

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

**Daniel Teixeira Gervásio**

**METODOLOGIA DE CORRELAÇÃO E ANÁLISE DE MODELOS  
FLUIDODINÂMICOS 1D PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

**RECIFE**

**2017**

**Daniel Teixeira Gervásio**

**METODOLOGIA DE CORRELAÇÃO E ANÁLISE DE MODELOS  
FLUIDODINÂMICOS 1D PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, do Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e Sistemas Térmicos.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero

**RECIFE**

**2017**

Catálogo na fonte  
Bibliotecária Maria Luiza de Moura Ferreira, CRB-4 / 1469

G286m Gervásio, Daniel Teixeira.  
Metodologia de correlação e análise de modelos fluidodinâmicos 1D para motores de combustão interna / Daniel Teixeira Gervásio. - 2017.  
128 folhas, il.; tab.; abr.; sigl.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.  
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2017.  
Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Simulação. 3. Correlação. 4. GT-Power. 5. Desempenho. 6. Combustão. 7. CFD. I. Henríquez Guerrero, Jorge Recarte (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2017-354

31 de agosto de 2017

“METODOLOGIA DE CORRELAÇÃO E ANÁLISE DE MODELOS  
FLUIDODINÂMICOS 1D PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA”

DANIEL TEIXEIRA GERVÁSIO

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

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS

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

---

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO  
ORIENTADOR/PRESIDENTE

---

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ  
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

---

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO (UFPE)

---

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

---

Prof. Dr. JOSÉ CLAUDINO DE LIRA JÚNIOR (UFPE)

---

Prof. Dr. RAMON MOLINA VALLE (UFMG)

Dedico este trabalho a minha esposa, Ana Paula, que de forma especial me apoiou nos momentos de dificuldades que passei, me incentivando. Dedico também a minha filha, Aurora, que acabou de nascer, e embora ainda não imagine, me ilumina e guia meus pensamentos, me levando a buscar um futuro brilhante para nós. E não deixando de dedicar este trabalho, de forma grandiosa, aos meus pais, Priscila e Paulo, a quem eu devo a minha educação, minha personalidade e minha existência e ao meu irmão Felipe, pelo companheirismo, amizade e amor.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço ao grande orientador Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero,  
que me auxiliou com lições e estímulo constante neste projeto.  
A FCA, por ter propiciado os recursos e a oportunidade de trabalhar com pessoas  
que não são apenas colegas de trabalho, mas também amigos para toda a vida.  
A UFPE e a todos que colaboraram para a conclusão deste trabalho.

*“So understand  
Don't waste your time always searching for those wasted years  
Face up, make your stand  
And realize you're living in the golden years”*

*(Wasted Years – Iron Maiden)*

## RESUMO

O objetivo do trabalho é mostrar o processo de correlação e avaliação de desempenho de um motor ciclo Otto via simulação fluido-termodinâmica 1D como ferramenta para auxiliar o desenvolvimento dos motores, reduzindo o tempo de projeto, os custos com produção de caros protótipos e as horas de teste em dinamômetro. Adicionalmente e de forma complementar, pretende-se mostrar a capacidade de otimizar o produto via simulação, variando diversos parâmetros físicos e geométricos sem a necessidade da construção de inúmeros protótipos para validação de conceitos e de desempenho do motor. Esta metodologia de análise e projeto permite realizar os testes em dinamômetro apenas o protótipo de “motor ideal”, economizando tempo e recursos financeiros. Além disso, com base em um modelo de motor correlacionado virtualmente, podem-se avaliar soluções em vários estágios de desenvolvimento. Além de ser capaz de prever os impactos das modificações, permite também gerar dados de entrada para várias outras avaliações CAE, como durabilidade do motor, simulações em CFD 3D e NVH, garantindo uma alta qualidade e confiabilidade no desenvolvimento de projeto. Neste estudo, um modelo 1D GT-Power de um motor Flex Fuel usando E22 com combustível, é usado como base para auxiliar a fase de projeto e todo o programa de desenvolvimento de um motor sobrealimentado via turbo compressor. O modelo foi desenvolvido utilizando-se, na primeira fase, um modelo de combustão prescritivo usando dados de combustão impostos, na segunda fase, um modelo de combustão preditiva de chama turbulenta para prever o comportamento do motor após a correlação com os dados do dinamômetro. Este trabalho enfatiza a importância dos modelos 1D no desenvolvimento de motores, com base na correlação de dados de teste, como: fluxo de ar, fluxo de combustível, BMEP, IMEP, Torque, fração de massa queimada a 50%, duração da combustão, pressão no cilindro entre outros, para a correta correlação e posterior desenvolvimento do motor.

**Palavras-chave:** Simulação. Correlação. GT-Power. Desempenho. Combustão. CFD.

## **ABSTRACT**

The present work intends to show the correlation process and performance evaluation of an Otto cycle engine through 1D fluid-thermodynamic simulation as a tool to aid engines development, reducing design time, cost of producing expensive prototypes and dynamometer test hours. Additionally, in a complementary way, it shows the ability to optimize the product through simulation, varying several physical and geometric parameters without need to build numerous prototypes for concepts validation and for engine performance. This methodology of analysis and design allows to bring to dynamometer tests only the concept of "ideal engine". Based on a virtual correlated engine model, solutions can be evaluated at various stages of development. In addition to being able to predict the modification impacts, it also allows to generate input data for several other CAE evaluations, such as engine durability, 3D CFD and NVH simulations, ensuring high quality and reliability in project development. In this study, a 1D GT-Power model of a Flex Fuel engine, using E22 with fuel, is used as a basis to aid the design phase and the entire development program of a turbocharged engine. The model was developed using, in the first phase, a prescriptive combustion model using imposed combustion data, in the second phase, a predictive combustion model with turbulent flame to predict the engine behavior after the correlation with the dynamometer data. This work emphasizes the importance of 1D models in engines development, based on test data correlation, such as: airflow, fuel flow, BMEP, IMEP, Torque, 50% burned mass fraction, combustion duration, in cylinder pressure and etc. for the correct correlation and subsequent development of the engine.

**Keywords:** Simulation. Correlation. GT-Power. Performance. Combustion. CFD.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 3.1: Esquema básico de um motor de combustão interna .....	34
Figura 3.2 - Diagramas T-s e p-v para o ciclo Otto .....	36
Figura 3.3 - Diagramas T-s e p-v para o ciclo Diesel.....	38
Figura 3.4 - Diagramas T-s e p-v para o ciclo Sabathé .....	39
Figura 3.5: Os quatro tempos do motor de ignição por centelha .....	40
Figura 3.6: Ciclo termodinâmico e os quatro tempos de um motor de combustão interna .....	42
Figura 3.7: IMEP – Ciclo termodinâmico mostrando as perdas reais.....	43
Figura 3.8: Curva de desenvolvimento da combustão Wiebe .....	47
Figura 4.1: Fluxograma de correlação de modelos GT-Power .....	56
Figura 4.2: E.torQ 1.6/1.8L SOHC 16v Flex-Fuel .....	57
Figura 4.3: Torque (N-m) do motor E.torQ NP barra de incerteza = 3% .....	58
Figura 4.4: Motor E.torQ em banco de dinamômetro.....	60
Figura 4.5: Pressão no corpo de borboleta, e restrição do sistema de aspiração.....	60
Figura 4.6: Temperaturas do gás de descarga e contrapressão do sistema de descarga.....	61
Figura 4.7: Curva de exemplo para multiplicador de HTC no interior do cilindro .....	65
Figura 4.8: Pressão Média Efetiva, barra de incerteza = 3%.....	67
Figura 4.9: Fluxo de ar de aspiração.....	67
Figura 4.10: Contra pressão do sistema de descarga .....	68
Figura 4.11: Temperatura dos gases de descarga .....	68
Figura 4.12: Torque do motor.....	69
Figura 4.13: Potência do motor .....	69
Figura 4.14: Pressão máxima no interior dos cilindros .....	70
Figura 4.15: Fase da média dos máximos picos de pressão.....	70
Figura 4.16: Pressão de combustão medida e modelo prescritivo a 3750 RPM .....	71
Figura 4.17: Pressão de combustão medida e modelo prescritivo a 6000 RPM .....	71
Figura 4.18: Combustão Preditiva, primeiro passo .....	76
Figura 4.19: Combustão Preditiva, segundo passo .....	77
Figura 4.20: Combustão Preditiva, terceiro passo .....	77
Figura 4.21: Comparação de BMEP entre a combustão prescrita e a preditiva.....	79
Figura 4.22: Ângulo de 50% de massa de combustível queimado.....	80
Figura 4.23: Duração da combustão .....	80
Figura 4.24: Avanço de ignição.....	81
Figura 4.25: Pressão de combustão máxima.....	81
Figura 4.26: Fase de pico de pressão máxima .....	82
Figura 4.27: Pressão de combustão medida e modelo preditivo a 3750 RPM.....	82
Figura 4.28: Pressão de combustão medida e modelo preditivo a 6000 RPM.....	83
Figura 4.29: (a) Avanço e (b) fase de MBT .....	84
Figura 4.30: Ligação entre o controlador de detonação e o cilindro do Master.....	86
Figura 4.31: Comparação de BMEP entre os modelos e os dados de banco, incerteza = 3%.....	87

Figura 4.32: Comparação entre a pressão máxima dentro da câmara de combustão.....	88
Figura 4.33: Comparação entre a os avanços de ignição .....	88
Figura 4.34: Pressão de combustão medida e modelo de detonação a 3750 RPM .....	89
Figura 4.35: Pressão de combustão medida e modelo de detonação a 6000 RPM .....	89
Figura 4.36: Torque comparado entre os modelos e os dados de banco .....	90
Figura 4.37: Potência comparado entre os modelos e os dados de banco.....	90
Figura 4.38: Exemplo de controlador de EGT.....	91
Figura 4.39: Exemplo de controlador de borboleta de aceleração .....	94
Figura 4.40: Mapa de plano cotado de consumo (BSFC) para o motor E.torQ.....	95
Figura 4.41: Mapa de incerteza de BSFC em relação a prova de banco .....	96
Figura 4.42: Objetivo de torque e potência para o motor E.torQ EVO 1.6L 16v Turbo .....	97
Figura 5.1: Geometria CAD do motor .....	98
Figura 5.2: Modelo GT-Power do motor E.torQ EVO Turbo 1.6L 16v .....	99
Figura 5.3: Modelo GT-Power do cabeçote e coletor de aspiração.....	100
Figura 5.4: Torque comparado entre os motores e o objetivo .....	101
Figura 5.5: Potência comparada entre os motores e o objetivo .....	102
Figura 5.6: Pressão média efetiva comparada entre os motores e o objetivo.....	102
Figura 5.7: Mapa do compressor TC 1 .....	104
Figura 5.8: Mapa da turbina TC 1 .....	104
Figura 5.9: Mapa do compressor TC 2 .....	105
Figura 5.10: Mapa da turbina TC 2 .....	105
Figura 5.11: Mapa do compressor TC 3 .....	106
Figura 5.12: Mapa da turbina TC 3 .....	106
Figura 5.13: Rotação do eixo dos turbos compressores .....	107
Figura 5.14: Pressão de sobre alimentação (pressão no coletor de aspiração) .....	107
Figura 5.15: Avanço de ignição ajustados pelo controlador de detonação .....	108
Figura 5.16: Pressão máxima no cilindro.....	109
Figura 5.17: Fase da pressão máxima no interior do cilindro .....	110
Figura 5.18: Desenvolvimento da combustão em relação ao ângulo de arvore de manivelas .....	111
Figura 5.19: Fase de 50% de massa queimada na combustão.....	111
Figura 5.20: Duração da combustão de 10% a 90% de massa queimada.....	112
Figura 5.21: Temperaturas na exaustão no motor sobre alimentado .....	113
Figura 5.22: Razão Combustível/Ar .....	114
Figura 5.23: Diagrama P-V para três rotações do motor .....	115
Figura 5.24: Diagrama LogP-LogV para três rotações .....	116
Figura 5.25: Plano cotado de consumo de combustível .....	117

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1: Lista dos dados mínimos necessários para correlação em WOT .....	59
Tabela 4.2: Valores usuais para transferência de calor para os sistemas .....	64
Tabela 4.3: Valores base sugeridos para o DOE.....	76
Tabela 4.4: Exemplo de resposta para os parâmetros de combustão .....	84
Tabela 4.5: Pontos canônicos para avaliação de consumo de combustível .....	94

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

E0 – 0% de Etanol no combustível (Gasolina Pura, Europa e Argentina)

E10 – 10% de Etanol na Gasolina (Valor mínimo da Gasolina nos EUA)

E22 – 22% de Etanol na combustível (Gasolina com 22% de Etanol Anidro no Brasil)

E85 – 85% de Etanol na gasolina (Combustível Flex nos EUA)

E100 – 100% Etanol Hidratado (Etanol Brasileiro, por volta de 6% de água e 94% de Etanol Anidro)

IVC – Intake Valve Close

IVO – Intake Valve Open

EVC – Exhaust Valve Close

EVO – Exhaust Valve Open

PCI – Poder Calorífico Inferior / LHV – Low Heating Value

DI – Direct Injection (Injeção de combustível direto na câmara de combustão)

PFI – Port Fuel Injection (Injeção de combustível na porta de admissão)

ROM – Research Octane Number

MON – Molecular Octane Number

PI – Pré-Ignição

Downsizing – Metodologia para de redução do volume deslocado e utilização de sobre alimentação para garantir desempenho melhorado, com redução de consumo

Downspeeding – Metodologia de redução da velocidade do motor

CFD – Computational Fluid Dynamic

MEF – Método dos Elementos Finitos

VIS – Variable Intake System

BMEP – Break Mean Effective Pressure (Pressão Média Efetiva)

IMEP – Indicated Mean Effective Pressure (Pressão média indicada bruta)

NMEP – Net Mean Effective Pressure (Pressão média indicada líquida)

FMEP – Friction Mean Effective Pressure (Pressão média de atrito)

PMEP – Pump Mean Effective Pressure (Pressão média de bombeamento)

CA – °Crank Angle (Ângulo de arvore de manivelas)

CA50 – 50% de massa de combustível queimada

B1090 – Duração da combustão

DOE – Design Of Experiments

CAD – Computing Aided Design

STL – Extensão de geometria CAD

EGR – Exhaust Gas Recirculation

xRT – Fator de Real Time

FA – Fuel/Air Ratio

EGT – Exhaust Gas Temperature

OPENFOAM – Software aberto de simulação fluidodinâmica 3D

Star CD – Software de simulação de combustão 3D

CONVERGE – Software de simulação de combustão 3D

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>16</b>
1.1	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA.....	16
1.2	JUSTIFICATIVAS .....	16
1.3	OBJETIVOS.....	17
1.3.1	Geral .....	17
1.3.2	Específicos.....	18
1.4	APRESENTAÇÃO DA DISSERTAÇÃO.....	18
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>20</b>
2.1	INTRODUÇÃO .....	20
<b>3</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>34</b>
3.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.....	34
3.1.1	Os ciclos Otto, Diesel e Dual Sabathé .....	35
3.1.2	Ciclo padrão de ar Otto.....	35
3.1.3	Ciclo padrão de ar Diesel .....	37
3.1.4	Ciclo padrão de ar Dual Sabathé .....	38
3.2	CICLO REAL .....	39
3.3	DESEMPENHO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA .....	41
3.3.1	Parâmetros de desempenho .....	41
3.3.2	Consumo Especifico de Combustível.....	44
3.3.3	Eficiência Mecânica.....	44
3.3.4	Eficiência volumétrica .....	45
3.3.5	Eficiência de Conversão de combustível.....	45
3.3.6	Eficiência de combustão.....	45
3.3.7	Eficiência térmica.....	45
3.3.8	Eficiência Global .....	46
3.3.9	Modelo de combustão de Wiebe.....	46
3.3.10	Cálculo da taxa de combustão. ....	47
3.3.11	Combustão Preditiva SITurb.....	48
3.3.12	Taxa de Liberação de calor .....	49
3.4	SIMULAÇÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.....	51
3.5	MODELO 1D PARA DESENVOLVIMENTO DO MOTOR .....	52
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>54</b>

4.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS .....	54
4.2	MODELO GEOMÉTRICO DO MOTOR UTILIZADO .....	57
4.3	TESTE EM BANCO DE DINAMÔMETRO E CORRELAÇÃO .....	58
4.3.1	Dados Mínimos Necessários para ajuste do modelo .....	59
4.3.2	Observações sobre o teste .....	60
4.4	NÍVEL 1 – COMBUSTÃO PRESCRITIVA .....	62
4.4.1	Método de Correlação .....	62
4.4.2	Coeficiente de Transferência de Calor por (HTC) da Combustão.....	64
4.4.3	Fração de combustível vaporizado.....	65
4.4.4	Resultado da Correlação.....	66
4.5	NÍVEL 2 – COMBUSTÃO PREDITIVA.....	73
4.5.1	Correlação da combustão preditiva .....	73
4.5.2	Parâmetros de combustão .....	74
4.5.3	DOE para os Parâmetros da combustão.....	75
4.5.4	Observações relevantes.....	78
4.5.5	Resultado da Correlação do modelo Preditivo .....	79
4.6	NÍVEL 3 – COMBUSTÃO COM CONTROLE DE DETONAÇÃO.....	85
4.6.1	Modelo de controle de Detonação .....	85
4.6.2	DOE para os Parâmetros da detonação.....	87
4.6.3	Resultado da Correlação do Modelo de Detonação.....	87
4.6.4	Controlador de temperatura de gases de descarga .....	91
4.7	NÍVEL 4 – CARGAS PARCIAIS.....	93
4.7.1	Modelo para Cargas Parciais .....	93
4.8	E.TORQ 1.6L 16V TURBO .....	96
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO.....</b>	<b>98</b>
5.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS .....	98
5.2	PROPOSTA DO MOTOR E.TORQ EVO 1.6L 16V TURBO .....	98
5.3	ANALISE DO MOTOR E.TORQ EVO 1.6L 16V TURBO.....	101
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>118</b>
6.1	CONCLUSÃO.....	118
6.2	TRABALHOS FUTUROS .....	122
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>123</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Este capítulo tem por objetivo, apresentar uma proposta de desenvolvimento baseado em um motor de produção corrente no mercado brasileiro, mostrando uma evolução que visa responder às novas solicitações do mercado nacional com motores mais eficientes.

Assim sendo, a proposta envolve a aplicação de um sistema de sobre alimentação, baseado na introdução de um Turbo-Compressor, e assim, a partir deste atingir os novos requerimentos de projeto para aplicação em futuros veículos da linha de produção, veículos estes que possuem um maior requisito de torque e potência devido ao tamanho, massa e a fatia “premium” de mercado que exige um maior desempenho.

No trabalho é utilizada a simulação numérica como base para as definições de projeto, trazendo aumento de eficiência nas entregas de cada etapa, e na confiabilidade na tomada das decisões que impactarão o desenvolvimento do produto, garantindo um motor otimizado que atinge os objetivos de desempenho do projeto.

## 1.2 JUSTIFICATIVAS

Atualmente existe uma maior solicitação por motores com uma maior eficiência, sendo esta, por um menor consumo de combustível e menores níveis de emissões, devido as legislações governamentais, aliado a crescente exigência dos consumidores por motores com melhores parâmetros de desempenho, como por exemplo torque e potência. Alinhados com estes aspectos chave, os engenheiros precisam utilizar modernas tecnologias de simulação para que estes objetivos sejam atingidos, com a maior eficiência possível.

Com a aplicação de novas tecnologias no desenvolvimento de novos motores, a otimização do desempenho do motor se torna onerosa em termos de testes de dinamômetro e de protótipos. Neste sentido, a metodologia numérica se torna necessária para reduzir o tempo de teste, e para isso, são necessários novos métodos de simulação fluidodinâmica para auxiliar no desenvolvimento de novos projetos.

Esta eficiência, se traduz diretamente em redução do tempo de desenvolvimento, redução de custo do projeto, evitando a construção de protótipos caros e reduzindo o tempo dos teste efetuados e sua mão de obra, e otimização dos resultados, trazendo um motor com ótimos níveis de desempenho.

Assim, as metodologias de simulação fluidodinâmica 1D de motores de combustão interna são de grande importância para auxiliar nos desafios dos novos desenvolvimentos de motores de combustão interna, tanto no ciclo Otto quanto Diesel.

Como os motores de combustão interna são bastante complexos, tanto em nível de componentes, quanto em seus processos termo-fluido-dinâmicos, utiliza-se uma metodologia para simplificar esta modelagem. O processo de correlação destes modelos segue um passo-a-passo que torna o problema mais simples e serve como guia para a correta representação de todos os processo inerentes ao escoamento dos gases, processo de combustão, trocas de calor, e geração de torque.

No final do processo de desenvolvimento do modelo 1D, é possível, baseado no modelo correlacionado com o dinamômetro, alterar parâmetros do motor, testando numericamente várias possibilidades através de metodologias de DOE ou otimização, antes de definições importantes.

Um exemplo clássico da utilização da simulação para este fim, é a otimização dos dutos do coletor de aspiração, visando atingir a eficiência volumétrica ótima para uma dada rotação do motor, ou os melhores comprimentos para um coletor de aspiração variável.

Um outro exemplo, seria a definição dos melhores mapas de Turbo-Compressor que deveriam ser testados em banco para que o motor tenha a melhor eficiência possível. Normalmente são testados vários conjuntos de mapas de Turbo-Compressor via simulação CFD 1D e apenas um ou dois conjuntos são realmente testados em dinamômetro para confirmar os resultados previstos pela simulação.

## 1.3 OBJETIVOS

### 1.3.1 Geral

Apresentar uma metodologia de correlação 1D de um motor Ciclo Otto e, a partir desta, mostrar a sua utilidade como ferramenta de projeto de motores de combustão interna, que pode ser utilizada nas áreas de pesquisa e

desenvolvimento, tanto em universidades quanto na indústria. É também objetivo deste trabalho analisar e definir os parâmetros geométricos e operacionais de um motor turbo alimentado a partir de um motor base E.torQ EVO 1.8L 16v aspirado com o uso da simulação 1D.

Os resultados deste estudo são demandas de um projeto de pesquisa maior que está sendo executado em colaboração entre a UFPE e FCA, com financiamento da própria FCA e FACEPE. Esse projeto tem como objetivo a adequação de um motor às novas tecnologias dos motores híbridos, visando maior economia, maior potência e menores índices de emissões, ampliando sua aplicação para veículos utilitários e de alto desempenho. A adequação busca desenvolver um motor sobrealimentado, com tecnologia Flex-Fuel e a inclusão de um processo de cogeração.

### 1.3.2 Específicos

- Apresentação do software GT-Power, suas características e possibilidades de simulação direcionadas para o desempenho do motor.
- Apresentar uma metodologia de correlação de modelos de simulação 1D GT-Power baseado em dados pré-existentes de banco de dinamômetro, para primeiramente correlacionar o escoamento e em seguida correlacionar os parâmetros de desempenho usando o modelo de combustão imposta descrito por *Wiebe*.
- Descrever a metodologia de correlação do modelo 1D GT-Power de combustão preditiva usando o modelo de combustão de chama turbulenta (SITurb), que abrirá a possibilidade de alterações profundas das características do motor que influenciam diretamente na combustão
- Apresentar uma proposta de alteração do motor correlacionado nas etapas anteriores, utilizando um Turbo-Compressor. Tal proposta será usada como base para a construção de um motor protótipo que será testado posteriormente em dinamômetro como parte das atividades do projeto de cooperação UFPE/FCA.

## 1.4 APRESENTAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

A dissertação está formatada em 6 capítulos, onde são apresentadas cada etapa do desenvolvimento do trabalho.

No capítulo 1, se apresentam o problema a ser estudado, as justificativas para o trabalho, os objetivos do mesmo e finalmente a estrutura da dissertação.

No capítulo 2, se apresenta uma revisão bibliográfica que ajuda a entender o problema na ótica, tanto dos motores de combustão interna Otto e Diesel, quanto na ótica da simulação numérica, mais especificamente fluidodinâmica 1D, através de estudos, trabalhos conceituados na área de motores e de simulação.

No capítulo 3, se mostra a fundamentação teórica por trás da utilização de simulação para análise e desenvolvimento de motores de combustão interna ciclo Otto, utilizando softwares 1D, mais especificamente o GT-Power.

No capítulo 4, se apresenta a metodologia de correlação proposta para este trabalho, incluindo todos os passos necessários para a correta análise de propostas de modificações para um motor.

No capítulo 5, são discutidos os resultados obtidos na correlação e se a modificação proposta atinge os objetivos e responde as perguntas dos objetivos específicos deste trabalho, utilizando a metodologia do capítulo anterior.

No capítulo 6, são discutidas as conclusões do trabalho e perspectivas para trabalhos futuros assim como possíveis desdobramentos gerados por esta dissertação.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 INTRODUÇÃO

Segundo PAWLOWSKI (2015), durante o período de 15 anos que estudou em seu trabalho, 1983-2014, são visíveis os avanços dos motores de ignição por centelha em relação a potência específica, torque específico, e economia de combustível da média da frota e estes têm continuado a subir enquanto o RON dos combustíveis avaliados permaneceu constante.

Isso levou, entre outras coisas, a estimativa de que 67% dos novos veículos deveriam empregar a sobre alimentação via turbo compressor até 2019, a economia de combustível da frota de veículos com turbo deverá cair abaixo da economia média de combustível da frota de veículos naturalmente aspirados em 2017, assim, poucos motores de aspiração natural de grande deslocamento permanecerão no futuro. Em vez disso, apenas os motores com aspiração natural de baixo deslocamento deverão permanecer, principalmente em classes de veículos, onde o custo pode impedir proibitivamente o uso dos turbo compressores.

Com as práticas comerciais as habituais, de continuar o aumento do desempenho do veículo, um ganho de 4% na economia de combustível do veículo é previsto com um combustível RON 100, em um motor turbo alimentado. Esta análise mostra que, com base nas tendências, um aumento no RON para veículos pode resultar em uma maior economia de combustível para veículos turbo alimentados do que para motores com aspiração natural com um aumento de 25% versus um aumento de 15% até 2025 com um combustível RON de 100.

O trabalho de STEIN et al. (2013) mostra uma visão geral sobre a utilização de misturas Etanol/gasolina nos motores de ignição por centelha e ao reconhecimento dos potenciais benefícios do combustível renovável, listando leis e atos que beneficiam o uso de combustíveis alternativos. Destaca-se o fato do Congresso dos EUA ter aprovado a Lei de Independência e Segurança Energética de 2007, que exige o uso de 36 bilhões de galões de combustível renovável equivalentes de etanol até 2022. Em janeiro de 2012, a California Air Resources Board (CARB) adotou novas regras de emissão para carros e caminhões leves até o ano modelo 2025 (MY), incluindo os requisitos de Low Emission Vehicle III (LEV III).

#### 1. Gases de Efeito Estufa

Em 2025, as emissões de GEE se destinam a serem reduzida em 34% em comparação com os níveis de 2016. O LEV III inclui regulamentos aplicáveis para 2017 a 2025, com reduções médias de 4,5% ao ano.

## 2.Poluentes

As emissões dos veículos que são regulados devido ao seu impacto negativo sobre a qualidade do ar são gases orgânicos não metano (NMOG), monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NOX). Para LEV III, os padrões da frota média para os três primeiros poluentes são reduzidos para os níveis de veículo de emissão super ultra baixa (SULEV) até 2025, o que representa uma redução de aproximadamente 75% em relação ao 2014 e superior a 99% em relação a 1975.

## 3.Emissões tóxicas

O objetivo do LEV III aplica-se a substituir os combustíveis por novos combustíveis limpos em 2015 e anos subsequentes. Esta disposição exige que as emissões de descarga de quatro compostos tóxicos específicos (1,3-butadieno, benzeno, formaldeído e acetaldeído) sejam medidas juntamente com CO, NOX e o potencial de formação de ozônio das emissões NMOG.

## 4.Conteúdo energético

O teor de energia do etanol medido pelo valor do Poder Calorífico Inferior (PCI) é aproximadamente 33% menor que o da gasolina em base volumétrica. Assim, à medida que o teor de etanol do combustível é aumentado, a economia de combustível em quilômetros por litro e a autonomia é reduzida.

## 5.Calor latente de vaporização

O calor (ou entalpia) de vaporização representa a quantidade de energia necessária para evaporar um combustível líquido. Em um motor de injeção direta (DI), a quantidade de resfriamento da carga fresca e a consequente redução da detonação fornecido pela evaporação do combustível são proporcionais ao fluxo de combustível por unidade de massa de ar. A relação estequiométrica de ar-combustível (A/F) de etanol é de 9,0 e a de gasolina é de cerca de 14,6. O PCI do etanol é cerca de 2,6 vezes o da gasolina por unidade de massa de combustível e cerca de 4,2 vezes o da gasolina por unidade de massa de uma mistura estequiométrica

## 6. Octanagem

O RON e o MON de uma mistura de etanol e gasolina podem ser estimados de forma conservadora por uma média ponderada de concentração molar dos respectivos valores para o etanol e a mistura de gasolina. A diferença relativa é particularmente evidente nas misturas de etanol e gasolina de nível médio e baixo. Note-se que 10% e 30% de mistura de etanol por volume correspondem a aproximadamente 20% e 50%, respectivamente, na concentração molar. A cinética de autoignição de um combustível depende da temperatura do gás final não queimado. Uma medida dessa dependência que foi comumente usada é a diferença entre os valores RON e MON, definidos como a sensibilidade

$$(S) \text{ do combustível: } S = \text{RON} - \text{MON}$$

## 7. Pressão de vapor

A medida de pressão de vapor mais utilizada é a pressão de vapor de Reid (RVP), definida como a pressão de vapor medida a 37,8°C em uma câmara com uma relação vapor por volume de líquido de 4:1. Note-se que o RVP mais alto é observado quando se adiciona etanol a 10% v/v. O aumento do teor de etanol reduz o RVP, de modo que RVPs corresponde ao da gasolina de base em concentrações de etanol de 30% a 55% v/v, com maiores concentrações necessárias para gasolinas de base com RVP menor

## 8. Curva de destilação

O ponto de ebulição normal do etanol é de 78°C, e pode-se esperar que o etanol em uma mistura de etanol e gasolina destilaria a esta temperatura. No entanto, a destilação neste método de teste não ocorre quando segmentos de compostos são destilados. Em vez disso, representa a vaporização de misturas com composição gradualmente variável e com volatilidade decrescente. O comportamento quase azeotrópico das misturas de etanol e gasolina é visível como uma curva de aumento mais lento com maior volatilidade do que a da gasolina de base (ou seja, um maior volume destilado a uma temperatura dada). Para aumentar o teor de etanol, esta curva de aumento lento se expande para cobrir uma porção maior da curva de destilação. É bem sabido que a mistura de etanol na gasolina proporciona uma grande melhoria na resistência à detonação, maior Pressão Média Efetiva e eficiência térmica.

## 9. Detonação

A alta sensibilidade do etanol resulta em um aumento no tempo de autoignição e maior resistência à detonação, uma vez que a fase de combustão é retardada devido à redução da temperatura do gás não queimado. O Calor latente de vaporização elevado de etanol resulta em resfriamento substancial da mistura ar combustível, especialmente com injeção direta (DI). O aumento da resistência a detonação com o aumento do teor de etanol pode ser limitado pelo aumento da pressão disponível do sistema de turbo compressor e pela capacidade de pressão de combustão da estrutura do motor, especialmente com alto teor de etanol.

Esses ganhos de desempenho podem ser alcançados pela maior resistência à detonação do E85, o que permite uma fase de combustão ótima, pelo aumento da eficiência volumétrica devido ao aumento de calor latente de vaporização e consequente refrigeração da mistura ar-combustível do E85 e pela eficiência indicada melhorada devido a menores temperaturas de gás queimado.

## 10. Downsizing / Downspeeding

O aumento da resistência à detonação com o aumento do teor de etanol permite um aumento substancial na pressão média efetiva para um motor Turbo alimentado com Injeção Direta. Este aumento no BMEP pode ser traduzido em economia de combustível do veículo através do downsizing do deslocamento do motor e/ou do funcionamento em rotações mais baixas. Tanto o downsizing quanto o downspeeding levam o regime de operação do motor no veículo para uma parte mais eficiente do mapa de consumo do motor, proporcionando melhor eficiência de conversão de combustível.

## 11. Razão de compressão aumentada

O aumento da resistência à detonação com o aumento do teor de etanol também pode permitir um aumento na taxa de compressão (CR). O aumento da eficiência térmica não é linear com o aumento CR, onde o CR para máxima eficiência é uma função do deslocamento do motor por cilindro e a relação do deslocamento pelo diâmetro do cilindro. Embora o CR aumentado e a redução do motor (downsizing) proporcionem eficiência térmica melhorada e redução de emissões de CO<sub>2</sub> no veículo, eles causarão o desempenho degradado do veículo se

o motor não for fornecido com combustível com pelo menos o teor pretendido de RON.

## 12. Enriquecimento reduzido

Atualmente, o enriquecimento é usado em condições de alta velocidade e alta carga para reduzir a temperatura de descarga e evitar danos térmicos nos componentes do sistema de pós-tratamento de motores. Quando o enriquecimento é usado, a eficiência térmica se degrada rapidamente devido à energia do combustível desperdiçada. Como mostrado, o E85 permite um grande aumento no desempenho de carga total enquanto mantém a estequiometria em comparação com a gasolina E0 com enriquecimento. Assim, o aumento do teor de etanol permite uma maior eficiência reduzindo ou eliminando a necessidade de enriquecimento de combustível em alta velocidade e alta carga.

Já LEONE et al. (2014) estuda em um motor de produção de 3,5L a gasolina e turbo compressor de injeção direta (GTDI) com dual VVT os efeitos da mistura do etanol na gasolina em termos de desempenho, economia de combustível e detonação. Os pistões protótipos foram projetados para CR de 11,9:1 e 13,0:1, além do normal produção de 10,0:1. Na primeira parte do estudo, os testes foram realizados com CR de 10,0:1 e 11,9:1 no mesmo motor. Para a segunda parte dos testes, os estudo foram executados com CR de 10,0:1, 11,9:1 e 13,0:1 em um segundo motor.

## 1. Combustíveis

Foram avaliados sete combustíveis: sendo o combustível E10 regular (E10-91RON), o combustível E10 Premium atual, misturas E20, E30 e E85. O E10-91RON tinha classificações de octanagem típicas da gasolina de grau E10 de classe regular dos EUA (87-88 AKI, 91-92 RON). As duas misturas de nível médio foram preparadas adicionando etanol desnaturado ao E10-91RON em quantidades apropriadas e as classificações de octanas resultantes aumentaram para 96 RON para E20 e 101 RON para E30. Estes combustíveis são designados como E20-96RON e E30-101RON. As duas misturas de combinação de nível médio foram preparadas misturando etanol desnaturado em misturas de hidrocarbonetos que foram formulados pela BP Products North America Inc. para manter RON e MON aproximadamente constante após a adição do etanol, exigindo classificações de

octanagem mais baixas. Estes combustíveis de mistura combinados são designados como E20-91RON e E30-91RON.

### 2. Comparação de 11,9: 1 CR a 10: 1 CR

O estudo exibe uma grande melhoria no limite de detonação para E20-96RON e E30-101RON em comparação com o combustível E10-91RON regular, indicando que CR mais elevado pode ser usado com os combustíveis de mistura E20 e E30. Como esperado, o CR mais elevado provocou que o motor se tornasse mais limitado a cada combustível, resultando em pontos BMEP máximos mais baixos no MBT e em uma fase de combustão mais retardada na região limitada por detonação. Notavelmente, os dados CA50 vs. BMEP para E20 em CR 11,9:1 são muito semelhantes aos de E10 em CR 10:1 na região limitada por detonação durante a operação estequiométrica. Além disso, os dados para E30 em CR 11,9:1 são comparáveis aos de E20 em CR 10:1. Com base nessas comparações, 10% de conteúdo adicional de etanol juntamente a alteração associada nas propriedades do combustível proporcionaram redução na detonação semelhante à redução de CR de 11,9:1 para 10:1 neste motor. Semelhante a avaliação a 1500 rpm, o mesmo valor incremental de 10% de etanol e efeito de 1,9 CR foi observado em 2000 e 2500 rpm, já que os dados CA50 vs. BMEP para E20-96RON em CR 11,9:1 eram semelhantes aos de E10-91RON a CR 10:1 e os dados para E30-101RON a CR 11,9:1 foi semelhante ao de E20-96RON a CR 10:1.

### 3. Combustíveis em limite de detonação comparável ou em CR máximo

Uma vez que o CR de produção é de 10:1 para o combustível E10-91RON regular, este CR e o nível associado de limitação de detonação são presumidos para fornecer um trade-off aceitável nos parâmetros do veículo, como economia de combustível, desempenho de aceleração, etc. E85-108RON em CR 13:1 foi limitado a 24 bar BMEP pela capacidade da bomba de combustível de injeção direta. O E85-108RON proporcionou um comportamento de detonação muito melhorado em relação aos outros combustíveis e, portanto, a detonação não seria um fator limitante com esse combustível para aumentar o CR aos níveis ideais para a maioria dos motores, com os benefícios correspondentes na eficiência térmica e nas emissões de CO<sub>2</sub>.

Outros fatores de design do motor, como a forma da câmara de combustão e a capacidade de pressão máxima da estrutura do motor, podem limitar o CR. Além disso, o menor teor de energia do E85 provavelmente ainda resultará em economia de combustível significativamente menor, mesmo com um CR otimizado. A operação com E30-101RON em CR 13:1 foi limitada a 18 bar de BMEP devido a pré-ignição em baixa velocidade. Aumentar o CR implica em aumentar a temperatura e a pressão da mistura de combustível e do ar não queimado durante o curso de compressão, o que agrava a tendência para a pré-ignição de baixa velocidade. Isso faz com que o limite de Pré-ignição seja encontrado em um BMEP menor com CR mais alto. Por exemplo, o limite para E30-101RON a 1500 rpm diminuiu de 27 bar em CR 10:1 para 18 bar em CR 13:1. Comparando os combustíveis a 1500 rpm no mesmo CR (10:1), o limite de pré-ignição para E30-101RON (27 bar) é muito maior do que o limite para E30-91RON (18 bar) mostrado. Esses resultados fornecem evidências de que o limite PI degradado para E30-91RON em CR 10:1 em relação aos outros combustíveis 91 RON discutidos anteriormente não foi causado pelo teor de etanol, mas sim pela diferença nos componentes de hidrocarbonetos. No entanto, os limites de PI de baixa velocidade devem ser cuidadosamente avaliados para uma formulação específica de combustível antes do aumento do CR.

O trabalho de WANG et al. (2017) traz uma revisão abrangente do progresso da pesquisa e das tendências futuras de estudos de detonação para motores de alta eficiência com base em testes de motores, simulação numérica e diagnósticos ópticos, realizados em motores de ignição por centelha. A análise de combustão é crucialmente importante porque determina a durabilidade do motor, o consumo de combustível e a densidade de energia, bem como o desempenho do ruído e das emissões. Para reduzir os gases de efeito estufa, particularmente as emissões de CO<sub>2</sub>, uma série de padrões de emissão sobre o consumo de combustível do veículo foram definidos pela legislação em muitos países. Os estudos realizados mostram que em 2050, 58% dos veículos de passageiros vão ainda estar usando motores de combustão interna, entre os quais 85% serão veículos híbridos. Veículos híbridos tem a vantagem em relação aos com motores de combustão interna, da alta densidade de potencia das baterias e a alta eficiência de conversão de energia do motor elétrico, causas fundamentais da economia de combustível nesse tipo de veículo.

Contudo, o maior obstáculo para os motores SI melhorarem a eficiência térmica está na tendência a detonação, a qual limita os motores de alcançar a fase de combustão otimizada e taxas de compressão elevadas. A detonação é o nome dado ao ruído devido às oscilações de pressão de alta frequência ocasionadas pela autoignição ou pré-ignição da mistura combustível-ar antes ou durante a propagação da frente de chama. Este fenômeno pode ocasionar danos de diferentes formas ao motor, tais como o derretimento da cabeça do pistão, a aderência do anel do pistão, o desgaste do cilindro, a quebra da coroa do pistão, o vazamento da junta da cabeça e a erosão da cabeça do cilindro. Para aumentar a densidade de energia e reduzir o consumo de combustível, alta sobrealimentação, injeção direta de combustível e outras tecnologias foram implementadas nos motores SI nos últimos anos, e um novo modo de detonação, chamado super-knock tornou-se um desafio para os engenheiros de motores, especialmente no que diz respeito à injeção direta no regime de operação de baixa velocidade e alta carga.

Uma metodologia experimental foi desenvolvida por KASSERIS e HEYWOOD (2012) para medir o arrefecimento de carga combustível-ar que ocorre em um motor DI em comparação com um motor PFI. A metodologia usa a detonação como um diagnóstico, fazendo essencialmente a pergunta: "Quanto o ar de admissão precisa ser aquecido com DI para que o motor atinja o aparecimento das detonações nas mesmas condições que com a PFI? No artigo, KASSERIS e HEYWOOD (2012) demonstram que o início da detonação foi usado como diagnóstico para estimar a quantidade de refrigeração da carga combustível-ar. Para fazer isso, o aquecimento do ar de admissão foi usado para cancelar o efeito do resfriamento de carga combustível-ar e fazer a detonação na injeção DI nas mesmas condições que o PFI como por exemplo a mesma pressão máxima.

Em um motor gasolina turbo alimentado, equipado com injetores de combustível de porta e injetores diretos de combustível, o ar de admissão é aquecido em DI até o início da detonação, a pressão máxima dos ciclos de batimento é a mesma que na PFI. A comparação é realizada para a mesma velocidade do motor, mesmas configurações de borboleta, válvula wastgate, fase de abertura de válvulas e estequiometria.

A detonação no entanto é determinado não somente apenas pela pressão máxima no seu início, mas também pelos seguintes fatores críticos:

O tempo disponível para que o gás, do final da combustão, se auto ignita antes de ser consumido pela chama. Uma vez que todos os testes foram realizados com a mesma velocidade do motor, uma boa referência para o tempo disponível para o gás do final da combustão para autoignição é a localização da pressão máxima.

O tempo para o gás, do final da combustão, chegar a autoignição. Isto é determinado pelo histórico de pressão e temperatura do gás do final da combustão. Conforme é explicado no artigo, no entanto, a última parte do processo, a temperatura e pressão do gás do final da combustão é muito mais importante do que o início. A pressão máxima e a temperatura da mistura não queimada são, portanto, uma boa representação do efeito do processo do gás do final da combustão no início da detonação. Como DI e PFI são comparados a mesma pressão máxima, a única variável que afeta a detonação que não foi examinada é a temperatura máxima da mistura não queimada.

Para estimar as temperaturas de mistura não queimadas para os pontos de operação experimentais obtidos, utilizou-se um código de simulação de dinâmica dos fluídos e termodinâmica do motor (GT-Power). Ao usar os resultados dessas simulações, os dados de pressão máxima no início da detonação são plotados contra a temperatura máxima de mistura não queimada. A conclusão mais importante é que, para todas as condições testadas, a pressão máxima de limite de detonação e as condições de temperatura da mistura não queimadas parecem depender somente da mistura ar/combustível e não do tipo de injeção. Isso implica que, para o mesmo combustível, os limites de detonação para DI e PFI seguem a mesma lei física. Para a mesma pressão máxima, a temperatura máxima da mistura será muito similar para o mesmo combustível tanto em DI quanto em PFI. A última parte do processo de compressão é a que mais importa para a detonação, a pressão máxima e a temperatura máxima do gás final da combustão no início da detonação são uma função da química do combustível, não de refrigeração da carga ar/combustível.

A conclusão importante para o uso da detonação como um diagnóstico de refrigeração da carga ar-combustível é que, quando a pressão máxima é a mesma para o mesmo combustível, todas as condições relevantes a detonação são comparáveis em DI e PFI. É válido, portanto, comparar DI à PFI apenas usando a mesma pressão máxima. O arrefecimento da carga ar/combustível adicional devido

à evaporação do combustível em um motor DI altera os processos no cilindro de forma complicada. Isso se deve ao fato de que a evaporação do combustível não é um processo instantâneo.

