

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR ROBERTO CARLOS DE  
CASTRO SILVA..... E APROVADA  
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 27/07/2011

Roberto C. S.  
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Roberto Carlos de Castro Silva

**Modelo matemático para cálculo da rotação do  
eixo do turbocompressor em um motor Diesel**

Campinas, 2011.

76/2011

Roberto Carlos de Castro Silva

# **Modelo matemático para cálculo da rotação do eixo do turbocompressor em um motor Diesel**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional em Engenharia Automobilística da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Eletrônica

Orientador: Luiz C. Sandoval Góes

Campinas  
2011

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -  
UNICAMP

Si38m	<p>Silva, Roberto Carlos de Castro Modelo matemático para cálculo da rotação do eixo do turbocompressor em um motor diesel / Roberto Carlos de Castro Silva. --Campinas, SP: [s.n.], 2011.</p> <p>Orientador: Luiz Carlos Sandoval Góes. Dissertação de Mestrado (Profissional) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.</p> <p>1. Automóveis - Motores - Turbocompressores. 2. Motor diesel. 3. Turbinas. I. Góes, Luiz Carlos Sandoval. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.</p>
-------	---

Título em Inglês: Mathematical model of turbocharger shaft speed calculation in a diesel engine

Palavras-chave em Inglês: Automobiles - Motors - Turbochargers, Diesel engine, Turbines

Área de concentração: Eletrônica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Alberto Adade Filho, Agenor Toledo Fleury

Data da defesa: 27-07-2011

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

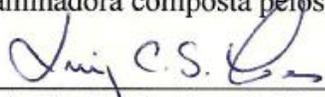
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL**

**Modelo matemático para cálculo da rotação do  
eixo do turbocompressor em um motor Diesel**

Autor: Roberto Carlos de Castro Silva  
Orientador: Luiz Carlos Sandoval Góes

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



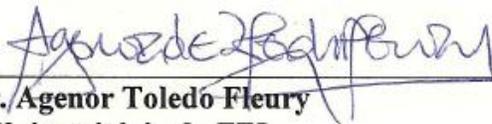
---

**Prof. Dr. Luiz Carlos Sandoval Góes , Presidente  
Instituto Tecnológico de Aeronáutica / IEM**



---

**Prof. Dr. Alberto Adade Filho  
Instituto Tecnológico de Aeronáutica / IEM**



---

**Prof. Dr. Agenor Toledo Fleury  
Centro Universitário da FEI**

Campinas, 27 de julho de 2011.

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho às pessoas da minha família mais próximas, principalmente aos meus pais, João Tadeu de Castro Silva e Marly Rabelo Silva.

## **Agradecimentos**

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A minha família e amigos mais próximos pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, que me mostrou os caminhos a serem seguidos.

A todos os professores e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

A MWM International Motores pelo apoio e incentivo.

Aos colaboradores da MWM International Motores que sempre estiveram à disposição para ajudar em todos os momentos.

*A educação exige os maiores cuidados,  
porque influi sobre toda a vida*

## Resumo

Neste trabalho construiu-se e verificou-se um modelo matemático capaz de realizar o cálculo da rotação do eixo do turbocompressor aplicado a um motor Diesel, para futura implementação de uma função de software no programa da unidade de comando do motor, de forma a permitir a criação de estratégias de proteção contra sobre rotação do eixo do turbocompressor. O modelo foi construído com utilização de modelagem de fenômenos físicos que ocorrem em algumas partes do motor, junto com tabelas obtidas através de testes empíricos do motor. O modelo foi criado de modo a aproveitar os sensores atualmente disponíveis no motor de série, utilizados pelo sistema de injeção eletrônica. O parâmetro de vazão de ar admitido, calculado pela unidade de controle do sistema de injeção também foi aproveitado. Após a criação do modelo, este foi verificado inicialmente simulando-se variações nas entradas (quantidade injetada de combustível e acionamento da válvula EGR) e analisando-se a reação ocorrida na saída do modelo (rotação do eixo do turbocompressor). Foram realizadas medições em um banco de testes para o levantamento do mapa de temperatura do coletor de escape em condição estacionária. Para a verificação do modelo em um caso real, foram coletados dados de diversos parâmetros de funcionamento de um motor diesel instalado em um veículo de testes da MWM International. Os parâmetros de entrada coletados foram inseridos no modelo e o valor de rotação medido confrontado com o valor calculado. Ajustes nos submodelos foram necessários para a estimação dos parâmetros do modelo através da minimização do erro encontrado. O erro encontrado diminuiu sensivelmente, porém ainda se manteve alto para ser considerado como uma informação confiável para a implementação no software da unidade de comando do motor.

*Palavras Chave:* Automóveis, Motores, Turbocompressores, Motor diesel, Turbinas.

## **Abstract**

In this work, it was intended to create a model capable to calculate the turbocharger shaft speed of a Diesel engine, for future implementation of an algorithm in the engine's Electronic Control Unit software, as a protection strategy against turbocharger shaft overspeed. The model was built using physical phenomenon modeling from some parts of the engine, among tables obtained by empiric tests of the engine. The model was created in order to use current sensors available in the series production engine, which is used by electronic fuel injection system. The intake air flow parameter, already calculated by ECU, was also used. After the model creation, it was verified simulating input variation (fuel injected quantity and EGR valve command) and analyzing the model output (turbocharger shaft speed). Measurements in bench test were performed in order to create an exhaust manifold temperature map in steady condition. In order to check the model in a real case, several operating parameter data were collected from a Diesel engine installed in a test vehicle from MWM International. The acquired data was inserted in the model and the turbocharger shaft speed was crosschecked against the calculated value. Adjustments in submodels were necessary to parameter estimation through minimizing of error found. The error decreased significantly, however it remained too high to be considered a reliable information for implementation in the controller's software.

## Lista de Figuras

Figura 1: Exemplo de um sistema de controle de motor Diesel eletrônico.....	5
Figura 2: Desenho de um turbocompressor em corte.....	6
Figura 3: Gráfico típico de operação de um compressor .....	7
Figura 4: Turbina de geometria variável em corte .....	8
Figura 5: Diagrama do modelo de um motor Diesel com turbocompressor e sistema de recirculação de gases criado por Ericsson e Westerberg.....	17
Figura 6: Modelo completo em Simulink da rotação do eixo do turbocompressor .....	24
Figura 7: Modelo em Simulink do eixo do turbocompressor em azul .....	25
Figura 8: Modelo em Simulink de torque no rotor do compressor em verde .....	26
Figura 9: Gráfico de rendimento do compressor em função da rotação do rotor e da relação de compressão .....	27
Figura 10: Gráfico de vazão do compressor em função da rotação do rotor e da relação de compressão .....	27
Figura 11: Modelo em Simulink dos cilindros para obtenção de temperatura e vazão de gases na saída dos cilindros em vermelho .....	28
Figura 12: Modelo em Simulink do coletor de escape em laranja .....	29
Figura 13: Modelo em Simulink da válvula EGR em cinza .....	30
Figura 14: Modelo em Simulink de temperatura dos gases na saída da turbina em rosa.....	31
Figura 15: Modelo em Simulink do escapamento em amarelo .....	31
Figura 16: Modelo em Simulink da turbina em azul.....	32
Figura 17: Gráfico de rendimento da turbina em função da rotação do rotor e da relação de expansão .....	34
Figura 18: Gráfico de vazão de gás na turbina em função da rotação do rotor e da relação de expansão .....	34
Figura 19: Resultado da simulação da rotação do eixo do turbocompressor com todas as entradas constantes .....	36
Figura 20: Resultado da simulação da rotação do eixo do turbocompressor com todas as entradas constantes, limitando valores de rendimento e vazão do compressor e da turbina.....	37

Figura 21: Resultado da simulação de $n_{trb}$ com entradas constantes, rendimento e vazão do compressor e da turbina limitados e $n_{trb}$ inicial igual a 17000 rad/s .....	37
Figura 22: Efeito na rotação do turbocompressor por uma entrada degrau na rotação do motor ..	38
Figura 23: Efeito na rotação do turbocompressor por uma entrada degrau vazão de combustível injetada .....	39
Figura 24: Turbocompressor BorgWarner .....	41
Figura 25: Sensor de rotação do motor .....	41
Figura 26: Sensor de pressão e temperatura do ar no coletor de admissão .....	42
Figura 27: Unidade de comando eletrônico .....	43
Figura 28: Motor MWM MaxxForce 4.8H Euro V instalado em banco de testes .....	44
Figura 29: Motor MWM Maxxforce 4.8H instalado em banco de testes .....	45
Figura 30: Instrumentação de Pressão e temperatura no coletor de escape .....	46
Figura 31: Gráfico do fator de incremento de temperatura em função da quantidade de combustível injetada e rotação do motor.....	47
Figura 32: Comparativo de valores de temperatura no coletor de escape em quatro condições do motor. ....	48
Figura 33: Veículo de testes .....	49
Figura 34: Motor MWM MaxxForce 4.8H Euro V instalado em veículo de testes.....	50
Figura 35: Sensor de temperatura ambiente instalado no veículo.....	51
Figura 36: Sensor de rotação do eixo do turbocompressor no motor instalado no veículo .....	52
Figura 37: Equipamento de aquisição de dados .....	52
Figura 38: Software de aquisição de dados .....	53
Figura 39: Instrumentação de Pressão e temperatura no escapamento .....	53
Figura 40: Coleta total de dados de rotação do motor e quantidade injetada no teste em veículo.	54
Figura 41: Valores de quantidade injetada, rotação, pressão no coletor de admissão e rotação do eixo do turbocompressor coletados no experimento. ....	55
Figura 42: Rotação do eixo do turbocompressor calculado versus valor medido no motor. ....	56
Figura 43: Dados $\{(t_1, y_1)\}$ (marcados por +) e modelo $M(x, t)$ (marcado como linha contínua)	57
Figura 44: Esquemático do processo de estimação dos parâmetros de ajuste .....	60
Figura 45: Vazão de ar no compressor medido versus simulado pelo modelo .....	62

Figura 46: Vazão de ar no compressor medido versus simulado pelo modelo com mapa ajustado. .....	63
Figura 47: Vazão gás na turbina medido versus simulado pelo modelo .....	64
Figura 48: Vazão de gases na turbina medida versus simulado pelo modelo com mapa ajustado. .....	65
Figura 49: Pressão no coletor de escape medido versus valores calculados com e sem filtro.....	66
Figura 50: Pressão no coletor de escape medido versus valores simulados (com filtro) e ajustes.	66
Figura 51: Pressão no coletor de escape medido versus valores simulados (com filtro) e ajustes, sem limitação no integrador de saturação. ....	67
Figura 52: Pressão no escapamento medida versus simulada .....	68
Figura 53: Pressão no escapamento medida versus simulada, com ajustes aditivo, multiplicativo e de $k_{es}$ .....	69
Figura 54: Temperatura no coletor de escape medida versus calculada .....	69
Figura 55: Temperatura no coletor de escape medida versus calculada com mapa corrigido .....	70
Figura 56: Comparativo de rotação do eixo do turbocompressor simulado e medido em veículo	71
Figura 57: Comparativo de rotação do eixo do turbocompressor medido em veículo e simulado com fatores de correção aditivo e multiplicativo. ....	72

## Lista de Tabelas

Tabela I: Exemplo de valores de área efetiva da válvula EGR em função do sinal de comando ..	22
Tabela II: Valores constantes utilizados para avaliação do modelo.....	35
Tabela III: Dados do motor utilizado no experimento .....	40
Tabela IV: Dados do turbocompressor utilizado no experimento.....	41
Tabela V: Características do banco de testes utilizado no experimento .....	44
Tabela VI: Dados de entrada para simulação de $T_{em}$ em 4 condições de funcionamento.....	48
Tabela VII: Características do veículo de testes utilizado no experimento .....	49

## Lista de abreviações

### *Letras Latinas*

$n_{\text{trb}}$ – rotação do eixo do turbocompressor	[rpm]
$n_{\text{eng}}$ – rotação do motor	[rpm]
$J_{\text{trb}}$ – Inércia do turbocompressor	[Nm/s <sup>2</sup> ]
$M_{\text{cmp}}$ – Torque no rotor do compressor	[Nm]
$M_{\text{trb}}$ – Torque no rotor da turbina	[Nm]
$W_{\text{cmp}}$ – Vazão de ar no compressor	[kg/s]
$W_{\text{eng,in}}$ – Vazão de ar admitida nos cilindros	[kg/s]
$W_{\text{fuel}}$ – Vazão de combustível consumida pelo motor	[kg/s]
$W_{\text{eng,out}}$ – Vazão de gases na saída dos cilindros	[kg/s]
$W_{\text{egr}}$ – Vazão de gases do sistema EGR	[kg/s]
$W_{\text{trb}}$ – Vazão de gases na turbina	[kg/s]
$W_{\text{es}}$ – Vazão de gases no escapamento	[kg/s]
$T_{\text{amb}}$ – Temperatura ambiente	[K]
$T_{\text{im}}$ – Temperatura do ar no coletor de admissão	[K]
$T_{\text{em}}$ – Temperatura dos gases no coletor de escape	[K]
$T_{\text{trb}}$ – Temperatura dos gases na turbina	[K]
$T_{\text{es}}$ – Temperatura dos gases no escapamento	[K]
$A_{\text{egr}}$ – Área efetiva de passagem dos gases pela válvula EGR	[m <sup>2</sup> ]
$P_{\text{amb}}$ – Pressão ambiente	[Pa]
$P_{\text{im}}$ – Pressão no coletor de admissão	[Pa]
$P_{\text{em}}$ – Pressão no coletor de escape	[Pa]
$P_{\text{es}}$ – Pressão no escapamento	[Pa]
$V_{\text{im}}$ – Volume do coletor de admissão	[m <sup>3</sup> ]
$V_{\text{em}}$ – Volume do coletor de escape	[m <sup>3</sup> ]
$V_{\text{es}}$ – Volume do escapamento	[m <sup>3</sup> ]
$Q_{\text{LHV}}$ – poder calorífico do combustível	[J]

$C_{p,ar}$ – calor específico do ar a pressão constante	[J/kg K]
$C_{p,exh}$ – calor específico dos gases a pressão constante	[J/kg K]
R – constante geral dos gases	[J/kg K]
$U_{egr}$ – sinal de comando da válvula EGR	[mV]

.....

### ***Letras Gregas***

$\eta_{cmp}$ – rendimento do compressor	[ - ]
$\eta_{trb}$ – rendimento da turbina	[ - ]
$\omega_{cmp}$ – velocidade angular do rotor do compressor	[rad/s]
$\omega_{trb}$ – velocidade angular do rotor da turbina	[rad/s]
$\gamma_{ar}$ – relação entre calores específicos do ar	[ - ]
$\gamma_{exh}$ – relação entre calores específicos dos gases de escape	[ - ]

.....

### ***Abreviações***

ECM – Módulo de Controle Eletrônico
ECU – Módulo de Controle Eletrônico
EGR – Recirculação dos gases de escape
ETC – Ciclo Transiente Europeu
CFD – Simulação computacional dinâmica de fluidos
VGT – turbocompressor de geometria variável
MVEM – Modelo de motor de valores médios

.....

# SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Motores de combustão interna .....	1
1.2 Como um motor Diesel funciona .....	2
1.3 Controle do motor Diesel .....	3
1.4 Admissão de ar .....	5
1.5 Turbocompressores .....	6
1.6 Situação do problema .....	9
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	10
3 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO TURBOCOMPRESSOR.....	17
3.1 Equacionamento .....	17
3.2 Modelo em Simulink.....	23
3.3 Simulações de entradas no modelo matemático.....	35
4 ANÁLISE EXPERIMENTAL .....	40
4.1 Experimento em banco de testes .....	43
4.2 Experimento em veículo de testes.....	49
5 VERIFICAÇÃO E AJUSTES DO MODELO .....	57
5.1 Ajuste de dados .....	57
5.2 Otimização dos parâmetros .....	60
5.3 Ajustes dos submodelos .....	61
5.4 Aplicação dos ajustes ao modelo completo.....	70
6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS .....	73
6.1 Sugestões para os próximos trabalhos.....	74
REFERÊNCIAS .....	75

# 1 INTRODUÇÃO

O objetivo deste trabalho é criar um modelo matemático para cálculo da rotação do eixo do turbocompressor utilizado em motores Diesel para futura implementação deste modelo no software da unidade de comando do motor. Dessa forma se permite a criação de uma estratégia de proteção contra sobre rotação do compressor. Serão utilizados dados empíricos das características dinâmicas do turbocompressor para a criação do modelo e o resultado será confrontado com o valor real, medido com um turbocompressor especial, contendo instrumentação para a medição da rotação do eixo.

## 1.1 Motores de combustão interna

Os motores de combustão interna podem ser divididos em alguns sistemas:

- Gerenciamento de ar: responsável pelo fluxo dos gases necessários para a realização da combustão no motor (turbocompressor, válvula EGR, coletores etc.).
- Potência: responsável pela transmissão e conversão da energia térmica em energia mecânica no motor (pistões, anéis, virabrequim etc.).
- Elétrico: responsável pelo gerenciamento de todo o motor através de algoritmos e estratégias (ECU, atuadores, sensores etc.).
- Combustível: responsável pelo transporte do combustível do tanque ao motor, assim como sua mistura com o ar para a geração de energia térmica (bicos injetores, bomba de combustível etc.).
- Estrutural: representa a estrutura do motor (bloco, cabeçote, suportes etc.).
- Lubrificação: responsável pela lubrificação das partes móveis do motor e também pode ser responsável pelo acionamento de determinados componentes (bomba de óleo, ejetores de óleo etc.).
- Arrefecimento: responsável pela refrigeração dos componentes garantindo que as temperaturas não ultrapassem o limite dos materiais e também pela transferência de energia térmica com os gases (válvula termostática, trocadores de calor etc.).
- Distribuição e sincronismo: responsável pelo sincronismo entre os componentes que atuam nas várias etapas do processo de combustão e pela distribuição de energia entre os

componentes do próprio motor e auxiliares (válvulas de admissão e escape, comando de válvulas, engrenagens etc.).

