, if a low-cost high water content ethanol could be successfully burned in internal combustion engines it would be even more attractive and extensively used. This work analyzes the performance of a spark ignition engine running with ethanol with different percentages of hydration through numeric and experimental simulations. To achieve this goal, a 0,668L naturally aspirated single cylinder engine, with compression ratio of 19:1 and pre-chamber direct injection, operating at Diesel cycle was modified to operate in Otto cycle - port fuel injection, with a compression ratio of 12:1. Dynamometer tests were carried out with commercial hydrous ethanol (95% ethanol and 5% water) and water-in-ethanol blends with higher hydration levels (volumetric content up to 60% ethanol and 40% water). Computer simulation through one-dimensional finite volume software was carried out to perform a heat release analysis. It was possible to achieve stable operation with up to 40% water-in-ethanol blends and thermal efficiency increase was achieved for blends with up to 30% of water.

Keywords: internal combustion engines; spark ignition; hydrous ethanol; heat release analysis.

# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	Motivação para o estudo .....	1
1.2	Objetivos e Organização do Trabalho .....	2
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>4</b>
2.1	Etanol super-hidratado.....	4
2.2	Combustão em motores de ignição por centelha .....	7
2.3	Utilização de etanol em motores de ignição por centelha .....	11
2.4	Utilização de combustíveis com altos teores de água em motores de combustão interna .....	12
<b>3</b>	<b>SOLUÇÃO NUMÉRICA .....</b>	<b>18</b>
3.1	Modelagem matemática através do método dos volumes finitos .....	19
3.2	Esquema de discretização temporal.....	20
3.3	Discretização espacial.....	20
3.4	Equações governantes de dinâmica dos fluidos computacional .....	21
3.5	Modelagem do cilindro.....	25
3.6	Cálculo da taxa de queima à partir da pressão instantânea do cilindro .....	29
3.7	Correlação de Woschni para transferência de calor .....	30
3.8	Propriedades dos fluidos.....	31
3.9	Modelagem de dutos retos .....	33
3.10	Modelagem orifícios, válvulas do cilindro e válvula borboleta .....	33
<b>4</b>	<b>PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>36</b>
4.1	Motor utilizado no trabalho .....	36
4.2	Módulo de injeção eletrônica .....	40
4.3	Sistema de medição e alimentação de combustível.....	41
4.4	Sistema de frenagem.....	42
4.5	Transdutores de pressão.....	42

4.6	Referenciamento dos sensores de pressão .....	44
4.7	Termopares .....	44
4.8	Sistema de aquisição e tratamento de dados.....	45
4.9	Determinação dos coeficientes de descarga das válvulas.....	46
4.10	Caracterização do combustível.....	48
4.11	Metodologia de ensaios experimentais.....	49
<b>5</b>	<b>CRIAÇÃO DO MODELO NO GT-SUITE.....</b>	<b>53</b>
5.1	Caracterização do cilindro .....	54
5.2	Caracterização do <i>cranktrain</i> .....	56
5.3	Caracterização das válvulas .....	58
5.4	Caracterização dos dutos dos sistemas de admissão e exaustão.....	59
5.5	Caracterização do sistema de injeção de combustível.....	62
5.6	Condições de contorno dos ambientes de admissão e exaustão .....	63
5.7	Configurações da simulação .....	63
5.8	Independência de malha espacial e temporal .....	65
5.9	Ajuste de <i>phasing</i> .....	67
<b>6</b>	<b>PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO .....</b>	<b>70</b>
6.1	Mensuração das incertezas de medição .....	70
6.2	Cálculo dos parâmetros experimentais .....	73
6.2.1	Cálculo da rotação média.....	73
6.2.2	Cálculo do índice $\lambda_{\text{médio}}$ .....	73
6.2.3	Cálculo do consumo de etanol admitido por ciclo.....	74
6.2.4	Cálculo do consumo de ar admitido por ciclo .....	76
6.2.5	Cálculo do consumo de água admitido por ciclo .....	76
6.2.6	Cálculo do Torque <i>Brake</i> .....	77
6.2.7	Cálculo da Potência <i>Brake</i> .....	77
6.2.8	Cálculo do Consumo de combustível específico <i>Brake</i> .....	78
6.2.9	Cálculo da Eficiência <i>Brake</i> .....	78

6.3	Cálculo dos parâmetros simulados pelo GT-Power .....	78
<b>7</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>85</b>
7.1	Resultados experimentais .....	85
7.2	Resultados da Simulação Computacional.....	91
7.2.1	Resultados da simulação do teste Ponto Fixo (PF).....	91
7.2.2	Resultados da simulação do teste com avanço de ignição variável (MBT).95	
7.2.3	Comparação dos resultados dos testes PF e MBT .....	99
<b>8</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE CONTINUIDADE.....</b>	<b>106</b>
8.1	Conclusões.....	106
8.2	Sugestões de Continuidade.....	108
8.2.1	Quanto ao procedimento experimental .....	108
8.2.2	Quanto à simulação computacional .....	109
<b>9</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>110</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Energia gasta na destilação em relação ao LHV do etanol. [Martinez-Frias et al., 2007].....	5
Figura 2.2 - Comparação do balanço de energia líquido para etanol anidro e etanol com 35% de água em volume [Mack et al., 2009] .....	6
Figura 2.3 - Gasto percentual das etapas de produção de etanol de cana-de-açúcar. [Adaptado de Salla et al., 2009] .....	7
Figura 2.4- Fração de massa queimada em função do ângulo do eixo de manivelas para diferentes razões de equivalência combustível-ar para o combustível Indolene [adaptado de Heywood, 1988]. .....	9
Figura 2.5- Representação de uma pré-câmara de geração de turbulência. [Heywood, 1988]	10
Figura 3.1- Volume de controle em malha bidimensional [Ferziger e Peric, 2002] .....	19
Figura 3.2 - Esquema de malha .....	21
Figura 3.3- Esquema de identificação das espécies no software GT-Power .....	32
Figura 4.1 - Motor Agrale M90 comercial [Lintec, 2012] .....	36
Figura 4.2 - Novo coletor de admissão e corpo de borboleta .....	37
Figura 4.3 - Motor com coletor de admissão modificado e corpo de borboleta.....	38
Figura 4.4 - Representação da câmara de combustão do motor Agrale M90 modificado .....	38
Figura 4.5 - Cabeçote original com injetor de diesel e cabeçote modificado com vela de ignição .....	39
Figura 4.6 - Cabeçote modificado para operação em ciclo Otto com adaptador para transdutor de pressão piezoelétrico instalado na câmara de combustão.....	39
Figura 4.7 - ECU FT400 FuelTech [FuelTech, 2013].....	40
Figura 4.8 - Sistema de medição e alimentação de combustível .....	42
Figura 4.9 - Transdutor de pressão AVL GH14D [AVL, 2011b] .....	43
Figura 4.10 - Transdutor de pressão MPX4250AP .....	44
Figura 4.11- Esquema de funcionamento da bancada de fluxo.....	47
Figura 4.12 - Cabeçote modificado montado na bancada de fluxo .....	48
Figura 4.13 - Motor montado no sistema de frenagem.....	50
Figura 4.14 - Painel de controle do sistema de frenagem; detalhe para o mostrador do percentual de capacidade de frenagem utilizada .....	51



Figura 5.1 - <i>Lift</i> das válvulas de admissão e exaustão em função de °CA. ....	58
Figura 5.2 - Coeficientes de descarga das válvulas .....	59
Figura 5.3 - Ilustração do modelo da admissão e exaustão no software GT-Power.....	61
Figura 5.4 - Fração volumétrica vaporizada em função da fração volumétrica de etanol na mistura .....	62
Figura 5.5 - Diagrama logP–logV <i>phasing</i> incorreto .....	68
Figura 5.6 - Diagrama logP - logV estudo de sensibilidade de <i>phasing</i> .....	68
Figura 5.7 - Pressão em função do ângulo do eixo de manivelas - diferentes <i>phasing</i> .....	69
Figura 6.1 - Esquema de decomposição de forças no virabrequim .....	84
Figura 7.1–(a) Consumo específico de combustível; .....	88
Figura 7.2 - Pressão instantânea no cilindro para diferentes conteúdos de água e avanço de ignição fixo. ....	89
Figura 7.3 - Pressão instantânea medida no duto coletor de admissão utilizada como condição de contorno na simulação computacional.....	90
Figura 7.4 - Pressão instantânea medida no duto coletor de exaustão utilizada como condição de contorno na simulação computacional.....	90
Figura 7.5 - Diagrama PxV - E70W30 PF.....	93
Figura 7.6 - Diagrama logP - logV - E90W10 PF .....	93
Figura 7.7 - Pressões instantâneas no cilindro - comparação entre casos PF .....	94
Figura 7.8 - Frações mássicas acumuladas de combustível queimado em função de °CA dos casos PF .....	95
Figura 7.9 - Diagrama PxV - E80W20 MBT; Detalhe para ruído de fonte desconhecida .....	97
Figura 7.10 - Diagrama LogP - LogV - E60W40 MBT; Comparação simulação e experimental .....	97
Figura 7.11 - Frações mássicas acumuladas de combustível queimado em função de °CA dos casos MBT .....	98
Figura 7.12 - Pressão instantânea em função de °CA; .....	99
Figura 7.13 - (a) °CA do Pico de pressão em função do conteúdo de água na mistura; (b) Pressão máxima no cilindro em função do conteúdo de água na mistura. ....	100
Figura 7.14 - Comparação entre as temperaturas das zonas queimada e não-queimada do combustível E70W30 para os casos PF e MB .....	101

Figura 7.15 - (a) Temperatura máxima da carga do cilindro; (b) temperatura máxima da zona de gases não-queimados do cilindro .....	101
Figura 7.16 - Taxas de liberação de calor (normalizadas pela energia total do combustível) para o combustível E95W5 casos PF e MBT .....	102
Figura 7.17 -Taxas de liberação de calor (normalizadas pela energia total do combustível) para o combustível E60W40 casos PF e MBT .....	103
Figura 7.18 - Fração acumulada de combustível queimado (comparação entre casos PF e MBT) .....	104
Figura 7.19 - Durações de combustão: (a) 10-90% da carga; (b) 0-90% da carga.....	105
Figura 7.20 - (a) Intervalo °CA ocorrido para queima de 0-2% da carga; (b) CA° referente à 2% da carga queimada.....	105

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Características do motor .....	37
Tabela 4.2- Propriedades das misturas de combustível etanol e água.....	49
Tabela 5.1 - Dados de abertura das válvulas .....	59
Tabela 5.2 – Estudo de independência de malha para o combustível E95W5. ....	66
Tabela 5.3– Estudo de independência de malha para o combustível E60W40, .....	66
Tabela 6.1 - Valores de $k$ para o cálculo de incerteza do tipo B .....	72
Tabela 7.1 - Parâmetros de funcionamento do motor em diferentes procedimentos experimentais.....	86
Tabela 7.2 - <i>Brake Torque</i> , <i>Brake Power</i> e <i>BMEP</i> em diferentes procedimentos experimentais .....	86
Tabela 7.3 - Consumo de combustível .....	87
Tabela 7.4 - Temperaturas dos gases de exaustão .....	89
Tabela 7.5 - Comparação entre dados de vazões mássicas por ciclo simuladas (GT-Power) e experimentais (exp) para os casos de testes PF .....	91
Tabela 7.6 - Comparação entre dados de vazões mássicas por ciclo simuladas (GT-Power) e experimentais (exp) para os casos de testes MBT .....	96

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

°CA	Graus do eixo de manivela ( <i>Crank Angle Degrees</i> )
A/F	Relação Ar Combustível
ABDC	Depois do Ponto Morto Inferior ( <i>After Bottom Dead Center</i> )
<i>airin</i>	Gases não queimados e não combustíveis atravessando a válvula de admissão
ATDC	Depois do Ponto Morto Superior ( <i>After Top Dead Center</i> )
BBDC	Antes do Ponto Morto Inferior ( <i>Before Bottom Dead Center</i> )
BDC	Ponto Morto Inferior ( <i>Bottom Dead Center</i> )
<i>BEff</i>	Eficiência de conversão da máquina térmica ( <i>Brake Efficiency</i> )
BMEP	Pressão média efetiva de eixo ( <i>Brake Mean Effective Pressure</i> )
<i>BPower</i>	Potência de eixo ( <i>Brake Power</i> )
BSFC	Consumo de combustível específico ( <i>Brake Specific Fuel Consumption</i> )
<i>BSFC</i>	Consumo de combustível específico de eixo ( <i>Brake Specific Fuel Consumption</i> )
BTDC	Antes do Ponto Morto Superior ( <i>Before Top Dead Center</i> )
<i>BTorque</i>	Torque de eixo ( <i>Brake Torque</i> )
CFD	Dinâmica de fluidos computacional ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
CI	Ignição por compressão ( <i>Compression Ignition</i> )
CO	Monóxido de carbono
E60W40	Mistura de 60% Etanol e 40% de água em volume
E70W30	Mistura de 70% Etanol e 30% de água em volume
E80W20	Mistura de 80% Etanol e 20% de água em volume
E90W10	Mistura de 90% Etanol e 10% de água em volume

E95W5	Mistura de 95% Etanol e 5% de água em volume (etanol combustível)
EDG	Gases diluentes extra ( <i>Extra Diluent Gases</i> )
EGR	Recirculação de gases de exaustão ( <i>Exhaust Gas Recirculation</i> )
EGT	Temperatura dos gases de exaustão ( <i>Exhaust Gas Temperature</i> )
FMEP	Pressão média efetiva fricção ( <i>Friction Mean Effective Pressure</i> )
$ftq$	Torque devido ao atrito
$fuelinj$	Massa de combustível injetada diretamente no cilindro
$fuelman$	Vazão de combustível através das válvulas de admissão
$fuelnrg$	Energia total proveniente de combustível entrando no cilindro
$fueltott$	Consumo total de combustível por ciclo
GHG	Gases de efeito estufa ( <i>Green House Gases</i> )
HC	Hidrocarbonetos
HCCI	Ignição por compressão de carga homogênea ( <i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i> )
HTAV	Taxa média de transferência de calor do cilindro
HTR%	Transferência de calor percentual em relação a energia total do combustível do cilindro
$HVAP_f$	Calor latente de vaporização do combustível
ICE	Motor de Combustão Interna ( <i>Internal Combustion Engine</i> )
$IEff$	Eficiência Indicada de conversão da máquina térmica ( <i>Indicated Efficiency</i> )
IMEP	Pressão média efetiva indicada ( <i>Indicated Mean Effective Pressure</i> )
$IPower$	Potência Indicada ( <i>Indicated Power</i> )
$ISFC$	Consumo de combustível específico indicado ( <i>Indicated Specific Fuel Consumption</i> )

<i>ITorque</i>	Torque Indicado ( <i>Indicated Torque</i> )
<i>LHV<sub>f</sub></i>	Poder calorífico inferior do combustível
MAP	Sensor de pressão absoluta do coletor ( <i>Manifold Absolute Pressure</i> )
MBT	Mínimo avanço de ignição para máximo <i>brake</i> torque ( <i>Minimum spark advance for maximum brake torque</i> )
MS/s	Taxa de amostragem de 10 <sup>6</sup> amostras por segundos
NO <sub>x</sub>	Óxidos de nitrogênio
PCCI	Ignição por compressão de carga pré-misturada ( <i>Premixed Charge Compression Ignition</i> )
PFI	Injeção de combustível na porta de admissão ( <i>Port Fuel Injection</i> )
RPM	Rotações Por Minuto
SI	Ignição por centelha ( <i>Spark Ignition</i> )
TDC	Ponto Morto Superior ( <i>Top Dead Center</i> )
TPA	Cálculo da taxa de queima da análise de três pressões ( <i>Three Pressure Analysis Burn Rate Calculation</i> )
TPS	Sensor de posição da borboleta ( <i>Throttle Position Sensor</i> )
<i>trair</i>	Gases não queimados e não combustíveis no cilindro no ciclo
<i>trappc</i>	Taxa de aprisionamento de gases no cilindro
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
UFSM	Universidade Federal de Santa Maria
<i>VolEff</i>	Eficiência volumétrica

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área da seção transversal [m <sup>2</sup> ]
$A$	Coefficiente do modelo fricção referente à parte constante da FMEP [Pa]
$A_{eff}$	Área efetiva de passagem [m <sup>2</sup> ]
$B$	Diâmetro do cilindro ( <i>Bore</i> ) [m]
$B$	Coefficiente do modelo fricção referente ao fator do pico de pressão do cilindro [-]
$c$	Velocidade do som [m/s]
$C$	Coefficiente do modelo fricção referente ao fator da velocidade média do pistão [s/m]
$C_d$	Coefficiente de descarga [-]
$c_v$	Calor específico à volume constante [J/kg K]
$C_{press}$	Coefficiente de perda de pressão [-]
$c_p$	Calor específico à pressão constante [J/kg K]
$D$	Diâmetro [m]
$D$	Coefficiente do modelo fricção referente ao fator quadrático da velocidade [Pa s <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> ]
$dP_{cyl}$	Taxa máxima de aumento de pressão [Pa/°CA]
$E$	Energia interna total do fluido [J]
$e$	Energia interna específica do fluido [J/kg]
$F_{x,i}$	Força no munhão $i$ decomposta na direção $x$ [N]
$F_{y,i}$	Força no munhão $i$ decomposta na direção $y$ [N]
$H$	Entalpia total da massa de fluido [J]
$h_c$	Coefficiente de troca de calor por convecção do duto [W/m <sup>2</sup> K]
$h_f$	Coefficiente de troca de calor por convecção no cilindro [W/m <sup>2</sup> K]
$K$	Coefficiente de distribuição de probabilidade [-]
$I_{ct}$	Inércia do eixo de manivelas [kg/m <sup>2</sup> ]
$k_f$	Coefficiente de troca de calor por condução [W/m K]
$M$	Número de Mach [-]
$M$	Massa [kg]

$\dot{m}$	Taxa de massa [kg/s]
$m'''$	Vazão mássica kg/m <sup>3</sup> s
$M_{etohTOT}$	Massa de etanol consumida em 30 ml de combustível [kg]
$M_{H_2O Tot}$	Massa de água consumida em 30 ml de combustível [kg]
$M_{etoh}$	Massa de etanol em uma unidade de volume de mistura [kg]
$M_{comb}$	Massa de mistura etanol-água em uma unidade de volume de mistura [kg]
$\overline{m}_{H_2O}$	Massa de água admitida no motor por ciclo [kg]
$\overline{m}_{EtOH}$	Massa de etanol admitida no motor por ciclo [kg]
$\dot{m}_{ub,nf}$	Taxa mássica de gases não queimados e não combustíveis através da válvula de admissão [kg/s]
$\dot{m}_{fuel,iv}$	Taxa mássica de combustível instantânea através das válvulas de admissão [kg/s]
$\dot{m}_{f,i,gas}$	Taxa mássica de combustível instantânea através das válvulas de admissão no estado gasoso [kg/s]
$\dot{m}_{f,i,liq}$	Taxa mássica de combustível instantânea através das válvulas de admissão no estado líquido [kg/s]
$\dot{m}_{vc}$	Taxa de massa através do volume de controle [kg/s]
$N$	Número de amostras [-]
$n_r$	Número de revoluções por ciclo [-]
$Nu$	Número de Nusselt [-]
$P$	Pressão [Pa]
$Par$	Razão de pressão absoluta [-]
$Pc$	Nível de confiança [-]
$P_{max,i}$	Pressão máxima no cilindro i durante o ciclo atual [Pa]
$P_r$	Número de Prandtl [-]
$P_{ref}$	Pressão do estado de referência [Pa]
$q_{ev}$	Calor latente de vaporização [J/kg]
$Q_{HV}$	Poder calorífico do combustível [J/kg]
$Q_t$	Calor liberado na combustão [J]
$Q_w$	Calor transferido do fluido para as paredes do cilindro [J]
$R$	Constante do gás [J/kg K]
$Re$	Número de Reynolds [-]



$R_{em}$	Raio da árvore de manivelas [m]
$R_u$	Constante universal dos gases [J/mol K]
$S_i$	Velocidade instantânea do pistão $i$ [m/s]
$\bar{S}_i$	Velocidade média do pistão $i$ [m/s]
$S_L$	Velocidade de chama laminar [m/s]
$S_{Lref}$	Velocidade de chama laminar no estado de referência [m/s]
$\bar{S}_p$	Velocidade média do pistão [m/s]
$S_\phi$	Termo fonte relacionado ao escalar genérico
$T$	Temperatura [K]
$t$	Tempo [s]
$T_a$	Torque devido aos dispositivos anexados ao motor [Nm]
$T_b$	Torque de eixo instantâneo [Nm]
$T_{cp}$	Torque instantâneo no munhão [Nm]
$t_{exp}$	Tempo de medição para o consumo de 30 ml de mistura de combustível [s]
$T_f$	Temperatura do fluido [K]
$tm$	Multiplicador de passo de tempo [-]
$t_p$	Coefficiente de Student [-]
$T_p$	Temperatura de parede [K]
$T_s$	Torque instantâneo do eixo [Nm]
$T_{trigger}$	Período de tempo do <i>trigger</i> [s]
$T_{uref}$	Temperatura do estado de referência [K]
$U$	Energia interna total do fluido [J]
$u$	Velocidade média do escoamento da direção $x$ [m/s]
$U_A$	Incerteza de medição do tipo A
$U_B$	Incerteza de medição do tipo B
$U_C$	Incerteza de medição combinada
$U_E$	Incerteza de medição expandida
$V$	Volume [m <sup>3</sup> ]
$v$	Volume específico do fluido [m <sup>3</sup> /kg]
$W$	Trabalho de fronteira realizado pelo fluido [J]
$w$	Velocidade média dos gases [m/s]

$x$	Comprimento de discretização na direção $x$ [m]
$x_b$	Fração de massa queimada [-]
$x_i$	Valor médio das amostras
$\bar{x}$	Amostra "i"
$Y_{dil}$	Fração mássica de diluente [-]
$\beta$	Expoente do termo da pressão da equação para velocidade de chama laminar [-]
$\gamma$	Relação de calores específicos [-]
$\gamma$	Expoente do termo de temperatura da equação para velocidade de chama laminar [-]
$\varphi$	Razão de equivalência combustível-ar [-]
$\phi$	Escalar genérico
$\lambda$	Razão de excesso de ar na mistura combustível-ar [-]
$\Gamma_\phi$	Coefficiente de difusão relacionado ao escalar genérico
$\rho$	Massa específica do fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_x$	Desvio padrão
$\sigma_{\bar{x}}$	Desvio padrão da média
$\theta$	Ângulo da árvore de manivelas [graus]
$\theta_o$	Ângulo da árvore de manivelas de início da combustão [graus]
$\varepsilon$	Rugosidade superficial de duto
$\dot{\omega}_{ct}$	Aceleração instantânea da árvore de manivelas [1/s <sup>2</sup> ]
$\Delta\theta$	Duração de combustão [graus]
$\Delta x$	Comprimento de discretização na direção $x$ [graus]



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Motivação para o estudo

Os primeiros motores de combustão interna de Otto e Langen, na segunda metade do século XIX, utilizavam-se de gás de carvão e sua eficiência era de aproximadamente 12%. Nos dias atuais, boa parte dos motores de combustão interna convencionais (ciclo Otto e Diesel) são propelidos por combustíveis renováveis - etanol e biodiesel - e apresentam eficiência na faixa de 30% à 45%.

Recentes avanços tecnológicos na área de motores de combustão interna têm sido motivados por legislação restritiva referente a emissões de poluentes. A utilização de biocombustíveis, os quais podem ser uma parte da solução para redução de emissão de poluentes em motores de combustão interna, ganhou força no Brasil na década de setenta devido a fatores econômicos relacionados à primeira crise mundial do petróleo. A crise fez com que o Brasil implementasse o PRO-ÁLCOOL e se tornasse pioneiro na utilização de etanol combustível. Um efeito adicional a implementação do programa foi a redução de 11% do total de CO<sub>2</sub> em relação àquilo que seria produzido caso a utilização do etanol não fosse incentivada frente aos combustíveis fósseis desde o ano de 1975 até 2000 [Szklo et al., 2005].

Além disso, significativo aumento de demanda energética nas últimas décadas e previsões de crescimento de demanda para as próximas levarão à necessidade de ainda maior diversificação da matriz energética brasileira. Nesse contexto, a produção e utilização de fontes de energia renováveis de maneiras eficientes tornam-se pré-requisitos para garantia de desenvolvimento econômico [Tolmasquim et al., 2007; Bronzatti e Neto, 2008]. Assim, o etanol apresenta-se como uma opção de energia renovável a ser explorada na utilização em motores de combustão interna.

O etanol, ou álcool etílico, de fórmula química C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH, é uma substância orgânica basicamente obtida através de três processos: fermentação de carboidratos, hidratação do etileno e redução do acetaldeído. No Brasil, o principal processo de produção é a fermentação do açúcar de cana. Em outros países, quando esse método é utilizado, beterraba, milho, arroz e mandioca são exemplos de matérias-primas. A utilização do etanol se dá principalmente em bebidas alcoólicas, como combustível e na indústria farmacêutica (na produção de loções, perfumes, etc.).

Poucos estudos são encontrados na literatura abordando a utilização de etanol super-hidratado em motores de combustão interna Otto (mistura etanol-água, em proporções volumétricas menores que 9 para 1). Assim, este trabalho concentra-se na avaliação computacional e experimental da influência da concentração de água em etanol no desempenho de um motor ciclo Otto.

O estudo experimental da influência da concentração de água em motores ciclo Otto apresenta vários desafios. Podem-se citar: a escolha de um motor adequado para a utilização de etanol; o emprego de um sistema de injeção de combustível que permita a variação do conteúdo de água mantendo a mistura ar-combustível em níveis estequiométricos; medição da vazão de ar e de combustível; medição das pressões no cilindro, no coletor de admissão e no coletor de exaustão; instalação do motor em um mecanismo de frenagem que possua controle de carga, entre outros que serão discutidos no decorrer do trabalho.

A análise computacional do presente trabalho utiliza de código comercial de dinâmica de gases unidimensional específico para motores de combustão interna (GT-Power), com o qual são analisados os parâmetros indicados de funcionamento do motor. Modelos de dinâmica de gases, baseados em metodologia de Volumes Finitos unidimensional, são associados a modelos empíricos para simulação dos sistemas constituintes do motor.

Entre os principais desafios encontrados pode-se citar a obtenção de dados confiáveis para a alimentação do software. Para esse fim, um estudo das incertezas de medições experimentais é desenvolvido para análise de discrepâncias entre dados simulados e experimentais, e validação da metodologia computacional.

## **1.2 Objetivos e Organização do Trabalho**

O objetivo principal do trabalho é a avaliação da influência do conteúdo volumétrico de água no etanol combustível no desempenho de um motor de combustão interna ciclo Otto através de procedimentos experimentais e computacionais. Objetivos secundários devem ser atingidos para a realização do trabalho, como: obtenção dos dados de entrada para o modelo computacional, instrumentação do motor ciclo Otto objeto de estudo, tratamento dos dados de combustão adquiridos do procedimento experimental e validação da metodologia computacional.

O presente capítulo apresenta uma breve discussão sobre o tema em questão, os objetivos do trabalho e sua organização.

No Capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica sobre os temas relacionados ao trabalho. São também abordados estudos sobre a viabilidade na utilização do etanol super-hidratado, características de combustão de combustíveis hidratados, aplicações de combustíveis super-hidratados em motores de combustão interna.

O Capítulo 3 concentra-se em apresentar a solução numérica aplicada, bem como a base da modelagem matemática abordando o método dos volumes finitos e o equacionamento empírico utilizado nos diversos modelos do software GT-Power.

No Capítulo 4 são apresentados os materiais e métodos utilizados no trabalho, abordando a instrumentação utilizada, a maneira como os dados experimentais foram obtidos e tratados e por fim como os testes foram desenvolvidos.

O Capítulo 5 apresenta o método de criação do modelo computacional no software GT-Power, argumentando as escolhas de modelagem e de valores para cada parâmetro envolvido. Por fim, apresenta o resultado de um estudo de refinamento de malha temporal e espacial realizado para o desenvolvimento do presente estudo.

No Capítulo 6 são apresentados os principais parâmetros de funcionamento do motor abordados no trabalho (de forma direta ou indireta), o método de cálculo de cada um desses parâmetros - tanto para os parâmetros experimentais quanto os provindos da simulação computacional - e o método de cálculo das incertezas de medição dos parâmetros experimentais.

O Capítulo 7 apresenta os resultados do estudo, começando pela análise dos resultados experimentais, apresentação dos resultados da simulação computacional e validação do modelo, e por fim, análises dos dados da simulação computacional.

O Capítulo 8 apresenta a conclusão do trabalho e sugestões de continuidade do presente estudo.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem como objetivo apresentar o embasamento bibliográfico utilizado na realização deste trabalho referente aos seguintes tópicos: benefícios da utilização de etanol super-hidratado como combustível; entendimento do fenômeno da combustão em motores de ignição por centelha; implicações devido à hidratação de combustíveis e aplicações de combustíveis hidratados em motores de combustão interna.

### 2.1 Etanol super-hidratado

As etapas de produção do etanol através do processo de fermentação são basicamente constituídas de formação de matéria-prima, maceração e cozimento, fermentação e desidratação. No ciclo de vida do etanol, os gases de efeito estufa (GHG - *greenhouse gases*) produzidos durante as etapas de produção e queima são absorvidos durante a etapa de formação de matéria-prima. Além disso, o balanço energético de todo o ciclo de vida é positivo quando comparado aos combustíveis fósseis [UNICA, 2007; USDA, 2007; Foteinis et al., 2011].

O estudo de Walter et al., 2010, voltado à emissão de poluentes GHG para o ciclo de vida completo do etanol demonstra que há um potencial de redução de emissões estimado em 78% para o gasohol brasileiro denominado E25 (25% etanol anidro e 75% gasolina) e 70% para o E10 (10% etanol e 90% gasolina) europeu. De acordo com a Directive 2009/30/EC [The European Parliament and the Council of April 2009], quando comparado com o processo de produção de óleo e gás combustível, durante o processo de produção do etanol de cana de açúcar, há redução de aproximadamente 71% em emissão de poluentes GHG. De acordo com Seabra et al., 2010, a conversão bioquímica de materiais ligno-celulósicos é um processo promissor que levará à grandes reduções no gasto energético nas etapas de produção do etanol, conseqüentemente reduzindo emissão de poluentes GHG.

Devido ao vasto território brasileiro, posição geográfica, recursos hídricos abundantes e índices de radiação solar, a cana-de-açúcar é uma das matérias-primas de menor custo para produção de bioetanol. Além disso, a utilização do bioetanol no Brasil já tem mais de 30 anos, aumentando a vantagem competitiva do bioetanol de cana-de-açúcar frente à bioetanol de outras fontes e combustíveis fósseis.

Os métodos mais comuns de produção de etanol são basicamente compostos pelas seguintes fases: formação da matéria-prima (plantas), moagem e cozimento, fermentação, destilação e desidratação. Antes do processo de destilação, após a fermentação, o conteúdo volumétrico de etanol em água pode variar de 6% até 12% [Ladisich e Dick, 1979]. Posteriormente, empregando destilação podem-se alcançar proporções volumétricas de etanol em água de até 95%, limite azeotrópico da mistura. Para obter etanol em água em frações maiores que 95% emprega-se desidratação através de processos químicos. O custo energético para obtenção de concentrações de etanol em água acima de 80% cresce em proporções exponenciais. Como demonstrado por Martinez-Frias et al., 2007, apresentado na Figura 2.1.

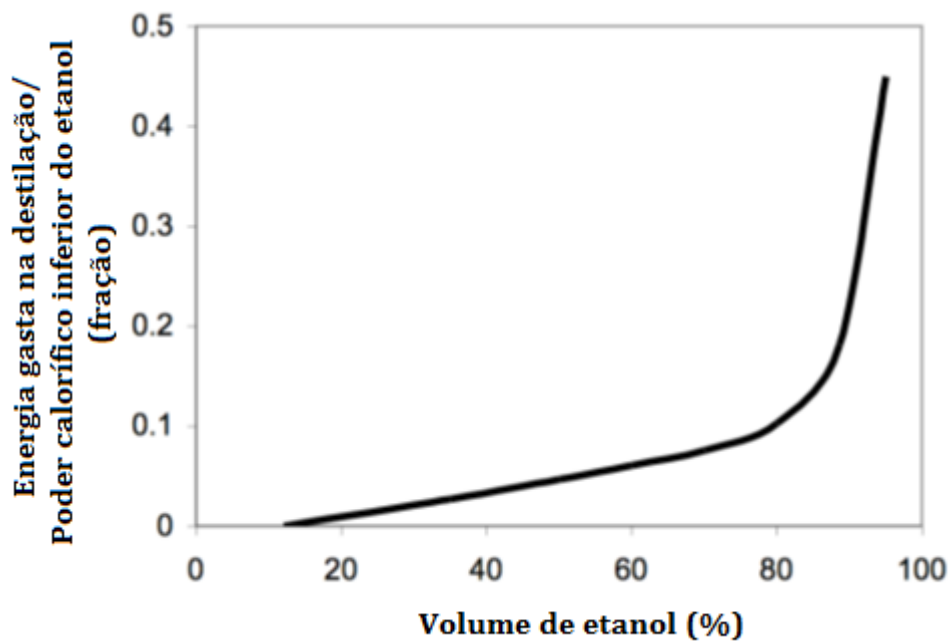


Figura 2.1 - Energia gasta na destilação em relação ao LHV do etanol. [Martinez-Frias et al., 2007]

Mack et al., 2009, demonstram em seus trabalhos que a utilização de etanol super-hidratado (65% etanol e 35% água) pode reduzir os custos energéticos de certas etapas de produção de 37% (para o etanol anidro) para 3% conforme a Figura 2.2. A figura apresenta o consumo energético em todas as fases de produção do etanol, em percentual do poder calorífico do etanol de milho. O que sobra ao final de todos os processos é o ganho líquido de energia.



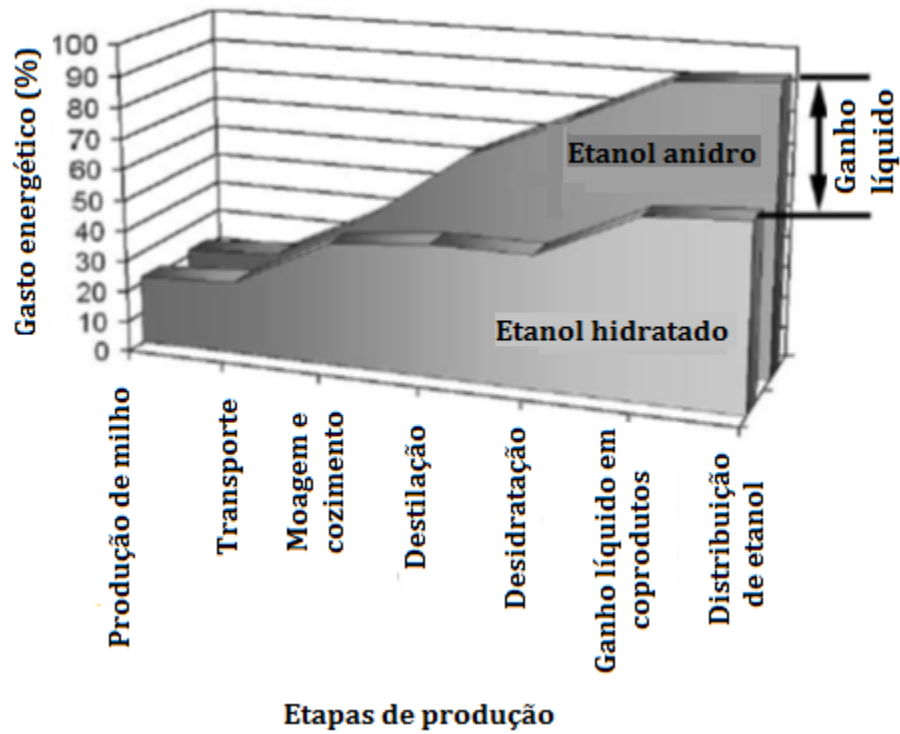


Figura 2.2 - Comparação do balanço de energia líquido para etanol anidro e etanol com 35% de água em volume [Mack et al., 2009]

O trabalho de Salla et al., 2009, apresenta a energia consumida em todos os estágios da produção de etanol da cana de açúcar. A Figura 2.3 apresenta o percentual do poder calorífico gasto em cada etapa de produção do etanol anidro de cana-de-açúcar. Dessa maneira, caso tecnicamente viável, seria de grande interesse a utilização de etanol com índices de hidratação superiores aos atuais, em motores de combustão interna, tanto no mercado de geração de energia quanto no setor automotivo.

