

Fabio Ernanes Czarneski

Determinação da Temperatura de Cúpula do Bico Injetor de Diesel em um Motor Dual Fuel

Curitiba-PR

2015

Fabio Ernanes Czarneski

Determinação da Temperatura de Cúpula do Bico Injetor de Diesel em um Motor Dual Fuel

Dissertação apresentada como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, pelo programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná.

Pontifícia Universidade Católica do Paraná - PUCPR

Escola Politécnica

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Luís Mauro Moura, Dr.

Coorientador: Prof. Stephan Hennings Och, Dr.

Curitiba-PR

2015

Agradecimentos

Este trabalho não seria possível sem o apoio financeiro da empresa Robert Bosch, e os agradecimentos principais são direcionados ao departamento DS/EDF-LA, na pessoa de Martha Mello Canelada, que incentivou e apoiou essa ideia e não mediu esforços para tornar possível a integração entre atividades de desenvolvimento dos motores *dual fuel* e a investigação de NTT com foco nesta dissertação, disponibilizando os recursos para o desenvolvimento dessa pesquisa. Gostaria de agradecer aos colegas que trabalharam diretamente nesse projeto, dentre eles Anibal Zambotti, Lars Hermann, Roberta Vieira, Gabriel Milanez, Christian Gutwein, pelas longas e enriquecedoras discussões sobre o tema NTT, e a Frederico Tischer, que lançou a semente do tema dessa dissertação e posteriormente apoiou o seu desenvolvimento. Seguramente esse trabalho seria ainda mais difícil sem a participação de vocês.

Sou grato à CAPES e à PUCPR, pelo apoio financeiro e pelo suporte acadêmico para o desenvolvimento dessa pesquisa nas pessoas do meu orientador Luís Mauro Moura, que se mostrou sempre muito disposto a resolver as inúmeras questões que surgiam no desenvolvimento do projeto e, com sua senioridade, colocava os devidos limites e ponderava as possibilidades de desenvolvimento e do meu co-orientador, Stephan Hennigs Och, que acompanhou e suportou de muito perto todo o desenvolvimento do trabalho e, com seus sólidos conceitos de combustão e de programação, auxiliou de forma essencial na análise crítica e compilação da enorme quantidade de dados geradas nos experimentos.

Agradeço também aos amigos e colegas de trabalho Tiago Czelusniak, que me incentivou a iniciar e me guiou nos primeiros passos dessa jornada e Edilson Melego pelo incrível bom humor no apoio das atividades práticas do laboratório.

Em especial agradeço à minha esposa Giselle e à minha filha Yasmim, que compreenderam e apoiaram cada uma das etapas dessa caminhada, vivendo ao meu lado a batalha diária para conciliar, da melhor forma possível, a vida familiar, o trabalho e os estudos.

e por fim a Deus, por ter me dado discernimento para que eu pudesse dar a minha contribuição ao desenvolvimento tecnológico na forma desse trabalho.

*"A tecnologia,
no sentido mais amplo da palavra,
deve ter a capacidade de ajudar toda a humanidade
a fazer o melhor de suas vidas
e encontrar a felicidade na vida."
(Robert Bosch, 1932)*

Resumo

Existe hoje no mundo uma tendência ao uso de gás natural como alternativa ao consumo dos óleos combustíveis de origem fóssil. Uma das opções para a utilização do gás natural vem sendo a adaptação de projetos de motores a Diesel já existentes, com injeção direta de combustível, para que utilizem simultaneamente o Diesel e o gás natural na geração de torque, esta tecnologia é denominada *dual fuel* e apresenta alguns aspectos desejáveis para motores de uso comercial, como queima mais limpa e economia em operação. Uma das características dessa tecnologia é a substituição de parte do Diesel pelo gás natural, preservando as características de desempenho do motor a Diesel e tendo como consequência uma expressiva redução na quantidade de combustível que passa pelo bico injetor de Diesel, o que leva a valores de temperatura de cúpula mais elevada nesse componente, podendo reduzir sua vida útil. Neste trabalho está apresentada uma investigação experimental, realizada em um motor de seis cilindros e dez litros adaptado para trabalhar em modo *dual fuel* com o objetivo de identificar os parâmetros relevantes para o controle da temperatura de cúpula do bico injetor de Diesel. Os parâmetros identificados como relevantes são a taxa de substituição do Diesel pelo gás natural, o centro de combustão, a relação de equivalência ar-combustível, a pressão de injeção do Diesel, a taxa de recirculação de gases de escape, a temperatura do ar no *plenum* e a do fluido de arrefecimento do motor. Os resultados para temperatura de cúpula foram analisados e, exceto pela pressão de injeção do Diesel, todos os parâmetros analisados apresentam clara influência e podem ser manipulados a fim de obter valores adequados de temperatura. Os parâmetros identificados como mais influentes foram a taxa de substituição, através da quantidade de Diesel injetado, e o centro de combustão. O valor da relação de equivalência ar-combustível também tem influência, embora menos expressiva, nos valores de temperatura. Adicionalmente, apresenta-se neste trabalho a análise crítica de um modelo de balanço de energia e o desenvolvimento de uma equação matemática para o cálculo da temperatura de cúpula do bico injetor de Diesel baseada neste modelo, a partir das condições de operação do motor, com a determinação de dois coeficientes empíricos através de um método de identificação de parâmetros. O cálculo de temperatura obtido através da expressão encontrada apresenta boa correlação com os valores medidos, com desvio menor que 2% quando se tem variação da quantidade de Diesel injetada, e menor que 1% com a variação da temperatura do fluido de arrefecimento do motor, porém não é sensível à variação do centro de combustão e precisa ser modificada para que represente adequadamente a temperatura de cúpula do bico injetor de Diesel também com a variação deste parâmetro. Os resultados consistentes obtidos com a análise do modelo reforçam a importância do uso do método de identificação de parâmetros em análises experimentais.

Palavras-chave: *Dual fuel*, Diesel-Gás, Temperatura de cúpula de bico injetor de Diesel.

Abstract

The use of Natural gas as a replacement for fossil fuel oils is a trend nowadays. One of the options for the use of natural gas has been the adaptation of current designs for Diesel engines with direct fuel injection, to use simultaneously Diesel and natural gas in the generation of torque, this technology is called dual fuel and presents some desirable aspects for commercial application engines, as cleaner burning and savings on operation costs. One of the main features of this technology is the replacement of the Diesel by the natural gas, preserving the Diesel engine's performance characteristics. As the cooling of nozzle injector, especially the tip area, is done mainly by the flow of Diesel which is injected, by reducing the amount of Diesel that pass through the nozzle, cooling is also decreased, which lead to increase on nozzle tip temperature, may shorten its lifetime. This work presents an experimental research, carried out in a ten liter six-cylinder engine modified to work in dual fuel mode, in order to identify the relevant parameters for the control of Diesel nozzle tip temperature. The parameters identified in the literature as relevant are the natural gas substitution rate in the combustion, the combustion center, the air-fuel equivalence ratio, the Diesel injection pressure, exhaust gas recirculation rate. the air temperature in the *plenum* and the engine coolant temperature. The results for the tip temperature were analyzed and except by the Diesel injection pressure, all parameters have clear influence on tip temperature values and can be manipulated in order to obtain suitable values. The parameters identified as the most influential were the amount of Diesel injected and the combustion center. The value of air-fuel equivalence ratio is also influenced, although less significant, on the tip temperature values. Additionally, it is presented in this paper the review of an energy balance model and the development of a mathematical equation for nozzle tip temperature calculation, based on this model, using the engine operating conditions, with determination of two empirical coefficients through a parameter identification method. The temperature obtained by the obtained expression has found a good correlation with the measured values, with deviation less than 2% sweeping the injected amount of Diesel fuel, and less than 1% sweeping the engine coolant temperature, but the expression is not sensitive to changes in the center of combustion and, therefore, need to be adjusted in order to adequately represents the tip temperature of the Diesel nozzle also with the variation of this parameter. The consistent results from the analysis model reinforce the importance of parameter identification method for use in experimental analysis.

Keywords: Dual fuel, Diesel-Gas, Diesel nozzle tip temperature.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Desenho esquemático do motor <i>dual fuel</i> (Fonte: O Autor).	29
Figura 2 – Sistema de armazenamento e distribuição de GNV (Fonte: O Autor). . .	30
Figura 3 – Gerenciamento do fornecimento dos combustíveis (Fonte: O Autor). . .	31
Figura 4 – Sistema <i>common rail</i> de injeção de Diesel (BOSCH, 2005a).	32
Figura 5 – Posicionamento do bico injetor no cabeçote (Fonte: O autor).	32
Figura 6 – Curva de pressão na câmara de combustão e definição de <i>SOE</i> (Fonte: O autor).	36
Figura 7 – Definição do centro de combustão CA50 (Fonte: O autor).	37
Figura 8 – Volume de controle diferencial em coordenadas cartesianas (INCROPERA; DEWITT, 1998).	40
Figura 9 – Variação da temperatura no interior do bico injetor ao longo do tempo para diferentes profundidades x a partir da superfície.	43
Figura 10 – Atenuação da variação máxima de temperatura em função da profundidade x	43
Figura 11 – Representação da região provável de ocorrência dos maiores valores de NTT (Adaptado de Koenigsson (2012)).	46
Figura 12 – Instalação do motor no banco de provas.	49
Figura 13 – Adaptações feitas no motor Diesel para injeção de GNV.	49
Figura 14 – Desenho esquemático da instrumentação do bico injetor para medição de temperatura de cúpula (Fonte: O autor).	50
Figura 15 – Injetor instrumentado e posicionamento do bico injetor no cabeçote. . .	50
Figura 16 – Desenho esquemático da instalação do sensor para medição de P_{comb} . . .	51
Figura 17 – Transdutor de medição de massa de ar (fonte: o autor).	52
Figura 18 – Sistema de injeção de GNV no duto de admissão de ar.	53
Figura 19 – Cadeia do sinal da medição de T_{Tip}	55
Figura 20 – Definição do método para a aquisição de T_{Tip}	55
Figura 21 – Cadeia do sinal da medição de pressão na câmara de combustão	57
Figura 22 – Pontos de calibração do motor de acordo com o ciclo <i>ESC</i> com indicação do ponto de operação <i>B50</i> escolhido para a investigação de T_{Tip}	62
Figura 23 – Variação de T_{Tip} com alteração de <i>SR</i>	63
Figura 24 – Impacto da alteração de <i>SR</i> sobre o valor de \dot{m}_{Diesel}	63
Figura 25 – Curva de P_{Comb} para diferentes valores de <i>SR</i> com correção de CA50. . .	64
Figura 26 – Variação de T_{Tip} com alteração de \dot{m}_{Diesel}	65
Figura 27 – Variação de T_{Tip} para diferentes valores de CA50.	65
Figura 28 – Influência da variação de CA50 sobre o valor de P_{Max}	66
Figura 29 – Curvas de P_{Comb} para diferentes valores de CA50.	66

Figura 30 – Curvas da fração queimada de combustível para diferentes valores de CA50.	67
Figura 31 – Variação de T_{Tip} com alteração de λ	68
Figura 32 – Influência do valor de λ sobre a curva de P_{Comb} e sobre η_v	68
Figura 33 – Curva de P_{Comb} para diferentes valores de P_{Diesel}	69
Figura 34 – Relação entre P_{Diesel} e o respectivo tempo de energização do CRI	70
Figura 35 – Curvas da fração queimada de combustível para diferentes valores de P_{Diesel}	70
Figura 36 – Influência do valor de P_{Diesel} nos valores de CA50.	71
Figura 37 – Variação de T_{Tip} com alteração de P_{Diesel}	71
Figura 38 – Influência do valor de P_{Diesel} sobre a curva de P_{Comb} com correção de CA50.	72
Figura 39 – Variação de T_{Tip} com alteração de T_{Ar}	73
Figura 40 – Influência da alteração do valor de T_{Ar} sobre a curva de P_{Comb}	73
Figura 41 – Variação de T_{Tip} com alteração de T_{Arref}	74
Figura 42 – Influência de T_{Arref} na curva de P_{Comb}	75
Figura 43 – Influência do EGR nos valores de T_{Tip}	76
Figura 44 – Influência do EGR na curva de P_{Comb}	76
Figura 45 – Variação de T_{Tip} em função de \dot{m}_{Diesel} e de CA50 para $T_{Arref} = 85^\circ C$	77
Figura 46 – Representação da transferência de calor no bico injetor (Adaptado de Koenigsson, Stalhammar e Angstrom (2012)).	79
Figura 47 – Definição das temperaturas T_e e T_s no bico injetor (Fonte: O autor).	81
Figura 48 – Volume de controle para o balanço de energia no bico injetor de Diesel.	82
Figura 49 – Cálculo do volume instantâneo, V , da câmara de combustão em função do ângulo θ para o intervalo em que as válvulas de admissão e exaustão estão fechadas.	85
Figura 50 – Pressão de combustão em função do ângulo θ , P_{Comb} medida para o ponto de referência e curva de pressão motora, P_m , calculada.	85
Figura 51 – Curva calculada para h_c em função do ângulo θ , para o ponto de referência.	88
Figura 52 – Temperatura de combustão calculada em função do ângulo θ , para o ponto de referência.	88
Figura 53 – Curva de $T_{Tipcalc}$ em função do ângulo θ , para o ponto de referência listado na tabela 12.	89
Figura 54 – Análise de sensibilidade do parâmetro k_{Diesel} para diferentes valores de $U_{Térmico}$	92
Figura 55 – Análise de sensibilidade do parâmetro $U_{Térmico}$ para diferentes valores de k_{Diesel}	92
Figura 56 – Análise gráfica da independência linear entre os parâmetros k_{Diesel} e $U_{Térmico}$	93

Figura 57 – Comparação entre T_{Tip} e $\bar{T}_{Tipcalc}$ com variação de \dot{m}_{Diesel}	94
Figura 58 – Comparação entre T_{Tip} e $\bar{T}_{Tipcalc}$ com variação de T_{Arref}	94
Figura 59 – Comparação entre T_{Tip} e $\bar{T}_{Tipcalc}$ com variação de CA50.	95
Figura 60 – Representação da estimativa de area exposta aos gases de combustão .	107
Figura 61 – Identificação de $U_{Térmico}$	111
Figura 62 – Método de aquisição de T_{Tip}	111

Lista de tabelas

Tabela 1 – Propriedades termofísicas do aço AISI 304 a 600K (INCROPERA; DEWITT, 1998)	41
Tabela 2 – Valores usuais dos parâmetros de controle do motor <i>dual fuel</i>	47
Tabela 3 – Valores dos parâmetros de acompanhamento do motor <i>dual fuel</i>	48
Tabela 4 – Especificações do motor utilizado no estudo.	49
Tabela 5 – Especificações do termopar para medição de T_{Tip} (THERMOCOAX, 2015).	51
Tabela 6 – Especificações do transdutor piezométrico AVL GH15DK (AVL, 2015).	52
Tabela 7 – Especificações do medidor de vazão de ar (SENSYFLOW, 2015).	52
Tabela 8 – Especificações do medidor de consumo de Diesel (AVL, 2015)	53
Tabela 9 – Especificações do dinamômetro (AVL, 2015)	54
Tabela 10 – Propriedades químicas e características físicas dos combustíveis considerados neste estudo	59
Tabela 11 – Composição química do GNV e do ar considerados neste estudo, em fração molar	59
Tabela 12 – Parametrização base do ponto de operação B50	61
Tabela 13 – Coeficientes para o cálculo de h_c (WOSCHNI, 1967)	86
Tabela 14 – Valores calculados de temperatura de combustão.	95

Lista de abreviaturas e siglas

AC	Corrente Alternada (<i>Alternating Current</i>)
AFR	Relação Ar-Combustível (<i>Air Fuel Ratio</i>)
APMS	Antes do ponto morto superior
Arref	Líquido de Arrefecimento do Motor
A/D	Conversor Analógico-Digital
BSFC	Consumo Específico de frenagem (<i>Brake Specific Fuel Consumption</i>)
CAN	Sistema de comunicação seriada (<i>Controller Area Network</i>).
CFD	Dinâmica dos fluidos computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
CRI	Injetor <i>Common Rail</i> (<i>Common Rail Injector</i>)
CRS	Sistema de Injeção <i>Common Rail</i> (<i>Common Rail System</i>)
Comb	Combustão
Cond	Condução
Conv	Convecção
DF	Bi Combustível (<i>Dual Fuel</i>)
DoE	Delineamento de Experimentos (<i>Design of Experiments</i>)
DPMS	Depois do ponto morto superior
e	Entrada
E	Estequiométrico
EDC	Módulo Eletrônico de Comando de Diesel (<i>Electronic Diesel Control</i>)
EGC	Módulo Eletrônico de Comando de GNV (<i>Electronic Gas Control</i>)
EGR	Recirculação de gases de escape (<i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
ESC	Ciclo estacionário Europeu (<i>European Stationary Cycle</i>)
EVO	Abertura da válvula de exaustão (<i>Exhaust Valve Open</i>)

Ex	Exaustão
FSO	Máximo Valor Mensurável (<i>Full Scale Output</i>)
G	Grandeza medida
GNV	Gás Natural Veicular
HC	Hidrocarbonetos
IVC	Fechamento da válvula de admissão (<i>Intake Valve Close</i>)
Max	Máximo
NTT	Temperatura de Cúpula do Bico Injetor (<i>Nozzle Tip Temperature</i>)
PCI	Poder Calorífico Inferior
PINGDE	Motor a Gás Natural com Injeção Piloto de Diesel (<i>Pilot Ignited Natural Gas Diesel Engine</i>)
PM	Material Particulado (<i>Particulate Matter</i>)
PMS	Ponto Morto Superior
POME	Óleo de Palma (<i>Palm Oil Methyl Ester</i>)
Pot	Potência
r	Referência
rpm	Rotações por Minuto
s	Saída
SR	Taxa de Substituição (<i>Substitution Rate</i>)
TAI	Temperatura de Auto Ignição
Tip	Cúpula do Bico Injetor de Diesel

Lista de símbolos

A	Área [m^2]
B	Diâmetro do pistão [m]
c_p	Calor específico a pressão constante $\left[\frac{J}{(kg.K)} \right]$
c_v	Calor específico a volume constante $\left[\frac{J}{(kg.K)} \right]$
C_1	Coefficiente 1 de Woschni
C_2	Coefficiente 2 de Woschni $\left[\frac{m}{(s.K)} \right]$
h_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção $\left[\frac{W}{(m^2.K)} \right]$
k	Condutividade térmica $\left[\frac{W}{m.K} \right]$
k_{Diesel}	Coefficiente de temperatura de saída do Diesel
l	Comprimento da biela [m]
\dot{m}	Vazão mássica $\left[\frac{kg}{h} \right]$
M	Massa molar $\left[\frac{g}{mol} \right]$
n_s	Velocidade angular [rpm]
n	número de moles [mol]
P	Pressão [bar]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [W]
R	Resistência térmica $\left[\frac{K}{W} \right]$
s	Curso do pistão [m]
S_k	Folga do pistão ao PMS [m]
S_p	Velocidade média do pistão $\left[\frac{m}{s} \right]$
t	Tempo [s]

t_{st}	Coeficiente de <i>Student</i>
T	Temperatura [K]
U	Diferença de potencial elétrico [$Volts$]
$U_{T\acute{e}rmico}$	Coeficiente global de transferência de calor $\left[\frac{W}{K}\right]$
V	Volume [m^3]
x	Fração molar
Z	Taxa de participação, em base mássica
\bar{Z}	Taxa de participação, em base molar
α	Difusividade térmica
δ	Coeficiente politrópico do processo adiabático
θ	Ângulo de manivela [$graus$]
θ_0	Início da injeção de diesel [$graus$]
ϵ	Taxa de compressão
ε	Erro
η_v	Eficiência volumétrica do motor
λ	Relação de equivalência ar/combustível
ρ	Massa específica $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
τ	Torque $\left[\frac{N}{m}\right]$
ϕ	Relação de equivalência combustível/ar

Sumário

1	MOTIVAÇÃO DO ESTUDO	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
2.1	O motor <i>dual fuel</i>	27
2.1.1	Introdução aos motores <i>dual fuel</i>	27
2.1.2	Características do motor utilizado para a investigação de NTT	29
2.2	O Sistema de injeção de Diesel e o NTT	31
2.3	Parâmetros de controle de NTT	34
2.3.1	Taxa de substituição	34
2.3.2	Centro de combustão	35
2.3.3	Taxa de excesso de ar	37
2.3.4	Pressão de injeção	38
2.3.5	Temperatura do Motor	39
2.3.6	Taxa de EGR	39
2.3.7	Temperatura do ar de admissão	39
2.4	Análise do aquecimento periódico no bico injetor	40
3	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	45
3.1	Procedimento para aquisição de dados	45
3.2	Equipamentos utilizados	48
3.3	Incerteza de medição	54
3.4	Combustíveis	58
4	RESULTADOS	61
4.1	Mapeamento da temperatura de cúpula do bico	61
4.2	Varredura dos parâmetros relevantes para temperatura de cúpula do bico	62
4.2.1	Influência da taxa de substituição	62
4.2.2	Influência do centro de combustão	64
4.2.3	Influência da relação ar/combustível	67
4.2.4	Influência da pressão de injeção do Diesel	69
4.2.5	Influência da temperatura do ar de combustão	72
4.2.6	Influência da temperatura do fluido de arrefecimento	74
4.2.7	Influência da taxa de EGR	74
4.3	DoE para NTT	75

5	ESTIMATIVA DE NTT	79
5.1	Modelo para a estimativa da troca de calor no bico injetor	79
5.2	Modelo para o cálculo de T_{Tip}	81
5.3	Cálculo de h_c e de T_{comb}	83
5.4	Identificação dos parâmetros $U_{Térmico}$ e k_{Diesel}	90
5.4.1	Análise de sensibilidade dos parâmetros k_{Diesel} e $U_{Térmico}$	91
5.5	Resultado do cálculo de $T_{Tipcalc}$	93
6	CONCLUSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS	97
	Referências	99
	 APÊNDICES	 105
	APÊNDICE A – ESTIMATIVA DE A_{TIP}	107
	APÊNDICE B – MÉTODO DE GAUSS-NEWTON	109

1 Motivação do Estudo

O consumo de combustíveis fósseis apresenta constante crescimento no mundo ao longo dos anos (BP, 2014). Parte desse combustível é utilizado em motores de combustão interna que, frente ao aumento dos preços em conjunto com leis de emissões mais restritivas, estão aos poucos moldando uma tendência na preferência de uso de combustíveis alternativos tanto para veículos comerciais quanto para aplicações *off-road*, como máquinas agrícolas, motores industriais e aplicações marítimas (MASSER et al., 2013). Dentre as possibilidades de combustível alternativo aos óleos combustíveis de origem fóssil, algumas megatendências são identificadas (SCHMIDT; WILLMANN; SCHNEIDER, 2013). A primeira é o uso de gás natural, seja na forma comprimida, GNV, (Gás Natural Veicular), ou na forma de líquido resfriado, GNL, (Gás Natural Liquefeito), com seu potencial de queima limpa; e a segunda é na direção da independência total de combustíveis fósseis, através do processamento de biomassa, gerando por exemplo o biodiesel e bio-gás e a produção de metanol a partir de fontes vegetais.

A tendência ao uso do gás natural pode ser justificado por sua disponibilidade em muitas regiões do mundo e por ter preços frequentemente mais competitivos quando comparados aos outros combustíveis fósseis (HARTMAN; KOFOOD, 2013). O gás combustível produzido a partir de fontes renováveis, chamado de biogás, traz uma alternativa de combustível sustentável para o futuro dos motores à combustão interna com menor dependência dos combustíveis fósseis, apesar de ainda não ser produzido na qualidade requerida nem apresentar preços razoáveis (KORAKIANITIS; NAMASIVAYAM; CROOKES, 2011). Nesse contexto o veículo movido a GNV é reconhecido como uma solução intermediária de compromisso até que novas soluções tecnológicas definitivas e sustentáveis estejam disponíveis (SANTOS; SANTOS; FAGA, 2011).

O GNV pode ser utilizado em motores a gás, frequentemente chamados de monovalentes, pois utilizam apenas um combustível e também em motores *dual fuel*, onde o GNV é queimado simultaneamente com o Diesel, que age como ignição piloto.

Os motores a Diesel são considerados os mais adequados para a motorização de veículos comerciais pesados. O motor a Diesel é preferido para veículos pesados devido à alta eficiência, maior torque e menores custos de manutenção. São responsáveis por praticamente todos os veículos comerciais na Europa e apresentam extensa aplicação híbrida (Diesel-elétrico) em locomotivas, por exemplo (SHAH et al., 2011; BORETTI et al., 2013). Visando a utilização de GNV nesse segmento, os motores *dual fuel* estão emergindo como uma opção promissora pois trazem redução nos custos de operação e flexibilidade de abastecimento, além de uma possível redução na emissão de gases de escapamento

(KORAKIANITIS; NAMASIVAYAM; CROOKES, 2011). Com relação à longevidade dessa solução, o motor *dual fuel* é apontado como um motor de grande potencial para uso com combustíveis renováveis (SELIM; RADWAN; SALEH, 2008).

Como vantagem imediata, o motor *dual fuel* conta com a possibilidade de usar motores a Diesel já existentes com pouca ou nenhuma modificação na taxa de compressão ou no formato da câmara de combustão, reduzindo substancialmente os custos iniciais de desenvolvimento dessa tecnologia. Adicionalmente, esse motor mantém todas as características do motor original a Diesel, uma flexibilidade que se torna particularmente importante para veículos comerciais nos casos em que não há disponibilidade de estações de reabastecimento de gás natural em parte da rota de operação do veículo (SHAH et al., 2011).

O estágio atual de desenvolvimento dos motores *dual fuel* tem como base os projetos de motores a Diesel já em produção no mercado, porém o modo de operação em *dual fuel* traz características distintas do modo Diesel. A combustão nesses motores ainda não é completamente compreendida e acredita-se que existam formas de melhorar as suas características de emissões, sendo que um dos desafios tecnológicos consiste na redução dos níveis de metano emitidos nos gases de escapamento (KOENIGSSON; STALHAMMAR; ANGSTROM, 2011) (CLEMENS et al., 2013). Para isto, seria necessário por exemplo, adequar o sistema de pós tratamento para que este seja capaz de processar os gases resultantes da queima do GNV (KORAKIANITIS; NAMASIVAYAM; CROOKES, 2011) (LOUNICI et al., 2014) (IMRAN et al., 2014).

Outro desafio é manter a confiabilidade e durabilidade do motor dual fuel, em níveis comparáveis aos dos motores a Diesel já existentes. Para isso se faz necessário realizar algumas adaptações para que o motor apresente níveis de solicitação adequados em seus componentes, em ambos os modos. Uma das adaptações identificadas na literatura é com relação ao sistema de injeção de Diesel que, quando trabalhando no modo *dual fuel*, sofre solicitações diferentes da aplicação a Diesel original, pois grande parte do Diesel é substituído pelo GNV e isso faz com que o fluxo de Diesel através do sistema de injeção seja reduzido consideravelmente (KOENIGSSON, 2012).

Existem numerosos trabalhos realizados com motores *dual fuel* e disponíveis na literatura. A regulamentação mais severa com relação aos gases de escapamento fez com que alguns pesquisadores concentrassem seus estudos na eficiência e nos níveis de emissões de escapamento dos motores *dual fuel* para explorar o seu potencial.

Uma grande parte desses trabalhos tem foco na identificação e compreensão das influências dos parâmetros do motor sobre a combustão e o consequente comportamento de emissões de gases poluentes pelo escapamento, como descrito na revisão da tecnologia *dual fuel*, feita por Korakianitis, Namasivayam e Crookes (2011). Em específico, alguns autores tem foco no uso de biocombustíveis em motores *dual fuel*, como é o caso, por

exemplo, de [Hariprasad \(2013\)](#) que estudou os efeitos do óleo de palma, POME (*Palm Oil Methyl Ester*), como injeção piloto em um motor *dual fuel* e de [Selim, Radwan e Saleh \(2008\)](#) com o relato de avanços obtidos com o uso de óleo produzido a partir de sementes de jojoba nesses motores.

Outros trabalhos, não tão numerosos, tem foco na tentativa de compreensão das diferenças de sollicitação térmica e mecânica a que os componentes do motor *dual fuel* estão sujeitos, nesse novo modo de operação. É o caso dos trabalhos desenvolvidos e apresentados por [Leuthel, Pfitzner e Frobenius \(2008\)](#) e por [Koenigsson, Stalhammar e Angstrom \(2012\)](#) que apresentam respectivamente uma simulação CFD (*Computational Fluid Dynamics*), com a influência da temperatura do bico injetor no processo de formação de depósitos nos furos de injeção e uma lista com os principais parâmetros que alteram os valores de temperatura do bico injetor em um motor *dual fuel* com resultados experimentais para temperatura de cúpula.

Com foco na investigação das sollicitações térmicas a que os componentes do motor *dual fuel* estão submetidos, o presente trabalho apresenta uma investigação experimental realizada em um motor Diesel com sistema eletrônico de injeção, adaptado para operar em modo *dual fuel*, visando identificar os fatores que afetam os valores de temperatura de cúpula do bico injetor, investigar a influência de cada condição nos valores de temperatura e estabelecer os novos requisitos de temperatura que este bico deve suportar. Também é apresentada neste trabalho a avaliação crítica do modelo apresentado por [Koenigsson, Stalhammar e Angstrom \(2012\)](#), que determina a temperatura da cúpula do bico com base nas características construtivas e de operação do motor.

A análise de dados experimentais obtidos a partir de um motor comercial de seis cilindros e volume de 10 litros instalado em um dinamômetro é a base do estudo.

Este trabalho foi dividido nos seguintes capítulos:

Introdução: Onde a motivação econômica e ambiental ao uso do GNV em veículos é apresentada, o desenvolvimento do motor *dual fuel* nesse contexto é apontado e o atual problema da temperatura de bico na cúpula do injetor de Diesel em operação *dual fuel* é identificado.

Revisão bibliográfica: Consta nesse capítulo a descrição do princípio de funcionamento do motor *dual fuel* e o detalhamento do problema da temperatura de bico e porque ele é crítico nesta operação.

Metodologia experimental: Está descrita nesta seção a metodologia para o desenvolvimento do estudo experimental. Os parâmetros de controle relevantes para NTT (*Nozzle Tip Temperature*) estão definidos e os parâmetros de acompanhamento estão listados. Também consta neste capítulo a descrição dos equipamentos utilizados na aquisição dos dados experimentais e o cálculo das incertezas de medição envolvidas no experimento, bem

como as especificações dos combustíveis utilizados no experimento.

Resultados: Os resultados das medições de NTT no motor *dual fuel* estão apresentados em detalhes com a avaliação das tendências para cada um dos parâmetros estudados.

Estimativa de NTT: Consta nesse capítulo a descrição de um modelo disponível na literatura para estimar o balanço de energia no bico injetor e está detalhado o procedimento de cálculo para a estimativa dos valores de T_{Tip} a partir desse modelo, utilizando dados das características de combustão e das condições de contorno do motor.

Conclusão e considerações finais: Nesse capítulo estão descritas as conclusões do estudo, com a reafirmação das principais tendências encontradas, os problemas e as possibilidades de estudos futuros nesta mesma linha de pesquisa.

2 Revisão Bibliográfica

Neste capítulo está descrito o princípio de funcionamento do motor *dual fuel* e o conseqüente problema de temperatura de cúpula do bico injetor nesses motores, conhecido de forma geral pelos respectivos termo e sigla em inglês *Nozzle Tip Temperature*, NTT. É também apresentada aqui a análise de como a temperatura dentro do bico injetor é atenuada devido aos efeitos do aquecimento periódico característico do motor à combustão.