- Auxiliar: dispositivos inseridos no motor para utilidades diversas (compressor de ar, bomba hidráulica, alternador etc.).

Um motor Diesel é um motor de combustão interna que utiliza calor da compressão para iniciar a ignição para a queima do combustível, que é injetado na câmara de combustão durante o final do estágio de compressão. Este método é diferente dos motores de ciclo Otto - como motores a gasolina, álcool ou gás natural – na qual a mistura ar/combustível é inflamada por uma faísca.

O ciclo Diesel foi inventado pelo engenheiro alemão Rudolf Diesel e possui maior eficiência térmica do que qualquer motor de combustão interna ou externa devido a sua alta taxa de compressão. Motores Diesel de baixa rotação, como os usados em grandes embarcações, possuem eficiência geralmente superior a 50%.

## **1.2 Como um motor Diesel funciona**

Em um motor Diesel puro, somente ar é inserido na câmara de combustão. Este ar é, então, comprimido tipicamente entre 15 a 22 vezes seu volume inicial resultando em uma pressão de aproximadamente 4 MPa (40 bar) comparado com de 0,8 a 1,4 MPa (8 a 14 bar) de um motor a gasolina. Esta alta compressão aquece o ar a aproximadamente 550°C. No topo do ciclo de compressão, o combustível é injetado diretamente no ar comprimido da câmara de combustão. Isto pode acontecer em uma câmara na parte superior do pistão ou em uma pré-câmara, dependendo do projeto do motor. O injetor de combustível assegura que o combustível seja dividido em pequenas gotas e distribuído uniformemente. O calor do ar vaporiza o combustível na superfície das gotas. Este vapor então é inflamado pelo calor do ar comprimido na câmara de combustão. As gotas continuam a vaporizar-se pela sua superfície e inflamando-se, ficando cada vez menores até que toda a gota seja queimada. O início da vaporização causa um período de atraso durante a ignição, assim como o som característico de batida do Diesel quando o vapor atinge a temperatura de ignição e um aumento abrupto na pressão acima do pistão. A rápida expansão dos gases então empurra o pistão, fornecendo potência ao virabrequim.

Assim como um alto nível de compressão permite a combustão sem um sistema adicional de combustão, a alta taxa de compressão aumenta a eficiência do motor. Uma vez que apenas o ar é comprimido no motor e o combustível não é inserido até instantes antes do ponto de maior compressão, uma ignição prematura não é um problema, como nos motores de ciclo Otto na qual o combustível está presente durante a fase de compressão.

### **1.3 Controle do motor Diesel**

Um componente vital de um motor Diesel é um governador mecânico ou eletrônico que regula a rotação mínima e máxima do motor através do controle do combustível injetado. Diferentemente de um motor Otto, o ar admitido não é regulado por uma válvula (conhecida como válvula borboleta) e um motor Diesel sem um governador não consegue ter uma rotação de marcha lenta estável e pode facilmente ultrapassar o limite de rotação que seus componentes suportam, levando a destruição do motor.

Sistemas de injeção de combustível controlados mecanicamente são acionados pelo trem de engrenagens do motor. Estes sistemas utilizam uma combinação de molas e pesos para controlar a quantidade de combustível debitada relativa tanto a rotação quanto a carga. Motores modernos controlados eletronicamente controlam o combustível debitado usando um módulo de controle eletrônico (ECM – Electronic Control Module ou ECU- Electronic control Unit). O módulo recebe sinais de rotação e outros parâmetros de operação, como pressão no coletor de admissão, por exemplo, de sensores e controla a quantidade de combustível e o ponto de injeção (instante de início da injeção do combustível) através de atuadores para maximizar a potência e a eficiência, minimizando as emissões de gases poluentes. Controlar o ponto de injeção de combustível no cilindro é fundamental para minimizar emissões e melhorar o consumo de combustível do motor.

#### **1.3.1 Controles mecânicos**

Dentre os motores com controle de combustível mecânico, há duas configurações de controle de combustível. Uma delas utiliza uma bomba de combustível de alta pressão com um pistão que é levantado por um eixo de cames, girando com uma velocidade angular igual à metade da velocidade de rotação do motor. Esta bomba é acionada pelo virabrequim do motor.

Para cada cilindro, seu pistão mede a quantidade de combustível e determina o ponto de cada injeção. Estes motores possuem injetores que são válvulas mola muito precisas que abrem e fecham a uma determinada pressão de combustível. Cada pistão da bomba é ligado a um injetor com uma linha de combustível. O volume de combustível é controlado por uma canaleta inclinada no pistão que gira alguns graus liberando a pressão e é controlada pelo governador mecânico. Cada linha de combustível deve possuir o mesmo comprimento para se obter o mesmo atraso de pressão. Outra configuração de controle de combustível mecânico usada em motores de rotação mais alta e menos do que seis cilindros é uma bomba de pistões axiais, sendo que cada pistão da bomba rotativa entrega o combustível para uma válvula e uma linha para cada cilindro. Esta configuração também é mais barata.

### **1.3.2 Controles eletrônicos**

Os métodos mais modernos consistem em utilizar apenas uma bomba única que fornece combustível a uma alta pressão constante em uma galeria comum (common rail) para todos os injetores. Na Figura 1 podemos observar um exemplo de o sistema de controle de motor Diesel eletrônico com common rail utilizado nos motores da família Acteon Euro III da MWM International.

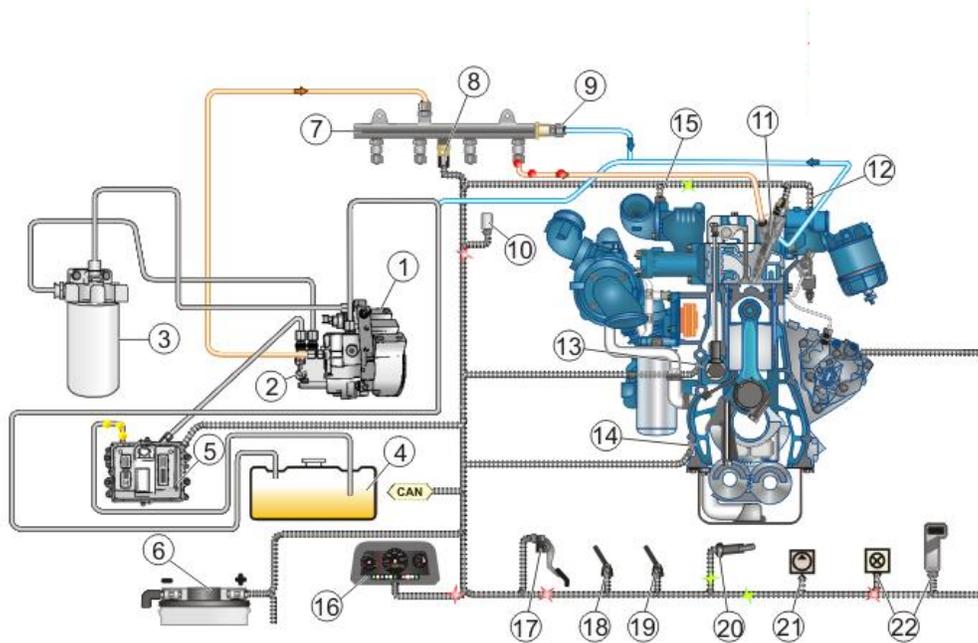


Figura 1: Exemplo de um sistema de controle de motor Diesel eletrônico.

Cada injetor possui um solenoide operado pelo módulo de controle eletrônico, resultando em um controle mais preciso dos tempos de abertura do injetor que depende de outras condições de controle, como rotação e carga do motor, promovendo melhor consumo de combustível e desempenho. Esta configuração também é mecanicamente mais simples do que o projeto de bomba e válvula, tornando-se mais confiável e menos ruidoso que os controles mecânicos.

#### 1.4 Admissão de ar

Para a combustão, a carga de ar admitido é uma das componentes relevantes para a geração de energia. Nos motores de combustão interna, a admissão de ar pode ocorrer sem auxílio de nenhum dispositivo, sendo o motor assim chamado de naturalmente aspirado, ou com auxílio de um compressor de ar.

Comprimindo o ar admitido em um motor de combustão interna e, portanto, aumentando a massa do ar admitida, os compressores podem aumentar o desempenho obtido pelo motor quando comparado com um motor sem sobre alimentação para um mesmo deslocamento volumétrico e a

mesma rotação. Os compressores geralmente usados em motores de combustão interna são de três tipos básicos: compressores acionados mecanicamente, turbocompressores e compressores de onda de pressão.

Compressores acionados mecanicamente comprimem o ar usando a potência fornecida pelo motor através de um acoplamento mecânico entre o motor e o compressor. Turbocompressores são acionados através do fluxo de gases de escape do próprio motor. Compressores de onda de pressão também utilizam os gases de escape para seu acionamento, porém este requer um acionamento mecânico suplementar.

### 1.5 Turbocompressores

Na Figura 2 vemos um turbocompressor em corte e alguns dos seus principais componentes, apresentado no blog Clube do Diesel.

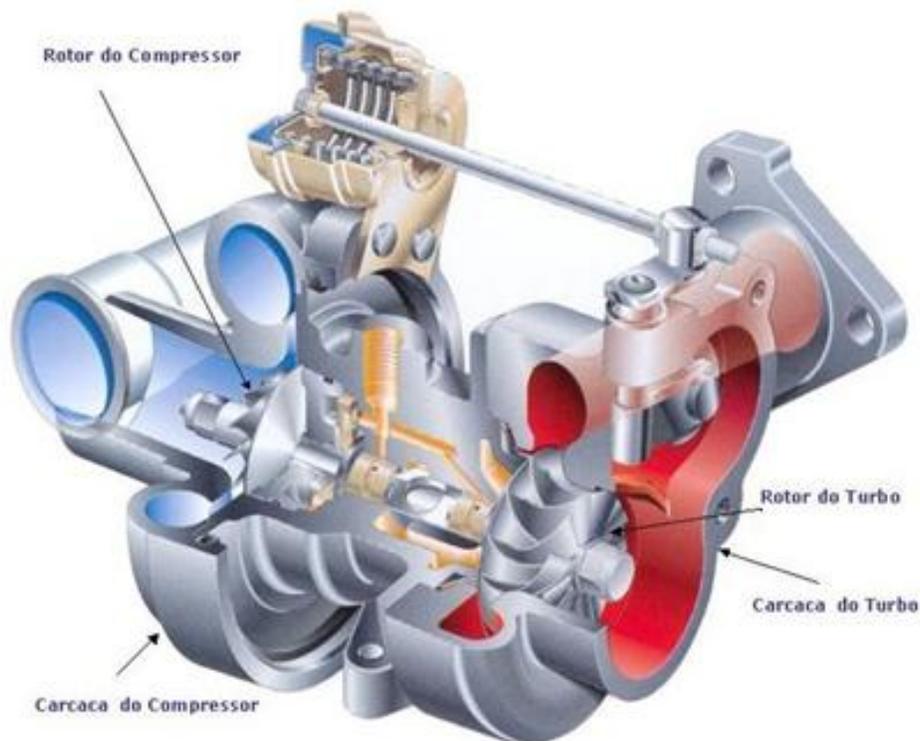


Figura 2: Desenho de um turbocompressor em corte.

Vê-se que o turbocompressor consiste em dois elementos: a turbina e o compressor, instalados em um único eixo. A turbina usa a energia dos gases de escape para acionar o

compressor. O compressor “suga” o ar e o entrega aos cilindros de forma comprimida. O ar e o fluxo de gases de escape representam o único acoplamento entre o motor e o compressor. A rotação do turbocompressor não depende da rotação do motor, mas de uma função entre o balanço de energia entre a turbina e o compressor.

As curvas típicas de operação do compressor para este tipo de aplicação são mostradas na Figura 3, na qual uma linha de “surge” separa a faixa de operação estável na sua direita de uma faixa de operação instável. Faixas de trabalho instáveis não são problemas desde que a seleção do turbocompressor seja feita corretamente, onde todos os pontos da condição de operação estão dentre das curvas de operação do motor ou abaixo delas.

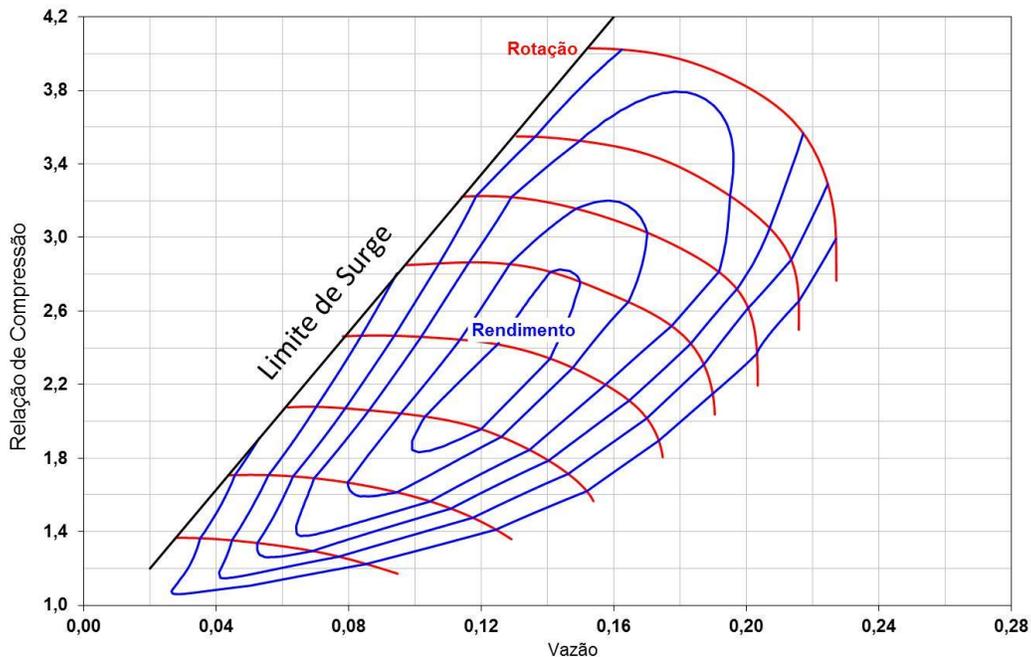


Figura 3: Gráfico típico de operação de um compressor

Diferentes aplicações requerem várias configurações, entretanto, todos os turbocompressores possuem praticamente os mesmos componentes básicos: o conjunto de rotores e eixo – que junto com o conjunto do mancal central formam a chamada carcaça central – e a carcaça do compressor. Outros componentes como a carcaça da turbina e os elementos de controle variam de acordo com as aplicações específicas.

As carcaças de turbina variam de acordo com o uso. Alguns turbocompressores incorporam uma carcaça de turbina com fluxo duplo na qual os dois dutos se juntam logo antes de chegarem

ao rotor. Esta configuração de carcaça é usada para conseguir uma pulsação de forma que a pressão do gás de escape é suplementada com sua energia cinética.

No caso de turbocompressores de pressão constante, somente a energia dos gases de escape é utilizada e uma carcaça de fluxo único é utilizada. É comum também um anel com vanes na entrada da turbina. Este anel propicia um fluxo constante e suave ao rotor, além de permitir um ajuste apurado do fluxo de gases na turbina.

A energia disponível é explorada mais eficientemente por um sistema de controle que incorporam turbinas com geometria variável. Neste sistema, a resistência ao fluxo da turbina é alterada continuamente para atingir o máximo de utilização da energia do gás de escape em todas as condições de operação. Na Figura 4 podemos ver um corte de um turbocompressor com uma turbina de geometria variável, apresentado no site [mecanicavirtual.org](http://mecanicavirtual.org).

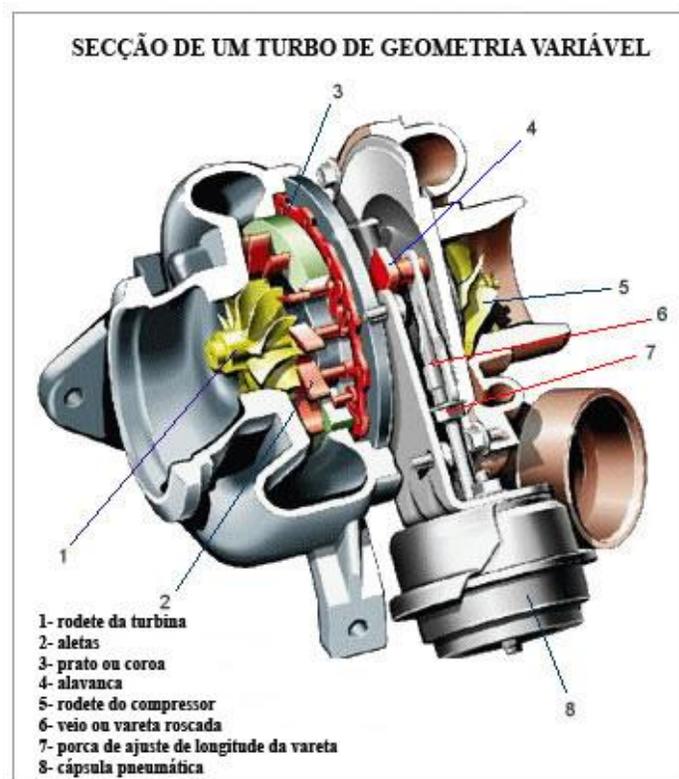


Figura 4: Turbina de geometria variável em corte

O anel de ajuste é rotacionado para promover o ajuste do ângulo das aletas. As aletas são giradas até o ângulo desejado usando os cames de ajuste, ou diretamente através de alavancas

presos nas aletas. O atuador que realiza o ajuste pode ser acionado pneumaticamente ou eletricamente.