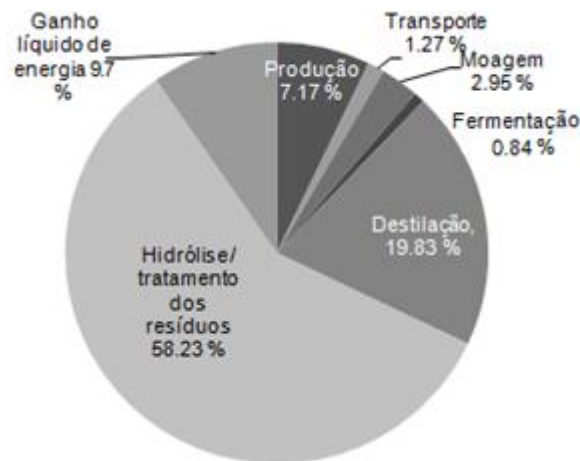


Figura 2.3 - Gasto percentual das etapas de produção de etanol de cana-de-açúcar. [Adaptado de Salla et al., 2009]

## 2.2 Combustão em motores de ignição por centelha

Em motores de ignição por centelha com sistema de injeção de combustível no coletor de admissão, a mistura ar-combustível pré-misturada é introduzida no cilindro durante a fase de admissão. Há diluição dos gases residuais presentes na câmara de combustão até o momento do fechamento da válvula de admissão. Inicia-se a fase de compressão, e pouco antes do final dessa fase, próximo ao ponto morto superior é gerada uma centelha pela vela de ignição. A partir da centelha é propagada uma frente de chama que avança pela câmara de combustão e por fim encontra as paredes da câmara, cilindro e pistão [Heywood, 1988].

O processo de combustão pode ser caracterizado por uma função de queima da carga do cilindro, associada à taxa de conversão da mistura ar-combustível em produtos de combustão, caracterizando assim uma taxa de liberação de calor. Pode-se determinar a taxa de combustão a partir de dados experimentais de pressão do cilindro, calculando a quantidade de calor necessária para produzir determinado nível de variação de pressão. Tratando a carga do cilindro como uma mistura de produtos e reagentes totalmente misturados, e aplicando a primeira lei da termodinâmica tem-se [Stone, 1999]

$$\delta Q_t = dU + \delta W + \delta Q_w \quad (2.1)$$

$$\delta W = pdV \quad (2.2)$$

$$dU = mc_v dT \quad (2.3)$$

$$mdT = \frac{pdV + Vdp}{R} \quad (2.4)$$

onde  $Q_t$  é o calor liberado pela combustão,  $Q_w$  é o calor transferido para as paredes do cilindro,  $U$  é a energia interna do fluido e  $W$  o trabalho de fronteira. Combinando as equações e derivando em função do tempo, tem-se

$$\frac{\delta Q_t}{\delta t} - \frac{\delta Q_w}{\delta t} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} \quad (2.5)$$

onde  $\gamma$  é a razão de calores específicos. Dessa maneira se pode calcular a taxa de liberação de calor líquida a partir dos dados de pressão do cilindro. Pela integração da equação (2.5), obtém-se a função de liberação de calor normalizada, da qual é possível obter a função de massa queimada normalizada. A Figura 2.4 apresenta curvas características de fração de massa queimada do indolene, combustível padrão de testes veicular, para várias razões de equivalência combustível-ar.

As curvas em forma de S apresentadas pela Figura 2.4 podem ser caracterizadas através de uma função de Wiebe, que representa bem a evolução da fração de massa queimada no tempo [Heywood, 1988], conforme a equação a seguir

$$x_b = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_o}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (2.6)$$

onde  $x_b$  é a fração de massa queimada,  $\theta$  é o ângulo do eixo de manivelas,  $\theta_o$  é o ângulo do eixo de manivelas de início da combustão,  $\Delta\theta$  é a duração total da combustão, e  $a$  e  $m$  são coeficientes ajustados de acordo com os dados experimentais. A variação dos coeficientes  $a$  e  $m$  modificam o perfil da curva. Valores usuais da literatura para motores Otto (de ignição por centelha) para os valores dos termos  $a$  e  $m$  são 5 e 2, respectivamente. É importante salientar que a utilização da função de Wiebe em modelos computacionais constitui-se em uma imposição da taxa de queima, não caracterizando um modelo preditivo de combustão.

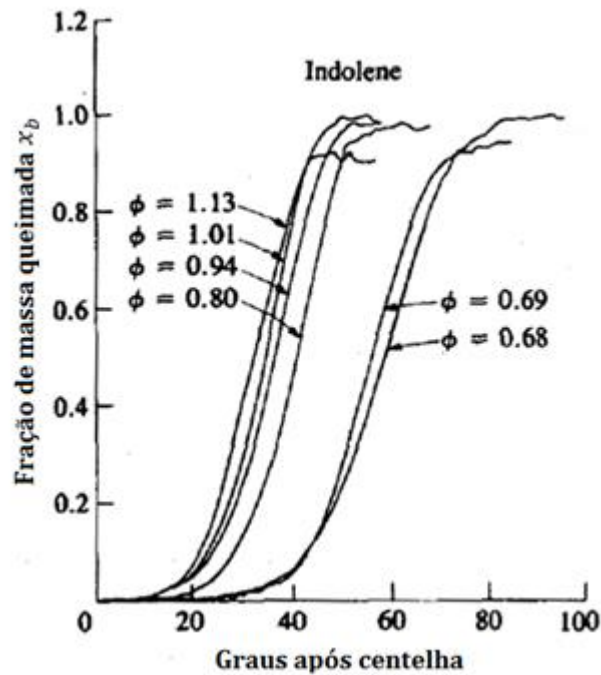


Figura 2.4- Fração de massa queimada em função do ângulo do eixo de manivelas para diferentes razões de equivalência combustívél-ar para o combustívél Indolene [adaptado de Heywood, 1988].

Conceitos de alternativas de câmaras de combustão para possibilitar a combustão em determinadas condições particulares são apresentados na literatura. Entre eles, o conceito de *Flame-Jet Ignition*, o qual é muito semelhante ao sistema utilizado no presente trabalho. Nesse conceito, a ignição se dá em uma pré-câmara, separada da câmara de combustão principal, através de uma centelha de ignição convencional. A chama se propaga em forma de jato através de um orifício de conexão, penetrando na câmara principal e promovendo a propagação da frente de chama na carga não queimada. A função principal desse conceito é propiciar a ignição de misturas extremamente pobres ou diluídas.

O conceito utilizado nesse trabalho se assemelha ao apresentado na Figura 2.5. Nesse conceito a função da pré-câmara é aumentar a taxa de crescimento da chama logo depois da centelha. Esse fenômeno é propiciado devido à centelha acontecer em uma região de maior turbulência em comparação à câmara principal. O posicionamento da vela de ignição e as características do escoamento dentro da pré-câmara são fatores de relevância. Um problema desse sistema é que na fase de lavagem entre os ciclos, a pré-câmara nunca é totalmente evacuada, resultando em maiores frações de gases residuais [Heywood, 1988].

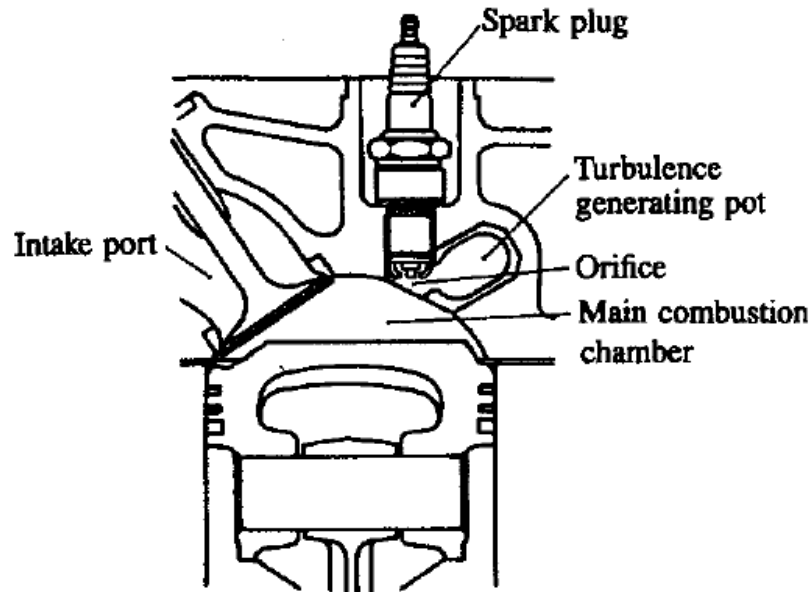


Figura 2.5- Representação de uma pré-câmara de geração de turbulência. [Heywood, 1988]

A velocidade de propagação de uma chama depende das propriedades da mistura ar-combustível, assim como a pressão, temperatura e condições de escoamento [Lenz, 1992]. De acordo com Heywood, 1988, a velocidade de chama laminar pode ser definida como a velocidade normal a propagação da frente de chama com a qual os gases não queimados são englobados e se transformam em produtos de combustão, em situação de escoamento laminar. Turns, 2000, descreve uma correlação para velocidade de chama laminar apresentada por Metghalchi e Keck, 1982, a qual cobre faixas de temperatura e pressão típicas em motores de combustão interna

$$S_L = S_{Lref} \left( \frac{T_u}{T_{uref}} \right)^\gamma \left( \frac{p}{p_{ref}} \right)^\beta (1 - 2,1Y_{dil}) \quad (2.7)$$

onde  $S_L$  e  $S_{Lref}$  são a velocidade de chama laminar e a velocidade de chama laminar no estado de referência  $T_{uref}$  e  $p_{ref}$ , respectivamente. Os termos exponenciais  $\gamma$  e  $\beta$  são funções da razão de equivalência, e  $Y_{dil}$  é a fração mássica de diluente EGR (*exhaust gas recirculation*).

Eisadeh-Far et al., 2011, avaliaram a velocidade de chama laminar do etanol para diferentes misturas de ar-etanol-EDG (*extra diluent gases*) em uma câmara de combustão esférica. Em relação à razão de equivalência ar-etanol, quanto maior o empobrecimento da mistura, maiores as velocidades de chama laminar. O aumento de EDG reduz consideravelmente a velocidade de chama laminar, efeito atribuído às menores temperaturas

na área da chama. Já Koda et al., 1982, estudaram as implicações na combustão provenientes da adição de água ao metanol. A combustão foi desenvolvida em um vaso de volume constante. As velocidades de queima são altamente reduzidas quando o percentual molar de água na mistura ar-metanol-água aumenta de 0 até 20%. Parag e Raghavan, 2009, estudaram o comportamento da combustão em uma esfera porosa em regime permanente, relacionado à utilização de etanol com níveis de hidratação de até 15%. Com a adição de água, a taxa mássica de queima, luminosidade e comprimento da chama diminuíram. Mazas et al., 2011, investigaram os efeitos da adição de vapor de água na velocidade de queima laminar de chamas de metano enriquecidas com oxigênio. A velocidade de chama laminar é reduzida quase que linearmente com a adição de água. Dessa maneira, pode-se esperar que a combustão de etanol com níveis de hidratação elevados em motores de combustão interna tenha sua duração aumentada e velocidades de queima reduzidas.

### **2.3 Utilização de etanol em motores de ignição por centelha**

Atualmente, no Brasil, o etanol combustível é disponível ao consumidor de duas formas [UNICA, 2007]:

- Etanol hidratado: possui 5% em volume de água, vendido diretamente nos postos de combustível.

- Etanol anidro: possui 0,5% em volume de água, misturado à gasolina A (gasolina "pura"), em proporções que variam de 20 a 25%, dando origem a gasolina C.

Quando comparado com a gasolina, o etanol possui maior número de octanas, maiores limites de inflamabilidade, maiores velocidades de chama e maior calor de vaporização. Essas propriedades permitem operar com maiores razões de compressão, menores durações de combustão e operação em regimes mais pobres, o que leva a vantagens em eficiência de conversão de energia sobre a gasolina em motores de combustão interna. Algumas desvantagens em relação à gasolina são a menor massa específica de energia, maior corrosão, menor pressão de vapor, miscibilidade total com água e emissão de aldeídos [MacLean e Lave, 2003].

Os maiores limites de inflamabilidade do etanol,  $0,40 < \lambda < 1,90$  [Lenz, 1990] levam a opções vantajosas quando comparado com a gasolina na utilização como combustível em motores de combustão interna – onde  $\lambda$  é a razão de excesso de ar definida como a razão entre as relações ar/combustível instantânea e estequiométrica. Maior limite de operação em

condição rica gera maior possibilidade de geração de potência. Por outro lado, maior limite de operação em condição pobre ( $\lambda > 1$ ) leva a aumento de eficiência.

O maior calor latente de vaporização do etanol, 904 kJ/kg contra 350 kJ/kg da gasolina, quando utilizado em sistema de injeção do tipo PFI (*Port Fuel Injection*), reduz a temperatura do ar de admissão, podendo gerar aumento de eficiência volumétrica do motor de combustão interna [Jeuland et al., 2004]. Por outro lado, em alguns casos, essa propriedade propicia a entrada de etanol no estado líquido na câmara de combustão, o qual pode gerar contaminação do óleo lubrificante e aumento de emissões poluentes.

Pana et al., 2007, apresentam dados mostrando redução de aproximadamente 10% na transferência de calor para o sistema de arrefecimento do motor devido à menores temperaturas atingidas durante o ciclo de combustão, quando comparado ao motor operando em gasolina. Além disso, conseqüente redução de  $\text{NO}_x$  é atingida e maiores razões de compressão podem ser empregadas.

Outra importante característica do etanol discutida por Breaux, 2009, é a relação estequiométrica mássica ar-combustível de 9:1 para o etanol, contra 14,7:1 da gasolina. Isso implica em menores quantidades de ar para combustão completa do etanol quando comparado com a gasolina. Assim, maiores quantidades de etanol podem ser fornecidas ao sistema para a mesma quantidade de ar. Como o etanol possui maior calor latente de vaporização, o efeito de resfriamento da carga na entrada do cilindro aumenta a eficiência volumétrica do sistema. Esse efeito em cadeia leva a possibilidade do etanol gerar maior potência com mais eficiência para um mesmo motor de combustão interna quando comparado com a gasolina.

## **2.4 Utilização de combustíveis com altos teores de água em motores de combustão interna**

A utilização prática da adição de água em motores de combustão interna já vem sendo explorada desde o início do século XX, conforme descrito por Dryer, 1977.

Melton Jr. et al., 1975, discutiram a utilização de injeção direta de água no cilindro de um motor CI (ignição por compressão, do inglês *Compression Ignition*) de veículos militares para fins de arrefecimento. Foi possível alcançar melhores valores de BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), redução na emissão de  $\text{NO}_x$  e aumento de emissões de HC e CO, além do efeito de resfriamento provocado pela água.

Posteriormente, Dryer, 1977, e Greeves et al., 1977, em dois trabalhos complementares, continuavam a discussão relacionada à utilização de combustíveis com altos percentuais de água tanto em motores SI (*Spark Ignition*) quanto CI. São descritos comportamentos de redução das temperaturas do ciclo, resultando em efeitos na cinética química de combustão que reduzem velocidade de propagação da chama e aumentam o poder anti-detonante da carga. Em motores CI, a utilização de emulsões (mistura de diesel e água) apresenta vantagens na atomização devido ao fenômeno de micro-explosões, que acabam por aumentar a superfície de evaporação, gerando melhores condições de mistura, taxas de queimas mais rápidas, redução de material particulado e NOx. Por fim, a utilização de combustíveis super-hidratados em motores SI carburados não traria vantagens na época, mas esperava-se que em um futuro próximo, com avanços em injeção eletrônica as características de super-hidratação poderiam ser mais bem exploradas.

Harrington, 1982, estudou os efeitos da injeção de água no coletor de admissão de um motor Waukesha CFR com razão de compressão variável tanto no estado líquido quanto vapor. Em comparação à gasolina, a mistura gasolina-água vaporizada (em proporção mássica de um para um) apresenta menores taxas de queima, atrasos de ignição e tempos de combustão mais longos. Para a mistura com água no estado líquido, as reduções são ainda maiores, demonstrando a influência do calor latente de vaporização da água. Por outro lado, a detonação devido ao avanço de ignição é reduzida. A potência à razão estequiométrica constante foi reduzida assim como a eficiência volumétrica, enquanto os consumos de combustível e de energia aumentam.

Tsao e Wang, 1984, investigaram a utilização de água e gasolina em emulsão em um motor de ignição por centelha, com injeção de combustível por carburador, monocilíndrico de 0,375 litros, com câmara de combustão em L e razão de compressão de 7,5:1. A quantidade de água variou de 0% a 15% de conteúdo volumétrico, com funcionamento regular. Com o aumento da concentração de água houve economia de combustível, sendo que para 10% de água em volume de mistura houve o melhor resultado. Emissões de óxidos de nitrogênio e monóxido de carbono foram substancialmente reduzidas, enquanto as emissões de HC aumentaram. Devido à adição de água, a temperatura do processo de combustão diminuiu, resultando em qualidade anti-detonante para a mistura. Nenhuma referência é feita em relação ao controle da equivalência entre ar-combustível.



A influência da injeção de água no coletor de admissão, e no tempo de ignição nos processos de combustão em um motor Volvo seis cilindros 1,6-L (modificado para operar em apenas um cilindro), operando em regime HCCI, alimentado com iso-octano, etanol e gás natural foi discutida por Christensen e Johansson, 1999. A razão de compressão utilizada foi de 18:1. O ar de admissão foi aquecido para alcançar condição de auto-ignição e testes foram conduzidos tanto com a utilização de turbo-compressor quanto em regime naturalmente aspirado. Devido à ocorrência de detonação quando há taxas elevadas de queima da mistura ar-combustível, motores rodando em regime HCCI tendem a utilizar grande diluição da carga e/ou trabalhar em regimes pobres, limitando assim a potência. A utilização da injeção de água aumentou o limite de geração de potência sem detonação pela redução da temperatura da carga dentro do cilindro, apresentando conseqüentemente menores valores máximos de pressão durante a combustão. Por outro lado, houve expressivo aumento de emissões de HC e CO, devido à menor eficiência de combustão com o aumento do conteúdo de água. Neste trabalho, houve aumento da eficiência indicada com o aumento do conteúdo de água nos ensaios com iso-octano e gás natural, quando o motor era naturalmente aspirado e nos ensaios com etanol e gás natural quando foi utilizado um turbo-compressor.

Estudos foram conduzidos em uma parceria entre a universidade de Idaho e a RAI (*AutomotiveResources, Inc.*) relacionados à utilização de ignitores catalíticos para uso de etanol com conteúdo volumétrico de 30% de água [Beyerlein et al., 2001; Cordon et al., 2002]. Para isso, um motor três cilindros 0,998-L originalmente alimentado a diesel foi modificado para operar com etanol super-hidratado em condições de mistura pobre ( $\lambda=1,67$ ). Os injetores de diesel foram substituídos por ignitores catalíticos e foi instalado um sistema de alimentação de combustível controlado por injeção eletrônica. O ignitor catalítico foi instalado em uma pré-câmara. Como o combustível é alimentado no sistema de admissão, a mistura dentro da pré-câmara é homogênea, porém a ignição ainda se dá devido à compressão, caracterizando operação HCCI. Por outro lado, a combustão se propaga a partir da pré-câmara com características de ignição por tocha. Devido à utilização do conversor catalítico, a energia de ativação para o início das reações de combustão se dá a temperaturas mais baixas que em condições normais, e não é necessário aquecimento do ar de admissão. Testes foram realizados comparando emissões e eficiência do motor a diesel original e com o sistema modificado. Houve redução considerável de CO e NO<sub>x</sub>, o último atribuído a menores temperaturas durante o processo de combustão devido à presença de água. As emissões de HC

aumentaram devido à extinção da chama. Em geral, nos vários testes feitos, houve aumento de eficiência indicada.

Kaneko et al., 2002, realizaram testes em um motor monocilindrico de 1,68-L, com razão de compressão de 18:1 operando em regime PCCI (*premixed charge compression ignition*) operando a diesel e nafta leve, injetados no coletor de admissão, e injeção direta de água na câmara de combustão. Com a adesão do diesel às paredes do cilindro, causando contaminação do óleo lubrificante e maiores índices de emissão de HC, a escolha do combustível nafta leve se deu devido a sua alta volatilidade e resistência suficiente à auto-ignição. Porém, a operação com nafta leve, é limitada a detonação. A injeção direta de água na câmara de combustão, com percentual mássico em relação ao combustível variando de zero até 300% foi utilizada para estudar o controle de detonação, controle do tempo de ignição, e aumento da faixa de operação (maiores cargas) na utilização de nafta leve em condições de mistura pobre ( $\lambda = 2,7$ ,  $\lambda = 4,0$  e  $\lambda = 5,2$ ). Foi possível aumentar o regime de carga do motor pelo controle do tempo de ignição e supressão de detonação devido à injeção direta de água na câmara de combustão. Foi concluído que o ângulo de início de injeção de água deve coincidir com a temperatura dos gases dentro do cilindro, equivalente ao ponto de ebulição da água, para que esta não molhe as paredes do cilindro e contamine o óleo combustível. Houve aumento do consumo específico de energia indicado com o aumento da quantidade de água injetada, redução de eficiência de combustão e aumento de emissões de HC e CO. Por outro lado, menores gradientes de pressão são atingidos, suprimindo detonação. Dessa maneira, um compromisso entre quantidade de água mínima para evitar detonação e manter a combustão em faixa de maior eficiência deve ser respeitado.

No estudo de Brewster et al., 2007, um motor de ignição por centelha, com sistema de injeção direta assistida a ar e turbo-alimentado foi objeto de estudo para a utilização de etanol puro e com água em 3 níveis de hidratação; 6,5 %, 13 % e 20 % de conteúdo mássico de água. Foram efetuados testes avaliando ponto de ignição, efeito de carga e efeitos de velocidade de queima. Foi demonstrado que, para um mesmo valor de lambda (utilizado valor estequiométrico) a variação do ponto de ignição leva à redução de torque quando fora do MBT – mínimo avanço de ignição para alcançar o máximo torque de eixo (*minimum spark advance for maximum brake torque*). Com o aumento do percentual de água e variando-se o ponto para longe do MBT, a taxa de queima foi reduzida devido ao maior atraso no início da combustão, causando redução de torque e eficiência de conversão de energia do motor. Há

gradativo aumento da temperatura dos gases de escape, devido à maior duração da combustão. Emissões de HC aumentam devido ao mecanismo de extinção da chama, enquanto emissões de NO<sub>x</sub> são reduzidas devido a menores picos de temperatura com a adição de água. Em MBT, há redução de EGT (do inglês *Exhaust Gas Temperature*) devido a maior capacidade calorífica da carga, e também maior calor de vaporização. Por fim, há redução da temperatura máxima dos gases do cilindro que associada à redução dos gradientes de pressão demonstram o potencial anti-detonante da adição de água, apresentando oportunidade de maiores razões de compressão, e extensão do regime de operação do turbo-compressor. Os autores ainda consideram que durabilidade do sistema, lubrificação, capacidade de ignição a frio e capacidade do tanque de combustível devem ser analisadas.

Mack et al., 2009, avaliaram os efeitos da utilização de etanol com percentuais de hidratação variando de 0% até 60% (em percentual volumétrico) em um motor quatro cilindros Volkswagen 1.9L e razão de compressão de 17:1, com injeção no coletor de admissão, operando em regime HCCI e  $\lambda = 3,57$ . O aquecimento do ar de admissão, através de resistência elétrica, foi utilizado para controlar o início de ignição e evaporar completamente a mistura etanol-água antes de entrar no cilindro. Combustão incompleta e alta temperatura necessária para ignição limitaram a operação em maior hidratação (60% de água). A liberação de calor total diminuiu com a adição de água, assim como o pico de pressão, embora a taxa de liberação de calor se manteve relativamente constante. O fator limitante para o aumento de potência foi o limite de aquecimento da mistura ar-combustível.

Saxena et al., 2012, estenderam o trabalho de Mack et al., 2009, de maneira a utilizar a recuperação de energia dos gases de escape para o aquecimento dos gases de admissão, através de um trocador de calor casco e tubos de fluxo reverso. Como apenas um dos quatro cilindros era ligado para a realização do experimento, a utilização de turbo-compressor foi comprometida. Assim, foi utilizado um compressor elétrico com reservatório para simular o comportamento do turbo-compressor. Os percentuais de água em volume chegaram a 20%. Foi possível alcançar maiores potências, comparando ao estudo anteriormente realizado, através do enriquecimento da mistura ar-combustível. O limite de detonação foi controlado pela temperatura do ar de admissão, que tem influência direta no início da combustão. Assim, foi demonstrado que é possível utilizar etanol com percentual de hidratação de 20%, o que diminuiria sensivelmente o dispêndio energético no processo de produção, reduzindo

notavelmente o custo final do combustível, e melhorando o balanço energético do seu ciclo de vida.

O presente trabalho utiliza o etanol hidratado em diferentes percentuais de hidratação como combustível para um motor Diesel monocilíndrico de 0,668 L modificado para operação em ciclo Otto. Para propiciar a queima de misturas combustíveis de etanol e água, com até 40% de conteúdo volumétrico de água, o conceito de *Flame-Jet Ignition* é empregado através da substituição do injetor Diesel por uma vela de ignição na pré-câmara do motor (originalmente com injeção de Diesel indireta em pré-câmara) e modificação para injeção de combustível na porta de admissão. Com a utilização do conceito *Flame-Jet Ignition* pretende-se obter condições estáveis de funcionamento do motor para diferentes misturas de etanol e água, mantendo-se a *BMEP* constante para realizar a análise dos parâmetros de desempenho.

A simulação computacional através do software de volumes finitos unidimensional (dedicado a motores de combustão interna) será utilizada para a realização da análise de combustão. A simulação será alimentada com as condições de contorno obtidas nos testes experimentais – pressões indicadas do cilindro e coletores de admissão e exaustão, temperaturas médias e vazões de combustível e ar.

Pretende-se provar que a utilização de etanol com alto percentual de água em motores de combustão interna ciclo Otto é viável (do ponto de vista energético) e investigar as implicações da água no desempenho do motor e combustão.

### 3 SOLUÇÃO NUMÉRICA

A utilização de modelagem numérica, mais especificamente dinâmica de fluidos computacionais - CFD (do inglês *computational fluid dynamics*) - vem sendo cada vez mais aplicada pela indústria. Duas vantagens advindas da utilização da CFD, importantes de serem ressaltadas frente à abordagem experimental vastamente apontadas na literatura [Veersteg e Malalasekera, 1995; Patankar, 1980] são a redução de custos temporais e monetários, e apresentação de informações completas, com grande gama de variáveis (campos de velocidade, pressão, temperatura, entre outros) dentro de todo o domínio de interesse.

O funcionamento de um motor de combustão interna envolve diferentes fenômenos físicos, os quais devem ser avaliados tanto individualmente quanto em conjunto, uma vez que a maioria desses fenômenos são interdependentes. Assim, para a avaliação por meio numérico dos parâmetros de desempenho de um motor de combustão interna faz-se necessária a modelagem dos sistemas de troca e/ou reação de gases - sistemas de admissão e exaustão, válvulas, câmara de combustão, cilindro, pistão e mecanismos de sincronia.

O presente estudo utiliza a modelagem computacional contida na plataforma de softwares GT-Suite V7,3 da empresa Gamma Technologies. Para a modelagem de motores de combustão interna, foi utilizado o software GT-ISE V7,3 (*Integrated Simulation Environment*); um ambiente de modelagem específico para motores de combustão interna contendo o pacote de objetos para modelagem de motores GT-Power V7,3. Sistemas compostos por dutos e reservatórios são descritos matematicamente através de modelos unidimensionais, os quais resolvem as equações de transporte de quantidade de movimento, energia e massa através do método dos volumes finitos. Como fechamento, modelos fenomenológicos de transferência de calor, atrito (das partes móveis do motor) e combustão são empregados.

O software utiliza programação em blocos, de maneira a simplificar a construção de modelose, ao mesmo tempo, possibilitando ao usuário criar suas próprias rotinas a partir de objetos. A metodologia numérica é detalhada no decorrer do presente capítulo.

O pós-processador GT-Post V7,3 é utilizado para visualização dos resultados e geração de tabelas e gráficos apresentados ao longo do trabalho. Ambos os softwares fazem parte do pacote GT-Suite, específico para simulações acústicas e de desempenho de motores de combustão interna.

### 3.1 Modelagem matemática através do método dos volumes finitos

O método dos volumes finitos tem como objetivo a solução das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia através integração dessas equações em volumes de controle oriundos da discretização do domínio espacial e temporal.

Assumindo-se que o campo de velocidades  $u$  e todas as propriedades do escoamento sejam conhecidas, a equação da conservação para uma quantidade genérica escalar  $\phi$  pode ser descrita como [Patankar, 1980]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (3.1)$$

onde  $\Gamma_\phi$  e  $S_\phi$  são respectivamente o coeficiente de difusão e o termo fonte relacionados ao escalar  $\phi$ . Integra-se essa equação sobre um domínio discretizado por um número finito de volumes de controle e os valores das variáveis são calculados no centro de cada volume. Interpolando-se os valores nodais, obtém-se os valores do escalar genérico que está sendo resolvido nas superfícies do volume de controle.

A Figura 3.1 apresenta uma malha arbitrária bidimensional, onde a espessura da coordenada  $z$  é assumida como unitária

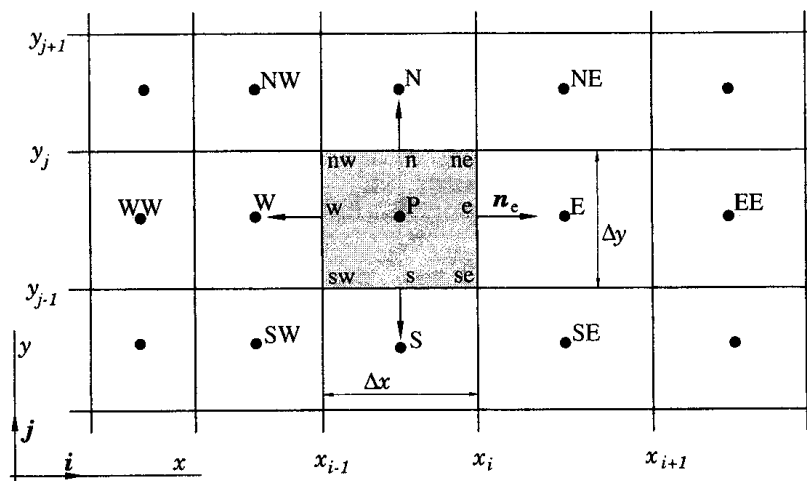


Figura 3.1- Volume de controle em malha bidimensional [Ferziger e Peric, 2002]

$P$  é o ponto central do volume de controle,  $N$ ,  $S$ ,  $E$  e  $W$  são os volumes adjacentes,  $n$ ,  $s$ ,  $e$  e  $w$  são as faces do volume de controle e  $\Delta x$  e  $\Delta y$  são as dimensões do volume de controle.

### 3.2 Esquema de discretização temporal

Em relação ao esquema de discretização temporal, no presente trabalho optou-se pelo método explícito (Euler de 1ª ordem), ao invés do implícito. De acordo com o GT-Suite – Flow Theory Manual, 2012, o método explícito gera melhores resultados para pulsações de pressão, fenômeno de grande importância nos sistemas de admissão e exaustão de motores de combustão interna. No método explícito, o cálculo das grandezas são baseados nos campos do passo de tempo anterior. O cálculo é direto e não necessita de iterações, embora o passo de tempo possível seja menor do que o do método implícito. Para garantir estabilidade numérica, o passo de tempo é automaticamente imposto, respeitando a condição de Courant

$$\left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right) (|u| + c) \leq 0,8 * tm \quad (3.2)$$

Observa-se que desta forma o passo de tempo  $\Delta t$  e o menor comprimento de discretização espacial  $\Delta x$  são diretamente relacionados ao tempo de simulação. A velocidade do fluido  $u$  e a velocidade do som  $c$  são relacionadas às condições e propriedades do fluido. O multiplicador de passo de tempo,  $tm$ , pode ser especificado pelo usuário, em função das configurações da simulação.

### 3.3 Discretização espacial

Para a modelagem numérica dos sistemas de admissão e exaustão, todo o domínio é subdividido em vários dutos retos mais curtos (caracterizando-se o comprimento e diâmetros de entrada e saída do duto), em série, os quais são novamente discretizados em menores volumes de controle unidimensionais. Os volumes são conectados uns aos outros através de suas fronteiras. Assume-se que as grandezas escalares sejam uniformes no interior de cada volume. Grandezas vetoriais são calculadas nas fronteiras de cada volume. A Figura 3.2 apresenta um esquema de malha de discretização arbitrária utilizada no GT-Power.

Como recomendação [GT-Suite – Flow Theory Manual, 2012] para simulação de motores de combustão interna, valores de  $\Delta x$  para dutos do sistema admissão devem ser no máximo de  $0,4*B$  (diâmetro do pistão, do inglês *Bore*), e para dutos do sistema de escape deve ser no máximo  $0,55*B$ . A diferença nesta recomendação deve-se ao fato de que a velocidade do som é altamente afetada pela temperatura. Para estudos em que o

comportamento das ondas de pressão são importantes (fenômenos acústicos) ou a velocidade do fluido é muito alta (rotações acima de 6000 RPM), é recomendado reduzir pela metade o comprimento de discretização utilizado normalmente.

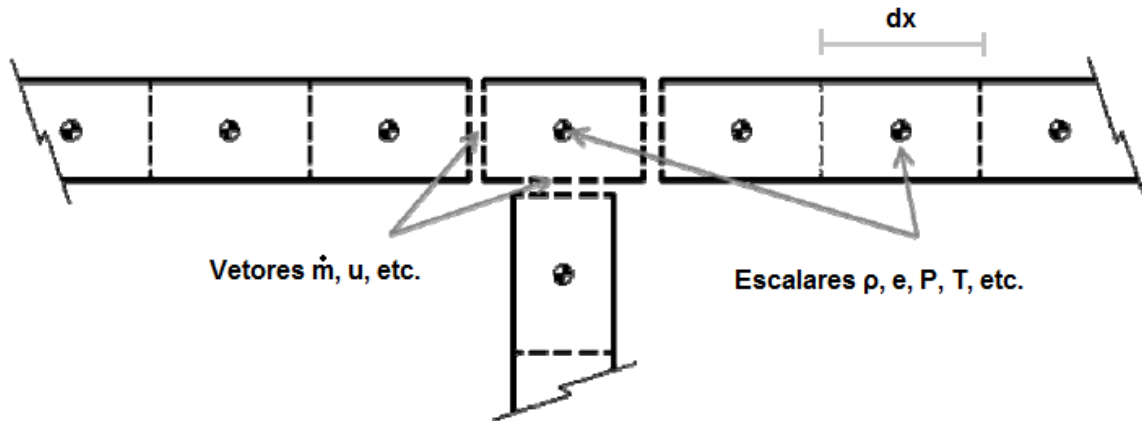


Figura 3.2 - Esquema de malha

### 3.4 Equações governantes de dinâmica dos fluidos computacional

São resolvidas as equações da conservação de massa, quantidade de movimento e energia, em aproximação unidimensional, transiente, compressível, para dutos cilíndricos, aqui apresentadas na forma diferencial, conforme Heywood, 1988,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\rho u}{A} \frac{dA}{dx} = 0 \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + C_f \frac{\rho u^2}{2} \pi D = 0 \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u e) + \frac{4h_c(T_f - T_p)}{D\rho} + \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \left( \frac{1}{2} \rho u^3 + \frac{\gamma}{\gamma - 1} u p \right) = 0 \quad (3.5)$$

$$p m / \rho = n R_u T \quad (3.6)$$

onde

$\rho$  Massa específica instantânea

$u$  Velocidade do fluido



$e$	Energia interna específica do fluido
$p$	Pressão estática
$D$	Diâmetro equivalente
$A$	Área da seção transversal
$h_c$	Coefficiente de troca de calor por convecção
$C_f$	Coefficiente de atrito
$T_f$	Temperatura do fluido
$T_p$	Temperatura da parede
$\gamma$	Razão de calores específicos
$m$	Massa
$n$	Número de mols
$R_u$	Constante universal dos gases

O equacionamento utilizado pelo software GT-Power baseia-se na formulação apresentada anteriormente, com modificações e simplificações. A equação da continuidade em uma dimensão pode ser vista como a taxa de variação de massa dentro de um volume de controle sendo igual ao somatório das de massa que entram e saem do volume de controle

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{vc} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (3.7)$$

Onde

$$\dot{m} = \rho Au \quad (3.8)$$

e os subscritos  $vc$ ,  $e$  e  $s$  representam volume de controle, entrada e saída

A equação da conservação da energia em um volume de controle pode ser definida como a sua taxa de variação de energia  $E$  sendo igual ao somatório das quantidades de energia associadas ao escoamento através de sua fronteira (trabalho  $W$  e calor  $Q$ ). As trocas de calor referentes à condução nas fronteiras fluido-fluido do volume de controle são desprezadas (escoamento advectivo puro), uma vez que possuem ordem de grandeza muito menor que os outros termos da equação de transferência de calor, assim

$$\frac{DE}{Dt} = \frac{DW}{Dt} + \frac{DQ}{Dt} \quad (3.9)$$

$$\frac{d(me)}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \sum_e \dot{m}_e H_e - \sum_s \dot{m}_s H_s - h_c A_{sup} (T_f - T_p) \quad (3.10)$$

onde  $V$  é o volume do VC (Volume de Controle),  $H_e$  e  $H_s$  entalpias associadas aos fluxos de entrada e saída do VC, respectivamente, e  $A_{sup}$  é a área da superfície do VC.