2.1 O motor *dual fuel*

2.1.1 Introdução aos motores *dual fuel*

Os motores denominados como *dual fuel* são motores que possuem a tecnologia bicomcombustível com utilização do óleo Diesel e do GNV simultaneamente como fonte de energia. De forma mais abrangente, o motor *dual fuel* pode utilizar como fonte de ignição qualquer combustível com alto valor do número de cetano, como por exemplo o Biodiesel (ATABANI et al., 2013).

A mistura ar-GNV é admitida no cilindro durante o processo de admissão. No processo seguinte, o de compressão, a mistura atinge temperaturas superiores ao limite de autoignição do Diesel, TAI, (Temperatura de Auto Ignição), porém ainda inferiores ao limite do GNV, e uma pequena quantidade de Diesel é injetado. O Diesel se inflama e cria uma frente de chama que, por sua vez, causa a ignição a mistura ar-GNV em uma reação em cadeia. Dessa forma, como o início da combustão é controlado pela injeção do Diesel, o controle preciso da combustão é alcançado. Neste processo o GNV é considerado o combustível principal, ou primário, e o Diesel o combustível complementar, ou secundário, tendo o Diesel como principal função a de agir como chama piloto para a ignição da mistura ar-GNV admitida na câmara de combustão. Secundariamente, a injeção piloto de Diesel contribui para a geração de torque do motor de acordo com a proporção de participação na mistura.

Os motores *dual fuel* podem ser divididos em dois tipos principais: Os motores com injeção piloto de Diesel, conhecidos pelo acrônimo na língua inglesa PINGDE, (*Pilot Ignited Natural Gás Diesel Engine*), onde uma quantidade piloto de Diesel, geralmente fixa, é injetada para provocar a ignição da mistura e o torque do motor é controlado alterando-se a quantidade de GNV injetado; e os motores convencionais, onde parte do Diesel é substituído pelo GNV e a fração de participação de cada combustível varia de acordo com as condições de operação: em marcha lenta e em cargas baixas o motor trabalha tipicamente em modo Diesel; e com cargas moderadas e altas, o Diesel é substituído

pelo GNV em diferentes proporções, chegando a valores de aproximadamente 80 % de substituição na combustão (YOSHIMOTO et al., 2012).

O termo *dual fuel*, ou o seu acrônimo DF, é utilizado nesse trabalho para referência ao modo de operação *dual fuel* convencional.

O princípio de funcionamento do motor *dual fuel* é o mesmo em ambos os tipos, porém o motor convencional conta com a possibilidade de operar normalmente sem a utilização do GNV, em modo Diesel, enquanto que no motor PINGDE a injeção do gás é indispensável para a operação plena do motor. Essa diferença faz com que o motor *dual fuel* convencional apresente vantagens em relação à flexibilidade de abastecimento e operação. Outra vantagem que o motor convencional geralmente apresenta é com relação à facilidade de transformação de projetos de motores a Diesel já existentes em motores *dual fuel*.

O motor *dual fuel* convencional pode ser subdividido com relação à forma de injeção de GNV como segue:

- Injeção central: O GNV é dosado no duto de admissão de ar, a uma distância que permita a completa homogenização deste no ar fresco antes de chegar ao *plenum* e ser admitido na câmara de combustão.
- Injeção multiponto: O GNV é dosado individualmente no *plenum*, próximo à entrada de cada um dos cilindros do motor, durante o período em que as válvulas de admissão do motor estão abertas e a homogenização da mistura ocorre dentro da câmara de combustão;
- Injeção direta: A injeção de GNV acontece diretamente na câmara de combustão, de forma similar à injeção de Diesel e a homogenização da mistura ocorre dentro da câmara de combustão.

Como a mistura de ar e GNV é homogênea no motor *dual fuel*, a combustão pode indesejavelmente iniciar espontaneamente e de forma não controlada antes da injeção piloto de Diesel, caso a mistura atinja as condições de autoignição do GNV. Essa combustão anormal é referida na literatura como detonação, ou pelo termo em língua inglesa *knock*, e tem como característica elevadas taxas de aumento da pressão de combustão acompanhado de um ruído característico (STONE, 1999). A ocorrência do fenômeno de detonação é um dos limites da aplicação *dual fuel* e precisa ser monitorado durante o desenvolvimento da calibração de combustão do motor (ZHEN et al., 2012). Na outra extremidade desse fenômeno, tem-se o limite de não-queima, também conhecido pelo termo em língua inglesa *misfire*, em que a proporção de combustível presente na câmara de combustão é insuficiente para manter a combustão estável e não ocorre a geração de torque esperada (STONE, 1999).

2.1.2 Características do motor utilizado para a investigação de NTT

O motor *dual fuel* investigado neste trabalho é do tipo convencional com injeção central conforme desenho esquemático apresentado na Figura 1. Esse método de mistura do GNV no duto do ar de admissão é conhecido por fumigação. As alterações necessárias no projeto original do motor a Diesel para que trabalhe em modo *dual fuel* com injeção central são consideradas pequenas e a principal delas é a modificação do duto de admissão de ar, onde uma válvula de controle de ar do tipo borboleta é inserida para que a massa de ar possa ser controlada de forma precisa sempre que houver excesso de ar, juntamente com um sistema de injeção de GNV, para possibilitar a entrada do GNV no fluxo de ar admitido no motor.

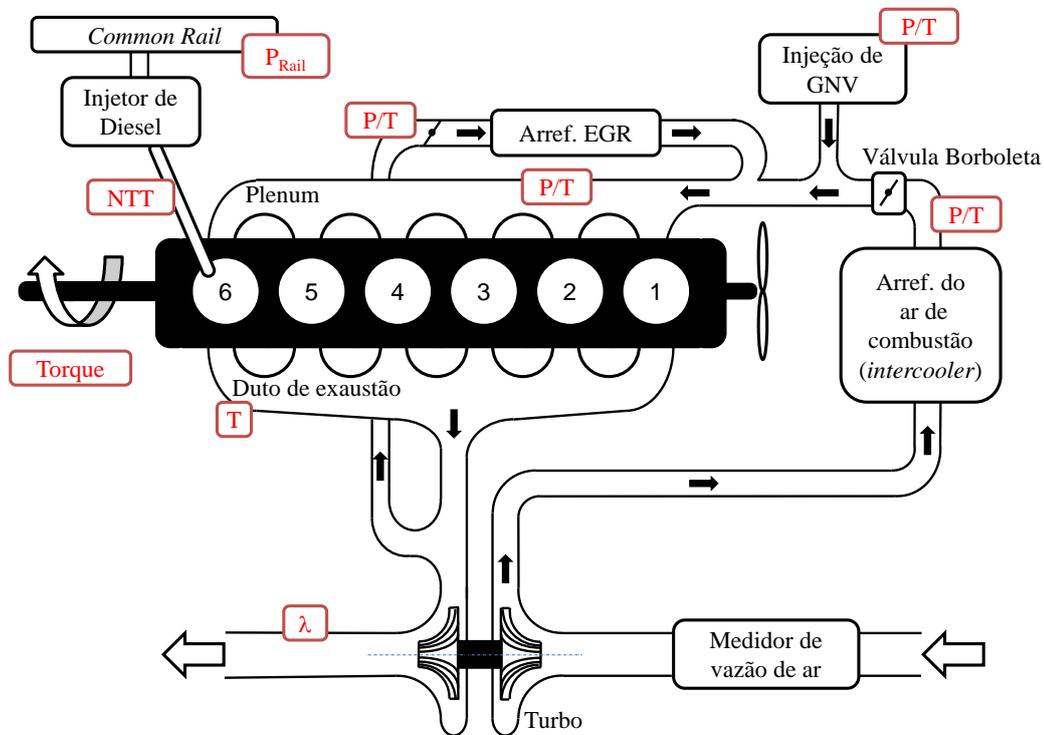


Figura 1 – Desenho esquemático do motor *dual fuel* (Fonte: O Autor).

O GNV é injetado no duto de admissão e a mistura ar-GNV é homogeneizada através do próprio turbilhonamento no interior dos dutos antes de chegar ao *plenum*, para ser então admitida na câmara de combustão. Os processos de abertura e fechamento das válvulas de admissão da mistura, exaustão de gases de escapamento e de injeção de Diesel não sofreram qualquer alteração com relação ao motor original.

O sistema de injeção de gás natural é dividido em três segmentos principais, de acordo com a pressão de operação, antes de chegar ao duto de admissão do motor: o circuito de alta pressão, o circuito de baixa pressão e o circuito do misturador, conforme apresentado em detalhes na Figura 2. O GNV é armazenado em tanques a pressões que

podem chegar a 200 bar e é conduzido através de tubos a uma válvula reguladora de pressão, que reduz a pressão para valores em torno de 7,0 bar. O GNV é então fornecido aos dosadores eletrônicos que fazem o controle da quantidade injetada de GNV, na faixa de 1 a 30 kg/h, aproximadamente.

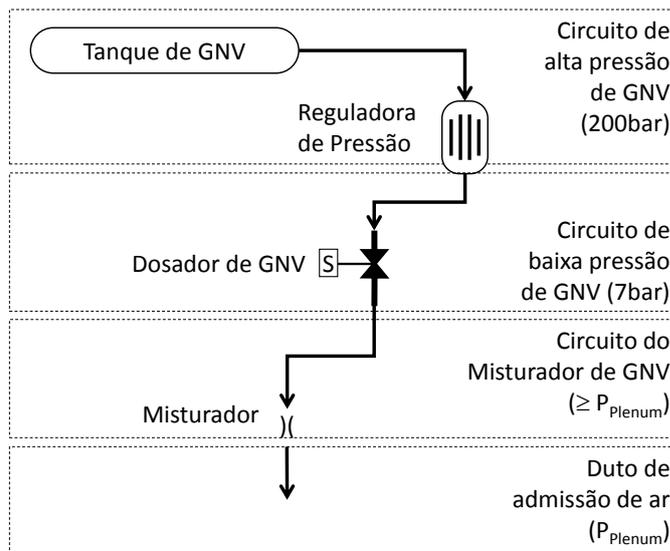


Figura 2 – Sistema de armazenamento e distribuição de GNV (Fonte: O Autor).

O gerenciamento do fornecimento dos dois combustíveis é feito através de módulos eletrônicos individuais (Figura 3). O módulo de comando do Diesel, denominado módulo EDC, (*Electronic Diesel Control*), faz a leitura da demanda de torque vinda do pedal do acelerador e a informa ao módulo de comando do GNV, denominado módulo EGC, (*Electronic Gas Control*). Dentro do módulo EGC, a demanda de torque é dividida na proporção adequada para cada um dos combustíveis e os injetores de GNV são acionados. Simultaneamente, a demanda complementar de Diesel referente à injeção piloto retorna para o módulo EDC, que aciona os injetores de Diesel apropriadamente. A sincronização das injeções é realizada por meio do protocolo de comunicação CAN, (*Controller Area Network*), entre os dois módulos de controle.

Visando precisão na quantidade de GNV, injetado, o módulo EGC identifica as variações de temperatura e de pressão do sistema de alimentação do gás no momento da dosagem e corrige o tempo de injeção apropriadamente. A injeção de GNV é feita no duto de admissão de ar, após o turbocompressor, e se mistura ao ar de admissão por turbilhonamento durante o escoamento até o *plenum*.

A injeção de Diesel é gerenciada pelo módulo EDC de forma idêntica ao motor original a Diesel em todas as condições de operação do motor.

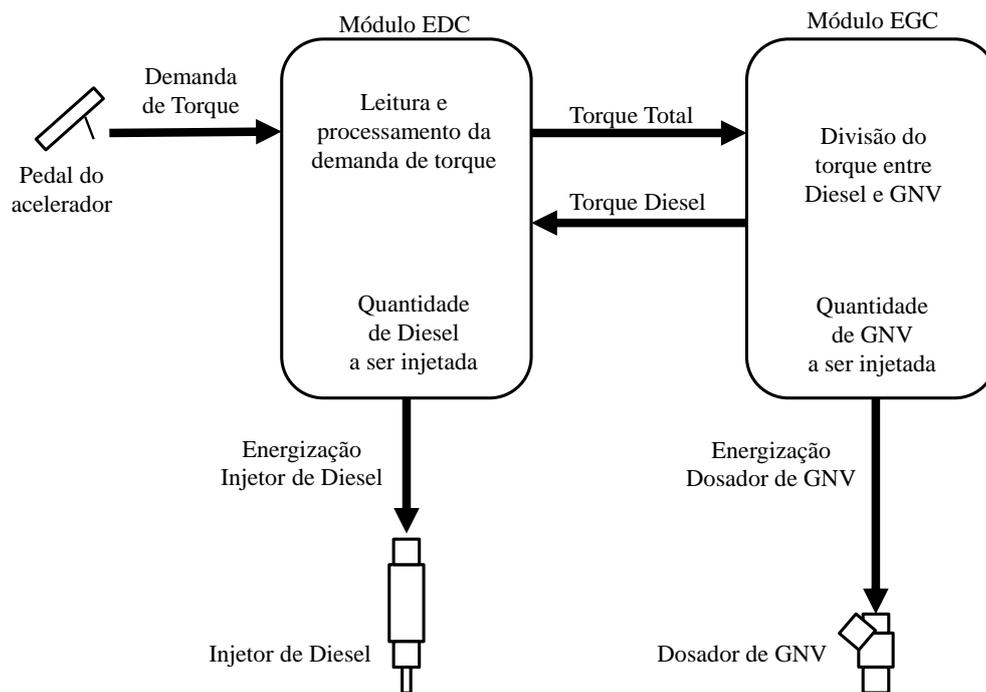


Figura 3 – Gerenciamento do fornecimento dos combustíveis (Fonte: O Autor).

2.2 O Sistema de injeção de Diesel e o NTT

Os esforços para atender à crescente demanda de eficiência, redução de emissões de gases nocivos e aumento de potência do motor a Diesel levaram ao desenvolvimento do sistema de injeção chamado de CRS, (*Common Rail System*) (BOSCH, 2005a). Nesse sistema de injeção, uma bomba de alta pressão, que trabalha de forma independente do restante do sistema de injeção, fornece o combustível a um circuito comum, o *rail*, que atua como um reservatório regulador de pressão para os injetores.

O sistema de injeção *common rail* está mostrado na Figura 4 e é composto de dois circuitos: o de baixa pressão e o de alta pressão. O controle do sistema é feito através do módulo EDC, que gerencia os sensores e atuadores do motor.

A maior vantagem do CRS está no fato da pressão de injeção ser gerada independentemente da rotação do motor ou da quantidade injetada. Esse desacoplamento permite uma maior flexibilidade na forma de injeção de Diesel e possibilita o controle preciso da injeção e da taxa de liberação de calor na câmara de combustão (BOSCH, 2005a).

Em um motor Diesel de injeção direta (Figura 5), o bico injetor entrega o combustível dentro da câmara de combustão. É o principal componente do sistema de injeção (STONE, 1999).

O bico injetor tem um papel fundamental na formação da mistura e influencia, portanto, o desempenho do motor, as características dos gases de escapamento e o ruído resultante. O bico injetor é responsável por (BOSCH, 2005a):

- Moldar a curva de liberação de energia do processo de combustão ¹
- Melhorar a atomização e distribuição do combustível na câmara de combustão;
- Vedar o sistema de injeção da câmara de combustão.

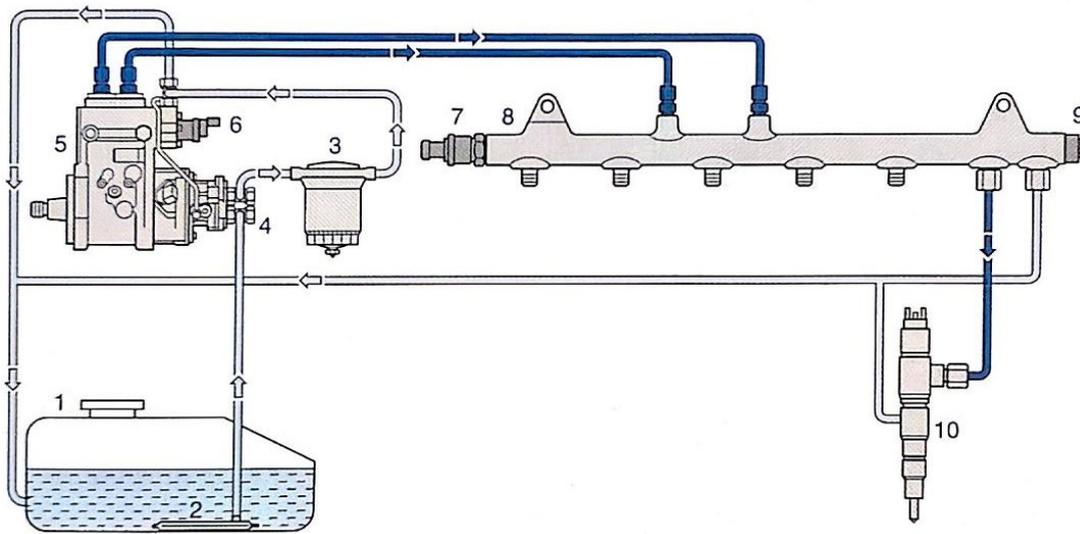


Figura 4 – Sistema *common rail* de injeção de Diesel (BOSCH, 2005a).

1.tanque de Diesel, 2.filtro primário, 3.filtro principal, 4.bomba de engrenagens, 5.bomba de alta pressão, 6.unidade de controle de fluxo, 7. sensor de pressão do *rail*, 8.*rail* de combustível, 9. válvula de alívio, 10. injetor

Como se pode ver na Figura 5, a extremidade do bico injetor está posicionada dentro da câmara de combustão e está sujeita a pulsação mecânica e fadiga térmica vindos tanto da câmara de combustão quanto do próprio sistema de injeção.

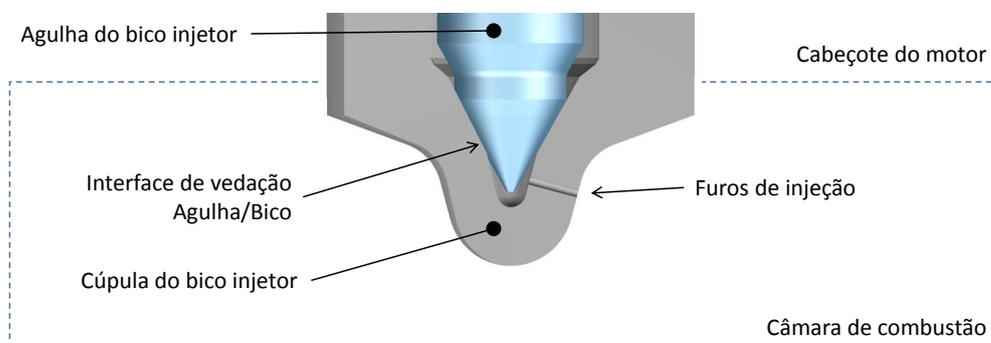


Figura 5 – Posicionamento do bico injetor no cabeçote (Fonte: O autor).

¹ Progressão da pressão de combustão e distribuição de combustível, de forma precisa em relação à posição do pistão

A operação em modo *dual fuel* potencializa ao menos dois problemas para o bico injetor: Maiores temperaturas de trabalho com o conseqüente favorecimento do processo de depósitos nos furos de injeção e o desgaste excessivo dos componentes, comprometendo as características do jato de injeção de Diesel. O valor de NTT é, portanto, um dos limitantes atuais do sistema de injeção dos motores a Diesel com injeção direta de combustível. O valor limite para NTT é da ordem de 300 °C (WATKINSON; WILSON, 1997; BOSCH, 2005a; ARGUEYROLLES et al., 2007).

Temperaturas excessivas favorecem o acúmulo de depósitos sólidos nos furos de injeção de Diesel, que se depositam nas paredes dos furos de injeção, obstruindo-os parcialmente e afetando a quantidade e as características do jato de combustível injetado, interferindo na potência do motor e nas características de emissões de gases poluentes. O mecanismo de formação dos depósitos no bico injetor, referido de forma geral por coqueificação ainda não é completamente compreendido em motores *dual fuel*, porém sabe-se que a temperatura de trabalho do bico influencia essa característica conforme citam Birgel et al. (2008) em seu trabalho. De acordo com Bosch (2005a), temperaturas de bico acima de 220 °C, favorecem a formação de coqueificação. Koenigsson, Risberg e Angstrom (2014) citam em seu trabalho que os parâmetros que resultam em altos valores de NTT, proporcionam um leve aumento na taxa de coqueificação.

As deformações mecânicas e o desgaste excessivo são conseqüências da redução da dureza do componente submetido a altas temperaturas (BOSCH, 2005a).

Em motores Diesel, a energia liberada na câmara de combustão é proporcional à quantidade de Diesel injetado pelo bico injetor. O arrefecimento do bico injetor, em especial a região da cúpula onde estão os furos de injeção e a superfície de vedação da agulha (Figura 5) se dá, em parte, pela passagem desse Diesel que está sendo injetado na câmara de combustão. Em regime de operação com altas cargas e, portanto, altas taxas de liberação de calor, há também um grande volume de Diesel fluindo através do bico injetor. A retirada de calor do bico injetor pelo Diesel é significativa e a temperatura do componente é mais facilmente controlada (KOENIGSSON; STALHAMMAR; ANGSTROM, 2011).

Em modo de operação *dual fuel*, onde parte da potência gerada pelo motor provém da queima do GNV, a quantidade de Diesel injetada é reduzida na proporção em que a taxa de substituição aumenta naquele ponto de operação e, diferentemente do motor a Diesel, um regime de operação com altas cargas não necessariamente implica em grandes volumes de injeção de Diesel, mas é dependente da taxa de substituição do Diesel pelo GNV definido para aquele ponto de operação. Portanto, o arrefecimento do bico injetor é diminuído, tendo como conseqüência uma elevação de temperatura, em especial na extremidade do componente que está posicionada dentro da câmara de combustão: a cúpula (LEUTHEL; PFITZNER; FROBENIUS, 2008). Nessas condições, a temperatura de cúpula em operação *dual fuel* pode ultrapassar os limites de resistência à temperatura

do material do bico injetor (SCHMIDT; WILLMANN; SCHNEIDER, 2013).

Essa condição combinada de elevada liberação de calor no motor e fluxo de Diesel reduzido (arrefecimento reduzido) faz com que o modo de operação *dual fuel* atinja valores de NTT mais elevados que o modo de operação Diesel.

2.3 Parâmetros de controle de NTT

O arrefecimento do bico injetor de Diesel e o consequente controle de NTT pode ser conseguido de duas formas distintas: através da alteração da calibração do motor, alterando os parâmetros de combustão e influenciando nas características da queima de forma a diminuir a incidência de calor no bico injetor; ou através de modificações geométricas no cabeçote do motor, como por exemplo, a instalação de peças de maior coeficiente de transferência de calor na interface entre bico injetor e o bloco do motor, que visam diminuir a resistência térmica entre o bico e o líquido de arrefecimento (KOENIGSSON; STALHAMMAR; ANGSTROM, 2011).

Com o objetivo de manter as características originais do motor Diesel, este trabalho foca somente no estudo dos parâmetros de combustão, sem realizar alterações de componentes do motor.

Durante o ciclo de combustão, a retirada de calor do bico ocorre de duas formas principais: através do líquido de arrefecimento do motor, que circula na região intermediária do corpo do bico e através do fluxo de Diesel que passa através dos furos de injeção em cada injeção (STONE, 1999).

Nesse contexto, os parâmetros identificados como relevantes na literatura e que estão detalhados nesta seção são: a taxa de participação do gás, em energia, SR ; o centro de combustão, CA_{50} ; a relação de equivalência combustível-ar, λ ; a pressão de injeção do Diesel, P_{Diesel} ; a temperatura do ar no *plenum*, T_{Ar} ; a temperatura do fluido de arrefecimento do motor, T_{Arref} ; e a taxa de recirculação de gases de escape, \dot{m}_{EGR} .

2.3.1 Taxa de substituição

A taxa de participação em energia, de Diesel por GNV, comumente referido na literatura pelo termo geral “taxa de substituição”, ou a expressão em língua inglesa *substitution rate*, SR , é o principal parâmetro para controle de NTT (KOENIGSSON; STALHAMMAR; ANGSTROM, 2012). SR elevadas reduzem a quantidade de Diesel injetada, diminuindo assim a retirada de calor do bico injetor pelo Diesel injetado. Embora o aumento da SR induza uma redução na taxa de liberação de calor e consequentemente a pressão e a temperatura de combustão resultante sejam menores (ABDELAAL; HEGAB, 2012), a contribuição da redução na taxa de calor transferido para o bico é pequena se

comparada à redução do arrefecimento do bico proporcionado pelo Diesel.

Neste trabalho, SR é definido como a proporção de substituição de Diesel pelo GNV, ponderada pelo poder calorífico inferior, PCI, de ambos os combustíveis. É definido como:

$$SR = \frac{\dot{m}_{GNV} PCI_{GNV}}{\dot{m}_{GNV} PCI_{GNV} + \dot{m}_{Diesel} PCI_{Diesel}} \quad (2.1)$$

Clemens et al. (2013) apontam em seu estudo que a SR máxima possível em um motor DF é de aproximadamente 70%. Por outro lado, Koenigsson, Stalhammar e Angstrom (2012) citam que taxas de substituição de até 99% são possíveis de serem atingidas, porém, sem citar resultados de emissões de gases de escapamento e nem valores de eficiência do motor para as taxas de substituição extremas. Yoshimoto et al. (2012) estudaram a variação de qualidade do GNV, e concluíram que com maiores atrasos na ignição há uma menor emissão de PM apontando o valor de 76% como sendo o limite de taxa de substituição para uma queima estável. Em contrapartida, Shiraiwa et al. (2013) citam que é possível atingir valores de até 90% mantendo os níveis de emissões de gases de escapamento em valores aceitáveis. O PCI equivalente da mistura é calculado neste trabalho como sendo:

$$PCI_{Mistura} = (1 - Z) PCI_{Diesel} + Z PCI_{GNV} \quad (2.2)$$

sendo Z a taxa de participação em base mássica (PAPAGIANNAKIS et al., 2010; LOUNICI et al., 2014) definida como:

$$Z = \frac{\dot{m}_{GNV}}{\dot{m}_{total}} = \frac{\dot{m}_{GNV}}{\dot{m}_{GNV} + \dot{m}_{Diesel}} \quad (2.3)$$

O parâmetro SR representa a taxa de participação do GNV na energia total disponibilizada para a combustão, enquanto que Z representa a taxa de participação do GNV na massa total de combustível injetado.

2.3.2 Centro de combustão

O centro de combustão, CA50 é definido com sendo o momento em que a liberação de energia da queima atinge 50% do seu valor máximo dentro de um ciclo de combustão.

O CA50 tem influência no valor de NTT, pois altera a taxa de liberação de calor do ciclo e conseqüentemente a pressão e a temperatura máxima de combustão. Quanto maior for a liberação de calor na câmara de combustão, maior será a troca de calor na direção do bico injetor de Diesel (ABDELAAL; HEGAB, 2012; KOENIGSSON; STALHAMMAR; ANGSTROM, 2012; SUN et al., 2013).

O CA50 é controlado através do início da injeção de Diesel, θ_0 , que corresponde ao momento em que o Diesel começa a ser injetado na câmara de combustão. No CRS, o CA50 é controlado indiretamente pelo módulo EDC através do controle do início da energização do solenoide do injetor ou o termo na língua inglesa, *Start of Energizing*, SOE. É definido em função do ângulo de virabrequim, θ , tendo como referência o PMS, (Ponto Morto Superior), como mostrado na Figura 6, sendo P_{Comb} a pressão instantânea de combustão e P_m a pressão instantânea calculada, resultado da compressão da mistura na câmara de combustão caso não houvesse combustão. Quando o início da energização é deslocado para a esquerda, a injeção inicia-se mais cedo e diz-se que a injeção é adiantada. Movimentando o início da energização para a direita a injeção inicia-se mais tarde e diz-se que a injeção é atrasada.

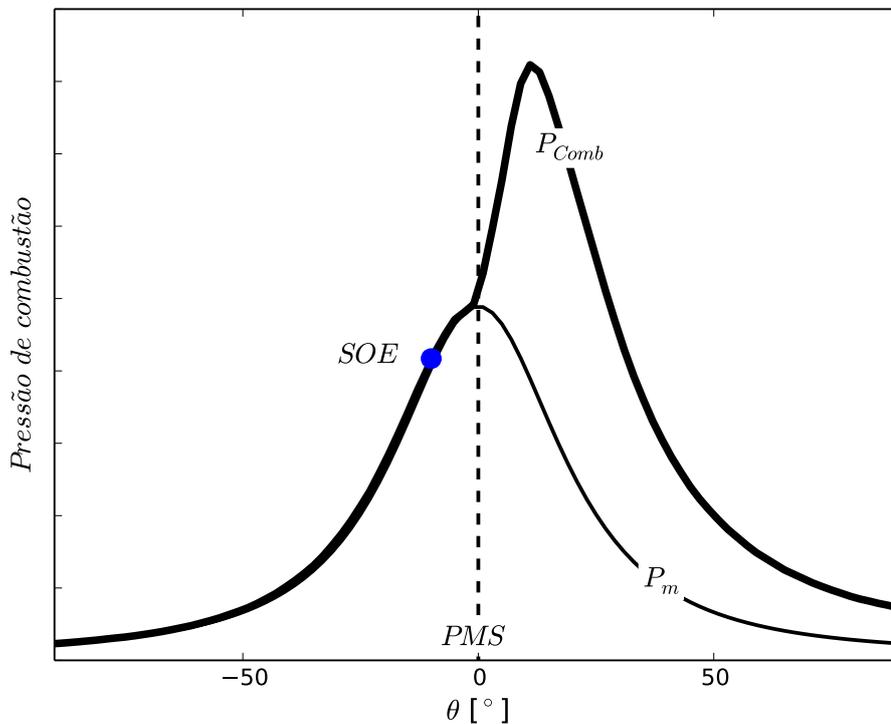


Figura 6 – Curva de pressão na câmara de combustão e definição de SOE (Fonte: O autor).

A importância do controle cuidadoso da curva de progressão da liberação de energia, em especial o ponto médio CA50 (Figura 7) na análise da combustão é evidenciada na literatura através de estudos conflitantes sobre o tema. Nielsen, Vale e Sorenson (1987) e Mtui e Hill (1996) divergem sobre o efeito do atraso de ignição em motores a gás natural com injeção piloto de Diesel. Enquanto Nielsen afirma que a quantidade piloto de Diesel e a quantidade de gás são os parâmetros mais influentes no atraso da ignição, os estudos de Mtui e Hill apontam que os efeitos desses parâmetros são insignificantes quando se ajusta adequadamente o início e a duração da injeção piloto.