## **1.6 Situação do problema**

O fluxo de gases que circula pela turbina e gira os rotores da turbina e, conseqüentemente, o rotor do compressor é capaz de imprimir rotações bastante altas ao eixo do turbocompressor. Quando sujeito a esta alta rotação, o conjunto girante pode atingir os limites dinâmicos dos materiais.

Os casos mais críticos ocorrem quando o motor está em funcionamento em locais com altitude mais elevada. Quanto mais alto o ambiente, menor é a pressão atmosférica do ambiente e menor é a densidade do ar. Para que o motor mantenha o seu desempenho, é necessário que o motor admita um volume maior de ar para manter a mesma massa disponível para a queima do combustível. A forma de atingir esse volume maior é aumentando a rotação do compressor.

Um dos modos de falhas relacionados a este conjunto é a quebra do rotor do compressor devido ao excesso de rotação. Para evitar que isto ocorra durante o desenvolvimento de um turbocompressor aplicado a um motor, são realizados testes para garantir que a rotação do eixo do turbocompressor não ultrapasse seu limite. Quando esse aumento de rotação ultrapassa os limites do turbocompressor, é aplicada uma degradação no desempenho do motor de modo a proteger o turbo.

A realização destes testes demanda turbocompressores especiais instrumentados para desenvolvimento, profissionais capacitados para a realização de calibrações no motor e expedições aos lugares mais críticos, além de recursos financeiros para suportar tudo isso.

A intenção deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo capaz de calcular a rotação do turbocompressor de modo a prescindir a utilização de um turbocompressor especial instrumentado.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A simulação por computador tem se tornado uma ferramenta importante no desenvolvimento de motores. Alguns autores desenvolveram pesquisas e estudos para obtenção de modelos de motores de combustão interna, possibilitando sua modelagem e simulação. Uma forma de se fazer a avaliação de motores é usar uma simulação paramétrica do motor e comparar os resultados da simulação com os valores obtidos em medições experimentais.

Biteus (2004) busca construir um modelo preciso de um motor Diesel para trabalho pesado, capaz de prever os efeitos das variações mecânicas e de controle do motor. São descritos os submodelos padrões, como volume de controle, trocador de calor, restrição variável e restrição quadrática. Também são descritos modelos específicos de filtro, turbocompressor, intercooler, coletores, câmara de combustão, sistema EGR, freio motor e escapamento.

Para o modelo do turbocompressor, é apresentada duas formas de modelagem do compressor e da turbina. Uma forma é utilizando as relações físicas e mapas de rendimento e vazão do fabricante do turbo. A segunda forma também é através de relações físicas, porém com análise de regressão. O modelo foi validado apenas com dados estáticos, devido a problemas de precisão dos modelos de EGR. Os dados estáticos utilizados não continham valores de EGR. Do turbocompressor, foi utilizado o modelo com análise de regressão.

O erro máximo do modelo foi de 6%, porém o modelo do sistema EGR não foi utilizado. Modelo de perdas térmicas também não foi utilizado. A rotação do turbocompressor foi assumida como entrada para o modelo. A simulação também falhou para vazões baixas.

Ericsson e Westerberg (2006) apresentaram um paper na SAE International retratando a modelagem da combustão e formação de NOx para controle e simulação do motor e sistema de pós-tratamento. Foram desenvolvidos dois modelos, sendo um modelo de combustão, que descreve a geração de calor, temperatura e pressão dentro do cilindro e formação de NOx, e um modelo de fluxo de gases, que gera as entradas pressão no coletor de admissão e taxa de EGR para o modelo de combustão.

O modelo gerado é de baixa complexidade, que requer menos recurso computacional que um modelo CFD, mas que gera bom compromisso entre os valores calculados e os valores medidos. Para o modelo de combustão foi desenvolvido um modelo aprofundado do modelo

HRNOX zero dimensional. Para o modelo de fluxo de gases foi utilizado um modelo quase estático. Para descrever o fluxo dos gases foram utilizados dois volumes de controle e duas restrições, considerando que as composições dos gases são assumidas constantes no tempo, ou seja, a diferença entre os calores específicos é zero.

O modelo de fluxo de gases utilizou passo fixo de 10ms para manter-se estável em todos os casos de operação. O modelo de combustão foi executado com passo fixo de 100ms. Dados foram coletados em 29 pontos estáticos, abrangendo rotação de marcha lenta até 2300 rpm, com até 100% de carga. Os valores calculados pelo modelo foram comparados com os valores calculados com os medidos de geração de calor e pressão no cilindro. O modelo completo foi validado utilizando o ciclo transiente europeu ETC.

De forma geral, o erro relativo médio encontrado foi de 5,9%. Para o valor de NOx, não é relevante comparações instantâneas e sim o quantidade acumulada de NOx. Neste caso o modelo apresentou erro de 7.14%. Também foi realizada uma análise da demanda de capacidade computacional para diversos passos onde se identificou que a demanda maior é durante o cálculo da temperatura de combustão. Para o modelo de fluxo de gases identificou-se que utilizar passos maiores que 10ms resulta em instabilidades.

Jung (2003) investigou a modelagem de valor médio e o controle robusto do circuito de ar em um motor diesel equipado com turbo de geometria variável (VGT) e recirculação de gases de escape (EGR). Estes sistemas são guiados pelos gases de escape e gera problema de controle inerentemente multivariável.

São apresentadas as emissões de poluentes de motores Diesel e os sistemas de controle utilizados para reduzir os níveis de NOx e particulados e uma visão geral de modelamento matemático de valor médio do circuito de ar. Deste modelamento é derivado o modelo não linear de valor médio para o projeto do controle com ênfase na parametrização do turbocompressor. São discutidos os efeitos da linearização do modelo no ponto de operação (1500rpm, 85Nm) e também são investigadas as propriedades da planta e do modelo em um ponto escolhido. Após isso, o modelo é validado no domínio do tempo e as principais incertezas são identificadas.

É apresentado um estudo de projeto de controle robusto  $H_{\infty}$  num ponto escolhido. Com dois graus de liberdade, a performance é satisfatória e a aplicação da parametrização da incerteza mais customizada para a aplicação leva a melhorias de performance. Os resultados dos diferentes controles são avaliados com simulações e com resultados experimentais. Para permitir o projeto

do controle para uma faixa de trabalho mais ampla, é derivado um modelo de parâmetros variáveis de baixa ordem (LPV) e um controle robusto  $H_\infty$  é preparado utilizando matrizes LMI e avaliado em simulação e em experimento.

Nyberg, Stutte e Wilhelmi (2001) desenvolveram um sistema de diagnose baseado em modelo para o circuito de ar de um motor diesel com turbocompressor de geometria variável e EGR. As falhas consideradas para serem identificadas foram falha no sensor de pressão do coletor de admissão, vazamento de ar e válvula EGR travada na posição fechada.

É apresentado o modelo, que considera como dados de entrada a pressão e temperatura no coletor de admissão, a rotação do motor e a vazão de ar medida pelo sensor MAF. Os parâmetros e tabelas utilizadas foram obtidos com os fornecedores e também com medições estáticas e dinâmicas. Quando não há falhas no sistema, o modelo é válido, de acordo com a comparação entre os valores calculados e os medidos. O erro RMS obtido foi de 3%.

As falhas no sistema foram modeladas usando testes de hipóteses estruturadas. Para cada modo de falha é definido um modelo. Estes modelos são agrupados em um único modelo para utilizar o método de testes de hipóteses estruturadas. Com isso foram criados os algoritmos de diagnose e realizados testes de um minuto para testá-los, em um veículo real, durante o uso em via. Dos 66 casos de falha, 53 tiveram a falha identificada de forma isolada. Em 13 casos, a falha correta foi identificada, porém não isolada. Em um caso a falha identificada foi incorreta. Para melhorar o resultado, é necessário melhorar o modelo.

Ramstedt (2004) procurou criar um modelo completo de um motor Diesel, sem sistema EGR, baseado em princípios físicos e do tipo cilindro por cilindro, ao invés do tipo de valores médios. A intenção do modelo é utilizar aparelho de teste Hardware in the Loop em futuros desenvolvimentos e para testes de sistemas de controle de trem de força.

O modelo foi focado na geração de torque e parametrizado do ponto de vista da engrenagem do virabrequim do motor, para diminuir a complexidade do modelo. A teoria do motor de combustão por compressão é apresentada, assim como a estrutura básica de um motor diesel. A teoria de modelagem também é abordada, comparando a utilização de equações - que gera modelos funcionais para várias áreas de operação, porém há dificuldades da realidade refletir precisamente a teoria, além de usualmente consumir bastante recurso - com a modelagem do tipo caixa preta ou Black Box, na qual uma quantidade de dados medidos são armazenados em tabelas de duas ou mais dimensões, que são acessados de acordo com um ou mais sinais de

entrada. Este método produz resultados apurados, já que são baseados em dados empíricos, porém abrangem uma faixa mais limitada. A combinação de ambos os métodos é usual para modelagem com certa complexidade e é também comum.

Discute-se também entre a utilização de zonas múltiplas ou zona única para a modelagem do processo de combustão. A complexidade do modelo aumenta de acordo com o número de zonas consideradas. Para projeto da câmara de combustão, a modelagem de zonas múltiplas é geralmente necessária, mas para aspectos de controle, a modelagem de zona única geralmente é suficiente.

Outra apresentação refere-se à utilização de modelo de valores médios, mais comumente utilizado, onde são considerados os valores médios para um ou mais ciclos do motor comparado ao modelo de cilindro a cilindro, que considera cada cilindro individualmente e possui sinais para cada evento de combustão, por exemplo. De forma geral, o modelo de valores médios é suficiente, porém o modelo de cilindro a cilindro pode ser útil.

Com o foco na geração de torque, o modelo é descrito. Foram considerados modelos de valores médios para o fluxo dos gases, combinado a modelagem cilindro a cilindro para a geração de torque, utilizando como entradas o ângulo do virabrequim, a rotação do motor e a quantidade injetada por cilindro. Cada bloco do modelo é modelado como um componente de fluxo ou de estagnação. Componentes de fluxo descrevem o fluxo de um gás e entalpia de ou para um bloco, enquanto componente de estagnação considera o bloco ser um volume, calculando a pressão, temperatura e a fração de gás queimado.

O modelo foi parametrizado para o motor OM646 da DaimlerChrysler, na maioria das situações na rotação de 1078rpm e quantidade de combustível injetada de 27.01mg para adequar os dados. Para a validação do modelo foi utilizado um veículo de teste, com um sensor no volante de dupla massa do motor para adquirir o valor de torque. Devido a problemas de equipamento a respeito da frequência de amostragem, somente foi validado em baixas rotações. Houve diferença na amplitude do torque calculado quando comparado com o valor medido. O torque simulado foi ajustado com ajuda do parâmetro  $\theta_{max}$  e satisfaz os valores medidos em baixa rotação.

Leufven (2010) desenvolve um modelo de compressor orientado para o controle. Também é modelado o regime de operação, região de surge, região de estrangulamento (choke) e áreas com relação de compressão menor do que um. São demonstrados os componentes principais do turbocompressor: compressor, carcaça e mancais e turbina.

É demonstrado como são feitas as correções nos mapas do compressor e da turbina, para as condições padrões. Também é demonstrada uma forma alternativa para a obtenção do rendimento da turbina. Foi utilizado um motor GM LNF com o turbocompressor substituído para turbocompressor de duplo estágio nos experimentos. É descrito no trabalho todos os sensores utilizados para as medições do experimento.

Para o modelamento do compressor, é descrito o modelamento do funcionamento nominal, da região de estrangulamento (choke) e de surge.

Bergstrom & Brugard (1999) desenvolveram um modelo de um motor de ignição por centelha para fins de diagnose e de controle, enfatizando em pressões, temperaturas e fluxo de massa para os componentes do circuito de ar utilizando preferencialmente as leis da física. É demonstrado um esquemático do motor e o funcionamento de um motor de 4 tempos. A visão geral do modelo também é apresentada.

Na parte experimental, foram levantados dados em diversas condições de motor, porém sempre estáticas, para a análise de cada subsistema. É descrito o modelamento do filtro de ar, do intercooler, válvula borboleta e coletor de admissão. Para o compressor, é demonstrada a geometria do compressor, suas relações físicas e é gerado o modelo das características do compressor de forma numérica. O mesmo é feito para a turbina e para o eixo do turbocompressor.

Após isso são modelados a dinâmica do combustível, o torque do motor e a inércia do motor. A validação dos modelos apresentou resultados satisfatórios, com erro menos que 2%, exceto os modelos da rotação do eixo do turbocompressor e da turbina, que não puderam ser validados.

Ritzen (2003) procurou criar um modelo de valores médios de um motor diesel com turbocompressor que pudesse ser simulado com um simulador com passo fixo. É apresentado o veículo de teste e o motor. Também há uma descrição detalhada dos sensores utilizados para o levantamento dos dados.

O modelo do motor é descrito, dividido em quatro estados: pressão do coletor de admissão, pressão do coletor de escape, pressão no escapamento e rotação da turbina. Todos os volumes de controle são considerados ideais em termos de pressão, temperatura e transferência de calor. Os valores de  $c_p$  e  $c_v$  são considerados constantes.

Para o coletor de admissão, é considerada como vazão de entrada a vazão de ar que passa pelo compressor e a vazão de saída, a vazão de ar admitida pelo motor. A eficiência volumétrica

do motor é obtida através de uma tabela construída através de dados do motor. Para o coletor de escape, a vazão de entrada é a vazão que sai dos cilindros – soma da vazão de ar admitida mais a quantidade de combustível injetada – e a vazão de saída é a vazão de gases que passa pela turbina. A temperatura dos gases no coletor de escape é modelada através de um ciclo Otto ideal. Para o escapamento, a vazão de entrada é a vazão de gases que passa pela turbina e o sistema é adotado como uma restrição quadrática.

Para o modelamento do turbocompressor, os mapas fornecidos pelo fabricante são extrapolados. Os mapas utilizados são para vazão e rendimento tanto do compressor, como da turbina.

O modelo é então formado com quatro equações de estado e com as variáveis de entrada pressão e temperatura atmosférica, temperatura no coletor de admissão, quantidade de combustível injetada e rotação do motor.

São discutidos dois modelos estáticos, derivados de simplificações feitas no modelo do motor. Estes modelos se tornam tabelas para a obtenção dos valores de pressão no coletor de admissão e de escape, em função de tabelas geradas junto com os mapas do turbocompressor e a pressão ambiente (para o caso do coletor de admissão) e pressão no escapamento (para o caso do coletor de escape). Porém os modelos estáticos não foram validados.

Para as simulações foi utilizado o Simulink, utilizando diferentes integradores de tempo discreto de forma a definir qual a melhor opção em termos de recurso computacional. Foi escolhido método trapezoidal para integrar a pressão no coletor de admissão e Forward Euler para os demais estados. As simulações foram feitas com diversos passos e foi constatado que para passos acima de 8ms começa a apresentar resultados instáveis.

Os ajustes das constantes foram feitos manualmente, iniciando com valores físicos e alterando até obter a melhor performance do modelo. Alguns valores encontrados parecem bem distantes dos valores físicos. Esta diferença é atribuída à simplicidade do modelo. Os mapas do turbocompressor tiveram os valores confrontados com medições realizadas em banco de teste. Os valores de eficiência encontrados foram maiores do que os dos mapas e foram compensados. Os valores de vazão também foram compensados, porém não apresentaram melhora no resultado do modelo.

O modelo foi validado em três condições (cidade, estrada e misto). As pressões no coletor de admissão apresentou erro médio de até 5,8%, no coletor de escape até 3,8% e no escapamento

5,5%. As temperaturas no coletor de escape e no escapamento não foram validadas devido ao grande ruído apresentado na simulação. A simulação de rotação do eixo do turbocompressor apresentou erros bem maiores, de até 28% na média. Uma causa apontada é que os mapas fornecidos são para faixas de trabalho até 75000 rpm e para valores acima deste, os mapas foram extrapolados.

Öberg (2001) trabalhou na melhoria de um modelo de motor diesel automotivo previamente desenvolvido, equipado com EGR e VGT, para adequá-lo a uma nova válvula EGR. São apresentados motores Diesel, válvula EGR, turbo com geometria variável (VNT) e o circuito de admissão de ar do motor. Também é apresentado como foram coletados dados do motor.

É apresentada a construção do modelo do motor inicialmente sem válvula EGR, utilizando-se somente de sensores do motor de série e sinais de comando existentes na unidade de comando do motor. Para o modelo do coletor de admissão, são mostrados dois modelos, sendo um utilizando os dados de pressão e vazão e outro utilizando dados de pressão e temperatura. Também são apresentados os modelos de bombeamento de ar do motor, da combustão e do sistema de exaustão.

Não foi necessário um modelo de compressor, no entanto o modelo da turbina necessário foi criado. A vazão de gases é obtida através de mapas obtidos com o fornecedor do turbo e a pressão na saída da turbina através de uma tabela look-up levantada em dinamômetro. Apesar do resultado do modelo de pressão ter sido satisfatório, para diagnose não era adequado por utilizar sinais que não estão diretamente ligados à turbina. A pressão de saída na turbina foi modelada de duas formas (restrição quadrática e tabela look-up). Também foi modelado o atuador do turbocompressor (VNT) e da válvula EGR, utilizando-se também de tabelas look-up e modelos de temperatura.

Para a validação geral do modelo, foram validadas as opções de submodelos e escolhidos os que apresentavam os melhores resultados. Foi verificado que os maiores erros ocorrem quando é utilizado mais a válvula EGR. De qualquer forma, quando comparado ao modelo prévio à melhoria, o novo modelo apresentou um ganho significativo, fazendo com que os erros de pressão e temperaturas caíssem da faixa de 300 a 400% para a faixa de 20 a 35%.