De acordo com os resultados obtidos, a quantidade de resfriamento efetivo de carga realizado, aumenta em função do teor de etanol no combustível. A temperatura do ar de entrada desempenha um papel direto, influenciando a quantidade de refrigeração pela carga que ocorre. Para E20, que foi testado em uma ampla gama de temperaturas do ar de admissão, indo de 20°C de ar de admissão para 100°C, muda a quantidade de arrefecimento de carga adicional (em comparação com PFI) de cerca de 50% do máximo teórico a cerca de 75% do máximo teórico. Da mesma forma, usando CFD, verificou-se que, para o etanol puro, passando de ar de admissão de 120 ° C para 20 ° C, o valor de refrigeração por carga reduz em cerca de 30% do máximo teórico. Devido às limitações de hardware na pressão máxima, utilizaram-se altas temperaturas do ar de admissão ao invés de para fazer detonações em misturas com % de etanol mais elevadas. A quantidade de refrigeração de carga medida para E50 e E85 é, como consequência, provavelmente maior que nas condições do motor do mundo real, uma vez que o ar mais quente promove a evaporação mais rápida.

Na segunda parte do artigo, KASSERIS e HEYWOOD (2012) procuram números de octano efetivos, usando a mesma pressão máxima no início da detonação com a mesma velocidade do motor, para tornar esta comparação entre DI e PFI válida. Isto é, devido a uma boa aproximação, quando as pressões máximas no início da detonação são as mesmas, as temperaturas máximas da massa não queimada também serão semelhantes. Um modelo de limite de detonação foi desenvolvido, usando a integral de autoignição adaptando a correlação de DOUAD-EYZAT (1978) para autoignição. Para adaptar a correlação para uso com misturas de combustível com maior teor de etanol, o termo pré-exponencial da correlação é ajustado aos dados experimentais do início da detonação, ajustando o número de octano nesse termo pré exponencial.

Traçar NO EFF (numero de octano efetivo) versus teor de etanol revela que a mistura de etanol mostra rendimentos decrescentes em termos de benefício anti-detonação químico. O NO EFF calculado começa em 97 para a gasolina regular e aumenta rapidamente para cerca de 107 para E10, 113 para E20 e 115-116 para

E50 e E85. Parece não haver uma melhora significativa no desempenho anti-detonação do combustível além de cerca de 40% de teor de etanol, a menos que seja usado em um motor DI que pode utilizar muito mais o efeito de refrigeração de carga ar/combustível.

Neste estudo, KASSERIS e HEYWOOD (2012) mostraram que o aumento do ON EFF para "neutralizar" o aumento da temperatura quando o resfriamento de carga é cancelado é, de fato, o benefício anti detonação devido ao resfriamento da carga combustível-ar, expresso como um índice de octanagem. Nomeado este como "Número de Octano Evaporativo" o NO VAP. O número de octanas evaporativas é de 5 NO EFF para gasolina E0 e aumenta para 18 NO EFF para E85. Assim, o benefício de arrefecimento de carga é geralmente comparável em magnitude ao benefício químico. É obtido um "NO total" que inclui os efeitos evaporativos e químicos. O teor de etanol, mostra que em um motor que pode fazer uso da maior parte do efeito de resfriamento de carga do combustível (em um motor DI), o benefício anti-detonação aumenta consideravelmente com o teor de etanol.

Segundo ZHONG et al. (2013), a aplicação de modelagem e simulação de motores no desenvolvimento de motores remonta ao final da década de 1970. Naquela época, devido à limitação de recursos computacionais, a modelagem era muito simples e geralmente consistia em modelos 0D, ou seja, modelo de "Preencher e Vazio". A demanda por suporte de modelagem no desenvolvimento de motores tem visto a edição comercial de muitos novos programas de simulação de desempenho do motor. Esses programas economizam muitas horas em desenvolvimento de códigos computacionais.

A adoção de tecnologias avançadas em motores SI, como turbo compressores, a recirculação de gás de escape refrigerada (CEGR), os turbo compressores em série ou paralelo, o turbo compressor de geometria variável (VGT), o VVT, o VVL e a injeção direta de gasolina (GDI) são utilizados para atender aos requisitos de redução de consumo de combustível e as emissões de gases de descarga. Tais tecnologias apresentaram significantes desafios para o desenvolvimento de motores, testes de dinamômetro, controle do motore e para os engenheiros de calibração.

Como mostrado por ZHONG et al. (2013) hoje a indústria está avançando para uma maior utilização de resultados de simulação, o que limita o recurso a testes de

banco de dinamômetro para suportar o desenvolvimento de motores. A melhoria da precisão da modelagem do motor 1D e a velocidade computacional levaram a uma maior dependência desta tecnologia de simulação durante o processo de desenvolvimento do motor. Estes dados preditivos estão sendo usado para orientar os testes de dinamômetro, a fim de encontrar os objetivos de forma rápida e como redução de iterações de hardware protótipo, além da redução no tempo de execução do programa/projeto e o custo total. Desta forma, eles usam uma metodologia de modelos de combustão preditiva 1D com previsão de eventos detonação para melhorar os modelos de análise preditiva em CEGR em um motor 6.1L turbo SI V8 PFI tanto com circuito de CEGR de alta pressão (HPL), como no de baixa pressão (LPL). Concluindo, entre outros pontos importantes, que, em um estágio inicial do design do motor, os dados baseados em simulação (ou modelagem), em vez de dados de teste do dinamômetro, foram usados na seleção de taxa de compressão e no tamanho do turbo alimentador para atender os objetivos de energia/torque e economia de combustível com redução nos dados de validação de teste em dinamômetro.

Já com um foco específico na simulação 1D para o sistema de EGR, ZHONG et al. (2013) conclui que um sistema HPL EGR fornece o menor índice de expansão, ou seja, o PMEP mais baixo, mas também cria outros problemas como energia de escape mais baixa para conduzir a turbina em velocidades mais baixas do motor e porcentagem inadequada de EGR devido ao ar fresco descarregado no sistema de descarga. O sistema LPL EGR supera as questões do sistema HPL EGR discutido acima e pode ser uma escolha alternativa; No entanto, a taxa de expansão tem um ligeiro aumento com o aumento da porcentagem de EGR e aumenta significativamente a velocidades de motor mais altas devido ao menor eficiência do turbo compressor. Com um sistema LPL EGR, a velocidades mais baixas do motor, uma ligeira abertura da válvula by-pass do compressor ou elevação da temperatura EGR pode ser benéfica para a redução da relação de expansão em carga fixa. Um novo conceito é proposto para utilizar completamente e de forma eficiente um determinado turbo compressor: um sistema LGR EGR a velocidades mais baixas do motor e um sistema HPL EGR a velocidades de motor mais altas, o que aumenta consideravelmente o uso de zonas de alta eficiência tanto da turbina quanto do compressor.

O trabalho de NAKATA, K et al. (2015), estuda os motivos do crescente uso do etanol, que incluem considerações ambientais e econômicas. Como combustível, o etanol exibe propriedades favoráveis e desfavoráveis. O seu arrefecimento e baixa reatividade e alta refrigeração da carga combustível-ar, ambas as quais contribuem para a elevada octanagem do etanol assim como a sua capacidade de redução dos gases de efeito de estufa a custo eficaz. No entanto, o etanol tem um conteúdo de energia significativamente menor em termos de volume do que a gasolina. A resistência detonação superiores de etanol é, em grande parte devido à presença do grupo OH, o que tende a produzir espécies estáveis (particularmente o acetaldeído e HO<sub>2</sub>) durante a oxidação de baixa temperatura e, assim, auto ignição. Além disso, o calor latente de vaporização do etanol é muito maior que o da gasolina. Juntamente com uma fracção de massa de combustível maior para uma dada razão combustível-ar, isto pode reduzir significativamente a temperatura nos cilindros e de modo ainda mais inibir a detonação, particularmente quando a injeção direta (DI) é usada.

O trabalho YUAN et al. (2015) apresenta um estudo sobre a curva de pressão de combustão numérica, sobre a ação de detonação de misturas de etanol/gasolina em um motor SI monocilíndrico moderno. Os resultados foram comparados aos dados experimentais. O motor foi modelado usando GT-Power em um modelo de combustão de duas zonas, contendo modelos cinéticos detalhados. Os parâmetros não-cinéticos foram primeiramente calibrados usando o GT-Power e depois utilizados como entradas para o modelo de duas zonas. O modelo de duas zonas utiliza um modelo de gasolina (contendo etanol) combinada com um submodelo para simular extremidade de auto ignição. Para simular a curva de pressão de combustão com detonação, o perfil de fracção de massa queimada obtido de GT-Power foi retardado nas simulações de duas zonas até a auto ignição desaparecer, identificando assim uma fase de ignição eficaz para o rastreamento da detonação. A montante, a injeção de combustível pré-vaporizada PFI e a injeção direta (DI) foram modeladas e comparadas para caracterizar o baixo fator de auto ignição do etanol e o efeito de resfriamento de carga de combustível-ar. Foram estudadas três misturas de etanol/gasolina, incluindo E0, E20 e E50. Os resultados modelados e experimentais demonstraram algumas diferenças sistemáticas no tempo de centelha para traçar todos os três combustíveis, mas as tendências relativas com carga de motor e teor de etanol foram consistentes.

Para DI, os efeitos de arrefecimento de carga do etanol são quantificados e, como esperado, indicaram que a DI aumentou substancialmente o desempenho limitado em relação à PFI. Mais uma vez, houve uma diferença sistemática entre o modelado e o experimental para a curva de detonação, mas as tendências relativas foram capturadas. Os autores alegam que vários possíveis motivos podem ter causado essas diferenças e estes foram discutidos.

Já um importante ponto destacado por FRIGO et al. (2014) é a utilização de sistemas de recuperação de energia no turbo compressor, como um importante passo para o reaproveitamento do calor dos gases de descarga. Devido à crescente preocupação com os problemas ambientais, nos últimos anos foram estabelecidos padrões mais rigorosos para o consumo de combustível e as emissões de gases de escape. No presente, estão sendo estudadas três tecnologias principais para a recuperação de energia de exaustão no setor automotivo: ORCs (Organic Rankine Cycles), geradores termoelétricos e turbo compressores com cogeração elétrica. Assim, os fabricantes tem concentrado suas atenções na redução nos motores de combustão interna (ICE) pelo downsizing, especialmente no caso dos motores SI. Para manter os níveis de potência adequados, a aplicação de sistemas de sobre alimentação tornam-se obrigatória com referência especial à adoção de turbo alimentação, uma vez que um compressor mecanicamente direcionado é um consumidor de energia e é incompatível com o baixo consumo de combustível. No entanto, a técnica de turbo alimentação é afetada por problemas relacionados a uma resposta abrandada do acelerador ao acelerar (o chamado turbo lag). Além disso, abaixo de um determinado nível de rotação do motor, o impulso dos gases de escape é insuficiente para conduzir o turbo compressor com rapidez suficiente para comprimir o ar que entra no motor. O acoplamento de uma unidade elétrica para o sistema de turbo alimentação (turbo elétrico de cogeração) permite ampliar a região de aumento de pressurização para os níveis de rotação mais baixos do motor, para diminuir o atraso do turbo e para recuperar parte da energia residual dos gases de escape. Esta técnica está se tornando mais e mais atraente, como demonstrado por uma série de estudos, especialmente nos motores Diesel pesados e pela aplicação no Campeonato de F1.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

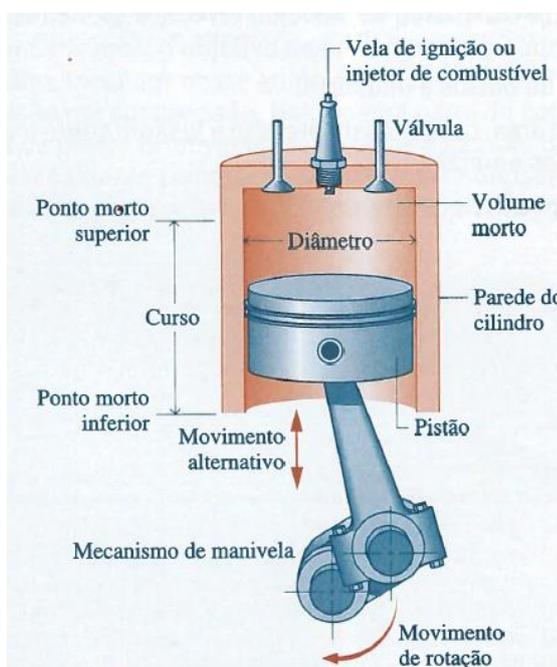
O objetivo dos motores de combustão interna é a produção de potencia mecânica, a partir da energia química contida no combustível, HEYWOOD (1988).

Um motor é um dispositivo que gera energia mecânica a partir de uma outra forma de energia. Um motor térmico é um motor que converte energia química de um combustível para energia mecânica, GANESAN (1995).

Motores de combustão interna são máquinas nas quais energia química é convertida em energia térmica por meio da combustão de uma mistura de ar e combustível e parte desta energia é transformada em energia mecânica, BASSHUYSEN; SHÄFER (2004).

Nos motores de combustão interna, diferentemente dos motores de combustão externa, a energia é obtida pela queima e oxidação do combustível no interior da câmara de combustão. O motor que será estudado nesta dissertação é do tipo Otto ou chamado de ignição por centelha, mas como processo de entendimento, o motor do ciclo Diesel também será apresentando. A **Figura 3.1** demonstra o esquema básico de um motor de combustão interna.

Figura 3.1: Esquema básico de um motor de combustão interna



Fonte: MORAN, SHAPIRO

Devido a sua simplicidade, durabilidade e uma ótima relação de peso/potência, os motores do ciclo Otto e Diesel encontraram uma vasta gama de aplicações na área de transporte (Na terra, no ar e no mar) e na área de geração de energia.

Os motores à combustão interna do tipo Otto e Diesel, foram inventados no final do século XIX, são compostos de no mínimo um cilindro, contendo um êmbolo móvel (pistão) e diversas peças móveis.

### 3.1.1 Os ciclos Otto, Diesel e Dual Sabathé

Estes ciclos diferem um do outro somente quanto ao modo como se dá o processo de adição de calor que substitui a combustão no ciclo real.

Os ciclos teóricos são utilizados para melhor entender o funcionamento de um motor de combustão interna, permitindo analisar o desempenho de um ciclo fechado que se aproxima de um ciclo real. Desta forma, mesmo que o desempenho obtido não se aproxime bem do desempenho real dos motor de combustão interna, este estudo é importante para obter algumas respostas de processos complicados em máquinas térmicas.

Um parâmetro muito importante para descrever o desempenho em motores de combustão interna alternativos é a pressão média efetiva, ou PME. A pressão média efetiva é a pressão teórica que, se atuasse no pistão durante o curso de potência, produziria o mesmo trabalho líquido que é realmente produzido no ciclo. Assim, para motores com mesmo volume de deslocamento, o de maior PME produzirá o maior trabalho líquido e na mesma rotação, a maior potência, MORAN, SHAPIRO (2011).

$$PME = \frac{\text{Trabalho líquido}}{\text{Volume deslocado}} \quad (1)$$

### 3.1.2 Ciclo padrão de ar Otto

O ciclo de ar padrão Otto é um ciclo ideal que considera que a adição de calor ocorre instantaneamente enquanto o pistão se encontra no ponto morto superior. O ciclo Otto é mostrado nos diagramas p-v e T-s da **Figura 3.2**. O ciclo Otto apresenta quatro processos internamente reversíveis em série:

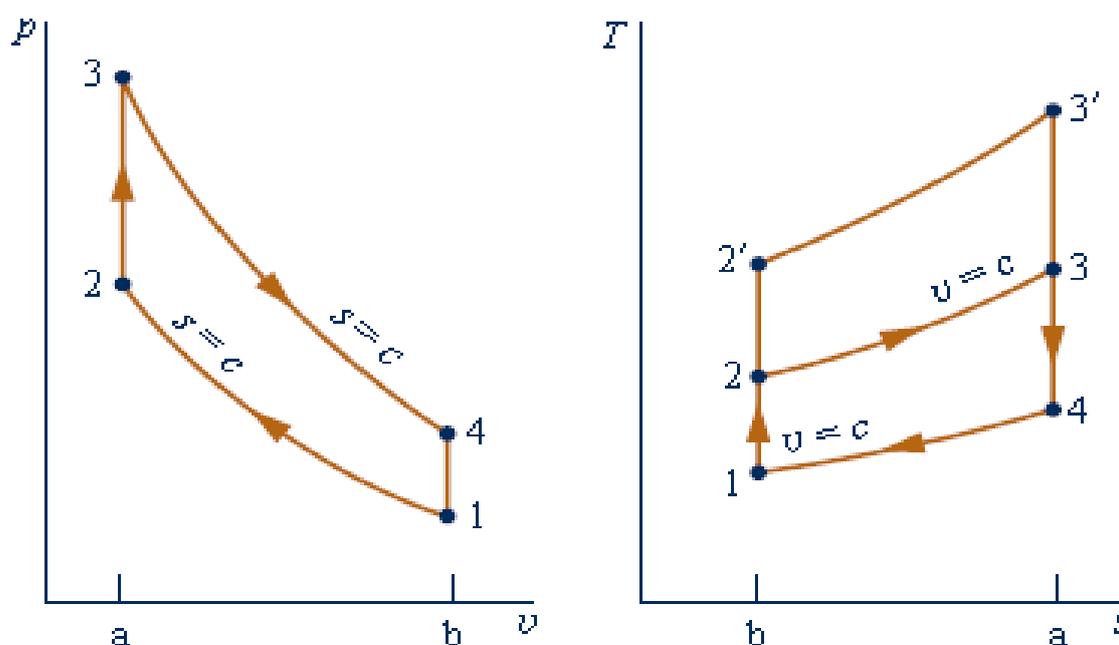
O Processo 1-2 é uma compressão isentrópica do ar conforme o pistão se move do ponto morto inferior para o ponto morto superior.

O Processo 2-3 é uma transferência de calor a volume constante para o ar a partir de uma fonte externa enquanto o pistão está no ponto morto superior. Esse processo tem a intenção de representar a ignição da mistura ar-combustível e a queima rápida que se segue em um processo real.

O Processo 3-4 é uma expansão isentrópica (curso de potência).

O Processo 4-1 completa o ciclo através de um processo a volume constante no qual o calor é rejeitado pelo ar conforme o pistão está no ponto morto inferior. Uma vez que o ciclo de ar padrão Otto é composto de processos internamente reversíveis, as áreas nos diagramas T-s e p-v da **Figura 3.2**, podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente.

Figura 3.2 - Diagramas T-s e p-v para o ciclo Otto



Fonte: MORAN, SHAPIRO

No diagrama T-s, a área 2-3-5-6-2 representa o calor fornecido por unidade de massa e a área 1-4-5-6-1, o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama p-v, a área 1-2-5-6-1 representa o trabalho fornecido por unidade de massa durante o processo de compressão, e a área 3-4-5-6-3 é o trabalho realizado por unidade de massa no processo de expansão. A área de cada diagrama pode ser interpretada como o trabalho líquido obtido ou, de modo equivalente, o calor líquido absorvido. A Equação indica que a eficiência térmica do ciclo Otto é função da razão de compressão  $r$ , e da razão dos calores específicos do fluido de trabalho  $k$ .

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (2)$$

$$\eta_{\text{Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} \quad (3)$$

$$r = \frac{V_2}{V_1} \quad (4)$$

Voltando ao diagrama T-s da **Figura 3.2**, pode-se concluir que a eficiência térmica do ciclo Otto aumenta de acordo com o aumento da taxa de compressão. Um aumento na taxa de compressão muda o ciclo de 1-2-3-4-1 para 1-2'-3'-4-1. Uma vez que a temperatura média de fornecimento de calor é maior no último ciclo e ambos os ciclos têm o mesmo processo de rejeição de calor, o ciclo 1-2-3-4-1 teria a maior eficiência térmica.

### 3.1.3 Ciclo padrão de ar Diesel

O ciclo de ar padrão Diesel é um ciclo ideal que considera que a adição de calor ocorre durante um processo a pressão constante, que se inicia com o pistão no ponto morto superior. O ciclo Diesel é mostrado nos diagramas p-v e T-s na **Figura 3.3**.

O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série. O primeiro processo, do estado 1 ao estado 2, é o mesmo que no ciclo Otto: uma compressão isentrópica. Porém, o calor não é transferido para o fluido de trabalho a volume constante como no ciclo Otto. No ciclo Diesel, o calor é transferido para o fluido de trabalho a pressão constante. O Processo 2-3 também constitui a primeira parte do curso de potência. A expansão isentrópica do estado 3 para o estado 4 é o restante do curso de potência. Como no ciclo Otto, o ciclo é completado pelo Processo 4-1 a volume constante, no qual o calor é rejeitado pelo ar enquanto o pistão está no ponto morto inferior. Este processo substitui os processos de admissão e descarga do motor real.

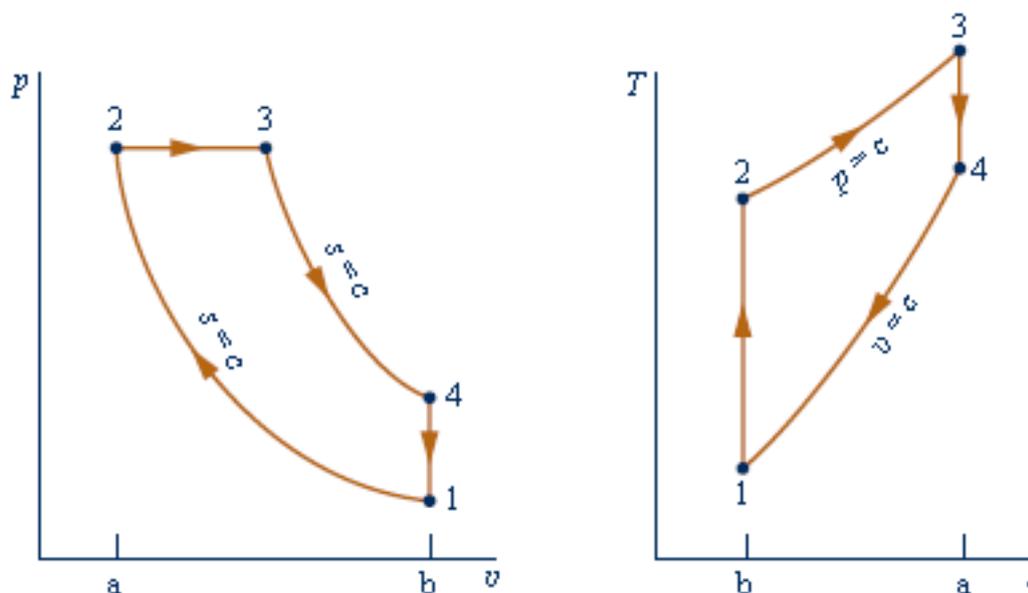
Uma vez que o ciclo de ar padrão Diesel é composto de processos internamente reversíveis, as áreas nos diagramas T-s e p-v da **Figura 3.3** podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente. No diagrama T-s, a área 2-3-5-6-2 representa o calor fornecido por unidade de massa e a área 1-4-5-6-1 é o calor

rejeitado por unidade de massa. No diagrama p-v, a área 1-2-5-6-1 é o trabalho fornecido por unidade de massa durante o processo de compressão. A área 2-3-4-5-6-2 é o trabalho executado por unidade de massa conforme o pistão se move do ponto morto superior para o inferior. A área de cada diagrama é o trabalho líquido obtido, que é igual ao calor líquido absorvido. A eficiência térmica do ciclo Diesel pode ser expressa pela Equação 4, onde  $r_c$  é a razão de corte.

$$\eta_{\text{Diesel}} = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} \left[ \frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad (5)$$

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} \quad (6)$$

Figura 3.3 - Diagramas T-s e p-v para o ciclo Diesel



Fonte: MORAN, SHAPIRO

O efeito da taxa de compressão no desempenho do ciclo Diesel ocorre da mesma forma que no ciclo Otto, o aumento da taxa de compressão acarreta diretamente ao aumento da eficiência térmica do ciclo de ar-frio.

#### 3.1.4 Ciclo padrão de ar Dual Sabathé

Os diagramas de pressão-volume de motores de combustão interna reais não são bem descritos pelos ciclos Otto e Diesel. Um ciclo de ar padrão que pode ser elaborado para melhor aproximar as variações de pressão é o ciclo de ar padrão dual. O ciclo dual é mostrado na **Figura 3.4**. Como nos ciclos Otto e Diesel, o

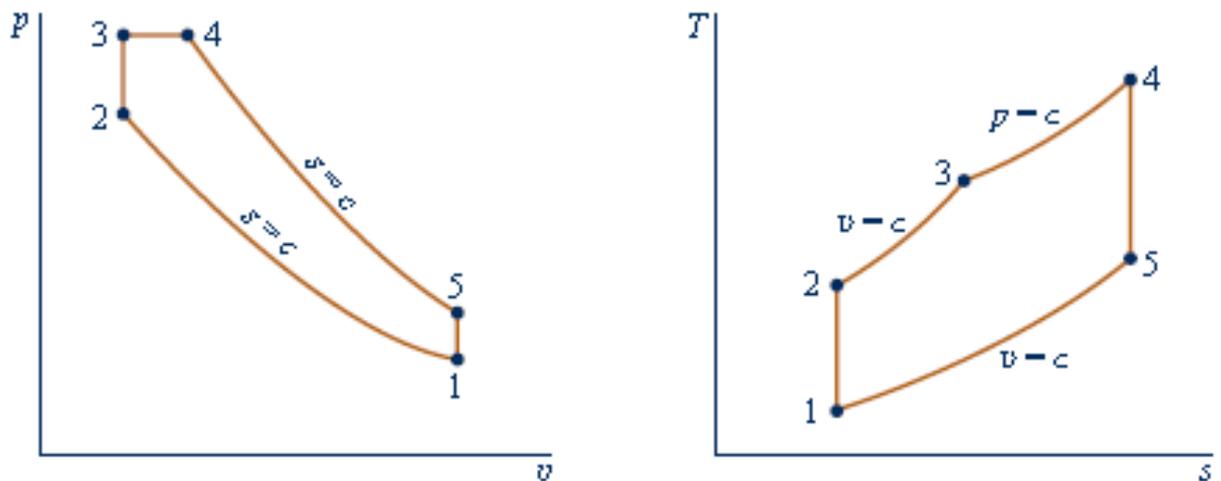
processo 1-2 é uma compressão isentrópica. Porém a adição de calor ocorre em dois passos: o Processo 2-3 é uma adição de calor a volume constante; O processo 3-4 é uma adição de calor a pressão constante. O Processo 3-4 também constitui a primeira parte do curso de potência. A expansão isentrópica do estado 4 ao estado 5 é o restante do ciclo de potência. Como nos ciclos Otto e Diesel, o ciclo é completado por um processo de rejeição de calor a volume constante, o Processo 5-1. As áreas nos diagramas T-s e p-v podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente, como no caso dos ciclos Otto e Diesel.

$$\eta_{\text{Sabathé}} = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} \left[ \frac{r_p r_c^k - 1}{(r_p - 1) + k r_p (r_c - 1)} \right] \quad (7)$$

$$r_c = \frac{V_4}{V_3} \quad (8)$$

$$r_p = \frac{P_3}{P_2} \quad (9)$$

Figura 3.4 - Diagramas T-s e p-v para o ciclo Sabathé



Fonte: MORAN, SHAPIRO

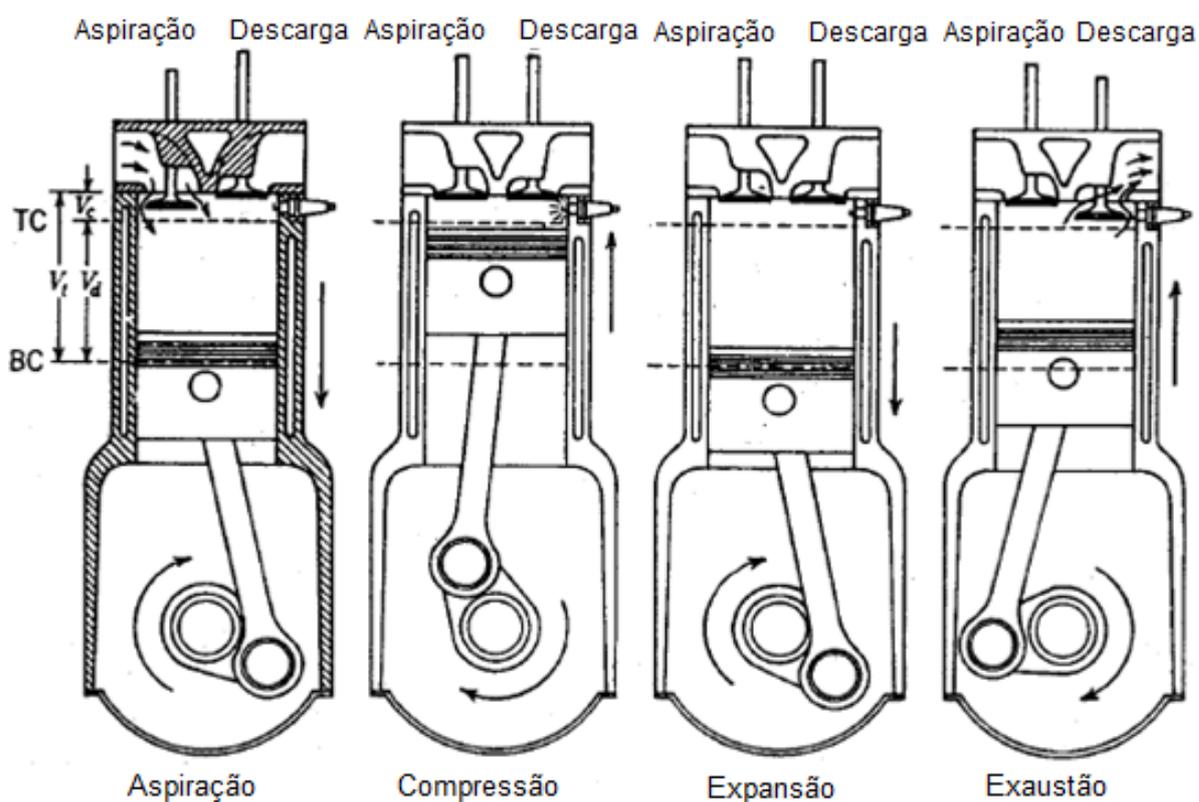
### 3.2 CICLO REAL

A característica fundamental das máquinas Otto é a de na admissão (1º tempo) aspirarem uma mistura gasosa de ar e combustível (gasolina, álcool, gás ou outro combustível). Depois que o cilindro está cheio com esta mistura, a válvula de

admissão, que estava aberta durante o 1º tempo, fecha-se; então a mistura de ar e combustível sofre a compressão (2º tempo). No caso dos motores de injeção direta de combustível, é aspirado somente ar, e após o fechamento da válvula de aspiração, é injetado o combustível sobre pressão diretamente na câmara, sendo misturado ao ar, sofrendo em seguida a compressão. A taxa de compressão (razão entre o máximo volume admitido pelo volume mínimo no início da admissão) atual dos motores do tipo Otto variam entre 9:1 a 13,5:1.

Na **Figura 3.5** pode-se ver claramente os quatro tempos do motor, assim como o movimento do pistão e das válvulas.

Figura 3.5: Os quatro tempos do motor de ignição por centelha



Fonte: HEYWOOD

A seguir uma centelha elétrica na vela de ignição deflagra a combustão e, conseqüentemente, a expansão (3º tempo) da mistura gasosa. Finalmente, a válvula de escape abre-se, ocorrendo a descarga (4º tempo) da mistura rapidamente pela diferença de pressão entre a câmara e o ambiente.

Já as máquinas do tipo Diesel diferem das máquinas do tipo Otto por, no 1º tempo, admitirem apenas ar. O ar é então comprimido durante o 2º tempo e, como neste processo ainda não há combustível, é possível se atingir uma taxa de

compressão mais elevada, entre 16:1 e 20:1, do que nas máquinas do tipo Otto. Quando, no início do 3º tempo, o ar está fortemente comprimido e à alta temperatura (de 600 a 750 K), uma bomba injetora (posicionada no lugar da vela de ignição da **Figura 3.1**) vaporiza combustível (usualmente óleo diesel) para dentro do cilindro, ocorrendo a combustão espontânea (explosão) e a expansão dos gases. Finalmente ocorre o 4º tempo, durante o qual os gases são expulsos do cilindro.

O ciclo ideal que mais se aproxima do que efetivamente ocorre em máquinas do tipo Otto ou Diesel é o ciclo composto Otto/Diesel, representado na **Figura 3.4** através de um diagrama pressão versus volume. As linhas curvas representam transformações adiabáticas.

Além da taxa de compressão representada pelo parâmetro CR, que difere entre as máquinas de Otto e Diesel, há também diferenças nos outros pontos. Primeiramente na proporção que a pressão aumenta durante a combustão da mistura gasosa. Este crescimento é maior na máquina Otto, pois conforme já notado, a combustão é deflagrada por uma centelha elétrica na vela de ignição. Ocorre então um brusco aumento da pressão, praticamente sem variação de volume, que chega a triplicá-la. Já na máquina de Diesel, a combustão se dá concomitantemente à introdução de combustível no cilindro. Na máquina Otto este crescimento é ordem de 1,3. Na máquina Diesel, como a injeção de combustível não se dá instantaneamente, o gás se expande isobaricamente por cerca de 4 vezes o seu volume inicial.

É importante notar que no final da compressão, a máquina Diesel atinge uma pressão quase três vezes maior do que a pressão na mesma etapa de uma máquina Otto. Isto se deve à taxa de compressão mais elevada na primeira máquina do que na segunda. Da mesma forma a temperatura no final da compressão é maior na máquina Diesel (de 750 K a 900K) do que na máquina Otto (de 600 a 750 K).

### 3.3 DESEMPENHO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

#### 3.3.1 Parâmetros de desempenho

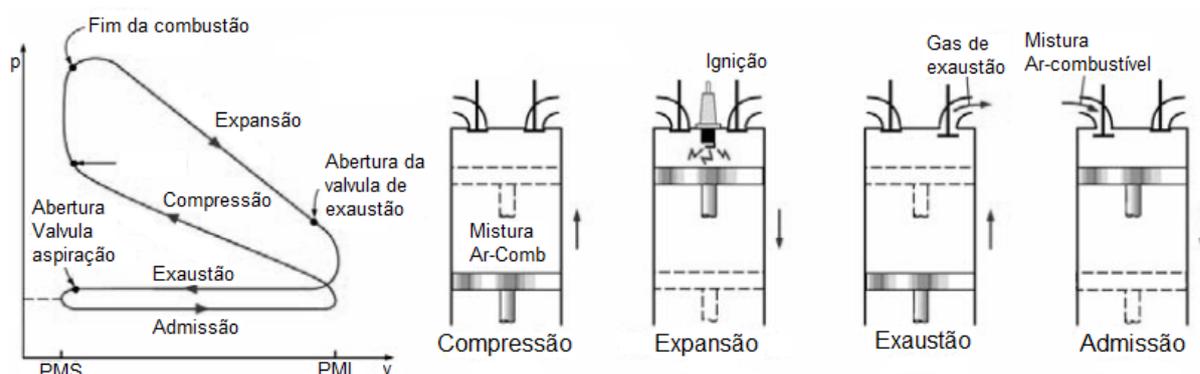
Enquanto o torque é uma medida da capacidade do motor realizar trabalho que depende do tamanho do motor, uma medida mais abrangente do desempenho de um motor é a PME (Pressão Média Efetiva) que leva em consideração o volume deslocado por ciclo. No caso de trabalhos acadêmicos o melhor seria utilizar a nomenclatura inglesa BMEP (Break Mean Effective Pressure).

Já a pressão média indicada bruta, IMEP (Indicated Mean Effective Pressure), seria a pressão teórica que produziria o trabalho bruto agindo sobre o topo do pistão (pressão desenvolvida no cilindro) sem perdas mecânicas do sistema.

A pressão média motorizada, ou pressão média de atrito, FMEP (Friction Mean Effective Pressure), é caracterizada pela soma do atrito mecânico das partes móveis, dos acessórios. A eficiência mecânica leva em consideração a razão da potência efetiva ou da BMEP pela potência indicada líquida ou NMEP (Net Mean Effective Pressure).

Na **Figura 3.6** são mostrados os quatro tempos de um motor de combustão interna ao lado de suas respectivas fases no ciclo termodinâmico real.

Figura 3.6: Ciclo termodinâmico e os quatro tempos de um motor de combustão interna



Fonte: HEYWOOD

Já a parte inferior do ciclo P-V, o bombeamento, representa as perdas geradas pelo bombeamento do fluido no interior do cilindro, tanto na compressão da mistura, quanto na expulsão dos gases da combustão no final do tempo de exaustão. Este parâmetro chama-se de pressão média de bombeamento, PMEP.

Assim, pode-se descrever a relação entre estes parâmetros da seguinte forma:

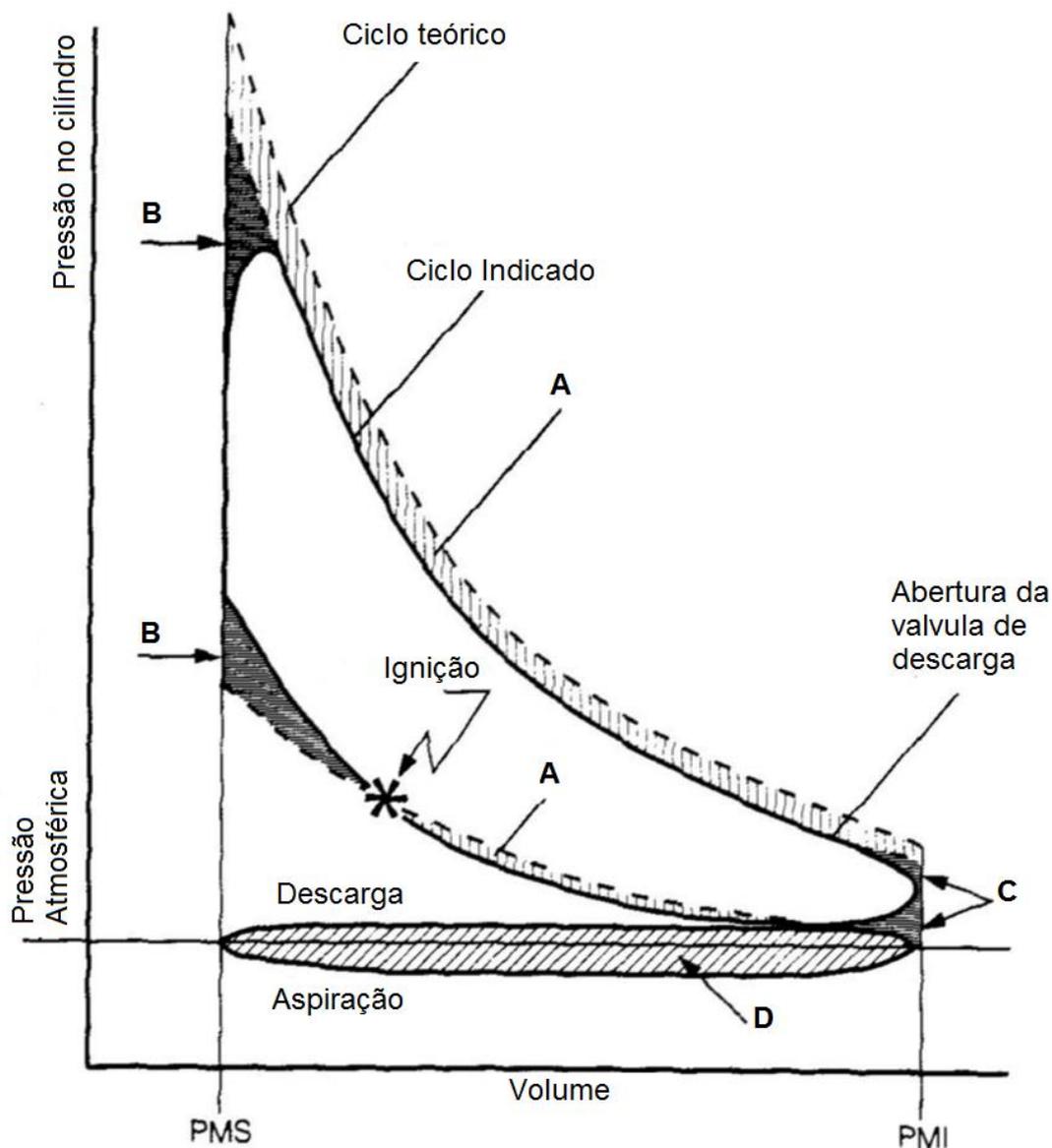
$$\text{NMEP} = \text{IMEP} - \text{PMEP} \quad (10)$$

$$\text{BMEP} = \text{NMEP} - \text{FMEP} \quad (11)$$

Sendo assim, como o BMEP é uma saída do dinamômetro, que representa o trabalho líquido (torque efetivo) do ciclo pelo volume deslocado do motor, é necessária a medição de mais parâmetros para que consigamos resolver as relações acima.

Já na **Figura 3.7** é mostrado um ciclo real para um motor de combustão interna de quatro tempos inscrito em um ciclo teórico e indicando as suas perdas referentes ao funcionamento do motor.

Figura 3.7: IMEP – Ciclo termodinâmico mostrando as perdas reais



Fonte: VALLE – Notas de aula

O atrito do motor, FMEP, pode ser medido de duas formas, pela medição direta do torque motorizado, via um dinamômetro ativo, onde este gira o motor sem que haja a combustão, para determinar a força necessária para se vencer o atrito, ou pela medição indireta, feita por transdutores de pressão piezoelétricos no interior da câmara de combustão, onde é medida a pressão de combustão e assim calculados IMEP, PMEP e FMEP.

A primeira forma, muito mais precisa também é bastante cara, pois se necessita de um dinamômetro “ativo”, que em média tem um custo de duas a três vezes o de um dinamômetro “passivo” como são a maioria dos dinamômetros em empresas e universidades.

Onde:

A – Perda de calor pelas paredes

B – Queima finita

C – Abertura antecipada da válvula de exaustão

D – Perdas por bombeamento

### 3.3.2 Consumo Específico de Combustível

O consumo específico de combustível, BSFC, é um parâmetro importante para medir o consumo de combustível do motor e assim avaliar seu desempenho em conjunto com os outros parâmetros.

$$\text{BSFC} = \frac{\dot{m}_f}{P_i} \quad (12)$$

Onde:

$P_i$  = Potência indicada

$\dot{m}_f$  = Vazão mássica de combustível

Assim, estes parâmetros, assim como o Torque e a Potência, são os que determinam o desempenho de um motor de combustão interna, tanto em termos capacidade do motor em produzir trabalho, quanto a taxa que este trabalho é realizado e quanto combustível é consumido neste processo. A partir dos parâmetros de desempenho descritos anteriormente, podemos calcular as eficiências do motor:

### 3.3.3 Eficiência Mecânica

A eficiência mecânica mede a eficácia de uma máquina na transformação da energia de entrada para o dispositivo em uma força de saída e de movimento.

$$\eta_{\text{Mecânica}} = \frac{\text{BMEP}}{\text{NMEP}} \quad (13)$$

### 3.3.4 Eficiência volumétrica

No sistema de admissão, o filtro de ar, a borboleta de aceleração, o coletor de aspiração e as válvulas, restringem a vazão de ar que o deslocamento do motor induz. O parâmetro usado para medir o efeito desse processo de enchimento do motor é a eficiência volumétrica.

$$\eta_{\text{Volumétrica}} = \frac{M_a}{\rho_{ar} * V_d} \quad (14)$$

Onde:

$M_a$  = Massa de ar admitido

$\rho_{ar}$  = Densidade do ar admitido

$V_d$  = Volume deslocado

### 3.3.5 Eficiência de Conversão de combustível

A Eficiência de conversão de combustível é o parâmetro que mede quão eficiente é a transformação do combustível em energia útil para o motor e tem influência direta do poder calorífico inferior do combustível.

$$\eta_{\text{Conversão}} = \frac{1}{BSFC * PCI} \quad (15)$$

Onde:

PCI = Poder Calorífico Inferior do combustível

### 3.3.6 Eficiência de combustão

A eficiência da combustão é uma medida de quão bem o combustível está queimando durante o processo de combustão. Isto é diferente do número de eficiência de conversão que é reflexo da quantidade total de calor disponível a partir do combustível menos as perdas dos gases que vão para a descarga

$$\eta_{\text{Combustão}} = \frac{Q_f}{\dot{m}_f * PCI} \quad (16)$$

### 3.3.7 Eficiência térmica

A eficiência térmica indica a amplitude em que a energia adicionada pelo calor é convertida em trabalho líquido. Esta eficiência aumenta com o aumento da taxa de

compressão. No entanto, a taxa de compressão dos motores do ciclo Otto é limitada pela necessidade de evitar a combustão descontrolada conhecida como detonação.

$$\eta_{\text{Térmica}} = \frac{P}{Q_f} \quad (17)$$

Onde:

P = Potência indicada ou efetiva

$Q_f$  = Calor bruto liberado pela combustão

### 3.3.8 Eficiência Global

Como a eficiência de conversão de combustível é dada por:

$$\eta_{\text{Conversão}} = \eta_{\text{Térmica}} \times \eta_{\text{Combustão}} \quad (18)$$

A eficiência global é dada por:

$$\eta_{\text{Global}} = \eta_{\text{Mecânica}} \times \eta_{\text{Conversão}} \quad (19)$$

Tem-se:

$$\text{BMEP} = \eta_{\text{Conversão}} \times \eta_{\text{Volumétrica}} \times \text{PCI} \times \rho_{\text{ar}} \times \text{FA} \quad (20)$$

Onde:

FA = Razão combustível / ar

### 3.3.9 Modelo de combustão de *Wiebe*

Para se estudar o desenvolvimento da combustão e a energia liberada (Heat Release) pelo processo de combustão, tomaremos como base o modelo descrito por *Wiebe*, que estuda e a caracteriza o processo de combustão.