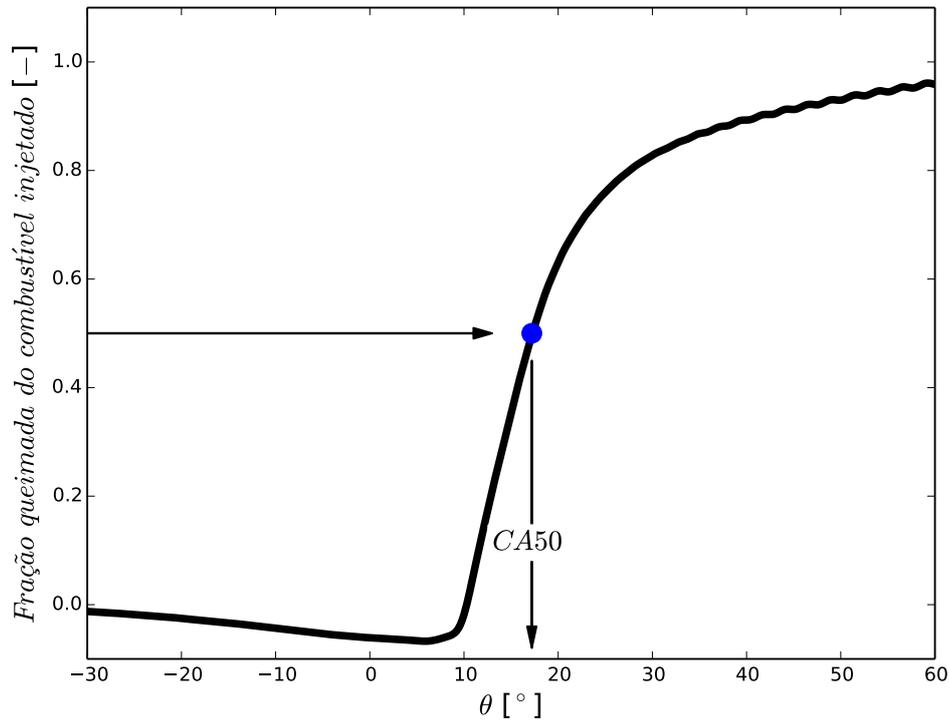


Figura 7 – Definição do centro de combustão CA50 (Fonte: O autor).

O centro da combustão interfere também nos valores de emissões de gases de escapamento. Os estudos de [Dahodwala et al. \(2014\)](#) indicam que a injeção avançada do Diesel traz benefícios em emissões de HC , fumaça e CO_2 , porém essa estratégia aumenta o pico de pressão e de temperatura de chama, acarretando em maior formação de NO_x .

2.3.3 Taxa de excesso de ar

A taxa de excesso de ar, denotada por λ , influi na temperatura da combustão. É um dado empírico que tem sua definição dada por:

$$\lambda = \frac{AFR_{atual}}{AFR_E} \quad (2.4)$$

Sendo AFR_{atual} o valor da relação ar/combustível real para ambos os combustíveis e AFR_E o valor teórico estequiométrico para reação química completa entre o ar e o combustível, presentes no processo de combustão. O inverso do valor de λ é também largamente utilizado na literatura para expressar a taxa de excesso de ar. É representado por ϕ :

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad (2.5)$$

A notação λ é usada nas análises dos dados experimentais neste trabalho por possibilitar a comparação direta com os valores medidos por um sensor de oxigênio instalado no tubo de exaustão do motor, como mostrado na Figura 1.

Em uma mistura pobre, ou seja, com excesso de ar, mantendo-se a quantidade total de combustível injetado constante, à medida que a massa de ar admitido é reduzida e se aproxima do valor estequiométrico, $\lambda = 1$, a temperatura e a pressão de combustão decrescem, reduzindo a taxa de calor transferido ao bico injetor de Diesel com uma redução linear nos valores de NTT medidos (KOENIGSSON; STALHAMMAR; ANGSTROM, 2012).

A restrição da quantidade de ar admitida leva a uma redução na eficiência volumétrica do motor, η_v , definida pela divisão entre o fluxo de ar admitido real, \dot{m}_{ar} , e o máximo fluxo de ar possível que a geometria do motor pode permitir para um certo ponto de operação. É definida por:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} V_h k_v n_s} \quad (2.6)$$

sendo ρ_{ar} a massa específica do ar à temperatura ambiente, V_h o volume deslocado pelos pistões do motor, k_v o numero de ciclos de trabalho em cada revolução do motor, sendo $k_v = 1/2$ pra motores de quatro tempos e $k_v = 1$ para motores de dois tempos, e n_s a rotação do motor.

2.3.4 Pressão de injeção

A pressão de injeção do Diesel na câmara de combustão, P_{Diesel} , altera as características do jato de Diesel injetado (BOSCH, 2005a), que tem grande influência nas características de combustão e no valor de CA50 (STONE, 1999). Elevadas pressões são desejadas para obter melhores resultados de emissões de escapamento, de forma geral, porém Kyunghyun (2013) cita uma relação de compromisso entre a emissão de NO_x , fumaça e CO_2 com a variação da pressão de injeção do Diesel.

Koenigsson, Stalhammar e Angstrom (2012) relatam que o efeito de P_{Diesel} sobre a temperatura do bico injetor é desprezível para elevadas taxas de substituição, em torno de 90%, e atribui esse fato à pequena duração da injeção nas condições estudadas, onde o tempo de injeção era cem vezes menor que o tempo do ciclo. Não é mencionado, no entanto, o efeito de P_{Diesel} para taxas de substituição menores.

2.3.5 Temperatura do Motor

A temperatura de trabalho do motor tem influência na sua eficiência volumétrica, nas características de combustão e na fadiga térmica a que os componentes estão submetidos (STONE, 1999). A temperatura do motor tem também uma influência, embora pequena, nos valores de NTT na medida em que a taxa de retirada de calor do bico para a água de arrefecimento e componentes adjacentes ao bico injetor de Diesel é aumentada (KOENIGSSON; STALHAMMAR; ANGSTROM, 2012).

2.3.6 Taxa de EGR

A taxa de recirculação de gases de escapamento, \dot{m}_{EGR} , interfere na taxa de liberação de calor e conseqüentemente nos valores de NTT. Maiores taxas significam maior quantidade de gases de escapamento na câmara de combustão, o que resulta em deficiência na concentração de oxigênio no processo de combustão (PAYKANI et al., 2012) e dificulta a propagação da chama, reduzindo a taxa de liberação de calor do ciclo (ABDELAAL; HEGAB, 2012; SUN et al., 2013) e conseqüentemente reduzindo o calor transferido ao bico injetor.

Adicionalmente, altas taxas de EGR combinadas com o aumento da temperatura do ar de admissão reduz níveis de emissões de NO_x , CO e HC , além de obter melhora na eficiência do motor *dual fuel* (PAYKANI et al., 2012).

2.3.7 Temperatura do ar de admissão

O aumento da temperatura do ar de admissão leva a um maior pico de temperatura de combustão devido à aceleração da reação de combustão e devido à temperatura inicial da mistura ser mais elevada (PAYKANI et al., 2012). Esse resultado, no entanto, é descrito somente para baixas cargas do motor.

Papagiannakis et al. (2010) concluiu em seu trabalho que o aumento da temperatura do ar de admissão leva a menores valores de consumo específico do motor e atribuiu esse efeito à redução na eficiência volumétrica do motor, que aproxima a combustão da estequiometria ($\lambda = 1$), já que em sua investigação em um motor PINGDE não havia controle da massa de ar admitida no motor. Koenigsson, Stalhammar e Angstrom (2011) relatam ter obtido um aumento substancial do limite de *misfire*² com o aumento moderado da temperatura de admissão.

Em contrapartida, Gharehghani, Mirsalim e Jazayery (2012) constataram que o aumento da temperatura do ar de admissão pode favorecer a ocorrência de detonação e, portanto, esse parâmetro deve ser cuidadosamente controlado durante os experimentos.

² Termo em lingua inglesa utilizado para descrever a falha de combustão causada pela falta de condições para propagação da chama dentro do cilindro.

2.4 Análise do aquecimento periódico no bico injetor

Para realizar uma análise de como a temperatura varia dentro do bico injetor, e a fim de validar a forma de aquisição dos valores experimentais de T_{Tip} , a idealização de que o bico injetor na região da cúpula se comporta como um sólido semi-infinito sob aquecimento periódico foi utilizada.

A forma geral da exigência da conservação de energia está apresentada na Equação 5.9. A taxa de transferência de calor por condução pode ser descrita a partir da definição de um volume de controle diferencial com a identificação dos processos de transferência de energia relevantes

e substituindo-se as equações das taxas de transferência de calor apropriadas.

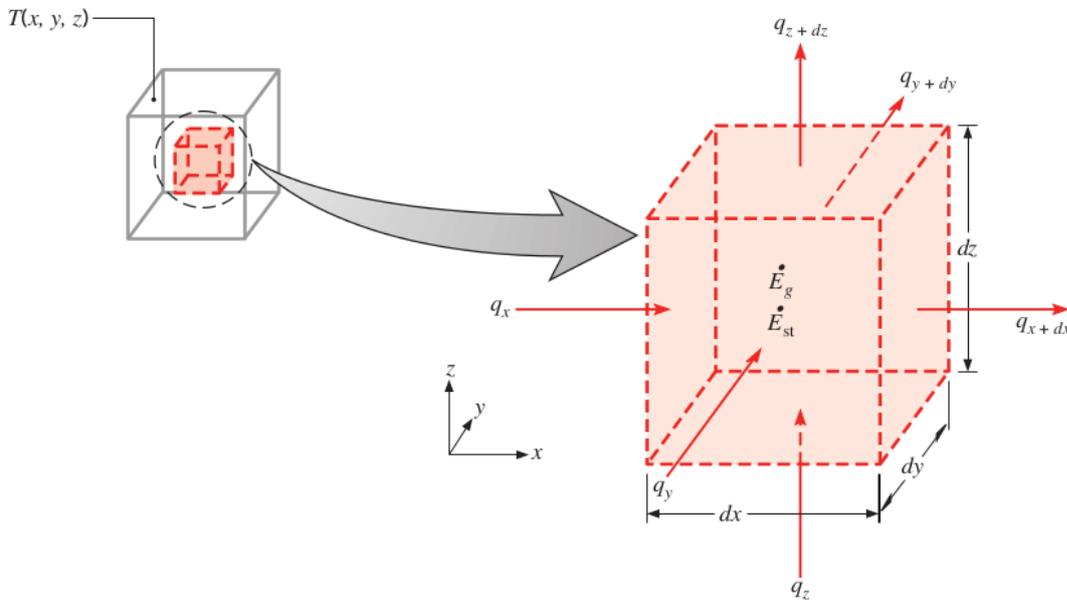


Figura 8 – Volume de controle diferencial em coordenadas cartesianas (INCROPERA; DEWITT, 1998).

Identificando as entradas e saídas de energia do volume diferencial e substituindo na Equação 5.9, obtém-se:

$$q_x + q_y + q_z + \dot{E}_g - q_{x+dx} - q_{y+dy} - q_{z+dz} = \dot{E}_{ac} \quad (2.7)$$

As taxas de transferência de calor, \dot{E}_e e \dot{E}_s podem ser expressas através de uma expansão da série de Taylor, desprezando-se os termos de ordem superior, obtendo:

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \quad (2.8)$$

$$q_{y+dy} = q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \quad (2.9)$$

$$q_{z+dz} = q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \quad (2.10)$$

O termo referente à taxa de acúmulo de energia pode ser representado por:

$$\dot{E}_{ac} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad (2.11)$$

e o termo de geração de energia por:

$$\dot{E}_g = \dot{q} dx dy dz \quad (2.12)$$

Substituindo as Equações 2.8 a 2.12 em 5.9 tem-se:

$$-\frac{\partial q_x}{\partial x} dx - \frac{\partial q_y}{\partial y} dy - \frac{\partial q_z}{\partial z} dz + \dot{q} dx dy dz = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad (2.13)$$

Tabela 1 – Propriedades termofísicas do aço AISI 304 a 600K (INCROPERA; DEWITT, 1998)

Propriedade	unidade	valor
ρ	kg/m^3	8055
k	$W/(m.K)$	15.1
c_p	$J/(kg.K)$	480

Através da lei de Fourier, tem-se as taxas de transferência de calor por condução como sendo:

$$q_x = -k dy dz \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.14)$$

$$q_y = -k dx dz \frac{\partial T}{\partial y}; \quad (2.15)$$

$$q_z = -k dx dy \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.16)$$

Substituindo as Equações 2.14, 2.15 e 2.16 na Equação 2.13 e dividindo todos os termos pelo volume diferencial dado por $dx dy dz$, chega-se à equação da difusão de calor em coordenadas cartesianas:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.17)$$

Tomando como premissa de que o bico injetor na região da cúpula se comporta como um sólido semi-infinito, apenas uma coordenada é necessária para descrever a distribuição interna de temperatura. Considerando a variação de temperatura somente em uma direção, sem geração interna, ($\dot{E}_g = 0$), e com a hipótese de condutividade térmica, k , constate no material do bico injetor, a Equação 2.17 se torna:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.18)$$

onde α é a difusividade térmica do meio:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (2.19)$$

Assumindo que $T(x \rightarrow \infty, t) = T_i$, e que já se passou tempo suficiente para fornecer um estado quase-estacionário no qual todas as temperaturas do motor flutuam periodicamente ao redor de um valor médio que não varia com o tempo, e que pode ser descrito por $T(0, t) = T_i + \text{sen}(\omega t)$, a solução da Equação 2.18 é do tipo (INCROPERA; DEWITT, 1998):

$$T(x, t) = T_i + \frac{q''}{k} \left(\frac{\alpha}{\omega} \right)^{\frac{1}{2}} \exp \left[-x \left(\frac{\omega}{2\alpha} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \cos \left[\omega t - x \left(\frac{\omega}{2\alpha} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{\pi}{4} \right] \quad (2.20)$$

Aplicando-se os valores dados na Tabela 1 na Equação 2.20, obtém-se a amplitude da flutuação da temperatura dentro do sólido. A amplitude decai exponencialmente em função da profundidade dentro do material e tem um atraso no tempo em relação à temperatura na superfície, como pode ser visualizado na Figura 9.

Para profundidades maiores que 1,2 mm, assumindo uma variação de temperatura na superfície da ordem de 2000 K a flutuação da temperatura é menor que 10 K, como mostrado na Figura 10, que mostra como a amplitude de temperatura decai na medida em que a profundidade x analisada, aumenta.

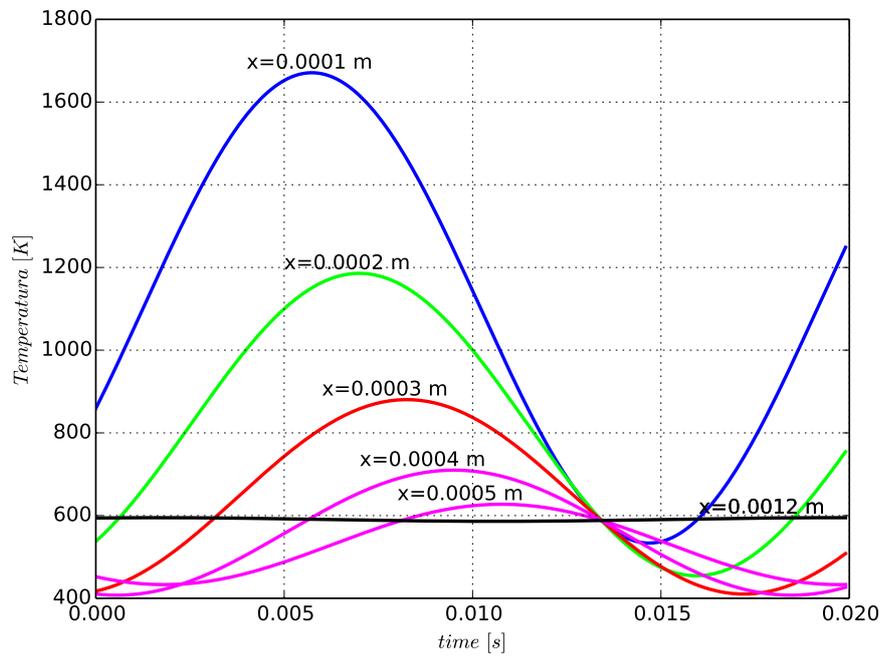


Figura 9 – Variação da temperatura no interior do bico injetor ao longo do tempo para diferentes profundidades x a partir da superfície.

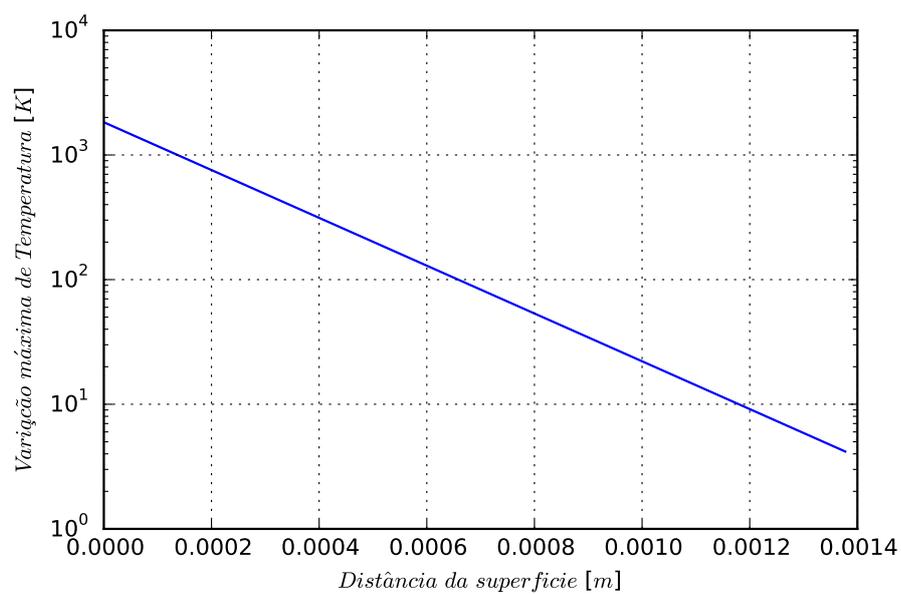


Figura 10 – Atenuação da variação máxima de temperatura em função da profundidade x .

3 Metodologia experimental

Neste capítulo está descrita a metodologia para o desenvolvimento do estudo experimental. Os parâmetros de controle são definidos e a faixa usual de variação de cada um deles é apresentada. Os parâmetros de acompanhamento são listados e quantificados.

A aquisição de dados foi realizada no laboratório de motores da Robert Bosch Ltda, situado em Curitiba-PR, Brasil.

3.1 Procedimento para aquisição de dados

A carga térmica a que o bico injetor está sujeito durante o funcionamento do motor é cíclica e é dependente das condições de operação do motor. A temperatura do fluido de trabalho na câmara de combustão varia desde a temperatura próxima ao do ar de admissão até a temperatura máxima da combustão, porém a temperatura média dos componentes do motor não acompanha essa rápida variação devido à inércia térmica de cada peça. A condição de medição é atingida quando os componentes atingem o equilíbrio térmico para uma dada condição de funcionamento. Essa é uma condição conhecida como regime quasi-permanente.

Nesse estudo não serão levadas em consideração as trocas de calor instantâneas entre componentes e os gases de combustão, devido à indisponibilidade de equipamentos capazes de medir adequadamente as temperaturas envolvidas nessas trocas. Somente a temperatura média na condição de regime permanente será avaliada. O processo de liberação de energia na câmara de combustão é dependente das condições de operação do motor, sendo os principais fatores a rotação e a carga no instante considerado. A rotação define o tempo disponível para o ciclo termodinâmico e a carga tem relação direta com a quantidade de calor liberado no processo.

De acordo com [Koenigsson \(2012\)](#), a região de operação com ocorrência de temperaturas altas na cúpula do bico injetor de Diesel corresponde à área de operação de altas cargas e rotações elevadas, ou seja, próximas ao ponto de potência máxima do motor, como representado na Figura 11.

A temperatura de cúpula do bico é mais alta em altas cargas e altas rotações do motor porque quanto maior é a quantidade de combustível adicionada à câmara de combustão, maior é a energia liberada na queima e maior será a transferência de calor para o bico. Da mesma forma, quanto maior for a rotação do motor, menor é o tempo de arrefecimento do bico injetor entre os ciclos de combustão ([KOENIGSSON; STALHAMMAR; ANGSTROM, 2011](#)). Por esse motivo as temperaturas mais altas são

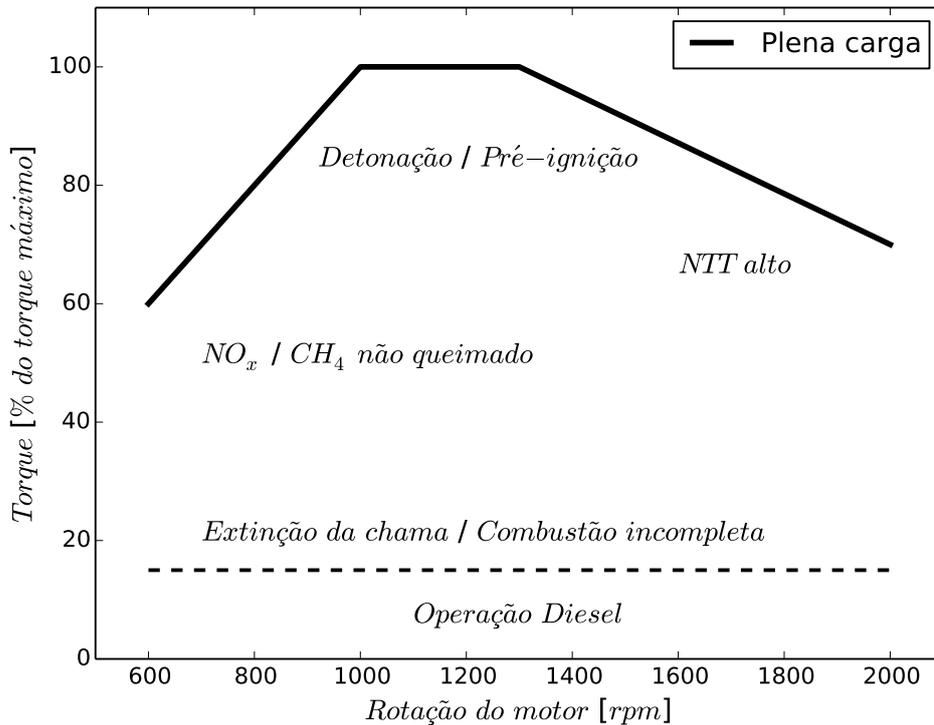


Figura 11 – Representação da região provável de ocorrência dos maiores valores de NTT (Adaptado de Koenigsson (2012)).

esperadas predominantemente em altas cargas e altas rotações.

A partir dessa análise, escolheu-se um ponto de rotação e carga que apresentou valores de temperatura elevados e simultaneamente proporcionou uma razoável margem de segurança com relação aos limites físicos de temperatura e pressão máximos permissíveis do motor, para realizar a varredura dos parâmetros identificados como relevantes e registrar sua influência sobre os valores de NTT.

A parametrização no ponto de operação escolhido, também chamada de calibração, foi previamente ajustada com o objetivo de obter níveis adequados de esforços mecânicos e térmicos no motor, ajustar uma taxa de substituição significativa e visando razoáveis níveis de emissão de gases poluentes de escapamento. Os parâmetros de controle que foram varridos no ponto escolhido para o estudo são:

- Taxa de substituição, SR ; controlado pelo módulo EGC e calculada a partir da Equação 2.1;
- Relação de equivalência ar/combustível, λ , controlada pelo módulo EGC através de uma válvula borboleta no duto de admissão de ar e medida através de um sensor de oxigênio instalado no duto de exaustão do motor;

- Centro de combustão, CA50; calculado através da análise da curva de liberação de energia instantânea por θ , a partir da medição de P_{Comb} ;
- Taxa de EGR, \dot{m}_{EGR} ; controlado pelo módulo EGC através do controle da posição de uma válvula borboleta no duto de recirculação dos gases de escapamento;
- Temperatura do ar de admissão no *plenum*, T_{Ar} ; controlado através de um trocador de calor acoplado ao *intercooler* do motor e medido através de um transdutor de temperatura instalado no *plenum*;
- Pressão de injeção do Diesel, P_{Diesel} ; controlado pelo módulo EDC através da medição da pressão do *rail* de Diesel por um transdutor de pressão integrado ao sistema *common rail* de injeção de Diesel;
- Temperatura de trabalho do motor, T_{Arref} , controlado através de um trocador de calor acoplado ao circuito do líquido de arrefecimento do motor e medido através de um termopar instalado no duto de retorno do líquido de arrefecimento, na saída das galerias do motor.

A faixa usual de variação de cada um dos parâmetros de controle para o motor em estudo está listada na Tabela 2.

Tabela 2 – Valores usuais dos parâmetros de controle do motor *dual fuel*

Parâmetro	Unidade	Mínimo	Máximo
SR	%	0	95
CA50	$^{\circ}\theta DPMS$	0	30
λ	-	1,1	1,8
P_{Diesel}	<i>bar</i>	600	1800
T_{Ar}	$^{\circ}C$	20	60
T_{Arref}	$^{\circ}C$	75	95
\dot{m}_{EGR}	%	0	25

Os parâmetros de acompanhamento e seus respectivos limites estão listados na Tabela 3 e são os seguintes:

- Temperatura da cúpula do bico injetor de Diesel, T_{Tip} , medido através de um sensor de temperatura conforme apresentado na Figura 14;
- Pressão de combustão máxima, P_{Comb} , medido através de um sensor piezelétrico instalado na câmara de combustão, conforme mostrado na Figura 16a
- Temperatura dos gases de exaustão, T_{Ex} , medido através de termopares instalados no coletor de gases de escapamento;

- Tendência de detonação, monitorado através da taxa de aumento da pressão na câmara de combustão, $dP/d\theta$;

Tabela 3 – Valores dos parâmetros de acompanhamento do motor *dual fuel*

Parâmetro	Unidade	Máximo
T_{Tip}	K	573
P_{Comb}	bar	175
T_{Ex}	K	973
$dP/d\theta$	$bar/^\circ\theta$	20

O objetivo deste estudo é investigar o comportamento da temperatura de cúpula do bico injetor e, considerando que as altas temperaturas a que o bico injetor estará exposto afetam a durabilidade mas não oferecem risco de falha iminente do componente, a operação do motor acima do limite de NTT em curtos intervalos de tempo é possível e, portanto, a investigação não estará limitada ao valor máximo especificado na Tabela 3. Porém, diferentemente da temperatura sobre o bico injetor, a pressão de combustão, a temperatura dos gases de escapamento e a ocorrência de detonação, podem levar a danos mecânicos severos e, com o intuito de manter a integridade do motor, o valor desses parâmetros deve ser mantido sempre abaixo dos valores limites em todos os pontos de operação.

3.2 Equipamentos utilizados

A base de experimentação e aquisição de dados foi realizada utilizando-se um motor de ignição por compressão, com seis cilindros e dez litros de deslocamento total de pistão, adaptado para trabalhar em modo *dual fuel*. A principal adaptação consiste na adição de um misturador de GNV e uma válvula tipo borboleta, ambos instalados no tubo de admissão de ar, como mostrado na Figura 1.

Na Figura 12 estão mostrados, de forma geral, o motor instalado no banco de provas e o detalhe do sensor de posição do eixo de manivelas (*Encoder*) e na Figura 13 é possível visualizar o detalhe do ponto de injeção de gás no duto de admissão de ar do motor e também a parte externa da válvula borboleta que faz o controle da massa de ar admitido pelo motor.

As principais características do motor estão descritas na Tabela 4. O motor possui ainda sistema de controle de sobrealimentação de ar do tipo *waste gate*, *WG*, sistema de resfriamento intermediário do ar de admissão, *intercooler*, e sistema de recirculação de gases de escape, *EGR*.

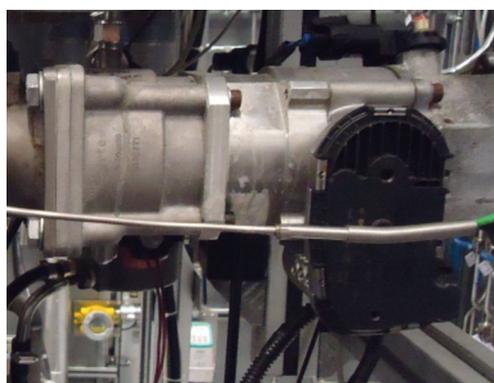


(a) Imagem do motor no banco de provas.



(b) Encoder para leitura do ângulo do eixo de virabrequim.

Figura 12 – Instalação do motor no banco de provas.



(a) Misturador (à esquerda) e válvula borboleta eletrônica para controle do fluxo de ar de admissão (à direita).



(b) Bloco de injetores de GNV.

Figura 13 – Adaptações feitas no motor Diesel para injeção de GNV.

Tabela 4 – Especificações do motor utilizado no estudo.

Característica	Unidade	Valor
Volume de deslocamento por cilindro, V_h	dm^3	1,62
Diâmetro do pistão, B	mm	126
Curso do pistão, s	mm	130
Comprimento da Biela, l	mm	219
Taxa de compressão, ϵ	-	17:1
Torque máximo, $\tau_{Máx}$	$N.m$	1480
Faixa de rotação torque máximo	rpm	1300...1400
Potência Máxima, Pot_{max}	kW	257
Rotação de potência máxima	rpm	1988
Nível de emissões referência (motor Diesel)	-	EURO-IV
Número de válvulas (Admissão/Exaustão)	-	2/2
Fechamento das válvulas de admissão, IVC	$^\circ\theta$	-155
Abertura das válvulas de escapamento, EVO	$^\circ\theta$	120

O motor é equipado com um sistema de injeção Diesel do tipo *Common rail*, com pressão máxima de operação de 1800 bar. O bico injetor de Diesel foi modificado para a instalação de um termopar do tipo K, conforme características apresentadas na Tabela 5, e a usinagem do canal para acomodação deste no injetor está mostrada na Figura 14.

A temperatura média medida pelo termopar instalado próximo à cúpula do bico é chamada de T_{Tip} , e é assumida como a temperatura representativa da região da cúpula do bico injetor, embora esteja claro que existe um gradiente de temperatura no componente e as temperaturas da cúpula, do assento da agulha, e aquela medida pelo termopar não sejam coincidentes. A definição do gradiente de temperatura no componente não é foco desse estudo e para este trabalho, assume-se que $NTT \equiv T_{Tip}$.

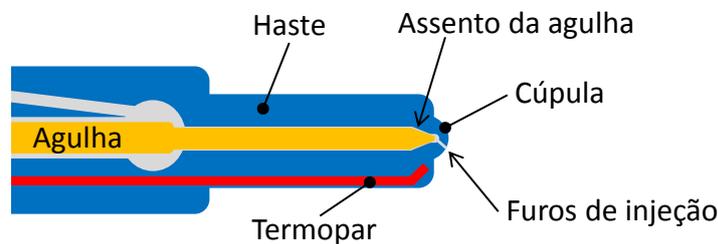
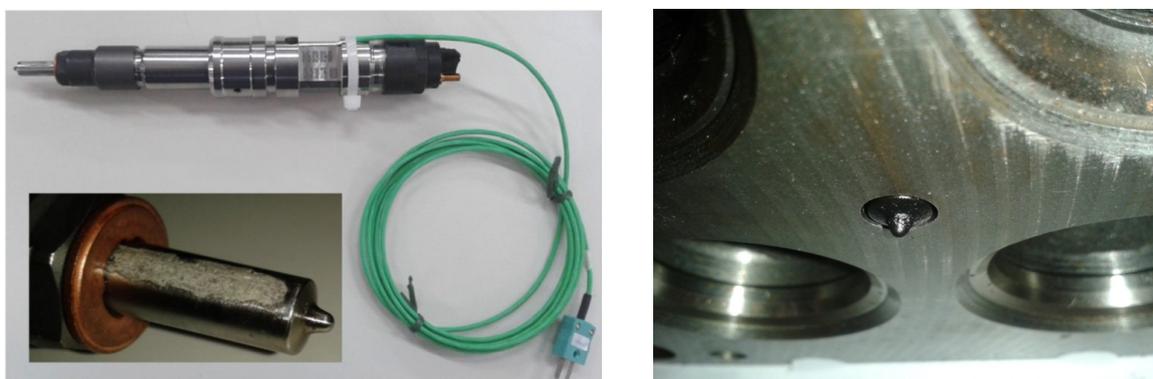


Figura 14 – Desenho esquemático da instrumentação do bico injetor para medição de temperatura de cúpula (Fonte: O autor).