Com base na bibliografia, será adotado o modelo de troca de gases de Ericsson e Westerberg (2006) como base para a criação do modelo matemático devido a sua simplicidade e resultados satisfatórios alcançados.

### 3 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO TURBOCOMPRESSOR

Na Figura 5 podemos observar o diagrama criado por Ericsson e Westerberg (2006) que representa o modelo de um motor Diesel com turbocompressor e um sistema de recirculação de gases.

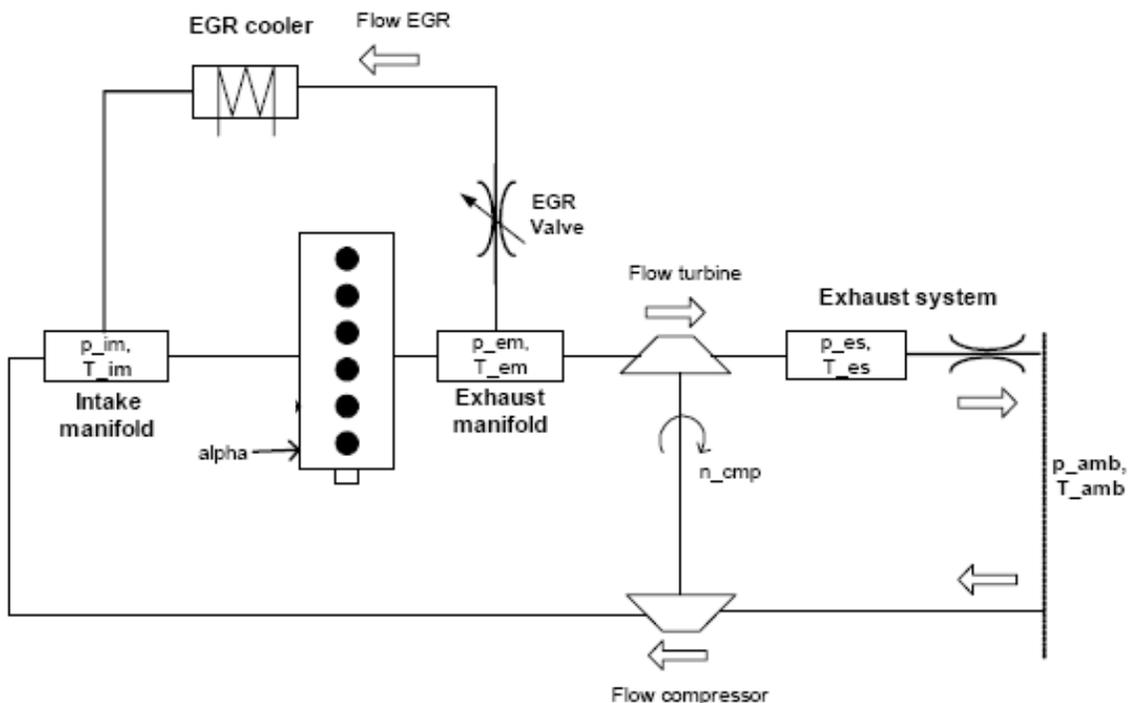


Figura 5: Diagrama do modelo de um motor Diesel com turbocompressor e sistema de recirculação de gases criado por Ericsson e Westerberg

Para a medição da rotação do eixo do turbocompressor serão utilizados modelos matemáticos junto com dados empíricos. São utilizados três volumes de controle (coletor de admissão, coletor de escape e escapamento) e duas restrições para descrever os fluxos de gases (no sistema EGR e no escapamento), conforme Ericsson e Westerberg (2006).

#### 3.1 Equacionamento

O cálculo da rotação do eixo será realizado através da integralização da aceleração deste eixo. A aceleração do eixo é dada pela diferença de torque entre os rotores do compressor e da turbina.

$$\dot{n} = \frac{60}{2\pi J_{trb}} (M_{trb} - M_{cmp}) \quad (1)$$

O torque no rotor do compressor pode ser calculado através da relação entre a vazão de ar que flui através dele, a temperatura de entrada desse ar, a razão de compressão do ar e seu rendimento volumétrico. Segundo Ericsson e Westerberg (2006), as equações (2-15) para este cálculo são descritas abaixo:

$$M_{cmp} = \frac{W_{cmp} C_{p,ar} T_{amb}}{\eta_{cmp} \omega_{cmp}} \left( \left( \frac{p_{im}}{p_{amb}} \right)^{\frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}}} - 1 \right) \quad (2)$$

Os valores da vazão de ar que flui através do compressor  $W_{cmp}$  e do rendimento do compressor  $\eta_{cmp}$  são dados empíricos retirados do compressor que será utilizado no motor. Estes valores foram previamente mapeados pelo fornecedor do turbocompressor e serão utilizados nos modelos para cálculo. Porém os mapas são fornecidos com os valores normalizados e devem ter os parâmetros de entrada e saída corrigidos, de acordo com as seguintes equações:

$$n_{cmp,corr} = n_{cmp} \frac{1}{\sqrt{\frac{T_{01}}{T_{cmp,ref}}}} \quad (3)$$

$$W_{cmp,corr} = W_{cmp} \frac{\sqrt{\frac{T_{01}}{T_{cmp,ref}}}}{\frac{P_{01}}{P_{ref}}} \quad (4)$$

Da mesma forma que ocorre com o compressor, é possível se calcular o torque no rotor da turbina através da vazão de gases que flui através dele, a temperatura de entrada desses gases, a razão de expansão desses gases e o rendimento volumétrico da turbina. A equação é a mostrada abaixo:

$$M_{trb} = \frac{\eta_{trb} W_{trb} c_{p,exh} T_{em}}{\omega_{trb}} \left( 1 - \left( \frac{P_{em}}{P_{es}} \right)^{\frac{1-\gamma_{exh}}{\gamma_{exh}}} \right) \quad (5)$$

Assim como o compressor, os valores de rendimento e vazão da turbina provêm de dados empíricos e são fornecidos pelo fabricante do turbocompressor. É comum a utilização do parâmetro TFP (parâmetro de fluxo da turbina) ao invés de um valor de fluxo corrigido. Também existe um parâmetro de rotação do turbo (TSP), porém neste caso o fabricante do turbo forneceu o mapa com os valores em vazão. Portanto é necessário corrigir os valores para se utilizar o mapa, conforme as duas equações abaixo:

$$TFP = W_{trb} \frac{\sqrt{T_{em}}}{P_{em}} \quad (6)$$

$$n_{trb,corr} = n_{trb} \frac{1}{\sqrt{\frac{T_{em}}{T_{ref}}}} \quad (7)$$

Para o cálculo do torque no rotor do compressor, existem sensores no motor que fornecem os dados para o cálculo. Já para a turbina, não há sensores no motor de série para a medição dos valores de pressão e temperatura no coletor de escape, nem para o valor de pressão no escapamento. Dessa forma, fazem-se necessários cálculos para que esses valores sejam obtidos.

O valor da temperatura do coletor de escape é função do calor gerado pela queima do combustível, da temperatura no coletor de admissão e da energia gerada pela queima do combustível. O valor de energia gerada é função da quantidade de combustível injetada na câmara de combustão e este é um valor está disponível. Portanto, a equação para o cálculo da temperatura dos gases no coletor do escapamento é

$$T_{em} = T_{im} + \frac{Q_{LHV} f(W_{fuel}, n_{eng})}{c_p (W_{fuel} + W_{eng,in})} \quad (8)$$

onde  $f(W_{fuel}, n_{eng})$  é uma tabela obtida com o motor em dinamômetro, e a vazão de ar admitida pelo motor é dada pela equação

$$W_{eng,in} = \eta_{vol} \frac{P_{im} \cdot V_d \cdot N_{cyl} \cdot n_{eng}}{60 \cdot N_r \cdot R_{ar} \cdot T_{im}} \quad (9)$$

Onde  $\eta_{vol}$  é a eficiência volumétrica do motor, uma tabela em função da rotação,  $V_d$  é o volume deslocado do motor,  $N_{cyl}$  o número de cilindros e  $N_r$  o número de rotações por ciclo do motor (2 para um motor 4 tempos).

A vazão de gases que entra no coletor de escape é a soma da vazão de gases que o motor admite acrescido da vazão de combustível que o sistema de injeção fornece.

$$W_{eng,out} = W_{fuel} + W_{eng,in} \quad (10)$$

O valor de pressão no coletor de escape pode ser obtido através da análise do coletor de escape como um volume de controle. O balanço de energia entre os gases que entram no coletor de escape (vindo dos cilindros) e os gases que saem do coletor, indo para a turbina e sendo recirculado para o coletor de admissão através do sistema EGR. Desta forma temos a equação:

$$\dot{p}_{em} = \frac{R_{exh}\gamma_{exh}}{V_{em}} T_{em} (W_{eng,out} - W_{egr} - W_{trb}) \quad (11)$$

A vazão de gases que entra no coletor de escape é a soma das vazões de ar (junto de gás recirculado) que entra nos cilindros com a vazão de combustível que é injetado na câmara de combustão. O valor de vazão que passa pela turbina já foi comentado anteriormente. A vazão de gás que é recirculado deve ser calculada também.

A vazão dos gases recirculados depende do comando da válvula EGR pela unidade de comando do motor, da pressão e temperatura dos gases, da relação entre as pressões do coletor de escape e de admissão e da taxa dos calores específicos dos gases. Conforme Nyber, Stute e Wilhelmi (2001), a equação abaixo representa esta relação:

$$W_{egr} = A_{egr} \frac{p_{em}}{\sqrt{T_{em} R_{exh}}} \psi \left( \frac{p_{im}}{p_{em}}, \gamma_{exh} \right) \quad (12)$$

onde,

$$se \frac{p_{im}}{p_{em}} \geq \left( \frac{2}{\gamma_e + 1} \right)^{\frac{\gamma_{exh}}{\gamma_{exh} - 1}}$$

$$\psi \left( \frac{p_{im}}{p_{em}}, \gamma_{exh} \right) = \sqrt{\frac{2\gamma_{exh}}{\gamma_{exh} - 1} \left[ \left( \frac{p_{im}}{p_{em}} \right)^{\frac{2}{\gamma_{exh}}} - \left( \frac{p_{im}}{p_{em}} \right)^{\frac{\gamma_{exh} + 1}{\gamma_{exh}}} \right]} \quad (13)$$

$$se \frac{P_{im}}{P_{em}} < \left( \frac{2}{\gamma_e + 1} \right)^{\frac{\gamma_{exh}}{\gamma_{exh} - 1}}$$

$$\psi \left( \frac{P_{im}}{P_{em}}, \gamma_{exh} \right) = \sqrt{\gamma_{exh} \left( \frac{2}{\gamma_e + 1} \right)^{\frac{\gamma_{exh} + 1}{\gamma_{exh} - 1}}} \quad (14)$$

$A_{egr}$  é a área efetiva da válvula EGR e é função do sinal de controle da válvula EGR. Na Tabela I é demonstrado um exemplo dos valores de área efetiva da válvula EGR em função do sinal de comando que é enviado pela Unidade de Comando do motor.

Tabela I: Exemplo de valores de área efetiva da válvula EGR em função do sinal de comando

$U_{egr}$ [%]	$A_{egr}$ [mm <sup>2</sup> ]
0	0
25	50
50	120
75	200
100	300

Para o cálculo da pressão no coletor de escapamento, também é utilizado um volume de controle, análogo ao coletor de admissão. A equação para neste caso é:

$$\dot{p}_{es} = \frac{R_{exh} \gamma_{exh}}{V_{es}} T_{es} (W_{trb} - W_{es}) \quad (15)$$

Para o cálculo da temperatura dos gases na saída da turbina, que é igual à temperatura considerada no escapamento pela equação acima, é utilizada a seguinte equação:

$$T_{trb} = \left( 1 + \eta_{trb} \left( \left( \frac{P_{em}}{P_{es}} \right)^{\frac{1-\gamma_{exh}}{\gamma_{exh}}} - 1 \right) \right) \cdot T_{em} \quad (16)$$

Conforme Biteus (2002), a vazão de gases pelo escapamento é descrita como uma restrição quadrática, ou seja, baseada em uma relação quadrática entre a queda de pressão e o fluxo de massa. É uma simplificação de uma restrição variável:

$$W_{es}^2 = \frac{P_{es}}{k_{es} R_{exh} T_{trb}} (p_{es} - p_{amb}) \quad (17)$$

onde  $T_{es}=T_{trb}$  e  $k_{es}$  é o coeficiente de descarga do escapamento, dependente da área, atrito nas paredes etc.

Agora já estão disponíveis todos os dados para que possa ser calculado o valor do torque no rotor da turbina, último valor restante para o cálculo da rotação do eixo do turbocompressor.

### 3.2 Modelo em Simulink

Com o equacionamento dos fenômenos, podem-se criar no Simulink os modelos correspondentes a cada equação e consolidá-lo em um modelo completo que representa todas as variáveis que influenciam na rotação do turbocompressor.

Na Figura 6 podemos ver o modelo completo para o cálculo da rotação do eixo do turbocompressor.

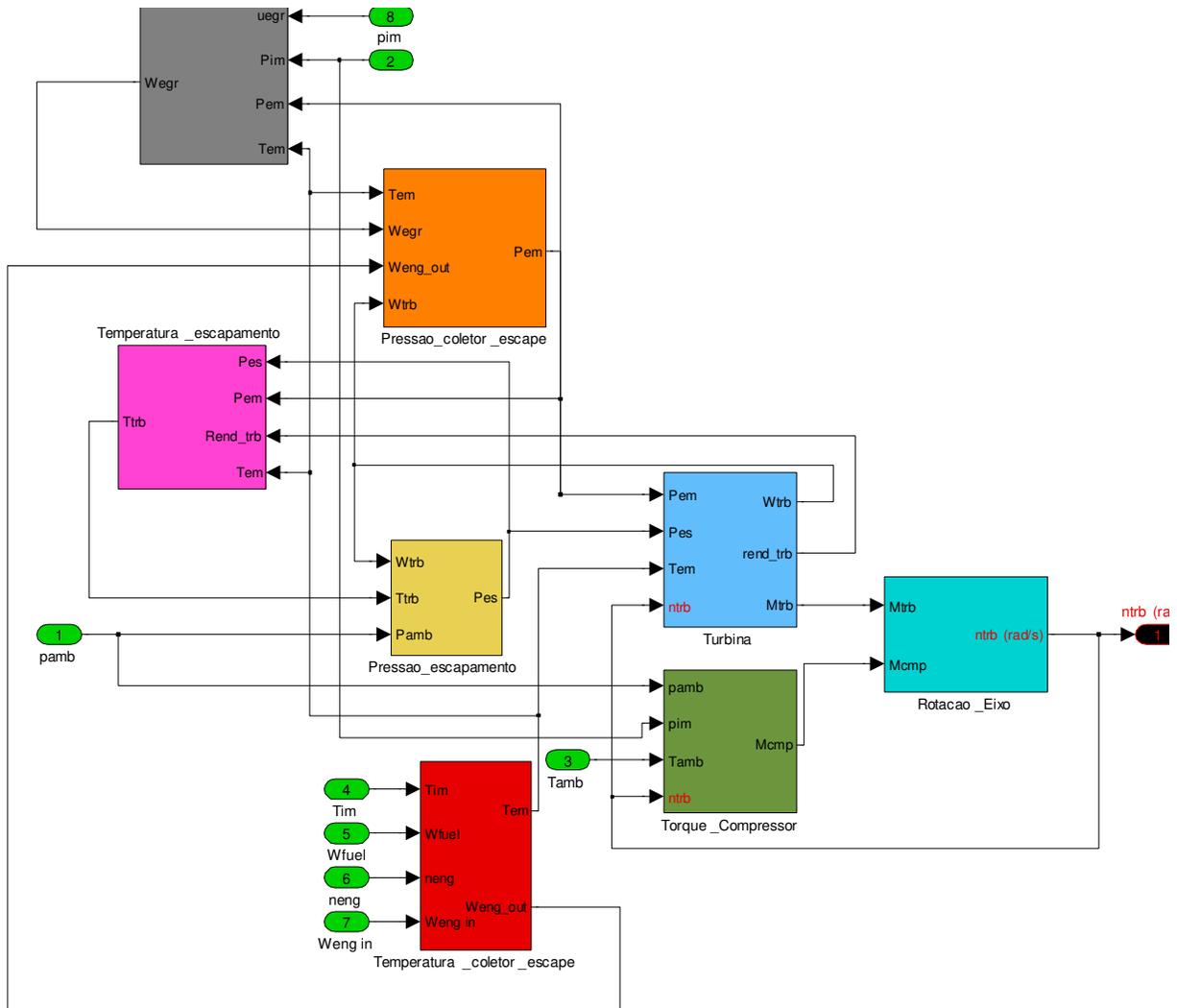


Figura 6: Modelo completo em Simulink da rotação do eixo do turbocompressor

Os modelos a seguir se referem às equações vistas anteriormente e que compõem o modelo completo para o cálculo da rotação do eixo do turbocompressor.