Já a equação de conservação da quantidade de movimento pode ser definida como as forças de pressão líquidas somadas às forças de cisalhamento agindo nas superfícies do volume de controle, e ao fluxo líquido de quantidade de movimento pela superfície do volume de controle, sendo iguais à taxa de variação da quantidade de movimento associado ao volume de controle, assim

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_e \dot{m}_e U_e - \sum_s \dot{m}_s U_s - 4C_f \frac{\rho U^2}{2} \frac{dxA}{D} - C_{press} \left( \frac{\rho U^2}{2} \right) A}{dx} \quad (3.11)$$

onde os termos das equações são definidos como

$$H = e + \left( \frac{p}{\rho} \right) \quad (3.12)$$

$$h_c = 0,5 C_f \rho U_{ef} C_p P_r^{-\frac{2}{3}} \quad (3.13)$$

$$C_{press} = \frac{p_e - p_s}{\frac{1}{2} \rho u_e^2} \quad (3.14)$$

O último termo da equação (3.11) é adicionado de forma a modelar a perda de pressão devida aos efeitos tridimensionais do escoamento, como cones, curvaturas ou escoamentos secundários. Caso não informado pelo usuário, esse coeficiente  $C_{press}$  é calculado através de correlações empíricas (cones) e/ou tabelas (curvaturas). A metodologia de cálculo de  $C_{press}$  para curvaturas é apresentada por Miller, 1990, por ser extensa e não ser utilizada na modelagem do trabalho, não será detalhada.

O coeficiente de transferência de calor por convecção  $h_c$  é calculado a cada passo de tempo, assim como o coeficiente de atrito  $C_f$ . Duas aproximações para o cálculo do coeficiente de atrito podem ser escolhidas. O método adotado no presente trabalho é o *Método Simplificado*. Isto se deve à falta de medições da rugosidade superficial dos dutos dos sistemas de admissão e exaustão. Como o *Método Melhorado* necessita esse valor, uma estimativa a partir de tabelas pode gerar discrepâncias, em relação à aproximação feita por Colebrook, da mesma ordem que a discrepância gerada pelo *Método Simplificado*. O coeficiente de atrito para regime laminar ( $Re_D < 2000$ ) é dado por

$$C_f = \left( \frac{16}{Re_D} \right) \quad (Re_D < 2000) \quad (3.15)$$

e para regime turbulento em tubos lisos ( $Re_D > 4000$ )

$$C_f = \left( \frac{0,08}{Re_D^{0,25}} \right) \quad (3.16)$$

Para tubos com rugosidade  $\varepsilon > 0$ , em regime turbulento, o valor adotado é o maior entre os citados acima, ou o dado pela fórmula de Nikuradse, sendo  $D$  o diâmetro do duto

$$C_{f_{rugoso}} = \frac{0,25}{\left( 2 \log_{10} \left( \frac{1D}{2\varepsilon} \right) + 1,74 \right)^2} \quad (3.17)$$

O fator de atrito para regimes de transição ( $2000 < Re_D < 4000$ ) é calculado a partir de interpolação linear entre o cálculo do regime laminar e turbulento.

A relação entre pressão absoluta  $p$  e pressão total (ou pressão de estagnação)  $p_o$ , a ser ressaltada, é dada por

$$p_o = p + \frac{\rho U^2}{2} \left( 1 + \frac{M^2}{4} + \frac{(2 - \gamma)M^4}{24} \right) \quad (3.18)$$

onde  $M$  é o número de Mach ( $M = u/c$ ).

O algoritmo de cálculo do método explícito, para cada passo de tempo, calcula a pressão e temperatura da seguinte maneira:

- 1) A resolução da equação da continuidade e energia fornece a massa e energia interna em cada volume de controle;
- 2) Sabendo-se o volume e a massa em cada volume de controle, calcula-se a energia interna e massa específica para cada espécie química;
- 3) As equações de estado de cada espécie definem energia interna e massa específica em função da temperatura e pressão. São executadas iterações em pressão e temperatura pelas equações de estado de maneira a satisfazer a massa e energia já calculadas nesse passo de tempo.

### 3.5 Modelagem do cilindro

O cálculo do estado termodinâmico do cilindro é baseado em análise via primeira lei da termodinâmica. Esta análise é realizada de acordo com a fase de funcionamento do motor. Durante as etapas de admissão, compressão e exaustão, o cilindro é considerado um volume de controle, e durante a fase de combustão (ou enquanto as válvulas estiverem fechadas), o cilindro é tratado como um sistema termodinâmico. Aplicando a primeira lei a um volume de controle obtém-se a equação generalizada utilizada durante as fases de admissão, compressão e exaustão, conforme AVL, 2011a,

$$\frac{d(m_c e)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} h_i - \sum \frac{dm_e}{dt} h_e - f q_{ev} \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (3.19)$$

$$\frac{dm_c}{dt} = \sum \frac{dm_i}{dt} - \sum \frac{dm_e}{dt} \quad (3.20)$$

onde

$Q_w$  Calor perdido para as paredes

$m_c$  Massa de carga dentro do cilindro

$m_{ev}$  Massa de combustível evaporada

$f$  Fração do calor latente de evaporação transferido pela carga do cilindro

$q_{ev}$  Calor latente de evaporação

$h$	Entalpia
$i$	Refere-se à admissão ( <i>inlet</i> )
$e$	Refere-se à exaustão ( <i>exhaust</i> )

A massa que escoar pelas válvulas de admissão e exaustão é calculada pela equação do escoamento isentrópico compressível através de uma restrição, com a aplicação de um coeficiente de descarga experimental (formulação descrita a seguir na seção Modelagem de orifícios, válvulas do cilindro e válvulas borboleta).

Como a injeção de combustível é feita na porta de admissão, hipóteses simplificativas são assumidas:

- a mistura dentro do cilindro é homogênea; como consequência a relação de massas de ar e combustível A/F é constante durante a combustão;
- a pressão dentro do cilindro também é constante em todos os pontos em um dado passo de tempo;

No início da combustão, ou momento da centelha em motores ciclo Otto, o cilindro é dividido em duas zonas: zona de gases queimados e zona de gases não queimados. Inicialmente todo o volume do cilindro faz parte da zona não queimada.

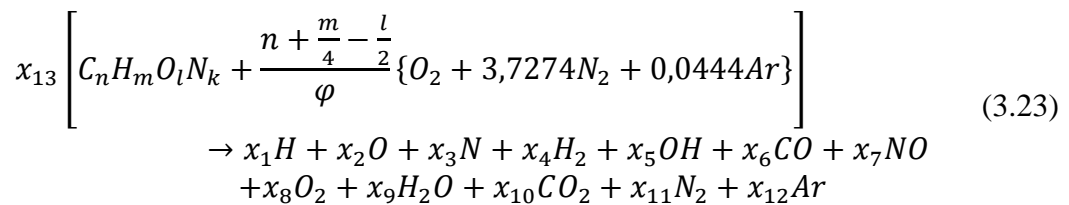
A cada passo de tempo, a massa de mistura ar-combustível que passa pelo processo de combustão é transferida da zona não queimada para a zona queimada. Essa quantidade é determinada pela taxa de queima, descrita pelo modelo de combustão.

Após a transferência de massa da zona não queimada para a zona queimada, a massa de reagentes transforma-se em produtos de combustão e é realizado um cálculo de equilíbrio químico através da hipótese de equilíbrio termodinâmico para toda a zona queimada. A composição da zona não queimada é mantida constante durante todo o ciclo de combustão. O equilíbrio químico da zona queimada é extremamente dependente da temperatura e, em menor grau, da pressão. Por definição, o equilíbrio químico é alcançado quando a variação da função de Gibbs para as frações molares das espécies químicas presentes na mistura é igual a zero, ou seja

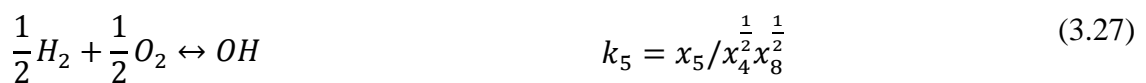
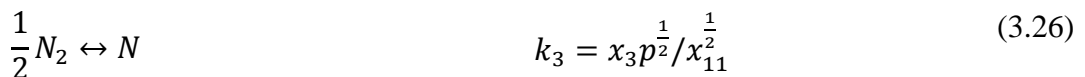
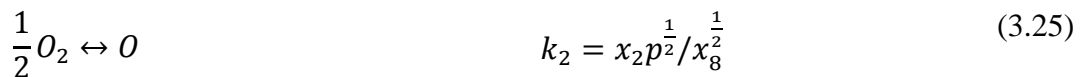
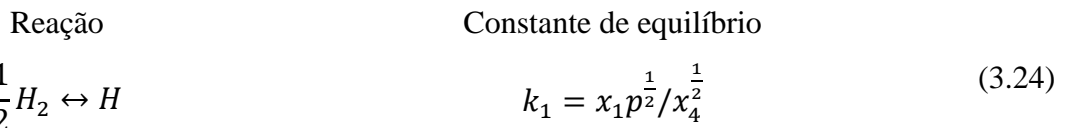
$$G = \sum_{i=1}^n x_i(h_i - Ts_i) \quad (3.21)$$

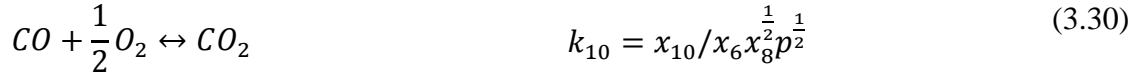
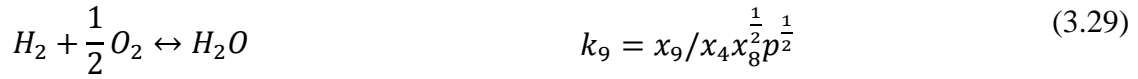
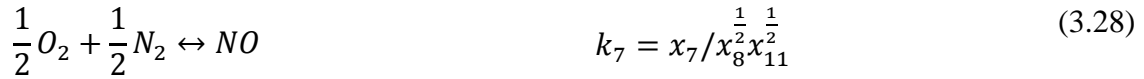
$$dG = d\left(\sum_{i=1}^n x_i(h_i - Ts_i)\right) = 0 \quad (3.22)$$

A nova composição da zona queimada é obtida através de um mecanismo de cinética química de sete reações hipotéticas não redundantes apresentado por Olikagara e Borman, 1975, o qual pode ser usado para qualquer combustível formado pelos elementos CHON. A equação de combustão generalizada para qualquer combustível pode ser expressa por



onde  $n$ ,  $m$ ,  $l$  e  $k$  são o número de átomos de carbono ( $C$ ), hidrogênio ( $H$ ), oxigênio ( $O$ ) e nitrogênio, respectivamente, presentes na molécula de combustível,  $x_1$  até  $x_{12}$  são as frações molares das espécies dos produtos da combustão,  $x_{13}$  representa o número de moles de combustível que gera um mol de produtos e  $Ar$  representa o elemento químico argônio. Para obtenção do equilíbrio químico dos produtos de combustão a determinada pressão  $p$  e temperatura as frações molares podem ser encontradas através do critério de equilíbrio, resolvendo-se as constantes de equilíbrio para 7 novas reações hipotéticas não-redundantes





As frações molares  $x_4$ ,  $x_6$ ,  $x_8$  e  $x_{11}$  podem ser achadas através de rearranjos das funções de equilíbrio inserindo-se relações de balanço atômico resultante da equação generalizada da combustão. As constantes de equilíbrio  $k_n$  de cada reação são fornecidas por interpolação de Tabelas Termoquímicas JANAF.

Assim, conhecendo-se a composição química, energia interna de cada espécie química é calculada e também a energia interna total de cada zona. Por fim, obtém-se a pressão e temperatura de cada zona pela solução das equações de conservação de energia para cada zona

Zona não-queimada

$$\frac{dm_u e_u}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - Q_u + \left( \frac{dm_f}{dt} h_F + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) \quad (3.31)$$

Zona queimada

$$\frac{dm_b e_b}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - Q_b + \left( \frac{dm_f}{dt} h_F + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) \quad (3.32)$$

onde  $Q_u$  e  $Q_b$  representam respectivamente o calor transferido para as paredes da câmara de combustão da zona queimada (*burned*) e da zona não queimada (*unburned*). Os subscritos *a* e *F* denotam ar (*air*) e combustível (*Fuel*). Os termos do lado direito das equações representam o trabalho, transferência de calor para as paredes e transferência de entalpia de uma zona para a outra.

É importante ainda definir que a variação do volume em um determinado passo de tempo durante a combustão é igual à soma das variações de volume das zonas queimadas e não queimadas. A pressão ao longo das iterações é calculada a partir do somatório das pressões parciais dos gases utilizando-se a lei dos gases ideais.

### 3.6 Cálculo da taxa de queima a partir da pressão instantânea do cilindro

O cálculo da taxa de queima a partir de dados de pressão medidos no cilindro é referenciado como cálculo ou análise, devido ao fato de que os dados de entrada e saída são opostos em relação aos utilizados na simulação convencional. Enquanto na simulação normal a pressão no cilindro é calculada a partir de uma taxa de queima, no cálculo reverso o contrário é realizado. O equacionamento para o cálculo reverso é idêntico ao equacionamento para o cálculo convencional, adotando a mesma metodologia de separação da combustão em duas zonas.

O método utilizado neste trabalho para calcular a taxa de queima é chamado de cálculo de taxa de queima da análise de três pressões (TPA - do inglês *Three Pressure Analysis Burn Rate Calculation*). Foi realizada a análise em regime permanente da média das pressões instantâneas de um determinado número de ciclos, medidas nos coletores de admissão e de exaustão, e também no cilindro.

A metodologia da simulação segue os seguintes passos:

1 – No primeiro ciclo, uma taxa de combustão arbitrária é imposta e não é feita nenhuma análise de combustão;

2 – A partir do segundo ciclo, no início da fase de combustão a simulação é parada e a taxa de queima aparente é calculada utilizando-se das condições do fluido preso no cilindro naquele momento e a transferência de calor dos ciclos anteriores.

3 – A simulação continua e a taxa de queima calculada é imposta e simulada durante o ciclo de combustão.

4 – A simulação continua até que os critérios de convergência para alcançar o regime permanente de funcionamento do motor sejam satisfeitos.

O maior benefício desta abordagem é que todas as quantidades presas no interior do cilindro são previstas pela simulação, incluindo as frações de gases residuais. Para que essas quantidades sejam corretas, as pressões instantâneas do coletor de admissão e exaustão são impostas como condição de contorno. Essa abordagem é recomendada em casos de carga parcial, onde é difícil estimar a quantidade de residuais e eficiência volumétrica.

O maior benefício desta abordagem é que todas as quantidades de massa presas dentro do cilindro são previstas pela simulação, incluindo as frações de gases residuais. Para que essas



quantidades sejam corretas as pressões instantâneas do coletor de admissão e exaustão são impostas como condição de contorno. Essa abordagem é recomendada em casos de carga parcial, onde é difícil estimar a quantidade de gases residuais e a eficiência volumétrica do ciclo.

Os dados adicionais necessários para a simulação via modelo TPA, como já descrito, são as pressões instantâneas dos coletores de admissão e exaustão, e pressão do cilindro, referenciadas ao ângulo do eixo de manivelas, além da temperatura média da mistura na admissão e dos gases de exaustão.

### 3.7 Correlação de Woschni para transferência de calor

Modelos fenomenológicos de transferência de calor são largamente utilizados para estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção  $h_f$  no interior de cilindros de motores de combustão interna. Esses modelos são globais, de modo que não resolvem a transferência de calor de maneira local.

O modelo de transferência de calor proposto por Annand apud Heywood (1988) é baseado em dados experimentais. Relaciona o número de Nusselt ( $Nu$ ) à velocidade média do pistão ( $\bar{S}_p$ ), massa específica ( $\rho$ ) e viscosidade da carga ( $\mu$ ) avaliadas à temperatura média da carga, e diâmetro do cilindro ( $B$ ), ajustadas por constantes experimentais  $a$  e  $b$

$$\frac{h_f B}{k_f} = a \left( \frac{\rho \bar{S}_p B}{\mu} \right)^b \quad (3.33)$$

O modelo de transferência de calor proposto por Woschni, 1975, relaciona o  $Nu$  à pressão do ciclo de combustão ( $p$ ) e do ciclo motorizado ( $p_m$ ), velocidade ( $w$ ) e temperatura ( $T$ ) média dos gases, e diâmetro do cilindro ( $B$ ), ajustadas por constantes experimentais ( $C$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  e  $m$ ) que variam de acordo com o período do ciclo e características de fluxo do motor.

$$\frac{h_f B}{k} = C B^{m-1} p^m w^m T^{0.75-1.62m} \quad (3.34)$$

$$w = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \quad (3.35)$$

onde  $V_d$  é o volume deslocado,  $p_r$ ,  $V_r$  e  $T_r$  são respectivamente a pressão, o volume e a temperatura no momento de fechamento da válvula de admissão.  $C_1$  e  $C_2$  variam de acordo com período do ciclo e características de *swirl* (movimento axial dos gases, como se fossem um corpo rígido, em rotação ao redor do eixo axial do cilindro).

### 3.8 Propriedades dos fluidos

Para a modelagem dos fluidos no GT-Power, objetos de referência são disponibilizados, contendo a composição geral do fluido na forma  $C_aH_bO_cN_dS_eAr_f$

onde

C	Átomo de carbono
H	Átomo de hidrogênio
O	Átomo de oxigênio
N	Átomo de nitrogênio
S	Átomo de enxofre
Ar	Átomo de argônio
a	Número de átomos de carbono
b	Número de átomos de hidrogênio
c	Número de átomos de oxigênio
d	Número de átomos de nitrogênio
e	Número de átomos de enxofre
f	Número de átomos de argônio

esta maneira possibilita a descrição e participação desses gases nas reações químicas. Informações sobre temperaturas críticas e pressões, entalpia e propriedades de transporte são fornecidas pelos objetos.

Apenas espécies químicas do tipo *FluidGas* participam das reações químicas. Líquidos incompressíveis são modelados a partir do objeto de referência *FluidLiqIncompress*. Esses objetos sempre são associados a algum *FluidGas* para representar as propriedades do fluido,

caso haja evaporação. *FluidLiqIncompress* e *FluidGas* constituem as espécies básicas de uma simulação.

Outros objetos de referência do tipo *FluidMixture* são apresentados. Esses objetos são usados para definir misturas de fluidos, como o ar. Outra maneira de combinar diferentes fluidos é através do objeto *FluidMixtureCombined*. Esse objeto interpola as propriedades dos fluidos gerando uma nova espécie de fluido, do tipo *FluidLiqIncompress* (caso seja mistura de líquidos) ou *FluidGas* (para misturas de gases). Um objeto de referência para tratar a fase vaporizada é criado quando o fluido estiver em fase líquida. Por fim, após os gases terem passado por alguma reação química, são convertidos em *FluidMixtureBurned*.

O software separa as espécies químicas em três categorias, de acordo com o esquema da Figura 3.3.

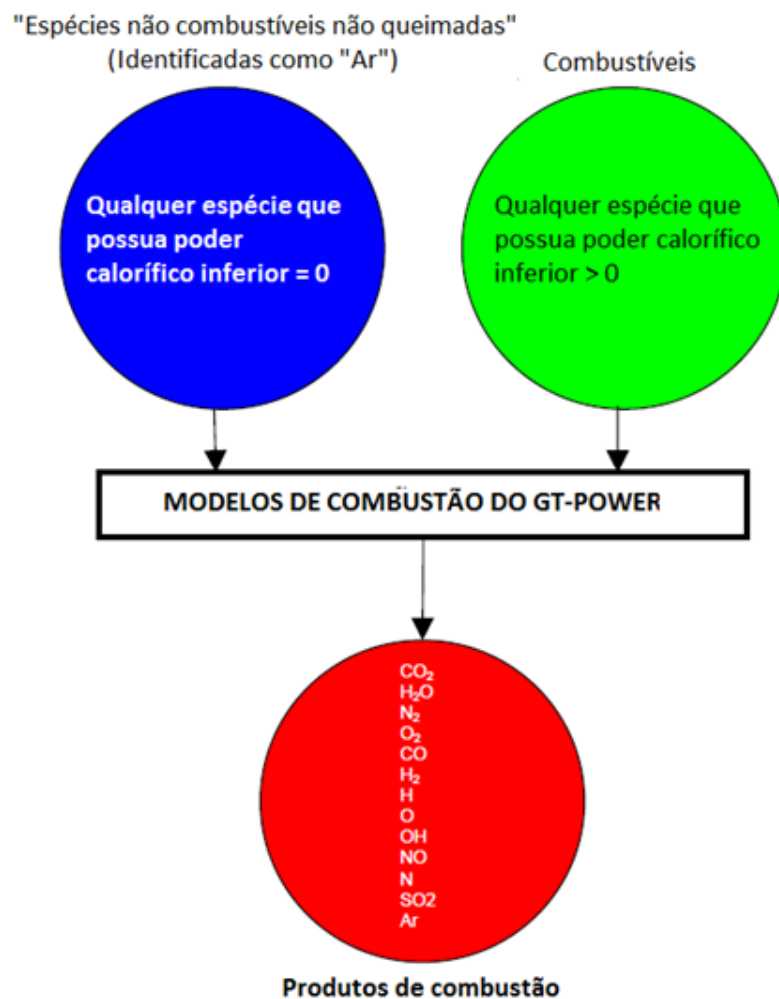


Figura 3.3- Esquema de identificação das espécies no software GT-Power

Durante a simulação, todas as espécies básicas e produtos de combustão são monitorados em cada volume de controle. No total, treze produtos de combustão são monitorados: CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, CO, H<sub>2</sub>, H, O, OH, NO, N, Ar e SO<sub>2</sub>. Essas espécies de produtos de combustão são pré-programadas nos moldes de *FluidGas*, e não é necessário inserir objetos de referência para as mesmas.

### 3.9 Modelagem de dutos retos

Dutos retos são os elementos básicos constituintes dos sistemas de admissão e exaustão. No presente trabalho, através da conexão de vários desses componentes, tais sistemas são construídos. Os principais parâmetros a serem especificados são o diâmetro de entrada e de saída, o comprimento total do duto e seu o comprimento de discretização, a temperatura de parede (no caso imposta), rugosidade superficial, estado inicial (composição dos gases, temperatura e pressão agrupados em um objeto) e um objeto para calcular temperatura de parede (caso não utilizado no presente trabalho, onde é utilizada a temperatura da parede imposta pelo usuário).

Além disso, como parâmetros opcionais, podem ser inseridos multiplicadores para: coeficiente de atrito, transferência de calor paredes-gás, perda de pressão no sentido normal e reverso do fluxo. Os multiplicadores agem diretamente nas equações de conservação da quantidade de movimento e energia. Geralmente os multiplicadores para o coeficiente de atrito e transferência de calor são mantidos constantes e iguais a um. Aos coeficientes de perda de pressão devida à geometria é atribuído o valor *def* (*default*), ativando o cálculo automático desses parâmetros para cones e quando a curvatura do duto for indicada (não utilizado no trabalho). Por fim, o usuário possui a opção de inserir modelos próprios para atrito e transferência de calor (também não foi utilizado no trabalho).

### 3.10 Modelagem de orifícios, válvulas do cilindro e válvula borboleta

No software GT-Power, a conexão entre elementos que permitem escoamento interno do tipo dutos é feita através de componentes chamados orifícios (objeto de conexão *OrificeConn*). Esses componentes modelam restrições entre dutos através de um diâmetro característico e coeficientes de descarga,  $C_d$ , nos dois sentidos do escoamento. Dessa forma, ao utilizar um diâmetro de orifício menor do que os diâmetros dos dutos conectados, se pode

calcular a perda de carga. A seguinte formulação é utilizada para cálculo da área efetiva  $A_{eff}$ , ao qual o escoamento de gases é submetido

$$\dot{m} = A_{eff} \rho_{is} u_{is} = C_d A_r \rho_{is} u_{is} \quad (3.36)$$

$$\rho_{is} = \rho_o (P_{ar})^{1/\gamma} \quad (3.37)$$

$$u_{is} = \sqrt{RT_o} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[ 1 - P_{ar}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} \quad (3.38)$$

onde

$\rho_{is}$	Massa específica no orifício
$A_r$	Área de referência
$u_{is}$	Velocidade na condição de escoamento isentrópico
$\rho_o$	Massa específica de estagnação isentrópica
$T_o$	Temperatura de estagnação isentrópica
$R$	Constante do gás
$P_{ar}$	Razão das pressões absolutas (pressão estática na saída/pressão total na entrada)

Caso o escoamento alcance a condição de bocal bloqueado sonicamente, a velocidade é restringida a este limite. Para ocorrência de bocal bloqueado a seguinte condição deve ser atendida

$$P_{ar} \leq \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.39)$$

ou, em termos de massa específica

$$\rho_{is} = \rho_o \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.40)$$

$$u_{is} = \sqrt{\gamma RT_o} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{1/2} \quad (3.41)$$

A modelagem das válvulas se dá a partir do objeto *ValveCam\*Conn*. Os parâmetros principais de entrada para válvulas são o diâmetro de referência, folga da válvula, ângulo do

comando de válvulas para início da abertura. Opcionalmente, vários multiplicadores podem ser inseridos, onde os valores padrão do software são utilizados.

O objeto calcula a vazão mássica a partir da mesma formulação utilizada para orifícios, porém utiliza um mapa de abertura da válvula em função do ângulo do eixo de manivelas,  $\theta$ , e duas tabelas relacionando valores de  $C_d$  em função da abertura de válvula normalizada  $l/d$ , onde  $l$  é a abertura de válvula (do inglês *lift*), e  $d$  é o diâmetro de referência da válvula. Uma tabela referente ao escoamento na direção normal da válvula (do sistema de admissão para o cilindro, nas válvulas de admissão, e do cilindro para o coletor de escapamento, nas válvulas de escape) e outra tabela para o escoamento reverso (do cilindro para o sistema de admissão, nas válvulas de admissão, e do coletor de escapamento para o cilindro, nas válvulas de escape). Os valores de  $C_d$  são característicos de cada conjunto válvula-cede de válvula-porta, e são obtidos a partir de ensaios experimentais em bancada de fluxo. O procedimento experimental para a determinação do  $C_d$  é demonstrado nos capítulos a seguir. Tabelas de *lift* x  $\theta$  e  $C_d$  x  $l/d$  são apresentadas nos apêndices. Opcionalmente, há opção de inserir tabelas de *swirl* e *tumble* (rotação do escoamento, em movimento como corpo rígido, ao redor de um eixo perpendicular ao eixo axial do cilindro) em função de  $l/d$ .

Válvulas do tipo borboleta são modeladas a partir do objeto *ThrottleConn*. Informa-se o diâmetro de referência e o ângulo de abertura  $\theta_b$ . Uma tabela referenciando  $C_d$  em função do ângulo de abertura da válvula,  $\theta_b$ , deve ser informada para caracterizá-la.

A área de referência de uma válvula do tipo *poppet* (válvulas de admissão e exaustão) pode ser calculada como a área da cortina,  $A_c$ , em função da abertura  $l$ , ou seja  $A_c = l\pi d_{ref}$ , ou pode ser considerada constante, como a área de referência da válvula  $A_r = \pi d_{ref}^2/4$ .

## 4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### 4.1 Motor utilizado no trabalho

O motor objeto de estudo utilizado para realização desse trabalho foi um Agrale modelo M90 originalmente ciclo Diesel, destinado a aplicações industrial, marítima e agrícola. A injeção de diesel é feita indiretamente em pré-câmara.

Para estudar a influência do percentual de água em etanol em motores ciclo Otto, modificações foram efetuadas de maneira a adaptar o motor para este ciclo de operação. A relação de compressão original deste motor era de 19:1, valor dentro da média para operação em ciclo diesel. Para possibilitar a operação com etanol, a relação de compressão foi reduzida através da utilização de anéis espaçadores entre o cabeçote e o cilindro para 12:1. O filtro de ar foi retirado e substituído por um duto coletor conectado a um corpo de borboleta com TPS (*throttle position sensor*, sensor de posição da borboleta). Um eletro-injetor de combustível comercial foi instalado no coletor de admissão e um módulo de injeção eletrônica comercial foi empregado para controlar a injeção de combustível e avanço de ignição. O bico injetor de diesel localizado na pré-câmara foi substituído por uma vela de ignição. A Tabela 4.1 apresenta os dados básicos do motor já modificado e a Figura 4.1 apresenta o motor original.



Figura 4.1 - Motor Agrale M90 comercial [Lintec, 2012]

Tabela 4.1 - Características do motor

Item	Característica	
	Original	Modificado
Marca/Modelo	AGRALE, M90	
Número de Cilindros	1, vertical	
Deslocamentos por ciclo (tempos)	4	
Ignição	Por compressão	Por centelha
Combustível	Diesel	Etanol hidratado
Sistema de combustão	Injeção direta	Injeção eletrônica no coletor de admissão (PFI)
Refrigeração	a ar forçado	
Diâmetro do Cilindro (mm)	90	
Curso do pistão (mm)	105	
Comprimento da biela (mm)	180	
Relação de compressão	19:01	12:01
Volume deslocado (dm <sup>3</sup> )	0.668	

A Figura 4.2 apresenta o conjunto do novo coletor de admissão e corpo de borboleta e a Figura 4.3 apresenta o conjunto montado no motor.

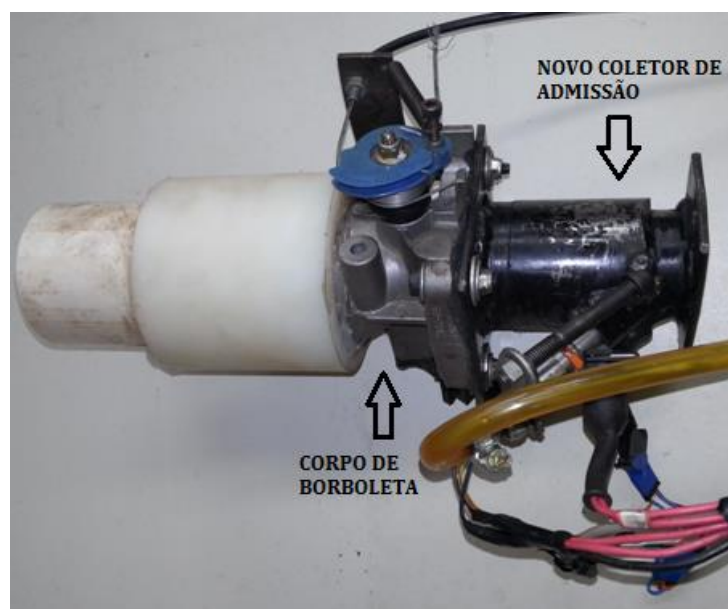


Figura 4.2 - Novo coletor de admissão e corpo de borboleta



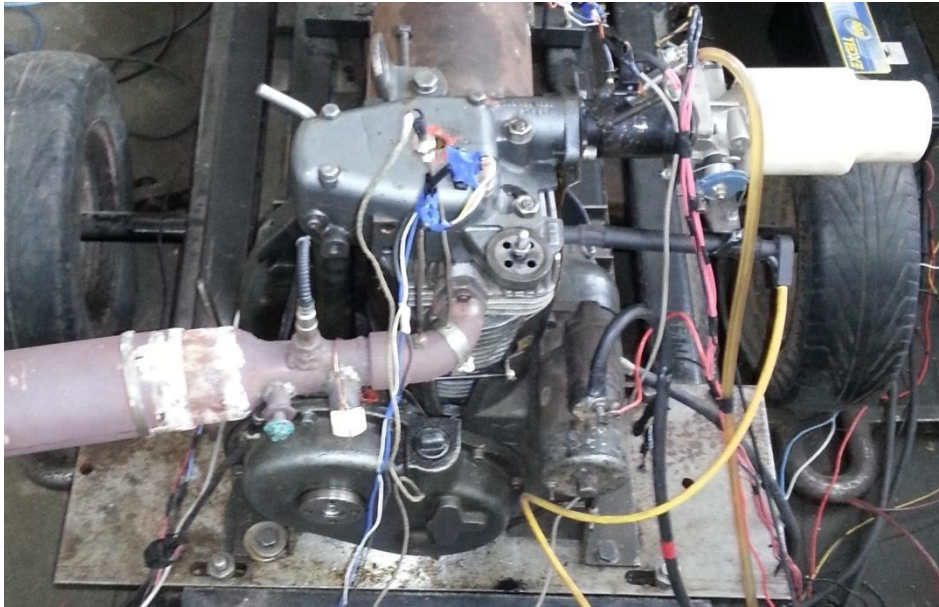


Figura 4.3 - Motor com coletor de admissão modificado e corpo de borboleta

A adaptação do motor para o ciclo Otto mostrou-se um desafio trabalhoso. A fabricação do anel espaçador foi efetuada através de processo de torneamento. Como a árvore de comando de válvulas é localizada no bloco e a transmissão do movimento para as válvulas é realizada através de varetas e balancins, o ajuste da folga de válvulas pode ser realizado através de parafusos modificados montados juntos aos balancins.

Para a substituição do bico injetor por velas de ignição, modificações foram efetuadas de maneira a aumentar o furo que antes abrigava o injetor de diesel. Produziu-se um adaptador de cobre para a vela de ignição que foi instalado no furo do injetor de combustível. A Figura 4.4 apresenta um desenho em CAD da câmara de combustão do motor e a Figura 4.5 apresenta um cabeçote com injetor de diesel e o cabeçote modificado com vela de ignição.

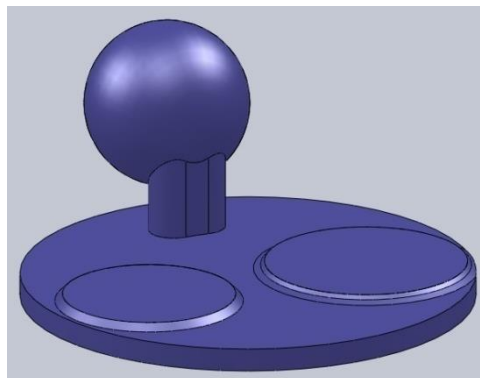


Figura 4.4 - Representação da câmara de combustão do motor Agrale M90 modificado



Figura 4.5 - Cabeçote original com injetor de diesel e cabeçote modificado com vela de ignição

Para a instalação do sensor de pressão dentro da câmara de combustão inicialmente optou-se pela instalação direta, a partir de furação do cabeçote e produção de rosca de acordo com o manual do sensor de pressão [AVL, 2011b]. Como o cabeçote é de alumínio, a rosca produzida se mostrou frágil e foi danificada na primeira tentativa de instalação do sensor de pressão, antes de alcançar o torque recomendado para sua instalação. A solução encontrada foi a produção de um adaptador de aço, de maneira a produzir fios de rosca mais resistentes. O mesmo foi instalado no cabeçote. Tomou-se cuidado para deixar a face do adaptador paralela à parede da câmara de combustão para não criar pontos quentes. A Figura 4.6 apresenta o posicionamento do sensor no cabeçote.

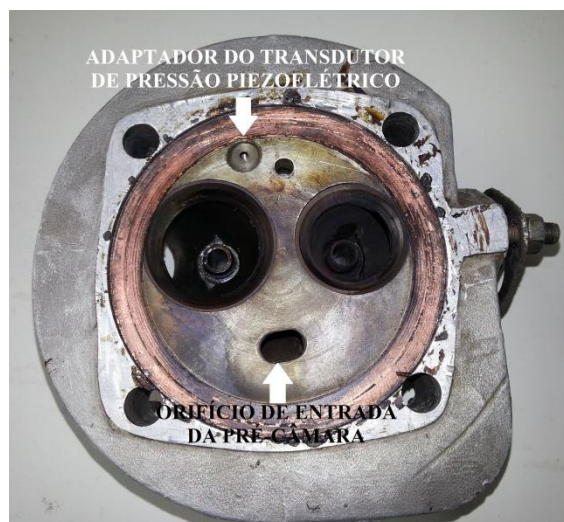


Figura 4.6 - Cabeçote modificado para operação em ciclo Otto com adaptador para transdutor de pressão piezoeletrico instalado na câmara de combustão

## 4.2 Módulo de injeção eletrônica

De maneira a controlar todos os sistemas relacionados ao funcionamento do motor em regime SI foi necessária a instalação de um módulo de controle de injeção e ignição eletrônico, daqui para frente denominado ECU (*Electronic Control Unit*). A ECU disponível para realização do trabalho foi uma FuelTech FT400. Essa ECU possui um display *touchscreen* de 4,3", por onde é feito todo monitoramento dos parâmetros controlados. Para possibilitar a sincronização da ECU com a fase do motor, um sensor de relutância variável e uma roda dentada de 60 dentes com dois dentes faltantes foram instalados. Uma sonda lambda de banda larga foi instalada para medir a concentração de oxigênio nos gases de escape e assim controlar a relação ar combustível na qual o motor está operando. A Figura 4.7 apresenta a ECU, com vista do modo de monitoramento (representação). Os parâmetros mostrados na tela da ECU podem ser modificados de acordo com a necessidade do usuário.

Como a ECU possui sistema de compensação de ponto de ignição e controle injeção de combustível por temperatura do motor e ar de admissão, potenciômetros foram instalados para emular termistores de temperatura do ar de admissão e temperatura do bloco. Assim, tem-se um ajuste do avanço de ignição e de tempo de injeção mais prático e rápido do que acessando tais configurações pela interface *touchscreen* da ECU.



Figura 4.7 - ECU FT400 FuelTech [FuelTech, 2013]

### 4.3 Sistema de medição e alimentação de combustível

Uma vez que a bomba injetora original do motor foi desenvolvida especificamente para injeção de diesel, uma nova bomba elétrica de combustível comercial utilizada em veículos do tipo *flexfuel* foi instalada para suprir essa necessidade. Na linha de saída da bomba, foi instalada uma válvula reguladora de pressão e um manômetro de maneira a manter a pressão de combustível sempre em valor ao redor de 3 bar. A saída da válvula reguladora de pressão foi ligada à entrada da bomba de combustível.