Este modelo impõe a taxa de combustão para o avanço de ignição usando uma função *Wiebe* a qual aproxima o “típico” formato da curva de motor de combustão por centelha, fornecendo um meio conveniente para implementar uma taxa de combustão razoável para a combustão.

A formulação de *Wiebe* é descrita pelas equações demonstradas abaixo;

Onde:

AA = Ângulo de Ancoragem (50% de massa queimada)

D = Duração da combustão (10% a 90% de massa queimada)

E = Expoente de Wiebe

CE = Eficiência de combustão (Fração de combustível Queimado)

BE = Porcentagem de combustível queimado no Ângulo de Ancoragem (50%)

BS = Porcentagem de combustível queimado no início da combustão (10%)

BE = Porcentagem de combustível queimado no fim da combustão (90%)

BMC =  $-\ln(1-BM)$  Constante 50% de queima

BSC =  $-\ln(1-BS)$  Constante início de queima

BEC =  $-\ln(1-BM)$  Constante final de queima

Constante de Wiebe

$$WC = \left[ \frac{D}{BEC^{1/(E+1)} - BSC^{1/(E+1)}} \right]^{-(E+1)} \quad (21)$$

Início de Combustão

$$SOC = AA - \frac{(D)(BMC)^{1/(E+1)}}{BEC^{1/(E+1)} - BSC^{1/(E+1)}} \quad (22)$$

### 3.3.10 Cálculo da taxa de combustão.

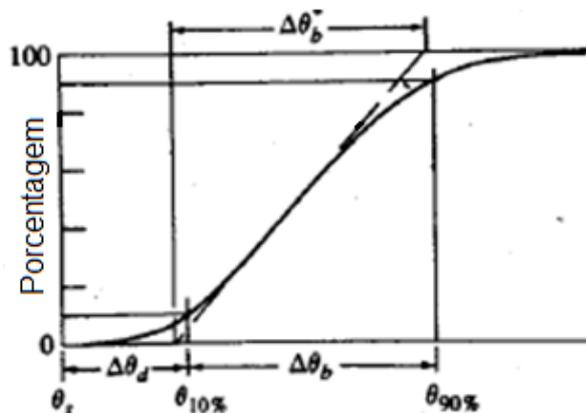
A taxa de combustão acumulada é calculada normalizada para 1. A combustão começa no 0% de queima e progride para o valor especificado pelo "Atributo de Fração de Combustível Queimado" o qual é tipicamente 1 ou 100%. **Figura 3.8.**

$$Combustão(\theta) = (CE) \left[ 1 - e^{-(WC)(\theta - SOC)^{(E+1)}} \right] \quad (23)$$

Onde:

$\theta$  = ângulo de virabrequim instantâneo

Figura 3.8: Curva de desenvolvimento da combustão Wiebe



Fonte HEYWOOD

### 3.3.11 Combustão Preditiva SITurb

Baseado na combustão prescrita, é realizada uma sequência de alterações visando a melhoria dos parâmetros de desempenho do motor. Mas para afirmar categoricamente que as modificações impostas serão bem representadas com uma precisão ainda maior, e por ser uma simulação, onde se visa a predição de resultados anteriores, um novo modelo de combustão deve ser introduzido, a combustão preditiva.

A combustão preditiva é usada para prever a taxa de combustão no cilindro, as emissões e a ocorrência de detonação, em lugar do modelo de combustão prescrita de Wiebe. As interações da frente de chama são calculadas com base na geometria detalhada da câmara de combustão, inserida no modelo via geometria CAD 3D. As características do combustível tais como a velocidade da chama laminar, e a octanagem para o modelo detonação, devem ser determinadas caso habilitado.

A taxa de arrasto de massa na frente da chama e a taxa de combustão são governadas pelas três equações seguintes:

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u A_e (S_T + S_L) \quad (24)$$

$$\frac{dM_b}{dt} = \frac{(M_e - M_b)}{\tau} \quad (25)$$

$$\tau = \frac{\lambda}{S_L} \quad (26)$$

Onde:

$M_e$  = Massa carregada pela mistura não queimada

$t$  = Tempo

$\rho_u$  = densidade não queimada

$A_e$  = Área da superfície na borda da frente de chama

$S_T$  = Velocidade da frente de chama turbulenta

$S_L$  = Velocidade de frente de chama laminar

$M_b$  = Massa queimada

$\tau$  = Constante de tempo

$\lambda$  = Comprimento da micro escala de Taylor

Estas equações indicam que a mistura não queimada de combustível e ar é arrastada através da frente de chama a uma taxa proporcional à soma das velocidades de chama turbulenta e laminar.

A taxa de queima é proporcional à quantidade de mistura não queimada por trás da frente da chama,  $(M_e - M_b)$ , dividida por uma constante de tempo,  $t$ . A constante de tempo é calculada dividindo a microescala de Taylor,  $\lambda$ , pela velocidade da chama laminar.

Este modelo requer que o fluxo dentro do cilindro seja descrito por um objeto de referência 'EngCylFlow', de modo que a escala de intensidade e comprimento de turbulência será fornecida. A fim de calibrar o 'EngCylCombSITurb' com o teste em dinamômetro, pode-se ajustar os efeitos da intensidade de turbulência e escala de comprimento no cálculo da velocidade da chama turbulenta e microescala de Taylor usando os multiplicadores nos parâmetros de combustão do modelo.

### 3.3.12 Taxa de Liberação de calor

Existem trocas de calor nos pistões de maneira mais significativas durante o tempo da compressão, mas também durante os tempos de combustão e expansão. A troca de calor entre os gases de combustão e as paredes do cilindro que a princípio pareça irrelevante, mostrar-se fundamental para o correto entendimento e correlação do processo de combustão dos motores de combustão interna.

Por se tratar de um processo extremamente complexo e dinâmico, que envolve grandes variações de pressão e temperatura no interior do cilindro, assim como de velocidade do pistão, simulações CFD 3D precisas do processo de combustão, com computadores com grande capacidade de processamento e softwares extremamente caros são necessários (No caso hoje softwares como CONVERGE, Star CD ou o gratuito OPENFOAM).

Assim, para contornar essa dificuldade técnica, um caminho é a utilização das de fórmulas empíricas, para o cálculo da troca de calor nos cilindros por convecção e radiação respectivamente:

$$h_c = 0,02863 \sqrt{p^2 T (1 + 0,378 v_p)} \quad (27)$$

Onde:

$h_c$  = é o coeficiente de transferência de calor por convecção no instante;

$p$  = é a pressão absoluta do gás no cilindro no instante (em p.s.i abs);

$T$  = Temperatura absoluta do gás no cilindro no instante ( $^{\circ}\text{R}$ );

$p_v$  = Velocidade média do pistão ft/sec.

E para a transferência de calor por radiação, a seguinte fórmula:

$$h_r = \frac{0,0128 \left( \left( \frac{T}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 \right)}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} \frac{T - T_w}{T - T_w}} \quad (28)$$

Onde:

$T_w$  = É a temperatura absoluta da parede;

$A_1$  = Capacidade de absorção do volume de gás;

$A_2$  = Capacidade de absorção da superfície da parede do cilindro.

Logo a taxa de transferência de calor entre os gases e parede do cilindro será dada por:

$$Q = (h_r + h_c)(T - T_w)A \quad (29)$$

Onde:

$A$  = Área da superfície da parede.

No entanto, conclui-se que boa parte da transferência de calor que ocorre em um motor em regime permanente deve-se à convecção e apenas um percentual pequeno deve-se à radiação.

O modelo de transferência de calor por convecção utilizado pelos softwares de simulação de motores de combustão interna foi desenvolvido por WOSCHNI (1967).

Esse trabalho, que se tornou uma importante ferramenta na análise da transferência de calor em motores, propõe uma correlação do tipo  $Nu = C \cdot Re^m$  ( $Pr=1$ ), admitindo que a troca de calor entre os gases e as superfícies do cilindro a que estão expostos é essencialmente uma convecção turbulenta forçada. A

densidade, viscosidade e condutibilidade térmica são expressas em função da temperatura e pressão, o comprimento característico no número de Reynolds adotado por WOSCHNI é o diâmetro do cilindro, e a velocidade característica adotada varia de acordo com a fase em que se encontra o ciclo.

Desta forma, WOSCHNI efetuou experimentos primeiramente com o motor sem combustão, e derivou expressões do coeficiente de película para o período de troca de gases; posteriormente, realizou testes com o motor queimando combustível e avaliou o incremento da troca de calor devido à combustão.

Esse acréscimo na troca de calor durante a combustão se deve, entre outros fatores ao aumento de temperatura dos gases e ao aumento na velocidade dos gases no interior do cilindro. Em contrapartida, na fase de expansão há uma diminuição da velocidade dos gases em virtude de atritos e conservação do momento angular para motores com algum nível de swirl, e portanto há um decréscimo na troca de calor.

A expressão para transferência de calor formulada por WOSCHNI, é dada por:

$$Nu = 0,035Re^{0,8} \quad (30)$$

Embora o trabalho de WOSCHNI tenha sido desenvolvido para motores de ignição por compressão (diesel), a relação  $Nu=C*Re^m$  pode ser normalmente aplicada a motores de ignição por centelha como os simulados neste trabalho.

### 3.4 SIMULAÇÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Vários métodos de desenvolvimento motores tem sido usados por muito tempo nas universidades e na indústria para avaliar as eficiências e os parâmetros de desempenho acima citados. Com o desenvolvimento, melhoria e disseminação da computação em todas as áreas do conhecimento, os estudos em engenharia e especificamente em motores de combustão interna se aproveitaram desta ferramentas, para explicar melhor a termo fluidodinâmica do motor.

A fluidodinâmica computacional 1D aplicada a motores de combustão interna, tem o objetivo de prever o comportamento do motor em seus aspectos térmicos, mecânicos e fluidodinâmicos e todos seus parâmetros de desempenho, e assim, reduzir os métodos de tentativa e erro experimentais e o tempo de desenvolvimento.

Tomando como base estes aspectos, foram desenvolvidos softwares comerciais e estes são muito usados pela indústria automobilística para avaliar um motor e realizar os desenvolvimentos de projetos.

O que é possível de ser feito em simulações 1D de motores de combustão interna é descrito a seguir:

- Simulação precisa do transporte de massa, momento e energia de todos os componentes encontrados na operação de um motor (Ar, Combustível e gases de exaustão).
- Simulação precisa dos ciclos termodinâmicos
- Simulação precisa do desempenho
- Simula com precisão o desempenho do motor, na medida em que a adição de calor, transferência de calor, atrito e são contabilizados.
- Co-simulação com softwares de fluidodinâmica 3D (Ex: coletores de aspiração)

O que não é possível:

- Prever atrito, transferência de calor interna do cilindro e adição de calor.
- Todas as variáveis acima mencionadas são prescritas de forma explícita (por exemplo, o atrito), ou implicitamente (por exemplo, a transferência de calor através de um modelo empírico e de parâmetros de ajuste).

### 3.5 MODELO 1D PARA DESENVOLVIMENTO DO MOTOR

A fim de melhor compreender os aspectos físicos de um modelo 1D de motor e tornar o processo de análise mais simples, descreve-se brevemente como o software realiza os cálculos para encontrar os valores e parâmetros de desempenho desejados.

1. O fluxo nos coletores de admissão e escape é simulado. A dinâmica dos fluidos nos sistemas de admissão e de exaustão é calculada usando as equações de dinâmica de fluido compressível. Isso prediz a quantidade de combustível e ar que é capturado no cilindro no momento de fechamento da válvula de admissão (IVC).

2. Compressão, combustão e expansão no cilindro. Calcula-se a pressão durante a compressão até ao início da combustão. A taxa de queima indica quanta

mistura de combustível e ar entra na zona queimada. As equações de equilíbrio químico são usadas para calcular a quantidade de calor liberado da mistura combustível-ar e as espécies químicas resultantes. Modelos de transferência de calor são usados para prever a perda de energia do cilindro e consequente diminuição da pressão do cilindro.

3. Cálculo da Pressão Média Indicada Líquida (NMEP). Isto é feito integrando o perfil de pressão no cilindro ao longo de todo o ciclo. Calcula-se o NMEP médio para todos os cilindros.

4. Cálculo do Pressão Média de Atrito (FMEP) pelo modelo de Chen-Flynn ou imposta uma tabela vinda do dinamômetro (mais indicado, visto que os modelos de previsão de atrito são complexos e demandam mais dados de entrada do que o próprio atrito). Isso inclui apenas a perda por atrito mecânico. As perdas de bombeamento estão incluídas no NMEP.

5. Cálculo da Pressão Média Efetiva (BMEP) subtraindo o FMEP do NMEP.

## 4 METODOLOGIA

### 4.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O aumento da precisão e da velocidade do processamento de dados dos modelos computacionais 1D de motores de combustão interna tem levado a uma crescente utilização deste tipo de tecnologia para atingir o objetivo de reduzir o tempo de desenvolvimento dos projetos.

Os benefícios deste tipo de abordagem se mostram em várias formas; aumento das iterações para uma melhor otimização, redução de loops de protótipos, redução no tempo e custo do projeto.

Para este objetivo, pretende-se aplicar, confirmar e entender profundamente a metodologia de correlação de modelos de simulação fluidodinâmica 1D em motores do ciclo Otto para diferentes tipos de combustível, basicamente o combustíveis E22 e E100, utilizando o software comercial GT-Power, da plataforma GT-Suite da Gamma Technologies. A metodologia e seu entendimento é de vital importância para a indústria nacional de desenvolvimento de motores, visto que a metodologia é amplamente utilizada para gasolina (E0 e/ou E10) mas pouco estudada para modelos multi combustíveis, principalmente o E100.

A metodologia de correlação de modelos consiste basicamente em um procedimento de correlação do nível 1 ao nível 4, sendo estes:

#### *Nível 1: Modelo de combustão prescritivo a Plena Carga*

A construção do modelo de simulação 1D do motor, baseado na geometria 3D, que define fisicamente as perdas de carga do sistema. O modelo é alimentado com parâmetros de banco de provas em dinamômetro, como por exemplo: Atrito, 50% massa de combustível queimado, duração da combustão, temperatura da água, do óleo e do ar aspirado, razão Ar/combustível, contrapressão de descarga, pressão no interior do coletor de aspiração entre outras. Tal correlação com o banco deve ter incerteza máxima de 3%.

#### *Nível 2: Modelo de combustão preditiva a Plena Carga*

Envolve a inclusão do modelo de combustão de chama turbulenta, da geometria da câmara de combustão, do topo do pistão e do parâmetro de avanço de ignição. O software calcula a velocidade de queima na câmara de combustão,

duração e 50% de massa de combustível queimado. Envolve o afinamento dos parâmetros da combustão para que o modelo correlacione com incerteza máxima de 3% em relação à prova em dinamômetro.

*Nível 3: Modelo de combustão preditivo com o modelo de detonação para controlar o avanço de ignição e a temperatura dos gases de descarga para controlar a razão ar/combustível (Plena Carga).*

É adicionado ao modelo 1D, o modelo de predição de detonação (detonação preditiva), adição do modelo de controle da mistura combustível/ar, que tem como objetivo regular a temperatura dos gases de descarga. É retirada o parâmetro de avanço de ignição do banco de prova. GT-Power calcula o avanço baseado na detonação e nos controles de mistura. Verifica-se também a correlação em 3% da incerteza da prova em banco. O modelo rodando somente em a plena carga.

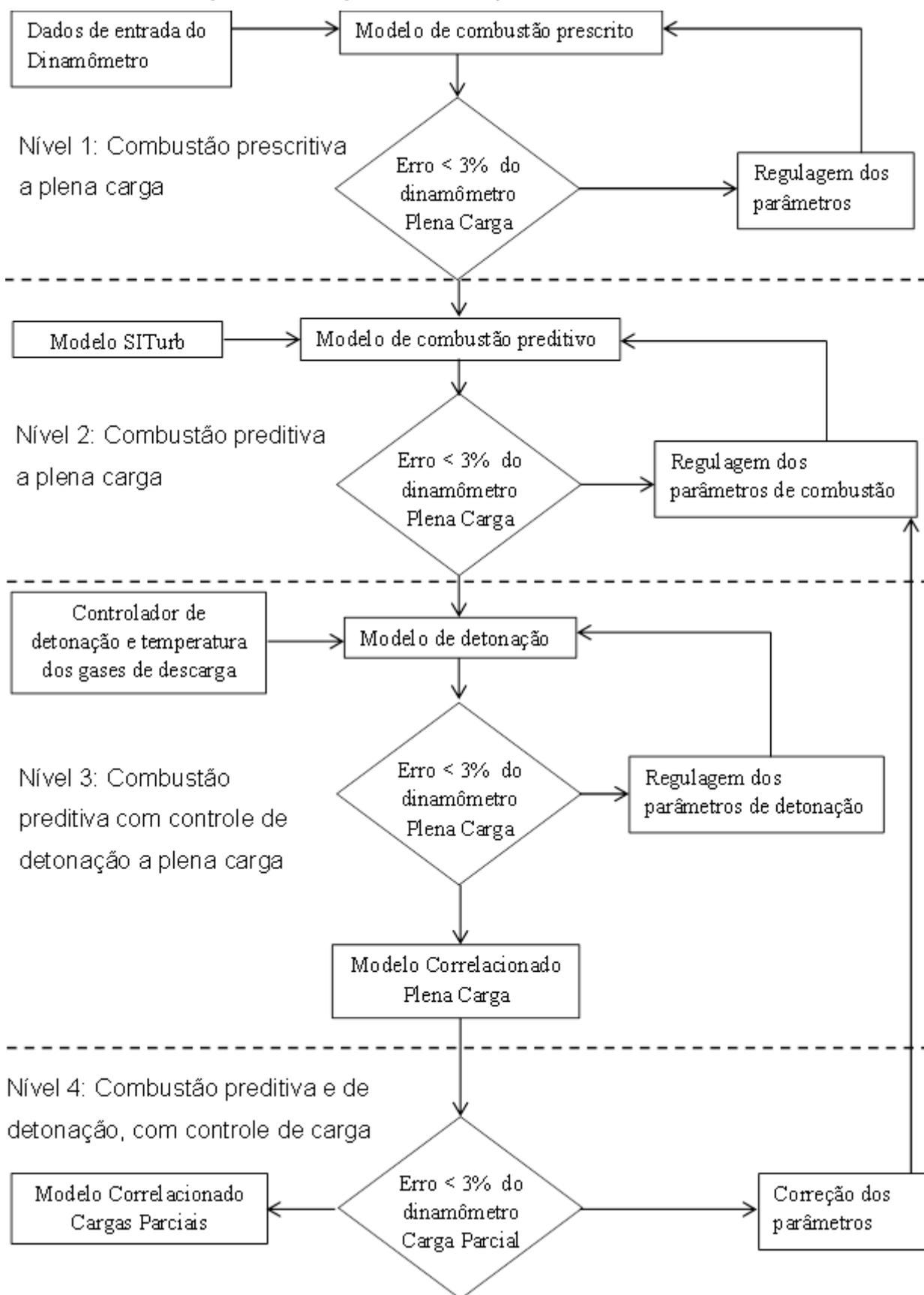
*Nível 4: Modelo de combustão preditivo e detonação, com controle de carga (Carga Parcial).*

Adição do modelo de controle da carga, para que o modelo funcione em todas as cargas (Cargas parciais em BMEP) controlado via abertura da válvula borboleta. Verificação e afinamento se necessário de alguns dos parâmetros. Correlação com incerteza de 3% no consumo específico de combustível e temperatura dos gases de descarga em relação ao banco de dinamômetro.

A **Figura 4.1** demonstra em forma de fluxograma, todos os passos que devem ser seguidos para a correta correlação do modelo de fluidodinâmica 1D do motor em todos os seus passos. Observando que caso a correlação não seja satisfatória em algum dos níveis, deve-se correlacionar novamente determinados parâmetros para que estes entrem na faixa de incerteza de 3% determinados pela metodologia.

Caso tais pontos não sejam correlacionados, corre-se o risco de adicionar cada vez mais, erros numéricos ou incertezas experimentais desnecessárias ao modelo, ou como é comum em modelagem numérica, mascararmos um erro em determinado parâmetro por correlacionar erroneamente um dado com um erro para mais e outro com um erro para menos.

Figura 4.1: Fluxograma de correlação de modelos GT-Power



Fonte: o autor

A partir deste ponto, com o modelo totalmente correlacionado, representando o motor em banco de dinamômetro, todos os tipos de modificação do hardware que podem influenciar nos parâmetros de desempenho do motor, podem ser avaliados com segurança, baseados na correlação de cargas parciais. Enviando para os dinamômetros, somente configurações com altíssimo nível de certeza do seu resultado, e assim, evitando método de tentativa e erro e economizando tempo e custo do desenvolvimento.

#### 4.2 MODELO GEOMÉTRICO DO MOTOR UTILIZADO

O motor em estudo é um motor Fiat Chrysler, ciclo Otto, 4 cilindros em linha, Flex-Fuel, utilizando E22 como combustível, da família E.torQ desenvolvido no Brasil, e que equipa uma quantia expressiva de veículos da frota brasileira. Sendo mostrado na **Figura 4.2**.

Figura 4.2: E.torQ 1.6/1.8L SOHC 16v Flex-Fuel



Fonte: Fiatpress.com.br

A modelagem do motor, usa como base, as geometrias CAD 3D de todos os volumes internos dos sistemas de aspiração, sistema de descarga, coletores da aspiração e descarga e geometrias internas do cabeçote, como pórticos de aspiração, de descarga e câmara de combustão.

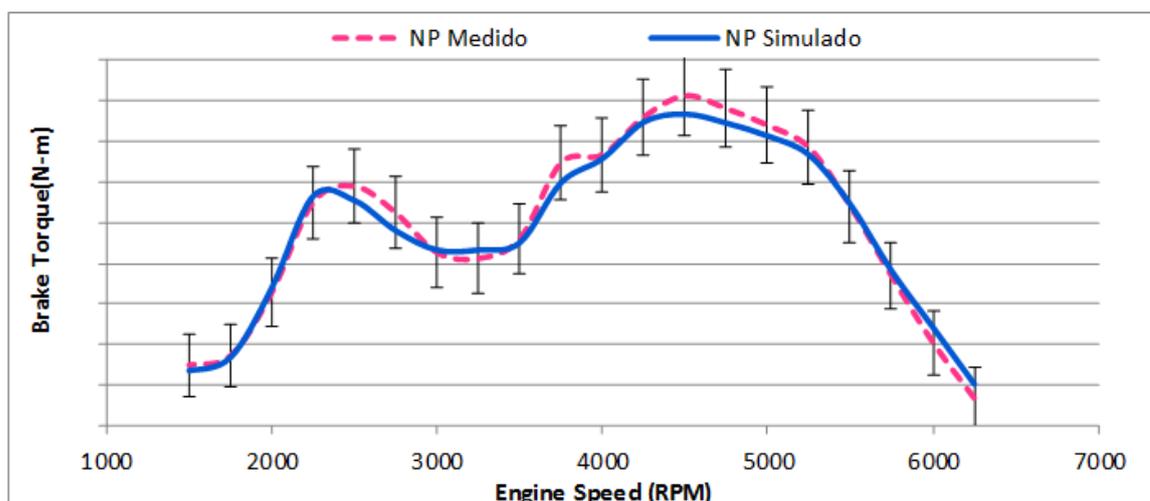
As geometrias 3D são transformadas em 1D (Diâmetros e comprimentos, ou volumes) via software específico do pacote incluso ou medição direta no software

CAD. Todos os parâmetros dimensionais do motor devem ser inclusos, como; Diâmetro do cilindro, deslocamento do pistão, comprimento da biela, taxa de compressão, levante de válvulas, coeficientes de descarga das válvulas, mapas de turbo-compressor e etc. As características dos materiais e suas espessuras também são necessários para o correto cálculo térmico e de transferência de calor entre os gases de aspiração e descarga com as paredes e o sistema de refrigeração do motor.

O modelo do motor normal de produção (NP) foi construído e correlacionado anteriormente para trabalhos de verificação de sistemas de aspiração, descarga e geração de dados de entrada para análises de geração de mapa térmico do motor em potência máxima via CFD 3D, cálculos do estruturais e dinâmicos do virabrequim, e avaliação de NVH.

Um exemplo da correlação do modelo com o motor real pode ser verificada na **Figura 4.3** a seguir:

Figura 4.3: Torque (N-m) do motor E.torQ NP barra de incerteza = 3%



#### 4.3 TESTE EM BANCO DE DINAMÔMETRO E CORRELAÇÃO

A correlação se inicia tomando por base os dados do motor oriundos do dinamômetro de bancada rodando uma prova em carga máxima com combustível E22 (22% de Etanol anidro e 88% de Gasolina). Alguns dados são utilizados como condições de contorno iniciais na simulação, pois representam a condição em que o motor foi submetido no teste, outros são utilizados como objetivo, isto é, parâmetros que o modelo virtual deve responder, para reproduzir com fidelidade as características das provas reais. Temperaturas e pressão ambiente, temperatura do

fluido refrigerante, temperatura do óleo, razão ar/combustível, são alguns dos os principais parâmetros coletados, assim como todos os dados provenientes do ciclo indicado do motor no banco, como; 50% de massa de combustível queimado, duração da combustão e atrito do motor.

#### 4.3.1 Dados Mínimos Necessários para ajuste do modelo

Dados mínimos são necessários para ajustar o modelo depois que ele foi construído, e tais dados são apresentados na **Tabela 4.1**.

Caso o motor estiver nos estágios iniciais do projeto, a **Tabela 4.1** pode não estar totalmente disponível, mas as medições de outros motores com componentes comuns ou motores semelhantes são úteis. Idealmente, as seguintes informações deverão estar disponíveis em várias rotações do motor para a correlação em plena carga, e assim gerarmos as curvas de torque máximo e potência máxima. Esta carga específica é chamada de Wide Open Throttle (WOT) que é a máxima abertura de borboleta. O motor e seus componentes são desenvolvidos para suportar as cargas térmicas e estruturais sobre plena carga, por isso, este é o ponto inicial e de maior importância da correlação.

Tabela 4.1: Lista dos dados mínimos necessários para correlação em WOT

1	Pressão Ambiente	14	Pressão Média de Atrito
2	Temperatura ambiente	15	Pressão Média Efetiva
3	Rotação do motor	16	Pressão Média Indicada
4	Temperatura do gás da descarga	17	Pressão Média de Bombeamento
5	Pressão da descarga	18	Consumo Específico de Combustível
6	Temperatura do ar de entrada	19	Pressão de combustão
7	Pressão no corpo de borboleta	20	Fase do pico de pressão de combustão
8	Vazão de ar	21	Pressão no coletor de admissão
9	Vazão de combustível	22	Temperatura da água do arrefecimento
10	Fase dos eixos comando	23	Torque
11	50% de massa queimada CA50	24	Avanço de ignição
12	Duração da combustão B1090	25	Eficiência volumétrica
13	Temperatura do óleo	26	Razão Ar/Combustível

A **Figura 4.4** mostra o motor E.torQ EVO 1.8L em banco de dinamômetros efetuando testes de performance e de coleta de dados experimentais para simulações virtuais, calibração e demais áreas da engenharia.

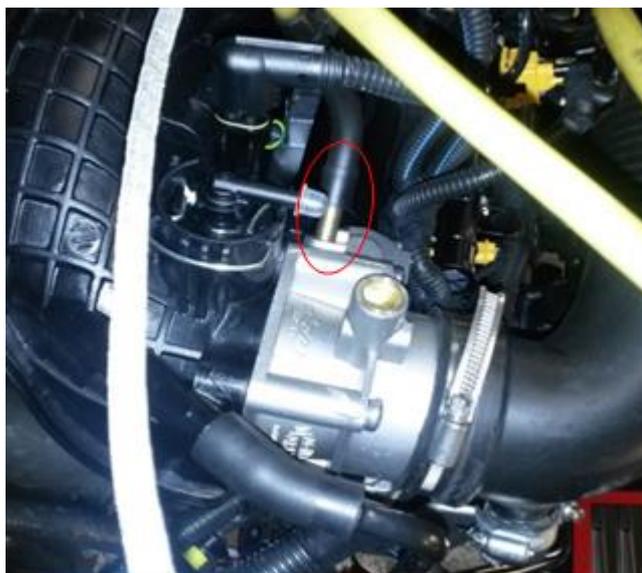
Figura 4.4: Motor E.torQ em banco de dinamômetro



#### 4.3.2 Observações sobre o teste

A melhor forma de medição da temperatura de descarga, seria medir a temperatura por conduto na saída do cabeçote, e assim medir a temperatura de descarga de cada cilindro individualmente.

Figura 4.5: Pressão no corpo de borboleta, e restrição do sistema de aspiração



A medição da pressão no sistema de aspiração deve ser feita bem próximo ao corpo da borboleta, **Figura 4.5**, de aceleração, pois essa medição será usada para calibrar a restrição que o sistema de aspiração causa ao motor.

A medição da massa de combustível é a medição mais importante juntamente com o torque do motor. Normalmente é feita através de uma balança que mede a massa de combustível e assim é feito o cálculo de vazão mássica de combustível.

As medições no interior do cilindro, são as mais importantes, difíceis e caras de serem feitas. A partir das medições internas baseadas nas pressões de combustão no interior do cilindro (Ciclo Indicado) podemos calcular como a combustão se comporta (modelos de Wiebe) calcular a pressão média indicada, NMEP, e o atrito do motor, FMEP. Sem estes dados, não conseguiremos avaliar com precisão os eventos do motor que são diretamente influenciados pela combustão.

A medição da pressão da descarga deve ser feita no ponto onde os condutos se juntam, como mostrado na **Figura 4.6**. Um ótimo local seria antes do catalizador, próximo ao ponto da sonda Lambda. Esta medida é muito importante pois é chamada de contrapressão do sistema de descarga, tem influência direta no desempenho e será usada para a calibração do modelo.

Figura 4.6: Temperaturas do gás de descarga e contrapressão do sistema de descarga



Os sensores piezelétricos são instalados em velas de ignição especiais ou por locais previamente projetados no cabeçote para inserção de um furo para a instalação do sensor dentro da câmara de combustão. Tais sensores, se não forem corretamente instalados e calibrados, podem gerar uma grande incerteza de medição que pode inviabilizar a correlação, visto que alguns dos parâmetros mais importantes provem da medição de pressão de combustão no interior do cilindro, (NMEP, FMEP, duração da combustão, 50% de massa de combustível queimado e etc.).

#### 4.4 NÍVEL 1 – COMBUSTÃO PRESCRITIVA

Inicialmente neste trabalho, é usado o modelo de combustão mais simplificado, que é chamado de prescritivo. O modelo é considerado prescritivo pelo fato das variáveis de combustão serem impostas à simulação, baseada nos dados de medição do ciclo indicado do ângulo de 50% de massa de combustível queimada (CA50) e de duração da queima por ângulo de virabrequim entre 10% e 90% da massa de combustível queimado (B1090). A formulação matemática escolhida para os cálculos de combustão foi baseada no modelo proposto por *Wiebe*.

##### 4.4.1 Método de Correlação

Para se correlacionar um modelo 1D baseado em dados experimentais de banco de dinamômetro, um procedimento passo-a-passo é dado para apontar os aspectos importantes na correlação e a ordem em que eles precisam ser abordados.

##### 1. Acerte a pressão no sistema de aspiração

- a. A pressão deve ser calibrada usando um orifício na entrada do sistema de aspiração. Calibrando-se o diâmetro de entrada, para que a pressão na borboleta reflita a restrição do sistema como medido em dinamômetro
- b. Apenas na rotação máxima. As perdas serão mais altas a alta rotação e será mais fácil ver o efeito de mudança nesta velocidade. Calibrar dentro de 3%.
- c. Calibrar as perdas de carga nos orifícios entre os runners e o plenum para que a pressão do coletor de aspiração seja representada.
- d. Compare em toda a gama de velocidades

##### 2. Calibrar a Contrapressão de descarga

- a. Apenas na rotação máxima. A pressão deve ser calibrada usando um orifício na saída do sistema de descarga. Calibrando-se o diâmetro de

saída, para que a contrapressão do sistema reflita medição feita na junção dos runners de descarga antes do catalizador.

b. Compare em toda a gama de velocidades

### 3. Acertar a Eficiência Volumétrica

a. Calibrar em todas as velocidades do motor. Procure efeitos de transferência de calor e ajuste. Corresponder dentro de 5%.

b. Efeitos de afinação: Fase das válvula, folga das válvulas, comprimentos dos runners do coletor, Ressonadores de Helmholtz.

### 4. Inclua a curva de FMEP a partir dos dados de atrito medidos em Dinamômetro.

### 5. Acerte a pressão de combustão

a. Use o template de combustão prescrita EngCylCombSIWiebe para impor a taxa de combustão de acordo com os dados medidos

i. Impor o valores de 50% de massa de combustível queimado (CA50)

ii. Impor o valor da duração da combustão (B1090)

iii. Corrigir os valores do expoente de Wiebe, para acertar a fase e o pico de pressão máxima, caso necessário

### 6. Corrija as temperaturas nos dutos do cabeçote

a. Utilizar o template para cálculo de temperatura de parede no duto de descarga.

b. Utilizar a temperatura do sistema de arrefecimento medido como temperatura de parede.

c. Coeficiente de transferência de calor nos dutos de aspiração, **Tabela 4.2**

d. Coeficiente de transferência de calor nos dutos de descarga, **Tabela 4.2**

### 7. Acertar o transferência de calor dentro do cilindro e a vaporização do combustível

a. Acerte a pressão durante a expansão usando o multiplicador de transferência de calor por convecção no Heat Transfer object e o modelo WoschniGT

b. Acertar o Vaporized Fuel Fraction nos injetores, onde o padrão é 0,2 (20% do combustível evapora instantaneamente ao ser injetado)

Tabela 4.2: Valores usuais para transferência de calor para os sistemas

	Sistema	Temperatura externa de convecção	Coefficiente externo de convecção	Espesura [mm]	Material
1	Sistema de aspiração	T amb	5~25	2	Plástico
2	Compressor	T amb	5~25	2	Alumínio
3	Trocador de calor	T amb	25	NA	Alumínio
4	Coletor de aspiração	T amb	5~25	2	Plástico/Alumínio
5	Porta de aspiração	T água	500~1000	4	Alumínio
6	Cabeçote	T água	2750	4	Alumínio
7	Camisa do cilindro	T água	2750	4	Alumínio/Aço
8	Pistão	T óleo	1500	4	Alumínio
9	Válvulas	T água	NA	4	Alumínio
10	Porta de exaustão	T água	1000~2500	4	Alumínio
11	Coletor de exaustão	T amb Exaust	25~100	2	Aço
12	Turbina	T amb Exaust	25~100	2	Ferro Fundido
13	Sistema de exaustão	T amb Exaust	25~100	2	Aço

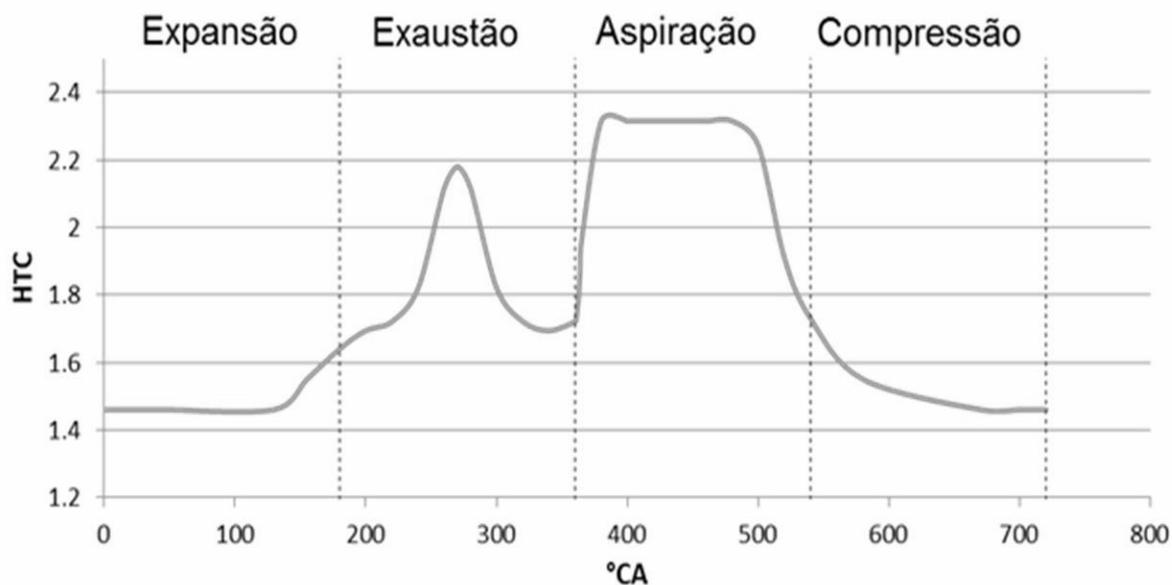
#### 4.4.2 Coeficiente de Transferência de Calor por (HTC) da Combustão

Um ponto importante no estudo de correlação é que a transferência de calor por convecção da combustão para as paredes do cilindro não é calculada e deve ser imposta como indicado no item 7<sup>a</sup>. Este multiplicador de Coeficiente de Transferência de Calor por convecção (Heat Transfer Coefficient - HTC) para o cilindro é um dos últimos parâmetros a ajustar o modelo por ser muito sensível. Seu valor padrão é igual a 1.

A curva de HTC tem sempre a mesma forma, como mostrado na **Figura 4.7**, devido aos fenômenos inerentes a variação de volume e temperatura da câmara de combustão, fenômenos de blow-down e compressão da mistura, podendo variar a amplitude do HTC para cada tempo do motor ou podendo praticamente se tornar uma reta onde o HTC tem valores próximos a uma média, que simplifica consideravelmente a correlação dos modelo. Mas antes é necessário calibrar esta curva para medir a sensibilidade do modelo em termos de BMEP, vazão de ar e vazão de combustível principalmente.

O HTC no interior do cilindro tem grande efeito na BMEP, no BSFC na vazão mássica de ar e temperaturas no geral.

Figura 4.7: Curva de exemplo para multiplicador de HTC no interior do cilindro



Este parâmetro não pode ser medido diretamente, sendo calculado via simulação de combustão 3D ou métodos indiretos para cada motor individualmente. Sendo assim, as melhores práticas nos direcionam para utilizar uma curva pré-estabelecida como passo inicial, e corrigindo-a como necessário. Estudos de sensibilidade podem ser executados para avaliar quais parâmetros são afetados devido a mudanças na curva de HTC e como estes são afetados.

#### 4.4.3 Fração de combustível vaporizado

Outro ponto importante é a vaporização do combustível após ser injetado, no caso de um motor com injeção na porta de aspiração. Como padrão do software, 20% do combustível se evapora instantaneamente após ser injetado na porta de aspiração. Devido ao processo de evaporação do combustível ocorre a retirada de calor da mistura ar/combustível que será, quantitativamente, proporcional ao produto da massa evaporada pelo calor latente do combustível, ocorrendo, concomitantemente, a redução da temperatura da mistura. Este parâmetro pode variar com rotação, segundo uma tendência de acordo com o aumento de temperatura na porta de aspiração, e pode ser calibrado para melhor correlacionar as curvas do motor. Este valor varia pelo tipo de combustível, sendo que o Etanol evapora mais que a Gasolina pura, retirando assim mais calor da carga de combustível/ar que entra no cilindro. O GNV por outro lado, não retira calor algum, pois já está na forma gasosa.

Estudos sobre as características de combustíveis aplicados a motores de combustão interna são feitos para tentar determinar empiricamente o comportamento deste parâmetro para vários tipos de combustíveis, mas tais estudos são de difícil validação, visto que podem haver diferenças consideráveis nos combustíveis, diferenças físicas nos motores e nos pontos de operação carga por rotação.

#### 4.4.4 Resultado da Correlação

Após alimentar o modelo com todos os dados, e considerando que a discretização do modelo 3D para o modelo 1D nos sistemas de aspiração e descarga e todos os parâmetros geométricos dos cilindros, pistões, bielas, curva de levante de válvulas do eixo comando e coeficiente de descarga das válvulas já terem sido inseridos, o modelo pode ser considerado terminado, roda-se a prova virtual.

Nesse momento é possível comparar os resultados simulados pelo GT-Power com os dados adquiridos no dinamômetro. Analisando as curvas de torque, potência, pressão média efetiva, vazão de ar, consumo específico, eficiência volumétrica, pressões e temperaturas no sistema de aspiração e de descarga, perdas de bombeamento, pressão de combustão por ângulo do virabrequim entre outras e assim podemos verificar a qualidade da correlação entre o modelo e a prova virtual.

Normalmente são executadas várias iterações a fim de refinar o coeficiente de troca de calor por convecção dentro do cilindro, os coeficientes de convecção nos dutos de aspiração e descarga do cabeçote, e assim, melhor acertar a correlação nas curvas citadas.

O objetivo é de uma incerteza máxima de 3% no valores em relação aos dados experimentais adquiridos no banco de dinamômetro como pode ser visto na **Figura 4.8**, mas isso pode mudar dependendo da precisão dos dados adquiridos pelo dinamômetro, pois esse desvio é considerado devido as incertezas de medição no teste do dinamômetro e também dos erros numéricos na solução matemática do software.