Na Figura 7 podemos ver o modelo em Simulink da equação (1)

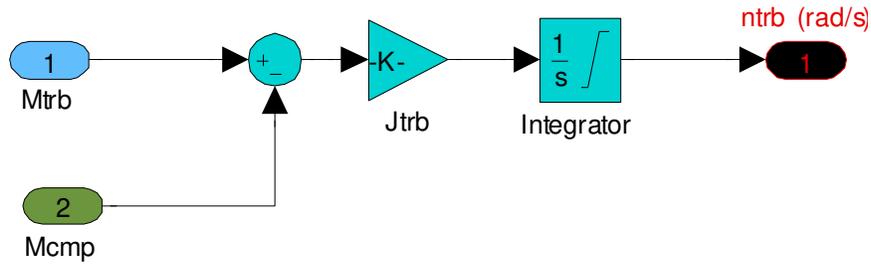


Figura 7: Modelo em Simulink do eixo do turbocompressor

Vê-se que a inércia do turbocompressor  $J_{trb}$  é uma característica física do componente, portanto uma constante e os dados de entrada são os torques no rotor do compressor  $M_{cmp}$  e no rotor da turbina  $M_{trb}$ . A saída deste modelo é a rotação do eixo do turbocompressor  $n_{trb}$ . Para o modelo, a rotação do eixo será sempre em rad/s, portanto as conversões de rpm para rad/s não aparecerá no modelo.

A faixa de trabalho típica do eixo do turbocompressor é entre 25.000 e 180.000 rpm. Portanto, a saída do modelo será limitada entre 2000 rad/s e 20000 rad/s. Foi considerado o valor inicial de 10000 rad/s, região intermediária da faixa de trabalho.

A Figura 8 representa o modelo em Simulink para a obtenção do valor do torque no rotor do compressor:

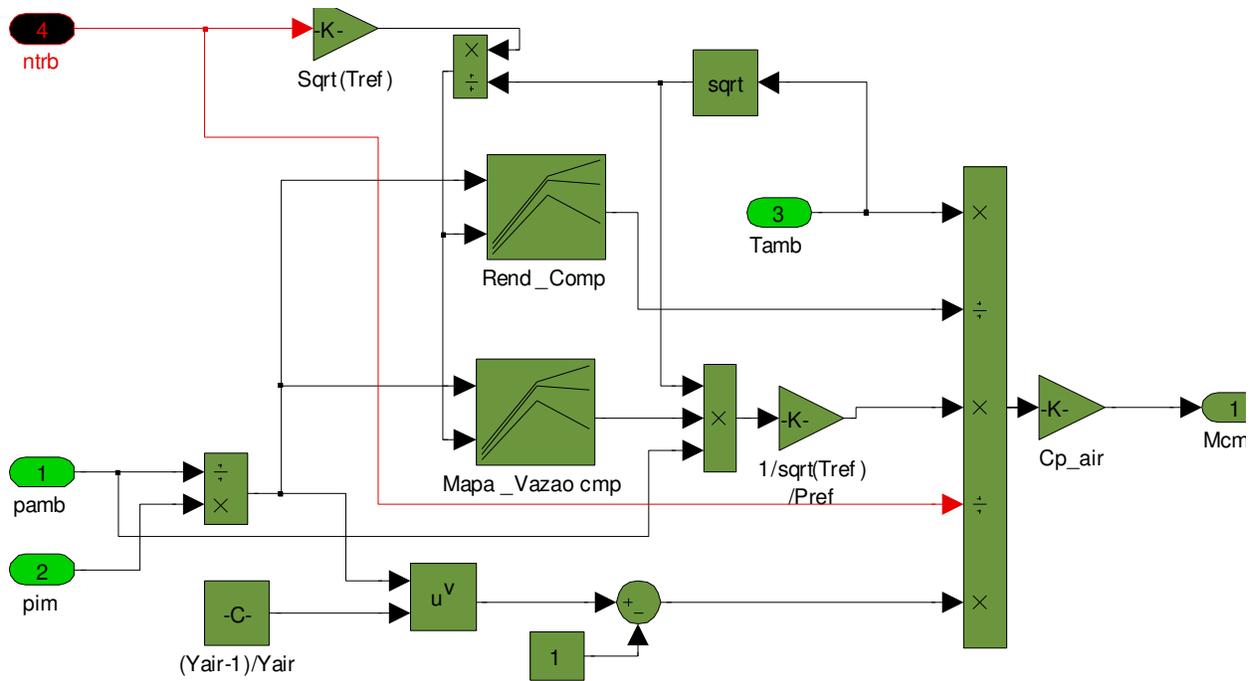


Figura 8: Modelo em Simulink de torque no rotor do compressor em verde

Vê-se que os valores de pressão no coletor de admissão  $p_{im}$ , pressão ambiente  $p_{amb}$  e temperatura ambiente  $T_{amb}$  são dados de entrada para este modelo e seus valores são medidos através dos sensores instalados no motor.

Na Figura 9 é demonstrado o rendimento do compressor em função da rotação do rotor e da relação de compressão e na Figura 10 é demonstrada a vazão de ar que passa pelo compressor, também em função da rotação do rotor e da relação de compressão. Os dados são fornecidos pelo fabricante do turbocompressor após realizar medições em bancada.

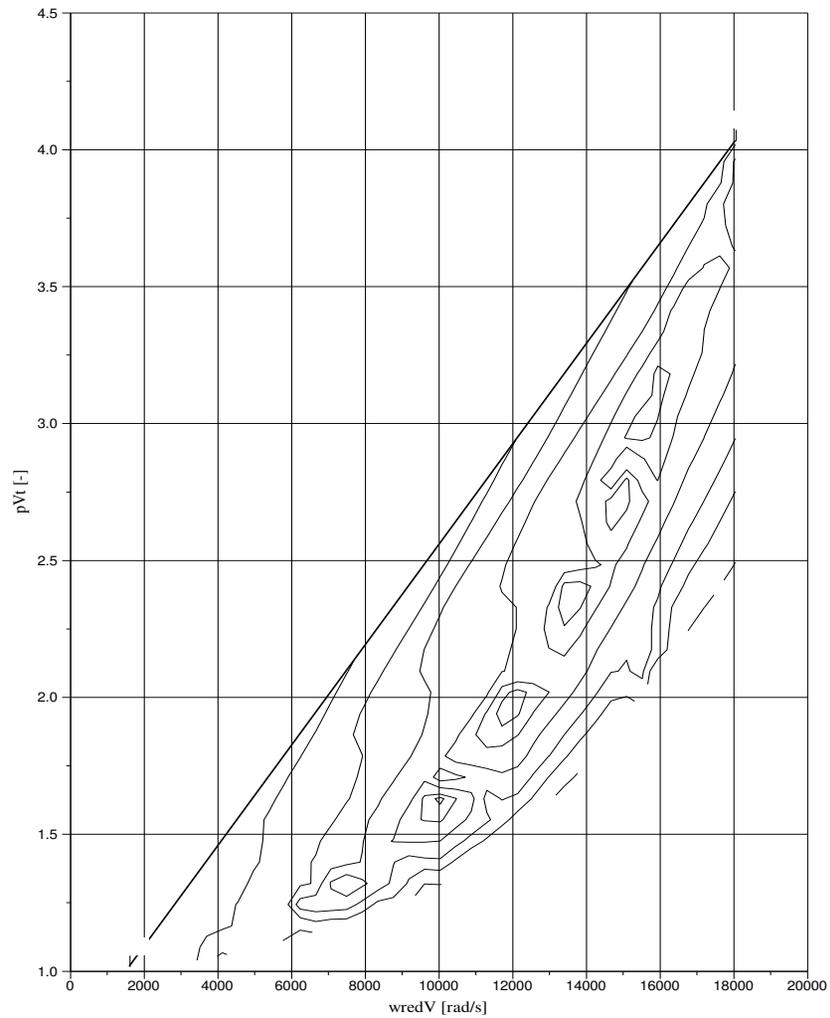


Figura 9: Gráfico de rendimento do compressor em função da rotação do rotor e da relação de compressão

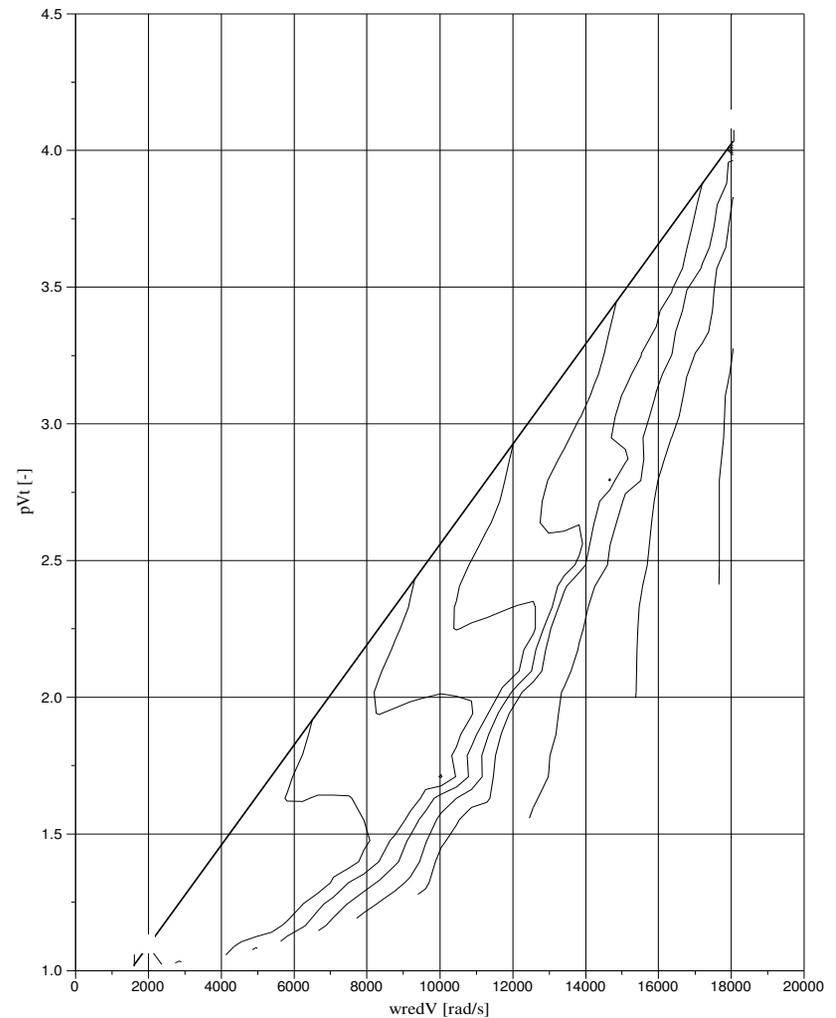


Figura 10: Gráfico de vazão do compressor em função da rotação do rotor e da relação de compressão

Vê-se que as relações entre vazão, rendimento, rotação do rotor e relação de compressão não são lineares.

Considerando a composição do ar como aproximadamente 78%  $N_2$ , 21%  $O_2$  e 1% demais gases, o valor do calor específico do ar é uma constante que vale 1.012 J/kg K. O valor de  $\gamma_{ar}$  vale 1,4.

A Figura 11 representa o modelo em Simulink do cálculo da temperatura dos gases no coletor de escape mostrado na equação (8) e da vazão de gases que entram no coletor de escape, vindos dos cilindros, demonstrado na equação.

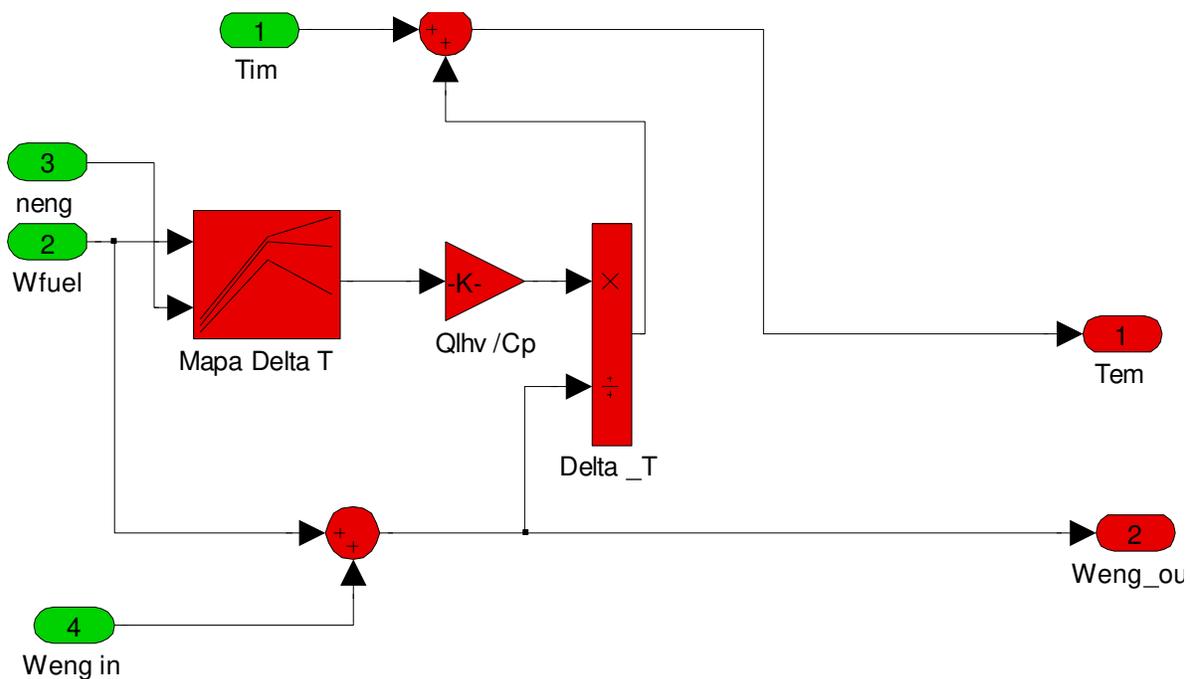


Figura 11: Modelo em Simulink dos cilindros para obtenção de temperatura e vazão de gases na saída dos cilindros

Vê-se que o poder calorífico do combustível  $Q_{lhv}$  e o calor específico  $C_p$  a pressão constante são constantes e os dados de entrada são a temperatura do coletor de admissão  $T_{im}$ , a vazão de combustível  $W_{fuel}$ , a rotação do motor  $n_{eng}$  e a vazão de gases sendo admitido pelos cilindros  $W_{eng, in}$ . O valor de  $W_{eng, in}$ , conforme a fórmula (9), é calculado pela unidade de comando do motor para o seu funcionamento normal. Portanto este será um parâmetro de entrada para o modelo. Este modelo produz os valores da temperatura dos gases no coletor de escape  $T_{em}$  e a

vazão de gases que passa pelo coletor de escape  $W_{eng,out}$ . O mapa do fator que gera o valor de diferença de temperatura é obtido com o motor em um banco de testes, conforme será explicado no capítulo 4 deste trabalho.

A Figura 12 representa o modelo em Simulink do cálculo da pressão no coletor de escape do motor mostrado na equação (11).

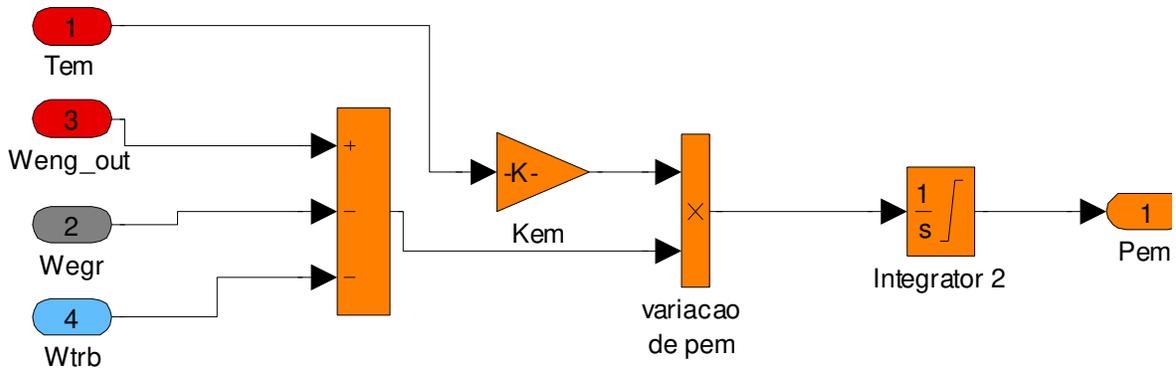


Figura 12: Modelo em Simulink do coletor de escape

Vê-se que a variação da pressão no coletor de escape se dá em função do balanço de massas que passa pelo coletor de escape e em função da temperatura dos gases do coletor. O valor máximo de pressão que pode haver no coletor de escapamento é de 4,5 bar. Pressões superiores a esta causam a abertura da válvula de escape, já que a força exercida pela mola da válvula de escape deixa de ser suficiente para mantê-la fechada, gerando problemas de funcionamento do motor. O valor inicial considerado para o modelo foi de 2,0 bar.

Considerando a composição dos gases de escape como aproximadamente 75% N<sub>2</sub>, 8% O<sub>2</sub>, 9% CO<sub>2</sub> e 8% água, os valores considerados para  $c_{p,exh}$  é 1.090 J/kgK e  $\gamma_{exh} = 1,38$ .

Na Figura 13 está o modelo em Simulink para o cálculo da vazão de gases recirculados que é resultado das equações (12), (13) e (14), bem como a Tabela I.



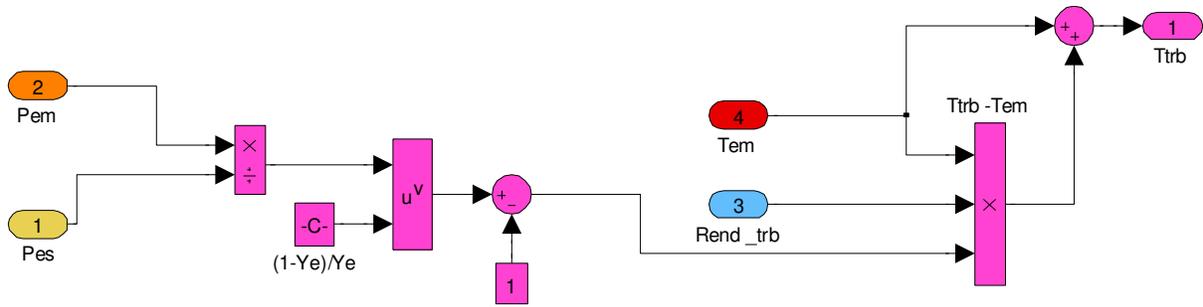


Figura 14: Modelo em Simulink de temperatura dos gases na saída da turbina

Vê-se que, para o cálculo da temperatura de dos gases no escapamento, é necessário o rendimento da turbina, que é obtido através de um modelo que será detalhado mais adiante. Os dados de entrada para o cálculo da temperatura dos gases no escapamento são os valores de pressão no coletor de escape  $p_{em}$ , a pressão no escapamento  $p_{es}$  e a temperatura no coletor de escape  $T_{em}$ . Os valores de  $\gamma_{exh}$  é uma constante. O resultado deste modelo nos dá a temperatura dos gases no escapamento  $T_{es}$ .