Para a medição de consumo de combustível durante os testes, uma bureta de 100 ml foi utilizada antes da bomba de combustível, com resolução de 0,2 ml. Enchendo-se a bureta com combustível e interrompendo-se a linha externa de alimentação, pode-se medir o seu consumo volumétrico. Com auxílio de cronômetro, duas medidas de tempo são tomadas para consumo de 30 ml de combustível em cada teste.

A Figura 4.8 apresenta o sistema de válvulas do tipo globo, a bureta utilizada para controle da alimentação de combustível, a bomba de combustível com válvula reguladora de pressão e manômetro.

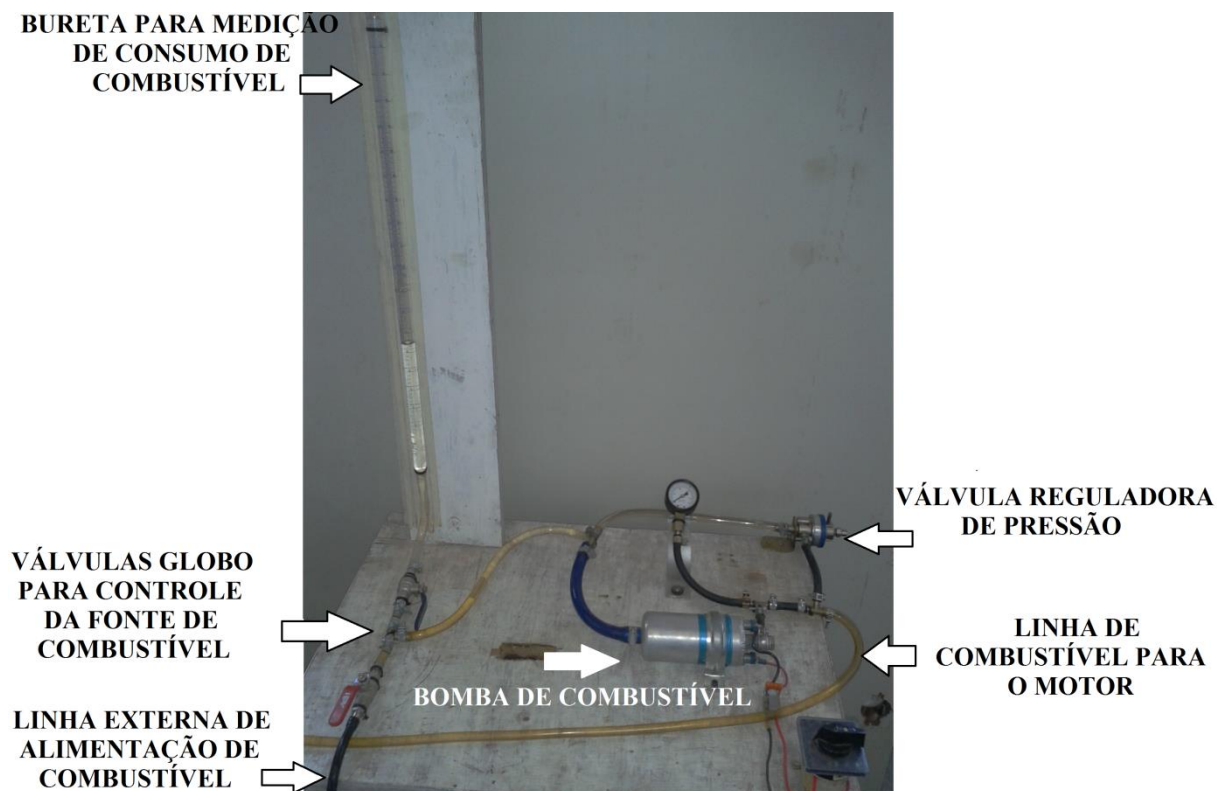


Figura 4.8 - Sistema de medição e alimentação de combustível

#### 4.4 Sistema de frenagem

Para a simulação de carga, um freio de correntes Foucault da fabricante Frenelsa modelo F12-40 EL foi utilizado. O sistema de controle do freio foi desenvolvido na Universidade Federal de Santa Maria. O torque máximo de frenagem é 400 N.m a 3000 RPM, porém a faixa de frenagem máxima foi reduzida para 160 N.m devido a questões relacionadas ao sistema de controle.

O controle de frenagem é manual e apresenta-se em um escala de frenagem que varia de 0 a 100% (resolução de 1% de carga de frenagem). O sistema de frenagem juntamente com o motor são montados em uma estrutura tipo reboque automotivo com o intuito de gerar maior mobilidade a bancada de testes.

A potência do motor é transmitida para o freio por meio de um eixo com duas cruzetas para compensar desalinhamentos, os quais são envoltos por uma proteção de segurança.

#### 4.5 Transdutores de pressão

De acordo Pischinger (2002), dados indicados em ICE são aqueles caracterizados em função de ângulo da árvore de manivelas, como a pressão do cilindro, pressão nos sistemas de admissão e exaustão. Para a caracterização da combustão, as pressões instantâneas nos coletores de admissão e exaustão devem ser conhecidas, assim como a pressão no cilindro.

A pressão no interior do cilindro foi adquirida através de um transdutor de pressão piezoelétrico modelo GH14D da AVL. Elementos piezoelétricos funcionam a partir do princípio de que sobre a ação de forças resultando no aparecimento de cargas eletrostáticas nas extremidades dos elementos. Transdutores de pressão piezoelétricos são caracterizados pelo fato de que seu elemento transdutor é feito de material piezoelétrico ao qual é transmitida carga através de um diafragma. A carga elétrica gerada é proporcional à força aplicada aos elementos. Assim transdutores de pressão piezoelétricos possuem comportamento linear. Devido à sua natureza de funcionamento, esse tipo de transdutor de pressão não mede pressão estática, apenas variações de pressão. O cristal piezoelétrico de ortofosfato de galio ( $\text{GaPO}_4$ ), presente no sensor GH14D, permite funcionamento em faixas de temperatura de até 400 °C e de pressões de até 250 bar. Ainda foi instalado junto ao sensor um inibidor de chama, de

maneira a aumentar a precisão das medições reduzindo possíveis erros causados por elevadas temperaturas – recomendado pelo fabricante. A Figura 4.9 apresenta uma visão geral e as dimensões do transdutor de pressão GH14D.

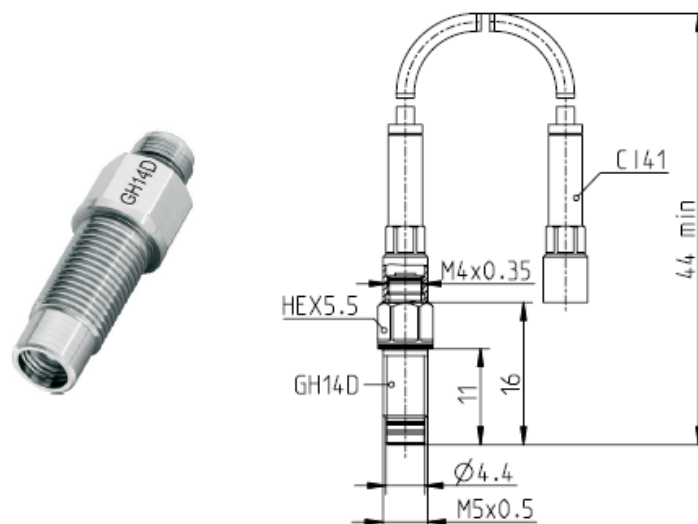


Figura 4.9 - Transdutor de pressão AVL GH14D [AVL, 2011b]

Para possibilitar o processamento do sinal gerado pelo transdutor de pressão utilizou-se um amplificador de sinal FlexIFEM Piezo da AVL. Este amplificador de sinal, específico para utilização com sensores de pressão piezoelétricos, possui sistema integrado para compensação de desvios de medição devido a mudanças bruscas de temperatura, variações cíclicas e interferências elétricas.

Para a medição da pressão nos coletores de admissão e exaustão foram utilizados transdutores de pressão modelo MPX4250AP da fabricante Freescale Semiconductor. Trata-se de sensores piezoresistivos produzidos a partir de uma membrana de silício monolítico. São desenvolvidos para utilização veicular e medem pressão absoluta. Sua faixa de medição varia de 0 até 2,5 bar, apresentando comportamento linear. O erro de medição desse sensor é de  $\pm 0,05$  bar. Os sensores foram conectados aos locais de medição através de tubos plásticos rígidos e/ou tubos de cobre, a fim de evitar a contaminação com etanol (no sensor do coletor de admissão) e proteger das altas temperaturas do coletor de escapamento. A Figura 4.10 apresenta o transdutor de pressão MPX4250AP.



Figura 4.10 - Transdutor de pressão MPX4250AP

#### 4.6 Referenciamento dos sensores de pressão

Para referenciar os valores de pressão ao ângulo do eixo de manivelas utilizou-se uma roda dentada de 360 dentes e um sensor de relutância variável. O princípio de funcionamento desse sensor baseia-se na variação do campo magnético alterado pela passagem dos dentes da roda dentada, induzindo uma tensão de corrente alternada no enrolamento da bobina do sensor ao passar por cada dente. Digitalmente foi possível dividir cada volta do eixo de manivelas em 720 pontos ao identificar os picos e os vales do sinal fornecido pelo sensor.

Para referenciar o ponto morto superior e assim realizar a contagem dos ciclos, adicionou-se um marcador a árvore de manivelas do motor. Utilizou-se um sensor de efeito Hall para que a resposta do sensor ao marcador coincidissem com o ponto morto superior (*trigger*).

#### 4.7 Termopares

As medições de temperatura do ar de admissão e exaustão foram realizadas através de termopares do tipo K. Termopares consistem de dois filamentos de metais diferentes soldados em sua extremidade formando um circuito fechado. A diferença de temperatura gera uma diferença de potencial, a qual é medida e convertida em escala de temperatura. A faixa de temperatura desses sensores é de -200 °C até 1200 °C.

#### 4.8 Sistema de aquisição e tratamento de dados

Os sinais provenientes dos sensores de pressão, roda dentada, *trigger* e lambda foram adquiridos através de uma placa de aquisição de dados marca National Instruments modelo NI USB-6259, com taxa máxima de amostragem de 1,25 MS/s. A taxa de aquisição para cada sinal foi de 130 kHz. A alta taxa de amostragem se fez necessária para possibilitar o processamento do sinal da roda dentada e obtenção de bom referenciamento angular. Para cada dente da roda dentada foi possível associar dois valores instantâneos de pressão, um para o pico e outro para o vale. Assim, é importante salientar que a aquisição de dados foi realizada com base angular.

Como a placa de aquisição de dados possui conexão USB, utilizou-se um computador portátil para realizar a coleta de dados. O software utilizado para coleta foi o LabView Signal Express 2011. Os dados de cada sensor foram salvos em arquivos de texto, separados em colunas.

Para processamento dos dados, uma rotina no programa Matlab 2012 foi desenvolvida. O intuito dessa rotina era dividir individualmente cada ciclo pela referência obtida através do *trigger*. Um algoritmo foi criado para contar o número de picos e vale da roda dentada de 360 dentes dentro de cada ciclo, dessa maneira criando uma referência angular.

Um filtro média móvel para intervalo de 7 pontos foi utilizado para amenizar a influência de ruídos nos sinais de pressão. Tomou-se cuidado para que o intervalo de dados da média móvel não fosse grande o suficiente para deformar ou defasar o sinal.

Após a aplicação do filtro, os sinais de pressão eram então referenciados em base angular para cada pico e vale da roda dentada. Sabendo-se o ponto inicial do ciclo através do sinal *trigger*, conseguiu-se ajustar a fase do sinal.

Em alguns ciclos o sensor de relutância variável instalado para contar os dentes da roda dentada não conseguia detectar todos os dentes devido à alta vibração característica deste motor monocilíndrico. Assim, alguns ciclos perdiam sinais, o que acabava gerando falta de dados de pressões no final desses ciclos. Como o processamento de dados é feito após a aquisição, não existe maneira de identificar qual a posição do dado faltante. Devido a esse problema, o qual é característica da maneira que esse sistema foi construído, para a análise dos sinais de pressão, os ciclos defeituosos foram descartados, e utilizou-se uma média de 40 ciclos completos.



Devido à característica de funcionamento do sensor do transdutor de pressão piezoelétrico medir apenas variações de pressão, se faz necessário o referenciamento em relação a uma pressão absoluta, procedimento comumente chamado na linguagem de motores de combustão interna de *pegging*. De acordo com Pischinger, 2002, o método de referenciamento através de um ponto fixo ajusta a pressão medida no cilindro em uma determinada posição angular para uma pressão pré-definida.

O valor de referência escolhido no presente trabalho foi a pressão no coletor de admissão no ângulo do PMI (ponto morto inferior) do ciclo de admissão. Dessa forma, aplica-se um *offset* na curva de pressão do cilindro para igualá-la à pressão no coletor de admissão no PMI do ciclo de admissão.

Como uma sonda lambda havia sido instalada para controle da relação ar-combustível através da ECU, esse dado também foi adquirido em base angular. Foi calculado o valor médio de lambda em cada ciclo, que posteriormente foi utilizado para o cálculo da vazão mássica de ar.

#### **4.9 Determinação dos coeficientes de descarga das válvulas**

Para a determinação do coeficiente de descarga das válvulas de admissão e exaustão, já definido na Seção 3.10, primeiramente se fez necessário medir o levante (*lift*) das mesmas em função do ângulo do eixo de manivelas. Para isso, utilizou-se de um disco graduado preso ao volante do motor e um relógio comparador sobre a parte posterior da válvula. Girando manualmente o volante do motor, referenciou-se o *lift* de cada válvula a uma determinada posição angular.

Posteriormente, o cabeçote do motor foi instalado em uma Bancada de Fluxo Motorpower 160. A finalidade desse ensaio foi medir a vazão de ar que passa através das válvulas de admissão e exaustão (separadamente) para diferentes *lifts*. A Figura 4.11 apresenta um esquema do funcionamento da bancada de fluxo.

O cabeçote é instalado na bancada através de um adaptador, produzido para possibilitar a instalação do cabeçote na bancada, de acordo com o seu manual de operação. O diâmetro interno do adaptador tem o mesmo diâmetro interno do cilindro (90 mm) e 100 mm de comprimento. Com auxílio de um parafuso e um relógio comparador instalados em cima da válvula na qual estava sendo efetuada a medição de vazão, foi ensaiado um *lift* inicial de

2,5% do diâmetro da válvula, posteriormente foi ensaiado *lift* de 5% do diâmetro da válvula, com incrementos posteriores de 5% do diâmetro da válvula, até o *lift* máximo do comando.

Para cada *lift* ensaiado foi utilizado um gradiente de pressão de 10" de coluna d'água (2,491 kPa) entre a atmosfera e o interior do adaptador, medido através de um manômetro diferencial presente na bancada de vazão. O gradiente de pressão é imposto através de uma moto-bomba e a regulagem de pressão é feita através de manípulos presentes no painel frontal do equipamento que aumentam ou reduzem a restrição do escoamento da moto-bomba para o compartimento principal do equipamento. A medida de vazão é realizada através de um manômetro inclinado, o qual possui uma escala em pés cúbicos por minuto (cfm) específica para gradientes de pressão de 10" de coluna d'água. Dois termômetros indicam as temperaturas antes e depois da moto-bomba, de maneira a possibilitar o cálculo da correção do valor de vazão devido à diferença de temperatura. Os coeficientes aplicados são apresentados no manual do equipamento. A Figura 4.12 apresenta o cabeçote montado na bancada de vazão.

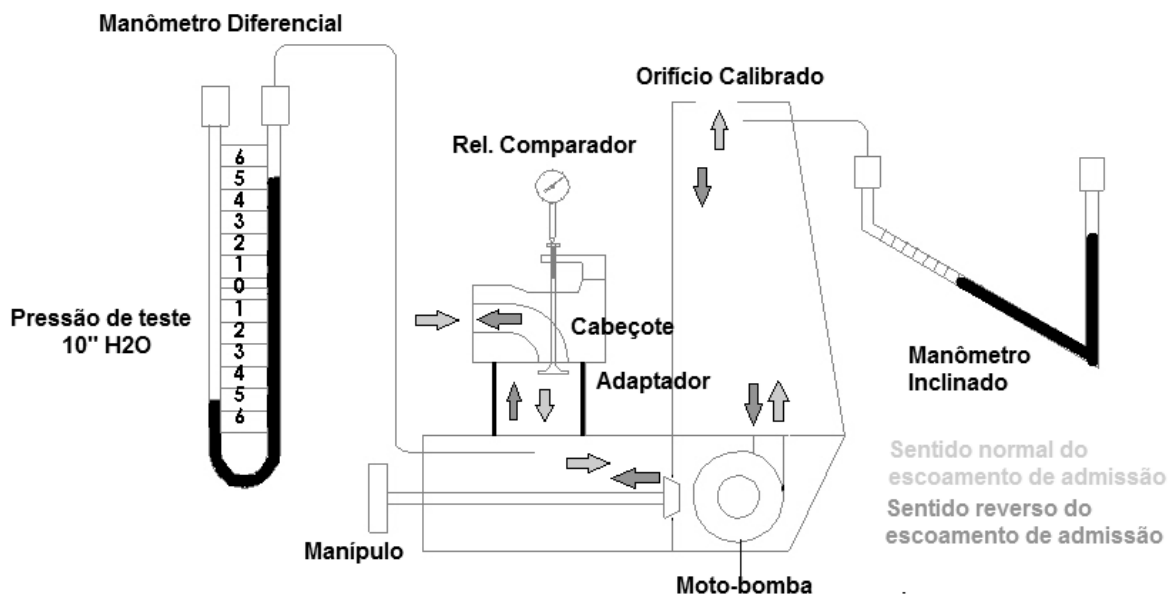


Figura 4.11- Esquema de funcionamento da bancada de fluxo

O cálculo do coeficiente de descarga foi efetuado através de planilha eletrônica disponível com o software GT-Power, seguindo o método de cálculo adotada na seção 3.10. A

área de referência para o cálculo da área teórica foi considerada a área fixa referente ao diâmetro externo da válvula e não a área da cortina gerada pelo *lift*.



Figura 4.12 - Cabeçote modificado montado na bancada de fluxo

#### 4.10 Caracterização do combustível

O objetivo do trabalho é avaliar a influência da concentração de água no etanol em motores ciclo Otto. Comercialmente, no Brasil, etanol combustível é apresentado com concentração volumétrica de água em torno de 5%. Assim, houve a necessidade de produção de etanol anidro com níveis de hidratação maiores que esse. Etanol hidratado com percentual volumétrico de água em torno de 8%, proveniente da destilaria experimental do curso de Engenharia Química da UFSM, foi utilizado para a produção de misturas com etanol e água com percentual volumétrico de hidratação maior que 5%.

Devido ao fato de que etanol e água são totalmente miscíveis, nenhum procedimento específico para realização do processo de mistura é necessário. As amostras foram preparadas e caracterizadas em um densímetro da fabricante Anton Paar modelo DMA 4500M. Admitiu-se um desvio de  $\pm 0,5\%$  na concentração em volume de etanol, sendo preparados aproximadamente dois litros de cada amostra para uso nos ensaios.

A denominação utilizada neste trabalho para nomear as misturas de combustível é nomeada pela letra E (etanol) seguida do percentual volumétrico de etanol seguido pela letra W (do inglês *water*), seguida do percentual volumétrico de água. Por exemplo, E95W5 é constituído de 95% de volume de etanol e 5% de volume de água. O E95W5 é o combustível base dos testes, o qual foi adquirido em posto de combustível comercial e também avaliado em densímetro. A Tabela 4.2 apresenta as concentrações de etanol e água nas diferentes misturas utilizadas como combustível no presente trabalho, de acordo com cada teste que foi efetuado.

Tabela 4.2- Propriedades das misturas de combustível etanol e água

Teste		E95W5	E90W10	E80W20	E70W30	E60W40
MBT	Concentração volumétrica de etanol (%)	95,04	89,83	79,77	70,05	59,74
	Concentração mássica de etanol (%)	92,46	85,45	73,21	62,43	51,84
	Massa específica da mistura (kg/m <sup>3</sup> )	811,24	829,7	859,9	885,4	909,6
Ponto fixo	Concentração volumétrica de etanol (%)	95,04	89,54	80,03	69,68	59,94
	Concentração mássica de etanol (%)	92,46	85	73,52	62,04	52,04
	Massa específica da mistura (kg/m <sup>3</sup> )	811,24	833,1	859,17	886,35	909,22

#### 4.11 Metodologia de ensaios experimentais

A partida do motor a frio, aquecimento e parada do motor ao final da jornada de testes foram realizados com etanol combustível convencional (E95W05), para manter as linhas de combustível em condições operacionais e possibilitar a partida a frio em novos testes. Além

disso, para facilitar a partida a frio, foi feito um furo no coletor de admissão para injeção de gasolina com auxílio de uma seringa. Após a injeção da gasolina, o furo era fechado com um parafuso para evitar entradas falsas de ar no sistema de admissão. Para a partida a quente, nenhum procedimento especial se fez necessário.

O procedimento de aquecimento inicial do motor consistiu em manter a rotação constante entre 1200 e 1300 RPM durante pelo menos dois minutos. Posteriormente a rotação era aumentada para o patamar de 1800 RPM durante mais alguns minutos. Assim, garantiu-se o aquecimento completo do motor.

Os ensaios de frenagem foram realizados através da utilização do freio de Foucault descrito anteriormente. Em todos os testes buscou-se trabalhar na faixa de rotação de 1800 RPM e mistura estequiométrica. Para permitir essa condição de operação o motor era acelerado até a faixa de rotação de 2100 RPM e começava-se o processo de frenagem, manualmente pela atuação em um potenciômetro ligado ao controlador do freio. A Figura 4.13 apresenta o motor montado no sistema de frenagem.

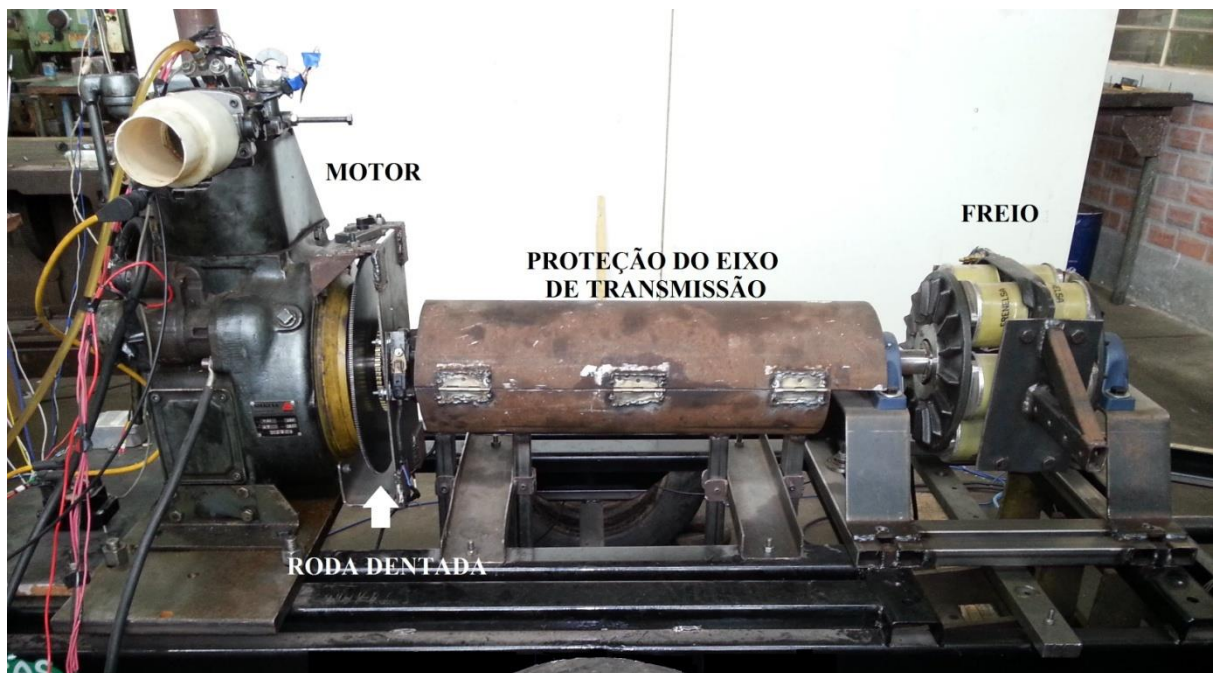


Figura 4.13 - Motor montado no sistema de frenagem

Enquanto a carga imposta sobre o motor era aumentada, abria-se a válvula borboleta através de um acelerador, de fabricação própria, de maneira a não deixar a rotação cair abaixo de 1800 RPM. Como o controle de mistura ar-combustível foi realizado através de ECU, na

própria tela monitorava-se o  $\lambda$ . Utilizando-se o potenciômetro instalado para controlar o  $\lambda$ , aumentava-se ou diminuía-se a duração do pulso de injeção para manter a mistura o mais próxima possível da razão estequiométrica ( $\lambda = 1$ ).

A carga máxima imposta sobre o motor em todos os testes foi de 25% da capacidade máxima de frenagem do conjunto "freio e controle", o qual não explorava a máxima capacidade de frenagem do dinamômetro. A Figura 4.14 apresenta o painel do sistema de controle do freio desenvolvido na UFSM. No visor era possível observar qual o percentual de carga que estava sendo imposto.



Figura 4.14 - Painel de controle do sistema de frenagem; detalhe para o mostrador do percentual de capacidade de frenagem utilizada

Os ajustes de ponto de ignição foram feitos de modo a satisfazer as condições de cada teste, e serão descritos em cada teste.

A troca de combustível após cada teste foi efetuada com o motor em funcionamento. O procedimento de troca de combustível é constituído das seguintes etapas:

- Drenava-se todo combustível da linha de alimentação e da bureta (desde o reservatório até a bomba de combustível)
- Adicionava-se o novo combustível através da linha de alimentação, até encher a bureta de medição, e fechava-se a linha de alimentação de combustível;
- Esperava-se até que todo o volume contido na bureta fosse consumido pelo motor;

- Novamente a bureta era enchida e esperava-se até que todo o conteúdo fosse consumido pelo motor;
- A bureta era enchida e a linha de alimentação era fechada e começavam-se as medições de consumo.

Aplicando-se essas etapas, garantiu-se que o novo combustível passava a ser o único na linha de alimentação.

Os ensaios realizados com o motor foram divididos em dois grupos. No primeiro grupo manteve-se o ponto de ignição constante igual ao maior avanço de ignição possível para o E95W05 sem que houvesse aumento de ruído do motor e/ou detonação, iniciando-se com o combustível E95W05 e aumentando-se o percentual de água até E60W40.

No segundo grupo, o ponto de ignição foi varrido a fim de buscar o maior avanço para cada combustível.

Resumidamente, a metodologia adotada em cada ensaio foi:

- Buscava-se funcionamento estável na faixa de 1800 RPM com 25% da carga do sistema de frenagem;
- Corrigia-se  $\lambda$  para o valor mais próximo ao estequiométrico;
- Buscava-se o maior avanço de ignição possível (quando for o caso a ser ensaiado);
- Realizavam-se duas medições do tempo de consumo de 30 ml de combustível, com a posição da borboleta fixa, e calculava-se a média dos tempos;
- Retirava-se a carga e reduzia-se a rotação para 1200 RPM por um minuto;
- Repetia-se três vezes esse procedimento para cada percentual de água; ao final dos testes para cada combustível, realizava-se a mudança de combustível como previamente descrito e recomeçavam-se os testes desde o primeiro passo.

É importante salientar que o motor nunca operou em carga máxima, com a borboleta totalmente aberta, para assegurar sua integridade. Uma vez que o ciclo de operação foi modificado de ciclo Diesel para ciclo Otto, e o sistema de arrefecimento a ar não teve modificações, esse sistema poderia não ter capacidade suficiente de arrefecimento, ocasionando quebras do motor.

## 5 CRIAÇÃO DO MODELO NO GT-SUITE

A criação de modelos computacionais de motores de combustão interna a pistão no software GT-Power se dá a partir de objetos (blocos) os quais representam as diversas peças e sistemas constituintes do motor, e estão disponíveis na biblioteca interna do software. Os objetos possuem as informações necessárias para a modelagem das peças e/ou sistemas e também o espaço para os dados de entrada requeridos do usuário. Os objetos são interligados criando uma estrutura representativa que segue a lógica do escoamento dos fluidos no motor. Cada objeto está associado a um conjunto de equações que descrevem o seu funcionamento, e é acoplado às equações que descrevem os outros objetos. A simulação de certo motor consiste na solução do conjunto completo de equações.

Os objetos básicos da modelagem de um motor de combustão interna são o *EngCylinder* e o *EngineCrankTrain*, os quais representam o cilindro e o bloco do motor. Juntos, esses dois objetos definem a parte básica da geometria e características do motor, e possuem vários outros objetos de referência ligados a eles (objetos de combustão, transferência de calor, etc.) para maior detalhamento de determinados processos. Os cilindros são conectados aos dutos de admissão e exaustão através de objetos de conexão do tipo *Valve\*Conn*, os quais apresentam os mais diversos modelos de válvulas utilizadas em motores de combustão interna.

As portas de admissão e exaustão, e seus respectivos coletores, são construídos através de objetos que simulam dutos (com diversas seções transversais) e divisões de escoamento (em forma de "y", "t", esféricas, entre outras). Objetos do tipo *inj\*conn* podem ser conectados a objetos de escoamento (dutos e cilindros) para representar injetores de combustível e outros fluidos.

Já os ambientes externos, com os quais os sistemas de admissão e exaustão trocam fluidos, são modelados individualmente por objetos do tipo *environment*. Esses objetos aplicam as condições de contorno necessárias a cada tipo de simulação.

Este capítulo demonstra como o modelo utilizado para a realização do trabalho foi construído no software GT-Power, detalhando cada objeto utilizado. Também apresenta um estudo de independência de malha espacial e temporal, e os critérios de simulação utilizados.



## 5.1 Caracterização do cilindro

O cilindro é caracterizado através do objeto *EngCylinder*. Assim como todos os outros objetos que possuem escoamento interno, um objeto de referência para as condições iniciais da simulação deve ser descrito. Para isso um objeto de referência *FluidInitialState* foi utilizado para descrever a pressão, a temperatura e a composição do fluido no estado inicial da simulação. A pressão inicial foi de 100 kPa, à uma temperatura de 300 K, e a composição inicial dos gases foi determinada pelo objeto de referência *FluidMixture*, que representa o ar como uma mistura de 76,7% de N<sub>2</sub> e 23,3% de O<sub>2</sub>.

A temperatura das estruturas do cilindro podem ser calculadas ou impostas. Para o cálculo das temperaturas é necessária a modelagem detalhada das temperaturas dos sistemas de arrefecimento e lubrificação, além do detalhamento do material e estrutura do cabeçote, pistão, cilindro e válvulas. Como estes dados não estavam disponíveis, o objeto *EngCyltWall* que impõe as temperaturas das estruturas, foi utilizado. As temperaturas impostas às estruturas foram:

- Cabeçote: 550 K
- Pistão: 550 K
- Camisa do cilindro: 400 K.

A escolha dessas temperaturas foi baseada nos dados apresentados no GT-Suite – Engine Performance Application Manual, 2012, e são apresentadas dentro de uma faixa de temperaturas típicas para funcionamento de motores de combustão interna a pistão.

Um modelo de transferência de calor entre o fluido e as paredes também deve ser informado no objeto do cilindro através de um objeto de referência *EngCylHeatTr*. Vários modelos de transferência de calor estão disponíveis, entre eles, um modelo preditivo e a opção de impor a transferência de calor através de modelos construídos pelo usuário, ou dados medidos em bancada de testes. Foi utilizado o modelo *WoschniClassic* [Woschni, 1967], previamente descrito na seção 3.7. Relações entre a área do cabeçote em contato com a carga, a área referente à da seção transversal do cilindro e a área da superfície do pistão devem ser informadas. Para isso, a câmara e pré-câmara de combustão foram desenhadas em SolidWorks 2010, um CAD comercial, para possibilitar a estimativa das áreas referentes ao cabeçote. Foram adotadas as relações de 1,8 entre a área da superfície do cabeçote em contato com a

carga e área da seção transversal do cilindro, e 1,0 entre a área da superfície da face do pistão e área da seção transversal do cilindro.

O modelo de combustão utilizado para simulações de desempenho também deve ser informado no objeto do cilindro para calcular a taxa de queima da carga. Como o objetivo do trabalho é analisar a combustão a partir de dados experimentais – análise inversa através do método TPA, descrito na Seção 3.6 – a taxa de queima será um resultado da simulação.

Para efetuar a análise da combustão a partir das pressões do coletor de admissão, exaustão e cilindro, utilizou-se o objeto de referência *EngBurnRate* e escolheu-se o modo de análise de pressão TPA. No objeto de referência *EngBurnRate* são configurados os parâmetros relacionados à combustão como:

- Início da combustão: igual ao avanço de ignição e parametrizado de acordo com as simulações

- Incremento da análise da combustão:  $0,1^{\circ}\text{CA}$

- Número de zonas de temperatura: duas zonas, de acordo com a metodologia apresentada anteriormente

- *Entrained Fuel-Air Option*: homogênea, indica que a relação ar-combustível se mantém constante durante todo o processo de combustão

- Mudança no ângulo do virabrequim: devido aos erros de medição, que podem levar a erros de *phasing* (defasagem de fase do sinal que indica o TDC), a modificação foi realizada de acordo com análise demonstrada na seção de análise de *phasing*

Outras opções referentes à filtragem, *offset* e multiplicadores para o sinal de pressão não foram utilizadas. Ainda nesse objeto são inseridas as curvas de pressão em função do  $^{\circ}\text{CA}$ . Como no presente trabalho várias análises foram efetuadas, as curvas foram parametrizadas de acordo com cada caso que estava sendo simulado. Como o GT-Power lê arquivos de texto, os arquivos gerados pelo programa em MathLab podem ser diretamente acessados. A separação dos dados é feita em forma de colunas, bastando informar ao GT-Power qual dado está em cada coluna.

Nas opções avançadas de modelagem do cilindro há a opção de escolha de um objeto de referência para simular a evaporação da fração da carga no estado líquido que entra no cilindro. A não utilização de um objeto para modelar a evaporação das frações líquidas dentro do cilindro faz com que a evaporação da carga aconteça de maneira proporcional à taxa de combustão, transferindo quantidades proporcionais de carga líquida e vaporizada durante todo

o processo de combustão. O calor latente de vaporização da parte líquida da carga é levado em consideração e então é reduzido do calor liberado pela quantidade de combustível queimada em dado passo de tempo.

Durante as análises de combustão realizadas, notou-se certa diferença nas curvas de compressão simuladas e experimentais, principalmente no final da fase de compressão. Utilizou-se o objeto *EngCylEvaporation* para modelar a vaporização da fração líquida da carga dentro do cilindro (único objeto para modelar evaporação no modo de análise de combustão TPA). Trata-se de um modelo de evaporação fenomenológico o qual calcula a fração evaporada a cada passo de tempo a partir de uma relação entre a duração em °CA para evaporar 50% do líquido presente no cilindro a temperatura de 600 K e rotação igual a 4000 RPM. Pode-se ainda ajustar curvas de evaporação através de parâmetros exponenciais para temperatura e pressão. Como não foram achados dados na literatura sobre modelagens utilizando esse modelo e o software não apresenta nenhum exemplo de utilização, utilizou-se o valor de 90°CA para evaporação de 50% da fração líquida dentro do cilindro e os parâmetros exponenciais foram admitidos iguais ao padrão do software, igual a um. A fonte de calor para evaporação das frações líquidas foi dividida em 70% das paredes (admitindo que o combustível adira às paredes da câmara, cilindro e pistão) e 30% da própria carga.

## 5.2 Caracterização do *cranktrain*

*Cranktrain* é uma palavra sem tradução para a língua portuguesa. Poderia ser traduzida como trem de manivelas, porém, como na realidade denomina todo o conjunto de peças móveis do motor ligadas ao eixo de manivelas (pistão, anéis, bielas, volante, entre outras), será tratada pela nomenclatura em inglês.

O objeto *EngCrakTrain* foi utilizado para a caracterização do *cranktrain*. Esse objeto especifica os atributos utilizados para os cálculos do modelo cinemático e de dinâmica de corpos rígidos. Os modelos contidos nesse objeto calculam o torque no virabrequim devido às forças de pressão agindo no pistão, em cada passo de tempo. Permitem a modelagem de atrito, inércia das partes móveis e aplicação de cargas externas. Dessa maneira, é possível calcular a aceleração de um motor em determinada condição de carga, por exemplo. Assim, é nesse objeto que se especifica se a rotação deve ser calculada para uma determinada carga (*load mode*), ou se a rotação será imposta e o resultado será a carga aplicada ao motor (*speed*

*mode*). Devido à natureza da análise termodinâmica do funcionamento do motor ciclo Otto realizada no presente trabalho, o modo de rotação imposta se faz mais adequado.