A análise da variação de temperatura dentro do bico injetor é apresentada no Capítulo 2.4, trazendo uma solução analítica simplificada para a temperatura no interior de sólidos com aquecimento periódico e reforça a premissa de que a temperatura medida pelo termopar é representativa da região da cúpula do bico injetor.

A Figura 15a mostra a foto do injetor instrumentado para medição de temperatura de bico com o detalhe da fixação da extremidade com resina resistente a altas temperaturas.



(a) Injetor instrumentado para medição de T_{Tip} .

(b) Cúpula do bico injetor na parte inferior do cabeçote do motor durante a montagem.

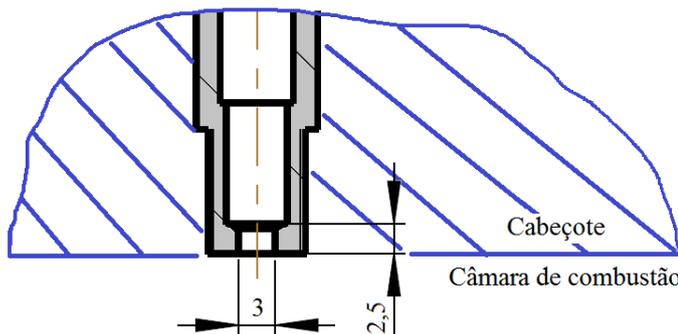
Figura 15 – Injetor instrumentado e posicionamento do bico injetor no cabeçote.

Tabela 5 – Especificações do termopar para medição de T_{Tip} (THERMOCOAX, 2015).

Característica	Unidade	Valor
Faixa de aplicação	K	73...1073
Diâmetro	mm	0,5
Sensibilidade	$\mu V/K$	41
Incerteza de medição	%	$\pm 0,75$

Para realizar a aquisição de dados do motor, este foi previamente preparado para receber alguns sensores. Um transdutor de pressão piezelétrico conforme especificações dadas na Tabela 6 e ilustrado na Figura 16b foi instalado no cilindro para o monitoramento da pressão de combustão. O princípio de funcionamento do transdutor de pressão é através do efeito piezelétrico, que consiste de uma série de cristais que, quando submetidos a uma pressão mecânica, produzem uma corrente elétrica proporcional.

Esse sensor é instalado no cabeçote do motor, em um furo usinado para este propósito, de tal forma que o elemento sensor fica posicionado de frente para a combustão, conforme mostrado na Figura 16a



(a) Posicionamento do sensor no cabeçote (Fonte: O autor).



(b) Sensor piezelétrico AVL GH15DK (AVL, 2015).

Figura 16 – Desenho esquemático da instalação do sensor para medição de P_{comb} .

A leitura da posição do eixo de manivelas realizada simultaneamente por um sensor óptico mostrado na Figura 12b permite sincronizar o sinal de pressão com o movimento do eixo de virabrequim e, conseqüentemente, com o movimento do pistão na câmara de combustão.

O sinal de pressão na câmara de combustão foi gravado continuamente durante 25 ciclos de combustão, em função de θ e extraída a média aritmética dos pontos para cada meio grau de ângulo do eixo de manivelas.

O fluxo de ar admitido pelo motor, \dot{m}_{Ar} , é medido por um anemômetro de filme aquecido, conforme mostrado na Figura 17 e com as características de acordo com na Tabela 7. A quantidade exata de ar requerida para cada ponto de operação é controlado

Tabela 6 – Especificações do transdutor piezelétrico AVL GH15DK (AVL, 2015).

Característica	Unidade	Valor
Faixa de aplicação	<i>bar</i>	0...300
Sensibilidade	<i>pC/bar</i>	19,0
Linearidade	<i>%FSO</i>	0,3

através de uma válvula do tipo borboleta instalada no duto de admissão de ar, imediatamente antes do ponto de injeção de GNV. A precisão no controle da massa de ar é conseguida neste trabalho através de um controlador de circuito fechado gerenciado pelo módulo EGC que faz a leitura do valor atual de λ e atua na válvula borboleta, ajustando a quantidade de ar admitido no motor, até obter o valor desejado.

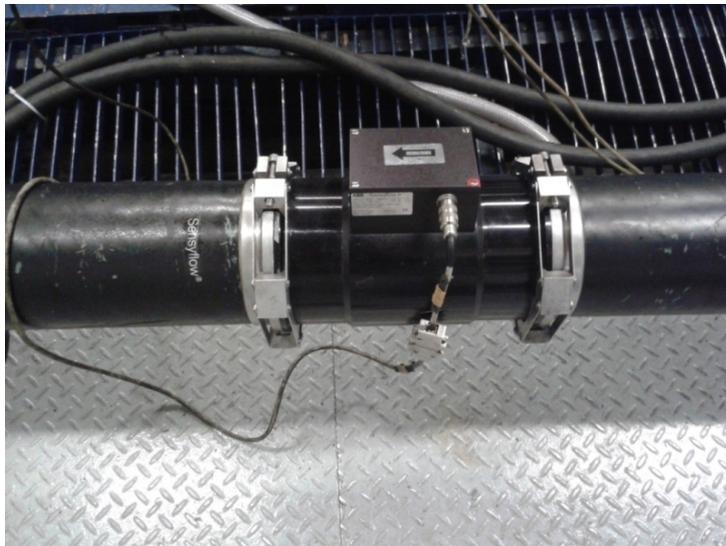


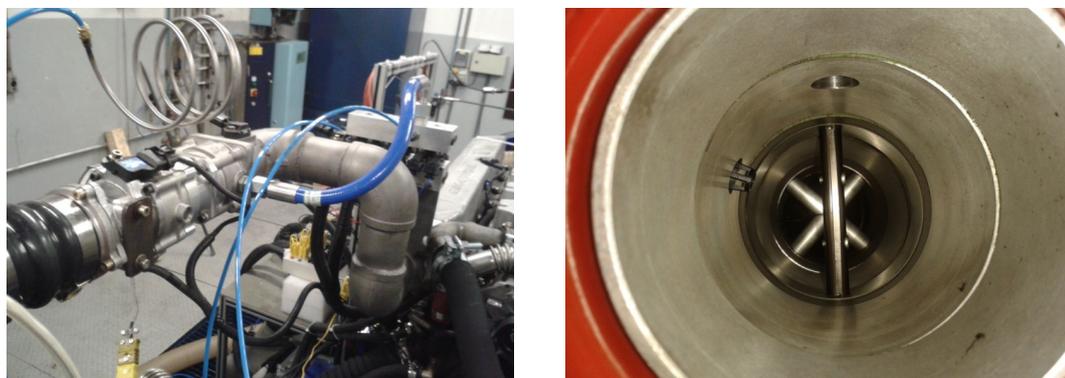
Figura 17 – Transdutor de medição de massa de ar (fonte: o autor).

Tabela 7 – Especificações do medidor de vazão de ar (SENSYFLOW, 2015).

Característica	Unidade	Valor
Faixa de operação	<i>kg/h</i>	80...2400
Tempo de resposta	<i>ms</i>	<12
Incerteza de medição	<i>%</i>	<1

O sistema de injeção de GNV, mostrado de forma esquemática na Figura 2 está ilustrado na Figura 18. A tubulação de alta pressão, a uma pressão máxima de 200 bar conduz o GNV a um sistema de válvulas reguladoras de pressão que mantém a pressão no circuito de baixa pressão em aproximadamente 7 bar. Um conjunto de dosadores eletrônicos é utilizado para realizar a dosagem precisa da quantidade de GNV (Figura 13b). Após a dosagem, o GNV passa pelo circuito do misturador, onde ocorre a mistura do gás no fluxo de ar admitido pelo motor através do tubo de admissão. O formato interno dispositivo de distribuição e homogeneização do GNV ao ar de combustão pode ser visualizado na Figura 18b. A homogeneização da mistura ar-GNV ocorre ao longo do tubo de admissão,

antes de chegar ao *plenum*. A massa de GNV injetada é medida através de um sensor de vazão mássica, que utiliza como princípio de medição o efeito Coriolis.



(a) Ponto de injeção de GNV no tubo de admissão (mangueira azul) (b) Dispositivo para a distribuição do GNV dentro do duto de admissão (dispositivo em formato de cruz atrás do eixo da válvula borboleta).

Figura 18 – Sistema de injeção de GNV no duto de admissão de ar.

O processo de redução de pressão realizada pela válvula reguladora de pressão é um processo endotérmico e, portanto, ocorre resfriamento do GNV que é fornecido ao circuito de baixa pressão. Para minimizar esse efeito, a reguladora de pressão possui um circuito interno de troca de calor entre a água de arrefecimento do motor e o GNV. O tempo de energização dos dosadores é corrigido ciclo a ciclo, de acordo com a flutuação da temperatura do gás e também em função da flutuação de pressão no circuito de baixa pressão.

O sistema de medição de consumo de Diesel do dinamômetro consiste de um sensor de vazão mássica que utiliza como princípio de medição o efeito Coriolis. As principais características do equipamento estão mostradas na Tabela 8.

Tabela 8 – Especificações do medidor de consumo de Diesel (AVL, 2015)

Característica	Unidade	Valor
Modelo	-	AVL753C+735S
Faixa de operação	kg/h	0...125
Incerteza de medição	%	< 0,12

Todas as medições foram realizadas em um dinamômetro ativo de corrente alternada, AC, localizado nas dependências da Empresa Robert Bosch em Curitiba-Paraná. As principais características do dinamômetro estão listadas na Tabela 9.

Tabela 9 – Especificações do dinamômetro (AVL, 2015)

Característica	Unidade	Valor
Modelo	-	Assíncrono
Potência	<i>kW</i>	440
Torque	<i>N.m</i>	2.334
Rotação máxima	<i>rpm</i>	6.000

3.3 Incerteza de medição

De acordo com Taylor (1997), a melhor forma de apresentar o resultado de uma grandeza medida é através do valor da melhor estimativa desta quantidade e de um intervalo em que esta quantidade medida provavelmente ocorre. Pode-se representar essa grandeza como sendo:

$$G_i = GM_i \pm IMG_i \quad (3.1)$$

Onde $GM_i \pm IMG_i$ representa o intervalo onde essa grandeza G_i ocorre. A indeterminação, ou incerteza na medição, em valor absoluto é representada por:

$$IMG_{G_i} = \left| \frac{\delta G}{\delta G_i} \right| IMG_i \quad (3.2)$$

E a indeterminação relativa é:

$$\varepsilon_i = \frac{IMG_{G_i}}{G} = \left| \frac{\delta G}{\delta G_i} \right| \frac{IMG_i}{G} \quad (3.3)$$

Os sistemas de medição utilizados consistem de uma cadeia de equipamentos. Cada componente da cadeia de medição tem sua incerteza individual e o erro máximo propagado na cadeia de medição é o somatório de cada erro individual. A indeterminação relativa máxima é, portanto:

$$\varepsilon_{Máx} = \sum_{i=1}^n |\varepsilon_i| \quad (3.4)$$

E a indeterminação relativa máxima provável é:

$$\varepsilon_{MáxProv} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\varepsilon_i)^2} \quad (3.5)$$

Os valores de temperatura e pressão em um motor de combustão interna tem características estocásticas e, portanto, o valor que melhor representa o valor real no ponto

de operação é obtido através da média de uma sequência de medições. A média é definida como sendo:

$$\bar{G}_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n G_i \quad (3.6)$$

O sistema de medição de temperatura de cúpula do bico injetor de Diesel é formado por uma cadeia de equipamentos, conforme mostrado na Figura 19.

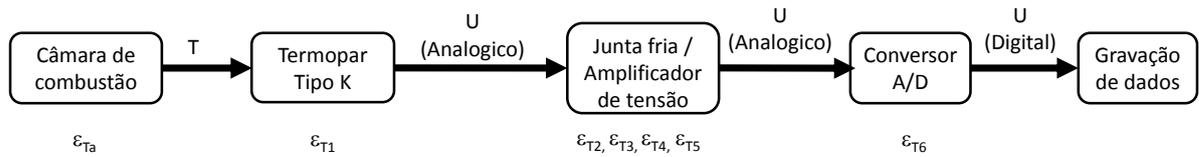
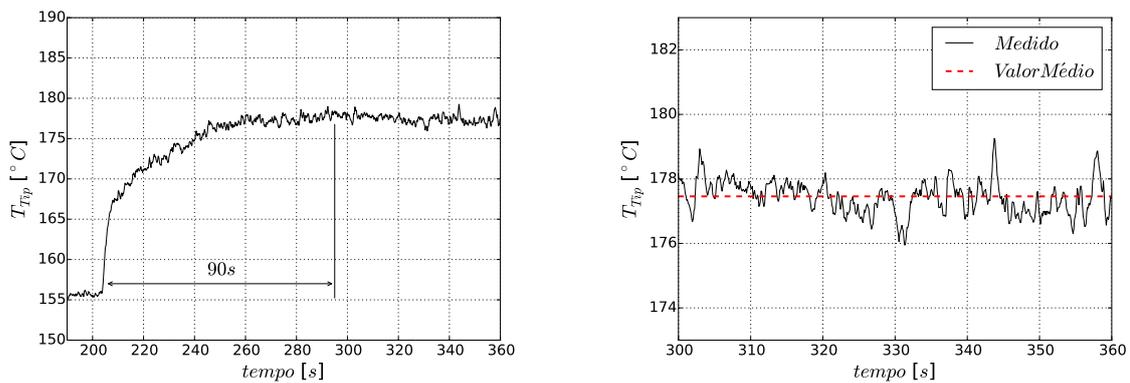


Figura 19 – Cadeia do sinal da medição de T_{Tip}

A medição de temperatura em cada um dos pontos foi realizada a uma taxa de 10 Hz, respeitando-se o tempo mínimo de estabilização, ilustrado na Figura 20a, necessário para que o equilíbrio térmico entre os componentes na região do cabeçote seja atingido, após alteração de parâmetros. Através de uma aquisição contínua com duração de 60 segundos, o que corresponde a aproximadamente 600 valores, e a média foi calculada utilizando a Equação 3.6, como mostrado na Figura 20b



- (a) Tempo de espera mínimo para estabilização da temperatura do bico injetor, após uma alteração de parâmetros. (b) Exemplo de aquisição de temperatura de cúpula e visualização da média calculada.

Figura 20 – Definição do método para a aquisição de T_{Tip} .

Dessa forma, o erro aleatório pode ser assumido como sendo o desvio padrão da média da medição (TAYLOR, 1988), definido por:

$$\sigma_{T_{Tip}} = \frac{\sigma_x}{t_{st}\sqrt{N}} \quad (3.7)$$

sendo que t_{st} é o coeficiente de student e σ_x é definido como:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (x_i - \bar{x})^2} \quad (3.8)$$

Assumindo o valor de $t_{st} = 1,96$, que corresponde ao numero de amostras $n = 600$ e intervalo de probabilidade de 95% (TAYLOR, 1988), o erro relativo para a medição realizada é:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_{T_{ip}}}{T_{ip}} = \frac{0,039}{T_{ip}}. \quad (3.9)$$

O erro de linearidade do termopar é de $\pm 0,75\%$ do valor medido para temperaturas acima de 333 K, portanto:

$$\varepsilon_{T1} = \pm 0,0075 \quad (3.10)$$

O erro de linearidade da junta fria é de $\pm 1,0$ K constante para toda a faixa de medição, portanto:

$$\varepsilon_{T2} = \pm \frac{1,0}{T_{ip}} \quad (3.11)$$

E o erro de ganho da junta fria é de 0,008 K/K, portanto:

$$\varepsilon_{T3} = \pm 0,008 \quad (3.12)$$

O erro de linearidade do amplificador é de $\pm 0,25$ K + 0,025%, portanto:

$$\varepsilon_{T4} = \pm \frac{0,25}{T_{ip}} + 0,00025 \quad (3.13)$$

E o erro de ganho do amplificador é de 0,005 K/K, portanto:

$$\varepsilon_{T5} = \pm 0,005 \quad (3.14)$$

A resolução do conversor A/D é de 21 bits e a sensibilidade para o termopar do tipo K com intervalo de medição de 73 K a 1645 K é de 12,723 mV/K, então:

$$\varepsilon_{T6} = \frac{\frac{\pm 10V}{2^{21}} \times 2}{U[V]} = \pm \frac{9,537 \times 10^{-6} V}{12,723 \times 10^{-3} V/K T_{Tip}} = \frac{0,00075 K}{T_{Tip}} \quad (3.15)$$

Utilizando a Equação 3.3 com os valores encontrados nas equações 3.9 a 3.15, obtemos a incerteza relativa máxima provável para a medição de T_{Tip} :

$$\varepsilon_T = \pm \sqrt{145,3 \times 10^{-6} + \frac{0,039468}{T_{Tip}} + \frac{1,06250}{(T_{Tip})^2}} \quad (3.16)$$

Para a temperatura máxima permissível para o bico injetor de Diesel, que é de 573 K, obtem-se a incerteza relativa de $\pm 1,5\%$, que corresponde ao valor absoluto de ± 8 K.

O sistema de medição da pressão de combustão é formado por uma cadeia de equipamentos, conforme mostrado na Figura 21, e consiste de um transdutor de pressão piezométrico localizado na câmara de combustão, um cabo de alta impedância, um amplificador de carga e um conversor A/D. Após a amplificação, o sinal analógico é convertido em digital e é enviado para um computador para ser armazenado.

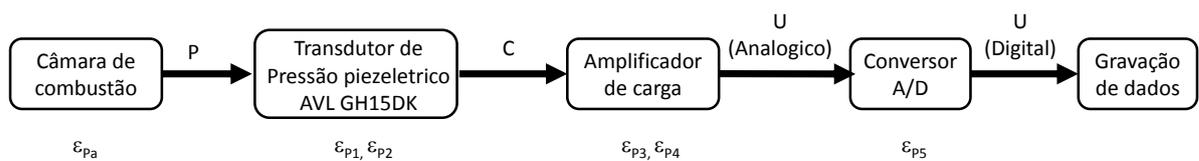


Figura 21 – Cadeia do sinal da medição de pressão na câmara de combustão

A pressão está relacionada com a tensão elétrica pela seguinte expressão:

$$P = \frac{G_a}{G_s} U \quad (3.17)$$

Onde G_a é o ganho do amplificador e G_s é o ganho do transdutor. A sensibilidade do sistema é dada por:

$$S = \frac{G_s}{G_a} U \quad (3.18)$$

O erro de linearidade do sensor piezelétrico é de $\pm 0,3\%$ FSO, com máximo valor de medição de 300 bar, portanto, a incerteza na medição é calculada como sendo:

$$\varepsilon_{P1} = \pm \frac{0,003 \times 300}{P_{Comb}} = \pm \frac{0,9}{P_{Comb}} \quad (3.19)$$

O erro no ganho do transdutor piezelétrico é de $\pm 0,01$ pC/bar, portanto:

$$\varepsilon_{P2} = \pm \frac{0,01 \text{ pC/bar}}{19,0 \text{ pC/bar}} = \pm 0,0005 \quad (3.20)$$

O erro de linearidade do amplificador de carga é de $\pm 0,01\%$ FSO. Como a sensibilidade do sensor piezelétrico é de 0,024 V/bar, tem-se:

$$\varepsilon_{P3} = \frac{0,0001 \times 10[V]}{U[V]} = \pm \frac{0,001 V}{0,024 P_{Comb}} = \pm \frac{0,0417}{P_{Comb}} \quad (3.21)$$

O erro no ganho do amplificador de carga é $\pm 0,3\%$, portanto:

$$\varepsilon_{P4} = \pm 0,003 \quad (3.22)$$

A resolução do amplificador A/D é de 12 bits, então:

$$\varepsilon_{P5} = \frac{\frac{10[V]}{2^{12}}}{U[V]} = \pm \frac{0,00244}{0,024 P_{Comb}} = \pm \frac{0,102}{P_{Comb}} \quad (3.23)$$

Utilizando a Equação 3.3 com os valores encontrados nas equações 3.19 a 3.23, obtemos a incerteza relativa máxima provável para a medição de pressão, em bar:

$$\varepsilon_P = \pm \sqrt{9,27 \times 10^{-6} + \frac{0,822}{(P_{Comb})^2}} \quad (3.24)$$

Para a pressão máxima permissível do motor, que é de 175 bar, tem-se uma incerteza média de ± 1 bar na medição, ou $\pm 0,6\%$.

3.4 Combustíveis

As características básicas dos combustíveis utilizados neste estudo estão mostradas na Tabela 10.

Tabela 10 – Propriedades químicas e características físicas dos combustíveis considerados neste estudo

	Unidade	Diesel (BOSCH, 2005b)	GNV (COMPAGAS, 2015)
Massa Específica, ρ	kg/m^3	833,5	0,725
Poder Calorífico Inferior, PCI	MJ/kg	42,50	47,27
Relação ar-combustível base mássica, AFR_E	kg_{Ar}/kg_{Diesel}	14,5	16,2
Temperatura de autoignição, TAI	$^{\circ}C$	250	650

Tabela 11 – Composição química do GNV e do ar considerados neste estudo, em fração molar

Elemento Químico	índice	GNV (COMPAGAS, 2015)	Ar (BOSCH, 2005b)
CH_4	a	89,50	-
C_2H_6	b	5,96	-
C_3H_8	c	1,55	-
C_4H_{10}	d	0,85	-
CO_2	e	1,43	0,03
N_2	f	0,70	77,60
O_2	g	0,01	20,82
H_2O	h	-	0,62
Ar	j	-	0,93

A composição química média do Diesel é $C_{12}H_{23}$, variando de $C_{10}H_{20}$ a $C_{15}H_{28}$ (RIAZI, 2005). A composição química do GNV e do ar considerados neste estudo é, respectivamente:

$$aCH_4 + bC_2H_6 + cC_3H_8 + dC_4H_{10} + eCO_2 + fN_2 + gO_2 \quad (3.25)$$

e

$$eCO_2 + fN_2 + gO_2 + hAr + jH_2O \quad (3.26)$$

As frações molares de cada um dos componentes está listada na Tabela 11. As frações de hidrocarbonetos mais pesados que o propano presentes no GNV estão todas agrupadas juntamente com o Butano.

4 Resultados

Neste capítulo estão descritos os resultados das medições de NTT no motor *dual fuel* e a análise das tendências dos valores de temperatura de cúpula do bico injetor para cada um dos parâmetros estudados.

4.1 Mapeamento da temperatura de cúpula do bico

A região de incidência de altas temperaturas de cúpula do bico injetor para o modo de operação *dual fuel* está apresentada na Figura 11. Com base nessa informação, o ponto de rotação de 1676 rpm e torque de 660 N.m foi escolhido para realização da varredura dos parâmetros identificados como relevantes para NTT, por ser um ponto que apresenta valores de T_{Tip} relativamente elevados e por apresentar uma prudente margem de segurança com relação aos limites físicos de temperatura e pressão máximos permissíveis para o motor utilizado no estudo. O ponto de operação escolhido para realização da aquisição de dados está representado na Figura 22. A escolha desse ponto é conveniente pois coincide com o ponto de operação do ciclo *ESC (European Stationary Cycle)* para controle de emissões, denominado B50, e por esse motivo já havia sido previamente parametrizado neste motor em trabalhos anteriores a esta investigação.

A denominação B50 será utilizada neste trabalho para alusão ao ponto de operação escolhido como base neste estudo, que tem os principais parâmetros listados na tabela 12.

Tabela 12 – Parametrização base do ponto de operação B50

Parâmetro	Unidade	Valor
CA50	° DPMS	17
Torque no eixo	N.m	660
Rotação	1/min	1676
T_{Arref}	° C	85
T_{Ar}	° C	40
P_{Diesel}	bar	1800
SR	%	80
\dot{m}_{Diesel}	kg/h	4,6
λ	-	1,4
\dot{m}_{EGR}	%	0

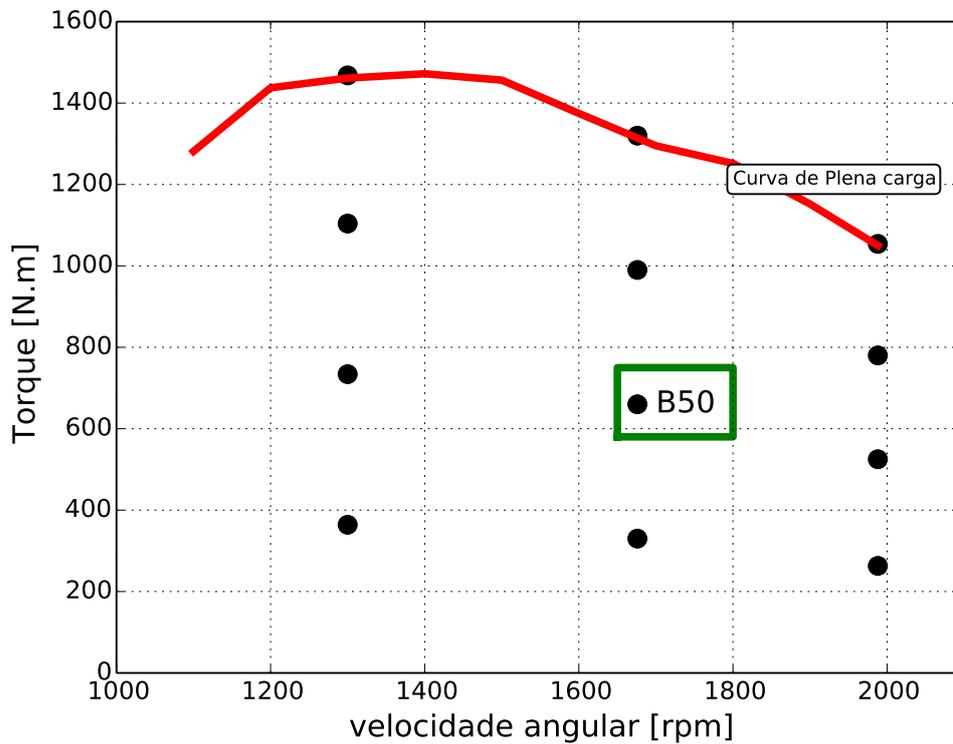


Figura 22 – Pontos de calibração do motor de acordo com o ciclo *ESC* com indicação do ponto de operação *B50* escolhido para a investigação de T_{Tip} .

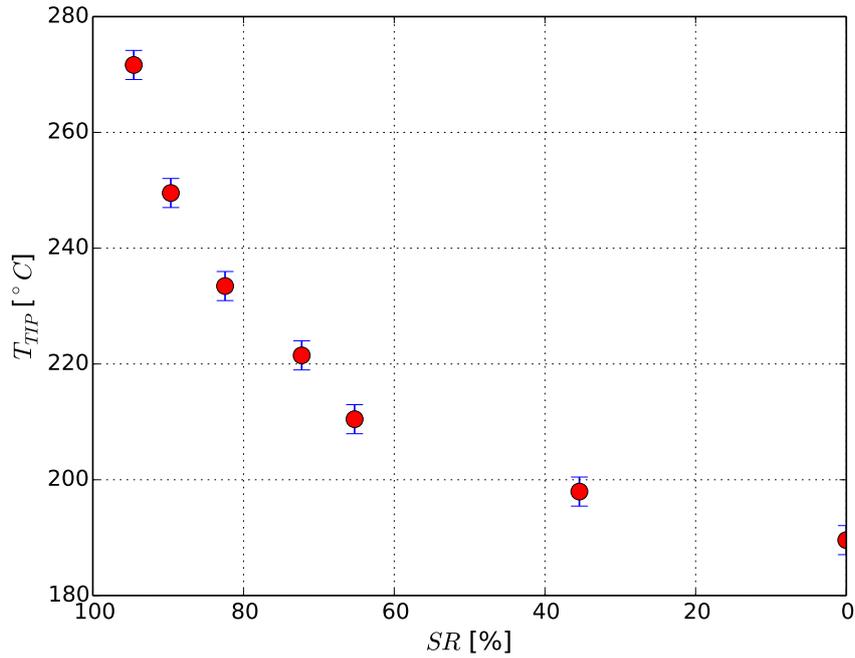
4.2 Varredura dos parâmetros relevantes para temperatura de cúpula do bico

A varredura dos parâmetros identificados na seção 2.3 foi feita no ponto de operação B50 e os limites de operação descritos na Tabela 3 foram cuidadosamente respeitados para manter a integridade física dos equipamentos envolvidos no teste. Os resultados e a análise estatística das tendências apresentadas estão descritos nesta seção.

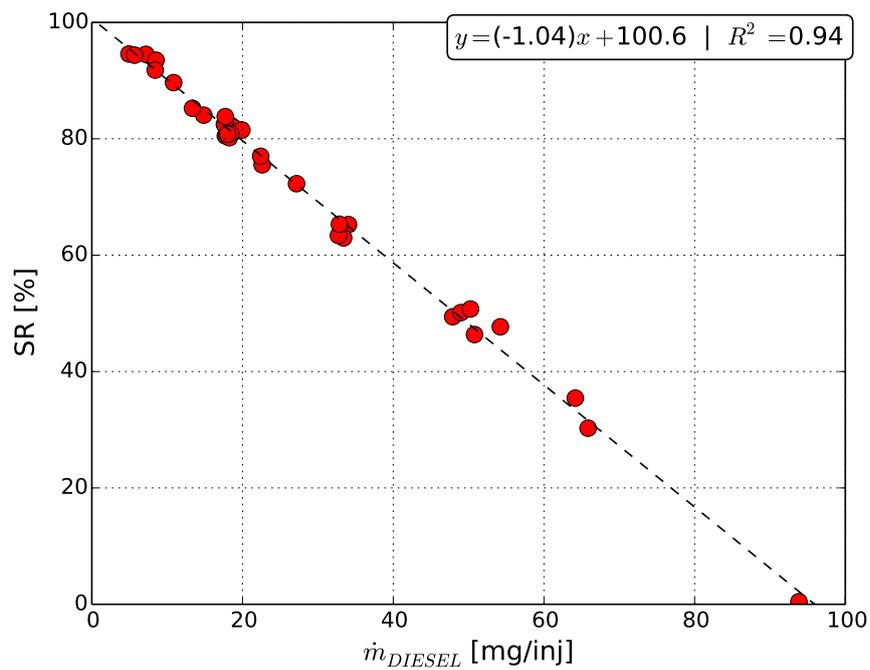
4.2.1 Influência da taxa de substituição

O resultado da variação de SR sobre os valores de T_{Tip} podem ser visualizados na Figura 23. A análise dos dados medidos mostra uma tendência clara de aumento da temperatura de cúpula do bico injetor com o aumento de SR . No entanto, fazendo uma análise da Equação 5.6 percebe-se que esta indica que o parâmetro relevante no processo de transferência de calor do bico injetor para o Diesel não é a taxa de substituição, mas sim a massa de combustível injetado, \dot{m}_{Diesel} . De acordo com a definição dada na Equação 2.1, quanto maior for o valor da taxa de substituição menor é a quantidade de Diesel injetada.

A relação entre os valores medidos de SR e \dot{m}_{Diesel} está mostrada na Figura 24

Figura 23 – Variação de T_{Tip} com alteração de SR .

para uma grande quantidade de pontos, realizada com variação simultânea dos parâmetros identificados na Tabela 2. Observa-se que existe uma relação linear clara entre SR e \dot{m}_{Diesel} , sendo que o segundo parâmetro se mostra mais apropriado para realização da análise dos dados.

Figura 24 – Impacto da alteração de SR sobre o valor de \dot{m}_{Diesel} .

Variando-se a taxa de substituição, a quantidade de Diesel injetado é alterada e com isso também a combustão da mistura ocorre de forma diferente. A fim de manter as características da combustão similares, a variação de SR foi realizada mantendo-se CA_{50} constante, e portanto P_{Comb} também com valores similares obtendo, ao final, valores similares de T_{Comb} em toda as medições. Assim foi possível reduzir interferências das condições de contorno, na tentativa de isolar o efeito da redução de \dot{m}_{Diesel} nos valores de T_{Tip} , como pode ser visualizado na Figura 25.