Figura 4.8: Pressão Média Efetiva, barra de incerteza = 3%

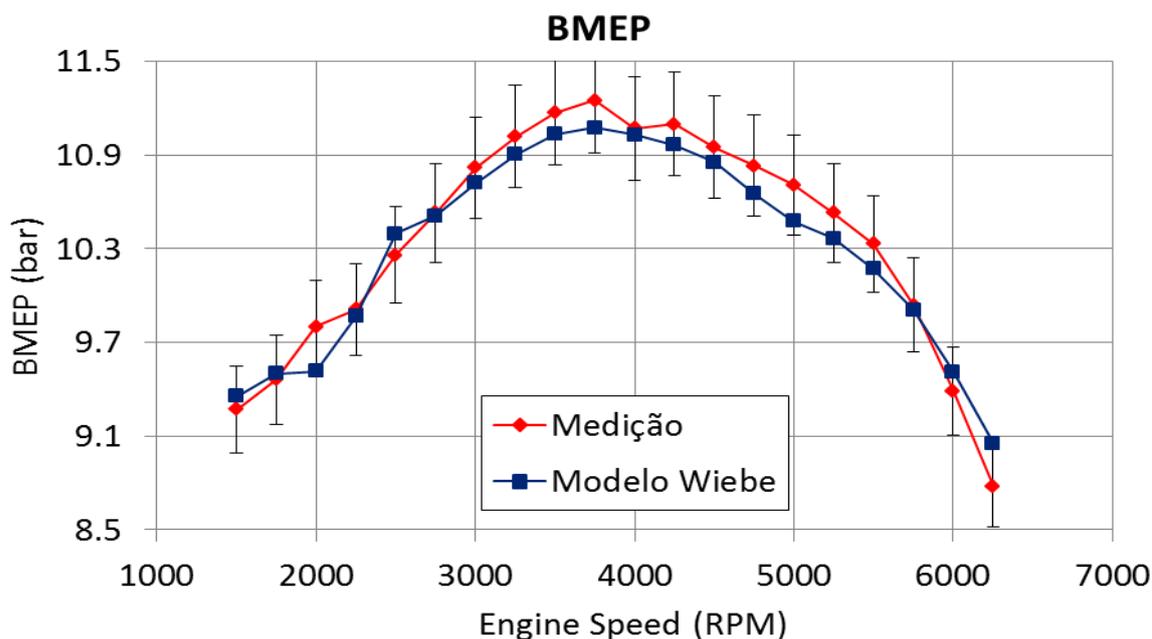
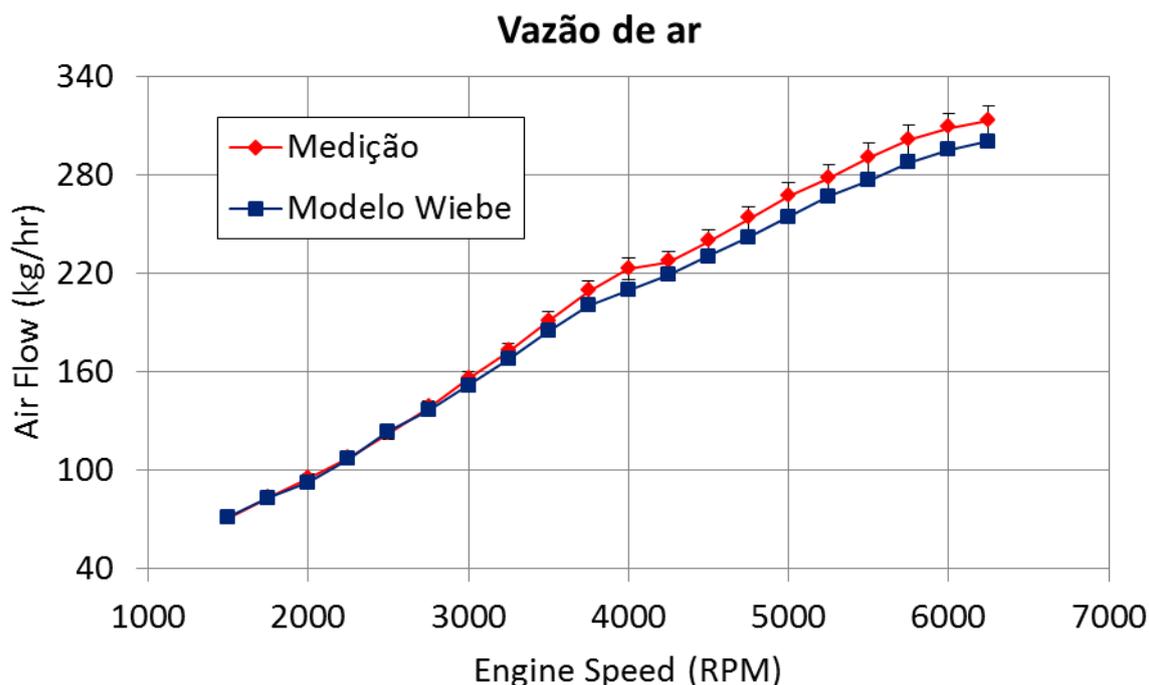


Figura 4.9: Fluxo de ar de aspiração



A **Figura 4.9** demonstra o nível de correlação para a vazão de ar na aspiração, indicando que se encontra no limite da correlação, estando em 3% da incerteza nas rotações mais altas. Como a vazão de ar e de combustível são intimamente ligadas pela razão ar/combustível imposta no modelo, as curvas de correlação são basicamente as mesmas, não sendo necessário verificar ambas.

Figura 4.10: Contra pressão do sistema de descarga

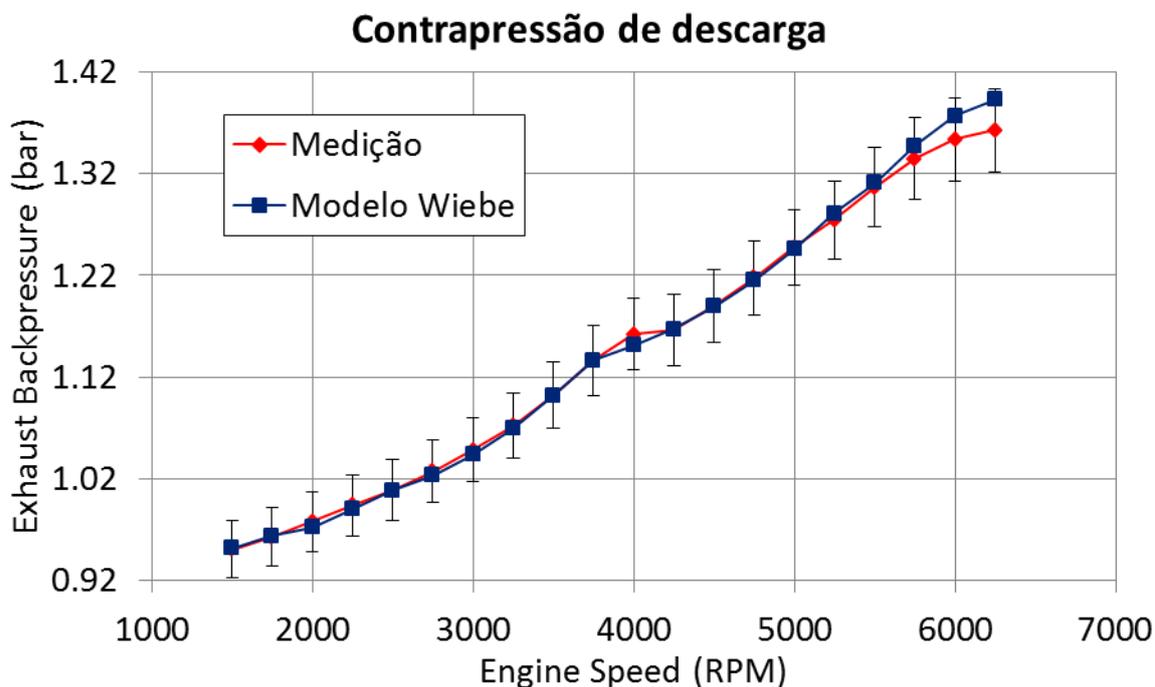
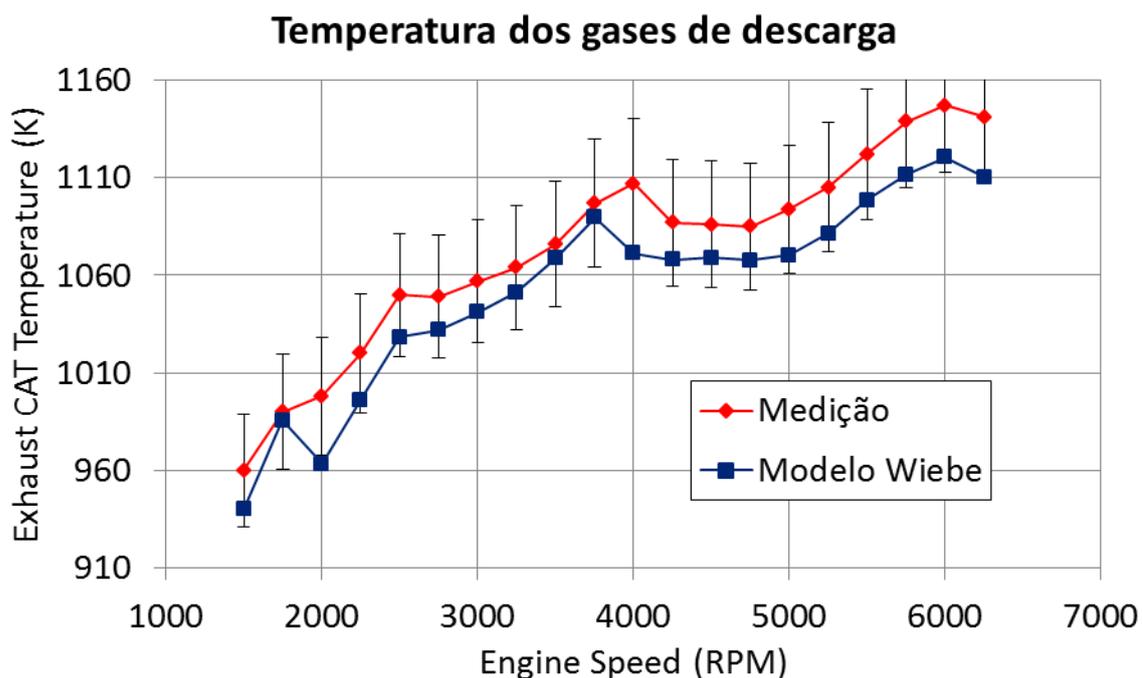


Figura 4.11: Temperatura dos gases de descarga



As **Figura 4.10**, demonstram a boa correlação na contra pressão de descarga para grande parte da curva, com uma pequena perda de qualidade em alta rotação, mas permanecendo dentro do objetivo de 3% de incerteza. Já para a **Figura 4.11**, vemos a temperatura dos gases de descarga e sua correlação, que pode ser considerada muito boa, devido a dificuldade de medição deste ponto específico.

Figura 4.12: Torque do motor

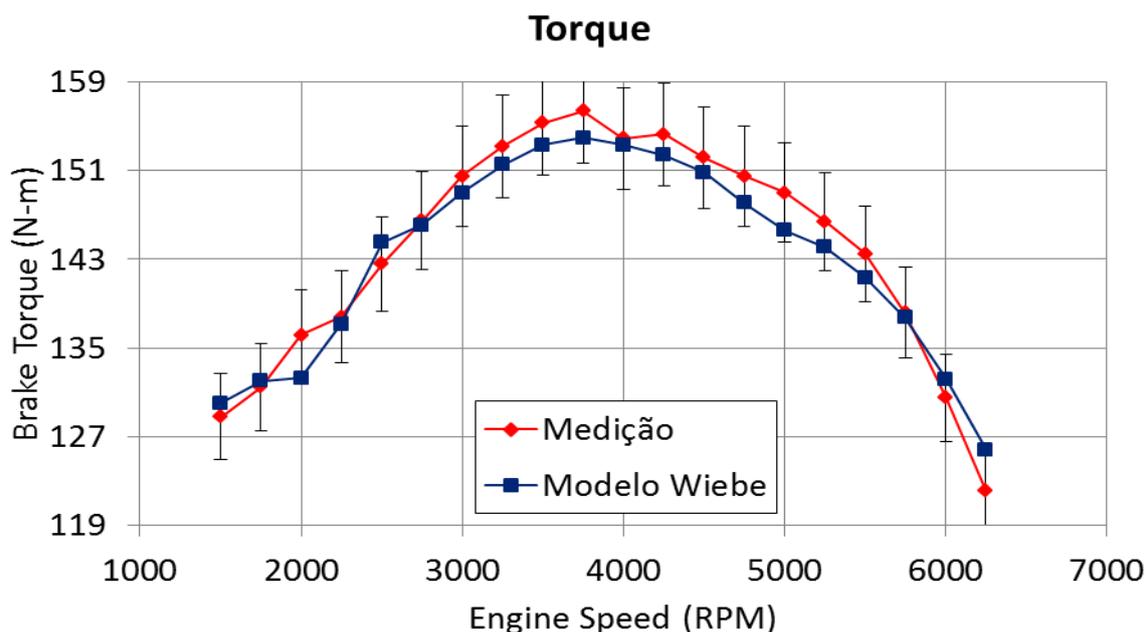
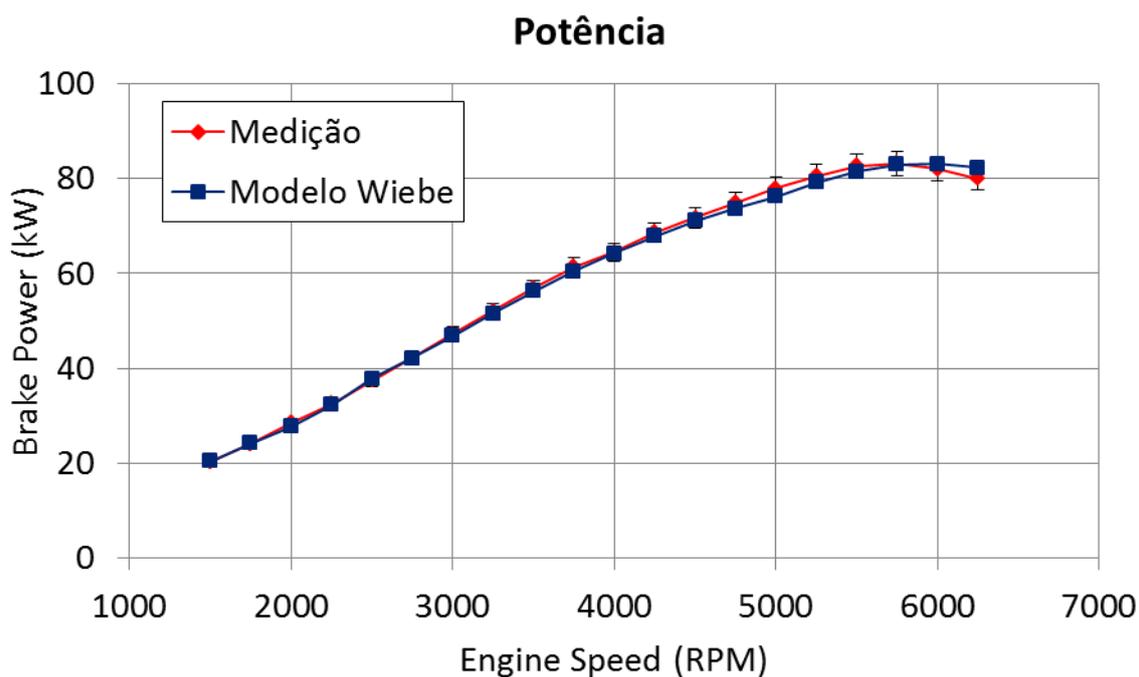


Figura 4.13: Potência do motor



Para a o desempenho do motor, as **Figura 4.12** e **Figura 4.13**, demonstram a boa correlação para a curva de torque e potência, estando ambas dentro do objetivo de 3% de incerteza. O torque possui uma grande variação em seus pontos por ser completamente dependente dos dados imposta pela combustão prescrita, que depende de dados de medição que podem conter erros. Já a potência é o reflexo do torque em termos de produção de energia.

Figura 4.14: Pressão máxima no interior dos cilindros

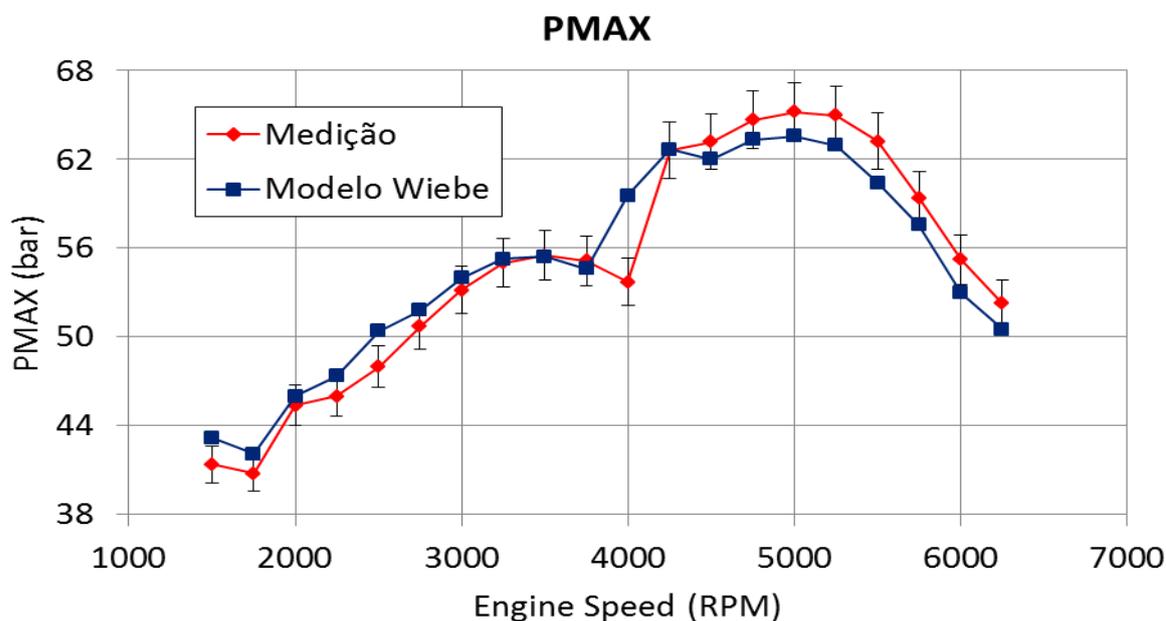
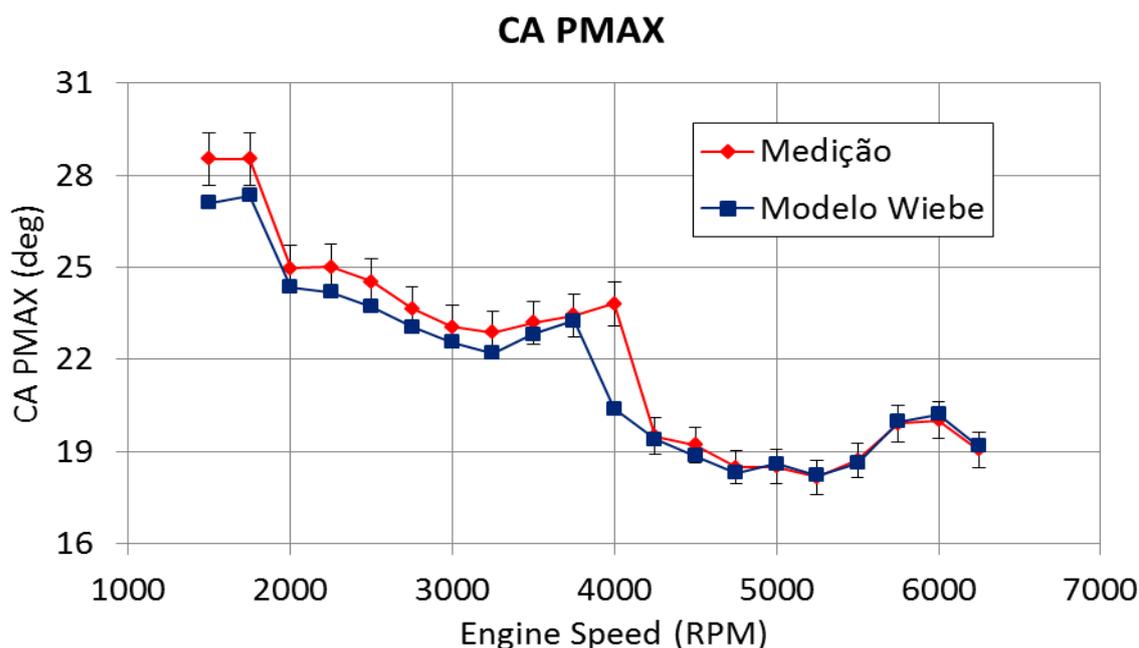


Figura 4.15: Fase da média dos máximos picos de pressão



As **Figura 4.14** e **Figura 4.15** mostram os dados de pressão de combustão máxima no interior do cilindro, que são medidos em dinamômetro e após serem avaliados, são selecionados uma média dos máximos picos de pressão de cada um dos cilindros em 200 ciclos. Sendo assim, estes pontos, para um cilindro incluem a variação ciclo-a-ciclo. A media é feita e os pontos são enviados pelo time de calibração juntamente com os restantes dos dados. Já o GT-Power, calcula

iterativamente, e assim que a estabilidade é alcançada, satisfazendo os critérios de convergência, o resultado para aquela rotação é informado.

Figura 4.16: Pressão de combustão medida e modelo prescritivo a 3750 RPM

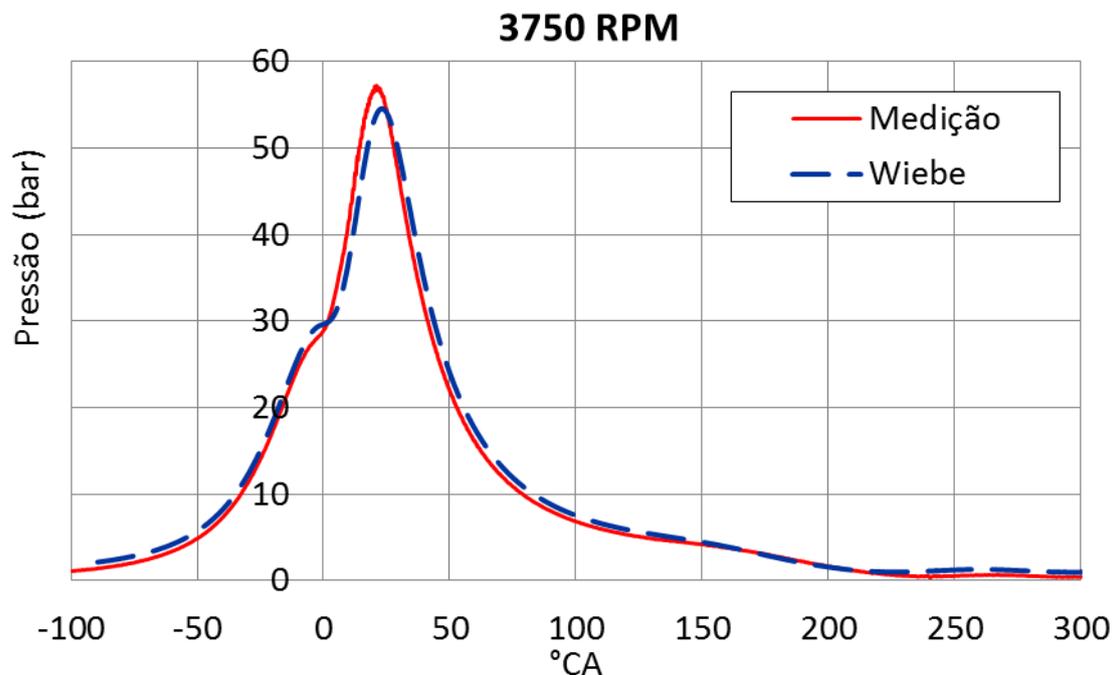
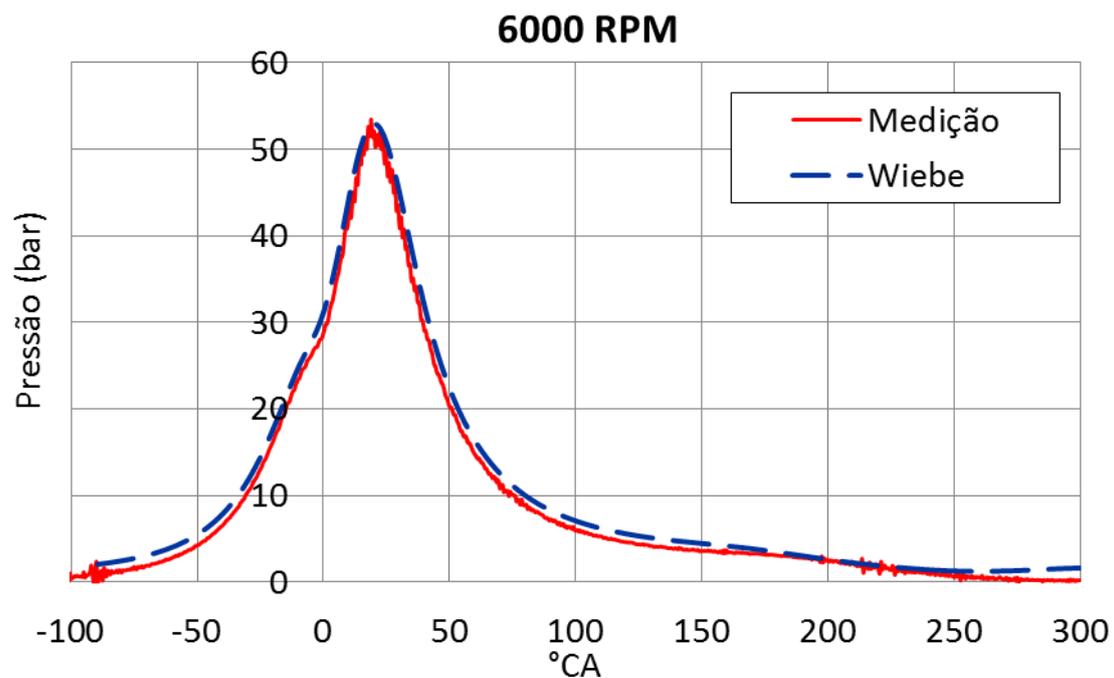


Figura 4.17: Pressão de combustão medida e modelo prescritivo a 6000 RPM



A **Figura 4.16** e **Figura 4.17** demonstram a correlação entre as curvas de pressão de combustão no interior do cilindro para as rotações de 3750 RPM e 6000

RPM, mostrando que existe um alto grau de correlação entre os dados medidos e os valores calculados via simulação com os dados de combustão impostos.

Assim, pode-se perceber que não é possível correlacionar o motor sem os dados mínimos necessários de forma coerente e com qualidade. Uma forma para se acertar um modelo sem dados específicos, seria o bom senso e a utilização de dados de motores pré-existentes semelhantes com o motor a ser simulado. Este caso é comumente estudado no início de projetos, onde não existe um motor protótipo e o modelo de simulação 1D será a primeira forma para se verificar a validade de um determinado design ou projeto do novo motor.

Percebe-se que os modelo se comportaram de forma muito similar ao que foi medido em banco, atingindo a meta de correlação de 3% de incerteza na maioria dos parâmetros para toda a faixa de rotação. Alguns parâmetros que ficaram fora da faixa de incerteza pode-se justificar pela imprecisão na aquisição dos dados, como por exemplo o dado de CA50 e pressão do cilindro a 4000 RPM, por ser o sistema de aquisição de maior dificuldade de medição, porém nada que tenha uma significativa influencia neste ponto da metodologia de correlação e terá pouca influência nos pontos de otimização a serem trabalhados.

Deve-se considerar também que a curva de atrito FMEP imposto no modelo é proveniente das medições do dinamômetro, assim como o CA50 (50% de massa de combustível queimado) e o B1090 (Duração da combustão de 10% a 90% de massa de combustível queimado), eventuais erros ou falta de precisão da medição, principalmente nos parâmetros que são medidos no interior da câmara de combustão (ciclo indicado) afetam drasticamente o resultado do motor na simulação virtual de performance de modelos 1D no geral.

Após o modelo de combustão imposta ser correlacionado, pode-se dizer que o motor virtual se assemelha-se ao real em seus parâmetros de desempenho, e assim é possível iniciar trabalhos de aplicação desse modelo para gerar dados de entrada para simulação de CFD 3D, avaliações de NVH, estudos em coletores de admissão e descarga, e simulações de sensibilidade para melhoria de eficiência volumétrica entre outros, onde as alterações realizadas não tem efeito direto na combustão. Para isto, a correlação da combustão preditiva serão necessária.

## 4.5 NÍVEL 2 – COMBUSTÃO PREDITIVA

### 4.5.1 Correlação da combustão preditiva

A combustão preditiva é um modelo físico que prediz a taxa de combustão no interior do cilindro. Esta previsão leva em consideração a geometria do cilindro, o local e a fase da centelha, o movimento do ar e as propriedades do combustível.

Assim como todos os processos de simulação, o modelo de combustão preditiva precisa ser correlacionado, para que tenha-se o máximo de precisão na predição da taxa de combustão e velocidade de queima, e assim, máxima precisão na resposta do modelo para a maioria das alterações que impactem diretamente o processo de combustão.

Para construir e correlacionar o modelo preditivo, o processo inicial é ancorar a combustão em termos de 50% de massa de combustível queimado (CA50) e ajustar os parâmetros de combustão para correlacionar com a Pressão Média Efetiva, a vazão de ar, pressão máxima do cilindro, ângulo de pressão máxima no cilindro, avanço de ignição, duração da combustão (B1090) e a temperatura dos gases de descarga. Seguindo os passos:

#### 1º passo – Implementar a combustão preditiva

- a) Adicionar o template SITurb
- b) Adicionar a geometria CAD da câmara de combustão (Topo do pistão e domo do cabeçote com as válvulas fechadas)
- c) Caracterizar o combustível
- d) Definir o Cilindro 1 como “Master” e os outros como “Slave”
- e) Incluir os parâmetros de combustão - FKGM / TFMS / TLMS / DEM

#### 2º passo – DOE dos Parâmetros de Combustão

- a) DOE para as velocidades desejadas do motor

#### 3º passo – Avaliação da resposta predita

- a) Checar a correlação da combustão comparando as curvas com os dados de banco: Pressão Média Efetiva, vazão de ar, pressão máxima do cilindro, ângulo de pressão máxima no cilindro, avanço de ignição, duração da combustão, temperatura dos gases de descarga

#### 4.5.2 Parâmetros de combustão

Como comentado anteriormente, para calibrar os efeitos da combustão turbulenta com o experimento, é necessário usar os multiplicadores, e estes são descritos a seguir:

##### *TFSM - Turbulent Flame Speed Multiplier*

Multiplicador utilizado para escalar a velocidade da chama turbulenta calculada. Esta variável influencia na duração total da combustão. Números maiores aumentam a velocidade de combustão (B1090).

##### *TLSM - Taylor Length Scale Multiplier*

Multiplicador usado para escalar o valor calculado da "microescala Taylor" de turbulência. A "microescala Taylor" modifica a constante de tempo de combustão da mistura combustível/ar arrastada para a zona da chama, alterando a espessura da pluma que limita a mistura queimada da não queimada. Este multiplicador influencia principalmente a parte final da curva de combustão e é relativamente insensível.

##### *FKGM - Flame Kernel Growth Multiplier*

Multiplicador usado para escalar o valor calculado da taxa de crescimento da frente de chama. Esta variável influencia no atraso da ignição (0 a 10% da taxa de combustão). Números maiores encurtam o atraso, avançando a transição da combustão laminar para a combustão turbulenta, tendo o seu maior efeito no avanço de ignição.

##### *DEM - Dilution Exponent Multiplier*

Multiplicador utilizado para escalar o efeito da diluição (resíduos e EGR) sobre a velocidade da chama laminar. Aumentar este valor reduzirá o efeito da diluição sobre a velocidade da chama laminar e aumentando a taxa de queima. O maior efeito deste parâmetro se mostrará na razão de gases residuais, particularmente nas condições de cargas parciais.

Uma vez que o movimento de carga é considerado no modelo de combustão turbulenta, é necessário prestar bastante atenção à alteração de outros parâmetros que podem ser influenciados por isto, como a vazão de ar, a transferência de calor e assim por diante. Caso necessário, será preciso fazer uma pequena afinação na correlação assim como foi feito na combustão prescrita (**Figura 4.1**).

Baseado no modelo de combustão prescrita, já correlacionado (em termos de fluidodinâmica, termodinâmica e transferência de calor), foram iniciadas as modificações para torna-lo um modelo de combustão preditiva, e para isso é necessário inserir a geometria CAD da câmara de combustão em formato CAD .STL, como descrito anteriormente, tendo a precaução de utilizar o correto posicionamento de acordo com o centro de coordenadas do motor, como descrito no manual do GT-Power, ancorar a combustão em termos de CA50, utilizando para isso, a curva de CA50 experimental, configurar os parâmetros do combustível, em termos de velocidade de frente de chama laminar, baseado no indicado pelo manual do GT-Power, alterar o modelo de combustão de SIWiebe para SITurb e seus parâmetros de combustão, e finalmente, calibrar os parâmetros de combustão para cada velocidade do motor desejada.

Uma observação importante neste ponto é de se atentar a colocar um dos cilindros como “Master” e os restantes como “Slave”. Esta função irá calcular a combustão apenas no cilindro configurado como “Master”, copiando os resultados deste para os demais. Esta função reduz drasticamente o tempo de simulação e garante um resultado com alto grau de precisão para motores convencionais (Cilindros com mesmos dutos de aspiração e descarga, mesmo diagramas de válvulas, mesma taxa de compressão, sistema de injeção e etc.).

#### 4.5.3 DOE para os Parâmetros da combustão

A forma mais simples de se obter os valores necessários é realizar um DOE (Design Of Experiments) para se encontrar os valores corretos para cada um dos parâmetros da combustão, comparando o resultado da combinação destes em termos de Pressão Média Efetiva, vazão de ar, pressão máxima do cilindro, ângulo de pressão máxima no cilindro, avanço de ignição, duração da combustão e temperatura dos gases de descarga.

Para isso, é necessário acertar individualmente cada parâmetro, para cada rotação escolhida, tomando como base os limites apresentados na tabela abaixo, lembrando que para cada DOE será necessário definir um número de experimentos dentro da faixa escolhida, onde mais experimentos, maior a precisão, maior o tempo de cálculo. Como sugestão inicia-se como mostrado na **Tabela 4.3**, e caso necessário, refinam-se mais ao fim do procedimento os parâmetros com maior relevância.

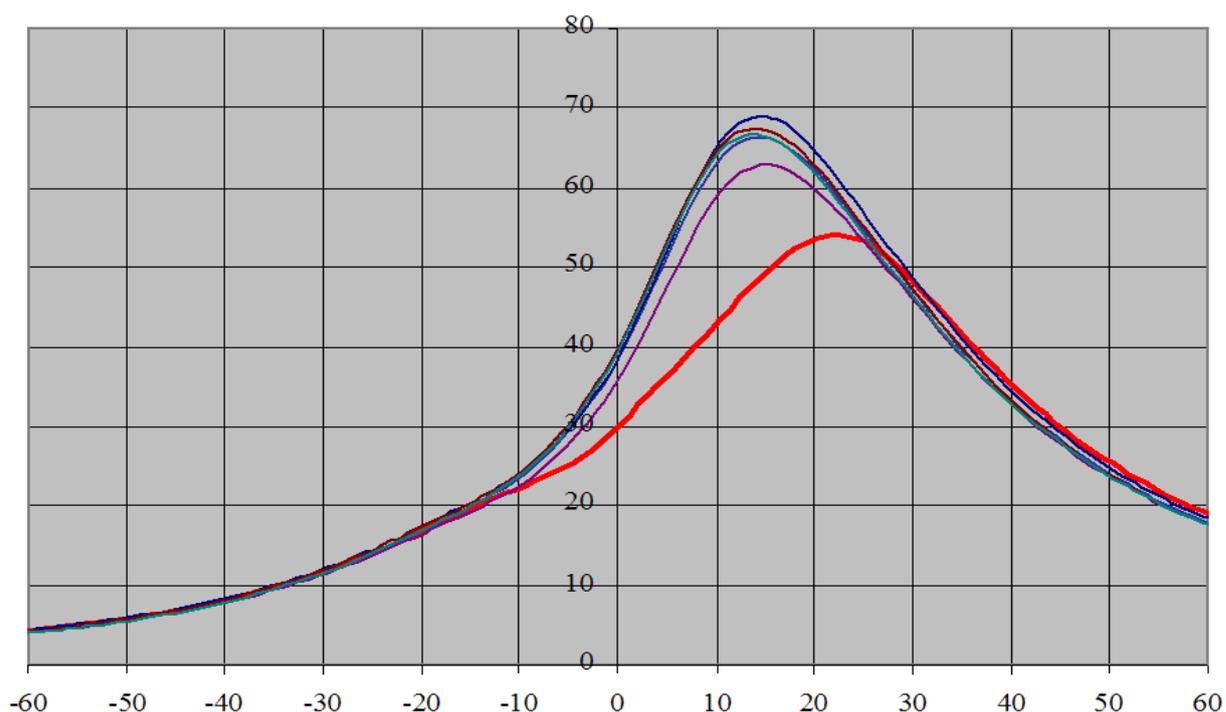
Tabela 4.3: Valores base sugeridos para o DOE

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Experimentos
TFSM	0.5	2.0	4
TLSM	0.5	2.0	4
FKGM	0.1	1.0	4
DEM	0.7	1.6	4

Este processo deve ser repetido para todas as rotações desejadas do motor, verificando que, para rotações próximas, dependendo do comportamento do motor em termos de eficiência volumétrica, PME e torque, estes parâmetros podem ser muito semelhantes ou totalmente diferentes.

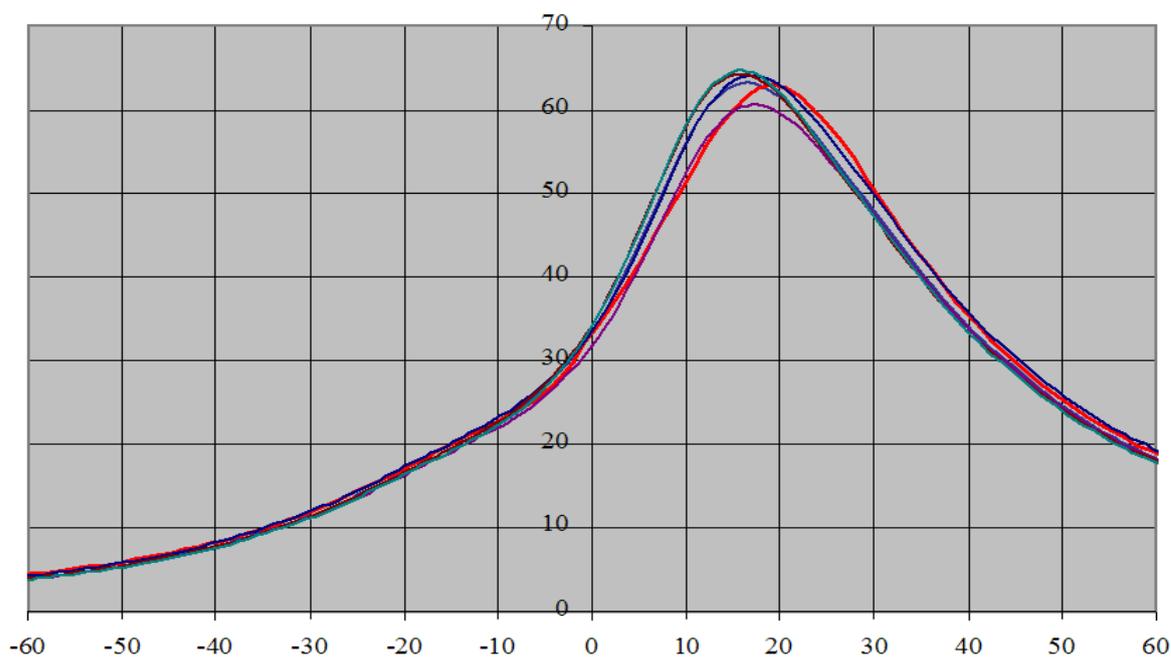
Assim, primeiramente, definimos todos os parâmetros acima como “default”, rodando o modelo, e verificando como a curva de pressão de combustão se comporta para uma dada rotação. **Figura 4.18** (Vermelho).

Figura 4.18: Combustão Preditiva, primeiro passo



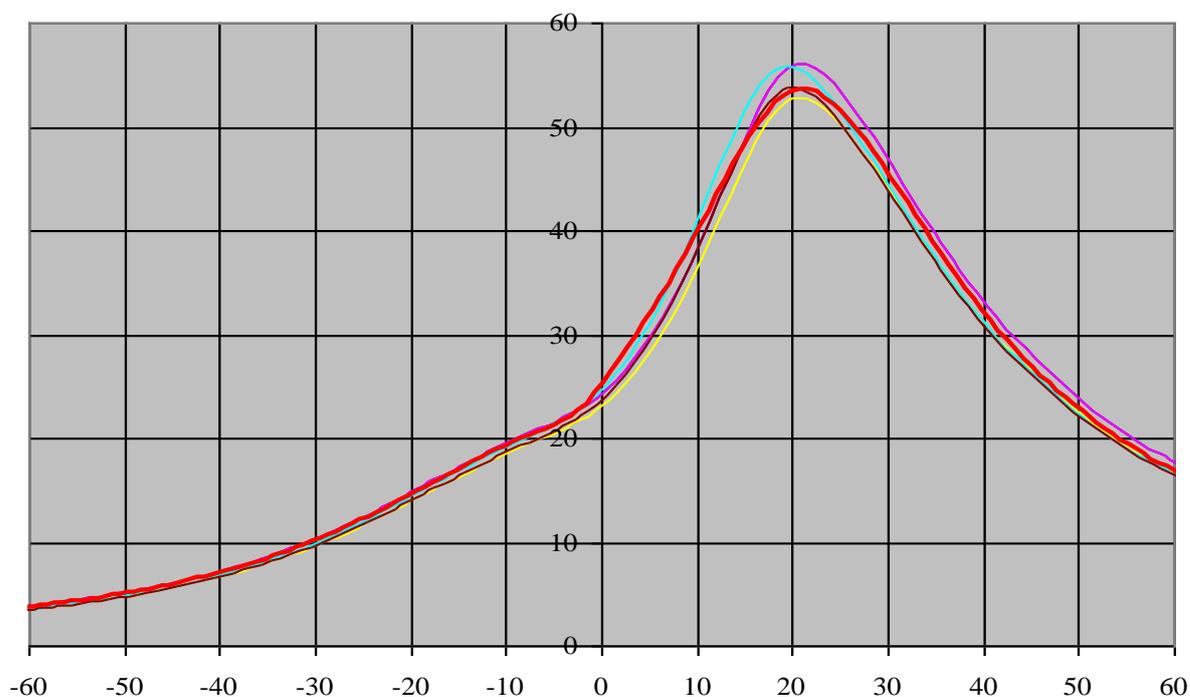
O próximo passo é, através do DOE do parâmetro TFSM, encontrar o melhor valor em que o pico do traço de pressão se mova na direção da pressão máxima medida no dinamômetro. **Figura 4.19** (Vermelho).

Figura 4.19: Combustão Preditiva, segundo passo



Assim, ajustando o TLSM pelo DOE, definir o valor onde o traço de pressão se sobrepõe ao traços de pressão medidos em ângulo de virabrequim. O importante é que o pico de pressão se aproxime o máximo possível, tanto no valor de pressão máxima, quanto no ângulo de virabrequim. **Figura 4.20** (Vermelho).

Figura 4.20: Combustão Preditiva, terceiro passo



O mesmo se segue para os parâmetros FKGM que irá acertar o início da curva pois tem efeito direto no atraso de ignição e formato da curva, e o DEM que tem

pouca influência na curva de plena carga e, na maioria das vezes, pode ser colocado com “def”, sendo seu efeito mais percebido em estudo direcionado as cargas parciais e de EGR (Exhaust Gas Recirculation).

#### 4.5.4 Observações relevantes

Como descrito no fluxograma, **Figura 4.1**, que exemplifica as fases da correlação do modelo, no passo 2, onde correlacionamos a combustão preditiva, caso necessário, precisa-se acertar novamente alguns parâmetros do passo 1, visto que a alteração do modelo é grande e afeta diretamente a combustão e o calor gerado. Neste caso, o multiplicador do HTC interno do cilindro, que foi descrito nas sessões anteriores, foi alterado em 10% para que principalmente as curvas de BMEP e vazão de ar, assim como outros parâmetros correlacionassem com os dados de dinamômetro.

Existem outras formas de se correlacionar os parâmetros de combustão para o modelo de combustão preditiva, usando o método indicado pelo GT-Power User's Manual no capítulo 3 do “Engine Performance Manual” ou usando o DOE Post para analisar os resultados do DOE para todos os parâmetros ao mesmo tempo. Mas por experiência própria, o método descrito acima é o mais indicado para analistas iniciantes, pois demanda um menor poder computacional por etapa e garante um melhor entendimento de como cada parâmetro influencia na curva de pressão de combustão, dando uma ideia maior de sensibilidade dos mesmo dentro da simulação.

Assim como o procedimento de transformar um dos cilindros em “Master” e os restantes em “Slave” garante uma melhora significativa do tempo de cálculo, sem perda de qualidade nos resultados.