Além disso, nesse mesmo objeto também são determinados:

-Número de deslocamentos do pistão por ciclo: ciclo de 4 tempos, neste caso

- Modelo de atrito do motor: baseado no modelo de atrito de Chen-Flynn, 1965. Esse modelo empírico calcula o atrito das partes móveis do motor como função da máxima pressão do cilindro, velocidade média do pistão e velocidade média quadrática do pistão. Os valores dos coeficientes do modelo utilizados no trabalho são apresentados na seção de cálculo dos parâmetros simulados pelo GT-Power. Os valores utilizados estão dentro da faixa de valores recomendados pelo manual do software. O único termo que teve valor acima do proposto pelo manual do software foi o termo de Pressão Média Efetiva de Atrito (*FMEP*) constante. Apesar de ter sofrido modificações para operação em ciclo Otto, o motor possui características mecânicas de motores Diesel como componentes mais robustos a fim de suportar maiores cargas (em relação aos motores ciclo Otto) gerando maior confiabilidade ao motor, porém, aumentando a resistência de rolagem das peças móveis devido a maior atrito. O termo de pressão máxima é afetado pela taxa de liberação de energia. Na operação do motor com etanol esse termo está mais próximo à operação em ciclo Diesel do que operação em ciclo Otto à gasolina – combustão rápida e com altos gradientes de pressão. Assim, a utilização de valores limites proposto pelo GT-Power Engine Performance Manual, 2012, assim como um valor elevado para o termo de *FMEP* constatare são justificados. Após os ajustes do modelo, os valores de *FMEP* se mantiveram dentro da faixa proposta por Heywood, 1988, para esse parâmetro.

- Rotação de funcionamento do motor: foi parametrizada de acordo com cada simulação, uma vez que não foi possível manter a rotação do motor em exatos 1800 RPM durante o procedimento experimental

- Geometria do cilindro: foram inseridas as dimensões do cilindro, curso do pistão (*stroke*) e comprimento da biela, além da razão de compressão. Esses dados são apresentados na Tabela 4.1.

Nenhum dado de inércia ou carga externa aplicada ao motor foi caracterizado, uma vez que esses são utilizados apenas para ensaios do tipo *load mode*, onde a velocidade é calculada para uma dada carga imposta ao motor.

### 5.3 Caracterização das válvulas

As válvulas são caracterizadas a partir de objetos *ValveCamConn*, os quais definem válvulas atuadas através de eixos came. Como o motor possui duas válvulas (uma para admissão e outra para exaustão), dois objetos *ValveCamConn* foram utilizados. O diâmetro da válvula de admissão (41 mm) e exaustão (35 mm) foram informados. Devido à maneira que o *lift* foi experimentalmente medido, a folga de válvulas foi considerada 0,1 mm. A figura 5.1 apresenta um gráfico de *lift* das válvulas, e a Tabela 5.1 apresenta dados referentes às aberturas das válvulas. A Figura 5.12 apresenta o gráfico dos coeficientes de descarga das válvulas de admissão e exaustão, para diâmetro de referência constante igual ao diâmetro externo de cada válvula. Esses dados foram inseridos como dados de entrada dos objetos *ValveCamConn*. Multiplicadores e fatores de ajuste são opcionais, e não foram utilizados.

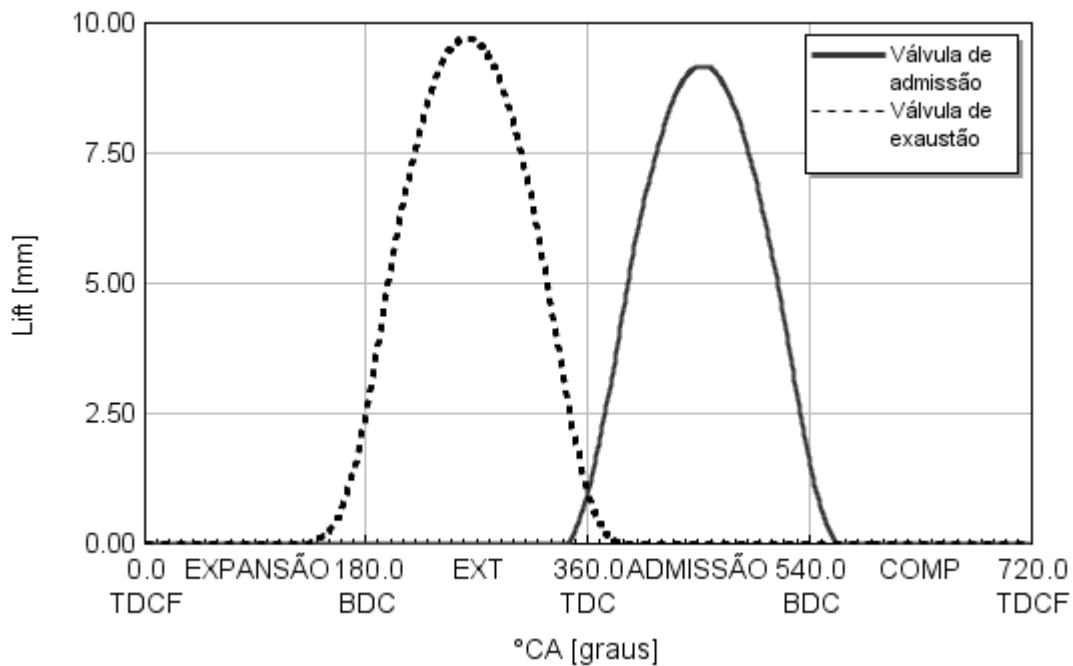


Figura 5.1 - *Lift* das válvulas de admissão e exaustão em função de °CA.

Tabela 5.1 - Dados de abertura das válvulas

Válvula	Admissão	Exaustão
Diâmetro externo (mm)	41	35
<i>Lift</i> máx. (mm)	9,25	9,75
CA <i>lift</i> máx (graus)	68 ATDC	80 ABDC
CA abertura (graus)	15BTDC	45 BBDC
CA fechamento (graus)	25 ABDC	25 ATDC

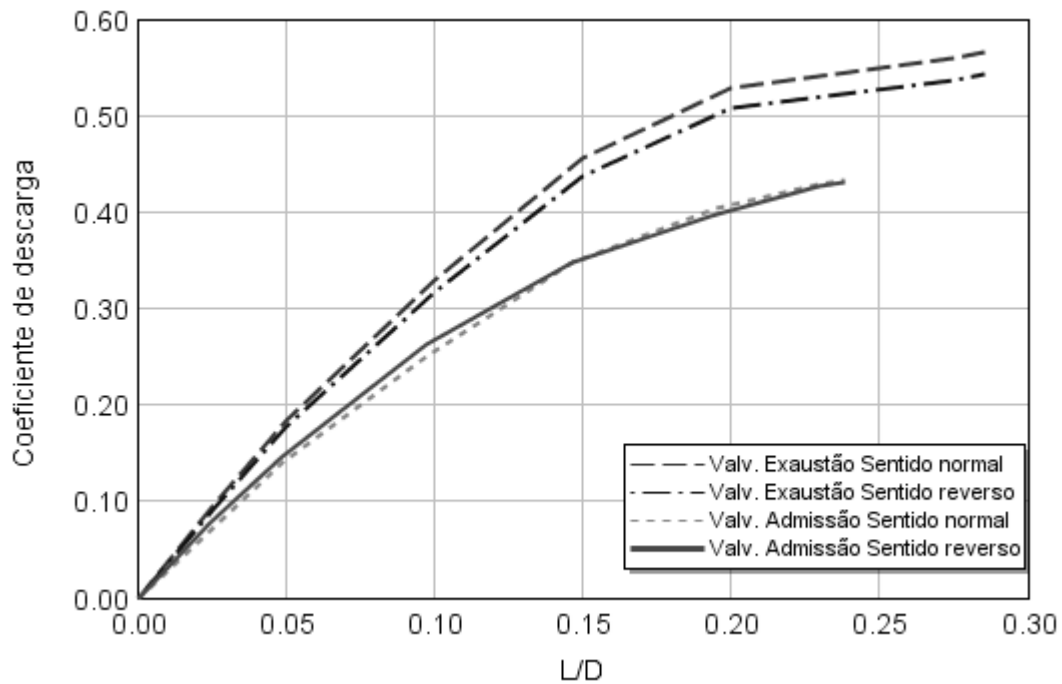


Figura 5.2 - Coeficientes de descarga das válvulas

#### 5.4 Caracterização dos dutos dos sistemas de admissão e exaustão

A construção de modelos computacionais de motores de combustão interna completos, com os sistemas de admissão e exaustão bem caracterizados, que reproduzam o comportamento do escoamento compressível e transiente é um desafio. Esses sistemas são constituídos basicamente de câmaras, dutos e os mais diversos tipos de válvulas. Para a construção desses modelos no software GT-Power, deve-se isolar os componentes básicos dos sistemas em dutos retos, dutos curvos, câmaras, válvulas, entre outros e caracterizá-los no software através dos objetos disponíveis na biblioteca.

O modelo de análise de combustão TPA (*Three Pressure Analysis*), como o próprio nome já diz, utilizam-se de três pressões instantâneas, obtidas de dados experimentais, provenientes dos sistemas de admissão, exaustão e cilindro. Como as pressões instantâneas dos sistemas de admissão e exaustão são utilizadas no modelo como condições de contorno através dos objetos *EndEnvironmentTPA*, a caracterização desses sistemas se faz apenas necessária até os pontos onde foram efetuadas as medições.

No caso do sistema de admissão, a medição da pressão foi efetuada no seu novo duto do coletor de admissão construído para a transformação para operação em ciclo Otto. Já no sistema de exaustão, a pressão foi medida logo após o final da porta de exaustão (na saída do cabeçote). Dessa maneira, esses sistemas não precisaram ser completamente modelados. Foram utilizado apenas objetos do tipo *PipeRound*, que simulam tanto dutos retos quanto curvos, para a caracterização dos elementos básicos dos sistemas. As principais dimensões a serem caracterizadas para cada elemento básico são o diâmetro de entrada e o de saída (a referência é da direção da entrada do sistema de admissão para a saída do sistema de exaustão), o comprimento do duto, o comprimento de discretização utilizado nesse elemento básico (essa dimensão foi inicialmente parametrizada para realização do estudo de independência de malha), e o raio e ângulo de curvatura (caso seja um duto curvo). Ainda podem ser atribuídos multiplicadores para os coeficientes de transferência de calor, atrito e perda de carga.

De acordo com o GT-Suite Engine Performance Application Manual, 2012, (na modelagem das portas de admissão e exaustão deve-se tomar cuidados especiais devido ao fato desses dutos fazerem parte do cabeçote. A medição do escoamento para o cálculo do  $C_d$  das válvulas é efetuada através do cabeçote e, por isso, a perda de carga devido à variação do perfil transversal ao escoamento da porta de admissão, a rugosidade da superfície e haste da válvula não podem ser facilmente separada da medição. Assim, o  $C_d$  de cada válvula inclui a perda de carga causada pela sua porta.

Para prevenir que a perda de carga seja incluída duas vezes na simulação, os multiplicadores dos coeficientes de perda de carga  $C_{press}$  e de atrito  $C_f$  devem ser zerados. Além disso, os diâmetros de entrada e saída da porta devem ser o mesmo e igual ao diâmetro onde a porta se conecta ao sistema de admissão ou exaustão. Dessa maneira, quaisquer efeitos devido à contração ou expansão serão modelados apenas através do  $C_d$ .

Ainda sobre o cuidado na modelagem das portas de admissão e exaustão, devido ao fato das portas serem uma parte constituinte do bloco do cabeçote, a sua temperatura é determinada pelo sistema de arrefecimento do motor. Como a modelagem do sistema de arrefecimento do motor não foi efetuada no presente trabalho, a temperatura da parede das portas foram prescritas de acordo com recomendação de GT-Suite Engine Performance Application Manual, 2012, 450 K para válvulas de admissão e 550 K para válvulas de exaustão. Ainda como recomendação, o multiplicador do coeficiente de transferência de calor entre o fluido e as paredes deve ser utilizado em um valor entre 1,5 e 2,0 – utilizou-se 1,5 para porta de exaustão e 2,0 para a porta de admissão. A combinação do valor relativamente elevado de temperatura das portas com a utilização do multiplicador do coeficiente de transferência de calor é recomendada devido ao fato de que o a porta foi modelada como um duto reto simples e também incluindo o efeito de transferência de calor da parte de trás das válvulas para o fluido.

A Figura 5.3 apresenta um esquema das dimensões (em mm) dos elementos básicos dos sistemas de admissão e exaustão e apresenta como foi realizada a conexão dos objetos para criação dos sistemas no software GT-Power.

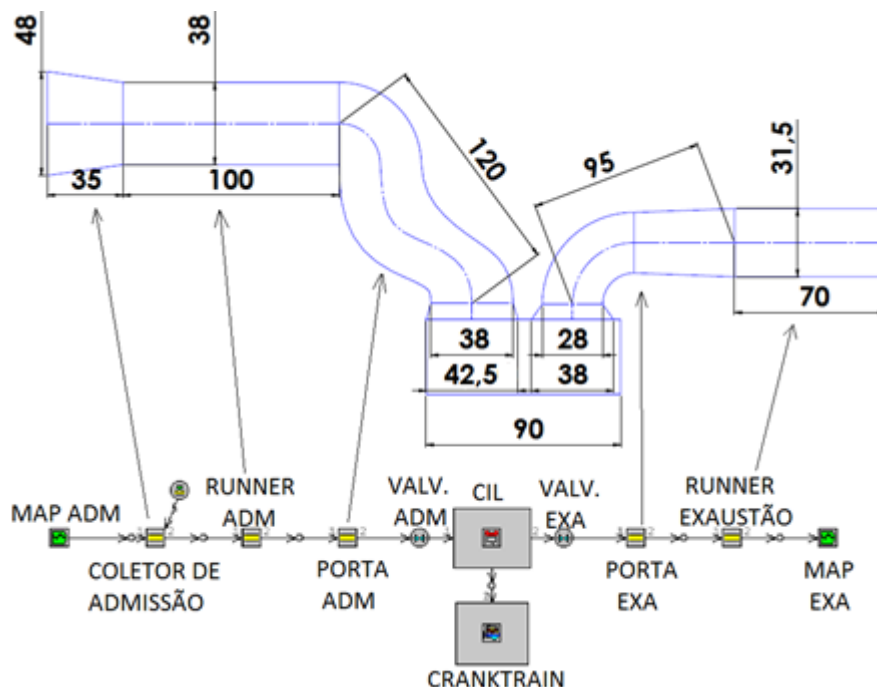


Figura 5.3 - Ilustração do modelo da admissão e exaustão no software GT-Power



## 5.5 Caracterização do sistema de injeção de combustível

O sistema de injeção de combustível foi caracterizado através do objeto *InjPulseConn*. Esse objeto descreve a operação de um injetor através da taxa de injeção e largura de pulso. No presente trabalho, foi indicada a vazão mássica de combustível por ciclo e a máxima taxa de injeção para cada caso simulado. Como resultado, o software calcula a largura de pulso do injetor. O início da injeção foi indicado para o ponto morto inferior da fase de compressão. Como a quantidade de combustível injetada por ciclo é variável, essa quantidade foi parametrizada e variada de acordo com cada ciclo.

O ponto onde o combustível é injetado foi medido no *setup* experimental e indicado no modelo, a 16 mm do final do coletor de admissão. A mistura etanol e água foi caracterizada através de uma mistura de líquidos através do objeto *FluidMixture*, assim mantendo as características das duas substâncias.

Sabe-se que ao ser injetada a alta pressão, uma parte do combustível é vaporizada, e para combustíveis com altos calores de evaporação, essa fração vaporizada está ligada ao aumento de eficiência volumétrica devido ao efeito de resfriamento da carga. Com o aumento da água no percentual volumétrico da mistura, espera-se que haja redução da fração de combustível vaporizada devido ao maior calor latente de vaporização da água. Para modelar esse fenômeno, foi adotada uma função de percentual de evaporação em função do conteúdo volumétrico de etanol linear conforme a Figura 5.4. O valor inicial de 30% utilizado para o etanol anidro foi adotado em comparação ao valor de 30% proposto pelo manual do software, para o combustível de teste padrão (indolene).



Figura 5.4 - Fração volumétrica vaporizada em função da fração volumétrica de etanol na mistura

## 5.6 Condições de contorno dos ambientes de admissão e exaustão

A análise de combustão através do método TPA requer que as pressões instantâneas e temperaturas médias medidas em locais convenientes nos sistemas de admissão e exaustão durante o procedimento experimental sejam informadas como condições de contorno para a simulação. Utiliza-se o objeto *EndEnvironmentTPA* para prescrever essas condições de contorno. Como a temperatura média do ar de admissão foi em todos os testes muito próxima à temperatura ambiente, utilizou-se a temperatura ambiente de 303 K. A temperatura de exaustão variou bastante de acordo com o combustível e com o avanço de ignição, e será apresentada no capítulo de resultados.

Devido à utilização de um tubo de cobre para aumentar a distância de instalação entre o sensor MAP e o coletor de exaustão, houve suavização da pressão lida pelo sensor, fazendo com que a essa pressão estivesse abaixo da pressão atmosférica. Isso causava redução da pressão no cilindro durante a etapa de exaustão dos gases. Sendo esse o único sensor disponível para leitura instantânea de pressão para a realização do trabalho, utilizou-se a opção apresentada pelo objeto *EndEnvironmentTPA* para gerar um *offset* em todas as curvas de pressão de exaustão tornando o valor médio igual a 105 kPa. Assim o comportamento da variação instantânea de pressão foi mantido.

## 5.7 Configurações da simulação

Como já apresentado anteriormente, o software resolve as equações de balanço de massa, energia e quantidade de movimento para escoamento compressível em modelos de motores de combustão interna a pistão através do método de volumes finitos na direção principal do escoamento (unidimensional). O esquema de integração é explícito no tempo, indicando que o cálculo é realizado em apenas uma iteração para cada passo de tempo. Dessa maneira, o software simula um fenômeno transiente, porém em regime de funcionamento do motor cíclico. Isto significa que o estado termodinâmico do fluido em um ponto qualquer do sistema, em vários ciclos seguidos, para uma dada posição angular, não sofre variação expressiva. Porém, o estado termodinâmico varia com a posição angular dentro de cada ciclo.

Tratando-se de um evento cíclico, foi escolhida a opção de controle de tempo como periódica ao invés de temporal, monitorando os resultados em base angular ( $^{\circ}$ CA) para cada

ciclo do motor. Pode-se controlar o número mínimo e máximo de ciclos, de maneira que mesmo que a simulação alcance os critérios de convergência para regime de funcionamento estacionário antes do número mínimo de ciclos, a simulação continue rodando. O número mínimo de 10 ciclos e máximo de 100 ciclos foi escolhido. Caso a simulação rode 100 ciclos consecutivos, o caso é encerrado e passa-se a outro caso.

Os critérios de convergência adotados não são critérios para o método numérico propriamente dito, mas sim uma questão de simular ciclos do motor até que os resultados de ciclos consecutivos parem de mudar (dentro de certa tolerância). Os critérios de convergência para regime estacionário são vazão mássica, pressão e temperatura. Os critérios de convergência devem ser satisfeitos em todas as fronteiras dos objetos que possuem escoamento (conexões). Os critérios são calculados da seguinte maneira

$$dm'''_{max} = \frac{|m'''_{avg,nova} - m'''_{avg,velha}|}{|m'''_{avg,nova}^*|} \quad (5.1)$$

$$dp_{max} = \frac{|p_{inst,nova} - p_{inst,velha}|}{|p_{inst,max}|} \quad (5.2)$$

$$dT_{max} = |T_{inst,nova} - T_{inst,velha}| \quad (5.3)$$

onde  $m'''_{avg,nova}^*$  maior valor entre  $m'''_{avg,nova}$  na conexão ou 0,3 vezes o maior  $m'''_{avg,nova}$  de qualquer conexão do circuito

<i>avg</i>	relativo a média
<i>inst</i>	relativo a instantânea
<i>nova</i>	relativo ao ciclo novo
<i>velha</i>	relativo ao ciclo anterior

Os valores para os cálculos dos critérios de convergência são tomados ao final de cada ciclo de operação do motor. Quando os critérios de convergência de vazão mássica e temperatura são satisfeitos em um determinado número de ciclos seguidos a simulação acaba e um novo caso (caso tenha sido parametrizado) é começado. O critério de convergência de pressão não é utilizado como critério para o fim da simulação, porém caso esse critério em qualquer conexão seja maior que 1% ao final de cada ciclo, o critério de convergência de vazão mássica é automaticamente restrito a 0,25 do valor escolhido. O valor padrão do software para o critério de convergência para vazão mássica é 0,2%, o qual foi mantido na

realização do presente estudo, e como para o critério de convergência de temperatura não existe um valor indicado, escolheu-se o valor 5 K. Além disso, para que a operação em regime estacionário fosse satisfeita, os critérios de convergência devem ser satisfeitos por pelo menos 5 ciclos seguidos.

O software GT-Power possibilita a parametrização de quase todos os atributos a serem determinados nos objetos. Dessa maneira, é possível a criação de vários casos, variando-se os atributos parametrizados para a realização de vários estudos em uma mesma simulação. Durante as análises, vários atributos dos objetos foram parametrizados, e vários estudos foram desenvolvidos até se chegar aos casos finais. Assim, foi possível estudar rapidamente a influência de um único atributo no funcionamento do motor de maneira rápida e eficiente e/ou impor condições de contorno que variam com cada caso simulado (temperaturas e pressões nos ambientes de admissão e exaustão, por exemplo).

## 5.8 Independência de malha espacial e temporal

Para aceitar as soluções geradas pelas simulações, é necessário que tanto a discretização espacial quanto temporal não gerem erros numéricos maiores que um critério de aceitação. Para isso, foram realizados dois estudos de independência de malha espacial e temporal. Escolheu-se o valor de IMEP ao final de cada ciclo para realizar a comparação entre as malhas geradas. Utilizando-se de parametrização do comprimento de discretização  $dx$  e do multiplicador do número de Courant  $tm$ , foram simulados 15 casos para a análise do combustível E95W5 em rotação de 1805 RPM e ponto de ignição 6,5 BTDC. O resultado e valores dos parâmetros  $dx$  e  $tm$  de cada caso são apresentados na Tabela 5.2. O segundo estudo de independência de malha foi efetuado apenas para os parâmetros de malha que satisfizeram os critérios de regime periódico do primeiro estudo. O estudo foi realizado para o combustível E60W40 em rotação 1800 RPM e ponto de ignição 20,5 BTDC. Os parâmetros utilizados e os resultados são apresentados na Tabela 5.3.

O comprimento de discretização  $dx$  igual a 10 mm para os elementos de escoamento e o multiplicador do passo de tempo  $mt$  igual a 0,25 foram utilizados para todas as simulações, Com a utilização desses parâmetros, alcançou-se os critérios de convergência para regime periódico com menor tempo computacional devido ao menor número de ciclos simulados. A

maior diferença de IMEP em relação ao valor mais discrepante que alcançou regime periódico é de apenas 0,18%.

Tabela 5.2 – Estudo de independência de malha para o combustível E95W5.

E95W5 - 1805 RPM - Ignição 6,5 BTDC								
Caso	dx (mm)	tm	Nº de ciclos rodados	Regime periódico	IMEP (kPa)	Varição percentual em relação ao IMEP da malha escolhida (%)	Passo angular médio (CA)	Tempo computacional(s)
1	36	1,000	100	NÃO	823,40	0,17	0,4925	160
2	36	0,500	100	NÃO	822,16	0,02	0,2461	154
3	36	0,250	22	SIM	820,80	-0,14	0,1229	45
4	27	1,000	100	NÃO	823,25	0,16	0,3629	128
5	27	0,500	100	NÃO	821,71	-0,03	0,1811	170
6	27	0,250	11	SIM	820,90	-0,13	0,0905	29
7	18	0,750	100	NÃO	821,91	-0,01	0,2047	171
8	18	0,500	100	NÃO	821,41	-0,07	0,1364	203
9	18	0,250	11	SIM	821,17	-0,10	0,0682	37
10	10	0,750	100	NÃO	823,50	0,19	0,1163	255
11	10	0,500	11	SIM	822,37	0,05	0,0775	38
12	10	0,250	11	SIM	821,97	-	0,0387	67
13	5	0,750	14	SIM	823,34	0,17	0,0574	78
14	5	0,500	34	SIM	823,28	0,16	0,0382	269
15	5	0,250	21	SIM	823,43	0,18	0,0191	316

Tabela 5.3– Estudo de independência de malha para o combustível E60W40,

E95W5 - 1800 RPM - Ignição 20,25 BTDC								
Caso	dx (mm)	tm	Nº de ciclos rodados	Regime periódico	IMEP (kPa)	Varição percentual em relação ao IMEP da malha escolhida (%)	Passo angular médio (CA)	Tempo computacional(s)
1	36	0,25	100	NÃO	855,87	-0,42	0,1241	215
2	27	0,25	100	NÃO	855,77	-0,43	0,0914	257
3	18	0,25	100	NÃO	857,52	-0,23	0,0689	332
4	10	0,5	100	NÃO	858,08	-0,16	0,0785	344
5	10	0,25	13	SIM	859,49	-	0,0392	78
6	5	0,75	53	SIM	858,17	-0,15	0,0581	310
7	5	0,5	27	SIM	860,46	0,11	0,0387	227
8	5	0,25	11	SIM	858,45	-0,12	0,0193	172

## 5.9 Ajuste de *phasing*

Pequenos erros no referenciamento do ponto morto superior, provenientes de diferentes fontes (erro na medição do TDC, ruídos e atrasos de sinal, entre outros), durante a etapa de aquisição de dados indicados em motores de combustão interna a pistão podem causar grandes discrepâncias no cálculo dos parâmetros de desempenho envolvendo o ciclo inteiro. Esse tipo de erro é comumente chamado de erro de *phasing* – defasagem de fase do sinal que indica o TDC. Dessa maneira, para a avaliação da coerência do ponto morto superior medido em relação ao real utiliza-se o diagrama  $\log P$  - $\log V$ . A utilização desse diagrama, ao invés do habitual diagrama  $P \times V$ , deve-se ao fato de na escala logarítmica a apresentação das discrepâncias ser aumentada.

A análise do diagrama  $\log P$ - $\log V$  de testes do motor, quando operando sem combustão, impulsionado ou “arrastado” por motor elétrico (teste *motored*) pode diagnosticar facilmente discrepâncias no referenciamento do TDC. Como a instalação experimental não possui mecanismo para realização de testes arrastados, a análise é feita a partir dos testes com combustão.

Durante a fase de processamento dos dados indicados percebeu-se um significativo erro de *phasing* através da análise do diagrama  $\log P$ - $\log V$  para o combustível E95W5 com centelha em 6,5 BTDC, apresentado na Figura 5.5. Pode ser observada uma discrepância entre a inclinação das curvas de compressão medida e simulada, caracterizando uma avaliação errônea da razão entre calores específicos. De acordo com GT-Suite Engine Performance Application Manual, 2012, a diferença de comportamento das curvas apresentada durante as fases de compressão e exaustão são características de erro de *phasing*. Descobriu-se que a causa desse erro foi principalmente a utilização de um capacitor no sinal do *trigger*, responsável pela determinação do TDC. Utilizou-se esse capacitor para eliminação de ruídos que impossibilitavam a leitura desse sinal. Calculando o atraso gerado pelo circuito RC (resistor-capacitor), chegou-se a um valor de 7,3 °CA para uma rotação de 1800 RPM. Dessa maneira realizou-se um estudo de sensibilidade em torno dessa faixa para encontrar o *phasing* correto.

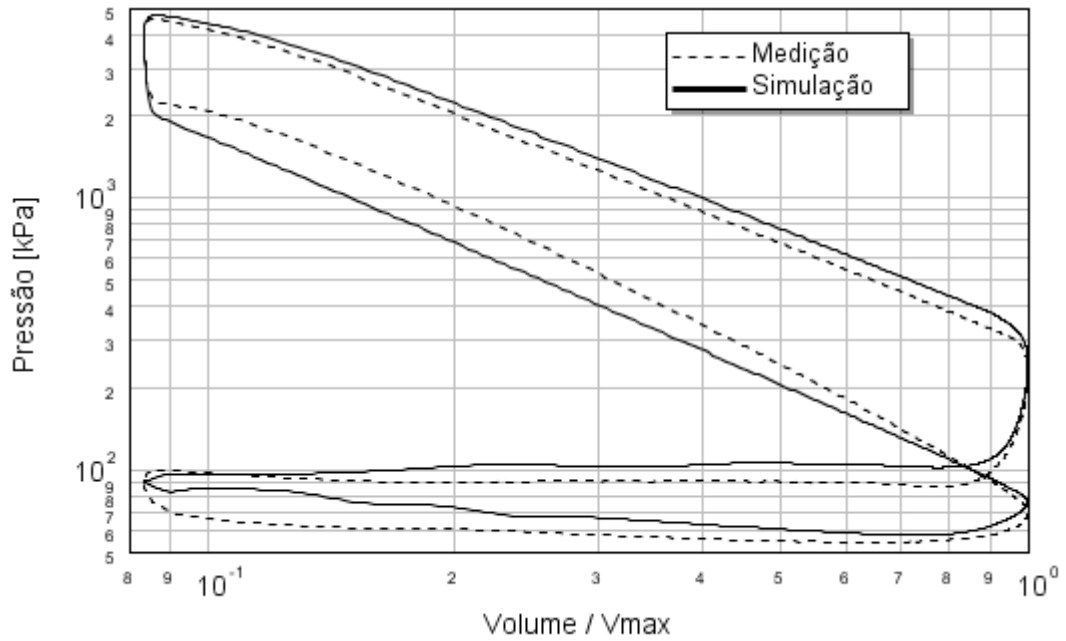


Figura 5.5 - Diagrama logP–logV *phasing* incorreto

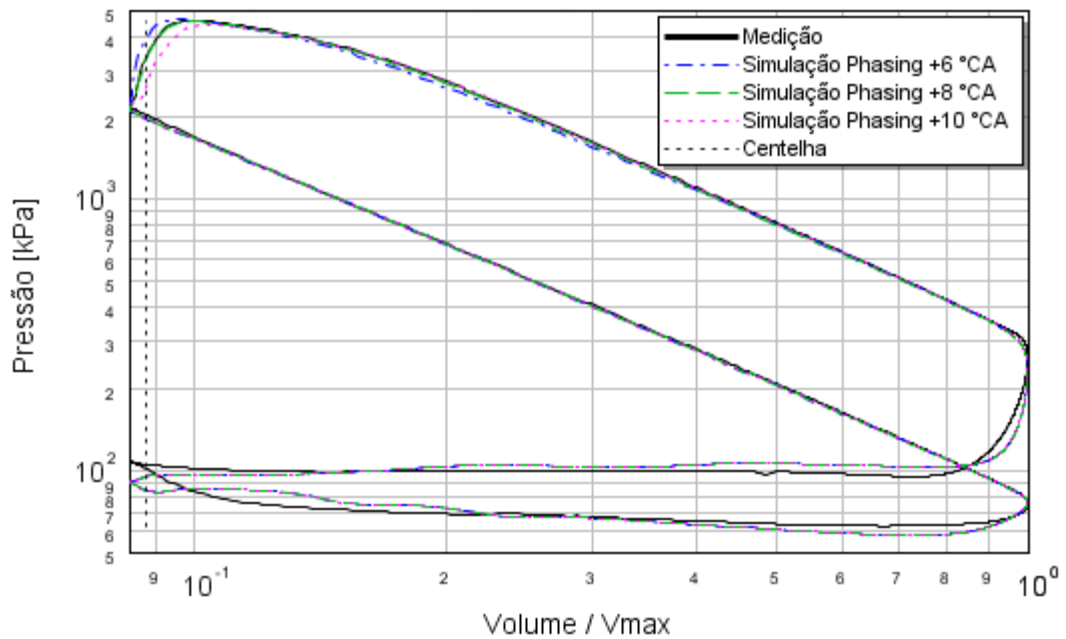


Figura 5.6 - Diagrama logP - logV estudo de sensibilidade de *phasing*

Para esse estudo são dados diferentes *offsets* angulares em todos os dados de pressão experimentais. A Figura 5.6 apresenta o diagrama logP - logV do estudo de sensibilidade

realizado ao redor da faixa de *phasing* +8°CA. Percebe-se maior discrepância na fase combustão. A Figura 5.7 dá maior enfoque à fase de combustão.

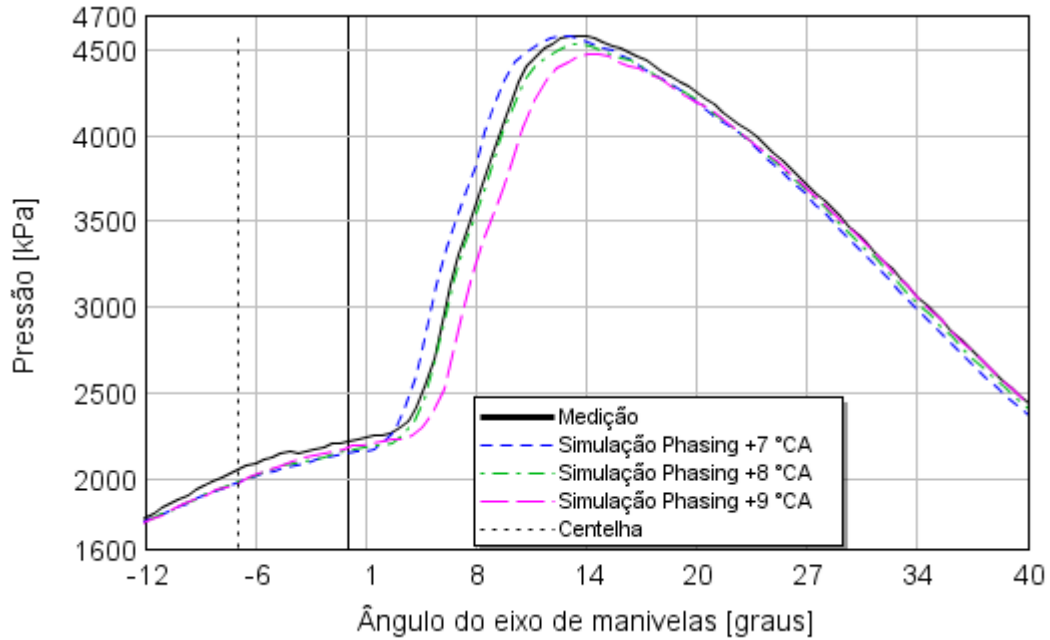


Figura 5.7 - Pressão em função do ângulo do eixo de manivelas - diferentes *phasing*.

Como pode ser observado na Figura 5.6 e Figura 5.7, o melhor *phasing* é igual a +8°CA, sendo este valor utilizado em todas as simulações.



## 6 PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO

### 6.1 Mensuração das incertezas de medição

Muitas quantidades físicas não podem ser diretamente medidas em uma única e direta mensuração. Ao invés disso, são calculados em dois passos: primeiramente mede-se uma ou mais quantidades relacionadas à quantidade de interesse; no segundo passo calcula-se a quantidade de interesse a partir das quantidades diretamente medidas [Taylor, 1997]. Os parâmetros de operação obtidos a partir dos ensaios experimentais do motor foram calculados em parte diretamente pela rotina de cálculo do software Matlab (utilizada para processamento de dados) e outros em tabelas do tipo Excel. Muitos dos parâmetros são calculados em dois passos, como dito anteriormente. Em geral, parâmetros médios como rotação,  $\lambda_{\text{médio}}$ , e os valores das pressões instantâneas médias (da admissão, exaustão e cilindro) foram calculados pela rotina em Matlab, enquanto parâmetros de desempenho e eficiência foram calculados em tabelas Excel.

Resultados de experimentos conduzidos em motores de combustão interna são afetados por variáveis controladas e outras que podem ser apenas monitoradas. Dessa maneira, é importante estimar as incertezas de medições envolvidas nos diferentes processos de medição.

A incerteza do tipo A é relacionada aos fatores aleatórios que ocorrem durante as medições (excluindo todo e qualquer tipo de erro de medição), sendo uma estimativa estatística do intervalo mais provável onde o valor exato se encontra. De acordo com Link, 1997, a melhor estimativa de uma grandeza, que varia aleatoriamente, é a média das  $N$  medidas efetuadas, e é calculada por

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i}{N} \quad (6.1)$$

onde  $\bar{x}$  é o valor médio das  $N$  medidas  $x_i$ . A estimativa da incerteza das  $N$  medidas de  $x$  é dada pelo desvio padrão da média  $\sigma_{\bar{x}}$  em relação ao valor médio  $\bar{x}$

$$\sigma_{\bar{x}} = \sigma_x / \sqrt{N} \quad (6.2)$$

$$U_A = \sigma_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{1}{N(N-1)} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (6.3)$$

Sempre que mais de uma medição de uma mesma grandeza for realizada em um único ensaio, a incerteza do tipo A  $U_A$  é calculada a partir do desvio padrão da média.

Comumente, o número de repetições de uma medição varia de 3 a 10, por motivos práticos e econômicos. Dessa maneira, de acordo com a distribuição padrão de Gauss, a probabilidade de o valor  $X_{\text{verdadeiro}}$  estar dentro do intervalo medido  $\bar{x} \pm \sigma_x$  é 68%. Estatisticamente, quanto maior a amostragem, maiores as chances de que  $X_{\text{verdadeiro}}$  esteja dentro do intervalo. Dessa maneira, para pequenas amostras, utiliza-se o coeficiente  $t_p$  de Student, conhecido como fator de abrangência, em função do grau de liberdade  $\nu = n-1$  e do nível de confiança  $P_c$ .