A Figura 15 representa o modelo em Simulink para o cálculo da pressão dos gases no escapamento do veículo, retirado da equação (17).

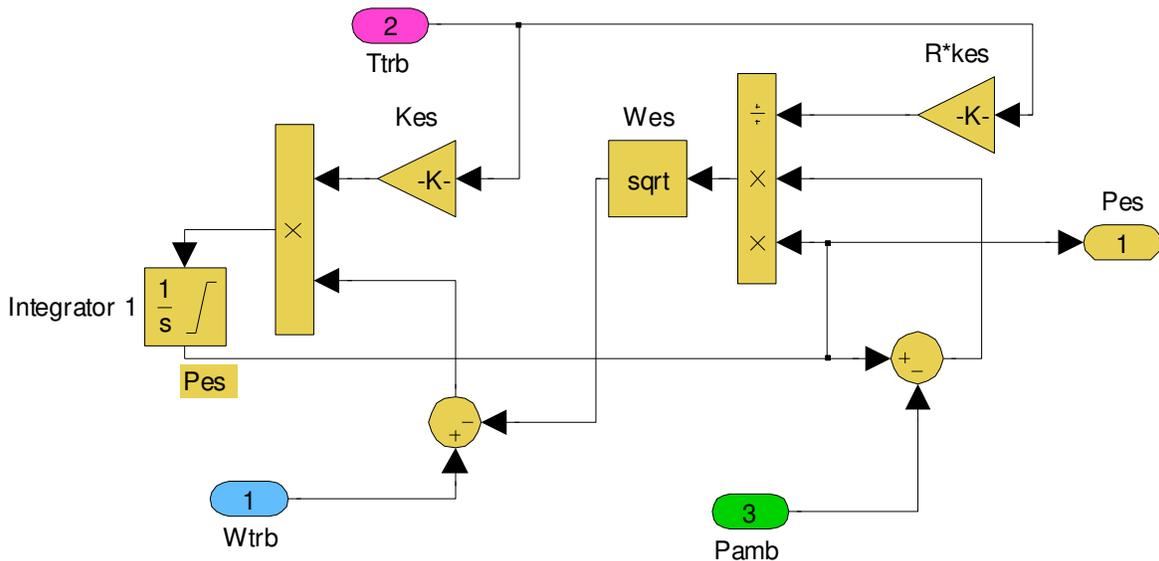


Figura 15: Modelo em Simulink do escapamento

Vê-se que neste modelo, os dados de entrada são a temperatura dos gases no escapamento  $T_{es}$ , a pressão ambiente  $P_{amb}$  e a vazão de gases na turbina  $W_{trb}$ . Os valores da constante do gases  $R_{exh}$  e do coeficiente de descarga do escapamento  $k_{es}$  são constantes. Deste modelo retiramos o valor da pressão dos gases no escapamento  $P_{es}$ . A faixa de trabalho típica de  $P_{es}$  é inferior a  $P_{em}$ , portanto os valores de saída foram limitados entre 0 e 3,5 bar. O valor inicial considerado no modelo foi de 1 bar.

A Figura 16 mostra o modelo em Simulink do cálculo do torque no rotor da turbina, conforme equação (5):

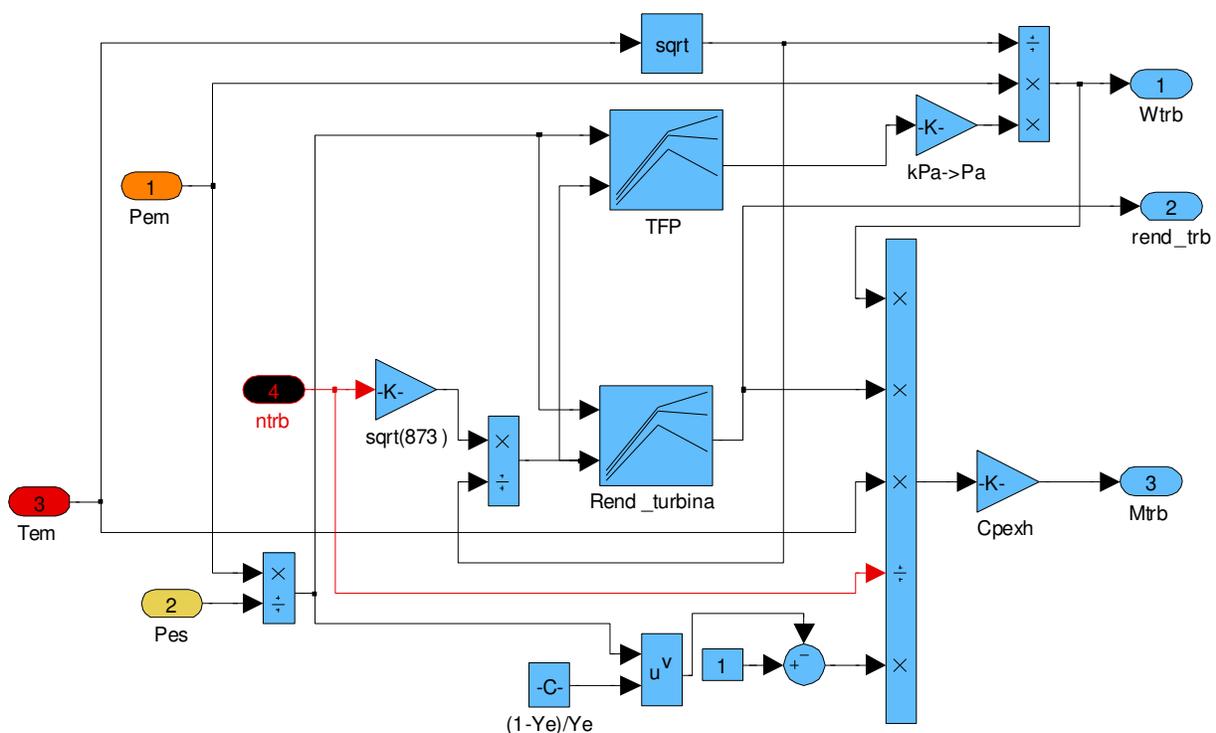


Figura 16: Modelo em Simulink da turbina

Vê-se que há duas tabelas no modelo, referentes à Figura 17 e

Figura 18. Os dados de entrada para este modelo são a rotação do eixo do turbocompressor  $n_{trb}$ , temperatura e pressão dos gases no coletor de escape  $T_{em}$  e  $P_{em}$  e a pressão no escapamento  $p_{es}$ . Poderia haver também o sinal de controle dos vanes, no caso da utilização de um turbocompressor de geometria variável, o que não é o caso deste trabalho. A saída principal deste

modelo é o valor do torque na turbina  $M_{trb}$ . Também há os dados de  $W_{trb}$  e  $\eta_{trb}$  que são utilizados por outros modelos.

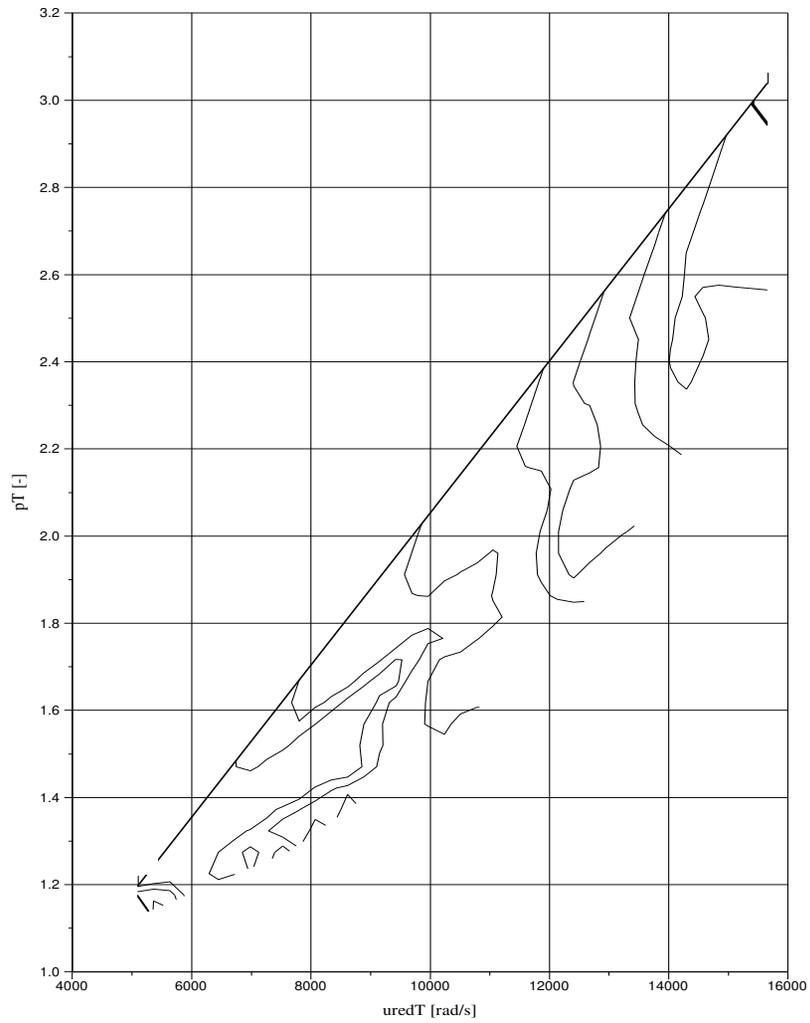


Figura 17: Gráfico de rendimento da turbina em função da rotação do rotor e da relação de expansão

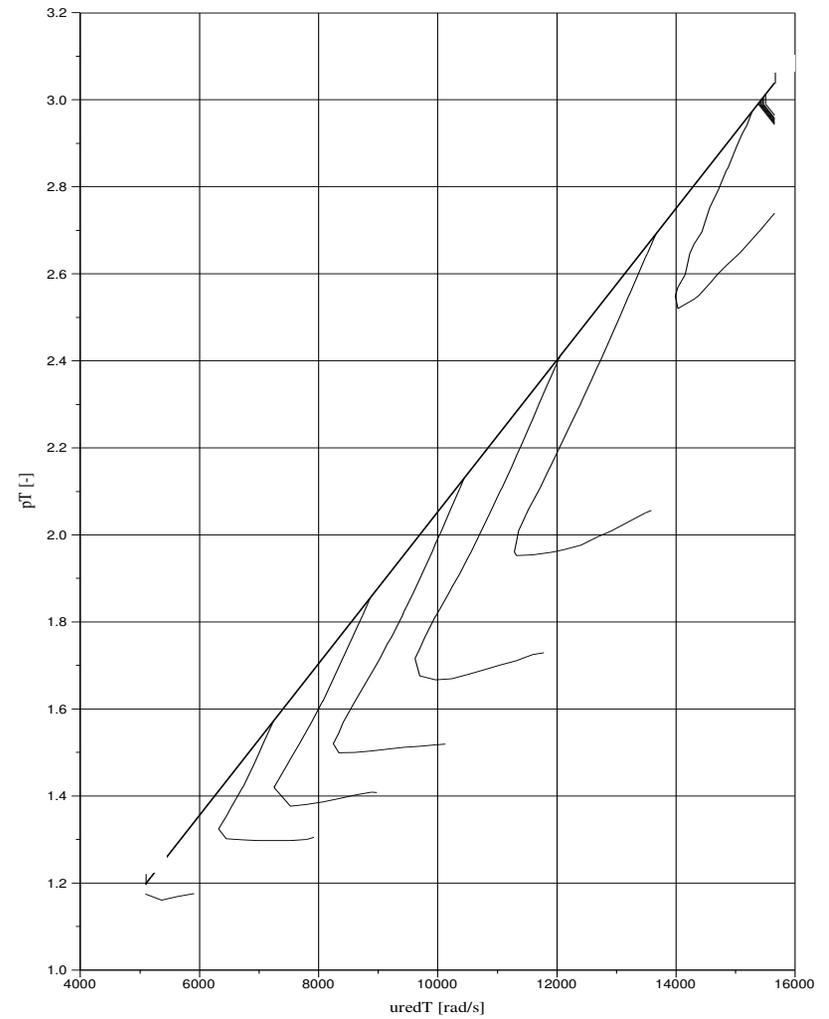


Figura 18: Gráfico de vazão de gás na turbina em função da rotação do rotor e da relação de expansão

Assim como o compressor, também é necessário realizar a normalização dos dados, porém neste caso apenas da saída do valor da tabela.

Apesar de o modelo completo mostrar somente a rotação do eixo do turbocompressor como saída, vários outros dados podem ser retirados deste modelo, porém o objetivo principal deste modelo é o cálculo de  $n_{trb}$ .

### 3.3 Simulações de entradas no modelo matemático

Com o modelo pronto, foram feitas algumas simulações variando-se as entradas e analisando a saída de modo a verificar a coerência dos resultados que o modelo proporciona. Inicialmente, foram selecionados valores constantes para as diversas entradas do modelo, conforme Tabela II. As simulações foram feitas por um tempo de 20s.

Tabela II: Valores constantes utilizados para avaliação do modelo.

Variável	Abreviação	Valor
Pressão ambiente	$P_{amb}$	92600 Pa
Pressão no coletor de admissão	$P_{im}$	246800 Pa
Temperatura ambiente	$T_{amb}$	307 K
Temperatura no coletor de admissão	$T_{im}$	323 K
Quantidade injetada de combustível	$W_{fuel}$	0,0085 kg/s
Rotação do motor	$n_{eng}$	180 rad/s
Massa de ar admitido	$W_{engin}$	0,100 kg/s
Comando da válvula EGR	$U_{egr}$	0 mV
Rotação do eixo do turbocompressor inicial	$n_{trb0}$	10000 rad/s
Pressão no coletor de escape inicial	$P_{em0}$	200000 Pa
Pressão no escapamento inicial	$P_{es0}$	100000 Pa

A Figura 19 mostra o resultado da simulação mantendo todos os valores constantes.

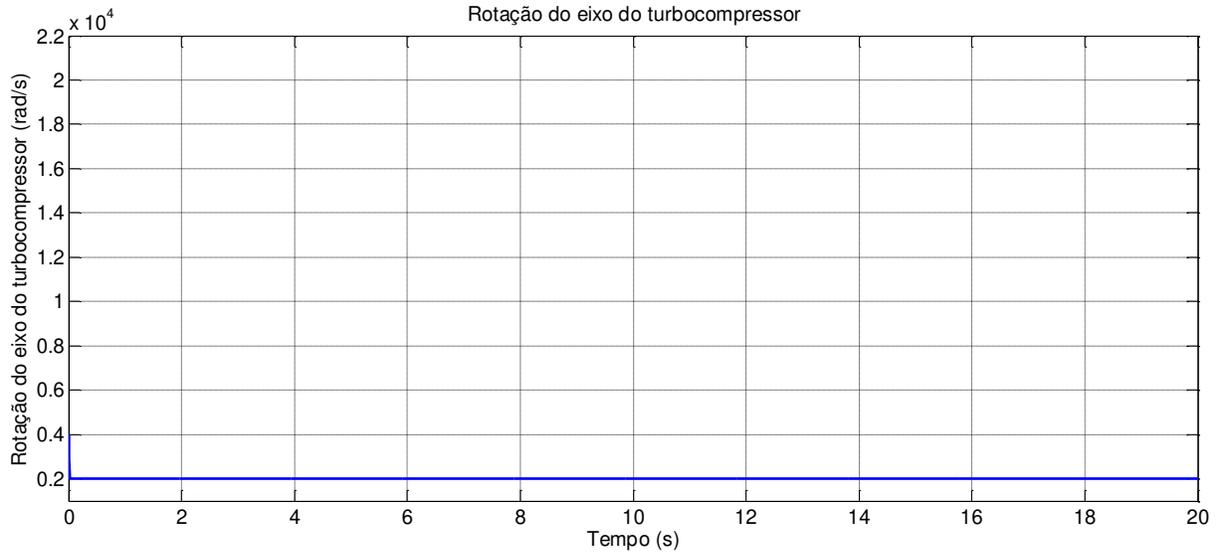


Figura 19: Resultado da simulação da rotação do eixo do turbocompressor com todas as entradas constantes

Vê-se que o calculado parou em 2000 rad/s, que é o limite inferior imposto pelo integrador do modelo. Como o valor de rotação do turbo realimenta o modelo, e não há variação de outras entradas, as entradas dos mapas do compressor e da turbina entram em áreas que não ocorrem na realidade. Uma forma de considerar esse fato é inserindo limites aos resultados destes mapas.

Para os mapas de vazão, há o limite inferior de 0, uma vez que um valor negativo seria o mesmo que a inversão do fluxo. Para os rendimentos, os valores devem ficar entre 0 e 1, ou seja, não há rendimento negativo, nem superior a 100%.

A Figura 20 mostra o resultado da simulação com a inclusão dos limites de vazão e rendimento.