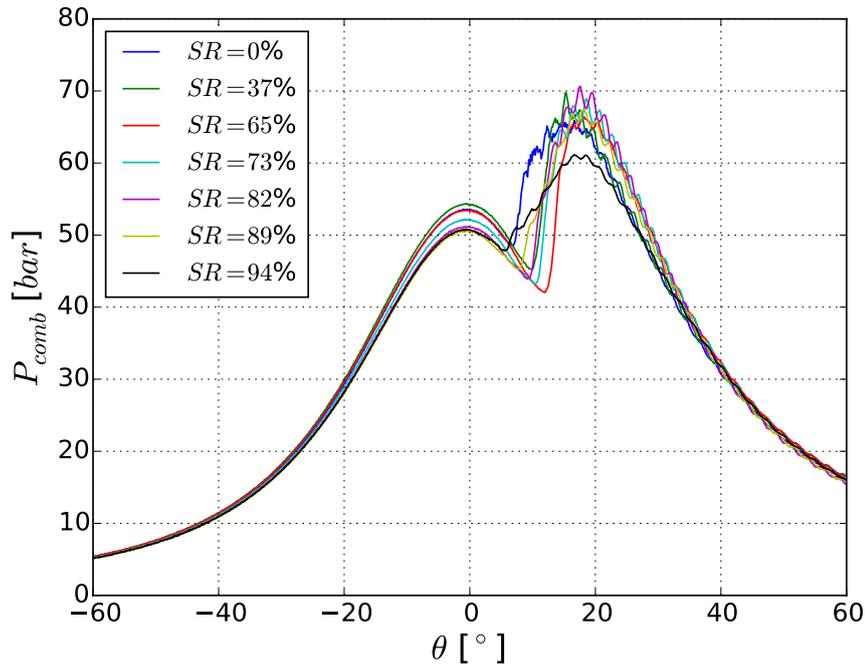


Figura 25 – Curva de P_{Comb} para diferentes valores de SR com correção de CA_{50} .

A relação entre o valor de T_{Tip} e \dot{m}_{Diesel} está mostrada na Figura 26. Observa-se que os dados medidos satisfazem uma relação logarítmica da forma $y = A \ln(x) + B$.

De acordo com a Equação 5.6, quanto menor for o valor de \dot{m}_{Diesel} , menor é a retirada de calor do bico pelo Diesel que passa através dele e maior é o valor de T_{Tip} . Essa tendência é confirmada nos resultados de temperatura obtidos com a variação da quantidade de Diesel injetado.

4.2.2 Influência do centro de combustão

O resultado da medição de T_{Tip} alterando-se o início da injeção a fim de obter diferentes valores do centro de combustão, CA_{50} , está mostrado na Figura 27. A relação entre a temperatura de cúpula e o centro de combustão é linear, satisfazendo uma Equação do tipo $y = Ax + B$.

De acordo com o descrito por [Abdelaal e Hegab \(2012\)](#), [Koenigsson, Stalhammar](#)

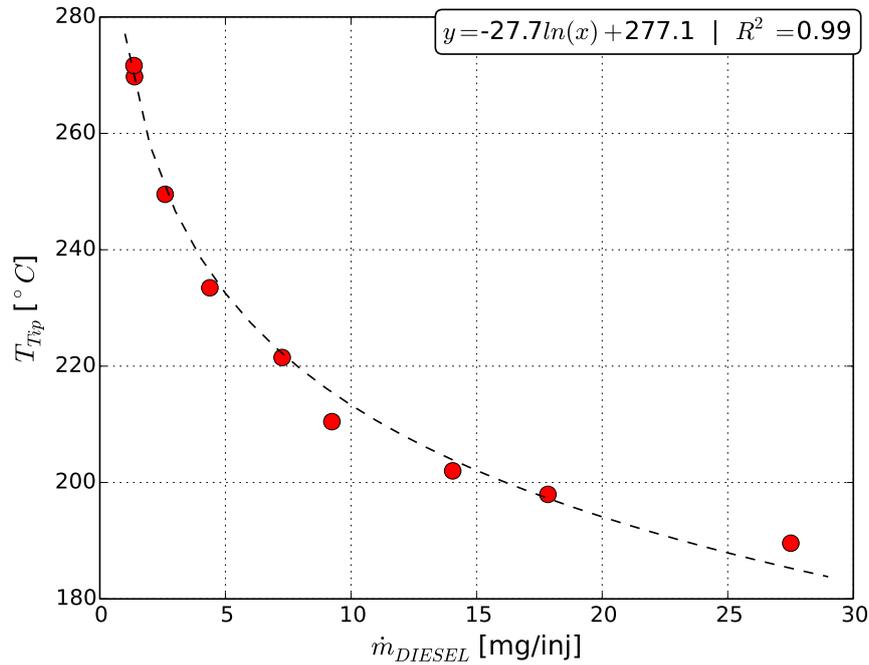


Figura 26 – Variação de T_{Tip} com alteração de \dot{m}_{Diesel} .

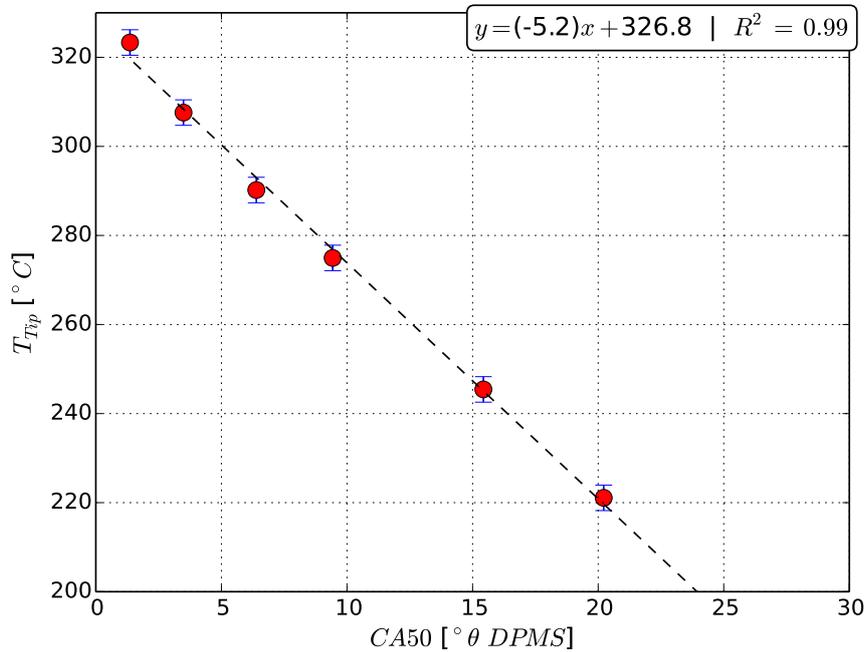


Figura 27 – Variação de T_{Tip} para diferentes valores de CA50.

e Angstrom (2012) e também por Sun et al. (2013), o CA50 tem forte influência nos valores de T_{Tip} , porque traz informação sobre a temperatura de combustão, T_{Comb} , e por consequência indica a magnitude da troca de calor entre os gases de combustão e o bico injetor.

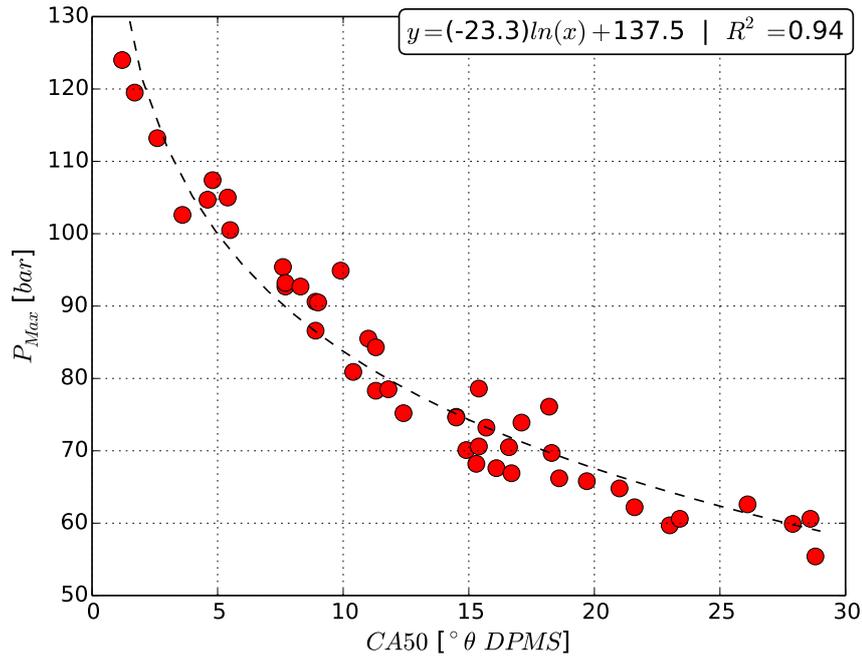


Figura 28 – Influência da variação de CA50 sobre o valor de P_{Max} .

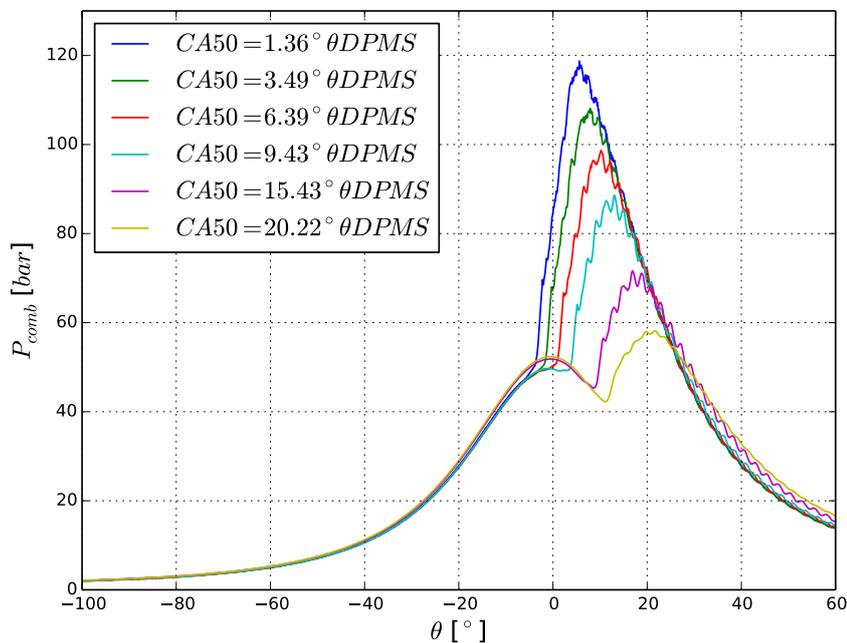


Figura 29 – Curvas de P_{Comb} para diferentes valores de CA50.

Quanto mais adiantado ocorrer o CA50, mais cedo ocorre a liberação de calor na câmara de combustão, como mostrado na Figura 30 e maior é a pressão resultante da queima dos combustíveis, como pode ser visualizado na Figura 29, que mostra as curvas de P_{Comb} em função do ângulo θ para os pontos mostrados na Figura 27.

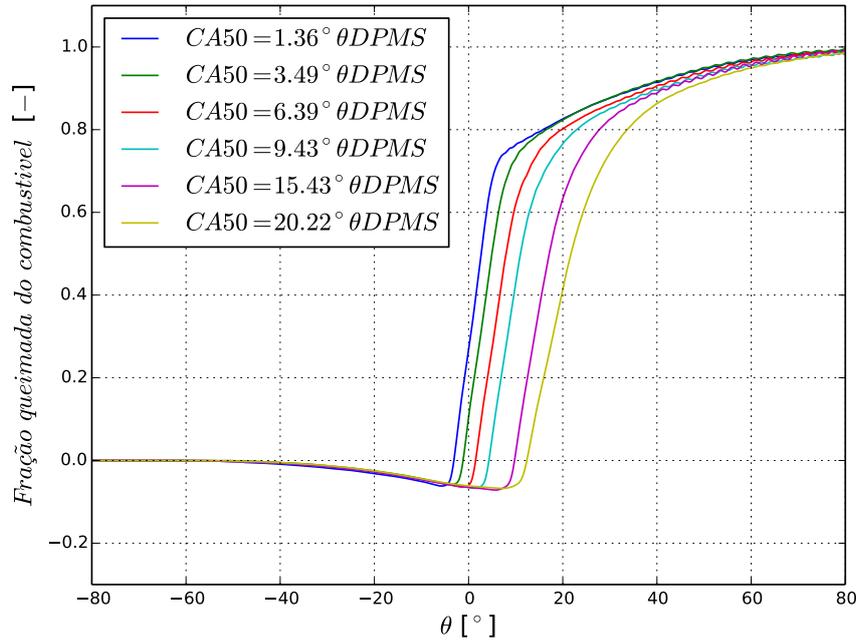


Figura 30 – Curvas da fração queimada de combustível para diferentes valores de CA50.

A tendência de aumento dos valores de P_{Max} com o avanço de CA50 está mostrada na Figura 28 para uma grande quantidade de pontos, realizada com variação simultânea dos parâmetros identificados na Tabela 2. Fazendo uma análise estatística dos valores de P_{Comb} medidos, percebe-se que os valores de pressão podem ser representados por uma Equação logarítmica da forma $y = A \ln(x) + B$ (Figura 28).

Pressões maiores são consequência de temperaturas mais elevadas dentro da câmara de combustão e, como descrito na Equação 5.2, quanto maior for o valor de T_{Comb} , maior será a taxa de transferência de calor para o bico injetor, \dot{Q}_{Conv} , tendo como efeito temperaturas mais altas na cúpula do bico injetor (Figura 27), onde as temperaturas maiores ocorrem com valores de CA50 mais adiantados.

4.2.3 Influência da relação ar/combustível

O valor da relação ar/combustível, λ , foi varrido e os resultados de T_{Tip} medidos estão mostrados na Figura 31.

A redução do valor de λ através da restrição da entrada de ar reduz a eficiência volumétrica do motor, η_v , proporcionando diminuição no valor de máximo de P_{Comb} , como mostrado na Figura 32.

De acordo com Koenigsson, Stalhammar e Angstrom (2012), a variação de T_{Tip} com alteração do valor de λ segue uma tendência próxima da linear, com valores de temperatura menores quando se aumenta o valor de λ , justificando que isso ocorre devido à redução

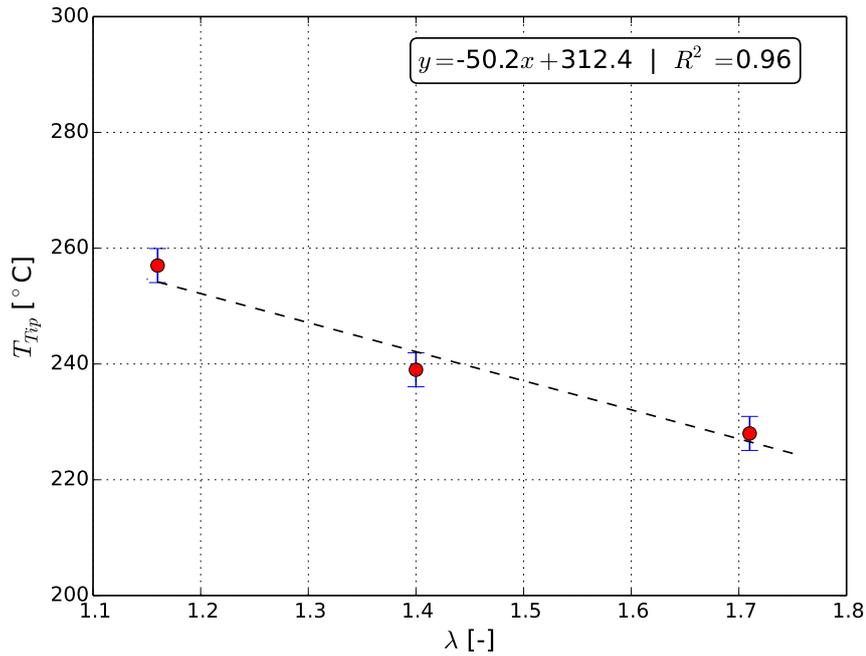


Figura 31 – Variação de T_{Tip} com alteração de λ .

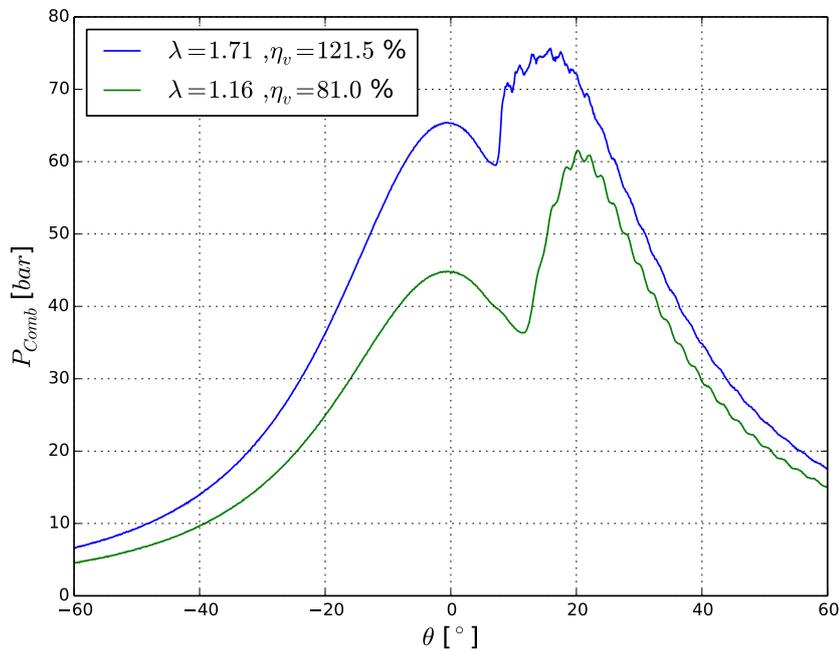


Figura 32 – Influência do valor de λ sobre a curva de P_{Comb} e sobre η_v .

do calor transferido para o bico com o aumento da massa de ar presente na câmara de combustão. Essa tendência foi confirmada durante as medições, porém não se pode afirmar que é linear, pois a variação de T_{Tip} quando se altera o valor de λ e mantém os demais parâmetros constantes é pequena quando comparada com a influência de CA_{50} e \dot{m}_{Diesel} ,

por exemplo, e pode ter sofrido interferências devido à imprecisão nos valores dos outros parâmetros.

4.2.4 Influência da pressão de injeção do Diesel

A pressão de injeção de Diesel, P_{Diesel} , no *CRS* pode ser ajustada de forma independente através de parâmetros de calibração no módulo EDC para a faixa de valores considerados na Tabela 2.

Através de mapas previamente calibrados no módulo EDC, ajusta-se também a quantidade injetada para o ponto de operação, levando em consideração a pressão do Diesel no *rail* e fazendo as correções necessárias no tempo de energização da válvula solenoide para que essa quantidade, previamente ajustada, seja mantida. Essa diferença no tempo de energização do CRI pode ser visualizada na Figura 34, que traz a a curva de corrente de acionamento do injetor em função do ângulo θ para diferentes valores de P_{Diesel} .

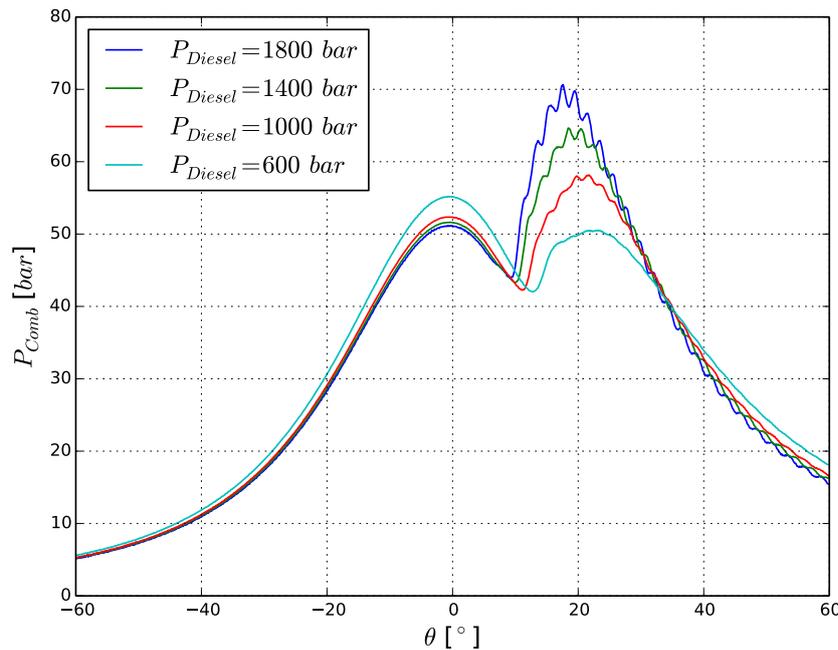


Figura 33 – Curva de P_{Comb} para diferentes valores de P_{Diesel} .

A alteração no tempo de energização tem como consequência a alteração nas características da combustão, onde percebe-se que a pressão de combustão, mostrada na Figura 33, diminui e há um atraso na taxa de liberação de energia com a diminuição de P_{Diesel} , como mostrado na Figura 35. A análise dos valores resultantes de CA50 com a variação de P_{Diesel} quantifica essa tendência e pode ser visualizada na Figura 36. Essa característica torna difícil isolar a influência de P_{Diesel} sobre T_{Tip} , visto que o CA50 é um parâmetro que tem grande influência nesses valores, como já visto na Seção 4.2.2.

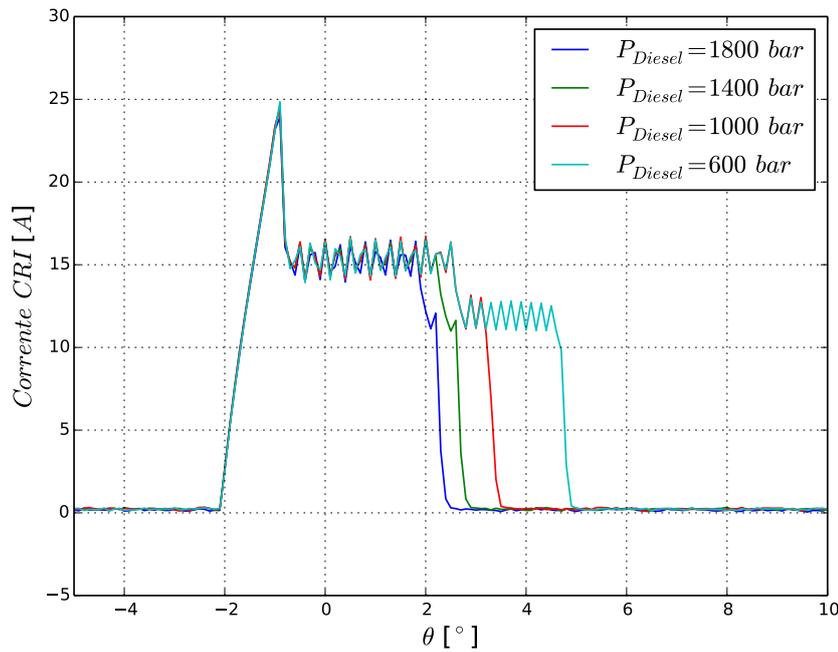


Figura 34 – Relação entre P_{Diesel} e o respectivo tempo de energização do CRI .

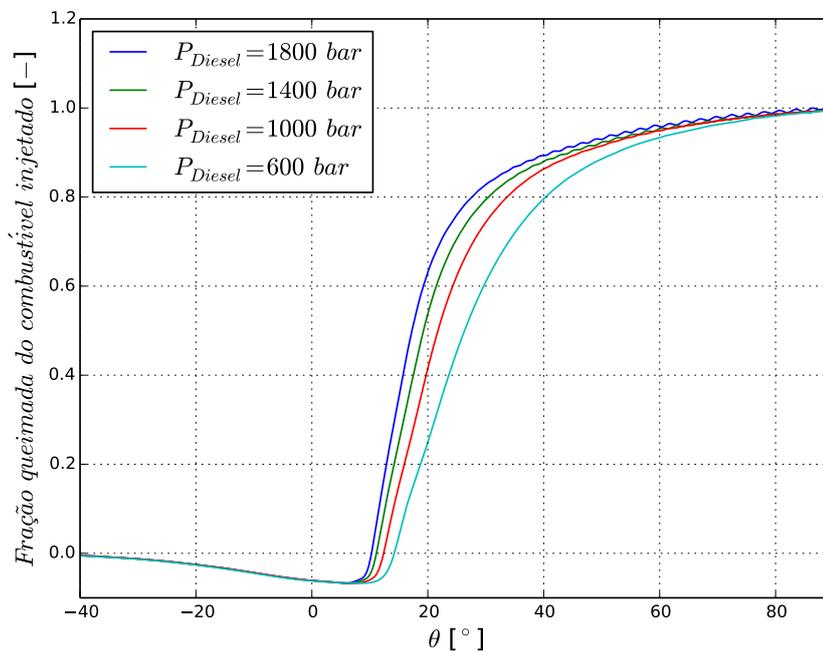


Figura 35 – Curvas da fração queimada de combustível para diferentes valores de P_{Diesel} .

Portanto, para esta análise, ajustou-se a magnitude de CA_{50} , através de recalibração dos valores de SOE , para um valor constante, a fim de reduzir essa interferência na medição de T_{Tip} . O resultado da alteração de P_{Diesel} e o respectivo resultado T_{Tip} medidos estão mostrados na Figura 37. Duas varreduras com valores de SR diferentes foram realizadas,

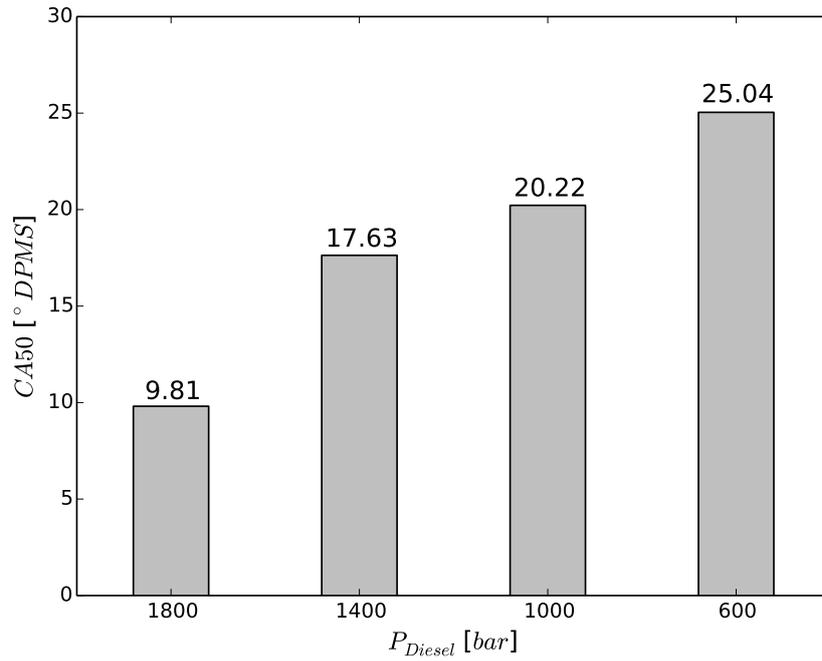


Figura 36 – Influência do valor de P_{Diesel} nos valores de CA50.

para a confirmação dos resultados.

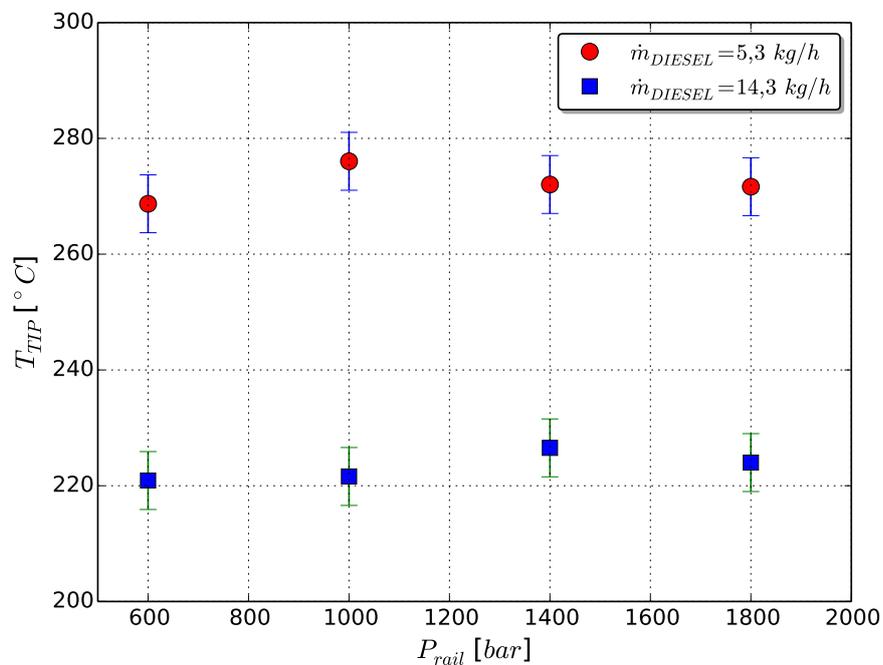


Figura 37 – Variação de T_{Tip} com alteração de P_{Diesel} .

A análise dos dados apresentados na Figura 37 mostra que não é possível estabelecer uma tendência clara de influência de P_{Diesel} nos valores de temperatura medidos. Esse resultado confirma aqueles apresentados por [Koenigsson, Stalhammar e Angstrom \(2012\)](#).

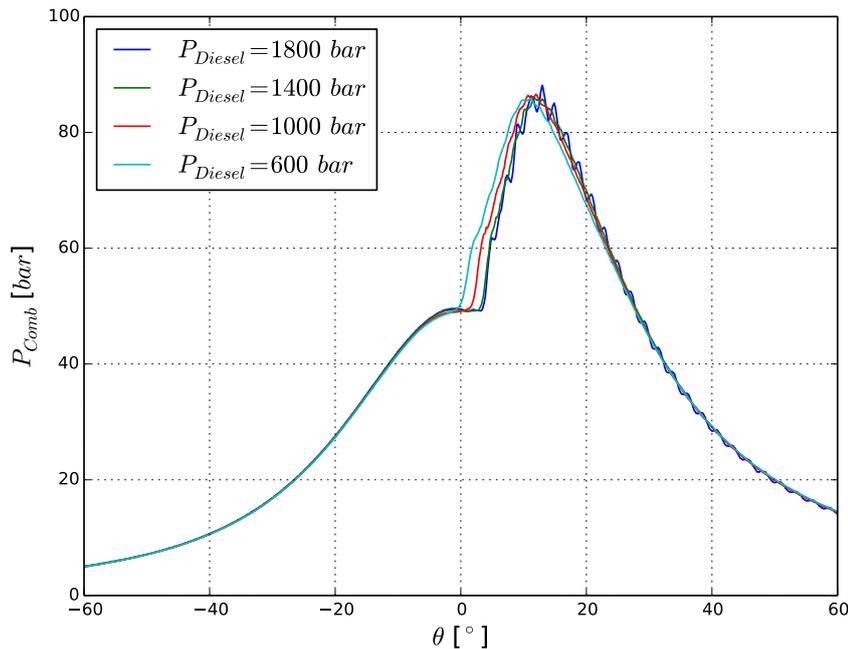


Figura 38 – Influência do valor de P_{Diesel} sobre a curva de P_{Comb} com correção de CA50.