Em particular, para medição do tempo de consumo de 30 ml de combustível, a qual foi realizada duas vezes por rodada de teste, foi adotada uma metodologia diferente para o cálculo da incerteza do tipo A. Como duas medidas é um valor muito pequeno para se utilizar da distribuição padrão de Gauss e do coeficiente de Student, utilizou-se da regra do desvio padrão como incerteza de medição em medida única, apresentada por Taylor, 1997. De acordo com o autor, quando uma medida não pode ser repetida por várias vezes, tanto por motivos técnicos quanto econômicos, pode-se utilizar de dados de medidas anteriores, realizadas com o mesmo instrumento de medição, para determinar a incerteza do tipo A. Assim, a incerteza do tipo A é igual ao desvio padrão  $\sigma_x$  da série de medições anteriores.

A incerteza do tipo B é calculada a partir de informações acessórios e externas ao processo de medição. Essas informações são obtidas de resultados de medições similares anteriores, experiência ou comportamento do instrumento, dados do fabricante, dados fornecidos por certificados de calibração, estimativa do limite superior e inferior da escala de medição, etc. O cálculo de cada incerteza do tipo B,  $U_b$ , é realizado da seguinte maneira

$$U_b = \frac{B}{k} \quad (6.4)$$

onde B é o atributo referente ao instrumento de medição que gera a incerteza (menor resolução, incerteza provinda do fabricante, variação de temperatura, entre outras) e  $k$  é o coeficiente relacionado ao tipo de distribuição da probabilidade de que o valor medido esteja dentro de determinado intervalo. Seguiram-se os valores apresentados por Melo et al., 2012,

Tabela 6.1 - Valores de  $k$  para o cálculo de incerteza do tipo B

$k$	Tipo de distribuição	Fonte da incerteza
$\sqrt{3}$	Retangular	Quando o valor $k$ não for apresentado no certificado de calibração.
$\sqrt{3}$	Retangular	Menor escala de instrumentos com indicadores digitais, ou resolução presente no manual de sensores sem indicador.
$\sqrt{6}$	Triangular	Sensores e instrumentos de medição com indicadores analógicos

Para o cálculo das incertezas de medição de funções com mais de uma variável, como a potência *brake*, onde  $BPower$  ( $RPM$ ,  $BTorque$ ), utilizou-se o método de propagação de incertezas para variáveis não correlacionadas. Supondo  $q(x_1, x_2, \dots, x_n)$ , tem-se a propagação das incertezas das variáveis  $x_1, x_2, \dots, x_n$  dada por

$$\sigma_q = \sqrt{\sum_{n=1}^n \left( \frac{\partial q}{\partial x_i} \sigma_{x_i} \right)^2} \quad (6.5)$$

Já a incerteza combinada  $U_C$  é igual a raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas do tipo A e B, dada por

$$U_C = \sqrt{U_A^2 + U_B^2} \quad (6.6)$$

É importante salientar que todos os cálculos de incerteza de medição foram realizados para um nível de confiança  $P_c$  de 95%. Como o número de graus de liberdade das incertezas do tipo B é igual a infinito, considerou-se o fator de abrangência  $t_p$  igual a 2 [Link, 1997]. Para as incertezas do tipo A, o valor foi estimado através de dados tabelados. Como o grau de

liberdade efetivo da incerteza combinada em todos os casos levou a valores de fator de abrangência muito próximo de 2, utilizou-se o valor  $t_p$  igual a 2. Assim, a incerteza expandida  $U_E$  pode ser calculada através de:

$$U_E = U_C * t_p \quad (6.7)$$

## 6.2 Cálculo dos parâmetros experimentais

### 6.2.1 Cálculo da rotação média

Como todos os dados foram adquiridos a uma taxa de aquisição de 130 kHz, o período entre dois sinais do sensor *Hall* utilizado como *trigger* pode ser utilizado como parâmetro para o cálculo da frequência instantânea de cada revolução do motor. Dessa maneira a frequência instantânea e a frequência média, em RPM, do motor são dadas respectivamente por

$$RPM_{inst} = \frac{60}{T_{trigger}} \quad (6.8)$$

$$RPM_{média} = \frac{\sum_{i=1}^n RPM_{inst_i}}{n} \quad (6.9)$$

Para simplificação da escrita, o termo  $RPM_{média}$  será apresentado daqui para frente apenas como  $RPM$ . Calculando o desvio padrão das amostras de rotação instantâneas, tem-se a incerteza do tipo A. A incerteza do tipo B, devido à resolução mínima da mensuração do período, é de ordem muito menor que a incerteza do tipo A, e por isso não foi levada em consideração.

### 6.2.2 Cálculo do índice $\lambda_{medio}$

O coeficiente de excesso de ar  $\lambda$ , comumente utilizado para representar a condição da carga que é admitida pelo motor, representa a relação entre a razão ar/combustível que está

sendo admitida pelo cilindro e a relação estequiométrica para queima completa do combustível e é o inverso do coeficiente de equivalência  $\varphi$  [Guibet e Faure-Birchem, 1997]

$$\lambda_{inst} = \frac{1}{\varphi} = \frac{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)}{\left(\frac{m_{ae}}{m_{ce}}\right)} \quad (6.10)$$

Como os dados da sonda lambda foram adquiridos para cada ciclo, calculou-se o  $\lambda_{médio}$  dos ciclos analogamente ao cálculo da rotação média

$$\lambda_{médio} = \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_{inst_i}}{n} \quad (6.11)$$

Para simplificação, o termo de  $\lambda_{médio}$  de agora em diante será descrito apenas como  $\lambda$ . De acordo com o manual da sonda lambda utilizada [Manual sonda lambda Bosch LSU 4.2, 2010], a incerteza da medição na faixa de  $\lambda = 1$  é  $1,016 \pm 0,007$ . Como a variação de lambda se manteve sempre entre 0,8 e 1,2, utilizou-se o valor de  $\pm 0,01$  para o cálculo da incerteza de medição do tipo B, além de considerar uma distribuição retangular para incerteza da menor escala (admitida como 0,01). A incerteza do tipo A foi calculada a partir do desvio padrão dos valores de  $\lambda_{inst}$ . Para o cálculo da incerteza combinada  $U_c(\lambda_{médio})$  foi utilizada a regra da raiz da soma do quadrado das incertezas.

### 6.2.3 Cálculo do consumo de etanol admitido por ciclo

O consumo volumétrico de 30 ml ( $3 \times 10^{-5}$  m<sup>3</sup>) de mistura combustível foi mensurado através de bureta de medição com resolução de 0,2 ml ( $2 \times 10^{-7}$  m<sup>3</sup>). Para calcular a massa de etanol consumida  $M_{etohTOT}$  utilizou-se a massa específica das misturas de combustível e a relação de pesos informados pela caracterização do combustível

$$M_{etohTOT} = \rho_{comb} \left( \frac{M_{etoh}}{M_{comb}} \right) 30 \times 10^{-6} \quad (6.12)$$

Como a incerteza de medição do densímetro é de ordem muito pequena, utilizou-se apenas a incerteza de medição proveniente da menor escala da bureta, admitindo uma distribuição triangular, para o cálculo da incerteza de medição do tipo B.

O tempo para o consumo dos 30 ml de combustível foi mensurado através de cronômetro digital com menor escala igual a 0,01 s, e foi admitida distribuição de incerteza retangular para o cálculo da incerteza do tipo B. Como foram tomados apenas dois tempos em cada rodada de cada combustível, o valor médio  $t_{exp}$  foi admitido para os cálculos posteriores. Para o cálculo da incerteza do tipo A, utilizou-se da regra do desvio padrão para uma única medição. O desvio padrão foi calculado para 50 repetições de medidas de 10 s, sendo que o valor medido foi de  $10,18 \pm 0,026$  s, com nível de confiança de 68%, sendo o desvio padrão  $\sigma_x = 0,187$ . Para estender o nível de confiança do desvio padrão para 95%, utilizou-se do fator  $t_p = 2,01$ , resultado em  $\sigma_x = 0,377$ , utilizado como valor de incerteza do tipo A para a medição do tempo.

Assim, a massa de etanol por ciclo  $\overline{m_{Etoh}}$  foi calculada através da seguinte relação, em que  $n_r$  é o número de revoluções por ciclo (igual a 2 para o ciclo quatro tempos)

$$\overline{m_{Etoh}} = \frac{M_{etohTOT} n_r}{\frac{RPM}{60} t_{exp}} \quad (6.13)$$

Para o cálculo da incerteza de medição da massa de etanol, por ciclo do motor, foi utilizado o cálculo da propagação das incertezas combinadas para uma função com várias variáveis, tomando a seguinte forma

$$U_c(\overline{m_{Etoh}})^2 = \left( \frac{\partial \overline{m_{Etoh}}}{\partial M_{etohTOT}} U_c(M_{etohTOT}) \right)^2 + \left( \frac{\partial \overline{m_{Etoh}}}{\partial RPM} U_c(RPM) \right)^2 + \left( \frac{\partial \overline{m_{Etoh}}}{\partial t_{exp}} U_c(t_{exp}) \right)^2 \quad (6.14)$$

#### 6.2.4 Cálculo do consumo de ar admitido por ciclo

A massa de ar admitida por ciclo foi calculada através da relação de excesso de ar  $\lambda$ , conforme utilizado por Melo et al., 2012. Admitindo-se a relação ar/combustível estequiométrica para queima do etanol igual a 9 [Heywood, 1988] tem-se

$$\overline{m}_{ar} = \lambda \left( \frac{m_{ae}}{m_{ce}} \right) \overline{m}_{EtOH} = 9 \lambda \overline{m}_{EtOH} \quad (6.15)$$

Para o cálculo da incerteza de medição combinada  $U_c(\overline{m}_{ar})$  utilizou-se o procedimento do cálculo para incerteza de funções com diversas variáveis.

#### 6.2.5 Cálculo do consumo de água admitido por ciclo

O cálculo do consumo de água por ciclo é análogo ao cálculo de consumo de etanol por ciclo, assim o equacionamento é

$$M_{H_2O_{Tot}} = \rho_{comb} \left( 1 - \frac{M_{EtOH}}{M_{comb}} \right) 30E^{-6} \quad (6.16)$$

$$\overline{m}_{H_2O} = \frac{M_{H_2O_{Tot}} n_r}{\frac{RPM}{60} t_{exp}} \quad (6.17)$$

O cálculo da incerteza de medição foi realizado através do cálculo da propagação das incertezas combinadas para uma função com várias variáveis, de maneira análoga ao cálculo utilizado para a incerteza da massa de etanol por ciclo.

Como o software GT-Power considera os elementos não combustíveis como ar, para facilitar a comparação entre os resultados experimentais e resultados simulados pelo software, a variável  $\overline{m}_{H_2O}$  representa a soma das quantidades de ar e combustível admitidas em um ciclo de operação do motor. A incerteza combinada associada a essa variável foi calculada através da incerteza em somas e diferenças.

### 6.2.6 Cálculo do Torque *Brake*

O cálculo do *BTorque*, ou torque de eixo promovido pelo motor em determinada condição de operação foi medido multiplicando-se o valor de carga lido pelo sistema de medição da célula de carga, ALFA Instruments modelo SV-2000, multiplicada pela distância de instalação da célula de carga até o centro do eixo do freio

$$BTorque = F d \quad (6.18)$$

Para o cálculo da incerteza de medição do torque, utilizando-se da calibração da célula de carga, calculou-se a incerteza de medição da equação de calibração da célula de carga - obtida através do método dos mínimos quadrados - determinada através do método , apresentada por Taylor, 1997

$$\sigma_F = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (F_i - A - Bx_i)^2} \quad (6.19)$$

onde  $F_i$  é o valor nominal da carga utilizada em cada um dos  $N$  pontos de calibração, e  $A - Bx_i$  é a equação obtida através do método dos mínimos quadrados. Foram utilizados  $N=10$  pontos de calibração, repetidos 5 vezes. Para a incerteza de medição do braço de alavanca  $d$  foram realizadas 10 medições com paquímetro, para o cálculo de incerteza de medição do tipo A, e considerou-se também o erro da escala do paquímetro. A incerteza expandida de *BTorque* é dada pela incerteza combinada - calculada através da incerteza de medição de uma função com mais de uma variável - multiplicada pelo fator de abrangência 2.

### 6.2.7 Cálculo da Potência *Brake*

A *BPower* (Potência *Brake*, ou de eixo), que representa a taxa com que o trabalho de eixo é desenvolvido, foi calculada através da equação

$$BPower = 2\pi \frac{RPM}{60} BTorque \quad (6.20)$$



A incerteza combinada de medição é dada através do cálculo de propagação de incertezas de uma função com diversas variáveis. Foi utilizado um fator de abrangência igual a 2.

#### 6.2.8 Cálculo do Consumo de combustível específico *Brake*

O consumo específico de combustível *Brake BSFC* é dado pela taxa de alimentação de combustível em relação à potência de eixo

$$BSFC = \frac{M_{etohTOT}}{t_{exp} BPower} \quad (6.21)$$

As incertezas de medição são calculadas da mesma maneira que apresentado para *BPower*.

#### 6.2.9 Cálculo da Eficiência *Brake*

A eficiência de conversão de combustível da máquina térmica, ou eficiência *brake*, demonstra o percentual de energia do combustível que efetivamente é transformada em de eixo. A relação utilizada para seu cálculo é dada pelo inverso do produto do BSFC pela energia do combustível  $Q_{HV}$

$$BEff = \frac{1}{BSFC Q_{HV}} \quad (6.22)$$

Como a função possui apenas uma variável - considerando  $Q_{HV}$  do etanol constante - a incerteza de medição relativamente é igual à incerteza de *BSFC*.

### 6.3 Cálculo dos parâmetros simulados pelo GT-Power

A formulação utilizada pelo software GT-Power para o cálculo dos parâmetros de desempenho avaliados no trabalho é apresentada a seguir. As unidades apresentadas entre

parênteses são as unidades padrão utilizadas pelo software. A conversão dos parâmetros para outras unidades é realizada durante o pós-processamento no software GT-Post.

*IMEP* – Pressão média efetiva indicada (bar)

$$IMEP = \frac{\oint P_i dV_i}{V_{disp}} \quad (6.23)$$

*ISFC* – Consumo específico de combustível indicado do cilindro (g/kWh)

$$ISFC = \left[ \frac{fuel_{tott}}{V_{disp} IMEP} \right] \times 0,036 \quad (6.24)$$

*IEff* – Eficiência indicada do cilindro (%)

$$IEff = \left[ \frac{V_{disp} IMEP}{fuel_{nrg}} \right] \times 10^7 \quad (6.25)$$

*HTAV* – Taxa média de transferência de calor do cilindro (kW)

$$HTAV = \frac{\oint \dot{Q} dt}{\oint dt} \quad (6.26)$$

*HTR%* – Transferência de calor percentual em relação à energia total do combustível do cilindro (%)

$$HTR\% = \left[ \frac{(HTAV)n_r}{(fuel_{nrg})(RPM)} \right] \times 6 \times 10^6 \quad (6.27)$$

$n_r$  – Número de rotações por ciclo (duas no caso de motor quatro tempos)

$dP_{cyl}$  – Taxa máxima de aumento de pressão (bar/°CA)

$$dP_{cyl} = MAX \left( \frac{dP}{d^{\circ}CA} \right) \Bigg|_{CA_{TDCF-180CA}}^{CA_{TDCF+180CA}} \quad (6.28)$$

$VolEff$  – Eficiência volumétrica do cilindro (fração)

$$VolEff = \frac{\oint \dot{m}_{ub,nf} dt}{\rho_{ref} V_{disp}} \quad (6.29)$$

$airin$  – Gases não queimados e não combustíveis atravessando a válvula de admissão (mg/ciclo)

$$airin = \left[ \oint \dot{m}_{ub,nf} dt \right] * 10^6 \quad (6.30)$$

$\dot{m}_{ub,nf}$  – Taxa mássica de gases não queimados e não combustíveis através da válvula de admissão (kg/s)

$trair$  – Gases não queimados e não combustíveis no cilindro no ciclo - difere de  $airin$  devido à fração de gases que passa diretamente pelo cilindro durante o cruzamento de válvulas (mg)

$trappc$  – Taxa de aprisionamento de gases no cilindro (fração)

$$trappc = \frac{trair}{airin} \quad (6.31)$$

$fuelman$  – Vazão de combustível através das válvulas de admissão (mg/ciclo)

$$fuelman = \left[ \oint \dot{m}_{fuel,iv} dt \right] \times 10^6 \quad (6.32)$$

$\dot{m}_{fuel,iv}$  – Taxa mássica de combustível instantânea através das válvulas de admissão (kg/s)

$fueltott$  – Consumo total de combustível por ciclo(mg/ciclo)

$$fueltott = fuelman + fuelinj \quad (6.33)$$

$fuelinj$  – Massa de combustível injetada diretamente no cilindro, igual a zero para injeção PFI (mg/ciclo).

$fuelnrg$  – Energia total proveniente de combustível entrando no cilindro (J)

$$fuelnrg = (LHV_f) \oint \dot{m}_{f,i,gas} dt + (LHV_f - HVAP_f) \oint \dot{m}_{f,i,liq} dt \quad (6.34)$$

$LHV_f$  – Poder calorífico inferior do combustível (J/kg).

$HVAP_f$  – Calor latente de vaporização do combustível (J/kg).

$\dot{m}_{f,i,gas}$  – Taxa mássica de combustível instantânea através das válvulas de admissão no estado gasoso (kg/s).

$\dot{m}_{f,i,liq}$  – Taxa mássica de combustível instantânea através do cilindro no estado líquido (kg/s).

$BMEP$  – Pressão média efetiva de eixo (bar)

$$BMEP = \frac{2\pi n_r (BTq)}{V_{disp}} E5 \quad (6.35)$$

$FMEP$  – Pressão média efetiva de atrito

$$FMEP = \frac{\sum_{i=1}^{\#Cilindros} A + B(P_{max,i}) + C(\bar{S}_i) + D(\bar{S}_i^2)}{\#Cilindros} \quad (6.36)$$

$A$  – Coeficiente do modelo fricção referente à parte constante da FMEP

$B$  – Coeficiente do modelo fricção referente ao fator do pico de pressão do cilindro

$C$  – Coeficiente do modelo fricção referente ao fator da velocidade média do pistão

$D$  – Coeficiente do modelo fricção referente ao fator quadrático da velocidade média do pistão

Os valores de  $A$ ,  $B$ ,  $C$  e  $D$  utilizados no trabalho são 1 bar, 0,006, 0,1 bar/(m/s) e  $12 \times 10^{-4}$  bar/(m/s)<sup>2</sup> respectivamente.

$P_{max,i}$  – Pressão máxima no cilindro  $i$  durante o ciclo atual

$\bar{S}_i$  – Velocidade média do pistão  $i$  (m/s)

$$\bar{S}_i = \oint S_i(t) dt / \oint dt \quad (6.37)$$

$S_i$  – Velocidade instantânea do pistão  $i$  (m/s)

$BEff$  – Eficiência de conversão da máquina térmica (%)

$$BEff = \frac{BPower}{engfen} \times 100 \quad (6.38)$$

$BSFC$  – Consumo específico de combustível da máquina térmica (g/kWh)

$$BSFC = \frac{fuel_{tot}}{BPot} \times 1000 \quad (6.39)$$

$BTorque$  – Torque *brake* (Nm)

$$BTorque = \frac{\oint T_b(t) dt}{\oint dt} \quad (6.40)$$

$$T_b(t) = T_s(t) - I_{ct} \dot{\omega}_{ct}(t) \quad (6.41)$$

$T_b(t)$  – Torque *brake* instantâneo (Nm)

$I_{ct}$  – Inércia do eixo de manivelas ( $\text{kg m}^2$ )

$\dot{\omega}_{ct}(t)$  – Aceleração instantânea do eixo de manivelas ( $1/\text{s}^2$ )

$T_s(t)$  – Torque instantâneo do eixo (Nm)

$$T_s(t) = T_{cp}(t) + T_a(t) - ftq \quad (6.42)$$

$T_{cp}(t)$  – Torque instantâneo no munhão (Nm)

$$T_{cp}(t) = \sum_{i=1}^{\#cilindros} R_{em}(F_{x,i}(t)\cos\theta_i(t) + F_{y,i}(t)\sen\theta_i(t)) \quad (6.43)$$

onde as forças  $F_{x,i}(t)$  e  $F_{y,i}(t)$  são obtidas através da decomposição da força  $P_i(t)$ , devido à pressão dos gases dentro do cilindro agindo sobre a cabeça do pistão, pelo ângulo  $\alpha_i(t)$ , conforme apresentado pela Figura 6.1.

$T_a(t)$  – Torque devido aos dispositivos anexados ao motor, modelado igual a zero no presente caso uma vez que não é possível saber exatamente quanto de torque cada dispositivo necessita para o seu funcionamento. O valor desse parâmetro acaba fazendo parte do coeficiente  $A$  do modelo de atrito (Nm)

$ftq$  – Torque devido ao atrito (Nm)

$$ftq = \frac{V_{disp}(fmep)}{2\pi n_r} \times 10^5 \quad (6.44)$$

$BPower$  – Potência Brake (kW)

$$BPot = BTq \text{ RPM} \left[ \frac{2\pi}{60000} \right] \quad (6.45)$$

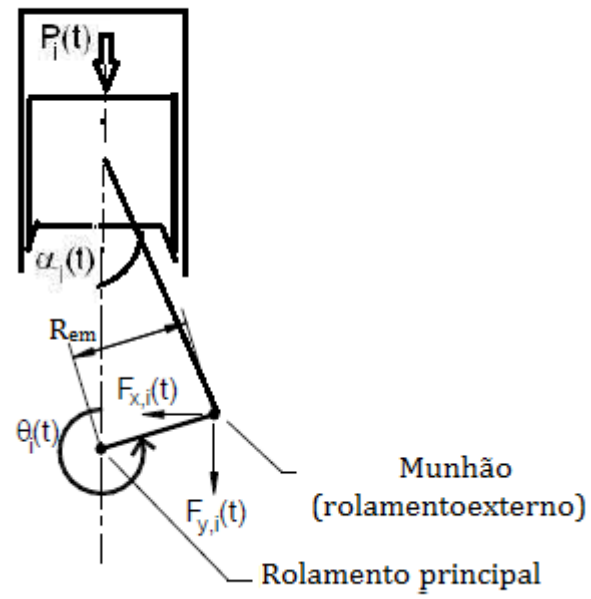


Figura 6.1 - Esquema de decomposição de forças no virabrequim

## 7 RESULTADOS

O objetivo principal do trabalho é avaliar o desempenho de um motor ciclo Otto operando com etanol hidratado em diferentes percentuais de hidratação. O presente capítulo apresenta os resultados dos procedimentos experimentais realizados para a obtenção de dados para alimentar a simulação computacional. Apresenta também os resultados da simulação computacional, com ênfase na análise do processo de combustão.

### 7.1 Resultados experimentais

Nesta seção apresentam-se os resultados dos ensaios com ponto de ignição fixo denominado PF (Ponto Fixo) – avanço de ignição fixo em 6,5 °CA – e os resultados dos ensaios com ponto de ignição variável, buscando o MBT (mínimo avanço de ignição para máximo torque), provenientes do procedimento experimental. Os gráficos são apresentados em função do conteúdo volumétrico de água no combustível (fração) ou em função da posição angular do eixo de manivelas em graus (°CA).

Durante todos os ensaios buscou-se manter a *BMEP* do motor constante, o que se verificou, indiretamente, que ocorria com em torno de 25% da potência do sistema de controle de frenagem. Este foi o parâmetro inicial, após o qual se calculou e verificou o valor de *BMEP* atingido. Buscou-se uma faixa intermediária de *BMEP* que propiciasse operação em todas as condições de testes propostas. A *BMEP* máxima não foi atingida para evitar problemas de superaquecimento devido à falta de capacidade de arrefecimento do motor, originalmente desenvolvido para operação em ciclo Diesel. A rotação do motor foi mantida o mais próximo possível de 1800 RPM, rotação utilizada em motores de geradores elétricos devido à frequência da rede elétrica brasileira. Como a rotação foi controlada manualmente, assim como o índice  $\lambda$  (utilizado para controle da relação ar/combustível), foi bastante difícil manter a rotação em 1800 RPM e a relação ar/combustível estequiométrica. A válvula borboleta de controle de aceleração foi mantida em posição fixa de modo a propiciar eficiência volumétrica constante. A cada novo teste, abertura da válvula borboleta era reposicionada de maneira a propiciar as condições de teste padrão para cada combustível – mesma faixa de *BMEP*, rotação de 1800 RPM,  $\lambda = 1$  e avanço de ignição de acordo com o teste.



A Tabela 7.1 apresenta as medições e respectivas incertezas de medição das rotações médias, os valores de  $\lambda_{\text{médio}}$  e avanços de ignição utilizados em cada ensaio (PF e MBT), para cada combustível, para os 40 ciclos. Houve certa discrepância nos valores absolutos da rotação média na qual foram realizados os testes em relação aos 1800 RPM, assim como nos valores de  $\lambda_{\text{médio}}$ . Dessa maneira, para cada simulação utilizaram-se as rotações do ensaio experimental.

Tabela 7.1 - Parâmetros de funcionamento do motor em diferentes procedimentos experimentais

COMB.	MBT			PF		
	Rotação média (RPM)	$\lambda_{\text{médio}}$	Avanço de ignição (°CA BTDC)	Rotação média (RPM)	$\lambda_{\text{médio}}$	Avanço de ignição (°CA BTDC)
E95W5	1776 ± 0,40	1,08 ± 0,019	6,50	1830 ± 0,90	1,07 ± 0,018	6,50
E90W10	1806 ± 0,40	1,11 ± 0,018	8,00	1801 ± 0,40	1,07 ± 0,018	6,50
E80W20	1801 ± 0,70	1,08 ± 0,018	11,00	1828 ± 2,36	1,09 ± 0,018	6,50
E70W30	1822 ± 0,30	1,08 ± 0,018	16,25	1852 ± 0,54	1,08 ± 0,017	6,50
E60W40	1824 ± 1,06	1,11 ± 0,017	20,25	1830 ± 0,46	1,09 ± 0,017	6,50

Não foi possível alcançar maiores avanços de ignição no teste MBT devido à ocorrência de detonação (detectada diretamente através do sinal do transdutor de pressão do cilindro) e/ou aumento de ruído de combustão, que por vezes se caracterizava como detonação.

A Tabela 7.2 apresenta os dados medidos e incertezas de medição de torque do eixo (*BTorque*), a potência no eixo (*BPower*) e a *BMEP* (*Brake Mean Effective Pressure*) para os dois tipos de testes efetuados e diferentes combustíveis.

Tabela 7.2 - *Brake Torque*, *Brake Power* e *BMEP* em diferentes procedimentos experimentais

COMB.	MBT			PF		
	<i>BTorque</i> (N.m)	<i>BPower</i> (kW)	<i>BMEP</i> (kPa)	<i>BTorque</i> (N.m)	<i>BPower</i> (kW)	<i>BMEP</i> (kPa)
E95W5	33,2 ± 0,36	6,18 ± 0,13	625,2 ± 27,0	33,7 ± 0,36	6,46 ± 0,14	634,4 ± 27,1
E90W10	32,9 ± 0,36	6,23 ± 0,14	619,5 ± 27,0	35,9 ± 0,36	6,77 ± 0,14	675,6 ± 27,1
E80W20	34,9 ± 0,36	6,58 ± 0,14	657,0 ± 27,1	33,9 ± 0,36	6,49 ± 0,14	638,2 ± 27,3
E70W30	35,9 ± 0,36	6,85 ± 0,14	675,8 ± 27,1	35,9 ± 0,36	6,97 ± 0,14	675,7 ± 27,1
E60W40	32,9 ± 0,36	6,29 ± 0,14	619,5 ± 27,1	34,9 ± 0,36	6,69 ± 0,14	656,9 ± 27,1

A variação do torque é resultado da combinação da variação de carga imposta pelo sistema de controle de frenagem, variação da rotação do motor e variabilidade cíclica do motor. Como consequência, a distribuição dos valores de *BMEP* manteve-se dentro dos intervalos, em relação às médias dos valores de *BMEP*, de [-3,11%, 5,69%] e [-3,31%, 2,98%] para os testes MBT e PF respectivamente.

Através da medição do tempo para o consumo de 30 ml de mistura combustível calculou-se a taxa volumétrica de consumo de combustível e, conhecendo-se a composição de cada combustível, foi calculada a taxa mássica de consumo para a mistura combustível, etanol e água. Utilizando-se os dados de potência de eixo e consumo de combustível em cada teste pode-se calcular o *BSFC* (*Brake Specific Fuel Consumption*), e a eficiência de conversão de energia do combustível em trabalho de eixo, ou *BEff* (*Brake Efficiency*). A Tabela 7.3 apresenta os dados medidos e incertezas de medição relacionadas ao tempo de consumo e quantidades de consumo de combustível por ciclo. A Figura 7.1 (a) e (b) apresenta o comportamento do consumo específico de combustível e o comportamento da eficiência de conversão de combustível em função do percentual de água no combustível.

Tabela 7.3 - Consumo de combustível

Comb.	MBT			PF		
	Tempo para consumo de 30 ml de mistura combustível (s)	Consumo de etanol por ciclo (mg)	Consumo de água por ciclo (mg)	Tempo para consumo de 30 ml de mistura combustível (s)	Consumo de etanol por ciclo (mg)	Consumo de água por ciclo (mg)
E95W5	26,86 ± 0,37	56,0 ± 1,7	5,5 ± 0,2	25,71 ± 0,38	57,4 ± 1,7	4,7 ± 0,2
E90W10	25,30 ± 0,37	55,9 ± 1,8	9,5 ± 0,3	22,67 ± 0,38	60,0 ± 2,0	10,6 ± 0,4
E80W20	21,90 ± 0,37	57,3 ± 2,1	21,2 ± 0,8	22,03 ± 0,38	56,5 ± 2,0	20,3 ± 0,8
E70W30	19,16 ± 0,37	57,0 ± 2,3	34,5 ± 1,4	18,60 ± 0,38	57,5 ± 2,4	35,2 ± 1,5
E60W40	16,37 ± 0,37	57,4 ± 2,7	52,2 ± 2,5	15,27 ± 0,38	61,0 ± 3,1	56,2 ± 2,8

Analisando a Tabela 7.3 percebe-se que o consumo mássico de combustível dos testes PF foram maiores do que o consumo de combustível dos testes MBT na comparação entre cada combustível. Deve-se salientar que a potência de frenagem imposta pelo freio, a rotação e o  $\lambda_{\text{medio}}$  não são iguais em todos os testes, porém, em geral houve melhores resultados de *BEff* nos testes com avanço de ignição próximo ao MBT, como apresentado em Tsao e Wang,

1984. A variação de posição angular ( $^{\circ}\text{CA}$ ) para MBT deve-se a diferentes propriedades da carga, o que ocasiona diferentes taxas de desenvolvimento e propagação de chama através da câmara de combustão [Heywood, 1988]. Ao distanciar o avanço de ignição do MBT, há redução de torque do motor e para manutenção de uma mesma carga há aumento do consumo e redução da eficiência [Brewster et al., 2007].

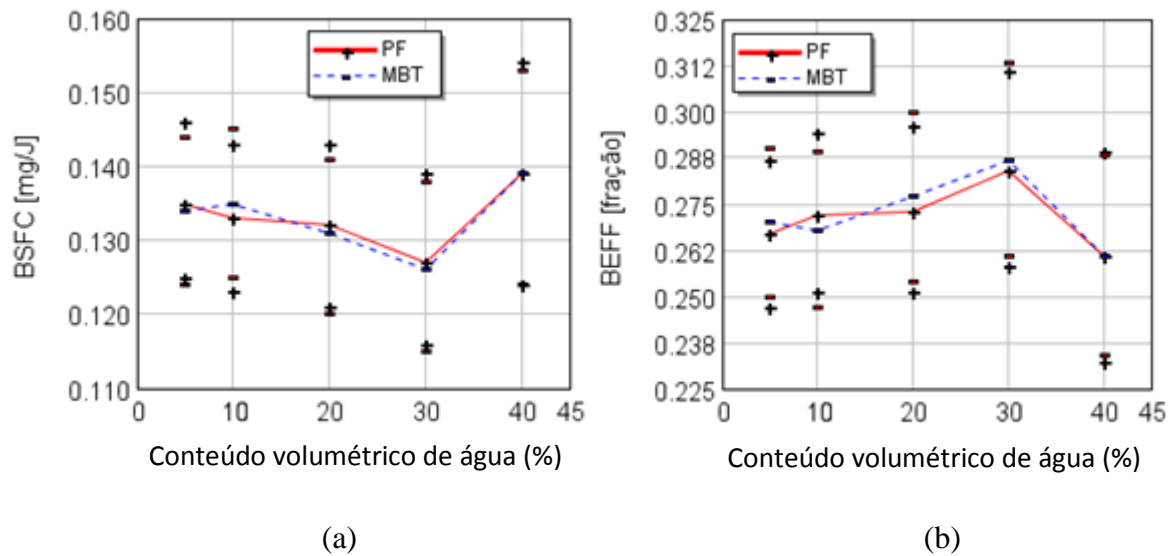


Figura 7.1–(a) Consumo específico de combustível;  
(b) Eficiência de conversão de combustível

O comportamento de redução de  $BSFC$  apresentado pela Figura 7.1 (a) indica que o aumento do grau de hidratação do combustível até certo limite, nas condições do trabalho, levam ao aumento de eficiência de conversão de combustível Figura 7.1 (b). Para o limite de hidratação de 40% de água na mistura combustível, a combustão é deteriorada e perde eficiência, levando a um aumento considerável de  $BSFC$ .

A temperatura dos gases de exaustão é apresentada pela Tabela 7.4. O comportamento de redução da temperatura com o aumento do percentual de água no ensaio MBT pode ser atribuído em parte ao aumento do avanço de ignição. Com maiores avanços de ignição a queima da carga dentro do cilindro acaba cedo em relação à abertura da válvula de exaustão (comparada com menores valores de avanço de ignição), e a maior parte da energia está disponível para transformação em trabalho durante as fases iniciais de expansão dos gases. Outro ponto apontado na literatura para a redução da temperatura é o aumento do calor específico da carga com a adição de água [Brewster et al., 2007]. O aumento de temperatura dos gases de escape do ensaio PF em relação ao MBT demonstra que uma parte da energia

que antes era transformada em trabalho agora é perdida para o ambiente, reduzindo assim a  $BE_{eff}$  do sistema. Já o aumento da temperatura com o aumento do conteúdo de água sugere ocorrência de taxas de queima mais lentas, como pode ser observado na Figura 7.2. Taxas de queima mais lentas levam a menores gradientes de pressão e menores picos de pressão, reduzindo também as temperaturas máximas dentro do cilindro (evitando detonação). Por outro lado, o aumento da duração de combustão reduz a eficiência do sistema por afastar o ciclo de funcionamento real do motor do ciclo Otto ideal, de volume constante.

Tabela 7.4 - Temperaturas dos gases de exaustão

COMB.	Temperatura (K)	
	MBT	PF
E95W5	813	823
E90W10	816	825
E80W20	807	835
E70W30	793	836
E60W40	791	811

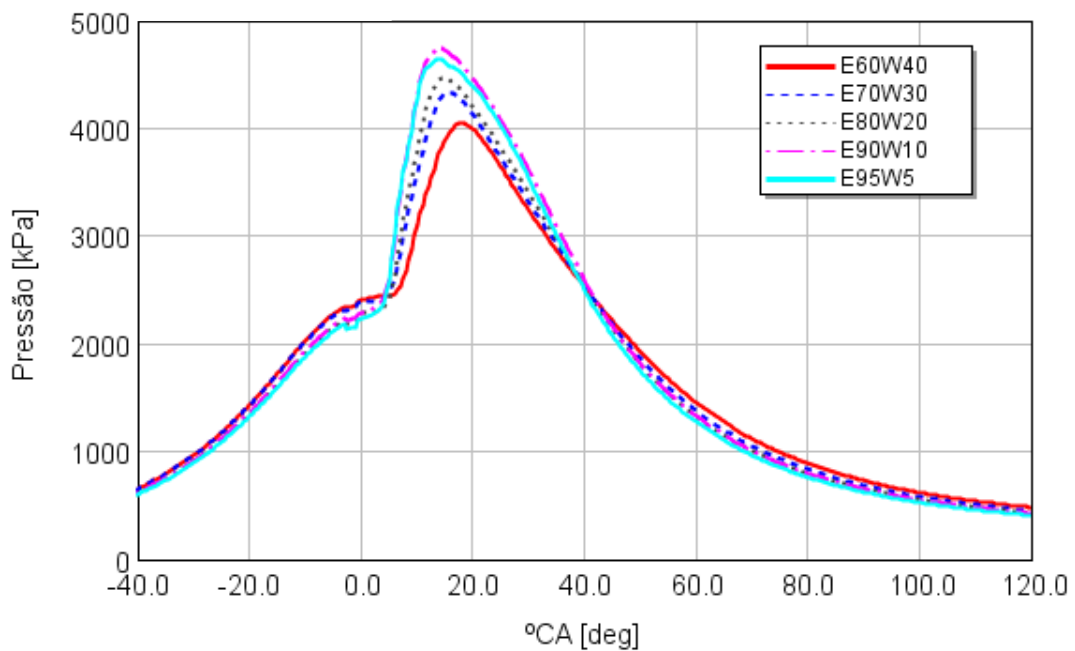


Figura 7.2 - Pressão instantânea no cilindro para diferentes conteúdos de água e avanço de ignição fixo.