Outra possibilidade de ganho em tempo de simulação, seria o uso dos modelos FRM (Fast Running Models) descritos pelo indicado pelo GT-Power User's Manual no capítulo 9 do “Engine Performance Tutorial”, que descreve uma metodologia de modelagem de motores que equilibra a necessidade velocidade de simulação com a exigência de um certo nível de precisão.

Assim sendo, para determinar quão “rápido” o FRM é, a medição do esforço computacional requerido para rodar o modelo em termos de Real Time (xRT) é

necessário. Para calcular a  $xRT$ , é adicionado um subsistema que avalia a relação entre o tempo de CPU e o tempo de simulação.

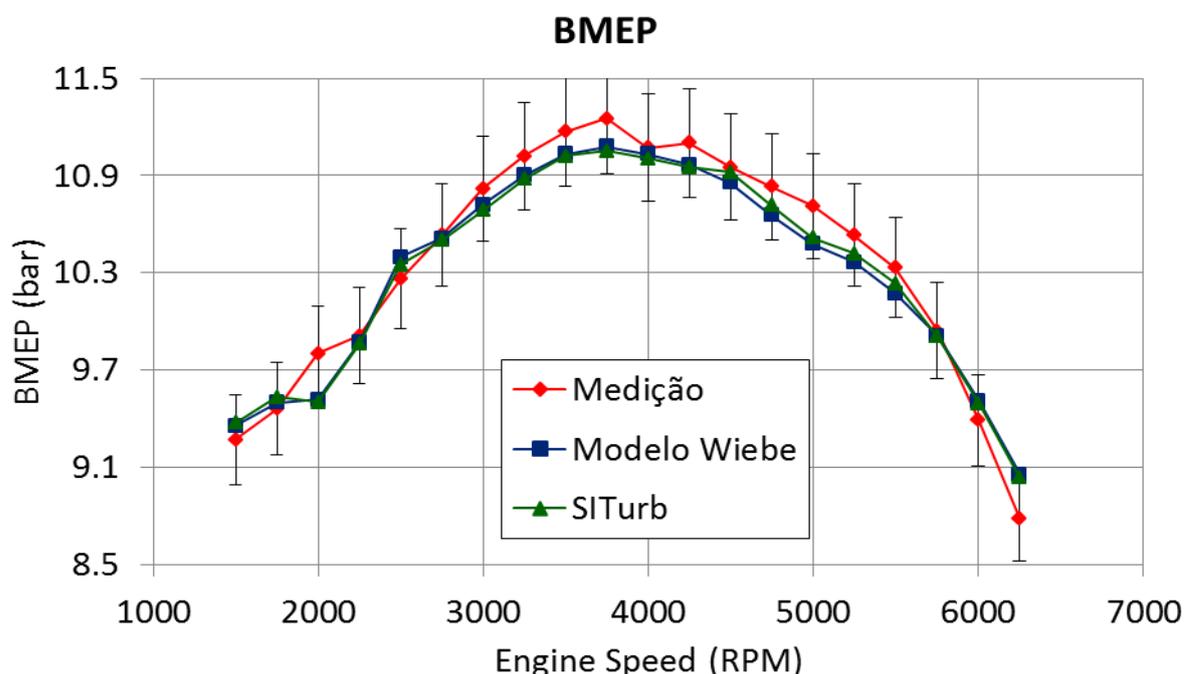
Naturalmente, não é suficiente para o modelo apenas rodar rapidamente. Para que o FRM seja útil como um modelo preditivo, os resultados também devem ser representativos como o modelo detalhado que está correlacionado dentro de 3% de incerteza em relação aos dados de teste de dinamômetro.

Para isso é necessário se certificar que alguns parâmetros-chave nos seguintes componentes devem estar dentro de 5% dos valores obtidos a partir do modelo detalhado do motor, como restrição de aspiração (pressão no corpo de borboleta), contrapressão de descarga, temperatura de descarga e etc.

#### 4.5.5 Resultado da Correlação do modelo Preditivo

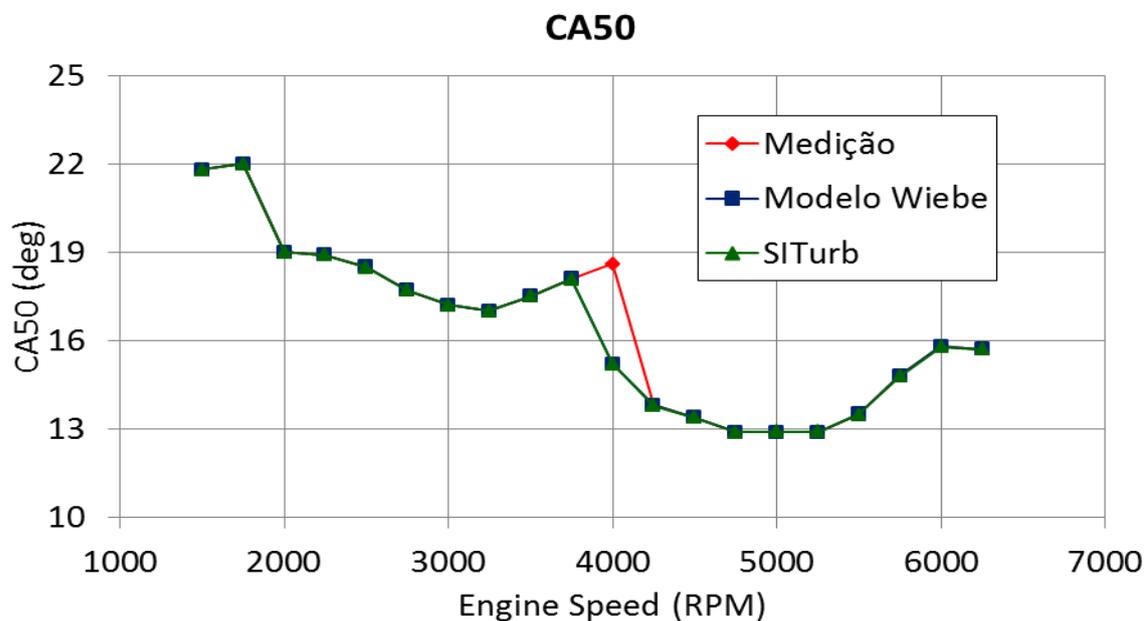
Na **Figura 4.21**, pode-se observar o resultado em termos de BMEP para o modelo com o combustível preditiva utilizando o modelo SITurb.

Figura 4.21: Comparação de BMEP entre a combustão prescrita e a preditiva



Pode-se observar na **Figura 4.22**, devido ao fato de a ancoragem do modelo de combustão preditiva SITurb ser feita em termos de CA50, esse parâmetro é igual ao modelo de combustão prescrita Wiebe, onde CA50 e B1090 são baseados nos dados de banco e podem conter imprecisões.

Figura 4.22: Ângulo de 50% de massa de combustível queimado



Diferentemente, o modelo SITurb realiza o cálculo da combustão baseado nas características do combustível, como a velocidade de frente de chama e a forma geométrica da câmara de combustão (geometria CAD 3D), e assim, um de seus resultados é a duração da combustão em termos de 10% até 90% da massa queimada como mostrado na **Figura 4.23**.

Figura 4.23: Duração da combustão

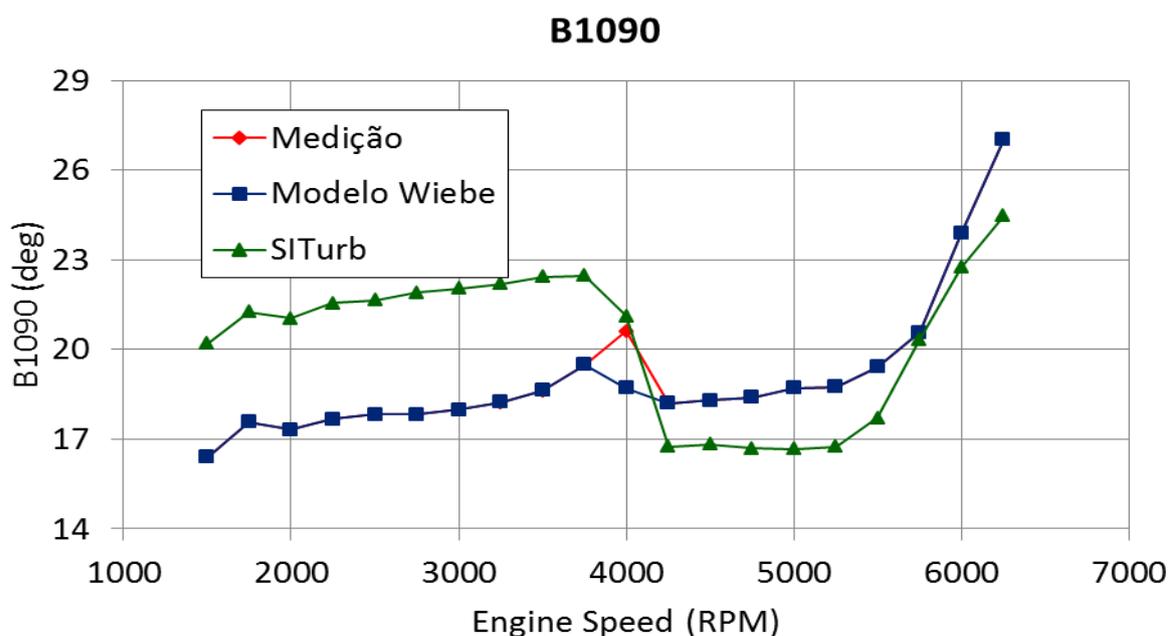
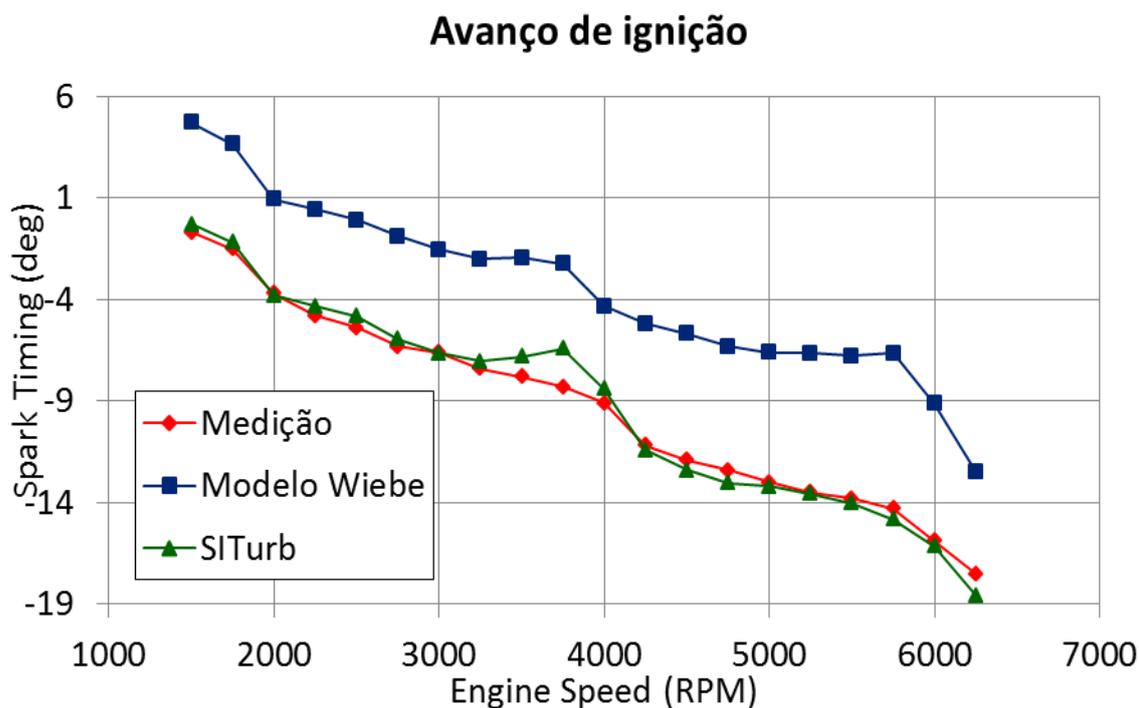


Figura 4.24: Avanço de ignição



Como é de se esperar, definiu-se o ponto de CA50 como referência, assim o modelo SITurb calculou a duração da combustão e, definiu o ponto de início de combustão, o avanço de ignição, como mostrado na **Figura 4.24**.

Figura 4.25: Pressão de combustão máxima

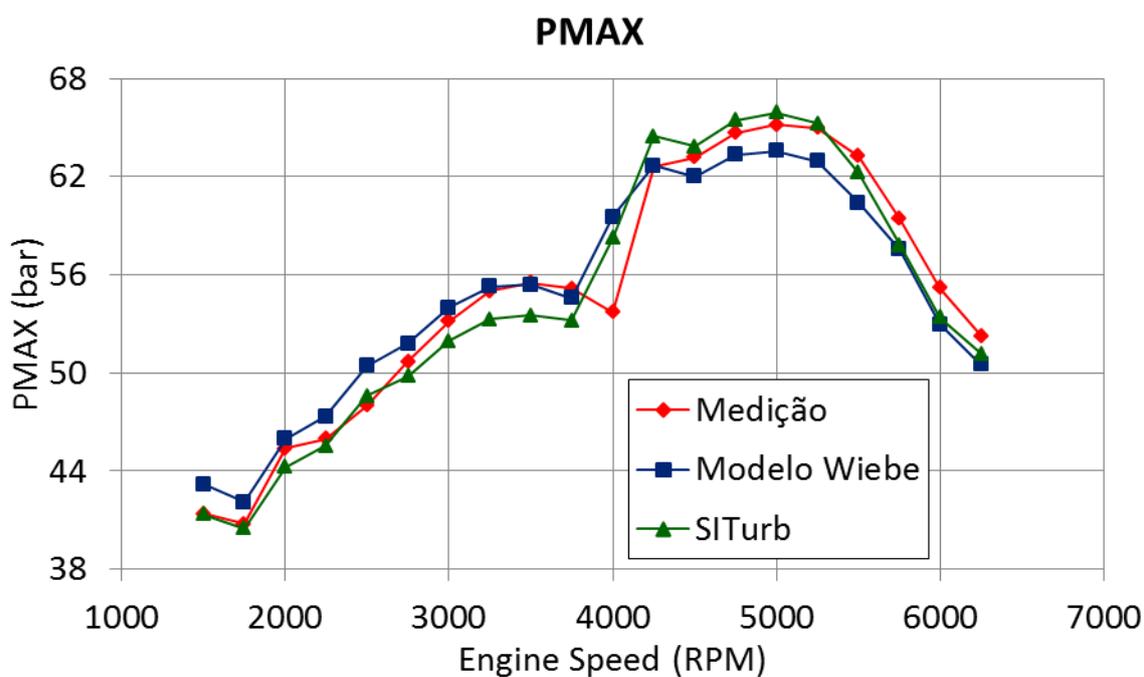
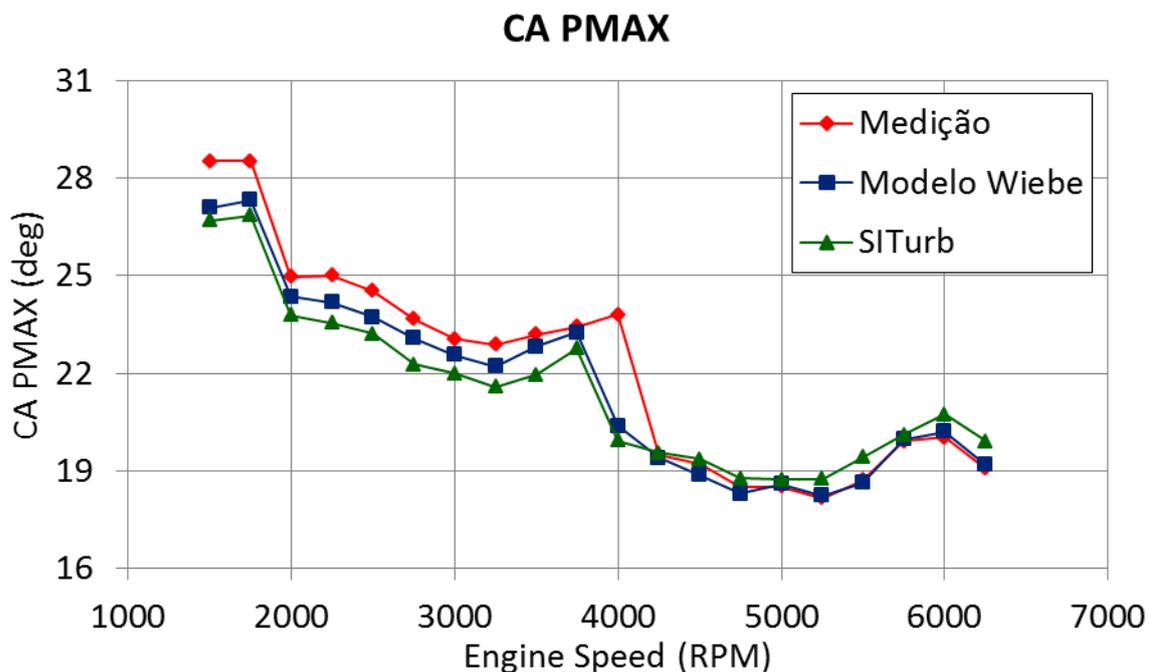


Figura 4.26: Fase de pico de pressão máxima



As **Figura 4.25** e **Figura 4.26** mostram os dados de pressão de combustão máxima no interior do cilindro e a fase de pico de pressão máxima calculados e a medidos em dinamômetro. As figuras mostram que a combustão preditiva segue melhor a curva de banco para a pressão, mas como a mesma está ancorada a fase de CA50, o pico de pressão não fica com a melhor correlação possível.

Figura 4.27: Pressão de combustão medida e modelo preditivo a 3750 RPM

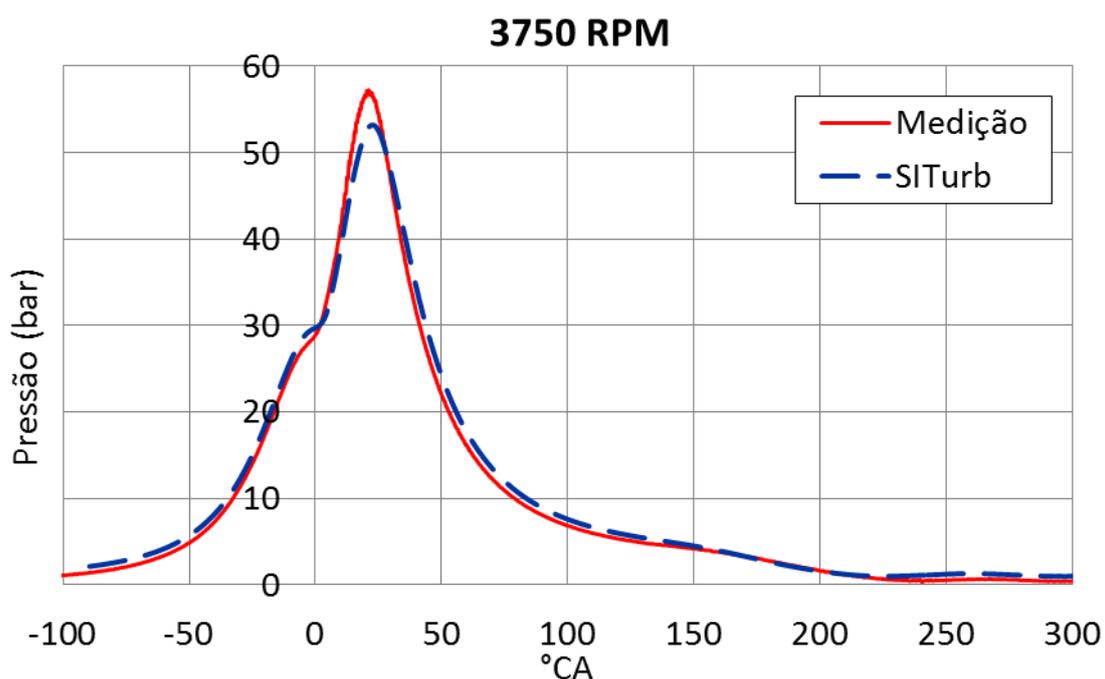
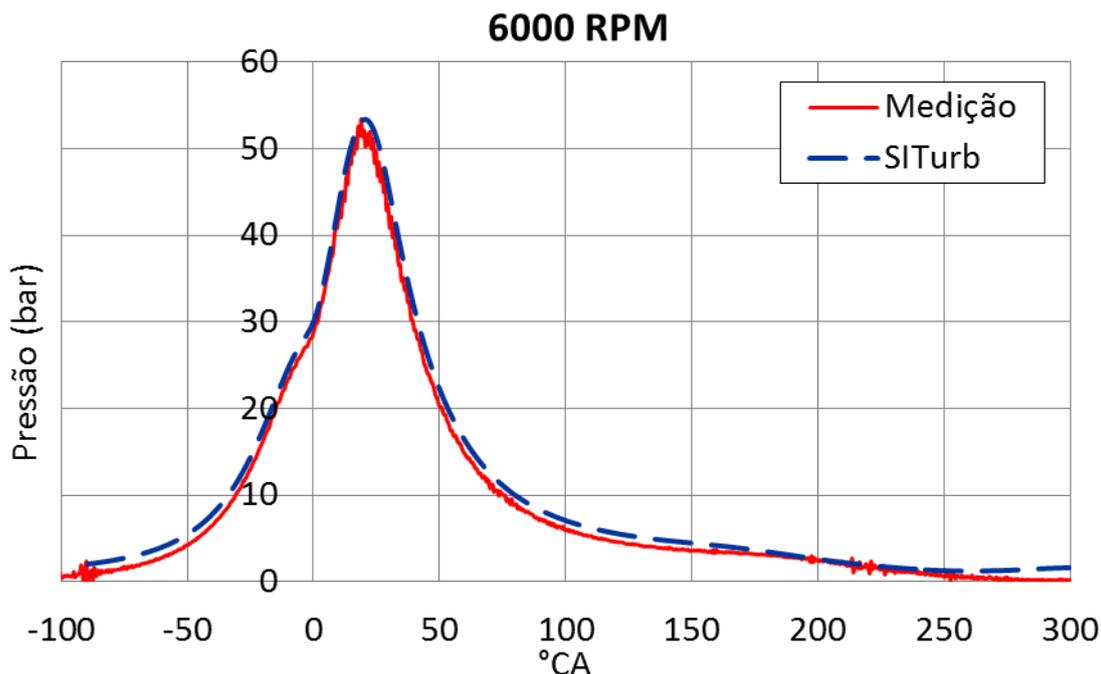


Figura 4.28: Pressão de combustão medida e modelo preditivo a 6000 RPM



As **Figura 4.27** e **Figura 4.28** demonstram a correlação entre as curvas de pressão de combustão no interior do cilindro para as rotações de 3750 RPM e 6000 RPM respectivamente, mostrando que existe um alto grau de correlação entre os dados medidos e os valores calculados via simulação com os dados de combustão preditiva.

Um ponto importante a ser salientado nos resultados apresentados e que aparentemente, não se tem uma “melhora” na correlação usando o SITurb quando se comparado ao modelo de combustão prescrito. Isso se deve do fato de na combustão prescrita os dados de combustão são impostos, já na prescrita são calculados baseados nos parâmetros encontrados no DOE, transformando o modelo em preditivo para a combustão.

O ideal seria ter apenas um conjunto de valores para TFMS (Turbulent Flame Speed Multiplier), TMSM (Taylor Length Scale Multiplier), FKGM (Flame Kernel Growth Multiplier) e DEM (Dilution Exponent Multiplier) para todas as rotações, mas como os processos de combustão e troca de calor são extremamente complexos para serem representados por uma simulação 1D, é de se esperar que existam diferenças entre as rotações, principalmente lembrando que todos os modelos são baseados em dados adquiridos em dinamômetros, e que julga-se serem “perfeitos”

no ponto de vista de calibração dos instrumentos e incerteza de medição e tratamento estatístico.

A **Tabela 4.4** mostra como exemplo, os valores de resultado do DOE para algumas rotações do motor avaliado.

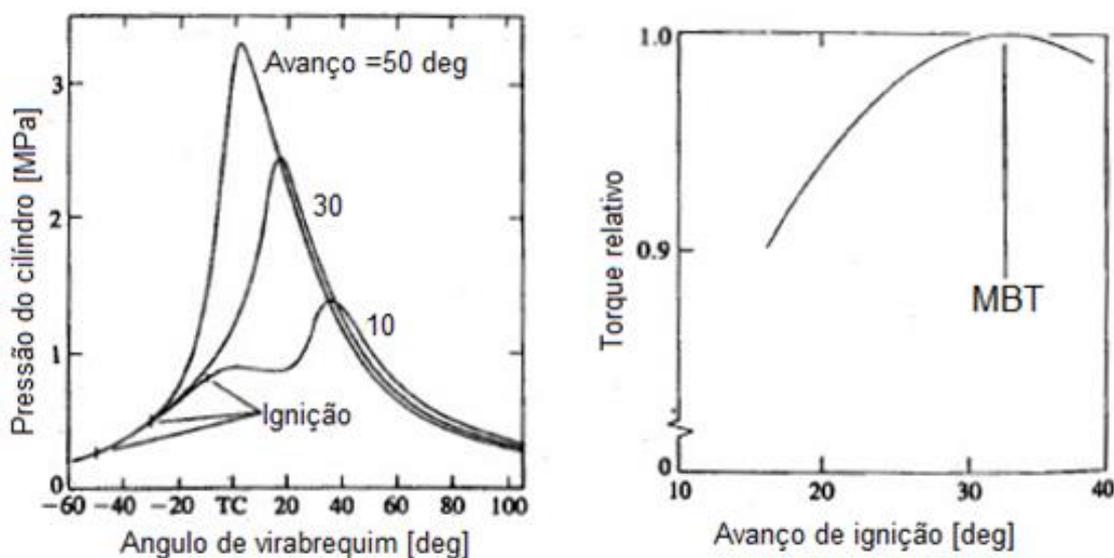
Tabela 4.4: Exemplo de resposta para os parâmetros de combustão

RPM	6250	5750	5500	5250	4000	3750	3000
TLSM	2	2	2	2	1.5	1.5	1.5
TFSM	0.82	1	1.15	1.2	0.895	0.895	0.895
FKGM	0.13	0.13	0.13	0.13	0.325	0.325	0.325
DEM	1.55	1.55	1.55	1.55	1.55	1.55	1.55

Um exemplo claro de que os dados de banco podem ser questionados, como dito na sessão 4.3.1, são os pontos medidos para CA50 entre 3500 e 4000 RPM **Figura 4.22**, que compreende o torque máximo e a mudança de comprimento do coletor de aspiração e a curva de B1090 **Figura 4.23** que se mostra bastante diferente da medição, mesmo tendo outros parâmetros correlacionados.

O Ponto mais importante a ser levantado sobre a combustão preditiva, até o presente momento, é que os parâmetros correlacionam muito bem, assim como na combustão prescrita, os dados alcançados para o modelo relativos ao início da combustão (avanço de ignição) são bastante próximos ao atingido no dinamômetro.

Figura 4.29: (a) Avanço e (b) fase de MBT



Fonte: HEYWOOD

Tomando como base que o avanço de ignição é determinado pelo técnico ou calibrador, que busca atingir a fase de MBT (Maximum Brake Torque) incrementando o avanço até o ponto que o torque do motor é máximo sem a ocorrência de detonação (caso ocorram eventos de detonação, o calibrador reduz o avanço até um ponto onde esta não ocorra), o valor encontrado por ele é um dado direto com baixíssimo nível de incerteza e ótimo para utilizar como correlação da combustão, e será para atingir este parâmetro que o modelo de controle de detonação, será criado e calibrado, como mostrado na **Figura 4.29**.

No final do processo foi possível correlacionar um modelo GT-Power com um alto nível de confiança e assim, o processo de combustão preditiva abre uma grande oportunidade para otimizar o motor em diferentes abordagens e aplicar o modelo do motor em outras análise, com alto nível de confiança pois os eventos de combustão são bem representados e previstos.

## 4.6 NÍVEL 3 – COMBUSTÃO COM CONTROLE DE DETONAÇÃO

### 4.6.1 Modelo de controle de Detonação

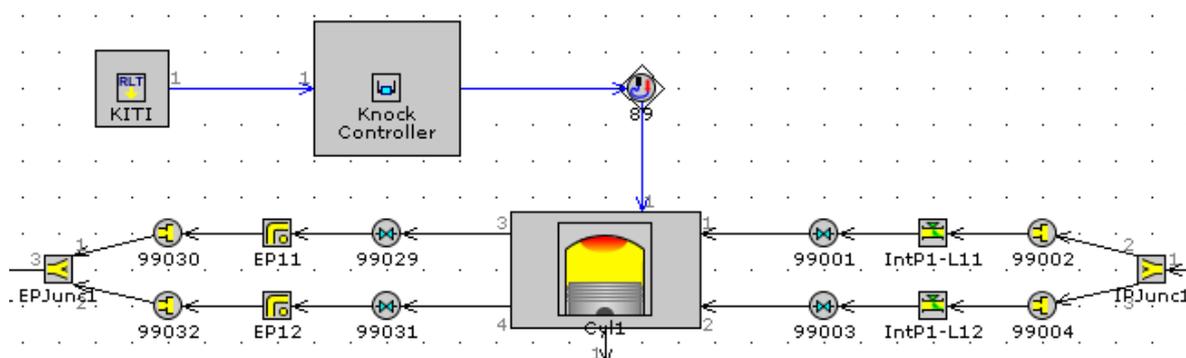
Como discutido anteriormente, os modelos de combustão preditiva são extremamente importantes por capturar a maioria das características físicas do motor a ser desenvolvido. O modelo de previsão de eventos de detonação é o crítico para fazer o modelo preditivo trabalhar com precisão em todas as velocidades e cargas do motor.

Assim, um modelo de índice de detonação baseado no modelo DOUAUD & EYZAT (1978) foi desenvolvido e aplicado na previsão do evento de detonação. Este será usado para corrigir a combustão no caso da existência de ciclo de detonação, através do avanço de ignição.

Para iniciar, usar-se-á um controlador do tipo PIDController, bastando conectar uma saída com o sinal de Spark Timing do controlador na entrada Spark Timing do cilindro “Master” no caso, cilindro 1, e a saída de Knock Induction Time Integral do cilindro “Master”, via RLTSensor, a entrada de input do controlador, como mostrado na **Figura 4.38**. O controle de detonação será feito a partir do dado de saída do modelo de detonação Douaud & Eyzat que se chama “Knock Induction Time Integral” e entrará como valor objetivo no controlador de detonação.

O controlador do tipo PIDController tem como objetivo atingir valor máximo de 1 no input signal, indicando para o controle que o parâmetro Knock Induction Time Integral, estando entre zero e 1 não existe detonação, e maior que 1 existe detonação. E assim, o controlador irá reduzir o avanço para voltar ao intervalo de não detonação.

Figura 4.30: Ligação entre o controlador de detonação e o cilindro do Master



Deve-se nos lembrar que no modelo SITurb, deve ser feita a alteração da ancoragem da combustão de CA50 para SparkTiming, assim, o controlador poderá atuar.

Assim como nos parâmetros de combustão, para calibrar os efeitos da detonação, é necessário usar alguns multiplicadores, e estes são descritos a seguir:

#### *Knock Induction Time Multiplier*

Controla a agressividade da detonação (def=1, Valores grandes, menos agressivo). Valores inferiores a 1 fazem com que a previsão de detonação seja avançada (mais detonação). Valores maiores que 1 fazem com que a previsão de detonação seja retardada (menos detonação).

#### *Activation Energy Multiplier*

Este multiplicador é o inverso da energia de ativação. Valores maiores que 1 fazem com que a previsão de detonação seja avançada (mais detonação). Valores inferiores a 1 fazem com que a previsão de detonação seja retardada (menos detonação) "def" = 1,0.

#### *Fuel Octane Number*

Característica de octanagem do combustível utilizado. O número de octanas é um indicador de quão resistente à detonação é o combustível, e depende de suas

características físico-químicas. Este valor é imprescindível para a correta avaliação e cálculo da detonação.

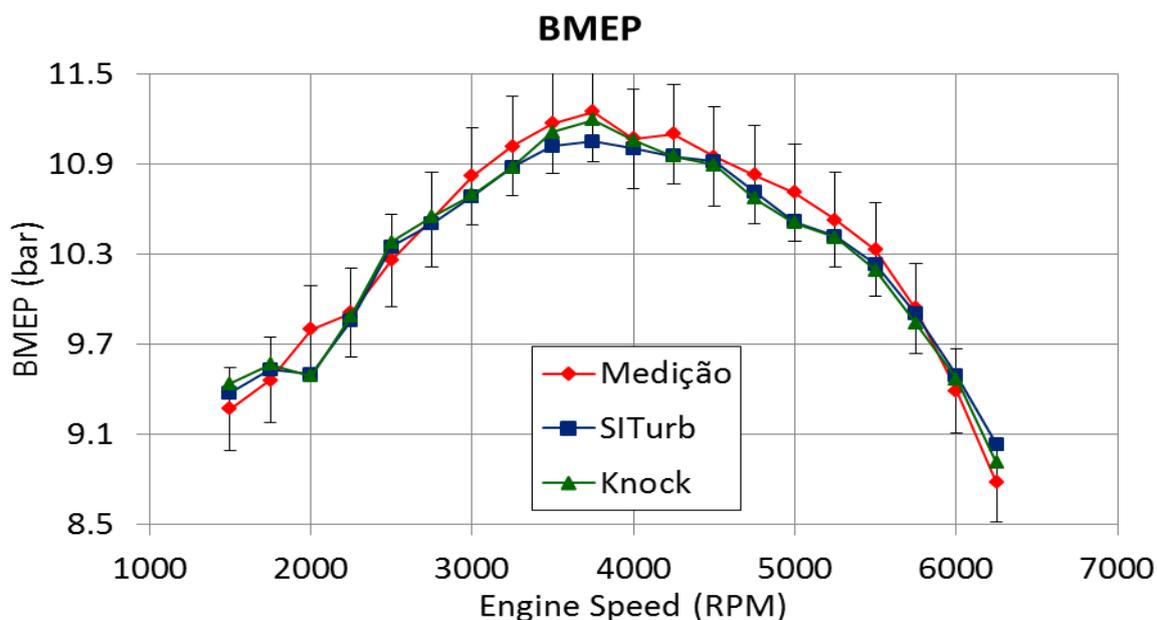
#### 4.6.2 DOE para os Parâmetros da detonação

Assim como nos parâmetros de combustão, a forma mais fácil de se configurar a detonação, é por meio de um DOE dos dois primeiros parâmetros (Visto que o Fuel Octane Number é uma característica do combustível). Objetivando que a pressão de combustão atinja o pico máximo da prova de banco, já que considera-se que o operador calibrou a detonação do motor para o MBT, acima disso existirá a ocorrência de detonação, e este será o limite para a detonação no nosso modelo simulado.

Uma observação importante a respeito da detonação, tanto no experimento quanto nos modelos de simulação diz respeito a agressividade. A agressividade é um parâmetro bastante variável e depende da sensibilidade de quem está calibrando a detonação. Um determinado técnico pode se mais agressivo e apenas considerar como detonação que a existência de ciclos muito severos enquanto outro mais conservador (menos agressivo) considera que qualquer evento, o menos severo que seja, é considerado um evento de detonação.

#### 4.6.3 Resultado da Correlação do Modelo de Detonação

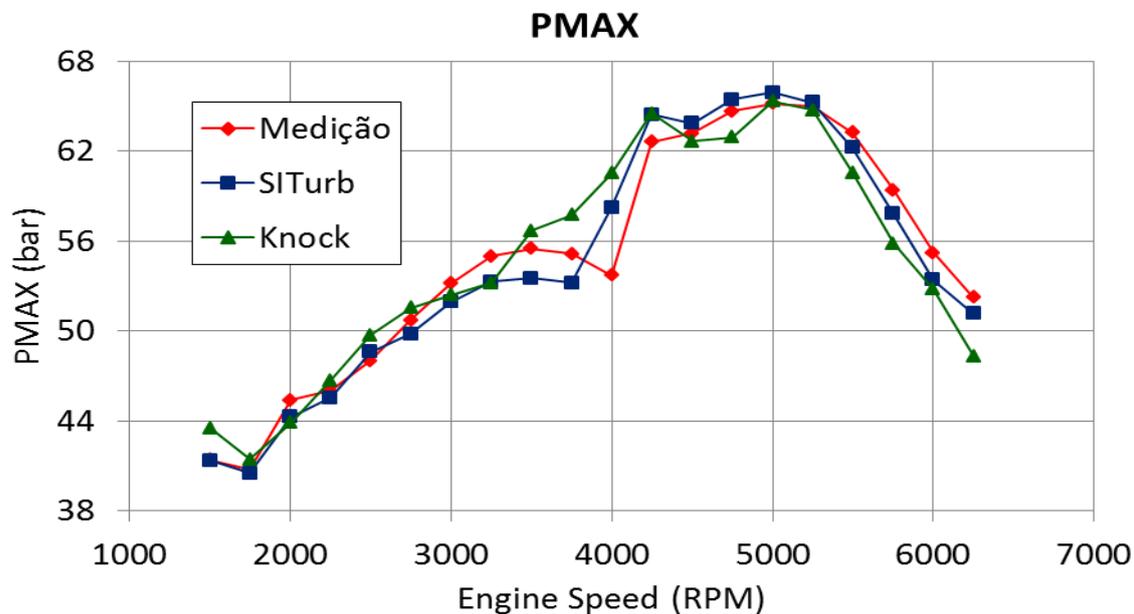
Figura 4.31: Comparação de BMEP entre os modelos e os dados de banco, incerteza = 3%



Neste caso, a **Figura 4.31**, mostra a qualidade da correlação entre os dados de banco e os modelos de combustão preditiva SITurb e o modelo de combustão

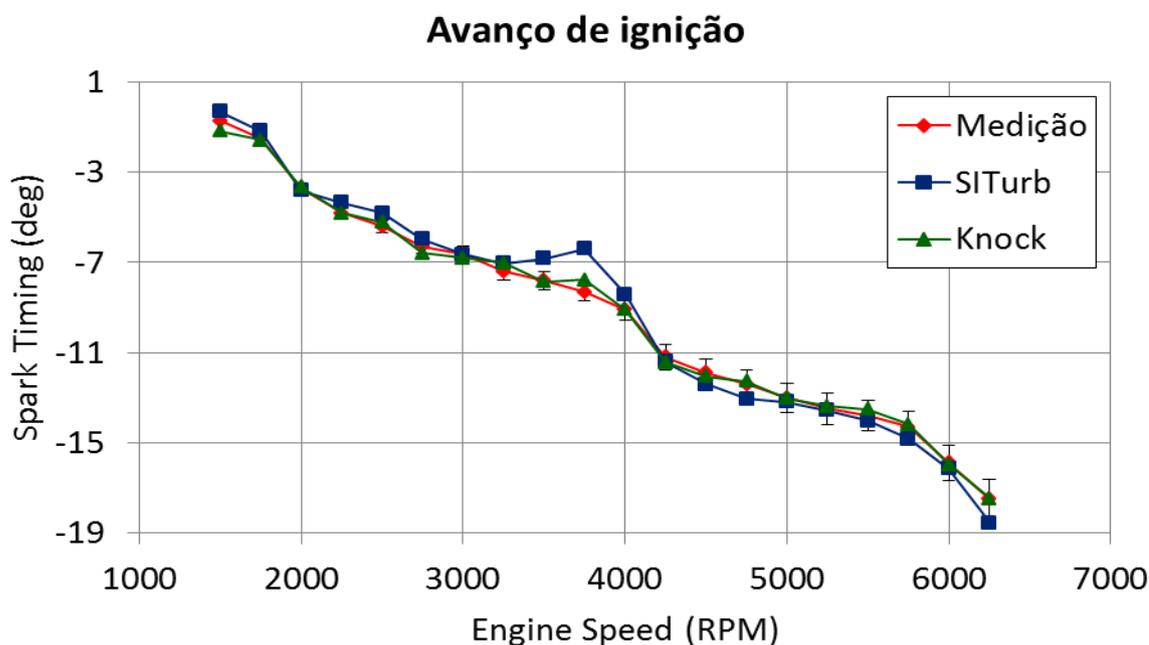
preditiva com o controle de detonação, sendo que a barra demonstra incerteza de 3% em relação aos dados de banco.

Figura 4.32: Comparação entre a pressão máxima dentro da câmara de combustão



A **Figura 4.32** mostra a comparação entre os dados de pressão de combustão no interior da câmara de combustão medida em banco e os dados de resposta para o modelo de combustão preditiva, e o modelo de combustão preditiva com controle de detonação, mostrando que o controle de detonação corrige os pontos em determinadas rotações.

Figura 4.33: Comparação entre a os avanços de ignição



A **Figura 4.33**, mostra a comparação entre os avanços de ignição medidos em banco, e para os modelos testados. Pode-se perceber que o avanço de ignição é bem controlado pelo controle de detonação, corrigindo o avanço para o MBT ótimo e garantindo uma aproximação quase perfeita aos dados de banco.

Figura 4.34: Pressão de combustão medida e modelo de detonação a 3750 RPM

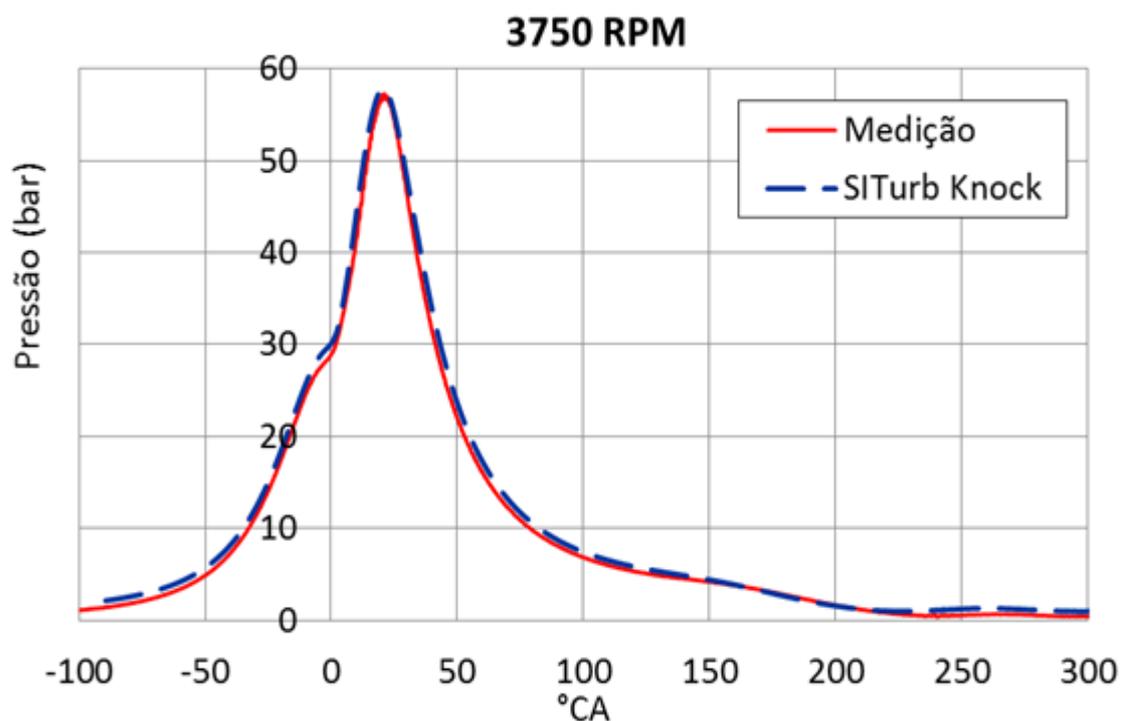
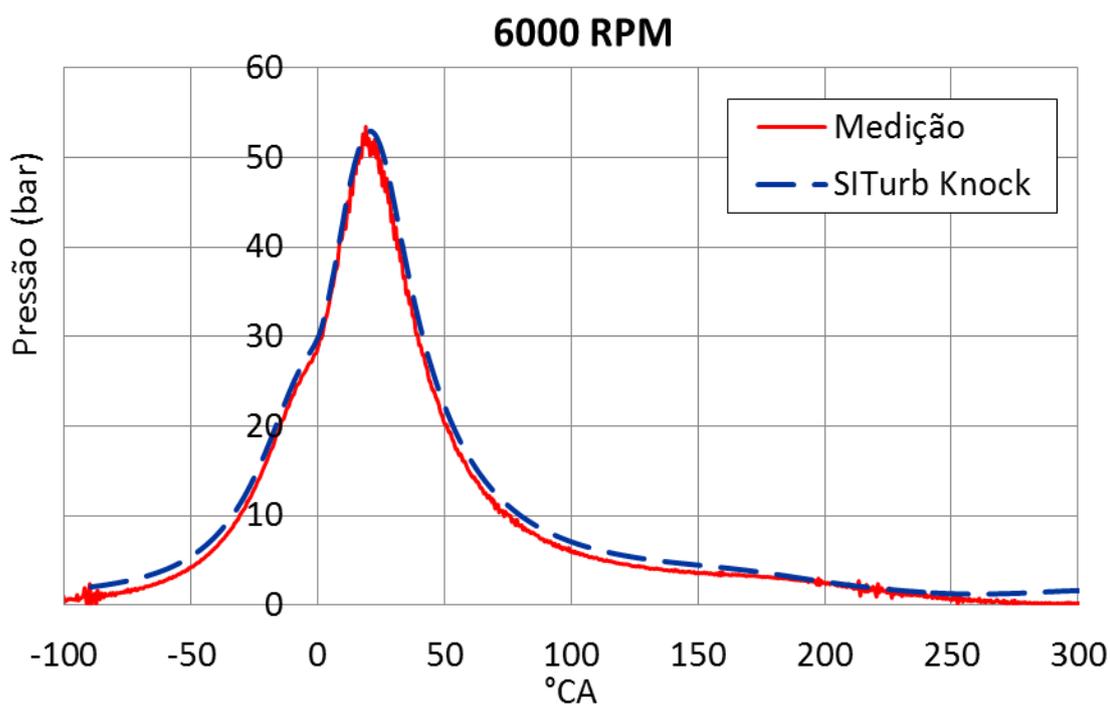


Figura 4.35: Pressão de combustão medida e modelo de detonação a 6000 RPM



A **Figura 4.34** e **Figura 4.35** demonstram a correlação entre as curvas de pressão de combustão no interior do cilindro para as rotações de 3750 RPM e 6000 RPM, mostrando que existe um alto nível de fidelidade entre os dados medidos e os valores calculados na simulação de combustão preditiva com controle de detonação.