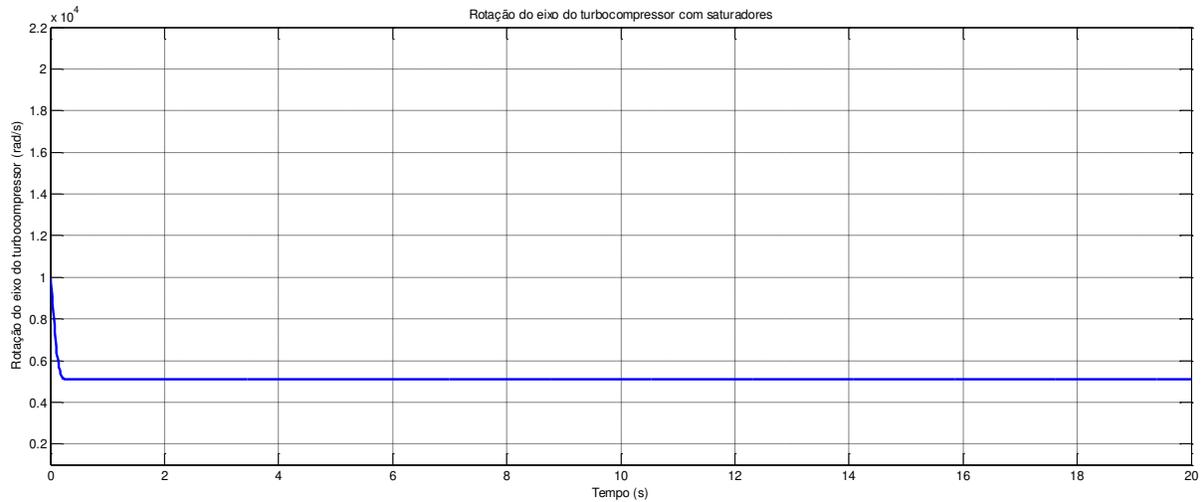


Figura 20: Resultado da simulação da rotação do eixo do turbocompressor com todas as entradas constantes, limitando valores de rendimento e vazão do compressor e da turbina

Nota-se que o valor agora está dentro dos limites estabelecidos e estabiliza-se por volta de 5000 rad/s, que equivale a aproximadamente 47000 rpm. Este valor é dependente das condições iniciais de  $n_{trb}$ ,  $P_{em}$  e  $P_{es}$ . A maioria das entradas do modelo é interdependente.

Alterando os valores iniciais de  $n_{trb}$ ,  $P_{em}$  e  $P_{es}$ , verifica-se que o modelo apresenta resultados diferentes. A Figura 21 mostra o resultado do modelo quando o valor inicial de  $n_{trb}$  é 17000 rad/s.

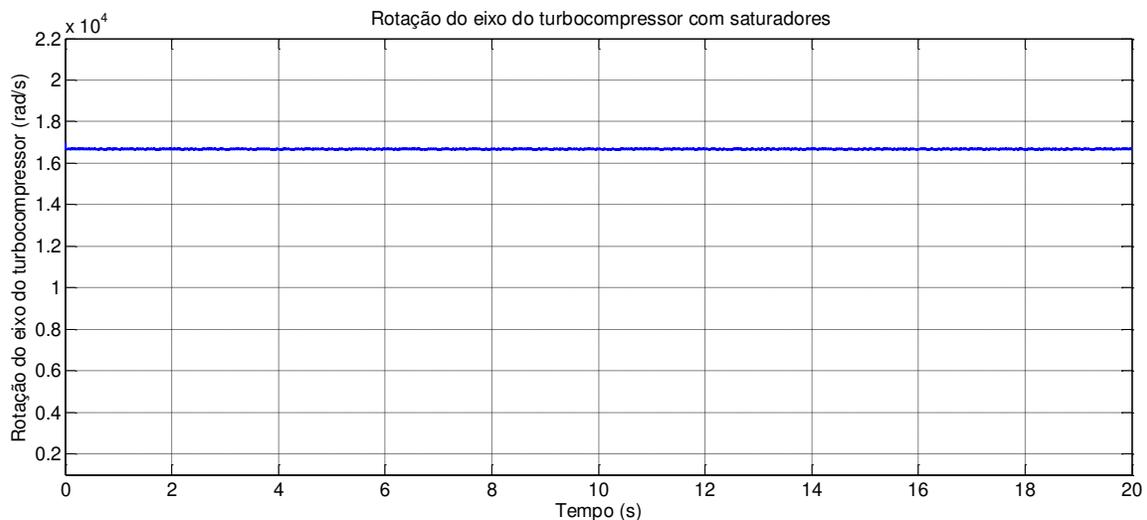


Figura 21: Resultado da simulação de  $n_{trb}$  com entradas constantes, rendimento e vazão do compressor e da turbina limitados e  $n_{trb}$  inicial igual a 17000 rad/s

Para a verificação inicial do modelo, será analisado o resultado do modelo para perturbações nas entradas. Os parâmetros escolhidos foram quantidade injetada de combustível e acionamento da válvula EGR.

A Figura 22 mostra o efeito da abertura da válvula EGR na rotação do eixo do turbocompressor.



Figura 22: Efeito na rotação do turbocompressor por uma entrada degrau na rotação do motor

Vê-se uma pequena queda em  $n_{trb}$  devido a uma parte dos gases do coletor de escape ser desviada para o coletor de admissão ao invés de ir para a turbina.

A Figura 23 demonstra o efeito na rotação do eixo do turbocompressor quando um degrau é aplicado na quantidade de combustível injetada.

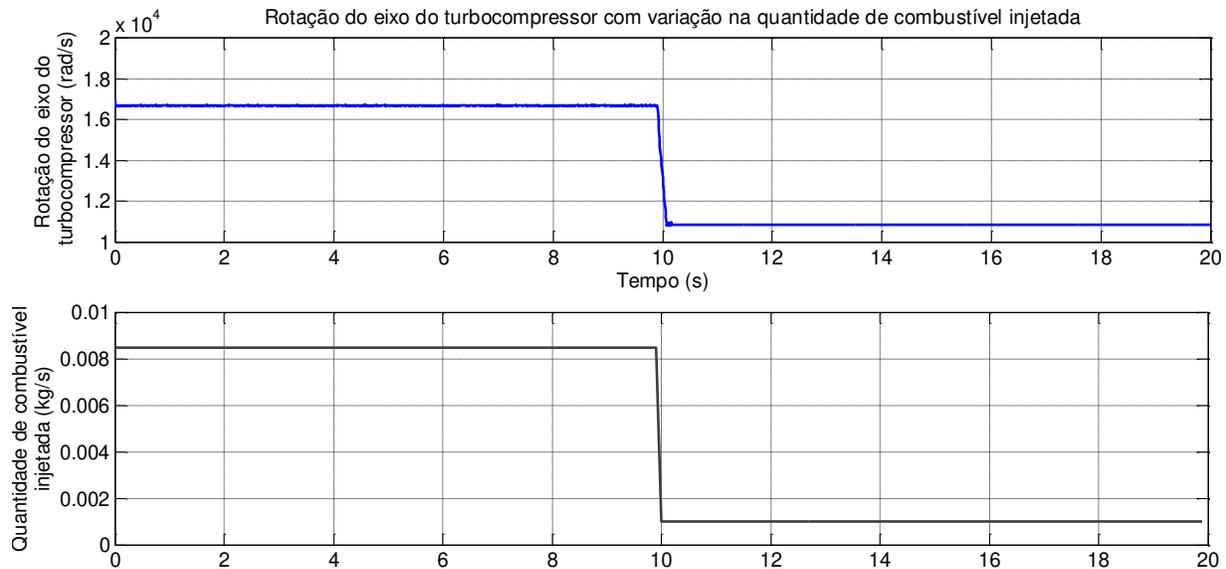


Figura 23: Efeito na rotação do turbocompressor por uma entrada degrau vazão de combustível injetada

Vê-se que a queda na quantidade de combustível injetada, mantendo-se os valores de vazão de ar admitido pelo motor, proporciona uma queda na rotação do eixo do turbocompressor devido à diminuição da energia térmica disponível no coletor de escape a ser fornecida para a turbina. Porém, a variação na rotação do eixo do turbocompressor traria mudanças no valor de ar admitido devido ao aumento de pressão que ocorreria no coletor de admissão.

De todas as variáveis de entrada, as únicas que são controladas pela unidade de comando do motor são o comando da válvula EGR e a quantidade injetada de combustível. Pressão ambiente e temperatura ambiente são as outras variáveis independentes, mas não há controle sobre elas. As demais são interdependentes. Portanto, as simulações efetuadas acima são apenas uma demonstração das reações do modelo a algumas mudanças de variáveis, mas que não representam todas as variações que podem ocorrer no sistema em uma situação real.

Para isso, foram coletados dados de operação do motor com o objetivo de realizar a verificação do modelo em condições reais.

## 4 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Para a verificação do modelo, o experimento foi realizado em duas etapas. A primeira, com o objetivo de se obter o mapeamento da temperatura dos gases no coletor de escape, foi realizada em dinamômetro. A segunda foi realizada em um veículo de testes, com o objetivo de coletar dados em uma situação real para analisar e verificar o modelo inicialmente proposto.

O motor utilizado para os testes foi um motor MWM MaxxForce 4.8H Euro V, equipado com o turbocompressor e sistema de injeção eletrônica.

Na Tabela III estão descritas as características principais do motor utilizado no experimento.

Tabela III: Dados do motor utilizado no experimento

Deslocamento Volumétrico	4,8 l
Número de cilindros	4
Potência conforme NBR ISO 1585	190 cv a 2.200 rpm
Torque máximo conforme NBR ISO 1585	600 Nm entre 1.200 e 1.600 rpm

Durante o trabalho de definição e calibração de desempenho e emissões do motor, foi selecionado o turbocompressor do fornecedor BorgWarner. A Figura 24 mostra uma foto deste turbo compressor e na Tabela IV estão descritas as características principais do turbocompressor.



Figura 24: Turbocompressor BorgWarner

Tabela IV: Dados do turbocompressor utilizado no experimento

Controle de fluxo	Waste Gate
Família	KKK
Controle do atuador	Mecânico, com válvula pneumática
Refrigeração de carcaça	Sem refrigeração

Para a medição da rotação do motor, utiliza-se o sensor de rotação já presente no motor, demonstrado na Figura 25.

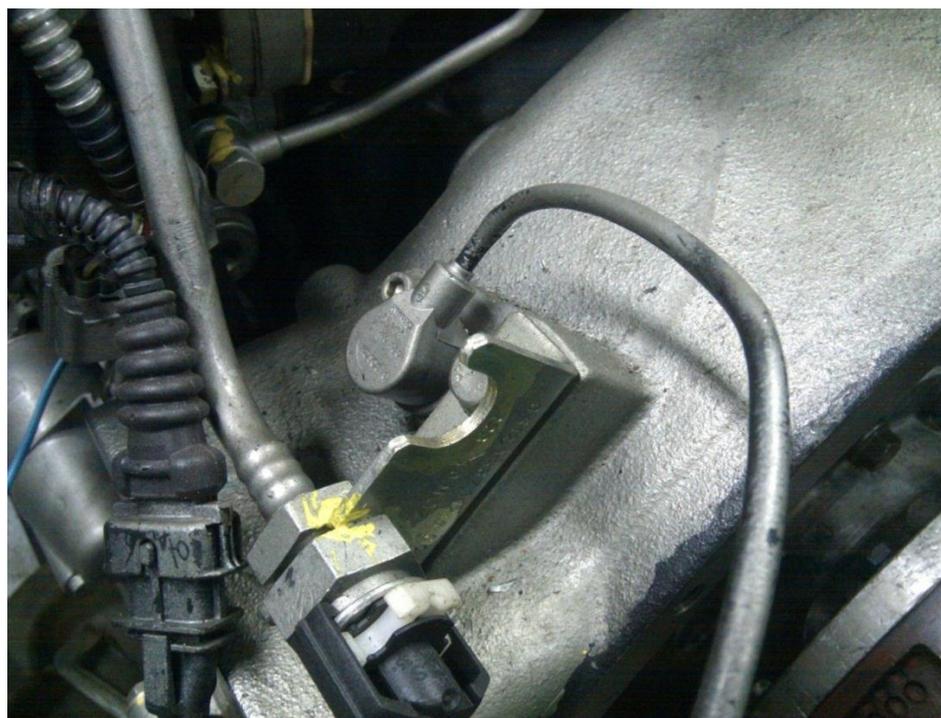


Figura 25: Sensor de rotação do motor

O sensor de rotação do motor é do tipo indutivo, onde um campo magnético gerado pelo sensor age sobre uma inércia girante acoplada ao motor. Esta possui uma série de furos em sua circunferência. Com a rotação do motor, os furos geram uma perturbação no campo magnético, que por sua vez, gera um sinal de tensão no circuito. A unidade de comando do motor interpreta a

frequência dos pulsos gerados pelo sensor e determina a rotação do motor. Este sensor é utilizado no motor de série e é fundamental para o funcionamento do motor.

Para a medição da temperatura do coletor de admissão, também é utilizado o próprio sensor do motor de série. Este sensor consiste em um sensor de temperatura tipo NTC conjugado com um sensor de pressão resistivo, ou seja, é possível medir também a pressão no coletor de admissão. Na Figura 26 é demonstrado este sensor instalado no coletor de admissão.



Figura 26: Sensor de pressão e temperatura do ar no coletor de admissão

Por ser um sensor do tipo NTC, o valor da resistência do sensor diminui à medida que a temperatura a qual ele está submetido aumenta. Na unidade de comando do motor, este sensor está ligado a uma entrada passiva, ou seja, o sensor é ligado a um pull up em 5V e, de acordo com a resistência do sensor, há a queda de tensão na entrada do conversor A/D, permitindo que a unidade de comando do motor seja capaz de ler a temperatura do ar no coletor de admissão.

O sensor de pressão resistivo consiste em uma resistência sobre uma membrana, na qual uma face está suscetível à pressão do ar no coletor de admissão e a outra está exposta a um ambiente lacrado com pressão próxima o vácuo absoluto. Portanto o sensor fornece um sinal de pressão absoluta. A resistência do sensor varia de acordo com a deformação da membrana, causada pela variação de pressão do ar.

O sensor pressão ambiente está localizado dentro da unidade de comando do motor e não pode ser visto. A unidade de comando, que gerencia e controla o motor, está demonstrada na Figura 27.

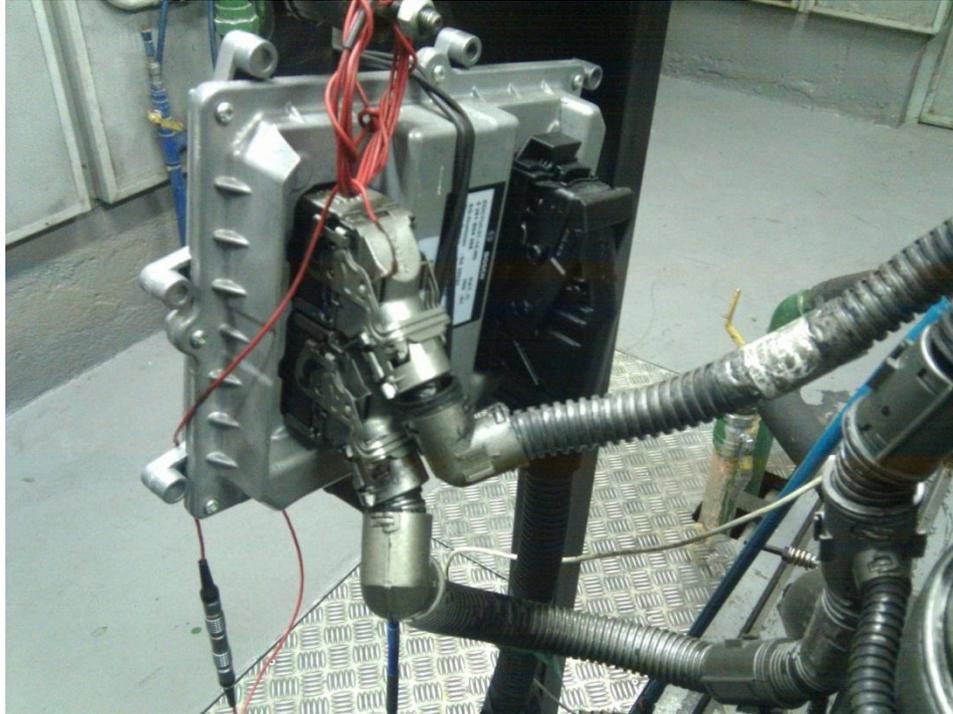


Figura 27: Unidade de comando eletrônico

As demais informações utilizadas no modelo foram obtidas através de instrumentação que não pertence ao motor de série, após este ter sido instalado no local de teste. Esse tipo de instrumentação é feita apenas durante o desenvolvimento do motor.

O motor utilizado na coleta dos dados não possui sistema EGR, portanto não há fluxo de gases recirculados para o coletor de admissão. Portanto  $W_{egr}$  deve valer sempre 0. Esta condição é obtida quando o sinal de comando da válvula EGR ( $u_{egr}$ ) vale 0, portanto esta condição foi adotada durante toda a verificação dos dados.

#### 4.1 Experimento em banco de testes

O banco de testes utilizado, situado na MWM International Motores, possui as características mostradas na Tabela V. Na Figura 28 e Figura 29 pode-se ver o motor instalado no banco de testes.

Tabela V: Características do banco de testes utilizado no experimento

Fabricante	Schenck
Modelo	W230
Tipo	Hidráulico
Capacidade	230 kW



Figura 28: Motor MWM MaxxForce 4.8H Euro V instalado em banco de testes



Figura 29: Motor WMM Maxxforce 4.8H instalado em banco de testes

O resultado deste experimento, demonstrado Figura 31, é o mapeamento do fator utilizado para o cálculo da temperatura dos gases no coletor de escape em função da vazão de combustível consumida e a rotação do motor.