Duas faixas de quantidade de Diesel foram varridas e o resultado encontrado foi semelhante, a pequena variação percebida ponto a ponto pode ser atribuída à incerteza de medição dos equipamentos e à imprecisão no ponto de operação de uma medição para outra, que podem ter resultado em alterações sensíveis nas características da combustão.

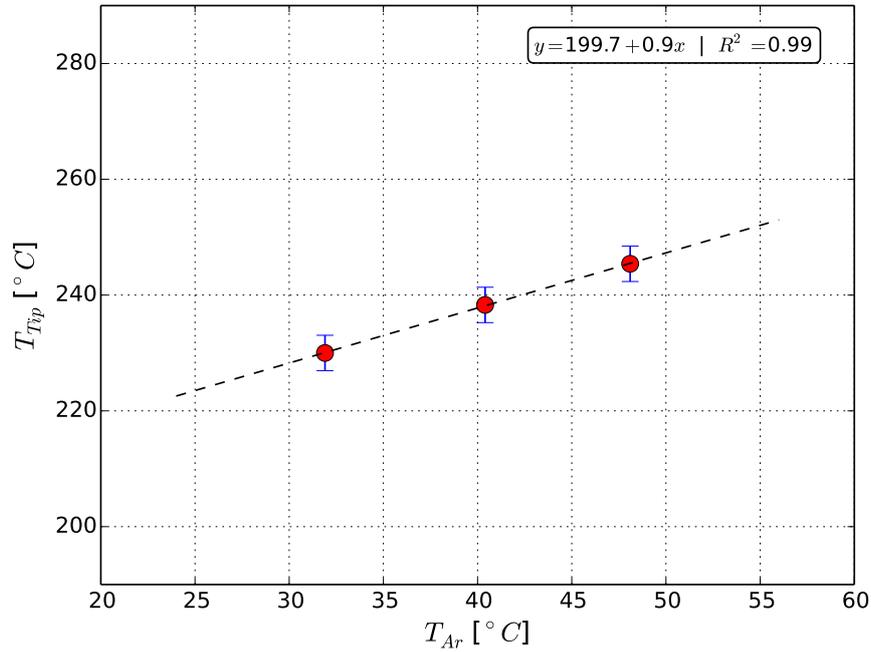
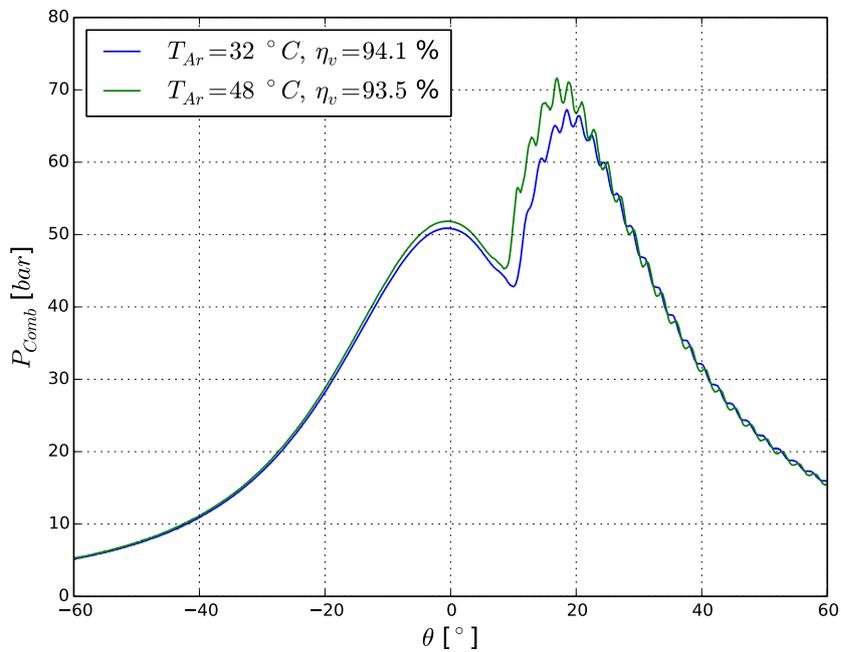
4.2.5 Influência da temperatura do ar de combustão

O ar de combustão no *plenum*, T_{Ar} , foi controlado através das instalações do dinamômetro em três faixas de temperatura e o resultado sobre os valores de T_{Tip} está mostrado na Figura 39.

A análise destes dados mostra uma tendência linear de aumento dos valores de T_{Tip} para o aumento da temperatura do ar de combustão. Esse aumento pode também ser explicado pelo maior valor de temperatura na câmara de combustão no início do ciclo de compressão, que resulta em um valor maior de temperatura em todo o ciclo.

Percebe-se também, analisando a Figura 40, que a combustão iniciou-se mais cedo para o valor maior de temperatura do ar no *plenum*, com um avanço de aproximadamente $1,2^\circ\theta$ no valor de CA50.

Essa alteração de CA50 para mais cedo contribui também para o aumento de T_{Tip} verificado nas medições. Nota-se também uma perda de eficiência volumétrica de aproximadamente 0,6% com o aumento da temperatura do ar de admissão, devido à diminuição da massa específica do ar, e a um aumento da tendência de detonação, pois

Figura 39 – Variação de T_{Tip} com alteração de T_{Ar} .Figura 40 – Influência da alteração do valor de T_{Ar} sobre a curva de P_{Comb} .

percebe-se uma elevação dos valores de $dP/d\theta$ em aproximadamente 4,0%.

4.2.6 Influência da temperatura do fluido de arrefecimento

A temperatura do fluido de arrefecimento foi varrida na faixa mostrada na Tabela 2. Os resultados obtidos estão mostrados na Figura 41.

A pressão de combustão aumenta com o aumento de T_{Arref} , como pode ser visualizado na Figura 42.

Nota-se que existe uma relação linear entre T_{Arref} e T_{Tip} medidos. A análise dos dados se mostra coerentes com uma relação linear do tipo $y = Ax + B$, com coeficiente de determinação $R^2 = 0,99$ (Figura 41).

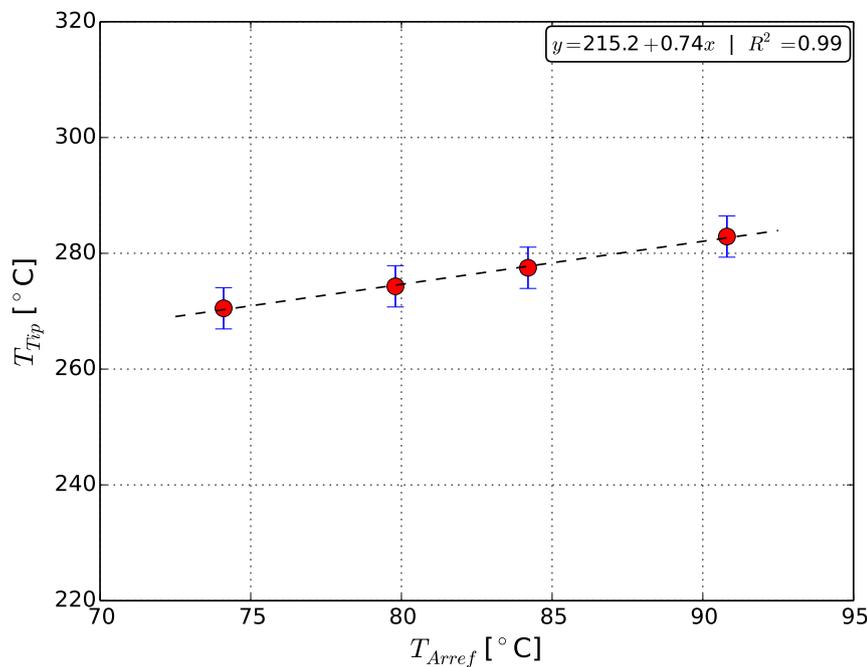


Figura 41 – Variação de T_{Tip} com alteração de T_{Arref} .

Essa tendência é coerente com a Equação 5.4, pois o aumento de T_{Arref} reduz a diferença de temperatura entre o bico injetor e o cabeçote do motor e afeta diretamente a taxa de calor, \dot{Q}_{Cond} , que flui do bico para o cabeçote.

4.2.7 Influência da taxa de EGR

O motor utilizado no estudo é equipado com sistema de recirculação de gases de escapamento, EGR , porém o controle eletrônico preciso de \dot{m}_{EGR} não estava disponível na ocasião deste estudo. Apesar disso, foram realizadas medições de T_{Tip} para as condições com e sem recirculação de gases de escapamento para uma avaliação simples de tendência da influência de \dot{m}_{EGR} sobre os valores T_{Tip} , conforme mostrado na Figura 43.

De acordo com Abdelaal e Hegab (2012) e com Sun et al. (2013), ocorre uma redução da pressão máxima dentro da câmara de combustão quando se tem aumento de

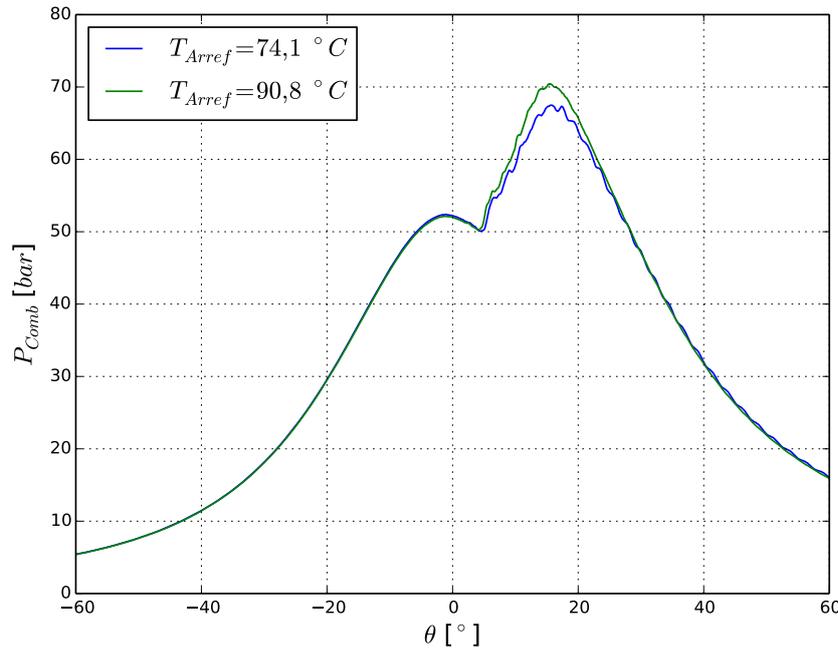


Figura 42 – Influência de T_{Arref} na curva de P_{Comb} .

\dot{m}_{EGR} e, como a pressão de combustão é diminuída, também a temperatura de combustão é menor, conseqüentemente percebe-se redução nos valores de T_{Tip} , como mostrado na Figura 44. É possível verificar também um aumento na pressão máxima da curva motora, na medição com *EGR*, porém alcançando menores valores de $P_{Máx}$ quando comparado à medição sem *EGR*.

4.3 DoE para NTT

Foi realizada uma sequência de medições com variação simultânea de SR , λ , $CA50$, T_{Arref} , T_{Ar} e P_{Diesel} através do método DoE, (*Design of Experiments*). A análise dos resultados em conjunto com o modelo proposto por [Koenigsson, Stalhammar e Angstrom \(2012\)](#) sugere que se pode simplificar a avaliação de T_{Tip} na faixa de valores estudados, em três parâmetros básicos onde os outros analisados são derivações destes, para um determinado ponto de operação. Os parâmetros são:

- $CA50$, que traz informação sobre as principais características de combustão, como a progressão da curva de P_{Comb} e conseqüentemente a de T_{Comb} em relação à posição do pistão, e que resume a quantidade de calor fornecido ao bico injetor pelos gases de combustão, como descrito na Equação 5.2. A variação de λ está incluída aqui, como mostra a Figura 32, já que as alterações no valor de λ alteram a forma de liberação de calor dentro da câmara de combustão. Também inclui-se neste parâmetro a influência do valor de T_{Ar} , que altera diretamente os valores de P_{Comb} .

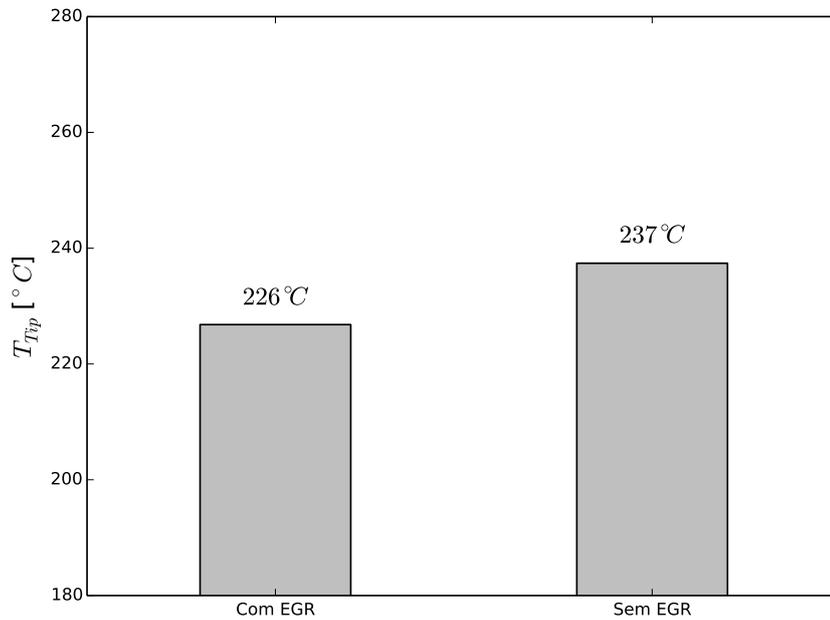


Figura 43 – Influência do *EGR* nos valores de T_{Tip} .

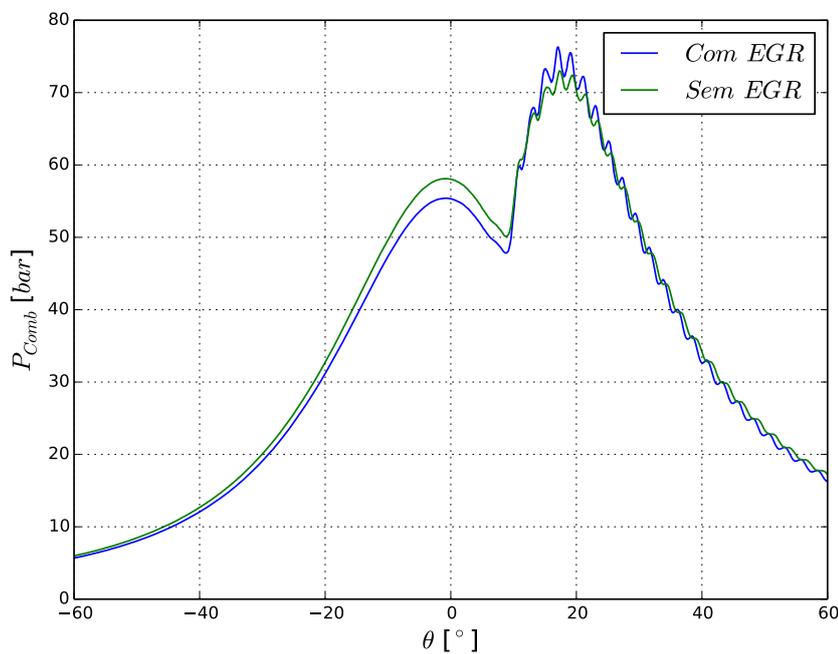


Figura 44 – Influência do *EGR* na curva de P_{Comb} .

- T_{Arref} , que altera $\Delta T_{Condução}$ e influencia diretamente na quantidade de calor retirada pelo líquido de arrefecimento que flui no cabeçote do motor, como descreve as equações 5.4 e 5.5 e está mostrado na Figura 41;
- \dot{m}_{Diesel} , que traz a informação de *SR* e influencia diretamente a quantidade de calor

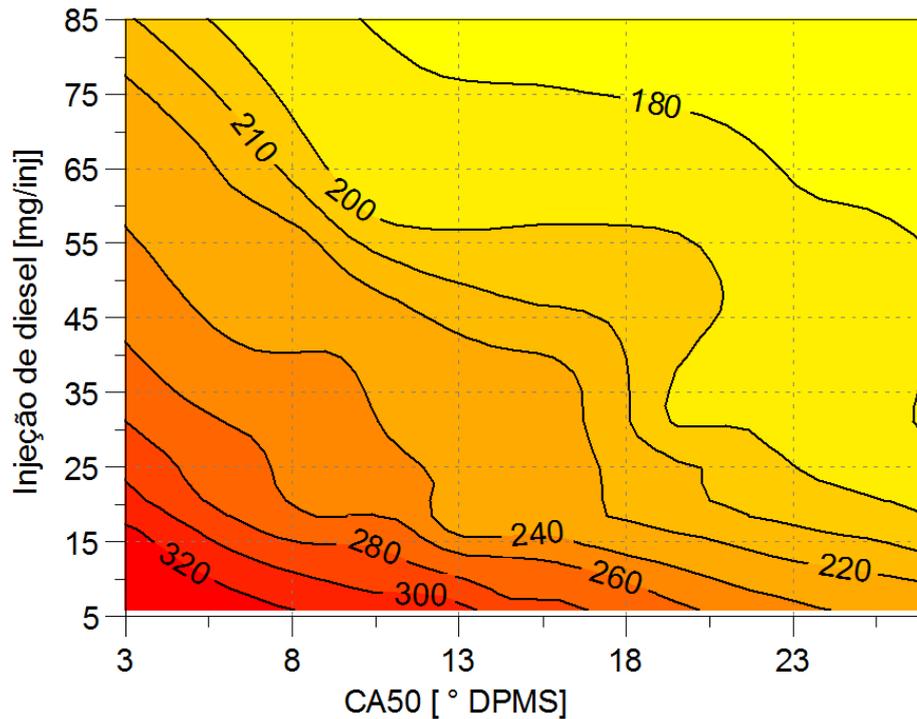


Figura 45 – Variação de T_{Tip} em função de \dot{m}_{Diesel} e de CA50 para $T_{Arref} = 85^{\circ}C$.

retirada pelo Diesel que flui através do bico injetor. Este parâmetro está contemplado na Equação 5.6 e mostrado na Figura 26;

A influência de P_{Diesel} foi identificada como não relevante, conforme descrito na Seção 4.2.4.

Dessa forma, uma análise simplificada pode ser realizada em motores *dual fuel* como mostrado na Figura 45, onde apresenta-se o mapa de T_{Tip} , em graus *Celsius*, calculado a partir das medições dos dois principais parâmetros, que são a quantidade de Diesel injetado, \dot{m}_{Diesel} , e o centro de combustão CA50 para um dado valor de T_{Arref} .

O Mapa mostrado na Figura 45 foi gerado utilizando o programa *ASCIMO* (ETAS, 2015), uma ferramenta utilizada na calibração de motores modernos que gera modelos matemáticos a partir de dados de medições e simula o comportamento do motor em toda a faixa de operação.

5 Estimativa de NTT

Neste capítulo está descrito em detalhes o procedimento de cálculo para a estimativa dos valores de T_{Tip} a partir de um modelo proposto na literatura, utilizando informações das características de combustão e das condições de contorno do motor.

5.1 Modelo para a estimativa da troca de calor no bico injetor

Com o intuito de realizar uma estimativa de balanço de calor global no bico injetor, em regime permanente, [Koenigsson, Stalhammar e Angstrom \(2012\)](#) propuseram um método de cálculo que consiste em dividir a transferência de calor em três parcelas:

- A taxa transferida de calor da câmara de combustão para o bico, resultante da troca de calor entre o fluido de trabalho e o bico injetor, denotado por \dot{Q}_{Conv} ;
- A taxa transferida do bico para o cabeçote do motor, denotado por \dot{Q}_{Cond} ;
- a taxa transferida do bico para o combustível injetado, denotado por \dot{Q}_{Diesel} .

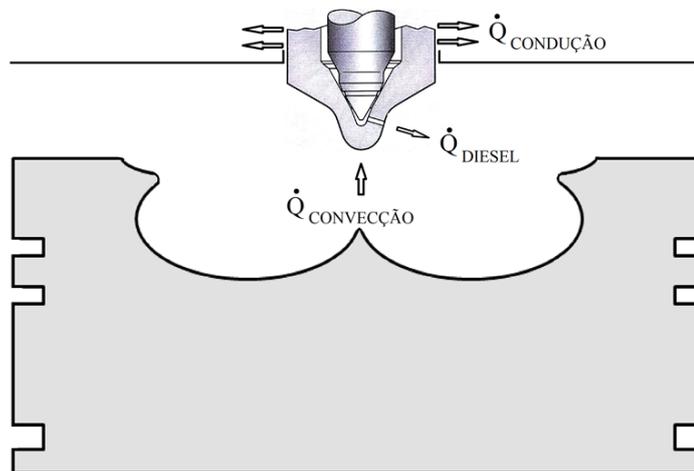


Figura 46 – Representação da transferência de calor no bico injetor (Adaptado de [Koenigsson, Stalhammar e Angstrom \(2012\)](#)).

Como apresentado na equação 5.1 e representado na Figura 46, a soma do primeiro termo é igual à soma dos dois outros termos.

$$\dot{Q}_{Conv} = \dot{Q}_{Cond} + \dot{Q}_{Diesel} \quad (5.1)$$

A taxa transferida para o bico injetor é:

$$\dot{Q}_{Conv} = h_c A_{Tip} \Delta T_{Convecção} \quad (5.2)$$

sendo

$$\Delta T_{Convecção} = T_{Comb} - T_{Tip} \quad (5.3)$$

e A_{Tip} a área efetiva exposta à transferência de calor no bico injetor, T_{Comb} a temperatura instantânea do fluido de trabalho na câmara de combustão, T_{Tip} a temperatura média da cúpula do bico injetor e h_c o coeficiente de transferência de calor instantâneo entre os gases de combustão e a superfície do bico injetor.

A taxa de calor transferida a partir do bico injetor para o conjunto do cabeçote do motor, incluindo a parte superior do próprio bico injetor pode ser mensurado em termos de resistência térmica do contato, $R_{Térmica}$, e é definido como:

$$\dot{Q}_{Cond} = \frac{\Delta T_{Condução}}{R_{Térmica}} \quad (5.4)$$

Onde:

$$\Delta T_{Condução} = T_{Tip} - T_{Arref} \quad (5.5)$$

Sendo T_{Arref} a temperatura média da água de arrefecimento medida na saída do motor.

A estimativa de retirada de calor pelo combustível que flui através do bico injetor pode ser feita através da equação de calor sensível do combustível:

$$\dot{Q}_{Diesel} = c_v \dot{m}_{Diesel} \Delta T_{Diesel} \quad (5.6)$$

Onde c_v é o calor específico do Diesel, \dot{m}_{Diesel} o fluxo de Diesel injetado em um ciclo e ΔT_{Diesel} a diferença de temperatura do Diesel desde a entrada no injetor até a saída para a câmara de combustão.

A diferença de temperatura do Diesel dentro do bico injetor, ilustrado na Figura 47 é estimada como sendo:

$$\Delta T_{Diesel} = T_s - T_e \quad (5.7)$$

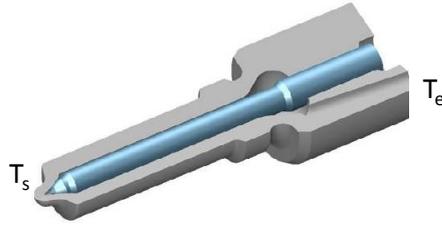


Figura 47 – Definição das temperaturas T_e e T_s no bico injetor (Fonte: O autor).

A temperatura de saída, T_s , pode ser aproximada por:

$$T_s = T_e + k_{Diesel}(T_{Tip} - T_e) \quad (5.8)$$

Sendo k_{Diesel} uma constante determinada experimentalmente que varia de 0 a 1 onde $k_{Diesel} \approx 1$ significa que o Diesel na saída do bico está próximo à temperatura do bico, ou $T_s \approx T_{Tip}$, com troca máxima de calor entre o bico e o Diesel e $k_{Diesel} \approx 0$ significa que não houve troca significativa de calor entre o bico e o Diesel, ou $T_s \approx T_e$.

5.2 Modelo para o cálculo de T_{Tip}

Fazendo-se o balanço de energia no bico injetor Diesel através de um balanço global de taxa de energia no volume de controle definido, como ilustrado na Figura 48, e aplicando a primeira lei da termodinâmica a esse volume de controle, é possível determinar a exigência da conservação de energia com base nas taxas:

$$\dot{E}_e + \dot{E}_g - \dot{E}_s = \frac{dE_{ac}}{dt} \equiv \dot{E}_{ac} \quad (5.9)$$

onde \dot{E}_e e \dot{E}_s são as taxas de entrada e saída de energia, respectivamente, \dot{E}_g é a energia gerada no interior do volume de controle e \dot{E}_{ac} é a taxa de variação de energia armazenada no interior do volume de controle (INCROPERA; DEWITT, 1998).

Assumindo que não há acúmulo de energia durante o ciclo, como apresentado na Seção 2.4, o termo à direita da Equação 5.9 é igual a zero. Como não há geração de calor dentro do bico injetor, também o termo de geração de energia é nulo e obtém-se:

$$\dot{E}_e + \dot{E}_g - \dot{E}_s = 0 \quad (5.10)$$

Conforme proposto por Koenigsson, Stalhammar e Angstrom (2012), tem-se que $\dot{E}_e = \dot{Q}_{conv}$ e $\dot{E}_s = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{Diesel}$, e a Equação 5.9 se torna:

$$\dot{Q}_{Conv} - \dot{Q}_{Cond} - \dot{Q}_{Diesel} = 0 \quad (5.11)$$

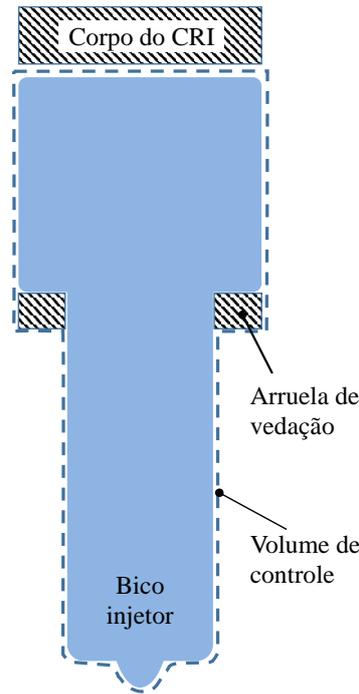


Figura 48 – Volume de controle para o balanço de energia no bico injetor de Diesel.

Nota-se que a Equação 5.11 é equivalente à Equação 5.1. A fim de simplificar análises posteriores, definiu-se $U_{T\acute{e}rmico}$ como sendo o coeficiente global de transferência de calor entre o bico e o cabeçote:

$$\dot{Q}_{Cond} = U_{T\acute{e}rmico} \Delta T_{Condu\c{c}\tilde{a}o} \quad (5.12)$$

sendo:

$$U_{T\acute{e}rmico} = \frac{1}{R_{T\acute{e}rmica}} \quad (5.13)$$

Partindo da Equação 5.8 e assumindo que o Diesel que entra no volume de controle do bico injetor está à mesma temperatura do líquido de arrefecimento, ou seja, $T_e = T_{Arref}$, tem-se que:

$$T_s = T_{Arref} + k_{Diesel}(T_{Tip} - T_{Arref}) \quad (5.14)$$

Rearranjando os termos e substituindo a Equação 5.14 em 5.6 obtém-se:

$$\dot{Q}_{Diesel} = \dot{m}_{Diesel} c_v [k_{Diesel}(T_{Tip} - T_{Arref})] \quad (5.15)$$

Substituindo as Equações 5.2, 5.12 e 5.15 na Equação 5.11 e rearranjando novamente os termos, obtêm-se uma expressão que define o valor da temperatura do bico injetor de Diesel, denominada de $T_{Tipcalc}$:

$$T_{Tipcalc} = \frac{h_c T_{Comb} A_{Tip} + T_{Arref} (c_v \dot{m}_{Diesel} k_{Diesel} + U_{Térmico})}{c_v \dot{m}_{diesel} k_{Diesel} + U_{Térmico} + h_c A_{Tip}} \quad (5.16)$$

A Equação 5.16 é função de dois parâmetros calculados a partir da informação da pressão instantânea na câmara de combustão, P_{Comb} , que são a Temperatura instantânea na câmara de combustão, T_{Comb} e o coeficiente de transferência de calor na superfície do bico, h_c . o cálculo destes dois parâmetros está apresentado em detalhes na Seção 5.3.

Existem ainda dois parâmetros não conhecidos nesta equação que são os coeficientes empíricos $U_{Térmico}$ e k_{Diesel} que precisam ser identificados através dos dados medidos. A identificação desses parâmetros está apresentada na Seção 5.4

5.3 Cálculo de h_c e de T_{comb}

O coeficiente de transferência de calor na superfície do bico injetor varia com a posição e com o tempo, porém uma correlação simples, que forneça o coeficiente de transferência de calor médio ao longo do ciclo é satisfatória para prever a transferência de calor dos componentes para o líquido de arrefecimento do motor (STONE, 1999).

Pode-se encontrar na literatura algumas correlações experimentais para a definição do coeficiente de transferência de calor, como através das correlações propostas por Eichelberg (1939), por Annand (1963), por Woschni (1967) ou por Hohenberg (1979). De acordo com Och (2014) a correlação proposta por Woschni (1967) é a mais utilizada e será utilizada nos cálculos apresentados neste trabalho. Este descreve o coeficiente de transferência de calor como sendo:

$$h_c = 3,26 B^{m-1} P^m w^m T^{0,75-1,62m} \quad (5.17)$$

onde B é o diâmetro do pistão, P a pressão e T a temperatura instantâneos da câmara de combustão. De acordo com Woschni (1967), assume-se $m = 0,8$. A velocidade média do gás dentro da câmara de combustão é definida como sendo:

$$w = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \quad (5.18)$$

onde V_d é o volume deslocado, P a pressão instantânea na câmara de combustão e P_m a curva de pressão que seria gerada sem combustão (curva motora). V_r e T_r e P_r são o volume, temperatura e pressão iniciais de referência, respectivamente.

A pressão de combustão instantânea foi medida, conforme descrito na seção 3.2, então $P \equiv P_{Comb}$.

A velocidade média do pistão é definida por

$$\bar{S}_p = \frac{2 s n}{60} \quad (5.19)$$

sendo n a velocidade angular do motor, em rpm e s o curso do pistão. A pressão motora pode ser obtida assumindo a expansão e a compressão como processos politrópicos, como sugerem [Watson e Janota \(1986\)](#).

$$P_m = P_r \left(\frac{V_r}{V} \right)^\delta \quad (5.20)$$

O valor típico de δ , de acordo com [Stone \(1999\)](#) é em torno de 1,3 e V é o volume instantâneo da câmara de combustão em função de θ , calculado a partir da folga do pistão em relação ao PMS durante o ciclo:

$$V = \frac{\pi}{4} B^2 S_k \quad (5.21)$$

A folga é dada por ([BOSCH, 2005b](#)):

$$S_k = r \left[1 + \frac{l}{r} - \cos\theta - \sqrt{\left(\frac{l}{r} \right)^2 - \sin^2\theta} \right] \quad (5.22)$$

sendo l o comprimento efetivo da biela e r o raio de giro do eixo de manivelas, que é igual a metade do curso do pistão. Os valores de cada um dos parâmetros está listado na Tabela 4 e resultam na curva de volume instantâneo mostrada na Figura 49.