Figura 4.36: Torque comparado entre os modelos e os dados de banco

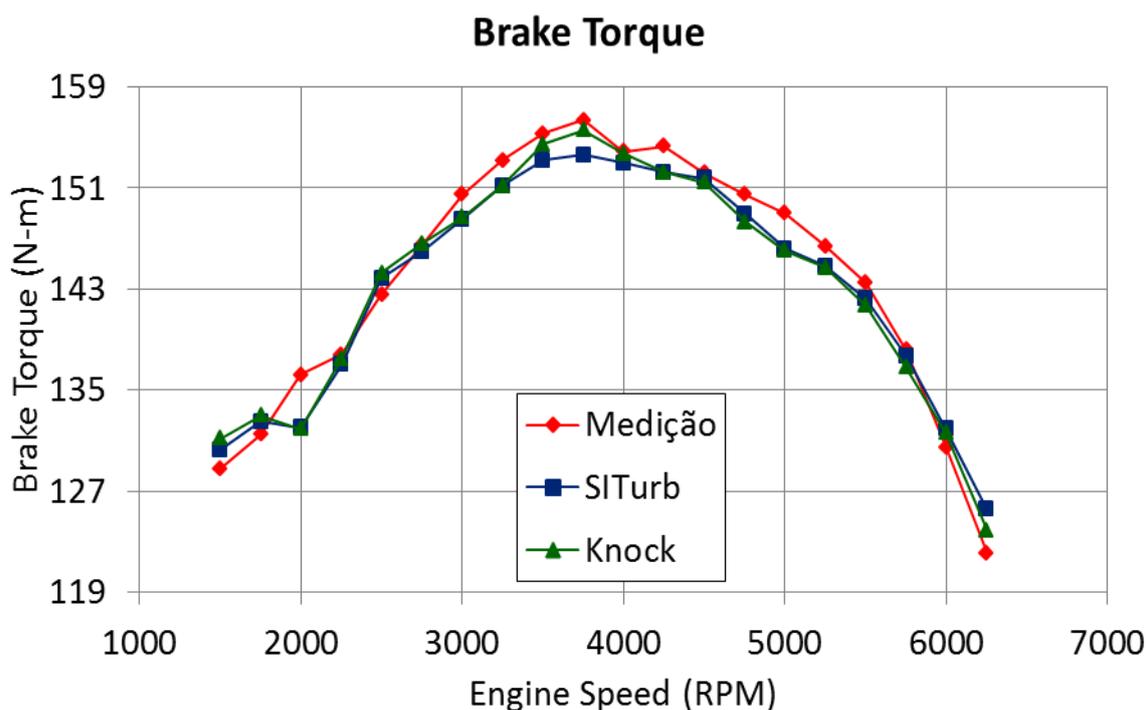
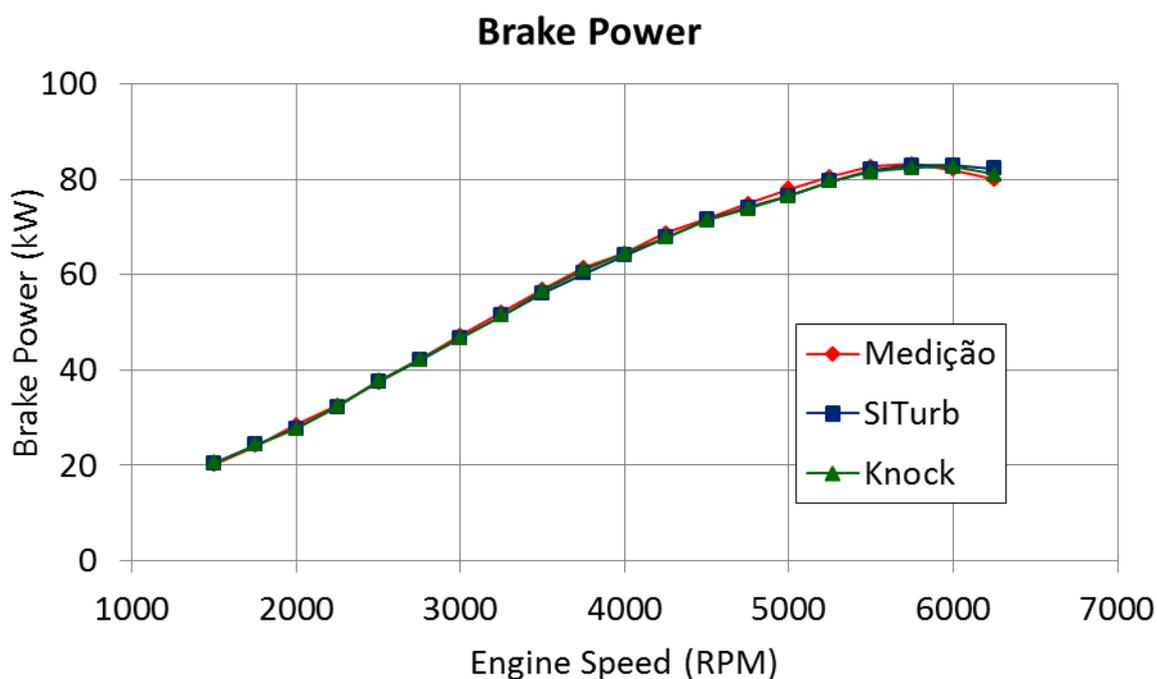


Figura 4.37: Potência comparado entre os modelos e os dados de banco



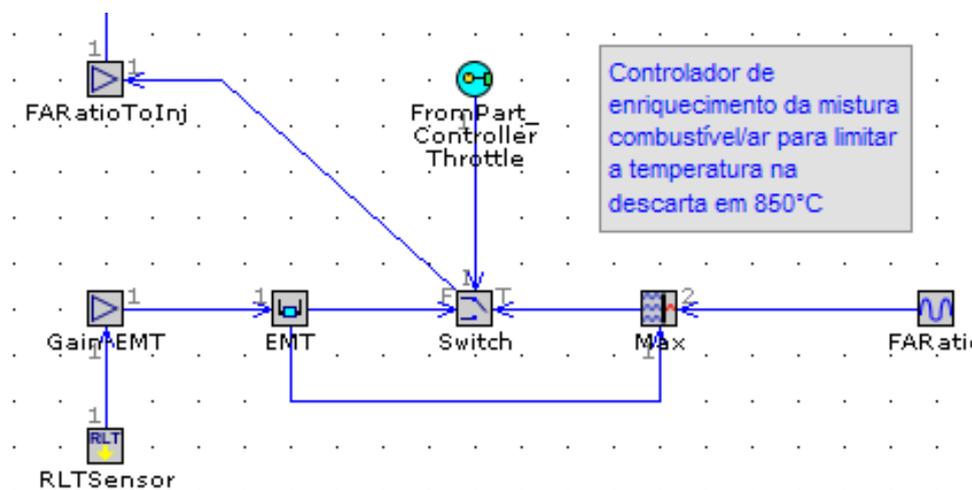
Assim, como demonstrado nas **Figura 4.36** e **Figura 4.37** pode-se verificar que, com a utilização da combustão preditiva com controle de detonação, os resultados calculados para as respostas finas do modelo de performance do motor, atingem um ótimo grau de correlação se comparado com passos anteriores.

Devido ao controle de detonação, controlar o modelo para que o avanço atinja o a fase torque máximo otimizado (MBT), se consegue uma melhor precisão no cálculo para todos os parâmetros avaliados. Outro ponto importante e que devido a predição da combustão agora ser realizada em todos os seus parâmetros, possíveis erros de medição podem ser verificados e corrigidos, como exemplificado na **Figura 4.32** que mostra a pressão máxima no cilindro, e possivelmente em outros parâmetros relativos a combustão.

#### 4.6.4 Controlador de temperatura de gases de descarga

Um importante controle para ser adicionado neste ponto, é modelo de controle de temperatura de gases de descarga. Este modelo visa controlar a razão combustível/ar inicialmente para evitar uma temperatura excessiva no coletor de descarga que pode ocasionar falha no processo de catalise no interior do catalizador. Seu esquema de montagem é mostrado na **Figura 4.38**.

Figura 4.38: Exemplo de controlador de EGT



O controle altera a razão combustível/ar, deixando mais rica e assim, resfriando os gases de descarga, mas com a penalidade, é claro, de reduzir a eficiência global do motor devido ao aumento de consumo específico de combustível BSFC. O controle funciona basicamente com uma entrada, que é a temperatura dos gases de descarga na saída do coletor de descarga/entrada da turbina e limita a temperatura a 950°C. Para motores aspirados, esta temperatura deve ser limitada a 850°C, para

que o catalizador não sofra com os efeitos da temperatura, realizando as reações de catalise dos gases de descarga da forma mais eficiente. No caso da **Figura 4.38**, é usado um RLTSensor para esse fim.

O critério para o switch indicar se o enriquecimento deve ser feito independente da temperatura da descarga a 70° de abertura de borboleta (Para o caso deset motor). Acima desse valor teremos a possibilidade de um enriquecimento maior que o indicado no CaseSetup advindo de provas de dinamômetro ou da definição do usuário.

O controlador de temperatura dos gases de descarga pode ser usado para auxiliar o controle de detonação, pois com o enriquecimento da mistura, a câmara de combustão é resfriada, reduzindo assim a probabilidade de eventos de detonação e pré-ignição. Mas neste trabalho se utilizará apenas a forma mais simples de controle apenas da temperatura do catalizador, visto que adicionar este controle ao controle de detonação foge do escopo atual.

*IG\_EGT* – Ganho Integral do controlador EGT controlador

*PG\_EGT* - Ganho proporcional do controlador EGT controlador

*FA\_Limit* - Limite da relação combustível / ar para o valor Lambda especificado. Este valor é o valor mínimo para o melhor consumo de combustível (E22 – para Lambda = 1.0 temos *FA\_Limit* = 0,07485, para Lambda = 0,9 temos *FA\_limit* = 0,08316). Lembrando que para plena carga, o motor sempre está rodando com enriquecimento mínimo, isto é Lambda = 0,9, já para cargas parciais, podemos limitar ao estequiométrico, Lambda = 1.0.

*EGT* – Temperatura máxima dos gases de descarga. Este valor depende de considerações de projeto, como a melhor temperatura de trabalho do catalizador ou restrições de componentes internos, como válvulas de escape, turbo e outros.

No casso de correlações, a utilização do controle de temperatura dos gases de descarga não é tão necessário, visto que já temos os dados de banco de dinamômetro para a temperatura dos gases de descarga e da razão Ar/Combustível medidos. No caso, o controlador de temperatura dos gases de descarga é importante para a predição destes dois valores para eventuais modificações após o motor ser correlacionado.

## 4.7 NÍVEL 4 – CARGAS PARCIAIS

### 4.7.1 Modelo para Cargas Parciais

Como explicado anteriormente, o nível 4 da modelagem descrita neste trabalho, se refere a adição do modelo de controle da carga, via abertura da válvula borboleta para o controle das cargas parciais do motor.

Normalmente os motores de combustão interna atuais, são projetados para alcançar grandes valores em seus parâmetros de desempenho, onde o objetivo é sempre atingir o maior torque possível, com o menor consumo de combustível possível. Normalmente estes parâmetros “jogam” um contra o outro, e é por isso que sistemas complexos de variação de eixos comando, variação de taxa de compressão e de coletores de aspiração e sistemas de sobre alimentação são utilizados para que tenhamos o melhor dos dois mundo em um mesmo motor.

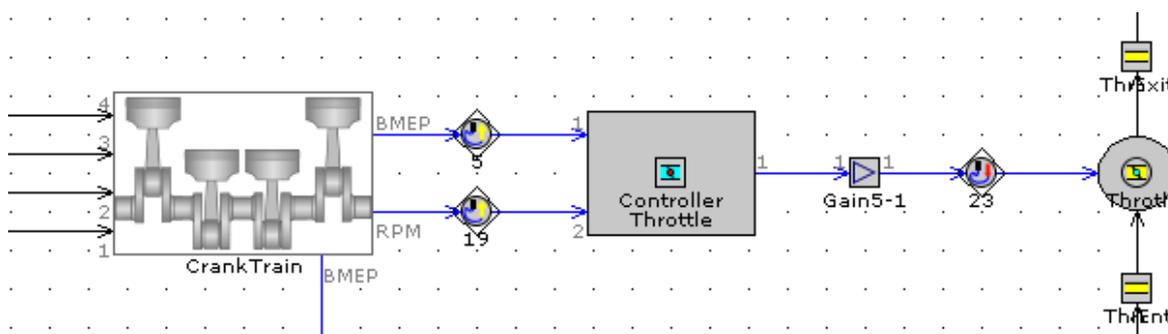
Uma corrente muito utilizada nos dias de hoje é a do *downsizing*, onde o objetivo é substituir motores de grande deslocamento volumétrico, por motores sobre alimentados de menor tamanho mas maior eficiência.

Toda a metodologia apresentada foca-se no funcionamento do motor a plena carga, como dizemos 100% de abertura de borboleta ou WOT. Mas a menor parte do tempo da utilização do motor em veículos de passeio ou de transportes rodoviários acontece com o acelerador totalmente aberto. Por este motivo, se deve acrescentar a esta avaliação, modelos que representem os pontos mais utilizados do motor na realidade, onde não se busca privilegiar o desempenho em nível de esportividade, para realizar ultrapassagens ou atingir altas velocidades, mas sim se deslocar de um ponto ao outro com o menor consumo de combustível possível.

Sendo assim, olhando para o modelo de combustão preditiva com controle de detonação e controle de temperatura dos gases de descarga, que funciona a plena carga, inclui-se o controlador do corpo da borboleta, que visa controlar a abertura para que assim o motor atinja um torque ou BMEP pré-definido.

A **Figura 4.39**, mostra o esquema de montagem do controlado do corpo de borboleta, e como este é ligado ao virabrequim, controlando a passagem de ar por um orifício ou mesmo pela própria alteração do coeficiente de descarga da válvula borboleta.

Figura 4.39: Exemplo de controlador de borboleta de aceleração



Este passo é um passo simples, visto que o modelo está completamente preditivo em relação a combustão. Sendo assim, basta acrescentar os casos para cada rotação e carga desejados para termos o plano cotado de consumo e copiar e acrescentar para cada rotação específica de plena carga casos onde somente o objetivo de BMEP ou torque do controlador de abertura da borboleta, mantendo a temperatura e pressão do ar aspirado. Normalmente, em banco de dinamômetro, são testados pontos de 1 em 1 bar em relação a BMEP e de 250 em 250 RPM, para várias temperatura diferentes de ar aspirado e pressão atmosférica, quando se está em fases mais avançadas do projeto.

Assim para ter uma ideia bastante representativa do motor em desenvolvimento, deve-se avaliar o motor em termos de plena carga e de cargas parciais, de preferência utilizando o maior numero possíveis de pontos para representar fielmente o comportamento do motor para todos os seus pontos de operação. Para fases mais recentes do projeto, onde os motores protótipos são caros e que por algum motivo possam apresentar problemas de quebra ou mal funcionamento (por possuírem componentes protótipos que ainda necessitam de melhorias), os teste são realizado em numero mais reduzido e com maior cautela.

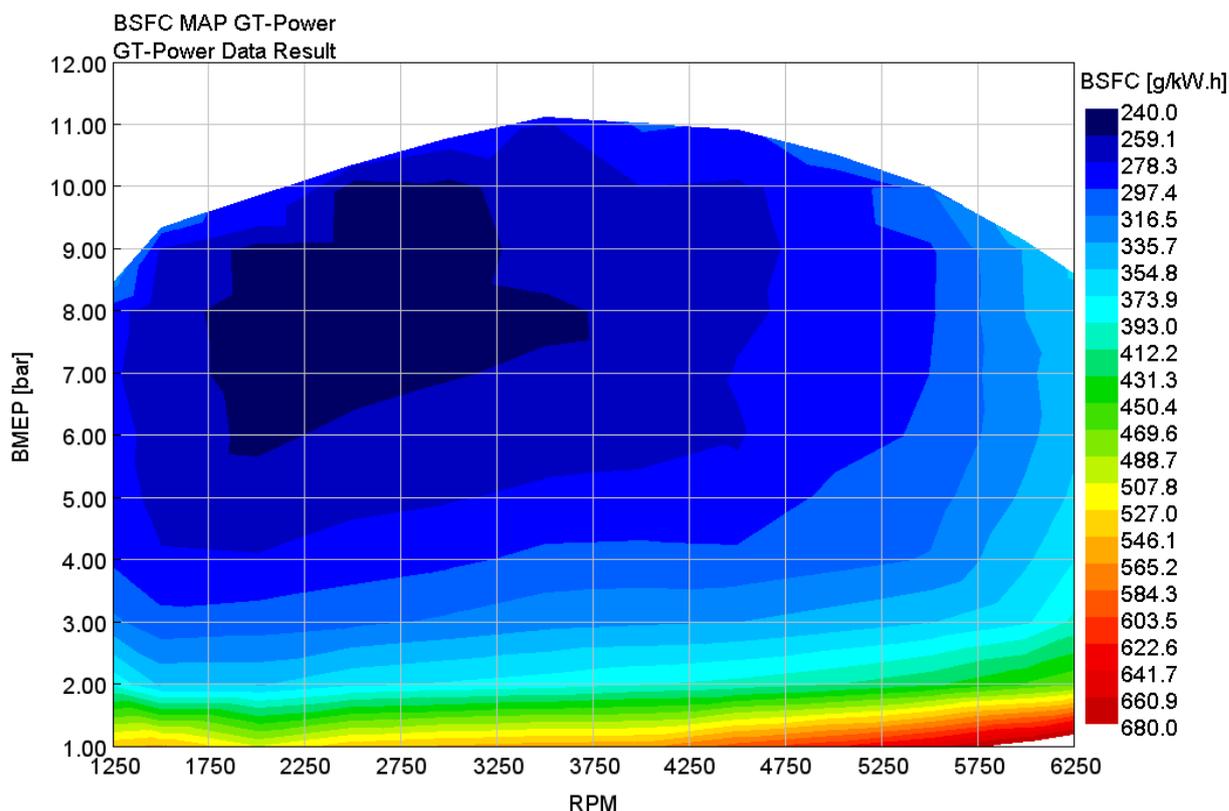
Tabela 4.5: Pontos canônicos para avaliação de consumo de combustível

Caso	RPM x BMEP
1	1500 x 2
2	2000 x 2
3	2000 x 4
4	2000 x 8
5	2500 x 8
6	2500 x 10
7	3000 x 6
8	3500 10

No caso de não se ter o tempo ou recursos para realizar todos os testes, e no caso, as simulações de todos os casos, partimos para o conceito de pontos canônicos do plano cotado de consumo de combustível, como mostrados na **Tabela 4.5**. Estes pontos representam muito bem os pontos mais utilizados em média do um veículo rodando em ciclo de consumo urbano. Para este passo, o mínimo de correlação normalmente é necessário, mas a verificação e afinamento de alguns dos parâmetros deve ser realizado. Normalmente as incertezas são relativos ao atrito não estar variando com a carga, ou ao multiplicador de troca de calor por convecção no interior do cilindro. Caso pontos específicos do plano cotado não se correlacionem, podemos alterar com um mapa multiplicador de FMEP ou do próprio multiplicador de troca de calor por convecção no interior do cilindro para que o BSFC correlacione assim como a vazão de ar e a temperatura dos gases de descarga (*Heat Rejection*).

A correlação, assim como nos passos anteriores, deve estar com incerteza de 3% no consumo específico de combustível em relação ao banco de dinamômetro. A **Figura 4.40** mostra o resultado do modelo de combustão preditiva com controle de detonação.

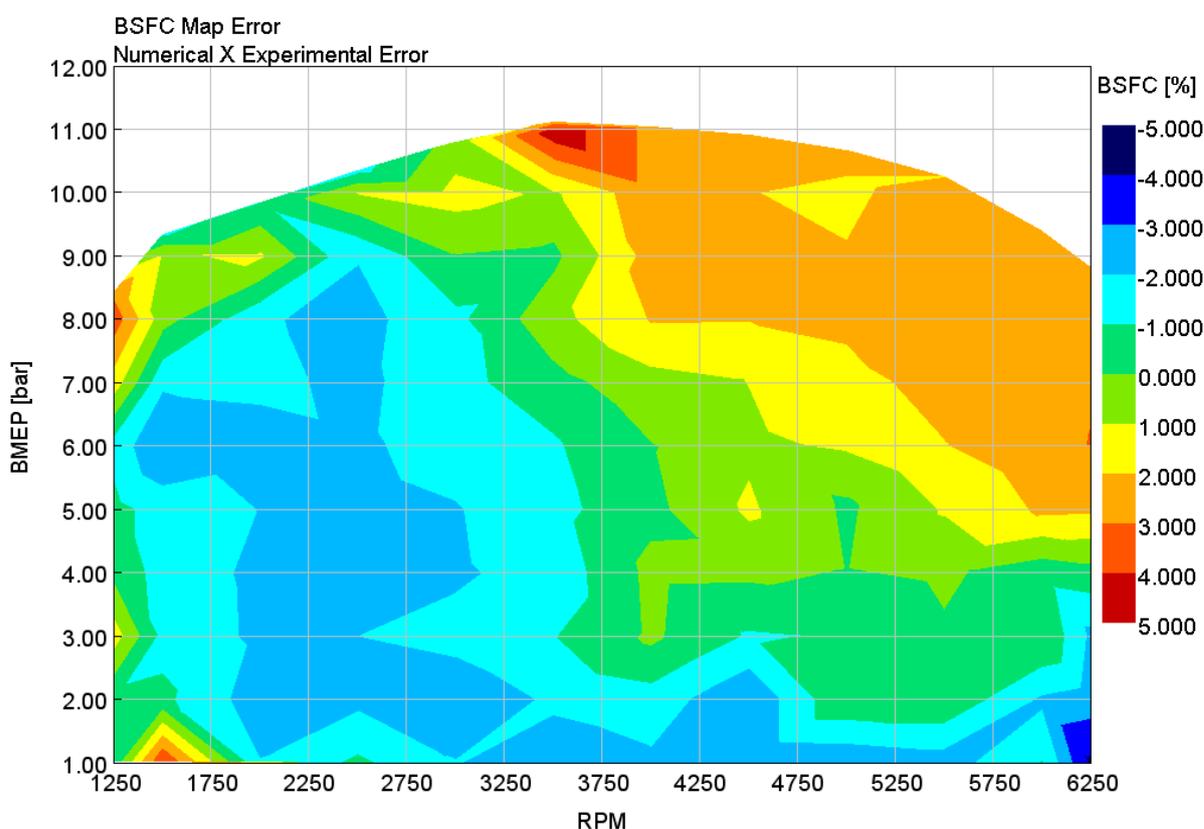
Figura 4.40: Mapa de plano cotado de consumo (BSFC) para o motor E.torQ



Assim, aplicando as cargas parciais do motor por meio do controlador de abertura da válvula borboleta, que por meio dela altera a carga do motor e assim, podendo simular o plano cotado como um todo.

Já a **Figura 4.41** mostra a incerteza para cada ponto do plano cotado de consumo, em relação aos respectivos pontos no mapa gerado no banco de dinamômetro, demonstrando que na maior parte do mapa, a incereza se encontra dentro da faixa de  $\pm 3\%$ . O Importante é notar que, a maior parte da utilização do motor se encontra na faixa entre 1250 a 3500 RPM de 2 bar até 8 bar.

Figura 4.41: Mapa de incerteza de BSFC em relação a prova de banco



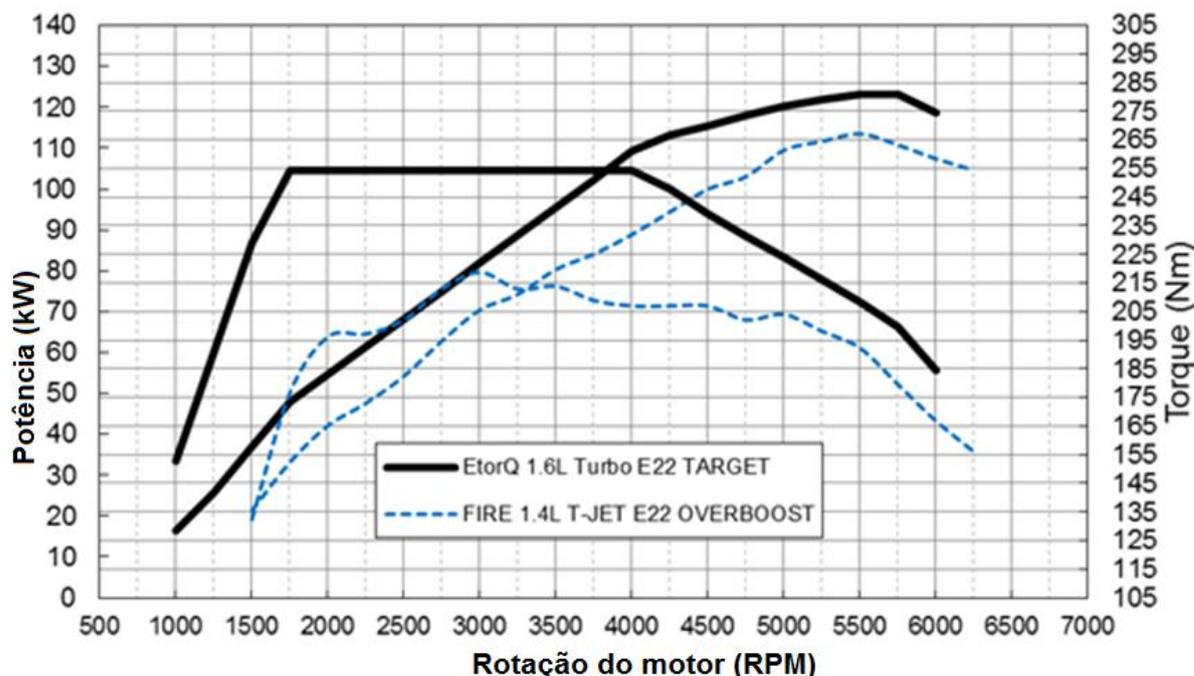
#### 4.8 E.TORQ 1.6L 16V TURBO

O foco da dissertação está na apresentação da metodologia de correlação e avaliação dos parâmetros de desempenho do motor, via simulação numérica CFD 1D, que visa atingir o objetivo de torque e potência pré-determinado seja, e assim garantir um bom desempenho e boa dirigibilidade para os futuros veículos que eventualmente utilizem este motor como aplicação. Para tal proposito, realizar-se-á o estudo e desenvolvimento da aplicação de um Turbo-Compressor, aliado a tecnologia Flex-Fuel ao motor no motor E.torQ correlacionado anteriormente.

**120 kW (163,15 cv) @ 5750rpm**  
**255 Nm (26 kgfm) @ 1750-4000rpm**

Na **Figura 4.42** vemos as curvas de objetivo para o motor que será desenvolvido.

Figura 4.42: Objetivo de torque e potência para o motor E.torQ EVO 1.6L 16v Turbo



Para tal desenvolvimento, alguns componentes do motor devem ser avaliados, isso, devido ao fato de aumento de desempenho e conseqüentemente o aumento de carregamento térmico e de pressão sobre a estrutura do motor como um todo.

Entram neste grupo de componentes que necessitam de avaliação estrutural:

- Bloco e sub-bloco, Cabeçote, Biela, Virabrequim, Pistão e Casquilhos

Outros componentes devem ser modificados pelo fato da aplicação do sistema Turbo-Compressor:

- Novo Coletor de aspiração
- Coletor de descarga
- Estudo de aplicação do Turbo-Compressor (Turbo-Matching)
- Novo topo de Pistão devido a mudança de taxa de compressão de 12,5:1 para 11:1

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

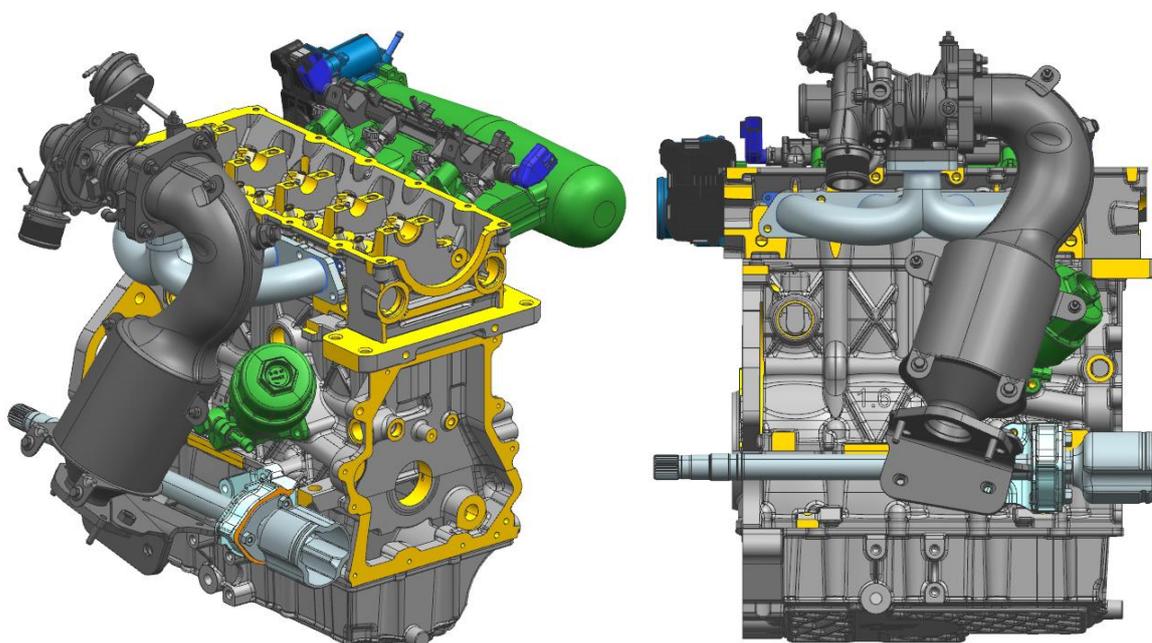
Neste capítulo são analisados os resultados das pesquisas realizadas, sobre o motor E.torQ previamente correlacionado nas sessões anteriores e com o processo de sobre alimentação implementado. Lembrando que o intuito inicial da dissertação é atingir o objetivo de desempenho, e isso é feito através da sobre alimentação. Sistemas de aspiração e descarga, coletores, eixo comando entre outros, são refinamentos que não são abordados na dissertação, mas propostos como desenvolvimentos, pesquisas e trabalhos futuros.

Os dados iniciais são totalmente baseados no motor correlacionado, sendo assim, o atrito FMEP, as trocas de calor no cabeçote e a troca de calor por convecção no interior do cilindro, são idênticas ao modelo correlacionado.

### 5.2 PROPOSTA DO MOTOR E.TORQ EVO 1.6L 16V TURBO

Partindo do ponto em que se possui um modelo de motor base, correlacionado para os três primeiros estágios do fluxograma de correlação, **Figura 5.1**, pode-se a partir deste, gerar uma proposta de modificação de grande impacto no motor. Esta proposta como descrita nas seções anteriores, trará alterações que terão impacto direto na eficiência volumétrica, na combustão, na pressão interna do cilindro, no torque e na potência final.

Figura 5.1: Geometria CAD do motor

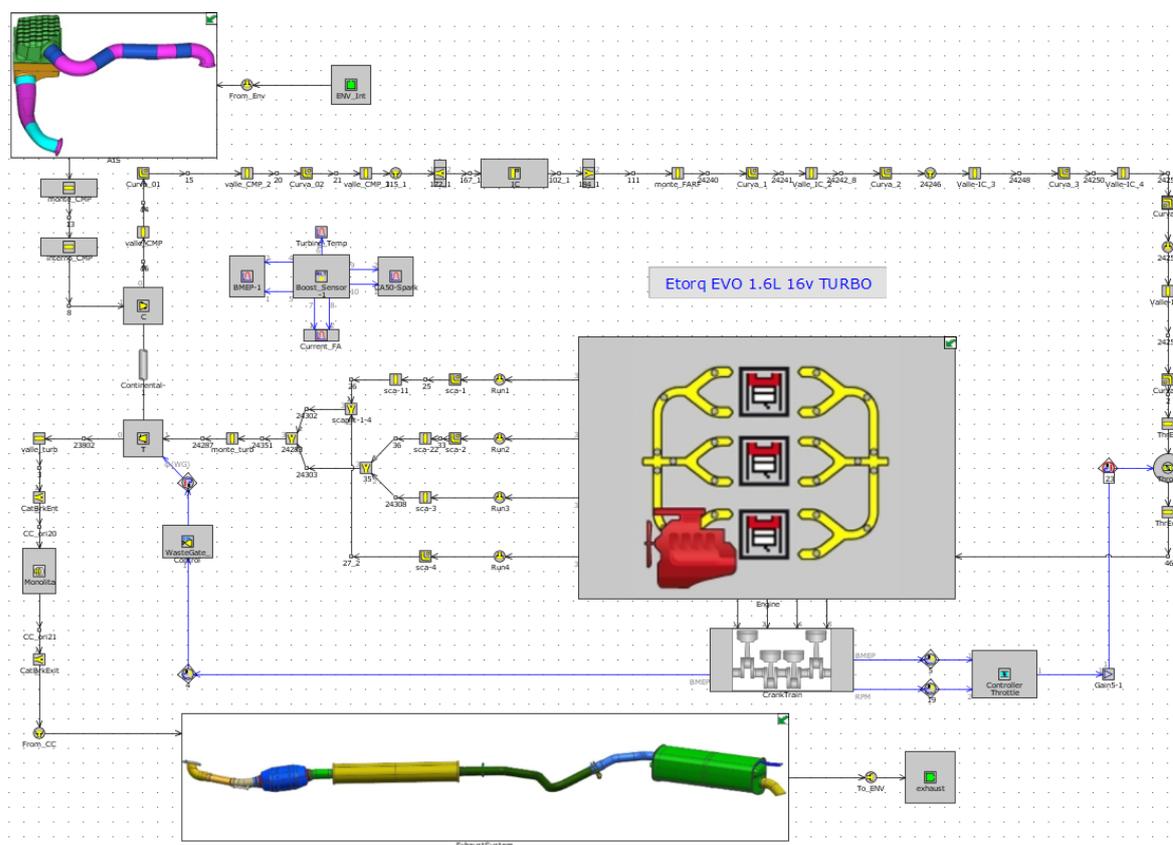


A proposta trará mudanças na geometria de algumas partes, como por exemplo a redução da taxa de compressão, alteração nos coletores de aspiração e de descarga, e a aplicação de um sistema turbo-compressor, foco principal do estudo.

Baseado no motor atual, as simulações são realizadas para, através dos mapas do turbo compressor, fazer a predição dos parâmetros que influenciam no desempenho do motor e verificar a sua eficiência. Outro ponto importante a ser discutido, são as possíveis modificações anteriores a construção dos motores protótipos e definição de dados térmicos de entrada para análises estruturais.

O motor base para o cálculo é um motor E.torQ EVO 1.8L 16v, previamente correlacionado, que terá alteração em seu volume deslocado, passando para 1.6L e na sua taxa de compressão alterada de 12,5:1 para 11:1 com um pistão de topo plano. A **Figura 5.2**, mostra o modelo do motor da **Figura 5.1** em GT-Power.

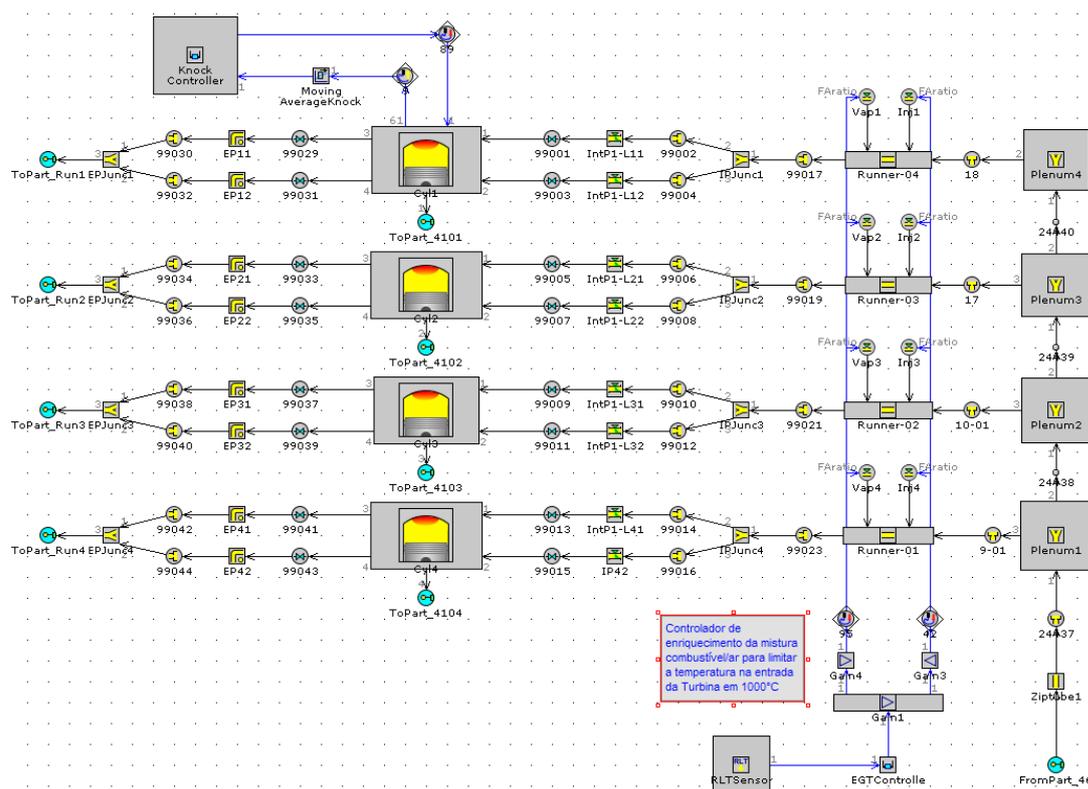
Figura 5.2: Modelo GT-Power do motor E.torQ EVO Turbo 1.6L 16v



Como o objetivo é um motor de alta eficiência e com baixo custo de produção, será utilizado na montagem do protótipo o motor E.torQ 1.6L 16v como base, alterando o cabeçote para um cabeçote EVO, assim chegando à configuração

desejada. O Motivo da escolha do volume deslocado de 1,6 L em detrimento ao 1,8 L é do histórico do motor com o bloco de 1,6 L já ter sido fabricado com sobre alimentação (Tritec) e visto que a camisa de água no bloco do motor 1.6L contornar os cilindros, o que não acontece no motor 1.8L. A **Figura 5.3**, mostra o esquema do bloco, cabeçote e coletor de aspiração no modelo GT-Power.

Figura 5.3: Modelo GT-Power do cabeçote e coletor de aspiração



Como condição de contorno para a análise, se utilizará a pressão ambiente ao nível do mar (101.325 Pa) e a temperatura de ar aspirado de 25°C, temperatura da água do sistema de arrefecimento em 80°C e temperatura do óleo em 100°C.

Para a instalação do sistema de turbo compressor, se utilizará como ponto de partida do cálculo, os coletores de aspiração e descarga de origem do motor FIRE 1.4L T-Jet Multiair, por tem um desempenho compatível ao que se quer alcançar na modificação, alterando os diâmetros para que estes se adequem as flanges do cabeçote atual do E.torQ EVO. O sistema de pressurização, tubulação entre o compressor até a coletor de aspiração, passando pelo trocador de calor, também são de origem T-Jet Multiair.

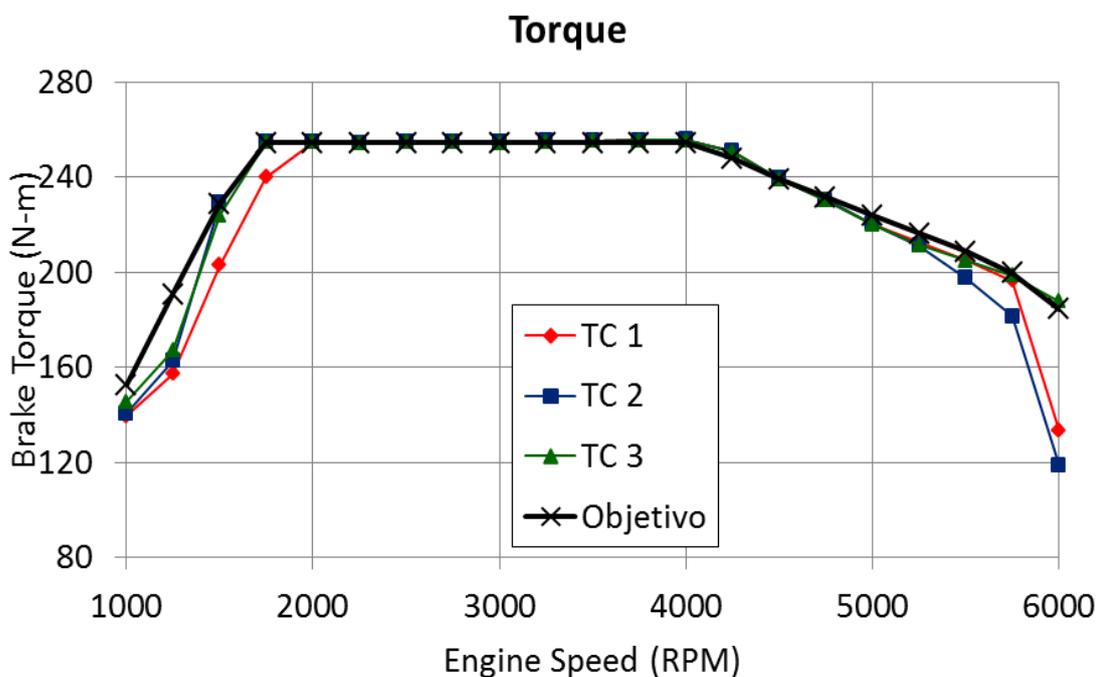
O turbo compressor, a ser usado é originário do motor FIRE 1.4L T-Jet Multiair pelos mesmo motivos citados anteriormente e o nomearemos de turbo compressor 1

(TC 1). Será realizada a comparação com mais dois conjuntos de turbo compressor de dois fornecedores diferentes, o turbo compressor 2 e 3 (TC 2 e TC 3), para assim concluir qual será o melhor conjunto de mapas de turbina e compressor a ser testado no motor protótipo.