A Figura 7.3 apresenta a pressão instantânea no coletor de admissão em função de  $^{\circ}\text{CA}$  para os combustíveis E95W5, E80W20 e E70W30. A temperatura do ar de admissão se manteve muito próxima à temperatura ambiente (306 K), e essa foi admitida como a

temperatura utilizada nas simulações. A Figura 7.4 apresenta a pressão instantânea de exaustão em função de °CA, já corrigida de acordo com o procedimento apresentado na seção de criação do modelo computacional, para os combustíveis E90W10 e E60W40. Em ambas as figuras, podem ser notados decréscimos abruptos da pressão muito próximo ao TDCF e nas fases de compressão e exaustão. Tratam-se de ruídos induzidos pelo sistema de ignição e ruídos causados por vibrações mecânicas.

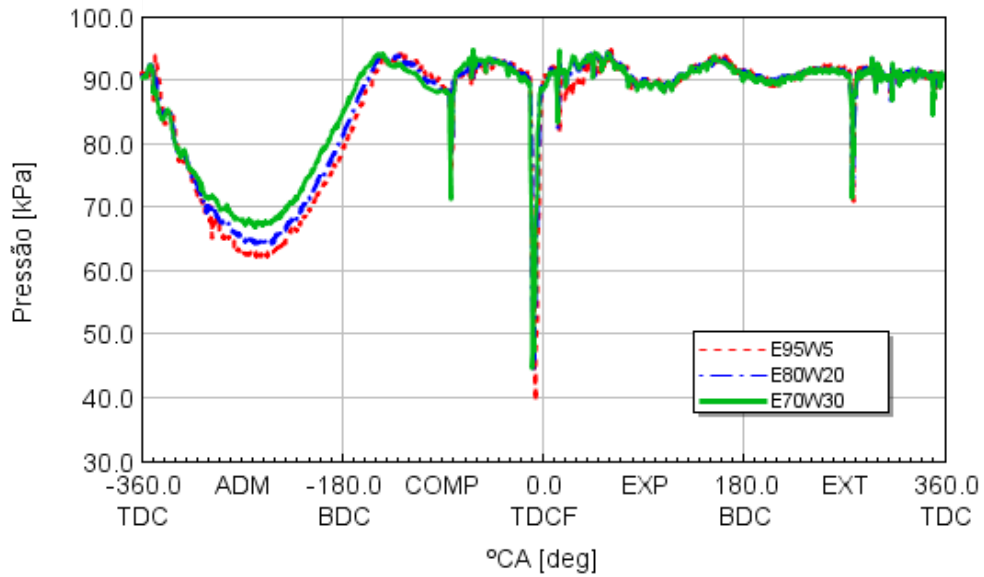


Figura 7.3 - Pressão instantânea medida no duto coletor de admissão utilizada como condição de contorno na simulação computacional

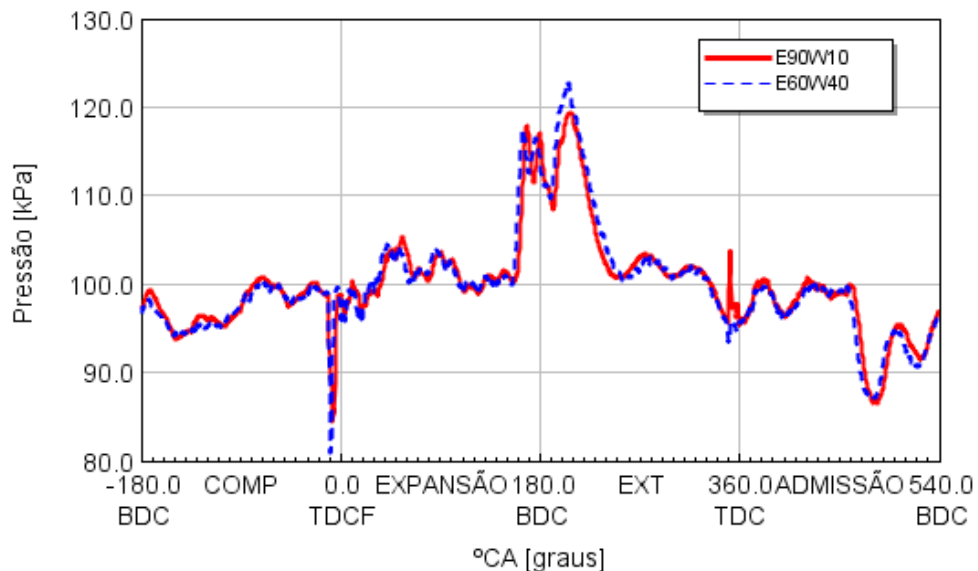


Figura 7.4 - Pressão instantânea medida no duto coletor de exaustão utilizada como condição de contorno na simulação computacional

## 7.2 Resultados da Simulação Computacional

A seguir são apresentados os resultados das simulações computacionais realizadas através do software GT-Power utilizando os dados de entrada fornecidos pelo procedimento experimental.

### 7.2.1 Resultados da simulação do teste Ponto Fixo (PF)

A Tabela 7.5 apresenta as comparações entre valores experimentais e simulados das vazões mássicas de ar e de etanol, admitidas no cilindro, por ciclo. Como o software GT-Power considera todos os elementos não combustíveis como parte constituinte do elemento *Air*, se faz necessária a soma das massas de ar e água (obtidas do procedimento experimental) admitidas no cilindro por ciclo para a comparação. Também são apresentadas as diferenças percentuais e a incerteza expandida percentual das medições  $\%U_E$ . Todos os valores de diferença percentual entre os dados experimentais e simulados são menores que a  $\%U_E$ , exceto para o combustível E90W10, em que a massa de etanol admitida por ciclo foi em torno de 1% maior que o limite da incerteza experimental.

Tabela 7.5 - Comparação entre dados de vazões mássicas por ciclo simuladas (GT-Power) e experimentais (exp) para os casos de testes PF

		Ar				Etanol			
		Ar (GT-Power) [mg]	Ar+H2O (exp) [mg]	Dif. Percent [%]	$\%U_e$ exp. [%]	EtOH (GT-Power) [mg]	EtOH(exp) [mg]	Dif. Percent [%]	$\%U_e$ exp. [%]
TESTE PF	E95W5	533,1	557,5	4,6	7,8	58,1	57,4	1,2	3,1
	E90W10	555,7	588,4	5,9	8,2	62,6	60,0	4,4	3,4
	E80W20	565,3	574,3	1,6	8,7	57,6	56,5	2,0	3,6
	E70W30	607,0	593,9	2,2	9,9	59,5	57,5	3,4	4,2
	E60W40	633,7	654,4	3,3	11,7	60,0	61,0	1,7	5,0

O motivo dos dados de massa de ar Ar+H2O (exp, ou seja, do teste experimental), do teste PF, não aumentar linearmente com a adição de água é decorrente de uma combinação de fatores. Entre eles, o fato de que a carga imposta ao motor para os diferentes combustíveis não foi constante em todos os testes - apesar da carga do sistema de frenagem ter sido mantida constante em 25% da sua capacidade, houve ainda algum tipo de variação na potência de

frenagem, que pode ser atribuída a variações no comportamento dinâmico do sistema de frenagem com o tempo, como por exemplo, a variação do torque de frenagem com o tempo, característica apresentado no manual do sistema de frenagem. Outro fator é a variação de  $\lambda_{\text{médio}}$ , que não se manteve constante em todos os testes experimentais, que somada ao fato de que tanto para maiores cargas quanto para o aumento do conteúdo de água nos combustíveis, a abertura da borboleta tende a ser maior para propiciar admissão de mais ar por ciclo e manter a relação estequiométrica constante (para maiores quantidades de etanol sendo admitidas por ciclo). Além disso, o etanol quando utilizado em motores de injeção tipo PFI tem efeito direto na eficiência volumétrica do motor devido ao seu alto calor latente de vaporização [Breux, 2009]. Considerando a mistura etanol e água, a fração vaporizada durante a injeção tende a ter comportamentos diferentes para diferentes frações de etanol e água na mistura. Esse comportamento não foi diretamente estudado, apesar de ter sido modelado através da redução linear da fração vaporizada com o conteúdo de água na mistura, mas foi possível perceber pela simulação computacional que é de grande importância e influência no desempenho do motor e pode haver discrepância entre o modelo de vaporização e o fenômeno real.

Mesmo assim, todas as diferenças percentuais de vazão mássica de etanol por ciclo se mantiveram menores que 5%. Para as vazões mássicas de ar, a diferença percentual máxima foi de 5,9%. Esses dados indicam boa concordância da eficiência volumétrica calculada pelo software, através do método dos volumes finitos, e do procedimento experimental.

A Figura 7.5 apresenta o diagrama PxV com os dados simulados e medidos para o combustível E70W30. Como pode ser visto, há boa concordância em todas as faixas do diagrama, porém é difícil avaliar a concordância da área do *Pump Loop* (fases de exaustão e admissão, enquanto as válvulas estão abertas). Dessa maneira, se faz necessária a avaliação através de diagramas logP–logV, os quais maximizam as discrepâncias em todas as fases do ciclo e permitem melhor avaliação da concordância das pressões indicadas e simuladas. A Figura 7.6 apresenta o diagrama logP – logV das pressões medida e simulada no cilindro para o combustível E90W10. Como pode ser observado pela figura, há também boa concordância entre os dados dos ciclos de troca de gases, as pressões de admissão e exaustão são bastante coerentes. A pequena discrepância no final do ciclo de exaustão e início do ciclo de admissão pode ser atribuída, em parte, à menor sensibilidade do sensor de pressão em baixas pressões e

pequenos gradientes, e também ao método de obtenção e utilização do coeficiente de descarga da válvula de admissão (esse aspecto será discutido no decorrer da seção).

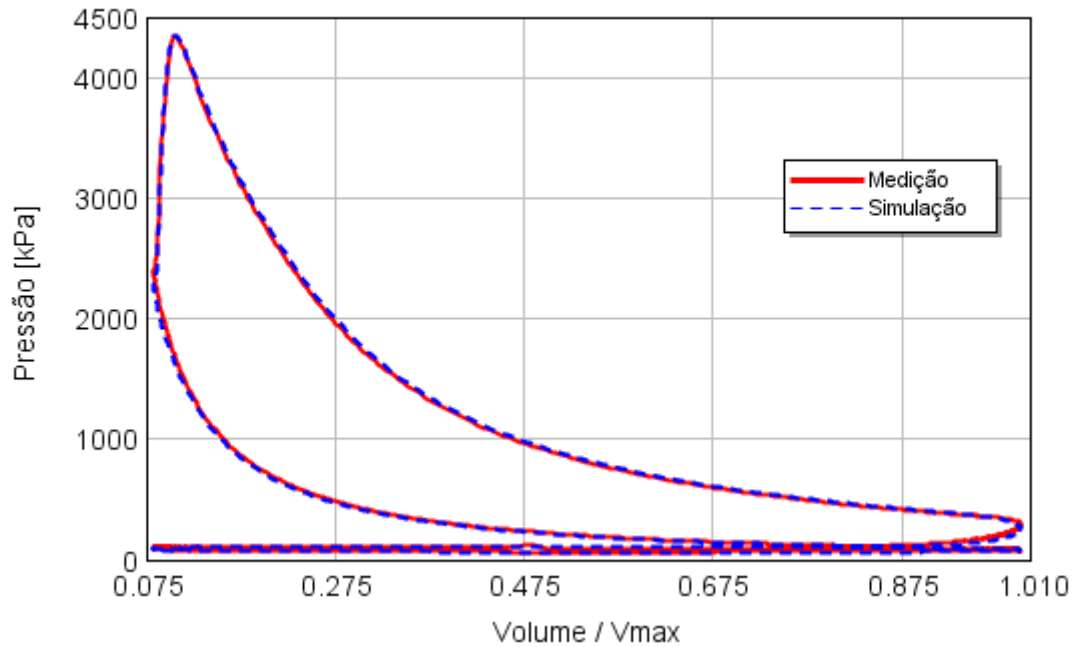


Figura 7.5 - Diagrama PxV - E70W30 PF

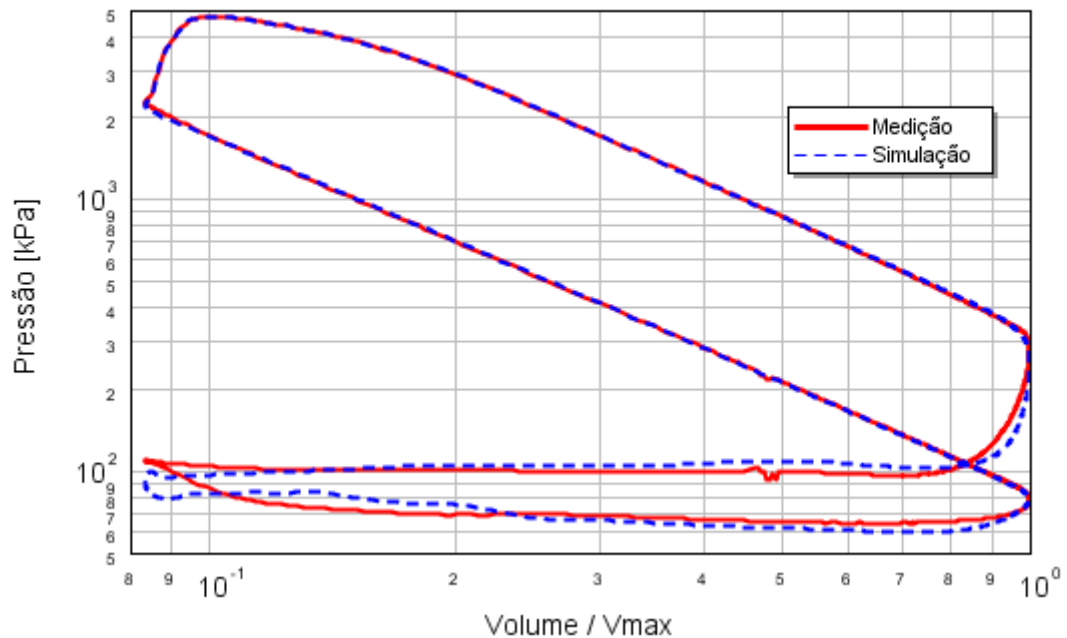


Figura 7.6 - Diagrama logP - logV - E90W10 PF



A Figura 7.7 apresenta o comportamento da pressão simulada comparada com a experimental em função de °CA, com ênfase na fase de combustão, para os combustíveis E95W5, E80W20 e E60W40.

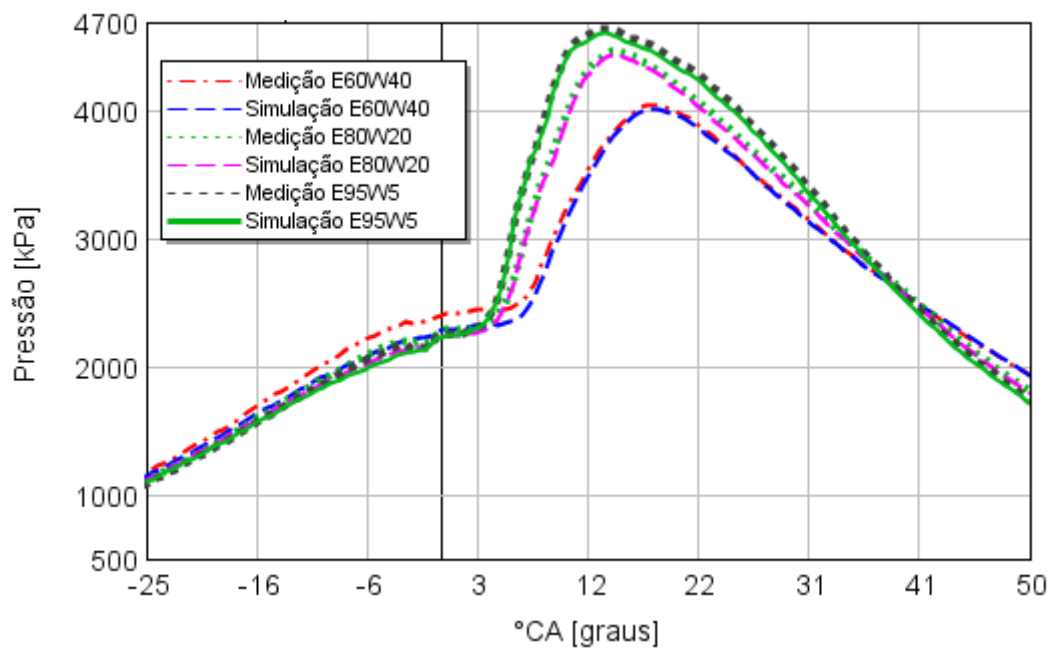


Figura 7.7 - Pressões instantâneas no cilindro - comparação entre casos PF

Percebe-se a boa concordância das fases de combustão em todas as curvas, apresentando tanto comportamento quanto valores atingidos bastante semelhantes. Há pequena discrepância nas curvas do final da fase de compressão com combustível E60W40. Essa discrepância poderia ser inicialmente atribuída à diferença entre as eficiências volumétricas da simulação e do procedimento experimental. Além disso, é importante ressaltar que o fenômeno de evaporação da água dentro do cilindro foi representado através de um modelo fenomenológico empírico, o qual foi ajustado arbitrariamente. Com o aumento do conteúdo de água no combustível as discrepâncias aumentam em maior escala, pois a fração volumétrica de vapor d'água no ar torna-se consideravelmente mais importante.

A Figura 7.8 apresenta a fração mássica acumulada de combustível queimado. Como apresentado na literatura [Harrington, 1982; Brewster et al., 2007], o aumento do conteúdo de água na mistura combustível reduz consideravelmente sua velocidade de queima. Como pode ser percebido, a combustão acontece em etapas bem distintas e bem visíveis. Primeiramente, de zero até aproximadamente 10% tem-se a fase inicial de desenvolvimento da chama.

Percebe-se a segunda fase de queima mais rápida de 10% a aproximadamente 50% de fração mássica queimada. Isto pode estar ligado às altas velocidades do escoamento dentro da pré-câmara de combustão, e durante a fase de propagação da chama da pré-câmara para a câmara principal. Uma terceira fase de queima mais lenta que se estende dos 50% até o final da combustão, ligada à queima do restante da carga situada na câmara de combustão principal. O ângulo onde ocorre a modificação da inclinação da reta que constitui a segunda fase de combustão ocorre próximo ao ângulo de pressão máxima do cilindro.

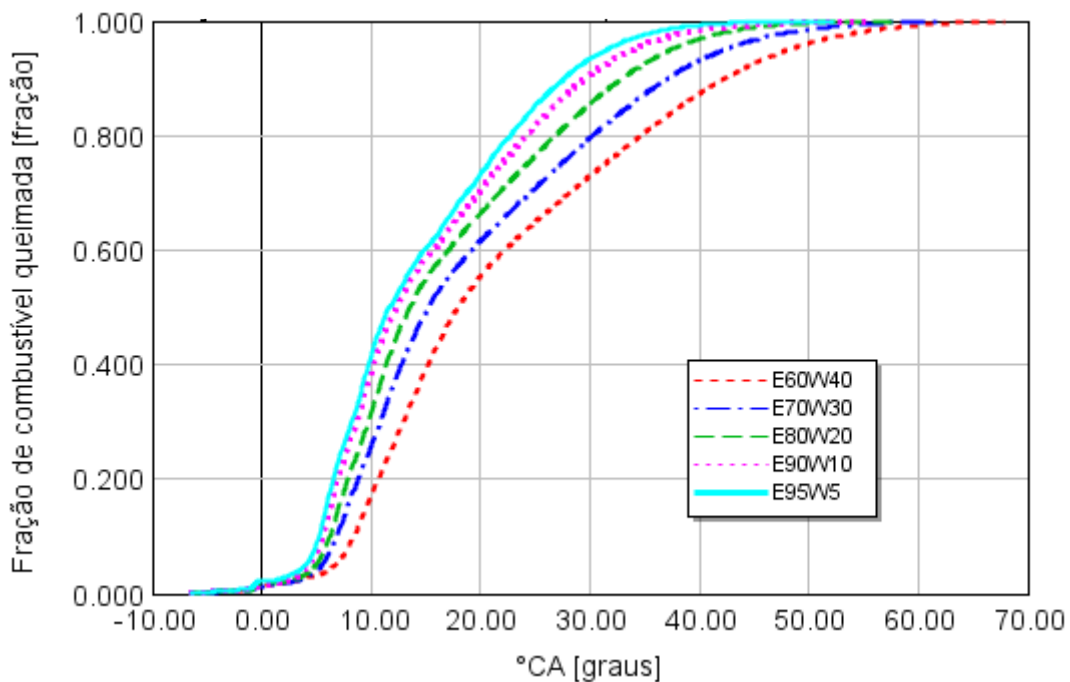


Figura 7.8 - Frações mássicas acumuladas de combustível queimado em função de °CA dos casos PF

### 7.2.2 Resultados da simulação do teste com avanço de ignição variável (MBT)

A Tabela 7.6 apresenta a comparação entre os dados das vazões mássicas provenientes do procedimento experimental e da simulação. Em geral, todas as simulações apresentaram boa concordância com os resultados experimentais, assim como demonstrado na análise do teste PF.

Deve-se salientar o aparecimento de um ruído de fonte desconhecida, o qual pode ser observado com maior detalhes através de análise do diagrama  $\log P$ – $\log V$ . Este ruído sempre

aparece na mesma posição angular em todos os gráficos e para todos os combustíveis, quando o sentido de movimentação do pistão é do BDC para o TDC. Ele pode ser notado com maior intensidade na fase de exaustão, porém, também está presente na fase de compressão. Dessa maneira, supõe-se que seja proveniente de algum evento mecânico do motor, descartando-se eventos de válvula (os quais acontecem fora do intervalo do ruído) e ruído devido à ignição.

Tabela 7.6 - Comparação entre dados de vazões mássicas por ciclo simuladas (GT-Power) e experimentais (exp) para os casos de testes MBT

		AR				Etanol			
		Ar (GT-Power) [mg]	Ar+H2O exp [mg]	Dif. Percent [%]	% $U_E$ exp. [%]	EtOH (GT-Power) [mg]	EtOHexp [mg]	Dif. Percent [%]	% $U_E$ exp. [%]
Teste MBT	<b>E95W5</b>	530,5	549,8	3,6	7,5	54,5	56,0	2,7	3,0
	<b>E90W10</b>	532,9	567,9	6,6	7,7	55,5	55,9	0,7	3,2
	<b>E80W20</b>	588,6	578,4	1,8	8,7	58,2	57,3	1,6	3,6
	<b>E70W30</b>	610,3	588,9	3,6	9,7	58,9	57,0	3,3	4,1
	<b>E60W40</b>	621,5	625,2	0,6	11,0	56,6	57,4	1,3	4,7

A inversão no comportamento de etanol injetado por ciclo para o combustível E60W40 para o caso simulado ocorreu porque quanto mais etanol era injetado, maior a ocorrência de discrepâncias nas pressões máximas dos ciclos experimental e calculado. Assim, a quantidade de etanol injetada teve de ser ajustada. Mesmo assim, apesar da inversão do comportamento, a diferença apresenta-se dentro da incerteza percentual de medição expandida.

A Figura 7.9 apresenta a comparação entre a simulação e medição da pressão do cilindro através de diagrama PxV para o combustível E80W20, com detalhe no fenômeno do ruído. A Figura 7.10 apresenta o diagrama logP–logV do combustível E60W40, comparando a simulação e medição.

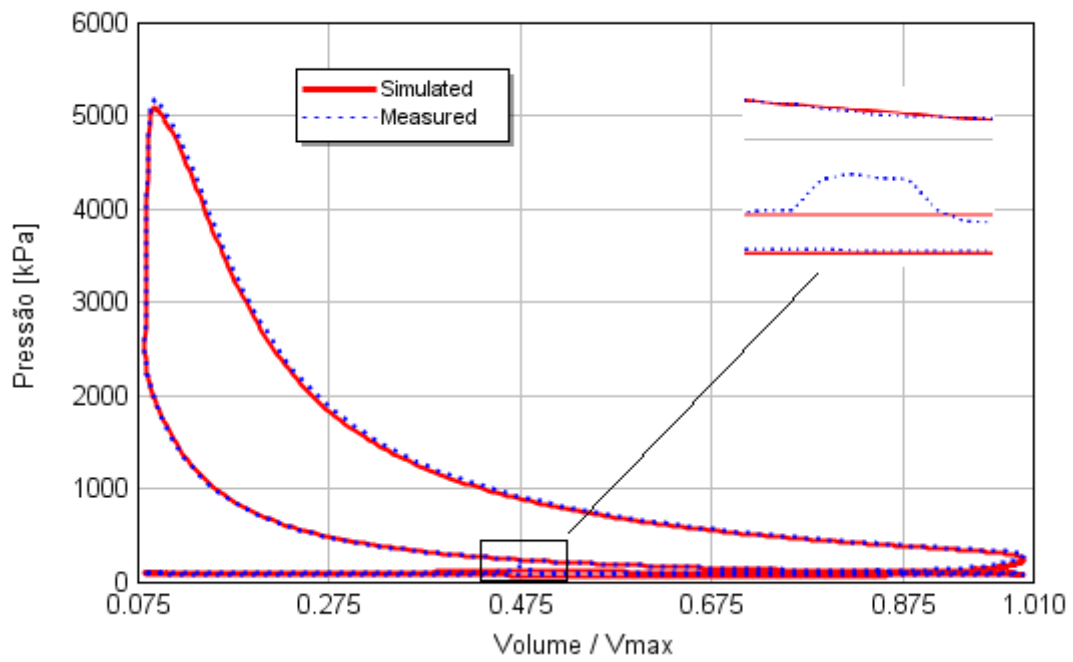


Figura 7.9 - Diagrama PxV - E80W20 MBT; Detalhe para ruído de fonte desconhecida

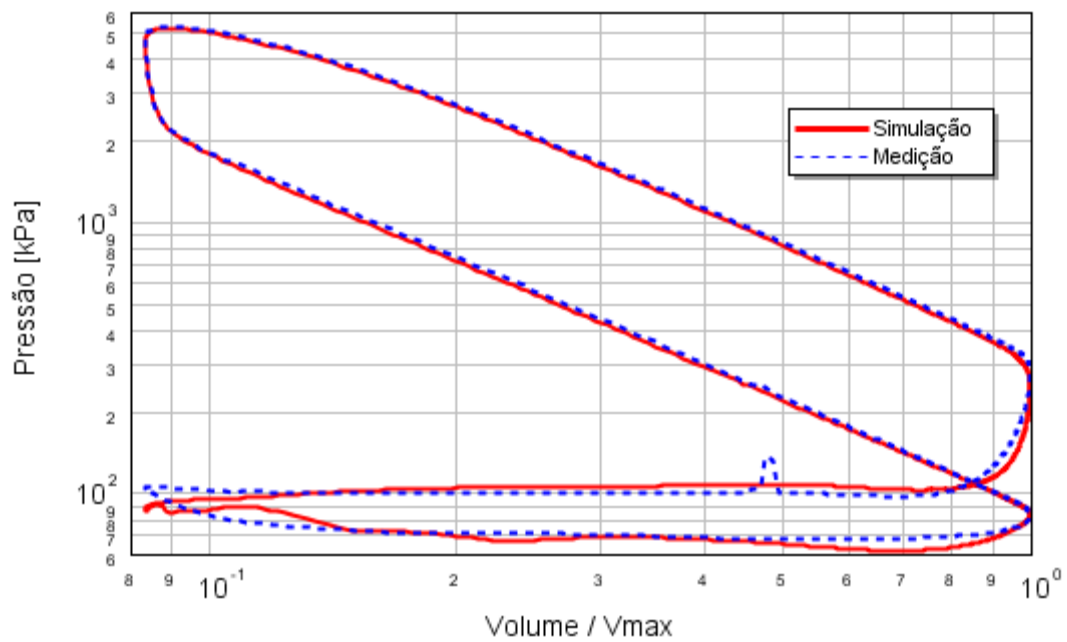


Figura 7.10 - Diagrama LogP - LogV - E60W40 MBT; Comparação simulação e experimental

Percebe-se em todos os diagramas  $\log P$ – $\log V$  apresentados que existe uma certa diferença entre as curvas simuladas e medidas nas fases iniciais de exaustão e admissão – quando as válvulas estão abrindo e o pistão invertendo o sentido de movimentação. Essa discrepância está associada ao coeficiente de descarga da válvula informado ao software. Primeiramente, a obtenção experimental do coeficiente de descarga foi realizada em diferentes *lifts* para apenas um diferencial de pressão de 2,491 kPa (10” de coluna d’água) devido às limitações no equipamento de medição (bancada de fluxo) disponível. Sabe-se que o coeficiente de descarga varia de acordo com o diferencial de pressão e, para melhores resultados, o coeficiente de descarga deveria ser informado tanto em função do *lift* quanto de diferenças de pressões de teste. Outro motivo são as discrepâncias geradas pelas incertezas de medição da bancada de vazão, que não declara o fator de abrangência nem o nível de confiança da calibração dos orifícios.

A Figura 7.10 apresenta as frações mássicas acumuladas de combustível queimado em função de °CA. As curvas seguem o mesmo comportamento já apresentado para os casos PF, com a diferença de que com o aumento do avanço de ignição, as taxas de queima (dadas pelas derivadas das curvas) são reduzidas para maiores conteúdos de água.

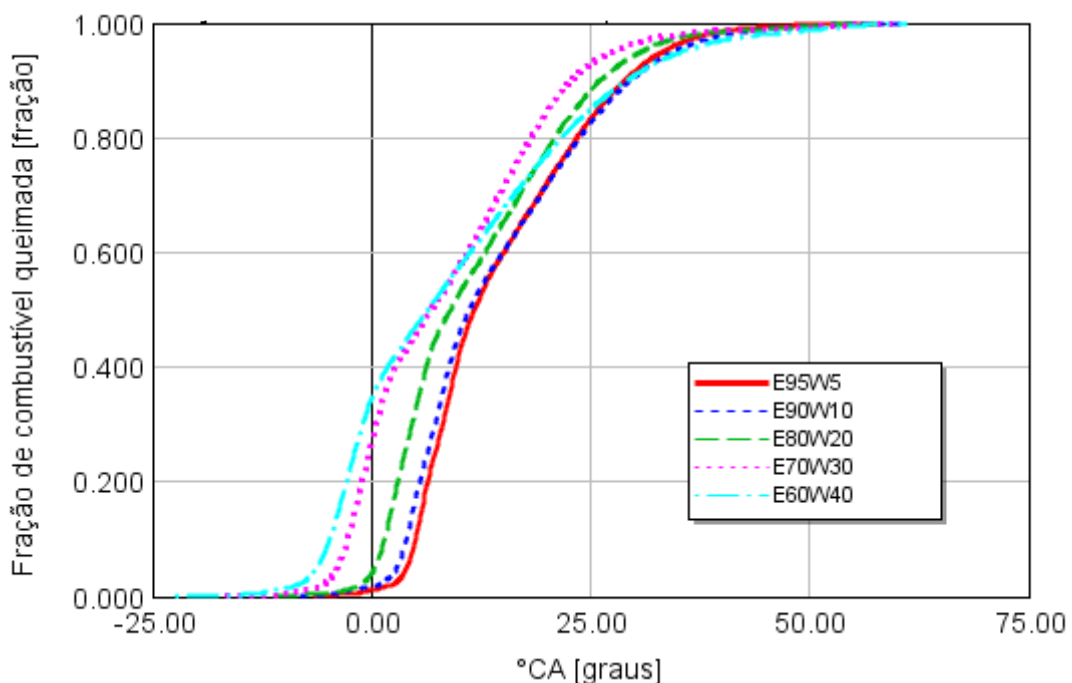


Figura 7.11 - Frações mássicas acumuladas de combustível queimado em função de °CA dos casos MBT

### 7.2.3 Comparação dos resultados dos testes PF e MBT

A mudança nos perfis de pressão para um mesmo combustível, com diferentes avanços de ignição, fica evidente na comparação apresentada pela Figura 7.12. Com o avanço de ignição em direção ao MBT, tem-se o pico de pressão mais próximo ao TDC, como apresentado pela Figura 7.13 (a) e (b)

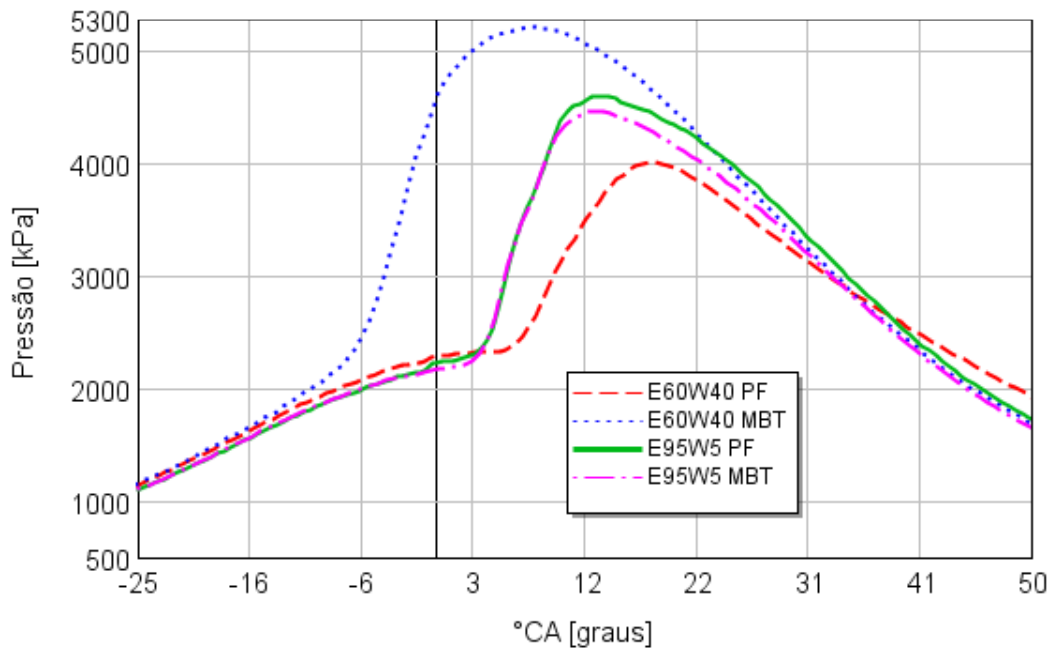


Figura 7.12 - Pressão instantânea em função de °CA;  
Comparação de diferentes avanços de ignição.

O motivo de valores tão extremos para os casos E60W40 MBT e PF podem ser atribuídos diretamente aos avanços de ignição. Em decorrência de ponto de ignição bem avançado (MBT), há maiores aumentos de temperatura e pressão na fase inicial da combustão, o que gera maiores taxas de queima nessa fase, aumentando cada vez mais a temperatura e pressão até o pico de pressão, que ocorre próximo ao início da terceira fase de queima. Nesse ponto, devido ao elevado conteúdo de água, e à grande superfície da câmara de *swirl*, a perda de calor para as paredes é consideravelmente grande, e assim, as taxas de queima são bastante reduzidas. Isso também leva à queda do pico de pressão com maiores gradientes que no caso do PF. No caso PF, o avanço de ignição está muito longe do MBT, e a fase inicial de queima ocorre tardiamente, fazendo com que o pico de pressão ocorra distante do TDC. Assim, a

pressão máxima desse teste é bem menor que a do teste MBT e as etapas de queima tendem a ser mais longas e apresentarem taxas de queima menores, como será discutido mais à frente. Esse comportamento diferente entre os casos MBT e PF aumentam com o conteúdo de água e com o avanço de ignição, como pode ser visto pelo comportamento do pico de pressão apresentado pela Figura 7.13 (a) e (b).

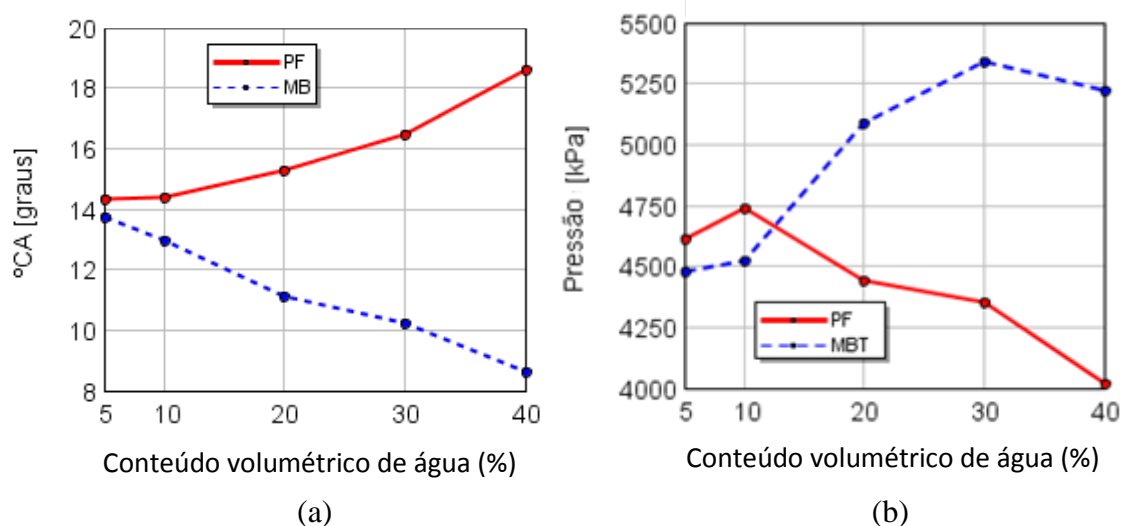


Figura 7.13 - (a) °CA do Pico de pressão em função do conteúdo de água na mistura; (b) Pressão máxima no cilindro em função do conteúdo de água na mistura.