A análise das taxas de transferência de calor neste trabalho será realizada no intervalo em que todas as válvulas estão fechadas. Uma curva de P_{comb} medida e a respectiva curva de P_m calculada a partir da Equação 5.20 estão mostrados na Figura 50.

O valor de T_{Comb} foi calculado a partir dos dados experimentais de P_{Comb} , utilizando o modelo zero dimensional de duas zonas de combustão para motor de ignição por centelha ([OCH, 2014](#)), adaptado para as características da combustão *dual fuel*. O modelo utiliza a correlação proposta por [Woschni \(1967\)](#) para a estimativa de h_c , com as constantes C_1 e C_2 conforme mostrado na Tabela 13.

A hipótese de que o fluido de trabalho é composto por gases em mistura homogênea, ocupando todo o volume da câmara de combustão foi assumida, sem gradientes de pressão ou temperatura e também negligenciando a atomização e vaporização do combustível, bem como o atraso de ignição. Essa hipótese é próxima da realidade quando o motor opera

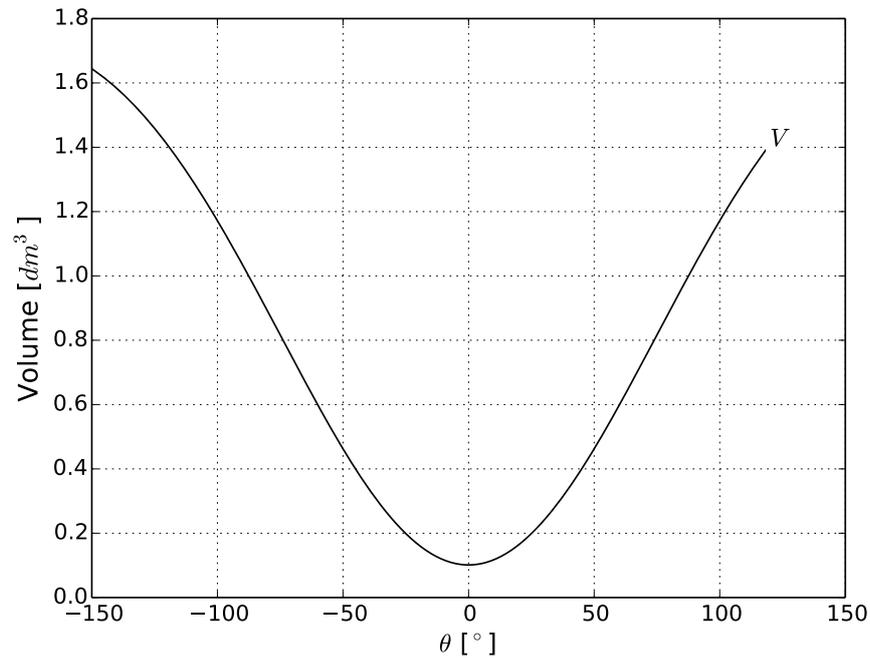


Figura 49 – Cálculo do volume instantâneo, V , da câmara de combustão em função do ângulo θ para o intervalo em que as válvulas de admissão e exaustão estão fechadas.

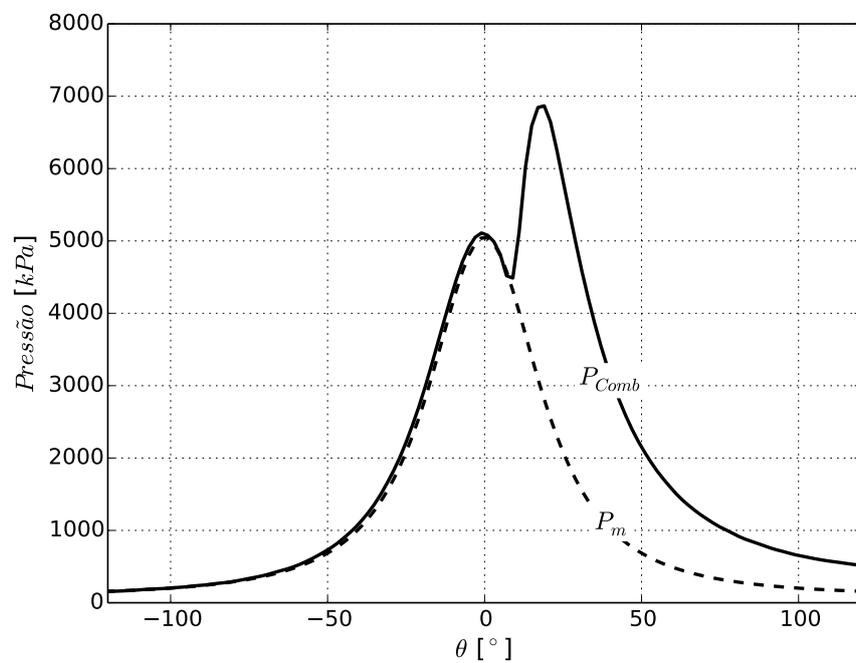


Figura 50 – Pressão de combustão em função do ângulo θ , P_{Comb} medida para o ponto de referência e curva de pressão motora, P_m , calculada.

em altas rotações e produz vórtices de grande intensidade, o que faz com que os gases se misturem rapidamente (LAPUERTA; BALLESTEROS; AGUDELO, 2006).

Tabela 13 – Coeficientes para o cálculo de h_c (WOSCHNI, 1967)

	Compressão	Combustão/Expansão	Exaustão
C_1	2,28	2,28	6,18
C_2	0	$3,24 \times 10^{-3}$	0

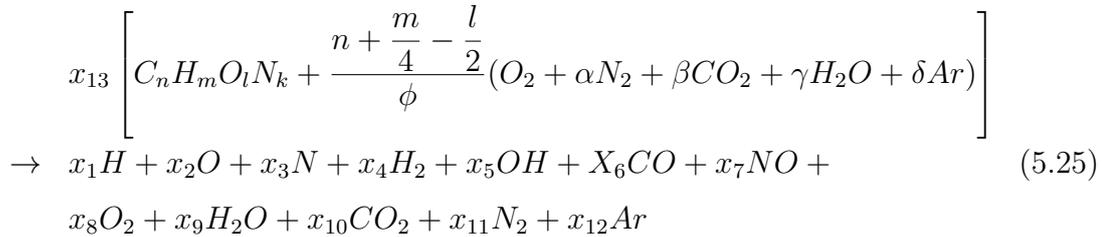
No início da compressão, a câmara de combustão está preenchida com uma mistura de ar+GNV, portanto:

$$m = m_{Ar} + m_{GNV} \quad (5.23)$$

e a relação combustível/Ar é dada por:

$$\phi_{ciclo} = \frac{m_{GNV} + m_{Diesel}}{m_{Ar}} AFRE \quad (5.24)$$

A equação de reação utilizada é (OCH, 2014):



Os coeficientes $x_{1,2,\dots,12}$ são as frações molares dos gases definidos como a razão do número de moles do gás i pelo número de moles do produto de combustão. A fração molar x_{13} é a razão entre o número de moles do combustível pelo número de moles dos produtos de combustão. As letras gregas α , β , γ e δ são a razão entre o número de moles dos respectivos gases que compõe o ar pelo número de moles de oxigênio presente.

A adaptação do modelo foi necessária para que o combustível GNV fosse incluído na equação de reação que, originalmente estava preparada para receber apenas um hidrocarboneto equivalente, representado por $C_n H_m O_l N_k$ onde os coeficientes n , m , l e k aqui representam o número de carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio do combustível, respectivamente.

Em base molar, a taxa de participação é:

$$\bar{Z} = \frac{n_{GNV}}{n_{Diesel} + n_{GNV}} \quad (5.26)$$

onde

$$n_{GNV} = \frac{m_{GNV}}{M_{GNV}} \quad (5.27)$$

e

$$n_{Diesel} = \frac{m_{Diesel}}{M_{Diesel}} \quad (5.28)$$

sendo M a massa molar dos combustíveis.

Para cada condição de operação do motor é necessário calcular a mistura resultante entre o combustível e o ar presentes na câmara de combustão. A relação entre a quantidade de ar e a quantidade de GNV admitido no cilindro é:

$$\frac{n_{GNV}}{n_{Ar}} = \frac{\bar{Z}\phi}{AFR_E} \quad (5.29)$$

e a fração de GNV na mistura é representada por:

$$x_{GNV} = \frac{\bar{Z}\phi AFR_E^{-1}}{1 + \bar{Z}\phi AFR_E^{-1}} \quad (5.30)$$

Consequentemente, a fração de ar é:

$$x_{Ar} = 1 - x_{GNV} \quad (5.31)$$

ou, alternativamente:

$$x_{Ar} = \frac{1}{1 + \bar{Z}\phi AFR_E^{-1}} \quad (5.32)$$

Para uma combustão estequiométrica:

$$AFR_E^{-1} = \frac{O_2}{n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2}} \quad (5.33)$$

Os valores de AFR_E considerados estão listados na Tabela 10 e os valores de ϕ e \bar{Z} foram calculados a partir dos dados medidos para cada ponto analisado.

A curva resultante do cálculo de h_c para a medição realizadas no ponto de referência está mostrado na Figura 51 e o respectivo resultado do cálculo de T_{comb} está mostrado na Figura 52.

Utilizando a Equação 5.16 foi possível calcular a temperatura de cúpula do bico injetor em função do ângulo θ , como mostrado na Figura 53.

Porém, como mostrado na seção 2.4, a variação de temperatura dentro do bico injetor tem uma faixa de flutuação muito menor do que a calculada pela Equação 5.16. Isto é, devido à atenuação da temperatura no interior do bico injetor, a curva de temperatura de cúpula instantanea calculada em função do ângulo θ não é comparável com o valore real de T_{Tip} .

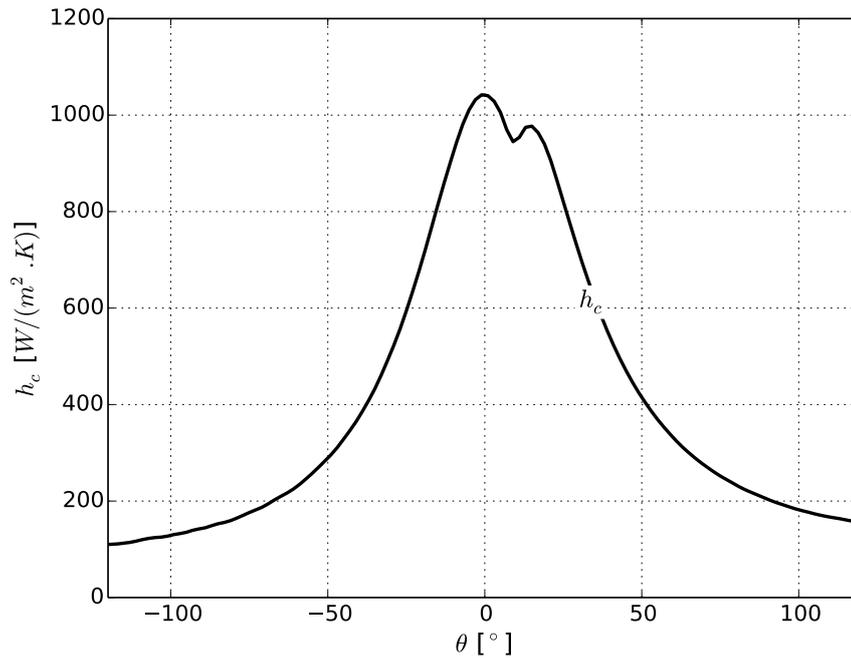


Figura 51 – Curva calculada para h_c em função do ângulo θ , para o ponto de referência.

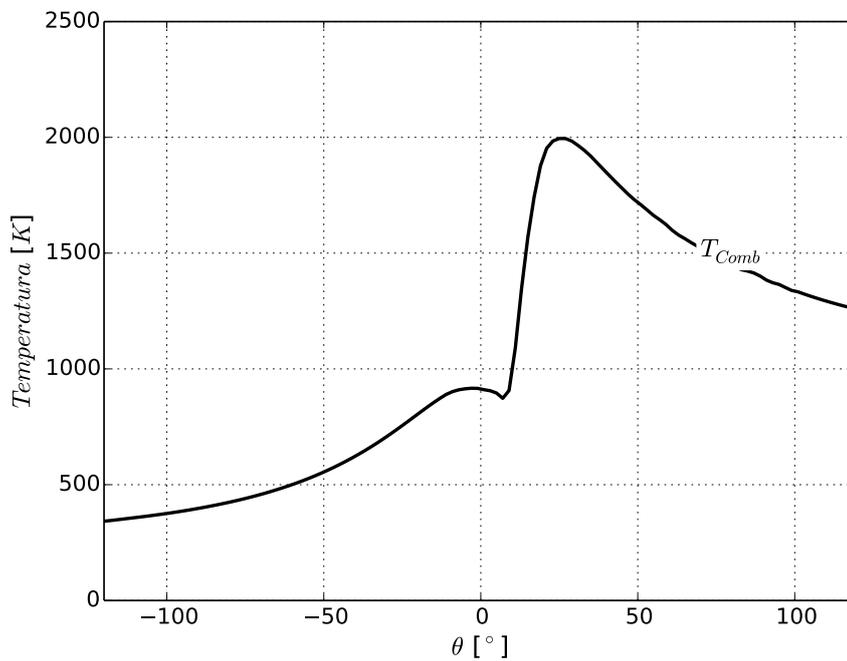


Figura 52 – Temperatura de combustão calculada em função do ângulo θ , para o ponto de referência.

Como a temperatura medida pelo termopar, T_{Tip} é uma temperatura média, atenuada pela inércia térmica dos componentes, o cálculo de h_c médio e de T_{Comb} médio é uma possível opção para representar o fenômeno de transferência de calor no ponto estudado.

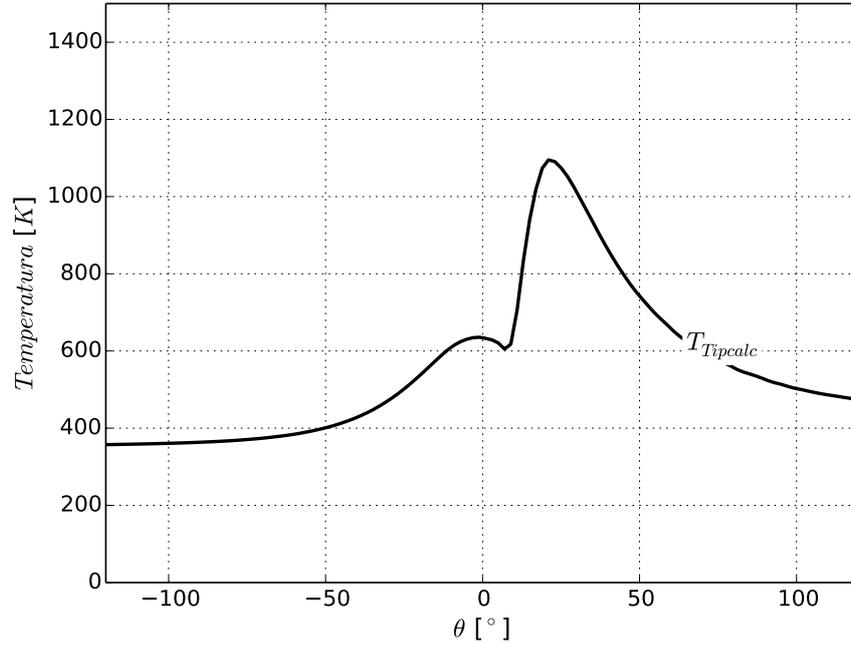


Figura 53 – Curva de $T_{Tipcalc}$ em função do ângulo θ , para o ponto de referência listado na tabela 12.

Fazendo:

$$\bar{h}_c = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (h_c) \quad (5.34)$$

e

$$\bar{T}_{Comb} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_{Comb}) \quad (5.35)$$

sendo n o número de pontos utilizados para o cálculo da curva de h_c e de T_{Comb} , obtém-se um valor médio para ambos os parâmetros e assim é possível calcular o valor da temperatura média na cúpula do bico injetor.

Substituindo as Equações 5.34 e 5.35 na Equação 5.16, obtém-se:

$$\bar{T}_{Tipcalc} = \frac{\bar{h}_c \bar{T}_{comb} A_{Tip} + T_{Arref} (c_v \dot{m}_{Diesel} k_{Diesel} + U_{Térmico})}{c_v \dot{m}_{diesel} k_{Diesel} + U_{Térmico} + \bar{h}_c A_{Tip}} \quad (5.36)$$

A temperatura calculada média, $\bar{T}_{Tipcalc}$ é comparável aos valores de T_{Tip} medidos experimentalmente.

5.4 Identificação dos parâmetros $U_{T\acute{e}rmico}$ e k_{Diesel}

Os parâmetros k_{Diesel} e $U_{T\acute{e}rmico}$ não são conhecidos e precisam ser identificados experimentalmente. Para a estimativa desses parâmetros, foi utilizado o método dos mínimos quadrados ordinários, OLS, (*Ordinary Least Square estimators*) (BECK; ARNOLD, 1977). Neste método, a soma do quadrado da função a ser minimizada com respeito ao parâmetro é:

$$S = \sum_{i=1}^n (Y_i - \eta_i)^2 \quad (5.37)$$

Onde Y_i é o valor medido (T_{Tip}), η_i é a função que representa o fenômeno estudado ($\bar{T}_{Tipcalc}$) descrita na Equação 5.16 e n é o número de medições distintas realizadas.

Para obter o menor valor de S , deriva-se a Equação 5.37 para cada uma das variáveis dependentes. Tem-se para $U_{T\acute{e}rmico}$:

$$\frac{\partial S}{\partial U_{T\acute{e}rmico}} = 2 \sum_{i=1}^n (T_{Tip} - \bar{T}_{Tipcalc}) \frac{\partial \bar{T}_{Tipcalc}}{\partial U_{T\acute{e}rmico}} \quad (5.38)$$

e para k_{Diesel} :

$$\frac{\partial S}{\partial k_{Diesel}} = 2 \sum_{i=1}^n (T_{Tip} - \bar{T}_{Tipcalc}) \frac{\partial \bar{T}_{Tipcalc}}{\partial k_{Diesel}} \quad (5.39)$$

Agrupando os termos como:

$$C_3 = c_v \dot{m}_{Diesel} \quad (5.40)$$

e

$$C_4 = \bar{h}_c A_{Tip} \quad (5.41)$$

e usando a regra do quociente para encontrar a derivada, chega-se às expressões:

$$\frac{\partial \bar{T}_{Tipcalc}}{\partial U_{T\acute{e}rmico}} = \frac{C_4 (T_{Arref} - T_{Comb})}{(C_3 k_{Diesel} + C_4 + U_{T\acute{e}rmico})^2} \quad (5.42)$$

e

$$\frac{\partial \bar{T}_{Tipcalc}}{\partial k_{Diesel}} = \frac{C_3 C_4 (T_{Arref} - T_{Comb})}{(C_3 k_{Diesel} + C_4 + U_{T\acute{e}rmico})^2} \quad (5.43)$$

Substituindo a Equação 5.42 na 5.38 e igualando a zero, encontra-se a expressão que permite identificar o valor de $U_{T\acute{e}rmico}$ que resultará no menor valor de S :

$$0 = \sum_{i=1}^n (T_{Tip} - \bar{T}_{Tipcalc}) \frac{C_4(T_{Arref} - T_{Comb})}{(C_3k_{Diesel} + C_4 + U_{T\acute{e}rmico})^2} \quad (5.44)$$

Da mesma maneira, substituindo a Equação 5.43 na 5.39 e igualando a zero, encontra-se a expressão que permite identificar o valor de k_d que resultará no menor valor de S :

$$0 = \sum_{i=1}^n (T_{Tip} - \bar{T}_{Tipcalc}) \frac{C_3C_4(T_{Arref} - T_{Comb})}{(C_3k_{Diesel} + C_4 + U_{T\acute{e}rmico})^2} \quad (5.45)$$

A área do bico exposta à transferência de calor e os detalhes do respectivo cálculo estão apresentados no Apêndice A.

5.4.1 Análise de sensibilidade dos parâmetros k_{Diesel} e $U_{T\acute{e}rmico}$

A análise de sensibilidade dos parâmetros identificados foi realizada com o objetivo de observar se os parâmetros apresentam dependência linear. Quando os coeficientes são linearmente independentes, a identificação é possível, caso contrário, não é possível identificar simultaneamente tais parâmetros (BECK; ARNOLD, 1977).

Os termos em análise são as Equações 5.42 e 5.43. Fazendo o cálculo de cada uma dessas equações para a faixa esperada de valores de k_{Diesel} e $U_{T\acute{e}rmico}$ é possível analisar graficamente se as derivadas são linearmente independentes.

A Figura 54 apresenta o resultado da Equação 5.43 para alguns valores selecionados de k_{Diesel} , dentro da faixa possível de valores, entre 0 e 1 e a Figura 55 apresenta o resultado da Equação 5.42 para alguns valores selecionados de $U_{T\acute{e}rmico}$, dentro da faixa esperada para esses valores, entre 0 e 1.

Fazendo-se a sobreposição das Figuras 54 e 55, obtêm-se a Figura 56, onde é possível visualizar que as linhas resultantes para cada uma das equações não são paralelas, mas se comportam de forma distinta. Essa independência é mais evidente para os valores mais baixos de ambas as variáveis, embora apresentem alguma semelhança.

A análise gráfica mostra que os coeficientes são linearmente independentes e não apresentam valores iguais a zero na faixa analisada e, portanto a identificação dos valores de k_{Diesel} e $U_{T\acute{e}rmico}$ é possível para a faixa esperada de valores.

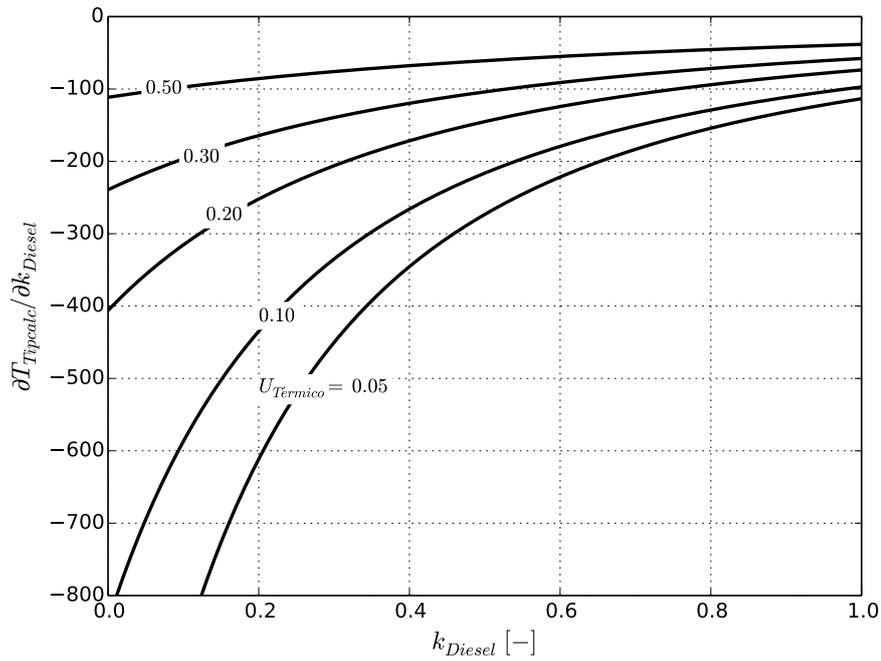


Figura 54 – Análise de sensibilidade do parâmetro k_{Diesel} para diferentes valores de $U_{T\acute{e}rmico}$.

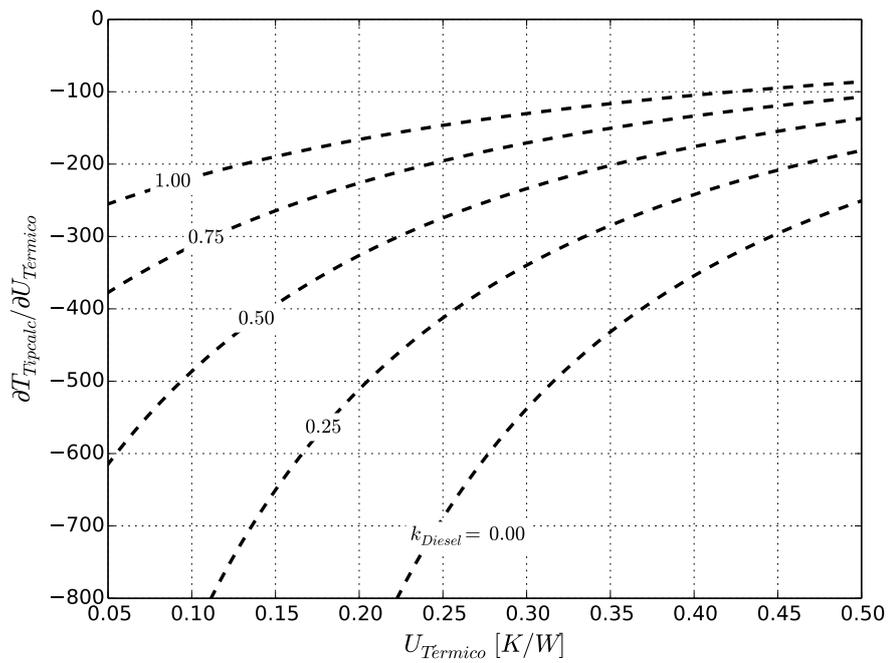


Figura 55 – Análise de sensibilidade do parâmetro $U_{T\acute{e}rmico}$ para diferentes valores de k_{Diesel} .

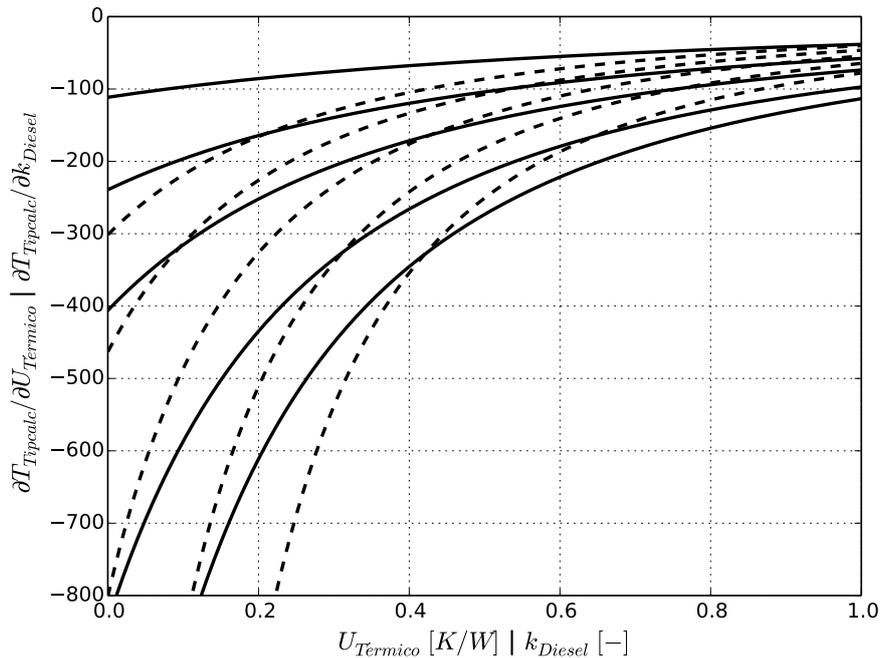


Figura 56 – Análise gráfica da independência linear entre os parâmetros k_{Diesel} e $U_{Térmico}$.

5.5 Resultado do cálculo de $T_{Tipcalc}$

As Equações ?? e ?? não tem solução analítica e foram resolvidas numericamente a fim de encontrar os melhores valores de k_{Diesel} e $U_{Térmico}$ para o conjunto de medições realizado e, como a equação é não-linear, a solução é encontrada de forma iterativa. O método de Gauss-Newton foi utilizado para encontrar a solução numérica (CHAPRA; CANALE, 2008) e os detalhes do método numérico utilizado para encontrar a solução do sistema de equações estão indicados no Apêndice B.

Resolvendo as equações para a sequência de medições realizadas, obteve-se os valores de $k_{Diesel} = 0,21$ e $U_{Térmico} = 0,20$ W/K, que são os valores que mais se aproximam dos dados medidos de T_{Tip} através da Equação 5.36 para todos os pontos de medição analisados.

A comparação entre os valores medidos de temperatura de cúpula com os resultados calculados a partir da Equação 5.36 foi realizada para algumas medições selecionadas. O resultado dessa comparação para os valores medidos com variação de \dot{m}_{Diesel} está mostrado na Figura 57, para a variação de T_{Arref} é apresentado na Figura 58, e para variação de CA50 na Figura 59.

Percebe-se que o cálculo de temperatura tem uma correlação muito boa entre os resultados medidos e calculados para a variação de \dot{m}_{Diesel} e de T_{Arref} , obtendo um erro percentual máximo de 1,98% e 0,83% respectivamente.

A análise da Equação 5.16 mostra que cada um dos parâmetros que apresentou

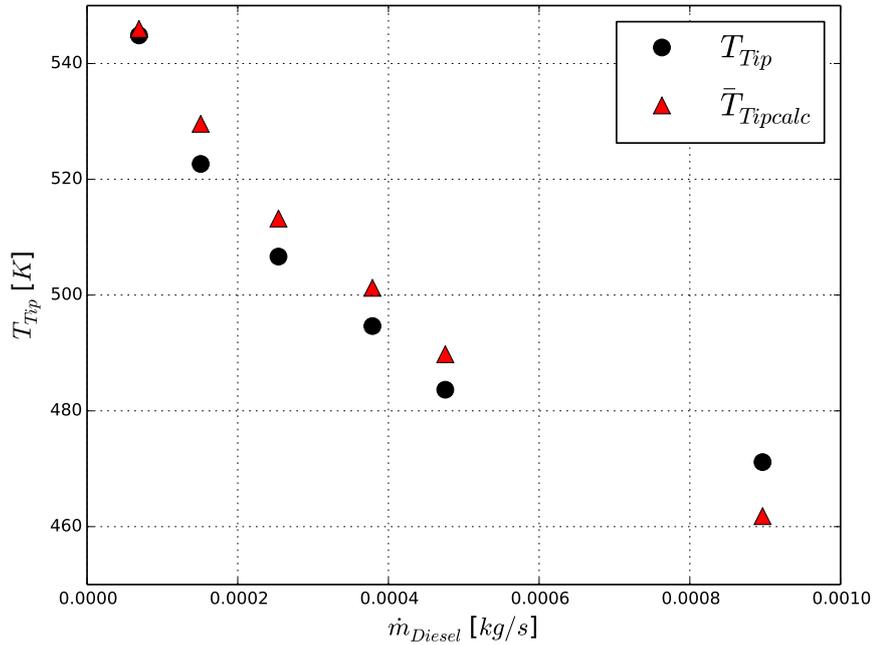


Figura 57 – Comparação entre T_{Tip} e $\bar{T}_{Tipcalc}$ com variação de \dot{m}_{Diesel} .