### 5.3 ANÁLISE DO MOTOR E.TORQ EVO 1.6L 16V TURBO

Como se sabe, uma força aplicada a um corpo em rotação realiza trabalho sobre o corpo. Este trabalho pode ser expresso em termos do torque. Sendo assim, o torque é a principal respostas de um motor de combustão interna, sendo a variável medida pelo dinamômetro. Já a potência é simplesmente a velocidade que este torque é produzido, e é a energia por unidade de tempo gerada pelo motor.

Figura 5.4: Torque comparado entre os motores e o objetivo



Partindo da curva de objetivo **Figura 4.42**, percebemos que as três curvas testadas diferem na baixa rotação e na alta rotação, mostrando que existe uma diferença significativa entre os mapas de turbo compressor utilizados na análise. Como mostrado na **Figura 5.7**, o turbo compressor TC 3 é o único que consegue responder à demanda de torque exigida para a maior parte das rotações da curva objetivo, assim também atingindo o objetivo de potência como mostrado na **Figura 5.5**. Assim sendo, este deverá ser o sistema turbo compressor escolhido para a construção de um motor protótipo. Nos gráficos seguintes analisaremos os motivos pelos quais existe a diferença no resultado de torque entre os motores utilizando os

diferentes mapas de turbo compressor. A pressão média efetiva é praticamente um espelho do Torque em termos de pressão, representa o trabalho líquido sobre o volume deslocado do motor, mostrando que o motor com TC 3 realiza trabalho de forma mais eficiente que os outros dois **Figura 5.6**.

Figura 5.5: Potência comparada entre os motores e o objetivo

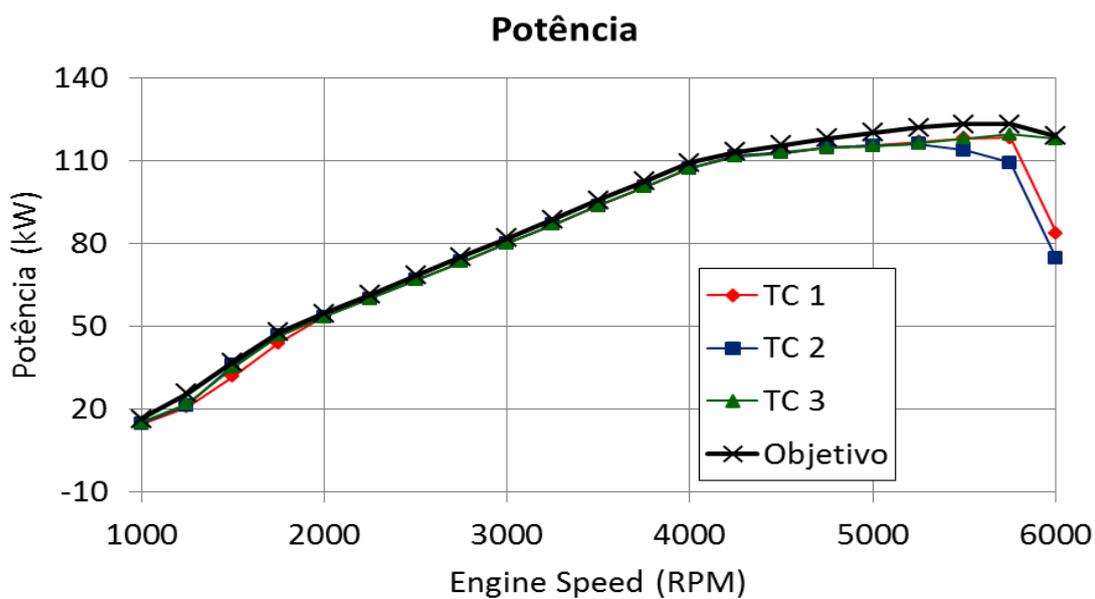
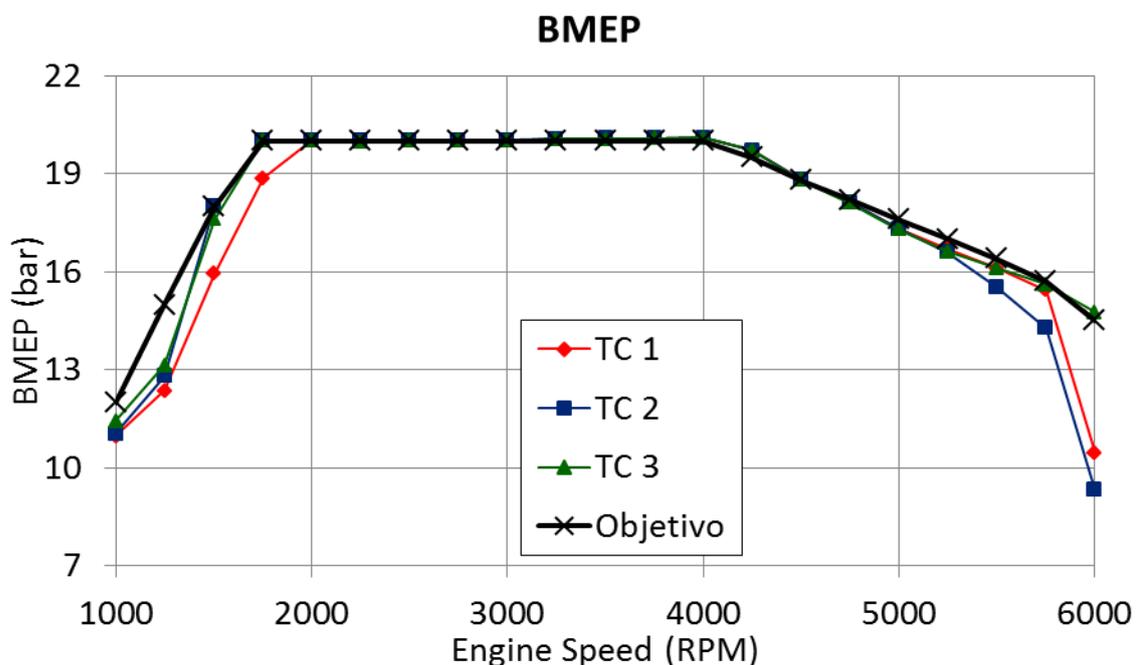


Figura 5.6: Pressão média efetiva comparada entre os motores e o objetivo



Como pode-se ver nas **Figura 5.4**, o conjunto de turbo compressor TC1 mostra incapacidade de atingimento do objetivo a baixa rotação e o conjunto TC2, possui problemas para atingir o objetivo a alta rotação. O principal motivo para a diferença

entre aos motores se dá pela grande diferença existente nos mapas de compressor avaliados. Estes diferem bastante entre si na eficiência para pontos de operação necessários para o atingimento do objetivo de pressão média efetiva (BMEP) desejada.

Para os mapas de compressor, observa-se que os pontos de operação do motor estão contidas dentro da faixa operacional do compressor, com boa margem de segurança em relação a linha de *surge* e ao *choke*, apenas para o compressor do conjunto TC3, **Figura 5.11**. A linha dos pontos de operação apresenta um formato característico, onde a taxa de crescimento é limitada pela atuação da válvula *wastegate*, e as razões de pressão alcançadas para o motor funcionando com o TC3 favorecem a operação em zonas de grande eficiência do compressor quando comparadas ao funcionamento com os outros conjuntos TC 1 e TC 2.

Para o compressor do conjunto TC 1, **Figura 5.7**, a linha dos pontos de operação também apresentam um formato característico para motores sobre alimentados, mas se encontram junto a linha de *surge* do compressor, mostrando que o compressor não tem eficiência, ou não funciona, nestas rotações.

Para o compressor do conjunto TC 2, **Figura 5.9**, a linha dos pontos de operação também apresentam um formato característico, mas se encontram muito próximas a linha de *choke*, que se mostra como um efeito de entupimento no compressor levando a baixa eficiência e queda de BMEP em altas rotações.

Já para a turbina, os gráficos mostram que as linhas de operação do motor estão contidas dentro da faixa operacional da turbina com boa margem de segurança para as turbinas dos conjuntos TC1, **Figura 5.8** e TC3, **Figura 5.12** com a turbina do conjunto TC2 mostrando alguns pontos fora do mapa de eficiência, **Figura 5.10**.

Analisando as **Figura 5.8** e **Figura 5.12** pode-se afirmar que, para todas as faixas de operação do motor com as turbinas TC1 e TC3 estão bem dimensionados, com uma ligeira vantagem para a turbina do conjunto TC1, por estar com a linha de pontos de operação em uma região de maior eficiência, permitindo assim um aproveitamento mais adequado da energia dos gases de descarga.

Figura 5.7: Mapa do compressor TC 1

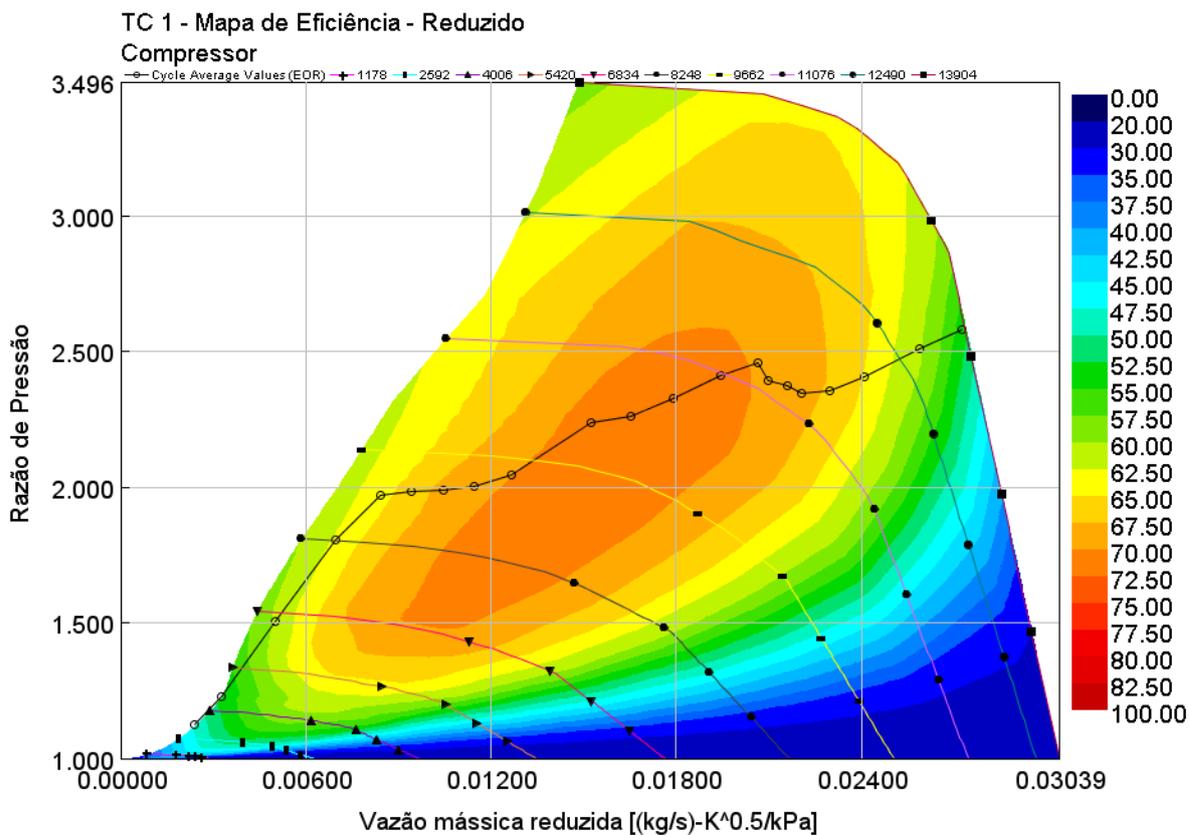


Figura 5.8: Mapa da turbina TC 1

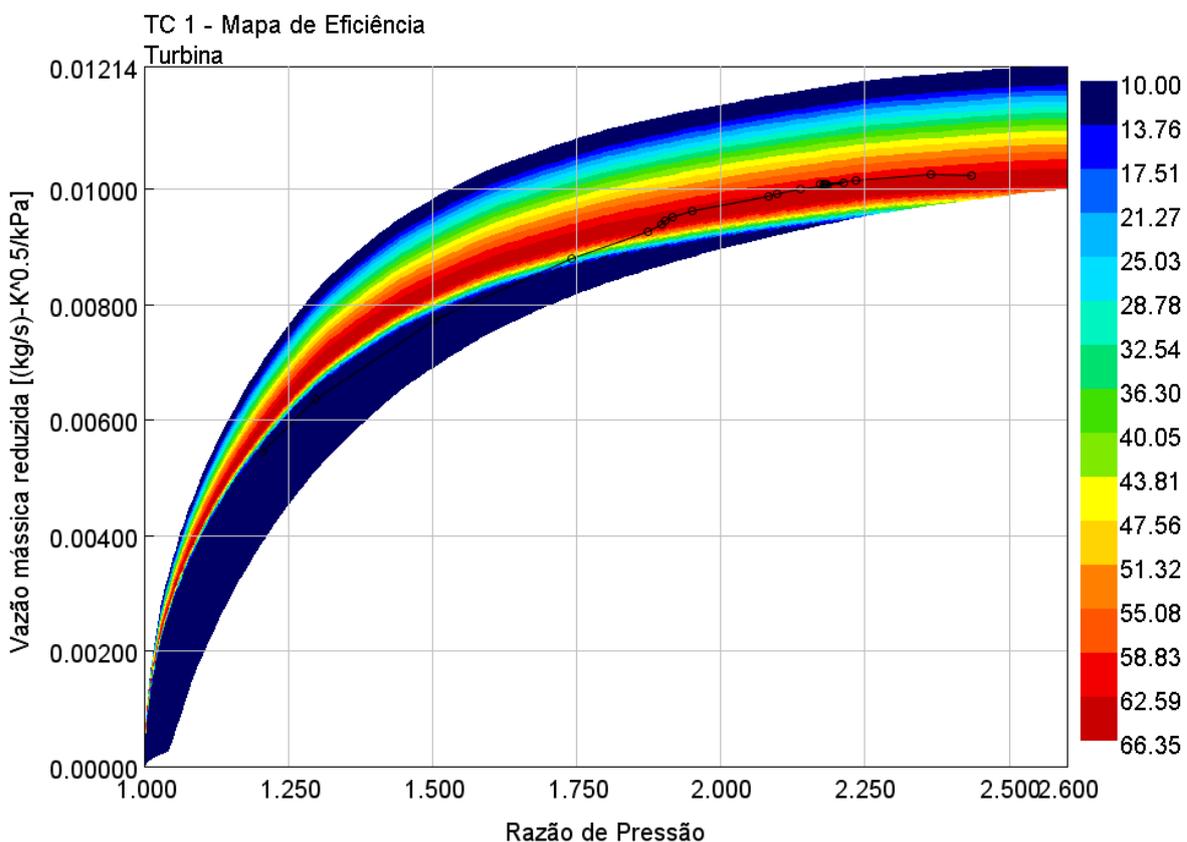


Figura 5.9: Mapa do compressor TC 2

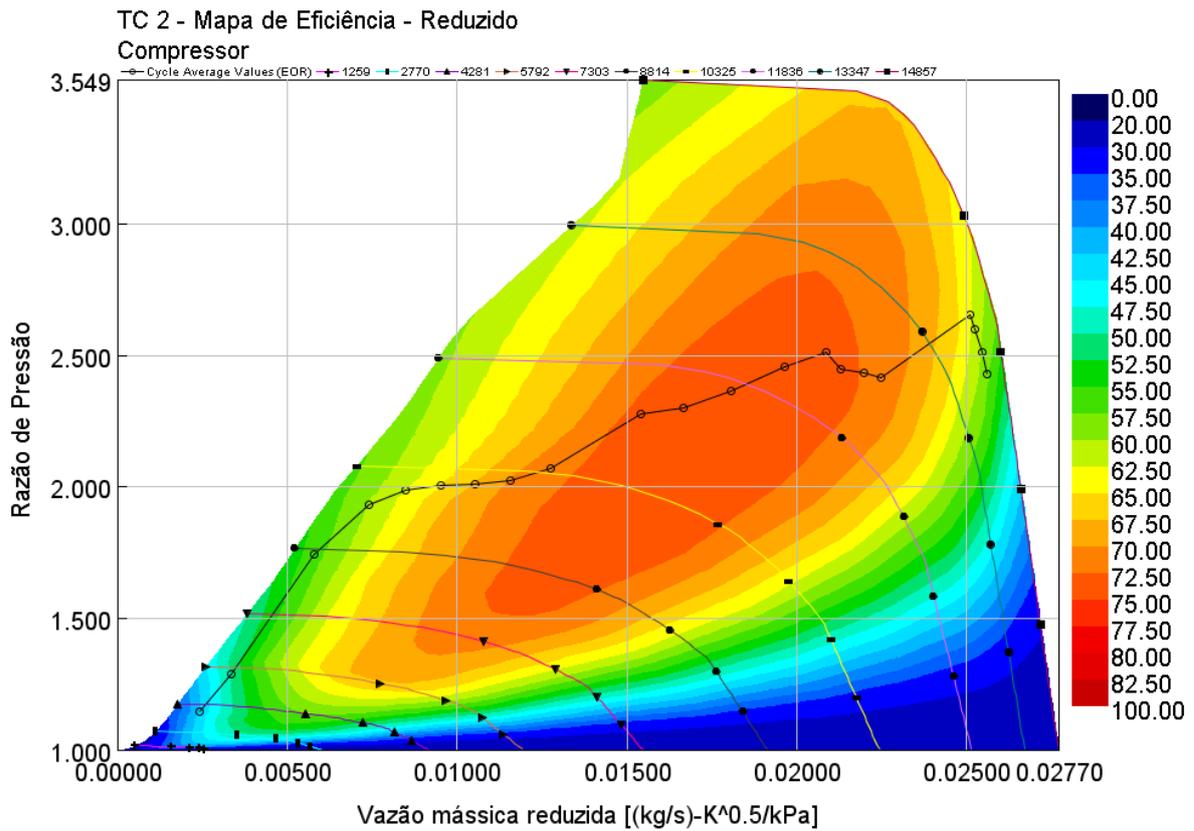


Figura 5.10: Mapa da turbina TC 2

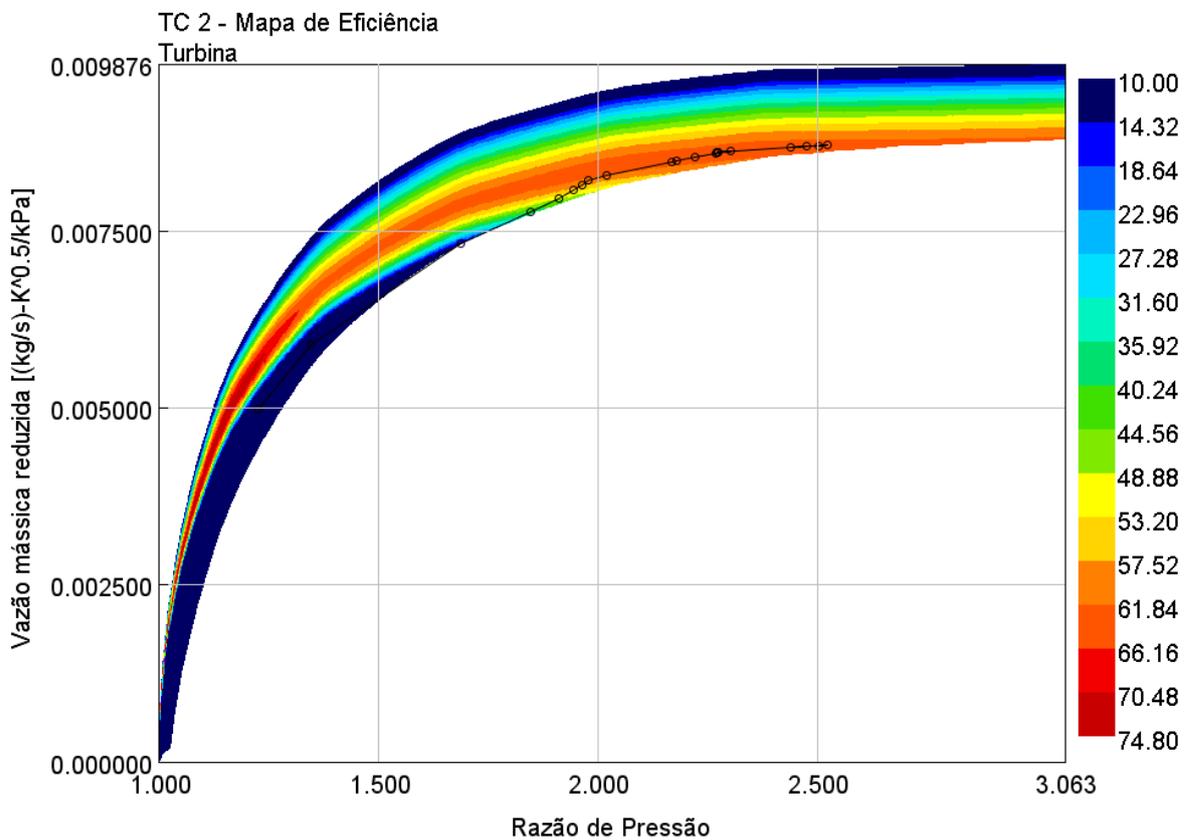


Figura 5.11: Mapa do compressor TC 3

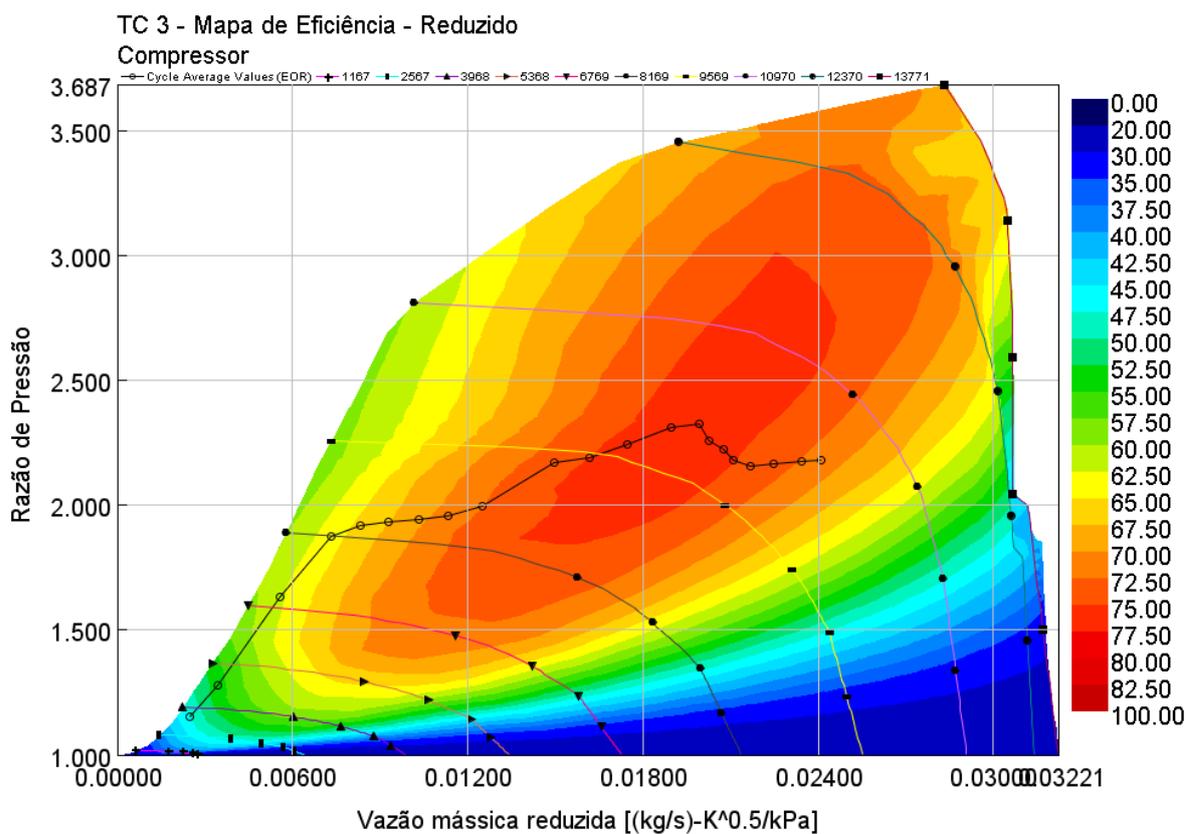


Figura 5.12: Mapa da turbina TC 3

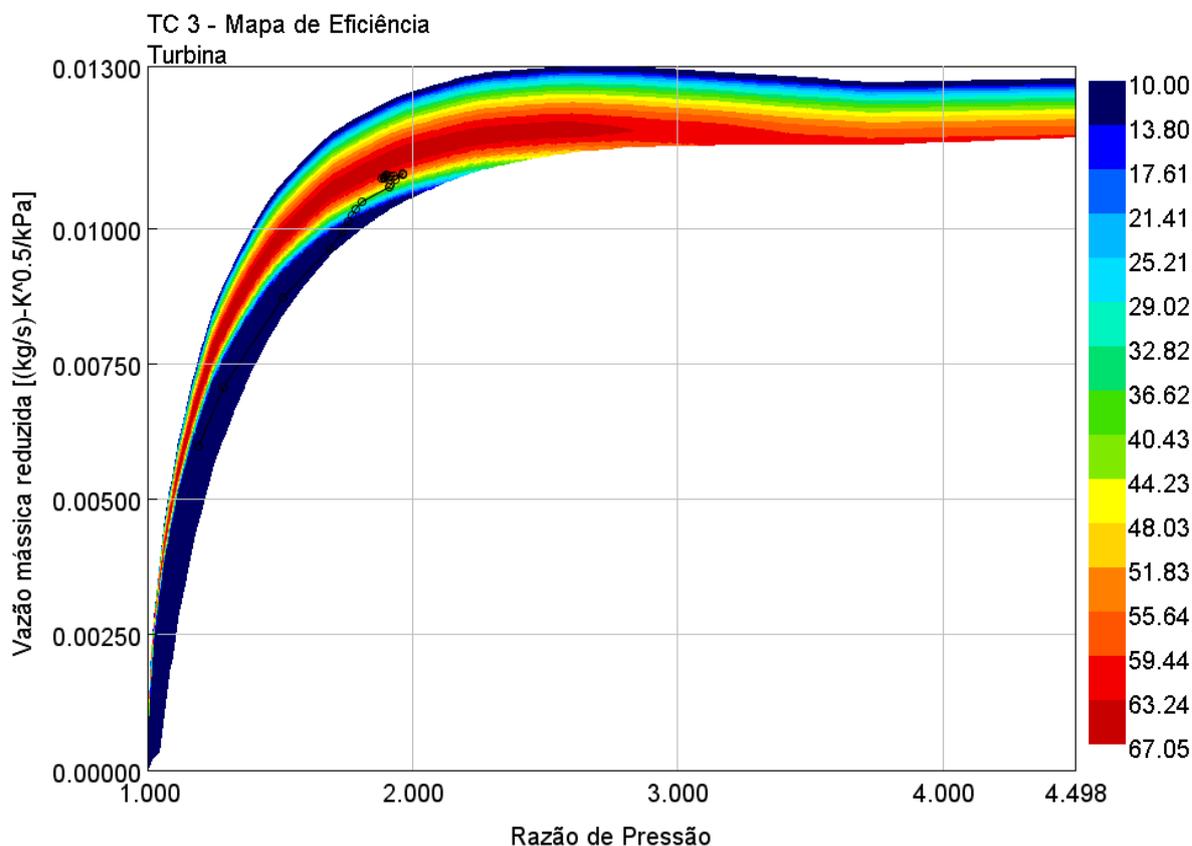
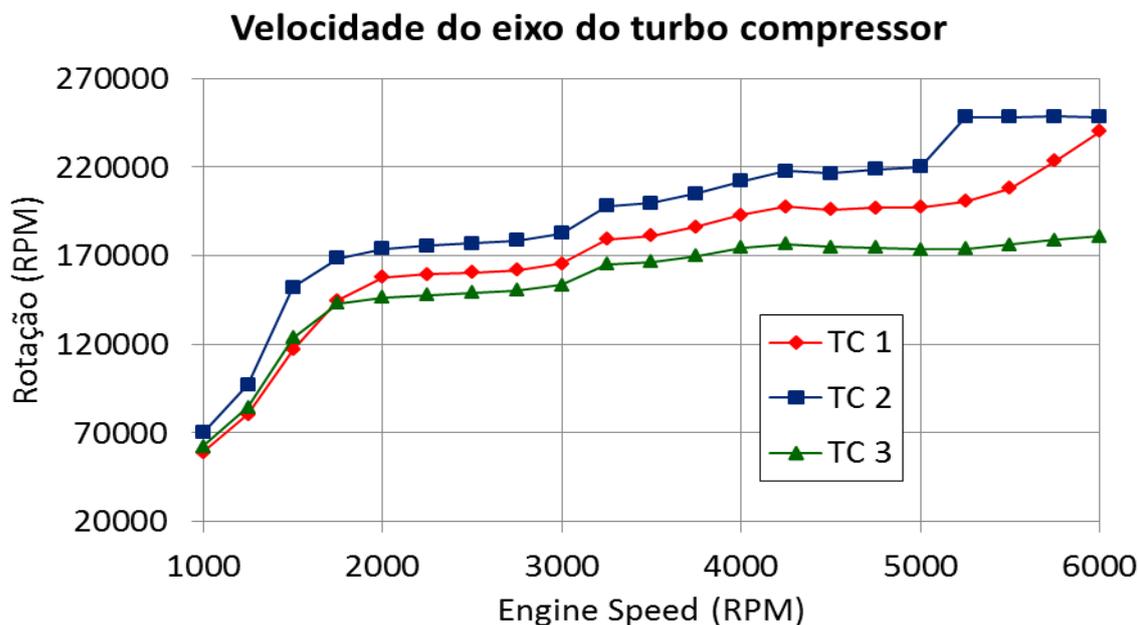
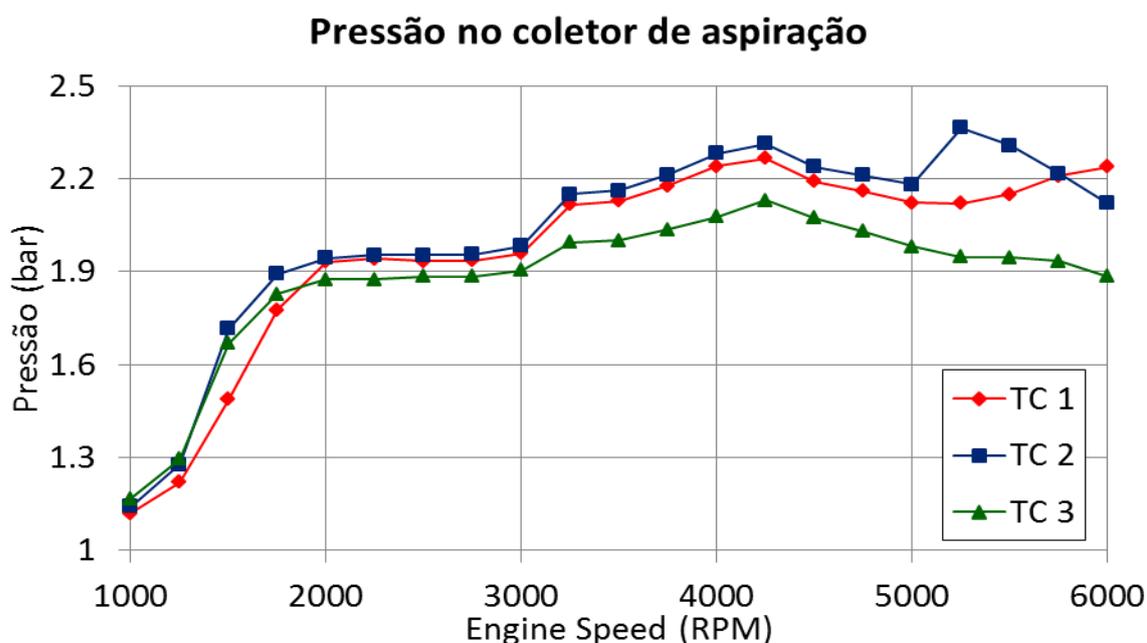


Figura 5.13: Rotação do eixo dos turbos compressores



Um ponto importante para ser salientando no caso do conjunto turbo compressor TC 2, **Figura 5.13**, é que o mesmo atinge o limite de velocidade de rotação do eixo, nas altas rotações, e este é o motivo para o mesmo reduzir a eficiência e sobre alimentação acima dos 5000 RPM.

Figura 5.14: Pressão de sobre alimentação (pressão no coletor de aspiração)

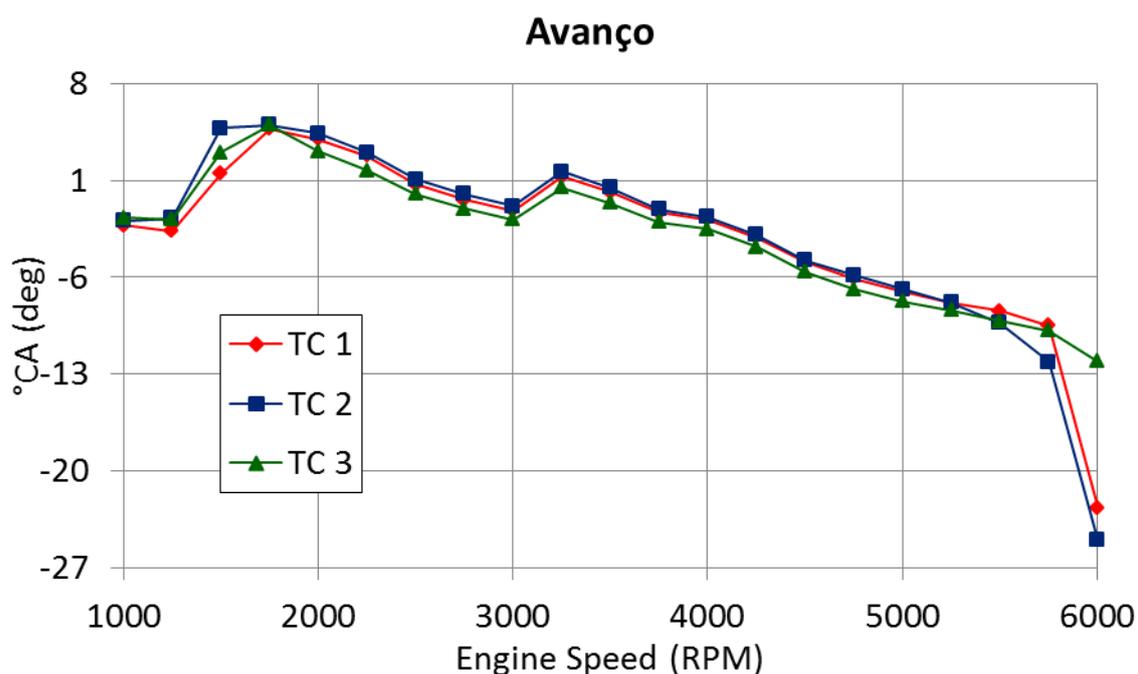


Devido ao mapa de eficiência do compressor, a razão de pressão atingida para os pontos de operação a baixa rotação não é suficiente para manter a pressão

interna do coletor de aspiração no nível necessário de sobre alimentação com o conjunto turbo compressor TC 1, que se mostra baixa em comparação aos conjuntos TC 2 e TC 3. Por este fato, a pressão media efetiva no modelo com o compressor TC 1 fica tão distante do objetivo de BMEP em baixas rotações, como mostrado na **Figura 5.14**.

Para estes pontos existem duas possibilidades, sendo a primeira reduzir o avanço, deixando a combustão menos eficiente, o que leva a uma menor pressão interna do cilindro, mas com um ganho de disponibilidade de energia para acelerar a turbina e assim, ter uma maior razão de compressão no lado do compressor. A outra possibilidade é avançar a ignição, aumentando a eficiência da combustão e assim a pressão interna do cilindro mas, reduzindo o calor disponível para a turbina o que resultará em menor razão de compressão.

Figura 5.15: Avanço de ignição ajustados pelo controlador de detonação

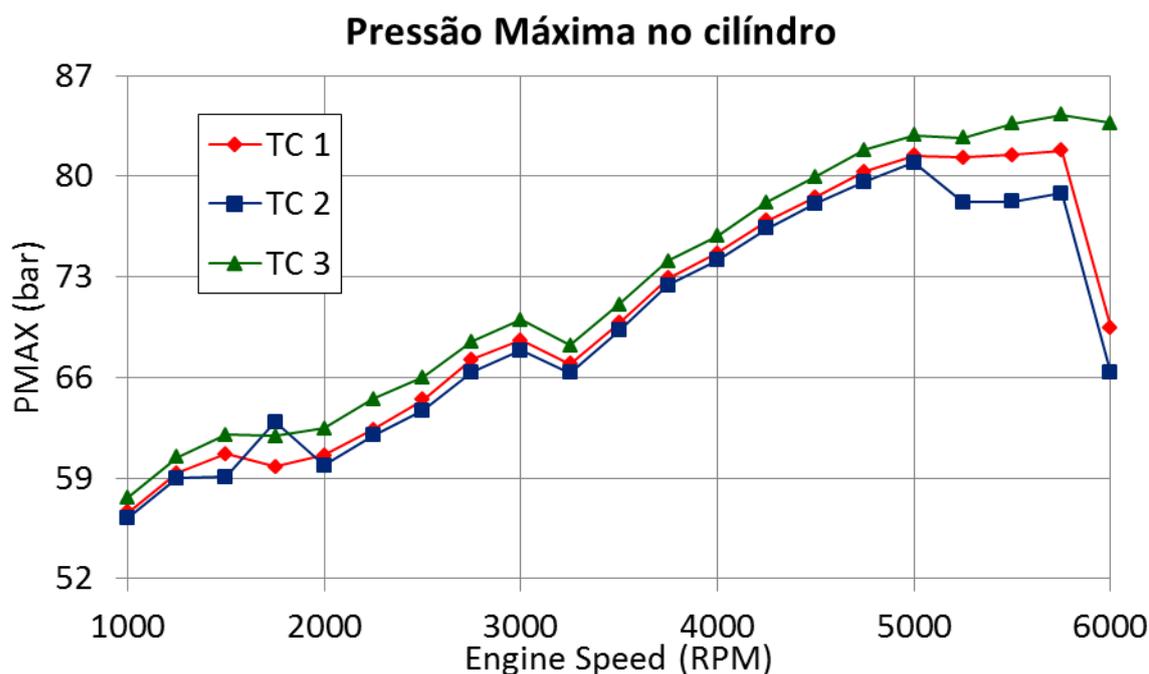


A **Figura 5.15**, apresenta os avanços de ignição, ajustados pelo controlador de detonação em função do regime de rotação para o motor sobre alimentado com os três conjuntos de turbo compressor testados. Os valores dos avanços de ignição são controlados para o MBT ou para o limite de detonação. O MBT define a máxima eficiência térmica para aquela condição de operação. Caso o avanço de ignição seja limitada pelo pela detonação, estando assim, atrasado em relação ao MBT, não é possível maximizar o rendimento térmico naquela condição de operação, pois a

combustão mais tardia reduz a razão efetiva de expansão após a liberação de energia, limitando a eficiência térmica.

A determinação do avanço de ignição é importante para a análise das velocidades de propagação da chama e para o controle da temperatura dos gases queimados. Assim como explicado anteriormente, para que possamos atingir uma maior eficiência do turbo compressor a baixas rotações, é necessário um atraso na ignição, para que parte da energia do combustível que seria usada para a combustão seja utilizada na turbina em forma de calor, para que o eixo acelere mesmo em pontos de operação com a pouca vazão de gases de descarga, processo inerentes a casos de baixa rotação do motor. O ponto de 6000 RPM não alcança a convergência devido a baixa eficiência do compressor para este ponto nos modelos com os conjuntos TC 1 e TC 2.

Figura 5.16: Pressão máxima no cilindro



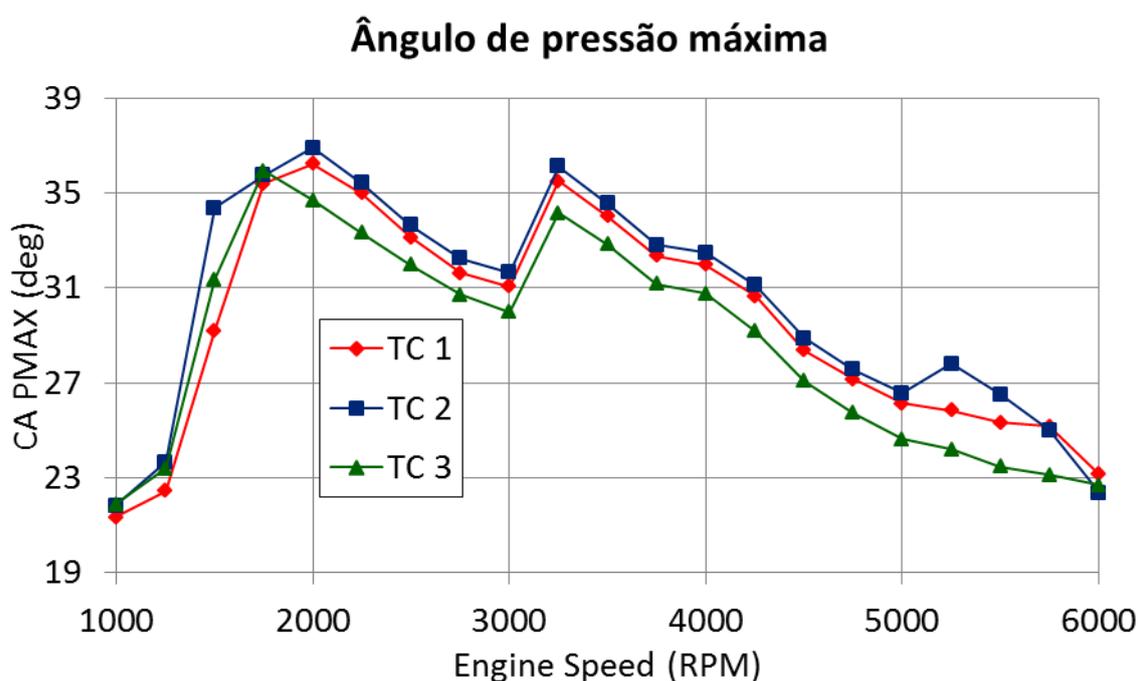
A partir dos dados medidos de pressão no interior do cilindro, para as diferentes condições de funcionamento do motor, são determinados os principais parâmetros da combustão. A análise da combustão é importante no aprofundamento do diagnóstico do desempenho do motor, possibilitando o entendimento de como a geometria da câmara e os seus processos internos afetam a combustão e o desempenho.

Como mostrado na **Figura 5.16**, o maior pico de pressão ocorre a 5750 RPM e coincide com a rotação de potência máxima do motor para os conjuntos de turbo compressor TC1 e TC3, e com um pico muito abaixo para o TC2, devido a baixa eficiência do compressor nos pontos de operação das rotações mais altas. O pico de pressão para o TC3 atinge a maior magnitude, com 84 bar de pressão.

Os ângulos de avanço de ignição, ajustados em MBT para todos os regimes de rotação pelo controlador de detonação, contribuem para que o aumento da rotação não atrase substancialmente o ângulo correspondente à pressão máxima, propiciando a otimização da eficiência térmica.