Com o avanço do pico de pressão em direção ao MBT, o motor tende a ser mais eficiente, porém, assim como nos motores comerciais o avanço de ignição pode estar limitado pela ocorrência de detonação, que causa danos ao motor. Assim, o avanço de ignição do motor para os testes MBT foi limitado por ruídos de combustão e/ou detonação, para casos onde o combustível apresentava menores conteúdos de água. Com a adição de água no combustível, o funcionamento estável do motor foi alcançado para maiores avanços de ignição, e o pico de pressão se aproximou cada vez mais do ponto morto superior. Deve-se ressaltar que no caso PF, a pressão máxima no cilindro para o combustível E90W10 foi maior do que no caso E95W5 devido à carga relativamente maior com a qual o motor trabalhou, devido a limitações do controle do sistema de frenagem, que não permitiu aplicação de potência de frenagem constante.

A temperatura máxima dos gases na zona queimada tende a se manter no mesmo patamar para diferentes avanços de ignição e um mesmo combustível, assim como apresentado pela Figura 7.14. A temperatura máxima dos gases na da zona não-queimada

aumenta com o avanço do ponto de ignição em direção ao MBT, para uma mesma mistura de combustíveis. A redução da temperatura da zona dos gases não-queimados com o aumento do conteúdo de água na mistura combustível demonstra maior resistência à detonação, como já apresentado por Harrington, 1982, e Christensen e Johansson, 1999. Esses efeitos podem ser visualizados pela Figura 7.15 (a) e (b). O aumento da resistência à detonação propiciada à mistura devido à adição de água abre oportunidades de utilização de maiores relações de compressão com conseqüente aumento da eficiência térmica do motor.

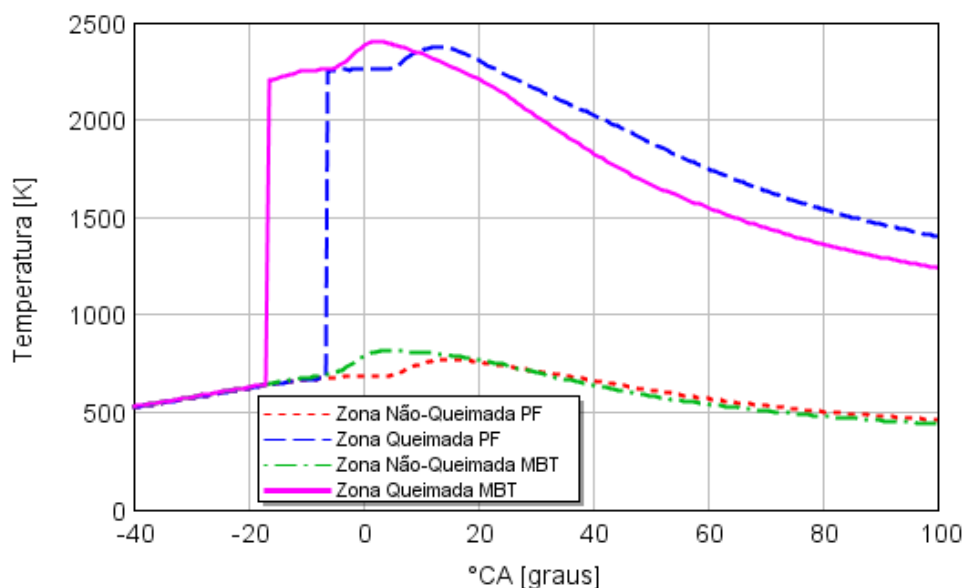


Figura 7.14 - Comparação entre as temperaturas das zonas queimada e não-queimada do combustível E70W30 para os casos PF e MB

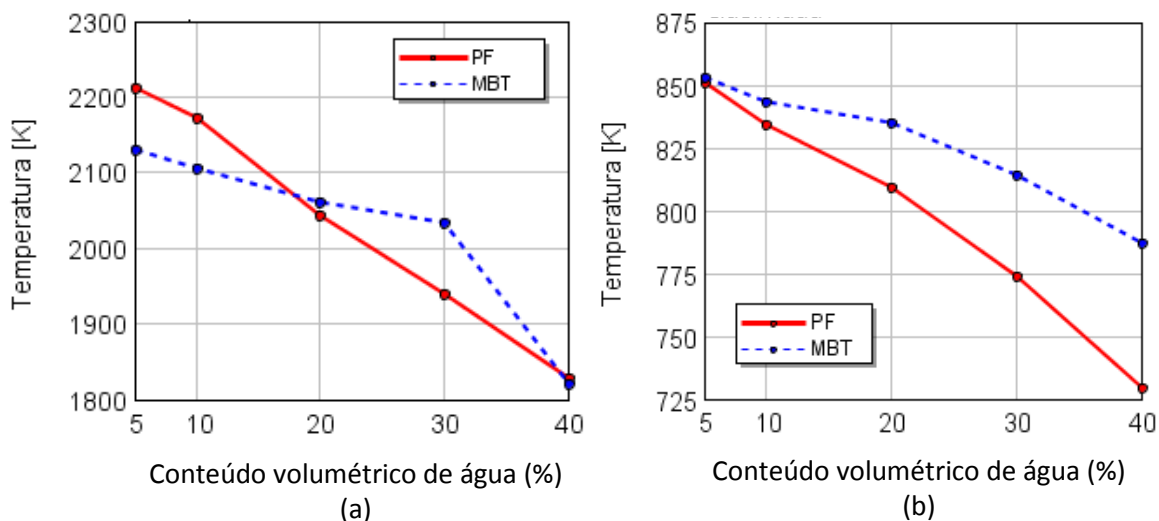


Figura 7.15 - (a) Temperatura máxima da carga do cilindro; (b) temperatura máxima da zona de gases não-queimados do cilindro



Em relação à taxa de liberação de calor, apresentadas pelas Figura 7.16 e Figura 7.17, pode-se perceber que existem duas zonas bem características. A primeira, com picos mais altos de liberação de calor, é referente à propagação de chama dentro da pré-câmara. Esta, devido ao tipo de câmara (*swirl-chamber*) acelera a combustão mediante a produção de altos níveis de turbulência, temperatura e elevada homogeneização da mistura, quando esta é comprimida a partir do cilindro para a pré-câmara. Após o consumo da carga fresca na pré-câmara, a frente de chama se propaga para a câmara principal. Esta, no entanto, possui alta razão superfície/volume, o que ocasiona grande perda de calor para as paredes do cilindro, cabeçote e pistão, contribuindo para uma menor taxa de liberação de calor (combustão lenta), que se evidencia pela segunda zona, praticamente plana, de menores valores de taxa de liberação de calor. Quando a quantidade de água é aumentada, no entanto, os picos de pressão diminuem, devido ao maior calor específico da carga, sendo seguidos por uma larga zona de combustão na câmara principal, com taxas de liberação de calor ainda menores (Figura 7.17). Para todos os combustíveis o comportamento apresentado foi o mesmo.

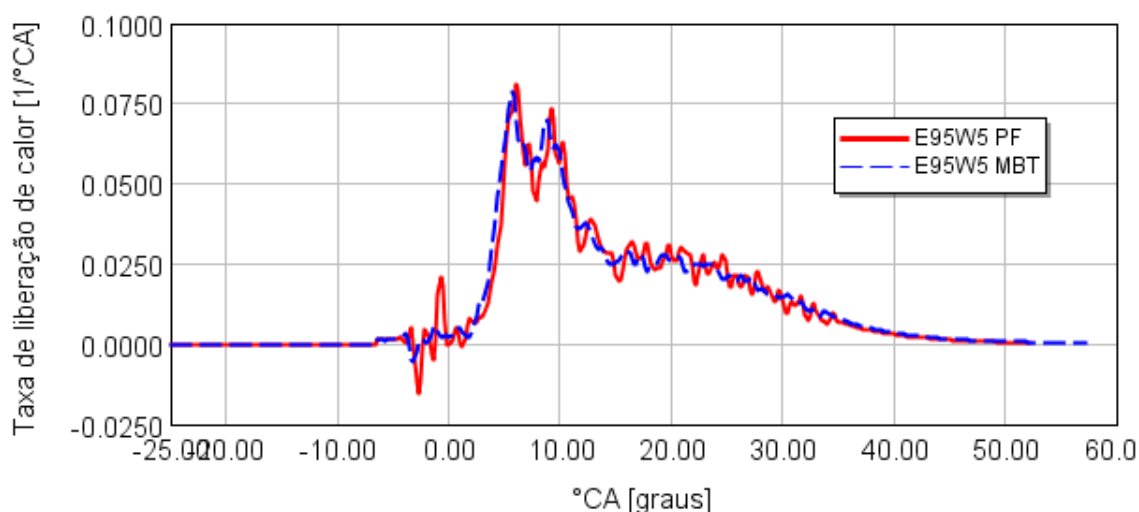


Figura 7.16 - Taxas de liberação de calor (normalizadas pela energia total do combustível) para o combustível E95W5 casos PF e MBT

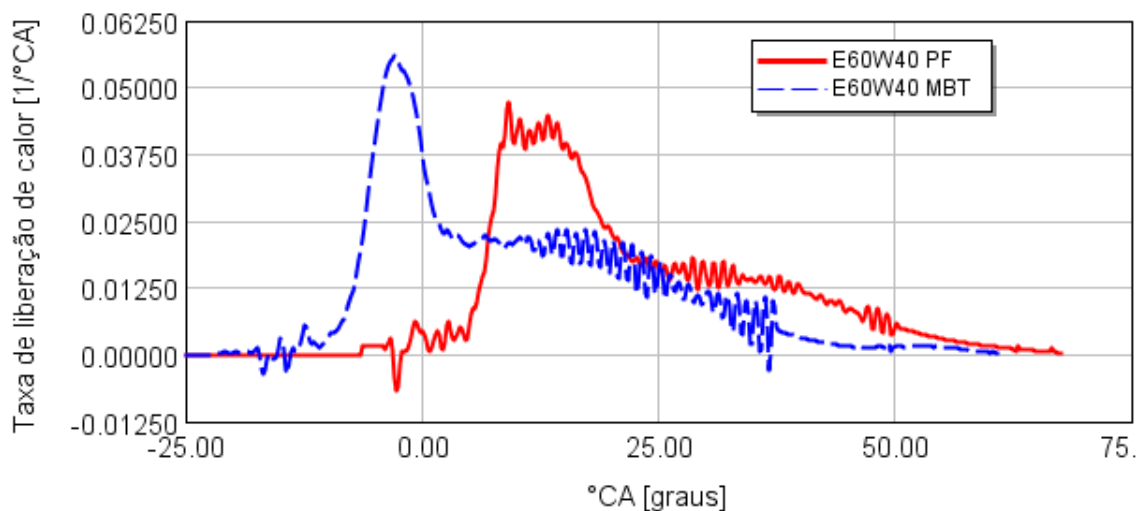


Figura 7.17 -Taxas de liberação de calor (normalizadas pela energia total do combustível) para o combustível E60W40 casos PF e MBT

Percebe-se pela Figura 7.16 que apesar da pequena diferença na carga imposta ao motor e devido a outros parâmetros de funcionamento, o comportamento da taxa de liberação de calor aparente para o E95W5 foi o mesmo, apresentando inclusive dois patamares durante a fase de combustão envolvendo a pré-câmara e propagação inicial pela câmara de combustão. A Figura 7.18 apresenta a fração acumulada de combustível queimado para os combustíveis E95W5 e E60W40 para os casos MBT e PF, e demonstra que apesar da certa diferença pontual da taxa de liberação de calor aparente apresentada na Figura 7.16, a fração acumulada de combustível queimado é muito semelhante. A Figura 7.17 demonstra que com o aumento do avanço de ignição, a etapa de queima da carga na pré-câmara de combustão e propagação inicial da chama pela câmara principal passa a ocorrer mais rapidamente, e envolve maiores gradientes de taxas de liberação de calor. Na etapa final da queima do combustível na câmara de combustão ocorre a maior taxa para o caso MBT, porém há mais combustível a ser queimado e, conseqüentemente, o intervalo angular para queima completa da carga acaba sendo praticamente o mesmo, como pode ser observado na Figura 7.19.

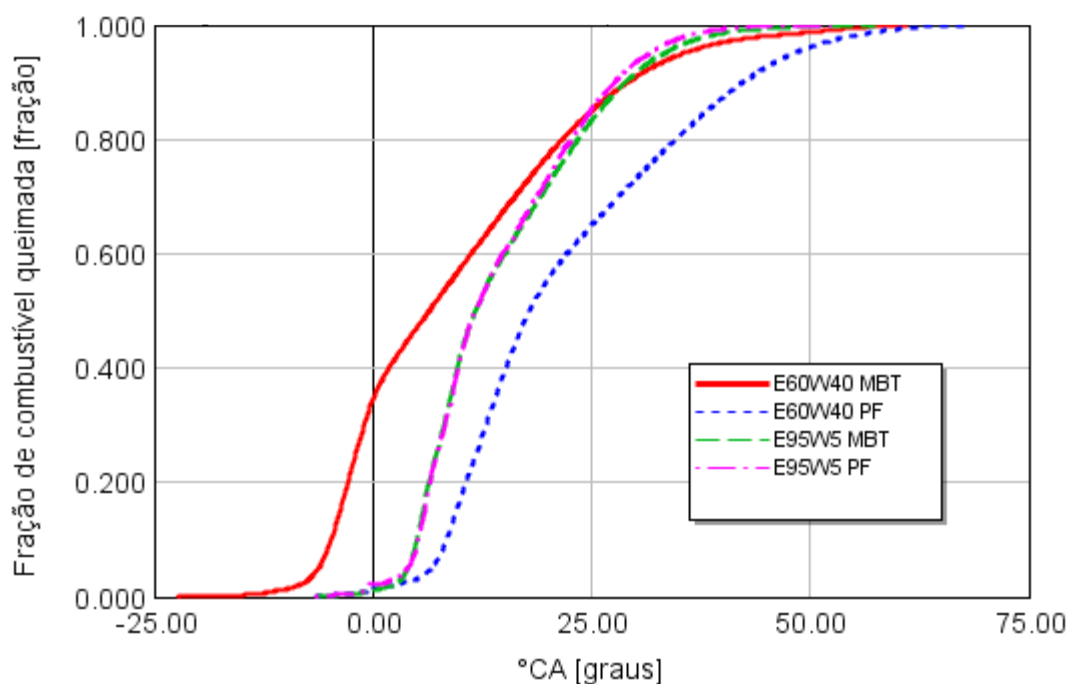


Figura 7.18 - Fração acumulada de combustível queimado (comparação entre casos PF e MBT)

A Figura 7.19 (a) ainda demonstra que o avanço de ignição propicia que a duração de combustão mantenha-se em um mesmo patamar para as diferentes misturas de etanol e água - ao redor de 25 °CA para a combustão de 10-90% da carga (excluindo o combustível E60W40). Isto já não ocorre nos casos PF, onde a duração de combustão aumenta linearmente. A duração da fase inicial de combustão (0-10% da fração mássica queimada) aumenta com o aumento do conteúdo de água, sendo afetada principalmente pelo atraso do início de combustão (atraso de combustão ou *ignition delay*). Este comportamento está demonstrado na Figura 7.20 (a), que leva a um pequeno aumento na duração de combustão 0-90% apresentada pela Figura 7.19 (b) Isto está de acordo com a maior duração da fase inicial de combustão devido ao aumento do conteúdo de água apresentada por Brewster et al., 2007. A Figura 7.20 (b) apresenta o ângulo referente à queima de 50% da carga do cilindro. Em geral, o ângulo de 50% de massa queimada ocorre na zona de transição da segunda etapa da combustão (combustão da carga da pré-câmara e propagação inicial da chama na câmara principal) para a terceira etapa da combustão (queima do restante da carga do cilindro).

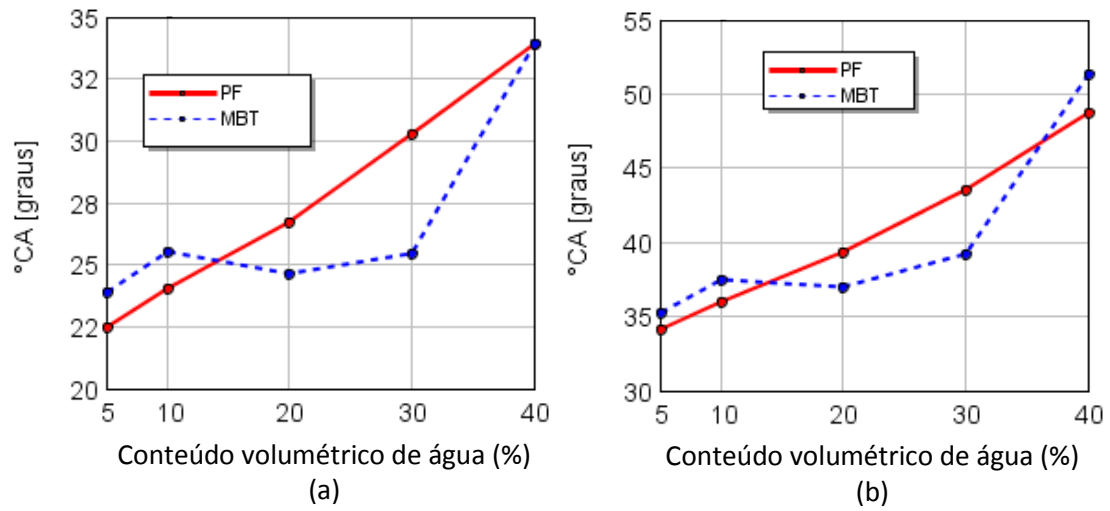


Figura 7.19 - Durações de combustão: (a) 10-90% da carga; (b) 0-90% da carga

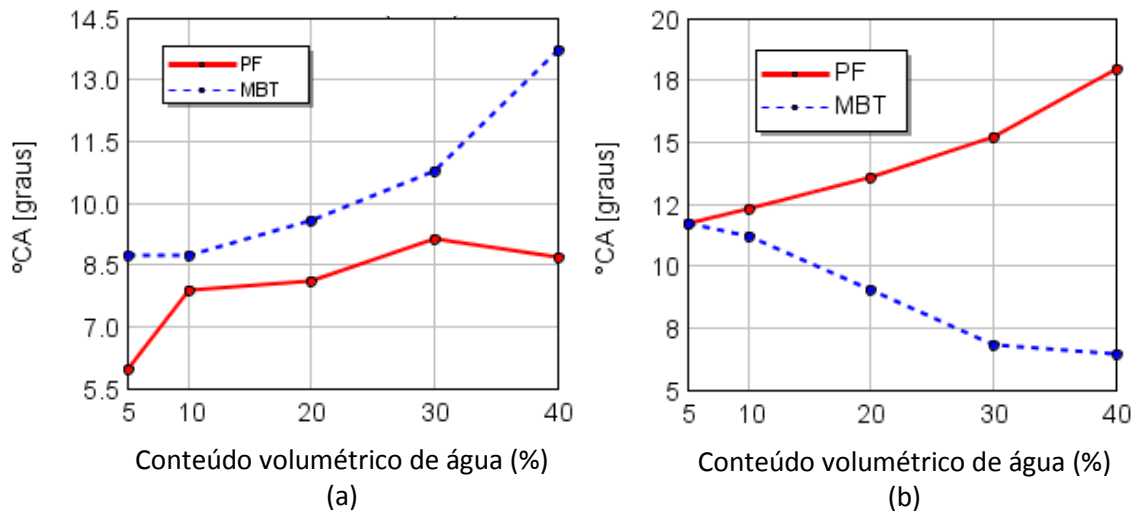


Figura 7.20 - (a) Intervalo °CA ocorrido para queima de 0-2% da carga; (b) CA° referente à 2% da carga queimada.

## 8 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE CONTINUIDADE

### 8.1 Conclusões

O presente trabalho analisou o desempenho de um motor ciclo Otto operando com etanol hidratado, em diferentes graus de hidratação, através de procedimentos experimentais e simulação computacional. Para a realização do estudo, utilizou-se um motor inicialmente ciclo Diesel, com pré-câmara turbulenta ou *swirl chamber*, que foi modificado para operação em ciclo Otto.

A bibliografia relativa a motores de combustão interna utilizando combustíveis hidratados ou com adição de água é razoavelmente grande. No entanto, ao restringir o tema a motores de ignição por centelha, com etanol a alto grau de hidratação, poucos estudos são encontrados, demonstrando que essa classe de combustível utilizada com tal sistema de combustão ainda carece de estudos.

Especialmente para a realização do procedimento experimental apresentado nesse trabalho, um dinamômetro de correntes parasitas foi montado. Algumas dificuldades foram encontradas no decorrer dos testes devido ao dinamômetro não possuir controle de velocidade ou torque, sendo a potência de frenagem controlada manualmente. Dessa maneira, não foi possível obter o mesmo valor de potência de frenagem para todos os ensaios. Porém, os valores obtidos foram satisfatórios e possibilitaram a realização do trabalho.

A instrumentação do motor também foi montada especificamente para o motor em questão. Vale ressaltar que o método utilizado para referenciamento angular, e definição dos ciclos, através de roda dentada de 360 dentes e sensor de relutância variável necessita de certo nível de processamento de dados, dessa forma impossibilitando o processamento instantâneo dos dados indicados. Utilizando-se de pós-processamento através de programação em Matlab, foi possível obter os dados para alimentar a simulação computacional.

Nesse trabalho, foi utilizado o pacote comercial GT-Suite, com a aplicação GT-Power específica para avaliação de desempenho de motores de combustão interna. A partir da utilização de diagrama de blocos para a construção do modelo computacional, o software utiliza do método dos volumes finitos, em apenas uma dimensão, para resolver o escoamento médio através dos principais sistemas de trocas de gases do motor - sistema de admissão, exaustão, e cilindro - e aplica modelos empíricos para os diferentes fenômenos envolvidos no

processo. Utilizou-se do método de análise de combustão TPA para determinação das taxas de liberação de calor nos diferentes testes experimentais efetuados, e assim realizar uma análise completa do fenômeno de combustão.

As principais conclusões quanto à utilização de etanol hidratado em diferentes graus de hidratação são as seguintes:

- É possível alcançar funcionamento estável do motor objeto de estudo, em cargas parciais, operando com etanol hidratado com até 40% de conteúdo volumétrico de água;
- As incertezas de medição dos testes experimentais estão dentro de limites aceitáveis e demonstram que o método utilizado para aquisição de dados, apesar de suas limitações, pode ser utilizado para estudos de engenharia;
- A solução apresentada pelo estudo de refinamento de malha apresentou a melhor relação de malha espacial e temporal a ser utilizada para otimizar o tempo de simulação;
- O aumento do conteúdo volumétrico de água levou ao aumento de eficiência do motor até o limite de 30% de água. O maior conteúdo de água (40%) da mistura combustível E60W40 leva à redução de eficiência;
- O avanço do ponto de ignição em direção ao MBT leva ao aumento de eficiência do motor. Porém, em geral, gera maiores gradientes de pressão dentro da câmara de combustão, podendo causar detonação;
- A taxa de liberação de calor é largamente influenciada pela geometria da combustão do motor em estudo, apresentando patamares bem definidos quanto ao deslocamento da frente de chama dentro da câmara de combustão;
- O aumento do conteúdo de água reduz a amplitude máxima da taxa de liberação de calor pela redução da velocidade de combustão, gerando maiores durações de combustão;
- Por outro lado, o aumento do conteúdo de água leva à redução da temperatura dos gases da zona não-queimada, possibilitando maiores avanços de ignição sem a ocorrência de detonação;

Deve-se ainda salientar que utilização do etanol ao invés de combustíveis fósseis vem a reduzir os impactos ambientais devido à emissão de gases de efeito estufa e fornece mais

alternativas para o manejo das fontes energéticas disponíveis. Utilizando etanol com maiores índices de hidratação há redução da energia consumida durante as etapas de produção do combustível que, somada ao aumento de eficiência durante a sua utilização em motores de combustão interna, aumenta ainda mais o ganho energético no final do seu ciclo de vida.

Por fim, a utilização de etanol hidratado em alto grau pode ser uma alternativa viável para a redução do custo de geração de energia em motores de combustão interna, ciclo Otto, naturalmente aspirados (como o motor utilizado no trabalho). Porém, a utilização desse combustível com outras técnicas aplicadas em motores de combustão interna, as quais são viabilizadas pelas características da combustão resultante do alto teor de água, pode trazer ainda benefícios maiores em aumento de eficiência. Pode-se citar a oportunidade de utilização de altas relações de compressão com misturas relativamente pobres e utilização de turbo-compressores com pressões elevadas (em relação às pressões convencionais utilizadas em motores ciclo Otto) sem ocorrência de detonação, e utilização de trocadores de calor no sistema de escapamento para reutilizar uma parte da energia que seria perdida. Utilizando essas estratégias e outras provenientes de conceitos de *downsizing* no projeto de novos motores para operação com etanol com alto percentual de hidratação resultará em motores ciclo Otto de maior eficiência que os atuais.

## 8.2 Sugestões de Continuidade

### 8.2.1 Quanto ao procedimento experimental

- Modificar o sistema de referenciamento angular através de roda dentada e sensor de relutância variável por *encoder* angular;
- Desenvolver um sistema de controle de frenagem para o dinamômetro que permita a manutenção de determinada carga ou rotação;
- Desenvolver rotina em programa de aquisição de dados para processamento e visualização dos valores indicados em tempo real;
- Realizar testes em plena carga;
- Realizar testes em diferentes rotações;
- Modificar o posicionamento da vela de ignição na pré-câmara;
- Utilizar maiores relações de compressão;

- Realizar análise de emissões;
- Realizar estudo de desgaste do motor.

### 8.2.2 Quanto à simulação computacional

- Validar o método com os sistemas de admissão e exaustão completos;
- Inserir e calibrar um modelo de combustão preditiva;
- Otimizar o comando de válvulas;
- Otimizar o sistema de admissão;
- Realizar estudo de combustão em CFD tridimensional acoplado com sistemas de admissão e exaustão modelados no GT-Power.



## 9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AVL. **AVL Boost User Guide 2010.01**. Ed. 03/2011. AVL List GmbH, 2011a.

AVL. **AVL Pressure Sensor for combustion analysis - Product Catalog**. Ed. 2011, 2011b. Disponível em: < [https://www.avl.com/c/document\\_library/get\\_file?uuid=5c7f1865-39d4-47f6-86c8-e98fd55e28e8&groupId=10138](https://www.avl.com/c/document_library/get_file?uuid=5c7f1865-39d4-47f6-86c8-e98fd55e28e8&groupId=10138)> Acesso em março de 2013.

Beyerlein, S.; McIlroy, D.; Blackketter, D.; Steciak, J.; Clarke, E.; Morton, A. **Homogeneous Charge Combustion of Aqueous Ethanol**. Report N01-09, U.S. Department of Transportation, 2001.

Blair, G. P. **Design and Simulation of Four-Stroke Engines**. 1st Ed., SAE International, 1999.

Breaux, B. **The effect of elevated water content on ethanol combustion**. Tese de mestrado, Louisiana State University, 2009.

Brewster, S.; Railton, D.; Maisey, M.; Frew, R. **The effect of E100 water content on high load performance of a spray guide direct injection boosted engine**. SAE Paper 2007-01-2648, 2007.

BOSCH. **Manual sonda lambda Bosch LSU 4.2**. 2010.

Bronzatti, F. L.; Iarozinski Neto, A. **Matrizes Energéticas no Brasil: Cenário 2010-2030**. ENEGEP, 2008.

Chen, S. K.; Flynn, P. F. **Development of a single cylinder compression ignition research engine**. SAE Paper 650733, 1965.

Christensen, M.; Johansson, B. **Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection**. SAE Paper 1999-01-0182, 1999.

Cordon, D.; Clarke, E.; Beyerlein, S.; Steciak, J.; Cherry, M. **Catalytic Igniter to Support Combustion of Ethanol-Water/Air Mixtures in Internal Combustion Engines.** SAE Fuels and Lubricants Meeting, Paper 02FFL-46, 2002.

Dryer, F. L. **Water Addition to Practical Combustion Systems - Concepts and Applications.** Symposium (International) on Combustion, V. 16, Issue 1, pp. 279-295, 1977.

Eisazadeh-Far, K.; Moghaddas, A.; Al-Mulkib, J.; Metghalchia, H. **Laminar burning speeds of ethanol/air/diluent mixtures.** Proceedings of the Combustion Institute. v. 33, Issue 1, pp. 1021-1027, 2011.

Ferziger, J. H.; Peric, M. **Computational Methods fo Fluid Dynamics,** Spring, Nova York, 2002.

Foteinis, S.; Kouloumpis, V.; Tsoutsos, T. **Life cycle analysis for bioethanol production from sugar beet crops in Greece.** Energy Policy, v. 39, p. 4834-4841, 2011.

FuelTech, **Manual de Instalação e Operação – FT400.** V. 1,5, Porto Alegre, 2013.

Gamma Technologies. **GT-Suite - Engine Performance Application Manual.** V. 7,3, 2012.

Gamma Technologies. **GT-Suite- Flow Theory Manual.** V. 7,3, 2012.

Greeves, G.; Khan, I. M.; Onion, G. **Effects of water introduction on diesel engine combustion and emissions.** Symposium (International) on Combustion, V. 16, Issue 1, pp. 321-336, 1977.

Guibet, J-C.; Faure-Birchem, E. **Fuels and Engines- Technology Energy Environment.** M&F Academic Book Services, v. 1, Paris, 1999.

Harrington, J. A. **Water Addition to Gasoline - Effect on Combustion, Emissions, Performance, and Knock**. SAE Paper 820314, 1982.

Heywood J.B. **Internal combustion engine fundamentals**. 1st ed. McGraw-Hill, Nova York, 1988.

Jeuland, N.; Montagne, X.; Gautrot, X. **Potentiality of ethanol as a fuel for dedicated engine**. Oil & Gas Science and Technology. v. 59, n° 6, pp. 559-570, 2004.

Kaneko, N.; Ando, H.; Ogawa, H.; Miyamoto, N. **Expansion of the operating Cycle Range with In-Cylinder Water Injection in a Premixed Charge Compression Ignition Engine**. SAE Paper 2002-01-1743, 2002.

Koda, S.; Oda, K.; Hirano, M.; Hirano, T.; Akita, K. **Burning characteristics of methanol-water-air mixtures in constant volume combustion vessel**. Combustion and Flame, v. 46, p. 17-28, 1982.

Ladisch, M. R.; Dyck, K. **Dehydration of Ethanol: New Approach Gives Positive Energy Balance**. Science, v. 205, p. 878-900, 1979.

Lancaster, D. R.; Krieger, R. B.; Lienesch, J. H. **Measurement and analysis of engine pressure data**. SAE Paper 750026, 1975.

Lenz, H. P. **Mixture formation in spark-ignition engines**. Springer-Verlag/Wien. SAE. Nova York, 1992.

Link, W. **Metrologia Mecânica - Expressão da Incerteza de Medição**. 2<sup>a</sup> Ed, Editora Mitutoyo Sul Americana, 1997.

Lintec. **Motores Refrigerados a Ar – Folheto**. Caxias do Sul, 2012. Disponível em <[http://www.lintecmotores.com.br/www/site/index.php?view=download&download\\_produto=1&id=29](http://www.lintecmotores.com.br/www/site/index.php?view=download&download_produto=1&id=29)> Acesso em março de 2013.

Mack, J. H.; Aceves, S. M.; Dibble, R. W. **Demonstrating direct use of wet ethanol in a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine.** *Energy*, v. 34, p. 782–787, 2009.

MacLean, H. L.; Lave, L. B. **Evaluating automobile fuel/propulsion system technologies.** *Progress in Energy and Combustion Science*. v. 29, pp. 1-69, 2003.

Martinez-Frias, J.; Aceves, S. M.; Flowers, D. L. **Improving Ethanol Life Cycle Energy Efficiency by Direct Utilization of Wet Ethanol in HCCI Engines.** *Transactions of ASME*, v. 129, p. 332-337, 2007.

Mazas, A. N.; Fiorina, B.; Lacoste, D. A.; Schuller, T. **Effects of water vapor addition on the laminar burning velocity of oxygen-enriched methane flames.** *Combustion and Flames*, v. 48, p. 2428-2440, 2011.

Melo, T. C. C.; Machado, G. B.; Paiva, C. E. F.; Brito, M. F. M. **Procedure for uncertainty of measurement determination of spark ignition engine emission tests.** SAE Paper 2012360488, 2012.

Melton Jr., R. B.; Lestz, S. J.; Quillian Jr., R. D. **Direct Water Injection Cooling for Military Engines and Effects on the Diesel Cycle.** *Symposium (International) on Combustion*, v. 15, issue 1, pp. 1389-1399, 1975.

Metghalchi, M.; Keck, J. C. **Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane, and Indolene at High Pressures and Temperatures.** *Combustion and Flame*, v. 48, pp. 191-210, 1982.

Miller, D. S. **Internal Flow Systems.** BHR Group Limited, 2<sup>nd</sup> Ed., 1990.

Olikagara, C.; Borman, G. L. **A computer program for calculating proprieties of equilibrium combustion products with some applications to I.C. engines.** SAE Paper 750468, 1975.

Parag, S.; Raghavan, V. **Experimental investigation of burning rates of pure ethanol and ethanol blended fuels**. *Combustion and Flame*, v. 156, pp. 997-1005, 2009.

Pana, C.; Negurescu, N.; Popa, M. G.; Cernat, Al.; Soare, D. **Aspects of the use of ethanol in spark ignition engine**. SAE Paper 2007012040, 2007.

Patankar, S.V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**, Hemisphere, Washington, USA, 1980.

Psichinger, R. **Engine Indicating User Handbook**. AVL List GmbH, Austria, 2012.

Salla, A. D.; Furlanetto, B. P. F.; Cabello, C.; Kantach, D. R. A. **Energy Evaluation of the Etanol Production Using as raw-material the Sugar Cane**. *Ciência Rural*, v. 39, p. 0103 – 8478, 2009.

Saxena, S.; Schneider, S. Aceves, S. Dibble, R. **Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels**. *Applied Energy*, v. 98, pp. 448-457, 2012.

Seabra, J. E. A.; Tao, L.; Chum, H. L.; Macedo, I. C. **A techno-economic evaluation of the effects of centralized cellulosic ethanol and co-products refinery options with sugarcane mill clustering**. *Biomass and Bioenergy*, v. 34, p. 1065–1078, 2010.

Stone, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**. Society of Automotive Engineers Inc., 3<sup>a</sup> ed., Warrendale, 1999.

Szklo, A. S.; Shaeffer, R.; Schuller, M. E.; Chandler, W. **Brazilian energy policies side-effects on CO<sub>2</sub> emissions reduction**. *Energy Policy*, v. 33, p. 349-364, 2005.

Taylor, J. R. **An introduction to Error Analysis**. University Science Books, 2<sup>a</sup> Ed., Sausalito - CA, 1997.

The European Parliament and of the Council of April 2009. **Directive 2009/30/EC**. Official Journal of the European Union, L 140/88, 2009.

Tolmasquim, M. T.; Guerreiro, A.; Gorini, R. **Matriz Energética Brasileira - Uma Prospectiva**. Revista Novos Estudos, v. 79, p. 47-79, 2007.

Tsao, K. C.; Wang, C. L. **Performance of Gasoline-Water in a modified SI Engine**. SAE Paper 841399, 1984.

Turns, S. **An Introduction to Combustion: Concepts and Applications**. 2<sup>a</sup> ed. McGraw-Hill. Singapore, 2000.

UNICA (União da Indústria de Cana-de-Açúcar). **Produção e uso do etanol no Brasil - respostas às questões mais frequentes**. pp. 70, São Paulo, 2007. Disponível em <[http://www.ambiente.sp.gov.br/wp-content/uploads/publicacoes/etanol/producao\\_etanol\\_unica.pdf](http://www.ambiente.sp.gov.br/wp-content/uploads/publicacoes/etanol/producao_etanol_unica.pdf)> Acesso em dezembro de 2012.

USDA (United States Department of energy). **Ethanol: the complete life cycle picture**. 2007. Disponível em <[http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/program/ethanol\\_brochure\\_color.pdf](http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/program/ethanol_brochure_color.pdf)> Acesso em dezembro de 2012.

Versteeg H.K.; Malalasekera M. **Computational Fluid Dynamics – Finite Volume Method**, Longman Scientific & Technical, 1995.

Walter, A.; Dolzan, P.; Quilodra, O.; de Oliveira, J. G.; Silva, C.; Piacente, F.; Segerstedt, A. **Sustainability assessment of bio-ethanol production in Brazil considering land use change, GHG emissions and socio-economic aspects**. Energy Policy, v. 39, p. 5703–5716, 2011.

Woschni, G. **A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine**. SAE Transactions, v. 76, p. 3065, 1967.