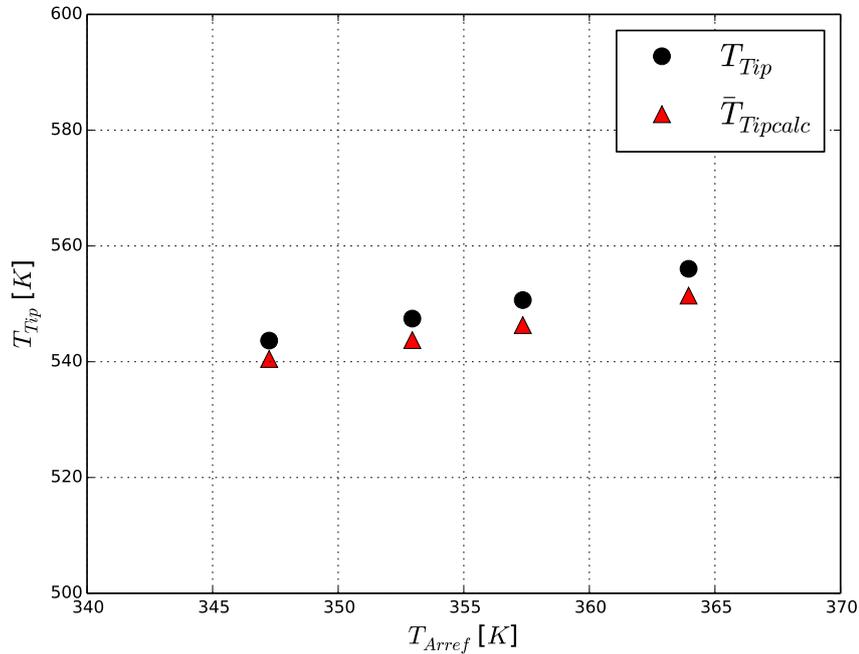


Figura 58 – Comparação entre T_{Tip} e $\bar{T}_{Tipcalc}$ com variação de T_{Arref} .

uma boa correlação possui um dos coeficientes identificados numericamente na Seção 5.4, sendo que o parâmetro \dot{m}_{Diesel} está acoplado ao coeficiente k_{Diesel} e o parâmetro T_{Arref} ao coeficiente $U_{Térmico}$.

Esses resultados confirmam que a forma das Equações 5.4 e 5.6 propostas por

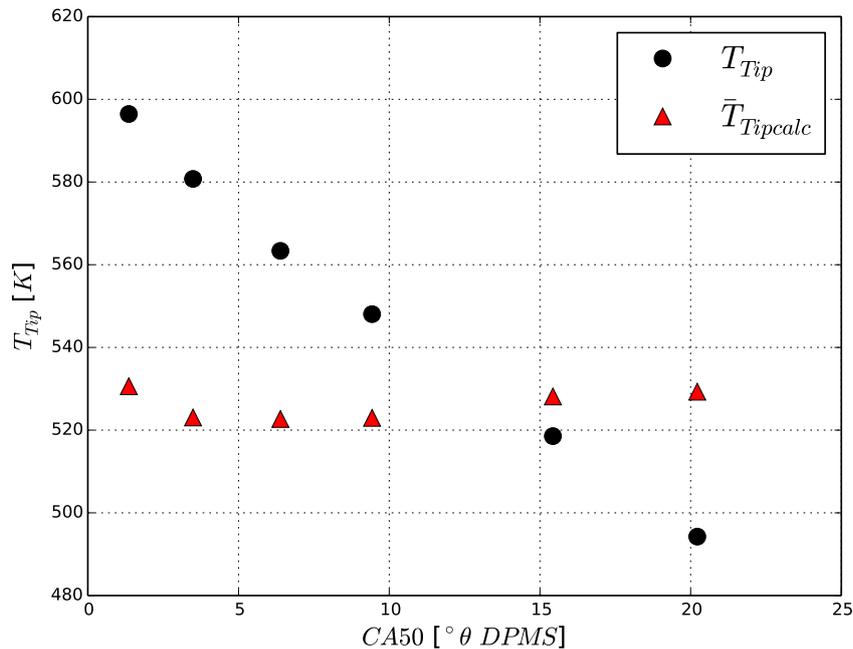


Figura 59 – Comparação entre T_{Tip} e $\bar{T}_{Tipcalc}$ com variação de CA50.

Koenigsson, Stalhammar e Angstrom (2012) conseguem representar bem as trocas de calor nos componentes e, fazendo-se a identificação dos termos empíricos obtém-se resultados satisfatórios.

Tabela 14 – Valores calculados de temperatura de combustão.

CA50 [$^{\circ}\theta$ APMS]	$T_{Comb_Máx}$ [K]	\bar{T}_{Comb} [K]
1,36	2357,5	1022,4
3,49	2262,5	998,6
6,39	2221,8	1000,9
9,43	2169,7	997,4
15,43	2170,2	1017,7
20,22	2136,1	1027,7

Porém a análise da Figura 59 sugere que a correlação utilizada não é sensível à variação de CA50, que tem como principal consequência a variação de P_{Comb} , onde percebe-se uma discrepância grande entre os valores medidos e aqueles calculados.

Essa discrepância pode ser consequência da premissa assumida de que os valores de h_c e T_{Comb} , listados na Equação 5.2, poderiam ser substituídos por \bar{h}_c e \bar{T}_{Comb} , para representar o fenômeno de transferência de calor do fluido de trabalho para o bico.

Os valores de $T_{Comb_Máx}$ são diferentes para cada curva calculada, como pode ser visto na Tabela 14, porém, os valores de \bar{T}_{Comb} são muito parecidos entre si e não apresentam qualquer tendência definida quando se altera o valor de CA50. Esse resultado

sugere que a premissa assumida pode ter diminuído a sensibilidade da Equação 5.16 às variações de T_{Comb} . Adicionalmente, o parâmetro CA50, que influencia diretamente as curvas de P_{Comb} e de T_{Comb} , e portanto rege o mecanismo de entrada de calor no volume de controle, não possui um coeficiente acoplado a ser identificado (a exemplo de k_{Diesel} e $U_{Térmico}$) e essa inexistência de um parâmetro específico para o termo \dot{Q}_{Conv} pode ter sido a causa desse resultado não coerente mostrado na Figura 59.

6 Conclusão e considerações finais

A identificação dos parâmetros de calibração e das condições de contorno que influenciam o valor de temperatura de cúpula do bico injetor de Diesel em motores *dual fuel* foi realizada e a investigação experimental de cada um desses parâmetros foi conduzida em um banco de provas, utilizando um motor a Diesel de seis cilindros adaptado para trabalhar como um motor *dual fuel* convencional. Cada um dos parâmetros foi varrido dentro de uma faixa de operação usual para o motor utilizado no estudo e os valores de temperatura de cúpula foram gravados e analisados.

Também foi realizada uma análise crítica de um modelo de balanço de energia no bico injetor de Diesel, disponível na literatura, e o termo referente à temperatura de cúpula do bico injetor foi isolado, chegando-se a uma expressão matemática para o cálculo da temperatura de cúpula do bico injetor de Diesel, $\bar{T}_{Tipcalc}$, a partir das condições de contorno de operação do motor.

O tratamento e posterior análise dos dados experimentais permitiu a identificação das tendências para cada um dos parâmetros. Com exceção da pressão de injeção do Diesel, P_{Diesel} , todos os parâmetros analisados apresentam clara influência nos valores de NTT medidos e podem ser manipulados durante o desenvolvimento da calibração do motor a fim de obter valores adequados de temperatura na cúpula do bico injetor.

Os dois parâmetro identificados como mais influente para o controle de T_{Tip} foram a quantidade de Diesel injetado, \dot{m}_{Diesel} , e o centro de combustão, CA50, sendo que o primeiro tem maior influência quanto maior forem os valores de SR . Os valores de λ e a presença de gases de exaustão na câmara de combustão, (EGR), também apresentam influência no T_{Tip} , porém de forma menos significativa. Os valores de temperatura de arrefecimento do motor, T_{Arref} e do ar de combustão, T_{Ar} , mostram influência pequena nos valores de T_{Tip} , e como a faixa usual de variação desses dois parâmetros é menor, eles não representam uma opção significativa para o controle da temperatura de cúpula do bico injetor de Diesel. A variação dos valores de pressão de injeção de Diesel, P_{Diesel} , não apresenta uma influência clara nos valores de T_{Tip} e esse parâmetro não representa, portanto, uma opção para o controle de NTT.

Conclui-se com este estudo que os parâmetros mais relevantes para o controle do NTT são \dot{m}_{Diesel} e CA50. Essa característica permite a avaliação, de forma preliminar, dos limites de temperatura de cúpula do bico injetor de Diesel para o motor *dual fuel* nas fases iniciais do desenvolvimento da calibração de combustão e de emissões de gases poluentes de escapamento.

A análise de um modelo para cálculo de temperatura de bico disponível na literatura

foi realizada, com resultados coerentes para a variação de \dot{m}_{Diesel} e de T_{Arref} , porém não sensíveis à variação do centro de combustão, CA50.

O modelo presente na literatura utiliza dois coeficientes empíricos para a realização do balanço de energia, o primeiro acoplado ao parâmetro \dot{m}_{Diesel} e o segundo ao parâmetro T_{Arref} . A identificação de cada um desses coeficientes foi realizada através de um método iterativo de minimização do erro entre o valor medido e o calculado e os resultados do cálculo apresentam desvio menor que 2% com relação aos valores medidos com a variação de \dot{m}_{Diesel} e T_{Arref} . Porém o modelo não é sensível às variações de CA50 e os resultados apresentados pelo cálculo quando se tem variação desse parâmetro não são coerentes com os valores medidos de T_{Tip} .

Os resultados obtidos com a análise do modelo para estimativa de NTT reforça a importância do uso do método de identificação de parâmetros em análises experimentais e a identificação de parâmetros únicos, adequados a diferentes condições de operação do motor, como os encontrados para variação de \dot{m}_{Diesel} e T_{Arref} traz confiança no método adotado e nos resultados obtidos.

Como o cálculo de NTT com a variação do centro de combustão, CA50, realizado a partir do modelo proposto na literatura não se mostrou satisfatória, o refino desse modelo se apresenta como uma sugestão de estudos futuros, a fim de se obter um cálculo que represente os valores de T_{Tip} com maior acuracidade também para a variação do parâmetro CA50, possivelmente substituindo-o por um parâmetro que represente não um ângulo, mas sim a temperatura na câmara de combustão para o ponto em análise.

Adicionalmente, devido à dependência da identificação numérica dos parâmetros de ajuste, a extensão deste resultado a outras aplicações não é direta e a identificação apropriada para cada caso deve ser realizada.

Referências

- ABDELAAL, M. M.; HEGAB, A. H. Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with egr. *Energy Conversion and Management*, v. 64, n. 0, p. 301 – 312, 2012. ISSN 0196-8904. {IREC} 2011, The International Renewable Energy Congress. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890412002415>>. Citado 6 vezes nas páginas 34, 35, 39, 64, 65 e 74.
- ANNAND, W. J. D. Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, n. 177, p. 973–996, 1963. Citado na página 83.
- ARGUEYROLLES, B. et al. Influence of injector nozzle design and cavitation on coking phenomenon. *SAE Technical Paper 2007-01-1896*, 2007. Citado na página 33.
- ATABANI, A. et al. Non-edible vegetable oils: A critical evaluation of oil extraction, fatty acid compositions, biodiesel production, characteristics, engine performance and emissions production. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 18, n. 0, p. 211 – 245, 2013. ISSN 1364-0321. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032112005552>>. Citado na página 27.
- AVL. *Piezeletric Sensor Specification*. 2015. Disponível em: <www.avl.com>. Citado 5 vezes nas páginas 15, 51, 52, 53 e 54.
- BECK, J. V.; ARNOLD, K. J. *Parameter Estimation in Engineering and Science*. [S.l.]: John Wiley & Sons Inc, 1977. Citado 2 vezes nas páginas 90 e 91.
- BIRGEL, A. et al. Deposit formation in the holes of diesel injector nozzles: A critical review. *SAE Technical Paper*, SAE International, 10 2008. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/2008-01-2383>>. Citado na página 33.
- BORETTI, A. et al. Cng fueling strategies for commercial vehicles engines-a literature review. *SAE Technical Paper 2013-01-2812*, 2013. Citado na página 23.
- BOSCH. *Diesel Engine Management*. 4a edition. ed. [S.l.]: Robert Bosch GMBH, 2005. Citado 5 vezes nas páginas 11, 31, 32, 33 e 38.
- BOSCH. *Manual de Tecnologia Automotiva*. [S.l.]: Robert Bosch GMBH, 2005. Citado 2 vezes nas páginas 59 e 84.
- BP. *British Petroleum statistical review of world energy. Annual review*. 2014. Disponível em: <https://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/investors/BP_Annual_Report_and_Form_20F_2014.pdf>. Citado na página 23.
- CHAPRA, S. C.; CANALE, R. P. *Métodos numéricos para Engenharia*. 5. ed. São Paulo - SP: [s.n.], 2008. Citado na página 93.
- CLEMENS, D. et al. Dual fuel - potential of combined combustion of cng and diesel fuel. *Sae Technical Paper 2013-36-0133*, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 35.

- COMPAGAS. *Companhia Paranaense de Gás - Relatório de composição do GNV*. Araucária-PR: [s.n.], 2015. Disponível em: <<http://www.compagas.com.br>>. Citado na página 59.
- DAHODWALA, M. et al. Investigation of diesel and cng combustion in a dual fuel regime and as an enabler to achieve rcci combustion. *SAE Technical Paper 2014-01-1308*, 2014. Citado na página 37.
- EICHELBERG, G. Some new investigations on old combustion engine problems. *Engineering*, n. 148, 1939. Citado na página 83.
- ETAS. 2015. Disponível em: <<http://www.etas.com>>. Citado na página 77.
- GHAREHGHANI, A.; MIRSALEM, S. M.; JAZAYERI, S. A. Numerical and experimental investigation of combustion and knock in a dual fuel gas/diesel compression ignition engine. *Journal of Combustion, Tehran*, v. 2012, n. 504590, p. 10, 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1155/2012/504590>>. Citado na página 39.
- HARIPRASAD, T. Effect of injection pressure on performance of dual fuel diesel engine. *SAE Technical Paper 2013-01-2887*, 2013. Citado na página 25.
- HARTMAN, S.; KOFOD, M. Heavy-duty, on- and off-highway engines. what is the best fuel for long haul trucks in the eu from a co2 perspective. *8th International MTZ Conference*, Ludwigsburg, 2013. Citado na página 23.
- HOHENBERG, G. Advanced approaches for heat transfer calculations. *SAE Technical Paper*, n. 790825, 1979. Citado na página 83.
- IMRAN, S. et al. Natural gas fueled compression ignition engine performance and emissions maps with diesel and {RME} pilot fuels. *Applied Energy*, v. 124, n. 0, p. 354 – 365, 2014. ISSN 0306-2619. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261914002128>>. Citado na página 24.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. *Fundamentos de Transferência de calor e Massa*. Rio De Janeiro - RJ: [s.n.], 1998. Citado 6 vezes nas páginas 11, 15, 40, 41, 42 e 81.
- KOENIGSSON, F. *Advancing the limits of Dual Fuel Combustion*. Dissertação (Licentiate thesis) — Royal Institute of Technology KTH, Stockholm, Sweden, 2012. Citado 4 vezes nas páginas 11, 24, 45 e 46.
- KOENIGSSON, F.; RISBERG, P.; ANGSTROM, H.-E. Nozzle coking in cng-diesel dual fuel engines. *SAE international*, n. 2014-01-2700, 2014. Citado na página 33.
- KOENIGSSON, F.; STALHAMMAR, P.; ANGSTROM, H. Characterization and potential of dual fuel combustion in a modern diesel engine. *SAE Technical Paper 2011-01-2223*, 2011. Citado 5 vezes nas páginas 24, 33, 34, 39 e 45.
- KOENIGSSON, F.; STALHAMMAR, P.; ANGSTROM, H. Controlling the injector tip temperature in a diesel dual fuel engine. *SAE Technical Paper 2012-01-0826*, April 2012. Citado 14 vezes nas páginas 12, 25, 34, 35, 38, 39, 64, 65, 67, 71, 75, 79, 81 e 95.

- KORAKIANITIS, T.; NAMASIVAYAM, A.; CROOKES, R. Natural-gas fueled spark-ignition (si) and compression-ignition (ci) engine performance and emissions. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 37, n. 1, p. 89 – 112, 2011. ISSN 0360-1285. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360128510000377>>. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 24.
- KYUNGHYUN, R. Effects of pilot injection pressure on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel-cng dual fuel. *Energy Conversion and Management*, n. 76, p. 506–516, 2013. Citado na página 38.
- LAPUERTA, M.; BALLESTEROS, R.; AGUDELO, J. R. Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion. *Applied Thermal Engineering*, n. 26, p. 1492–1499, 2006. Citado na página 85.
- LEUTHEL, R.; PFITZNER, M.; FROBENIUS, M. Numerical study of thermal-fluid-interaction in a diesel fuel injector. *SAE Technical Paper 2008-01-2760*, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 33.
- LOUNICI, M. S. et al. Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions. *Energy*, v. 64, n. 0, p. 200 – 211, 2014. ISSN 0360-5442. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544213009584>>. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 35.
- MASSER, K. et al. Heavy-duty, on- and off-highway engines. dual fuel - potential of combined combustion of cng and diesel fuel to achieve euro-6 emission target. *8th International MTZ Conference*, Ludwigsburg, 2013. Citado na página 23.
- MTUI, P.; HILL, P. Ignition delay and combustion duration with natural gas fueling of diesel engines. *SAE Technical Paper 961933*, 1996. Citado na página 36.
- NIELSEN, O.; VALE, B.; SORENSON, S. Ignition delay in the dual fuel engine. *SAE Technical Paper 870589*, 1987. Citado na página 36.
- OCH, S. H. *Otimização do Processo de Admissão em Motores de Combustão Interna Monocilíndricos*. Tese (Thesis) — Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2014. Citado 3 vezes nas páginas 83, 84 e 86.
- PAPAGIANNAKIS, R. et al. Theoretical study of the effects of engine parameters on performance and emissions of a pilot ignited natural gas diesel engine. *Energy*, v. 35, n. 2, p. 1129 – 1138, 2010. ISSN 0360-5442. {ECOS} 2008 21st International Conference, on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544209002266>>. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 39.
- PAYKANI, A. et al. Effect of exhaust gas recirculation and intake pre-heating on performance and emission characteristics of dual fuel engines at part loads. *Journal of Central South University*, Central South University, v. 19, n. 5, p. 1346–1352, 2012. ISSN 2095-2899. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1007/s11771-012-1148-5>>. Citado na página 39.
- RIAZI, M. R. *Characterization and properties of petroleum fractions*. 1st edition. ed. 100 Barr Harbor. West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM, 2005. Citado na página 59.

- SANTOS, E. M. d.; SANTOS, A.; FAGA, M. Perspectivas para o relançamento de uma política para utilização do gás natural em transporte coletivo em áreas metropolitanas do estado de São Paulo. In: *Encuentro latino americano de economía de la energia*. Buenos Aires: [s.n.], 2011. v.1. Citado na página 23.
- SCHMIDT, R.-M.; WILLMANN, M.; SCHNEIDER, H. Heavy-duty, on- and off-highway engines. future fuels - challenges for fuel systems. *8th International MTZ Conference*, Ludwigsburg, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 34.
- SELIM, M. Y.; RADWAN, M.; SALEH, H. Improving the performance of dual fuel engines running on natural gas/lpg by using pilot fuel derived from jojoba seeds. *Renewable Energy*, v. 33, n. 6, p. 1173 – 1185, 2008. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148107002510>>. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 25.
- SENSYFLOW. 2015. Disponível em: <www.sensyflow.com>. Citado 2 vezes nas páginas 15 e 52.
- SHAH, A. et al. Literature review and simulation of dual fuel diesel-cng engines. *SAE Technical Paper 2011-26-0001*, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 24.
- SHIRAIWA, N. et al. Dual fuel engine - diesel and compressed natural gas engine and after treatment system. *SAE Technical Paper 2013-36-0490*, 2013. Citado na página 35.
- STONE, R. *Introduction to Internal Combustion Engine*. [S.l.: s.n.], 1999. Citado 7 vezes nas páginas 28, 31, 34, 38, 39, 83 e 84.
- SUN, L. et al. Experimental investigation of cycle-by-cycle variations in a natural gas/diesel dual fuel engine with egr. *SAE Technical Paper 2013-01-0853*, 2013. Citado 4 vezes nas páginas 35, 39, 65 e 74.
- TAYLOR, J. L. *Fundamentals of Measurement Error*. Monrovia, California: Neff Instrument Corporation, 1988. Citado 2 vezes nas páginas 55 e 56.
- TAYLOR, J. R. *An Introduction to Error Analysis*. 2. ed. [S.l.]: University Science Books, 1997. Citado na página 54.
- THERMOCOAX. *Thermocoax - Engineered Thermal Products & Solutions*. 2015. Disponível em: <<http://www.thermocoax.com/>>. Citado 2 vezes nas páginas 15 e 51.
- WATKINSON, A.; WILSON, D. Chemical reaction fouling: A review. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 14, n. 4, p. 361 – 374, 1997. ISSN 0894-1777. Heat Exchange Fouling. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177796001380>>. Citado na página 33.
- WATSON, N.; JANOTA, M. S. *Turbocharging the internal combustion engine*. [S.l.]: Houndmills : Macmillan and Co., 1986. Citado na página 84.
- WOSCHNI, G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE Technical Paper*, p. 19, 1967. Citado 4 vezes nas páginas 15, 83, 84 e 86.

YOSHIMOTO, Y. et al. Combustion characteristics of a dual fuel diesel engine with natural gas (lower limit of cetane number for ignition of the fuel). *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, v. 5 (3), p. 1165–1173, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 28 e 35.

ZHEN, X. et al. The engine knock analysis - an overview. *Applied Energy*, v. 92, n. 0, p. 628 – 636, 2012. ISSN 0306-2619. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261911007859>>. Citado na página 28.

Apêndices

APÊNDICE A – Estimativa de A_{TIP}

O valor da área exposta à transferência de calor utilizada neste trabalho para o cálculo de NTT foi computado como sendo a área frontal do bico mais a área lateral da haste exposta aos gases de combustão, como representado na Figura 60. Então:

$$A_{TIP} = \frac{\pi d^2}{4} + \pi dh \quad (\text{A.1})$$

Sendo que $d = 7 \text{ mm}$. Assumindo que o comprimento de haste exposta à transferência de calor é $h = 11 \text{ mm}$, o que corresponde à metade do comprimento da haste do bico. Então:

$$A_{TIP} = \frac{\pi \cdot 7^2}{4} + \pi \cdot 7 \cdot 11 = 280 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \quad (\text{A.2})$$

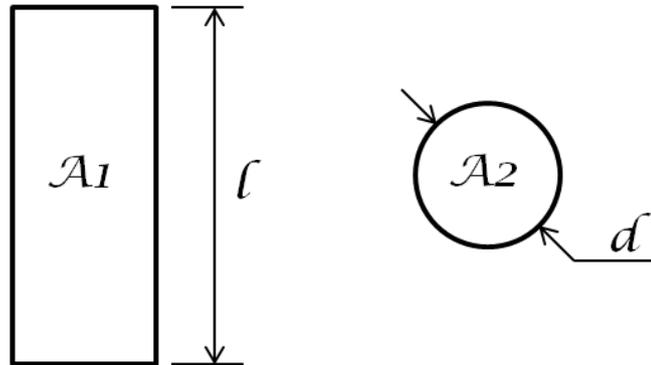


Figura 60 – Representação da estimativa de área exposta aos gases de combustão

APÊNDICE B – Método de Gauss-Newton

O algoritmo utilizado para a identificação numérica dos parâmetros $U_{T\acute{e}rmico}$ e k_{Diesel} é um algoritmo baseado no método de *Gauss-Newton*. Esse algoritmo que visa minimizar a soma dos quadrados dos resíduos entre os dados e as equações não-lineares, tendo como base a técnica de expansão em série de Taylor, que expressa a equação não-linear original em uma forma aproximada linear. Em conjunto, a teoria dos mínimos quadrados foi usada para se obter novas estimativas dos parâmetros, convergindo na direção da minimização do resíduo. O modelo geral é expresso por:

$$y_i = f(x_i) + e_i \quad (\text{B.1})$$

O modelo não-linear é expandido em série de Taylor em torno dos valores dos parâmetros. Smente a primeira derivada é considerada e os termos de ordem superior são descartados, resultando em:

$$f(x_i)_{j+1} = f(x_i)_j + \frac{\partial f(x_i)_j}{\partial a_0} \Delta a_0 + \frac{\partial f(x_i)_j}{\partial a_1} \Delta a_1 \quad (\text{B.2})$$

Onde j é a aproximação inicial, $j + 1$ é a previsão, $\Delta a_0 = a_{0,j+1} - a_{0,j}$ e $\Delta a_1 = a_{1,j+1} - a_{1,j}$. A Equação, na forma matricial, se torna:

$$\{D\} = [Z_j] \{\Delta A\} + \{E\} \quad (\text{B.3})$$

onde $[Z_j]$ é a matriz das derivadas parciais da função na aproximação inicial j :

$$[Z_j] = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial a_0} & \frac{\partial f_1}{\partial a_1} \\ \frac{\partial f_2}{\partial a_0} & \frac{\partial f_2}{\partial a_1} \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ \frac{\partial f_n}{\partial a_0} & \frac{\partial f_n}{\partial a_1} \end{bmatrix} \quad (\text{B.4})$$

Aplicando a Equação B.4 para as Equações 5.42 e 5.43:

$$[Z_j] = \begin{bmatrix} \frac{\partial \bar{T}_{Tipcalc}}{\partial U_{T\acute{e}rmico}} & \frac{\partial \bar{T}_{Tipcalc}}{\partial k_{Diesel}} \end{bmatrix} \quad (\text{B.5})$$

O vetor $\{D\}$ contém a diferença entre as previsões do modelo e o valor medido:

$$\{D\} = \begin{bmatrix} y_1 - f(x_1) \\ y_2 - f(x_2) \\ \cdot \\ \cdot \\ y_n - f(x_n) \end{bmatrix} \quad (\text{B.6})$$

Portanto:

$$\{D\} = \left\{ \begin{array}{c} T_{Tip,1} - \bar{T}_{Tipcalc,1} \\ T_{Tip,2} - \bar{T}_{Tipcalc,2} \\ \cdot \\ \cdot \\ T_{Tip,n} - \bar{T}_{Tipcalc,n} \end{array} \right\} \quad (\text{B.7})$$

E o vetor ΔA , que contém a variação nos valores dos parâmetros é:

$$\{\Delta A\} = \left\{ \begin{array}{c} \Delta U_{Térmico} \\ \Delta k_{Diesel} \end{array} \right\} \quad (\text{B.8})$$

onde $\Delta U_{Térmico} = U_{Térmico,j+1} - U_{Térmico,j}$ e $\Delta k_{Diesel} = k_{Diesel,j+1} - k_{Diesel,j}$. Aplicando-se a teoria linear dos mínimos quadrados à Equação B.3, tem-se:

$$[Z_j]^T [Z_j] \{\Delta A\} = \{[Z_j]^T \{D\}\} \quad (\text{B.9})$$

com critério de parada definido por

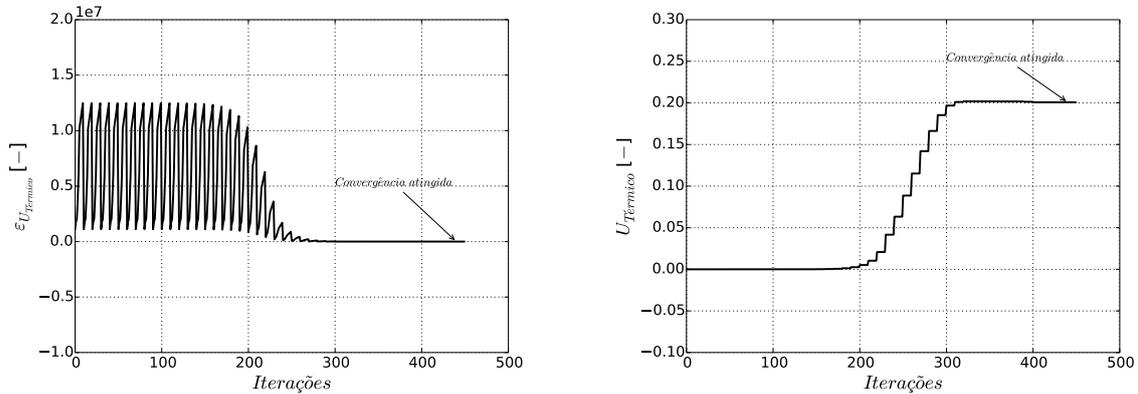
$$|\varepsilon_a|_k = \left| \frac{a_{k,j+1} - a_{k,j}}{a_{k,j+1}} \right| \quad (\text{B.10})$$

sendo $a_{0,j+1} = U_{Térmico,j} + \Delta U_{Térmico}$ e $a_{1,j+1} = k_{Diesel,j} + \Delta k_{Diesel}$. Dessa forma, o método consiste em resolver a Equação B.9 até que $|\varepsilon_a|_k < \varepsilon_{aceito}$. Nesse trabalho, o critério de convergência adotado foi $\varepsilon_{aceito} = 1e^{-8}$.

A solução numérica das Equações ?? e ?? foi encontrada utilizando-se de um algoritmo híbrido de resolução de sistemas de equações não lineares disponíveis na biblioteca *scipy* através da função *fsolve*, no ambiente de programação PYTHON. Essa compilação utiliza uma combinação dos algoritmos MINPACK *hybrd* e *hybrj*, Ambos os algoritmos são modificações dos métodos de *Gauss-Newton*. O primeiro que utiliza o método desenvolvido por Levenberg–Marquardt, conhecido pela sigla em inglês LMA, *Levenberg–Marquardt*

Algorithm, e o segundo que utiliza o método desenvolvido por Michael J. D. Powell, conhecido pelo nome de *Powell's Method*.

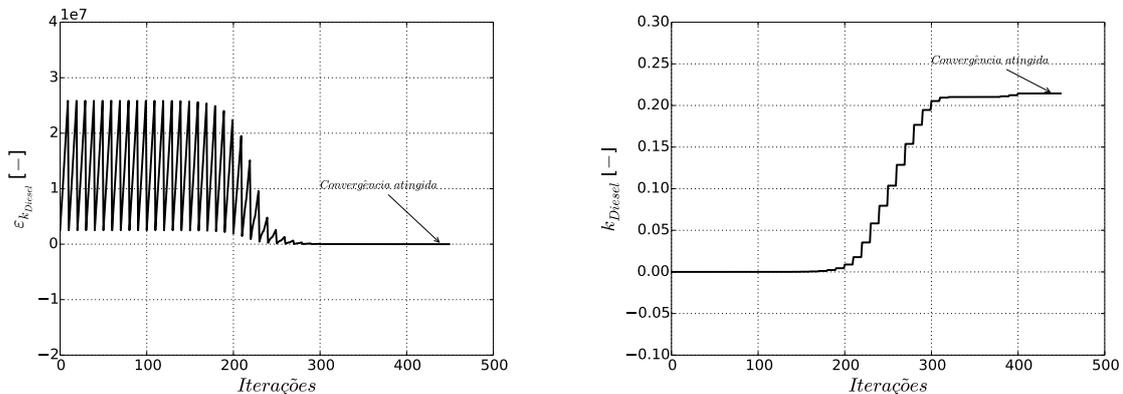
O processo de convergência do valor de $U_{T\acute{e}rmico}$ e o valor encontrado estão apresentados na Figura 61:



(a) Convergência na identificação de $U_{T\acute{e}rmico}$. (b) Progressão do cálculo iterativo de $U_{T\acute{e}rmico}$.

Figura 61 – Identificação de $U_{T\acute{e}rmico}$.

Simultaneamente à identificação de $U_{T\acute{e}rmico}$ e de forma similar, o valor de k_{Diesel} foi encontrado como apresentado na Figura 62:



(a) Convergência na identificação de k_{Diesel} . (b) Progressão do cálculo iterativo de k_{Diesel} .

Figura 62 – Método de aquisição de T_{Tip} .

Os dados acima foram obtidos através dos dados de medição obtidos durante a variação de CA_{50} , com valores iniciais $k_{Diesel} = 0$ e $U_{T\acute{e}rmico} = 0$.