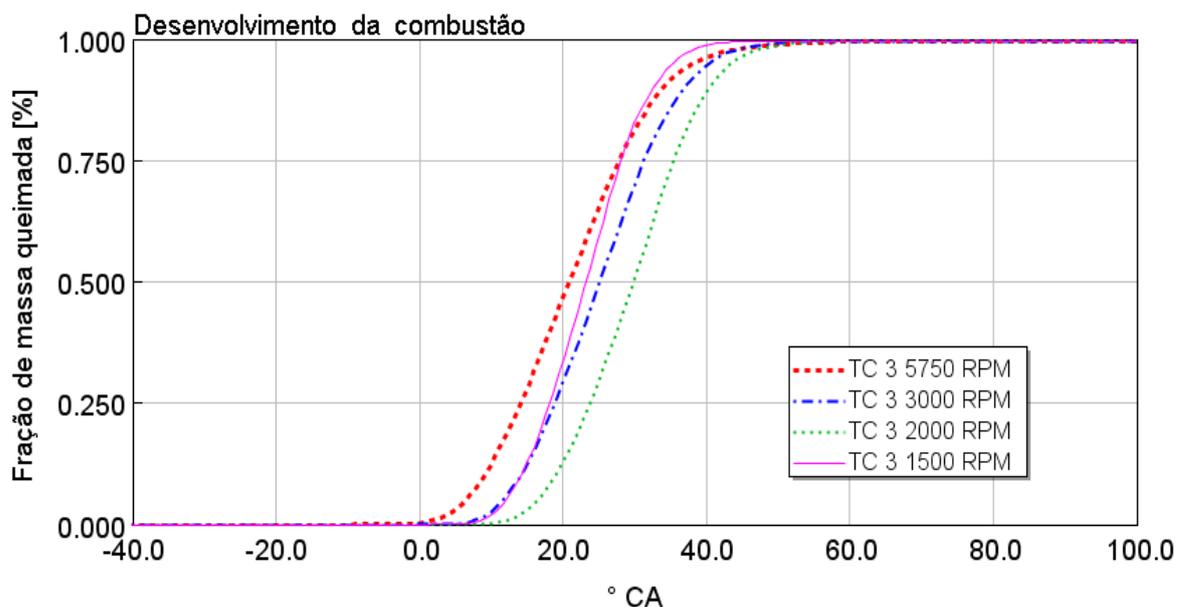
Como explicado anteriormente, o ponto de 6000 RPM destoa dos outros pontos da curva por não alcançar a convergência, devido ao fato da baixa eficiência do compressor para este ponto, nos modelos com os conjuntos TC 1 e TC 2.

Figura 5.17: Fase da pressão máxima no interior do cilindro



Considerando que a ignição está ajustada para o MBT em todos os casos, o atraso da fase da pressão máxima em relação ao ponto morto superior com a rotação, indica que a taxa de combustão não aumenta na mesma proporção que a velocidade do motor, como mostrado na **Figura 5.17**. Esse fenômeno é ainda mais significativo considerando que a transferência de calor total por ciclo se reduz com o aumento da rotação, o que permite o avanço da ignição.

Figura 5.18: Desenvolvimento da combustão em relação ao ângulo de arvore de manivelas



A **Figura 5.18** apresenta a evolução da fração de massa queimada pelo motor para o conjunto TC 3. A inclinação das curvas, a qual varia inversamente com a rotação, representa a taxa de queima angular em função da posição do virabrequim. A velocidade da propagação da chama é a soma da velocidade da chama em relação à mistura não queimada mais a velocidade de expansão devido ao aquecimento do gás e ao aumento do volume do cilindro.

Figura 5.19: Fase de 50% de massa queimada na combustão

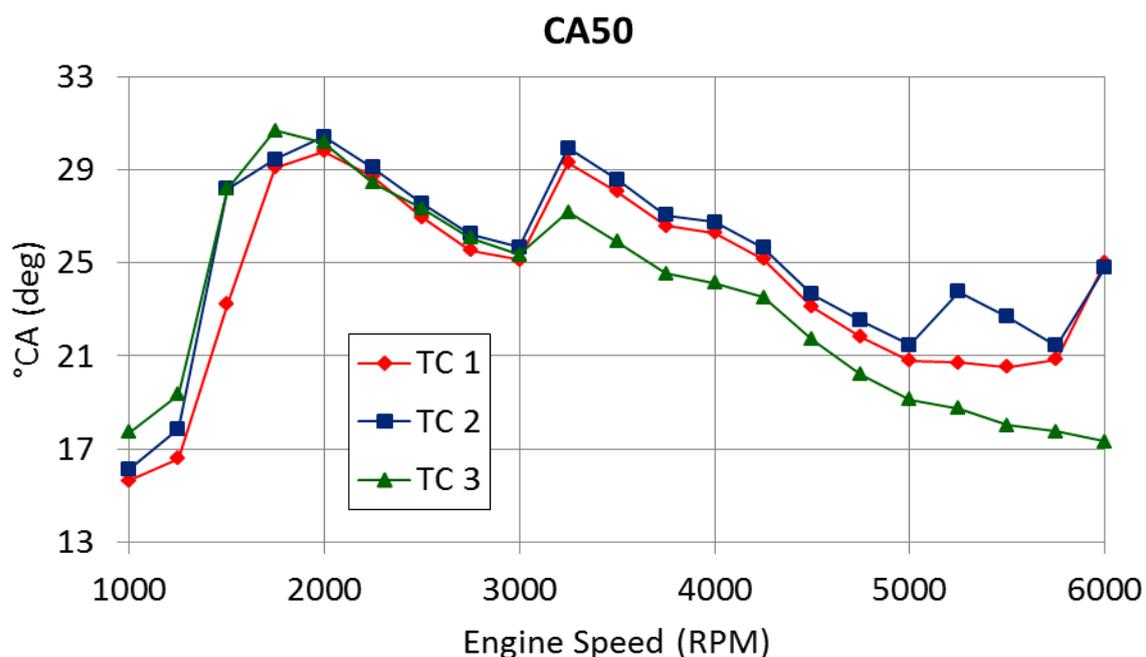
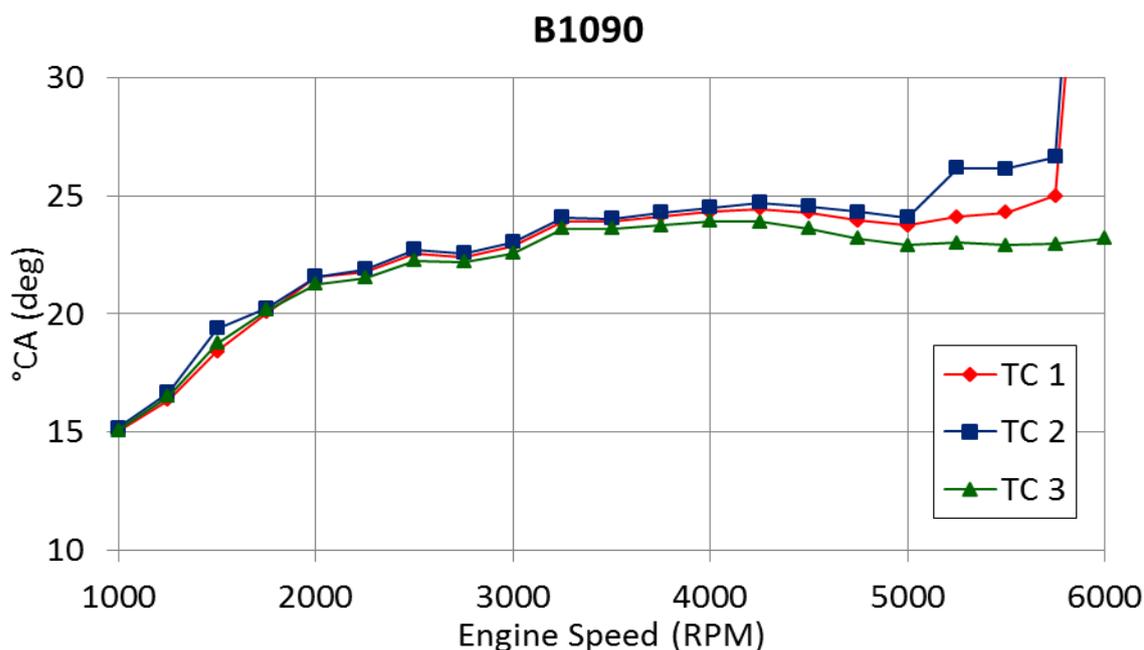


Figura 5.20: Duração da combustão de 10% a 90% de massa queimada



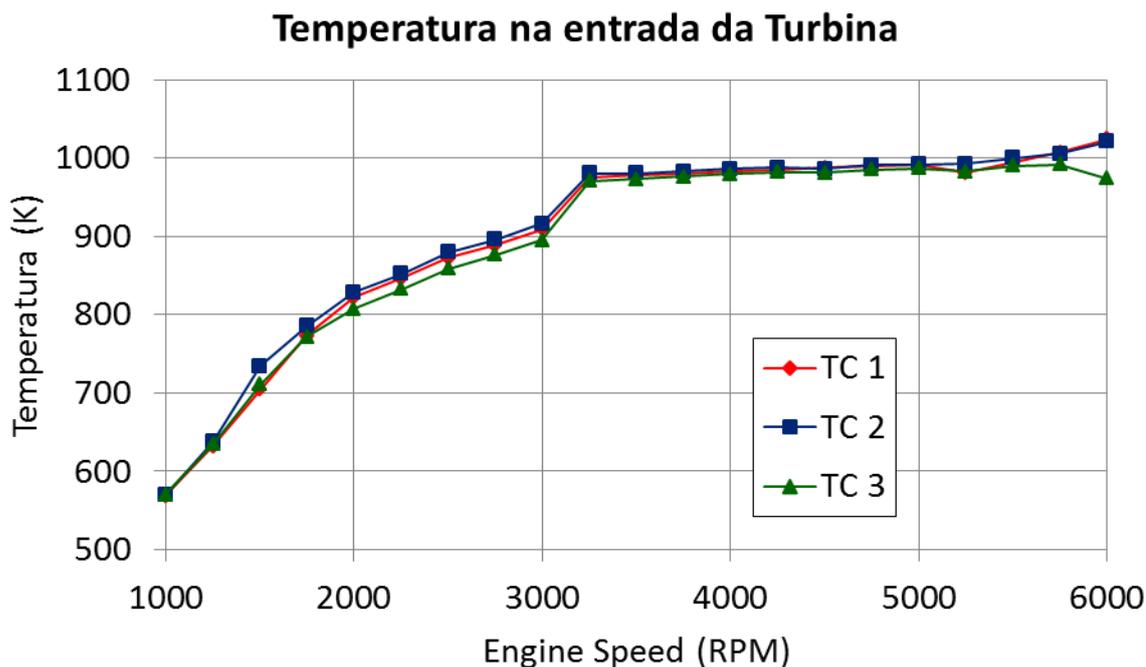
As **Figura 5.19** e **Figura 5.20** demonstram a fase de 50% de massa de combustível queimado e a duração da combustão respectivamente para as diferentes velocidades do motor, respectivamente.

A velocidade da propagação da chama é uma função direta da velocidade da chama, que é um dado de entrada para o modelo de combustão preditiva SITurb no modelo do motor. Sendo assim, para velocidades de propagação constante a duração da combustão em ângulo é diretamente proporcional à velocidade do motor.

Neste caso, as velocidades de propagação se alteram muito pouco a medida em que a velocidade do motor aumenta, mas os avanços de ignição podem ser aumentados, compensando quase totalmente a redução do tempo disponível para a queima quando do aumento da velocidade do motor. O maior atraso da combustão ocorre nos primeiros momentos da queima, quando o efeito da turbulência ainda não está bem estabelecido. O aumento angular de queima em função da rotação é pequeno, o que demonstra que os efeitos combinados da geometria da câmara de combustão e da turbulência interna são adequados para esse motor.

Um ponto importante para ser ressaltado e que para os conjuntos TC 1 e TC2 existe o problema de não convergência da combustão para o ponto de 6000 RPM, devido ao fato de este ponto estar praticamente fora do mapa de eficiência do compressor, como já foi apresentado anteriormente.

Figura 5.21: Temperaturas na exaustão no motor sobre alimentado



A **Figura 5.21** apresenta as temperaturas dos gases queimados no motor turbo alimentado antes da turbina, com os três conjuntos de turbo compressor testados.

A temperatura dos gases queimados é um parâmetro essencial para a calibração do sistema de controle do motor por estar intimamente ligada à resistência mecânica dos componentes internos, ao funcionamento correto do catalizador e à composição dos gases queimados.

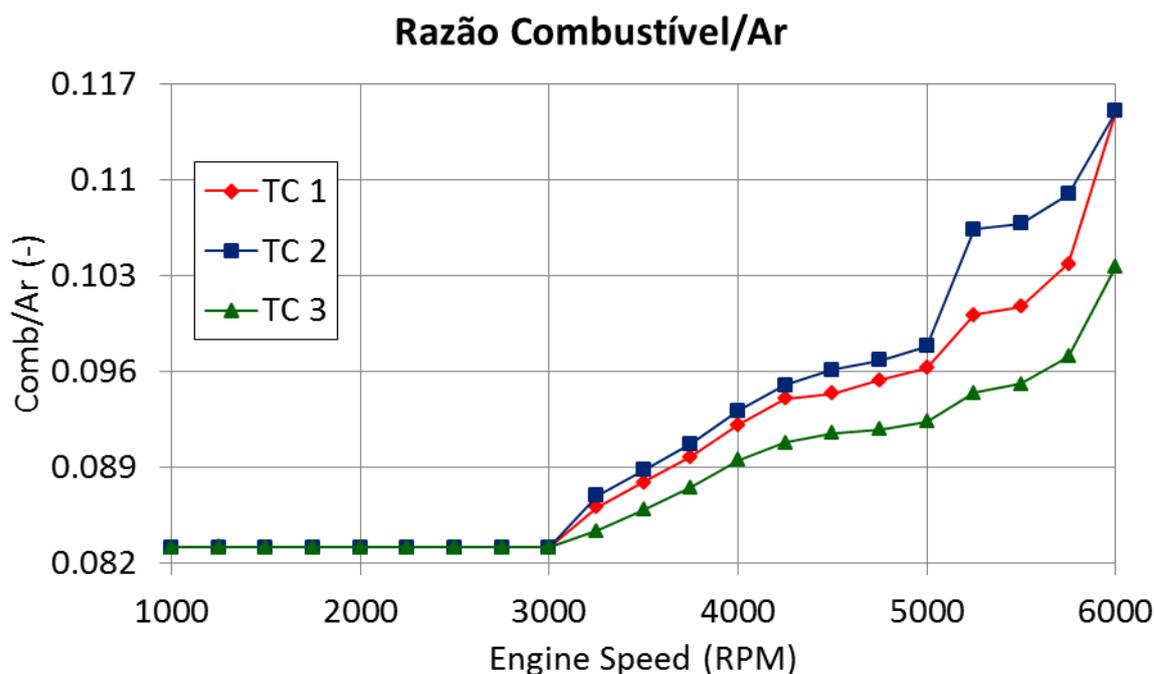
Tanto para motores aspirados quanto para o sobre alimentado o controle funciona em “malha fechada” para uma grande faixa de funcionamento e de carga do motor, isto que dizer, trabalhando em regime estequiométrico ou bem próximo disso para privilegiar o consumo de combustível e assim a eficiência global.

A partir de um certo ponto, onde a temperatura dos gases de descarga começa a atingir uma temperatura crítica para o funcionamento do catalizador ou dos componentes internos, como válvulas, guias de válvulas, turbina, o enriquecimento da mistura (funcionamento em “malha aberta”) é necessário para baixar a temperatura dos gases de descarga.

Normalmente trabalhando em plena carga, como neste trabalho, o enriquecimento inicial é de  $\lambda = 0,9$  (razão Combustível/Ar = 0.083167) para garantir que todo o ar seja consumido na reação e que o excesso de combustível

resfrie a câmara de combustão, e caso necessário, como mostrado na **Figura 5.22**, maior enriquecimento é imposto para garantir que a temperatura não exceda os parâmetros de projeto determinados, neste caso, a partir de 3250 RPM é necessário maior enriquecimento.

Figura 5.22: Razão Combustível/Air



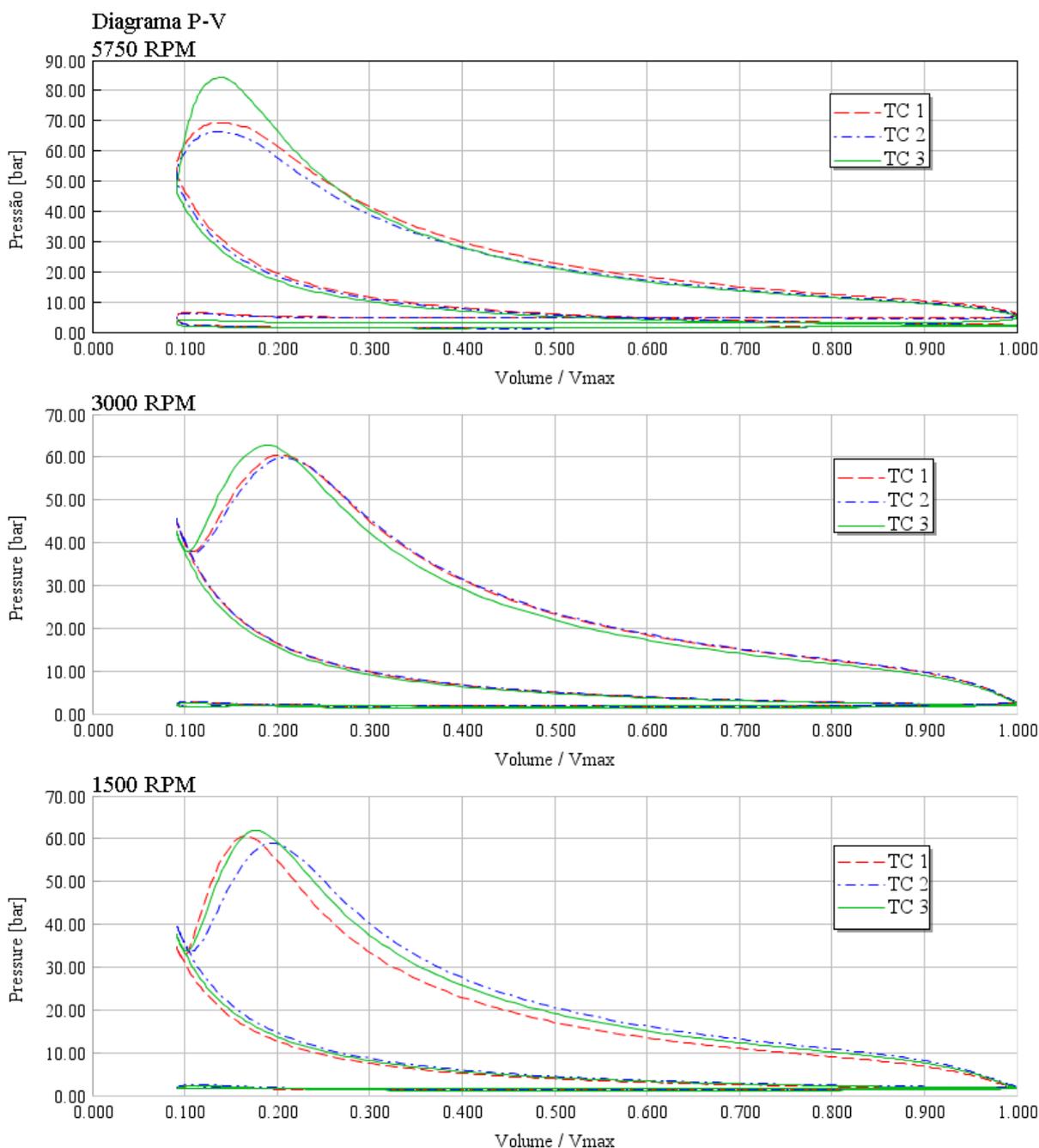
No caso dos modelos com os turbo compressores analisados, como mostrado na **Figura 5.22**, controla-se a temperatura a  $980^{\circ}\text{C}$ , e como pode-se observar, o conjunto TC 3 atingiu menores níveis de enriquecimento para se manter com a temperatura de descarga em  $980^{\circ}\text{C}$  para as altas rotações.

O maior enriquecimento para os conjuntos TC 1 e TC 2 está ligada ao desenvolvimento da combustão, devido ao retardo do ponto de 50% de massa queimada e a uma combustão mais lenta, acarretando um maior aumento na temperatura de descarga e assim uma maior atuação do controle de temperatura e enriquecimento.

A **Figura 5.23** apresenta o diagrama P $\times$ V para este motor. As curvas para os três conjuntos de turbo compressor apresentam o formato esperado, e tais diagramas possibilitam a análise termodinâmica do ciclo do motor para os três diferentes conjuntos de turbo compressor.

Para isto define-se três rotações importantes para o motor, sendo elas a 1500 RPM, onde o motor é bastante exigido em arrancadas e onde existe uma grande diferença de BMEP entre os modelos, 3000 RPM, onde tem-se o motor em um dos pontos de torque máximo mais utilizados para retomadas de aceleração tanto em plena e 5750 RPM, sendo este o ponto de potência máxima do motor.

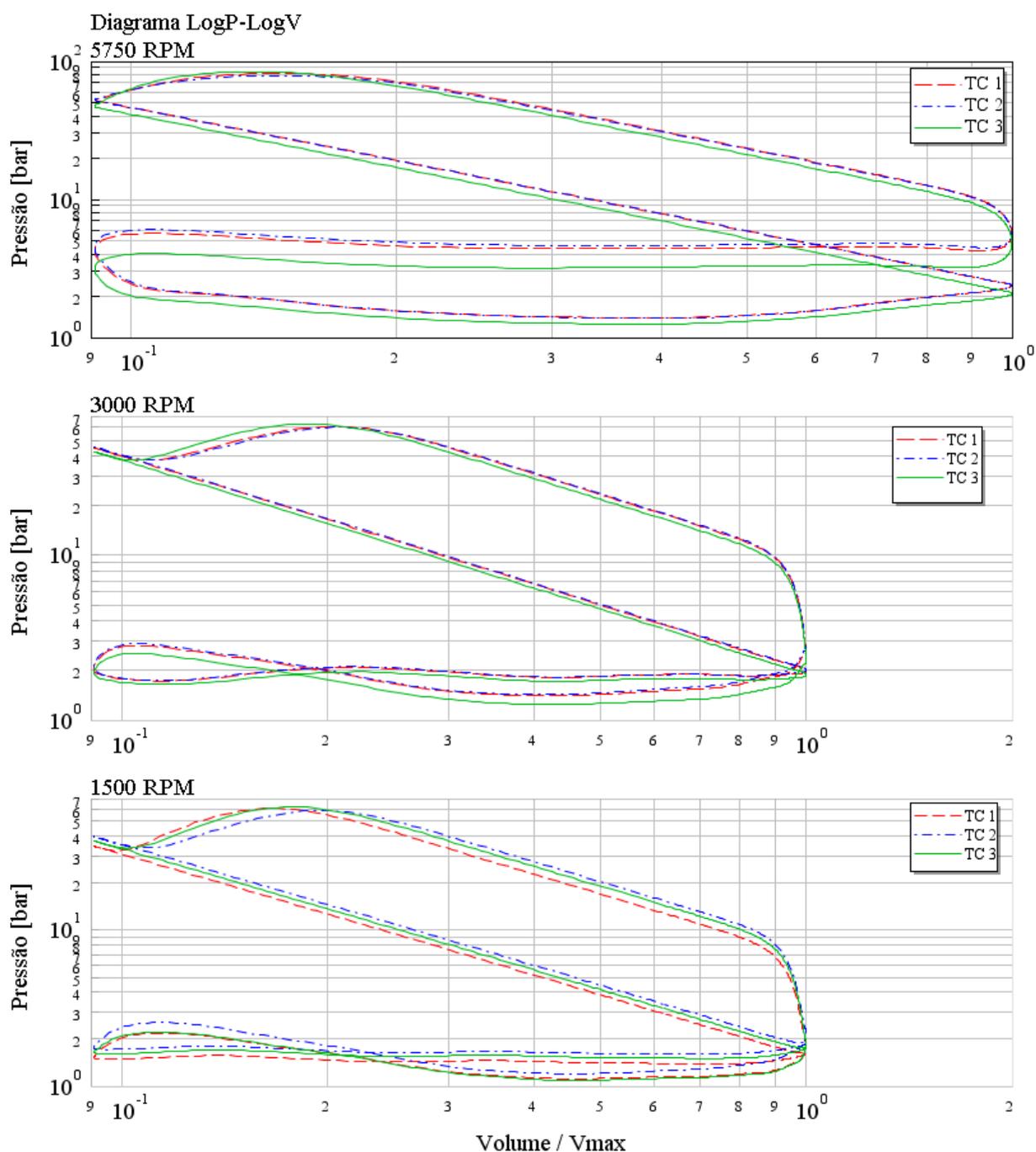
Figura 5.23: Diagrama P-V para três rotações do motor



O diagrama LogP-LogV, mostrado na **Figura 5.24**, em escala logarítmica, permite visualizar facilmente a duração da combustão compreendida entre a parte superior das duas retas, essas relativas à compressão e expansão. Através da

escala logarítmica é possível visualizar o trabalho de bombeamento com mais clareza, conseguindo-se distinguir com facilidade a diferença de bombeamento entre os modelos e como esta parte da curva influencia o ciclo termodinâmico do motor.

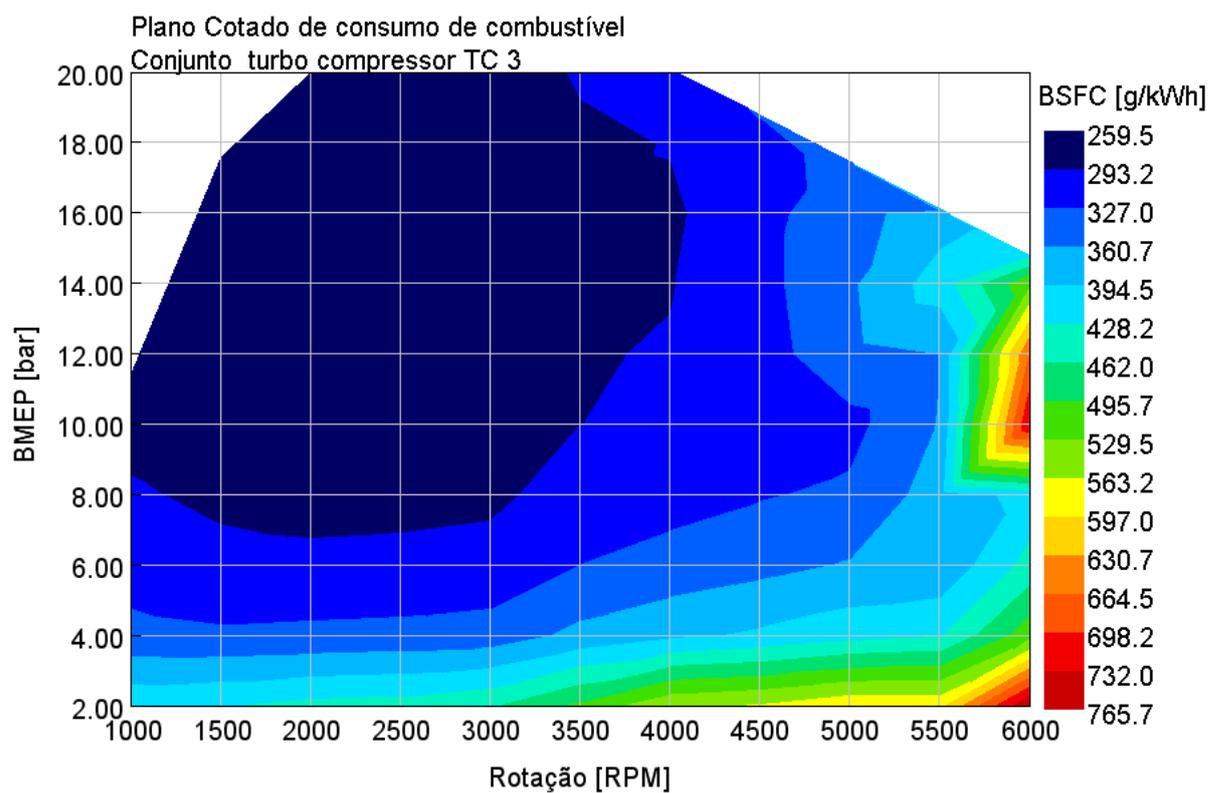
Figura 5.24: Diagrama LogP-LogV para três rotações



Por fim, a **Figura 5.25** mostra o passo 4 da metodologia de correlação. A aplicação no modelo de plena carga, com o conjunto turbo compressor TC 3, do controlador da borboleta de aceleração para rodar cargas parciais. Definimos pontos de 2 em 2 bar de BMEP e de 500 em 500 RPM, para gerar um plano cotado de

consumo de combustível completo, que pode ser usado para verificação de modificações que objetivam a melhoria do consumo de combustível nos períodos que o motor não é exigido ao seu máximo, mas que compreendem o maior tempo de utilização do mesmo na realidade.

Figura 5.25: Plano cotado de consumo de combustível



## 6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

### 6.1 CONCLUSÃO

O presente trabalho demonstra a viabilidade da implementação e utilização de uma metodologia de correlação e simulação de modelos termo fluidodinâmicos 1D de motores de combustão interna, a partir da simulação dos complexos processos de combustão existentes nos motores modernos.

A correlação se mostra um processo complexo e dependente de muitos parâmetros disponibilizados antecipadamente como todas as dimensões básicas do motor e suas características construtivas, assim como as geometrias contendo o volume “molhado” pelo ar de aspiração, mistura combustível/ar e gases de descarga, com especial atenção para o diagrama de levante de válvulas e seus coeficientes de descarga.

Outro aspecto não menos importante é a total dependência dos modelos a serem correlacionados por dados precisos de medições experimentais em dinamômetro, visto que se torna impossível a perfeita correlação dos modelos sem o mínimo de dados experimentais para a correta afinação dos sistemas de aspiração e descarga em termos de temperatura e pressão. Pelo lado da combustão, se torna necessária a medição da pressão no interior da câmara de combustão, a medição direta ou indireta da pressão média de atrito (FMEP), que é um dos principais fatores que influenciam na queda de desempenho do motor e um dos principais responsáveis por erros na correlação.

A correlação tem início utilizando os dados para plena carga do motor, e baseados nos dados de temperatura medidos para o ar aspirado, temperatura dos gases de descarga e temperatura da água do líquido de arrefecimento. Pode-se calibrar o multiplicador da troca de calor por convecção interna da combustão para as paredes da câmara de combustão, sendo este o parâmetro mais importante e de maior complexidade na correlação dos modelos de combustão 1D. Muitas vezes, modelos de combustão 3D são utilizados para encontrar este coeficiente de transferência de calor e assim usados para calibrar este parâmetro no modelo 1D, atingindo alta fidelidade e nível de correlação para os dados de pressão média efetiva (BMEP), vazões de ar e de combustível, e assim, grande precisão na

correlação e previsão da eficiência global do motor ou o consume específico de combustível (BSFC).

A partir do ponto em que o modelo de combustão prescrita (combustão imposta em termos de CA50 e B1090) está finalizado, pode-se dizer que o modelo se assemelha ao motor real testado em banco de dinamômetro, considerando que utiliza-se a faixa de incerteza de 3% para os principais parâmetros de correlação, e assim avaliar vários parâmetros e modificações que tem pouca ou nenhuma influência na alteração da combustão, como eficiência volumétrica, coletores de aspiração e descarga ou avaliação de sensibilidade em sistemas de variação de fase de eixo comando por exemplo. No caso do trabalho apresentado, passa-se para o próximo passo que seria a da correlação da combustão para torna-la preditiva.

A análise baseada na combustão preditiva de chama turbulenta (SITurb) fornece valores de fração de massa queimada em função da posição angular do virabrequim como também temperaturas, fluxos de calor para as paredes, interação da frente de chama com as paredes da câmara, e como estas influenciam na evolução da combustão, dispensando a entrada dos dados de 50% de massa de combustível queimado (CA50) e da duração da combustão entre 10% e 90% de massa de combustível queimados (B1090) na forma imposta, sendo responsável por calcular estes parâmetros.

Como centro da correlação da combustão preditiva, tem-se a calibração dos parâmetros de combustão, TFMS, TLMS, FKGM e DEM via DOE para todas as rotações em plena carga avaliadas, no primeiro momento, e se possível definir o melhor conjunto de parâmetros para que o motor virtual rode com o mesmo conjunto para todas as rotações em plena carga.

A correlação da combustão a partir dos dados de pressão medida na câmara, considerando-se, as duas zonas principais contendo gases queimados e não queimados, viabiliza o desenvolvimento e a aplicação de modelos de controle de detonação que podem prever os fenômenos de pré-ignição e detonação e assim ajustar a fase de início de combustão para o ponto de melhor eficiência térmica (MBT) ou controlar no limite de detonação. Neste ponto, a ancoragem da combustão preditiva pode ser alterada do ponto de 50% de massa de combustível queimado (CA50) para o avanço de ignição, e este será controlado pelo controlador de

detonação, que irá ajustar o início da combustão para atingir a fase de máximo torque (MBT) ou o limite de detonação.

Tomando como base o modelo correlacionado em termos de combustão preditiva e detonação, pode-se acrescentar o controle de temperatura de gás de descarga e o controle da válvula borboleta para alterar o nível de aceleração do motor e assim alterar a demanda de carga por rotação, avaliando e correlacionando o motor para não somente plena carga mas também para as cargas parciais. Neste caso, pequenas correções na correlação a nível de troca de calor interna no cilindro podem ser realizadas para acertar a correlação do consumo específico de combustível (BSFC) e temperatura dos gases de descarga para que estes parâmetros correlacionem com o plano cotado de consumo experimental.

A partir deste ponto o motor se torna totalmente preditivo, podendo ser avaliado em todos os níveis de alterações que afetam indireta e diretamente a combustão e que podem ter ocorrência de fenômenos de detonação, como alteração de diagrama de fases das válvulas, alteração no levante das válvulas, alterações em sistema de atuação de válvulas como VVT, VCT e VVL, alteração de taxa de compressão, sobre alimentação, sistemas EGR entre outros em plena carga ou cargas parciais.

Fica assim evidente a vantagem da utilização dos softwares do desenvolvimento do motor, reduzindo custos de protótipos e tempo de projeto, e por este motivo, definimos como ponto de partida para a utilização da metodologia uma alteração para transformar um motor de aspiração natural em um motor sobre alimentado, aterrando o volume deslocado, a taxa de compressão e a instalação de um sistema turbo compressor que acarretará o aumento do desempenho.

Após a avaliação de três diferentes conjuntos de turbo compressor, chega-se a conclusão que devido a melhor eficiência do compressor de um dos conjuntos propostos, o motor respondeu a maior parte dos objetivos propostos, atingindo os valores propostos de pressão média efetiva (BMEP), torque e potência para as faixas de rotação indicadas com a melhor eficiência global (BSFC).

Desta forma, a aplicação do turbo compressor TC 3 ao motor, se mostra a opção mais adequada, de acordo com as características e avaliações realizadas, e será o conjunto com a prioridade na montagem de um motor protótipo.

Assim, conclui-se que com a utilização da simulação fluidodinâmica 1D e a metodologia de correlação de motores de combustão interna proposta, pode-se avaliar e otimizar motores de combustão interna para que estes atinjam pressões medias efetivas (BMEP) e potências superiores, funcionando com diversos tipos de combustíveis com um controle otimizado para a eficiência energética global (BSFC).

A simulação 1D de motores de combustão interna, como mostra-se neste dissertação pode ser usado como uma importante fonte de geração de condições de contorno e dados de entrada para outras simulações como por exemplo; Simulações de desempenho do veículo completo simulando ciclos de homologação, gerenciamento térmico, Híbridização, simulações de combustão 3D, simulações de mapas de temperatura em CFD 3D, simulações estruturais com carga térmica, simulações de NVH entre outras.

A pesquisa realizada permite utilizar ferramentas importantes para o desenvolvimento de motores Flex Fuel, principalmente como uma opção de otimização para motores sobre alimentados. Os dados obtidos permitem ainda o desenvolvimento, a calibração e a validação de modelos matemáticos para a simulação de motores com vários tipos de combustíveis, aspirados, sobre alimentados, ciclo Otto ou Diesel e híbridos.

Identificam-se diversas técnicas e tecnologias que ampliam os ganhos potenciais, tais como recirculação de gases queimados de alta e baixa pressão (EGR), injeção direta, mistura pobre (lean combustion) e estratificação, que podem ser simulados e otimizados para ganhos expressivos em desempenho, consumo de combustível e emissões.

O que mais chama a atenção nesse estudo é o fato de ser possível expandir uma área de otimização na qual seria dificilmente explorada por completo caso dependesse apenas de modelos físicos e de metodologias de tentativa e erro experimentais. A utilização da simulação virtual no nível de desenvolvimento de projetos de novos motores agrega qualidade, redução de tempo de desenvolvimento e uma clara redução de custos, visto que os dados de teste e dados de simulação podem se realimentar em loops de desenvolvimento.

## 6.2 TRABALHOS FUTUROS

- Correlação do motor apresentado neste trabalho com os dados experimentais do motor protótipo.
- Os eventos de cruzamento de válvulas serão avaliados virtualmente para uma possível alteração no eixo comando de válvulas.
- Otimizações nos condutos no cabeçote para demonstrar as possíveis melhorias no futuro.
- Avaliação do melhor design para o coletor de descarga
- Avaliação do melhor design do coletor de aspiração
- Desenvolvimento de modelagens e pesquisas referentes a previsão de detonação (knocking)
- Desenvolvimento de modelagens e pesquisas referentes a controle de EGT
- Utilização de outros combustíveis, como gás natural veicular
- Metodologia para geração de dados referentes ao coeficiente de transferência de calor interna no cilindro.
- Aplicação de modelos do veículo completo para avaliação da performance do veículo e otimização de sistemas de controle elétricos e térmicos

## REFERÊNCIAS

- AYALA, F., GERTY, M., AND HEYWOOD, J., "Effects of Combustion Phasing, Relative Air-fuel Ratio, Compression Ratio, and Load on SI Engine Efficiency," SAE Technical Paper 2006-01-0229, 2006, doi: 10.4271/2006-01-0229.
- BAETA, J. G. C.; Metodologia Experimental para a Maximização do Desempenho de um Motor Multicombustível Turbo alimentado sem Prejuízo À Eficiência Energética Global. Belo Horizonte: Tese de Doutorado, Engenharia Mecânica, UFMG, 2006.
- BARROS, J. E. M. Estudo de motores de combustão interna aplicando análise orientada a objetos. Belo Horizonte: Tese de Doutorado, Engenharia Mecânica, UFMG, 2003.
- BASSHUISEN, Richard van.; SCHÄFER, Fred. *Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives*. 1. ed. Warrendale, PA: SAE International, INC., 2004. 826 p.
- BELLISA, V., SEVERI, E., FONTANES, S., BOZZA, F., "Hierarchical 1D/3D approach for the development of a turbulent combustion model applied to a VVA turbocharged engine. Part II: combustion model" *Energy Procedia* 45 ( 2014 ) 1027 – 1036.
- BERNI, F. CICALESE, G. FONTANESI, S. "A modified thermal wall function for the estimation of gas-to-wall heat fluxes in CFD in-cylinder simulations of high performance spark-ignition engines" *Applied Thermal Engineering* 115 (2017) 1045–1062.
- CHEN, S.K.; FLYNN, P., "Development of a compression ignition research engine". SAE 650733, 1965.
- DOUAUD, A., EYZAT, P., "Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines," SAE Technical Paper 780080, 1978.
- FAGUNDEZ, J.L.S. SARI, R.L. MARTINS, M.E.S. SALAU, N.P.G. "Comparative analysis of different heat transfer correlations in a two zone combustion model applied on a SI engine fueled with wet ethanol" *Applied Thermal Engineering* 115 (2017) 22–32.
- FRIGO, S., PASINI, G., MARELLI, S., LUTZEMBERGER, G. et al., "Numerical Evaluation of an Electric Turbo Compound for SI Engines," SAE Technical Paper 2014-32-0013, 2014, doi:10.4271/2014-32-0013.
- GANESAN, V. *Internal combustion engines*. 1. ed. New York: McGraw-Hill, Inc., 1995. 540 p.
- GT-Power User's Manual, GT-suite Version 2016 build 4

HEYWOOD, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Inc., New York, 1988.

KASSERIS, E. AND HEYWOOD, J., "Charge Cooling Effects on Knock Limits in SI DI Engines Using Gasoline/Ethanol Blends: Part 1-Quantifying Charge Cooling," SAE Technical Paper 2012-01-1275, 2012.

KASSERIS, E. AND HEYWOOD, J., "Charge Cooling Effects on Knock Limits in SI DI Engines Using Gasoline/Ethanol Blends: Part 2-Effective Octane Numbers," SAE Technical Paper 2012-01-1284, 2012.

LEONE, T.G. OLIN, E.D. ANDERSON, J.E. JUNG, H. SHELBY, M.H., and STEIN, R.A., "Effects of Fuel Octane Rating and Ethanol Content on Knock, Fuel Economy, and CO<sub>2</sub> for a Turbocharged DI Engine" SAE Technical Paper 2014-01-1228, 2014.

NAKATA, K., UTSUMI, S., OTA, A., KAWATAKE, K. et al., "The Effect of Ethanol Fuel on a Spark Ignition Engine," SAE Technical Paper 2006-01-3380, 2006, doi:10.4271/2006-01-3380.

PAWLOWSKI, A. AND SPLITTER, D., "SI Engine Trends: A Historical Analysis with Future Projections," SAE Technical Paper 2015-01-0972, 2015, doi:10.4271/2015-01-0972.

SCHWADERLAPP M., ADOMEIT, P., KOLBECK, A., THEWES, M., "Ethanol and its Potential for Downsized Engine Concepts," MTZ Worldwide, 73(2): 24-29, 2012.

SHAYLER, P., CHICK, J., AND EADE, D., "A Method of Predicting Brake Specific Fuel Consumption Maps," SAE Technical Paper 1999-01-0556, 1999, doi:10.4271/1999-01-0556.

STEIN, R.A. ANDERSON, J.E. WALLINGTON, T.J., "An Overview of the Effects of Ethanol-Gasoline Blends on SI Engine Performance, Fuel Efficiency, and Emissions" SAE Technical Paper 2013-01-1635, 2013

STEIN, R., POLOVINA, D., ROTH, K., FOSTER, M. et al., "Effect of Heat of Vaporization, Chemical Octane, and Sensitivity on Knock Limit for Ethanol - Gasoline Blends," SAE Int. J. Fuels Lubr.5(2):823-843, 2012, doi:10.4271/2012-01-1277.

SZYBIST, J., FOSTER, M., MOORE, W., CONFER, K. et al., "Investigation of Knock Limited Compression Ratio of Ethanol Gasoline Blends," SAE Technical Paper 2010-01-0619, 2010, doi:10.4271/2010-01-0619.

VALLE, R. M. "Fundamentos Motores De Combustão Interna" Notas de aula, 2010.

WANG, Z. LIU, H. REITZ, R.D. "Knocking combustion in spark-ignition engines" Progress in Energy and Combustion Science, 61(2017)78\_112, 2017.

WOSCHNI, G. "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine". SAE paper # 670931, 1967.

YUAN, H., FOONG, T., CHEN, Z., YANG, Y. et al., "Modeling of Trace Knock in a Modern SI Engine Fuelled by Ethanol/ Gasoline Blends," SAE Technical Paper 2015-01-1242, 2015, doi:10.4271/2015-01-1242.

ZABEU C. B.; Análise Da Combustão Em Motores Baseada Na Medição De Pressão. São Paulo: Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, USP, 1999.

ZHONG, L., MUSIAL, M., RESH, W., SINGH, K., "Application of Modeling Technology in a Turbocharged SI Engine" SAE Technical Paper 2013-01-1621, 2013.

ZHONG, L., MUSIAL, M., REESE, R., BLACK, G., "EGR Systems Evaluation in Turbocharged Engines" SAE Technical Paper 2013-01-0936, 2013.

ZHONG, L.R., HENEIN, N. A. AND BRYZIK, W., A New Predictive 1D Model for Advanced High Speed Direct Injection Diesel Engines, ICEF 2004-892, ASME Internal Combustion Engine Division, 2004 Fall Technical Conference, Long Beach CA, 2