Para a medição da temperatura do gás no coletor de escape, foi instalada uma instrumentação especial, não existente nos motores de série. Na Figura 30 está demonstrada a instalação do sensor de temperatura, que consiste em um termopar, e a derivação para a medição de pressão também no coletor de escape.



Figura 30: Instrumentação de Pressão e temperatura no coletor de escape

O procedimento para o mapeamento da temperatura do motor baseia-se em estabilizar a rotação do motor e variar a quantidade de combustível injetada na câmara de combustão. Os resultados da função  $f(W_{\text{fuel}}, n_{\text{eng}})$  da equação (8) estão demonstrados graficamente na Figura 31.

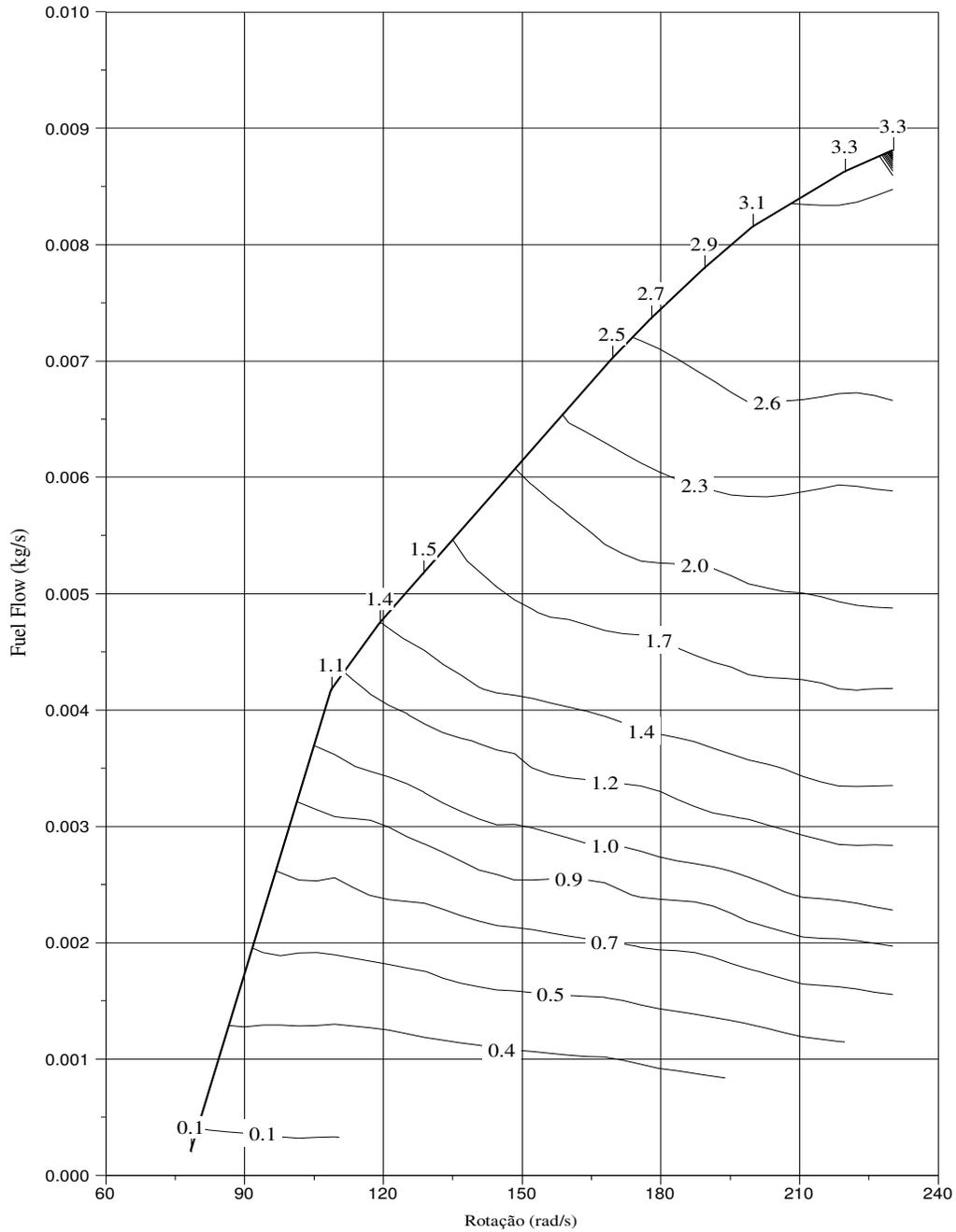


Figura 31: Gráfico do fator de incremento de temperatura em função da quantidade de combustível injetada e rotação do motor

Os valores apresentados na Figura 31 foram normalizados, uma vez que seus valores absolutos são pequenos.

Com a tabela do fator de incremento de temperatura no modelo, foram realizadas algumas simulações para a verificação desta parte do modelo. A Figura 32 mostra o resultado das simulações em 4 condições, descritas na Tabela VI.

Tabela VI: Dados de entrada para simulação de  $T_{em}$  em 4 condições de funcionamento.

	Condição 1	Condição 2	Condição 3	Condição 4
$W_{fuel}$	24,81 kg/h	12,04 kg/h	5,81 kg/h	2,29 kg/h
$n_{eng}$	2200 rpm	1910 rpm	1370 rpm	1040 rpm
$W_{engin}$	737,5 kg/h	547 kg/h	264,1 kg/h	158,1 kg/h
$T_{im}$	40,1 °C	35,2 °C	33,5 °C	32,7 °C

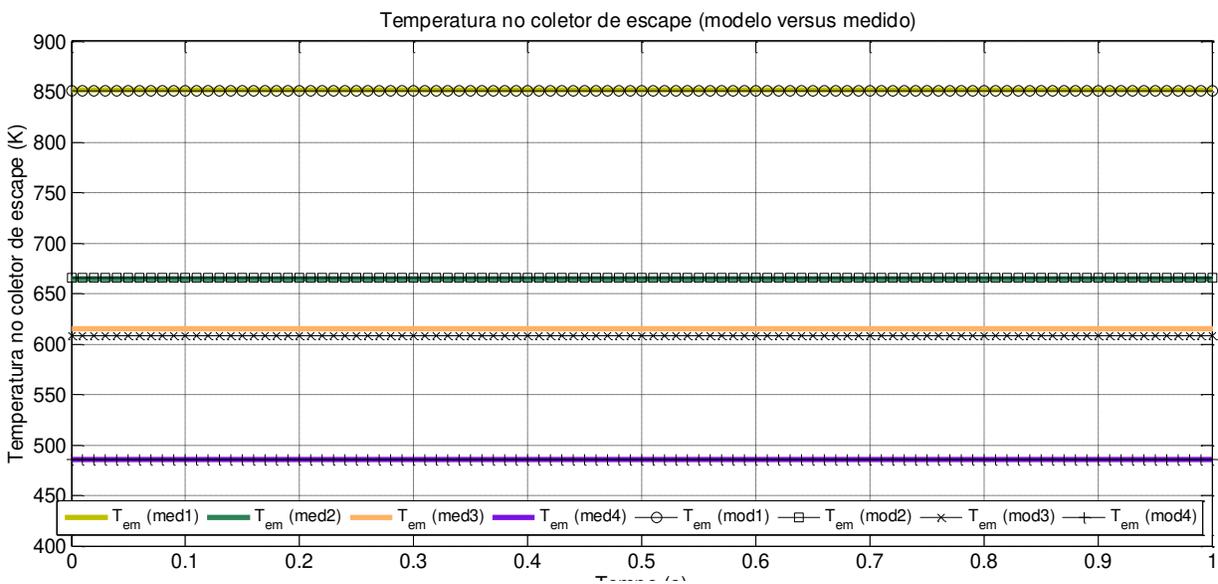


Figura 32: Comparativo de valores de temperatura no coletor de escape em quatro condições do motor.

Vê-se que os valores de  $T_{em}$  do modelo equivalem aos valores medidos, no entanto em condições transientes não é possível fazer esta afirmação. Para regimes transitórios serão realizadas medições em veículo de teste, conforme abordado mais a frente neste trabalho.

## 4.2 Experimento em veículo de testes

As demais medições foram realizadas em um veículo de testes, do tipo ônibus urbano demonstrado na Figura 33.



Figura 33: Veículo de testes

Na Tabela VII estão demonstradas as principais características do veículo:

Tabela VII: Características do veículo de testes utilizado no experimento

Fabricante Chassis	Agrale
Modelo	W12
Tipo	Ônibus urbano
Capacidade	12.000 kg
Motor	MaxxForce 4.8H 190cv
Transmissão	Mecânica de 5 velocidades

Na Figura 34 pode-se ver o motor instalado no veículo de testes.

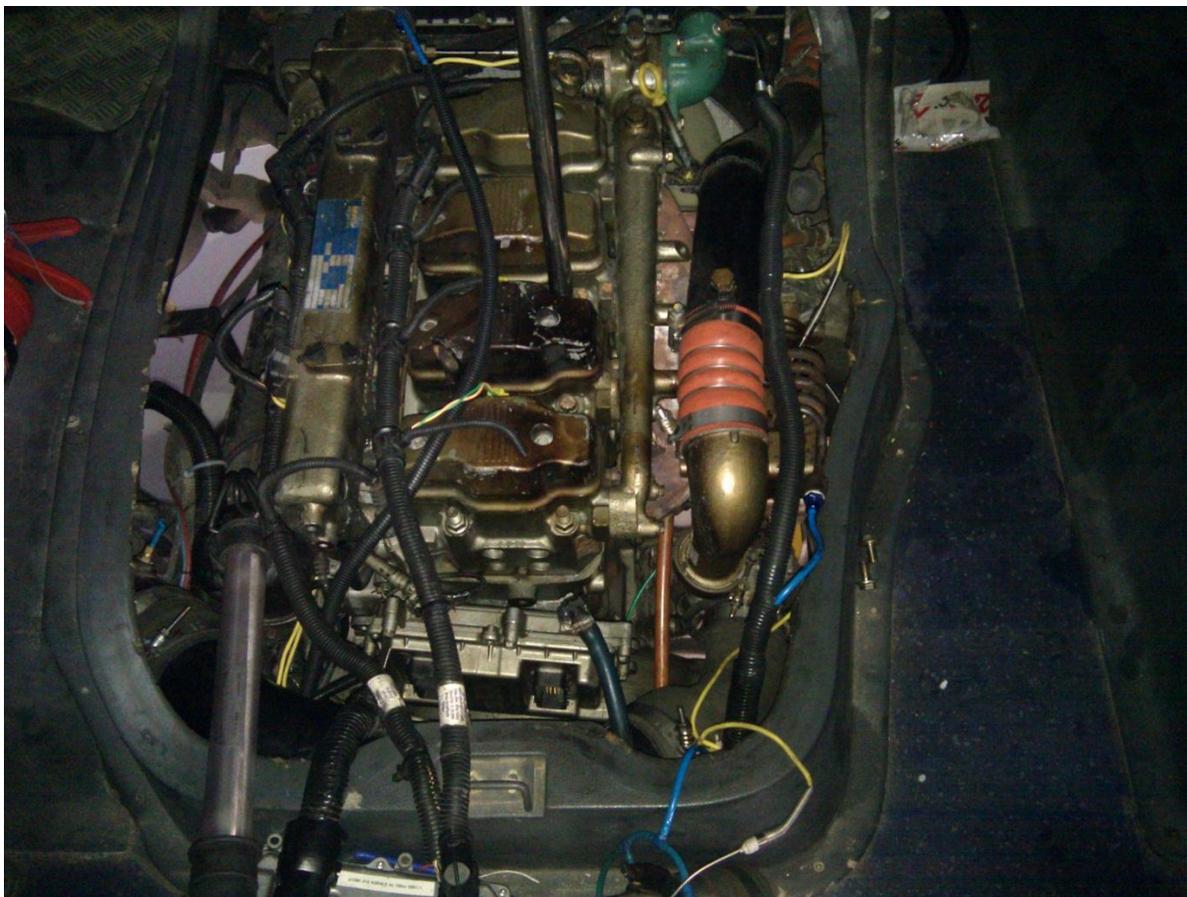


Figura 34: Motor MWM MaxxForce 4.8H Euro V instalado em veículo de testes

Para as medições dos dados de entrada são utilizado também os sensores normais do motor de série, como demonstrados no banco de testes. Demais sensores foram instalados no coletor de escape, na saída do turbocompressor, na área externa ao veículo e em demais locais para utilização durante o desenvolvimento do veículo.

Para a captura dos valores de temperatura ambiente, foi utilizado um termopar posicionado no retrovisor externo do veículo, conforme Figura 35.



Figura 35: Sensor de temperatura ambiente instalado no veículo

O turbocompressor utilizado é especial, diferente do motor de série. Na Figura 36 está demonstrada uma imagem do sensor de rotação instalado no turbocompressor.

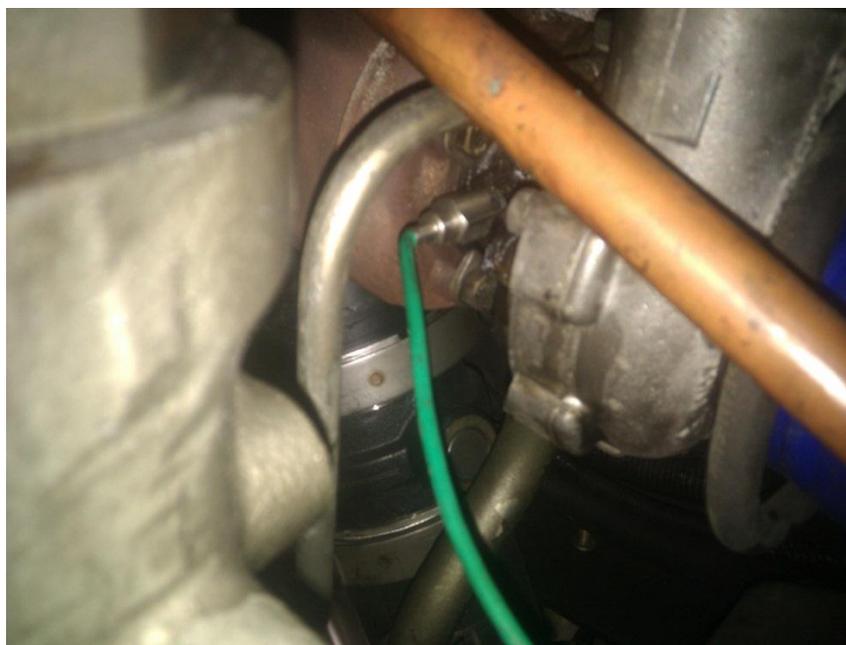


Figura 36: Sensor de rotação do eixo do turbocompressor no motor instalado no veículo

Para a aquisição de dados foram utilizados três equipamentos modelo ES 610, com capacidade de 16 canais. O aparelho está demonstrado na Figura 37 e o software para aquisição utilizado foi o INCA, onde um exemplo de tela de aquisição está demonstrado na Figura 38.



Figura 37: Equipamento de aquisição de dados

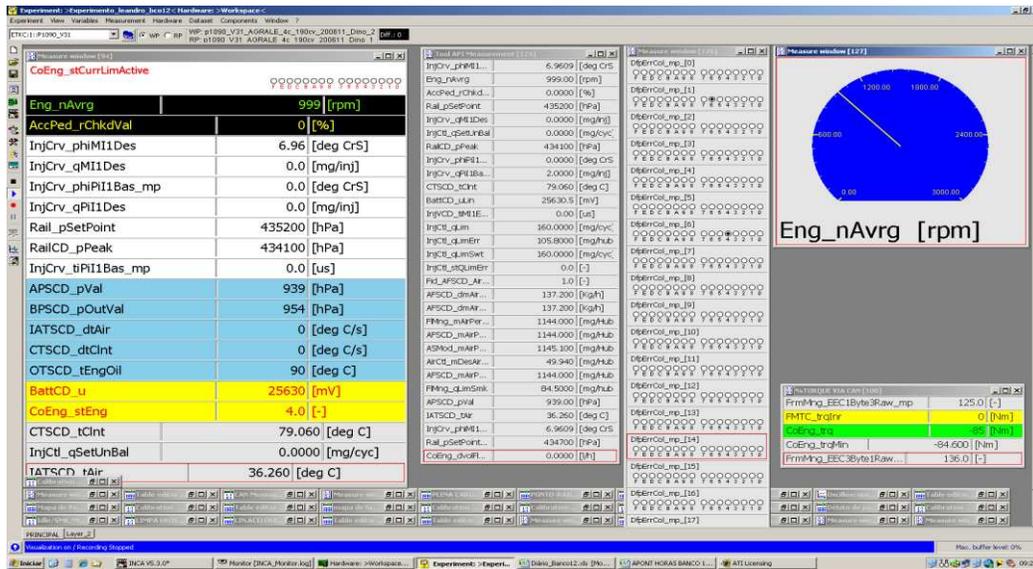


Figura 38: Software de aquisição de dados

Na Figura 39 está demonstrada a instrumentação de pressão e temperatura do escapamento, logo após a saída da turbina.



Figura 39: Instrumentação de Pressão e temperatura no escapamento

O sensor de temperatura utilizado também é um termopar e o sensor de pressão é um Kistler.

O veículo estava com o freio motor desabilitado. Este freio consiste em uma válvula borboleta montado no escapamento do veículo e que gera uma contrapressão ao motor para obter um efeito de frenagem do veículo pelo motor. Esta válvula não faz parte do modelo apresentado e a coleta de dados com esta válvula em habilitada traria erros na coleta dos dados.

Os dados foram adquiridos a uma taxa de 10 Hz, com o veículo percorrendo uma rota dentro da cidade de São Paulo, em ruas e avenidas da Zona Sul. A Figura 40 mostram alguns dos parâmetros coletados durante o teste.

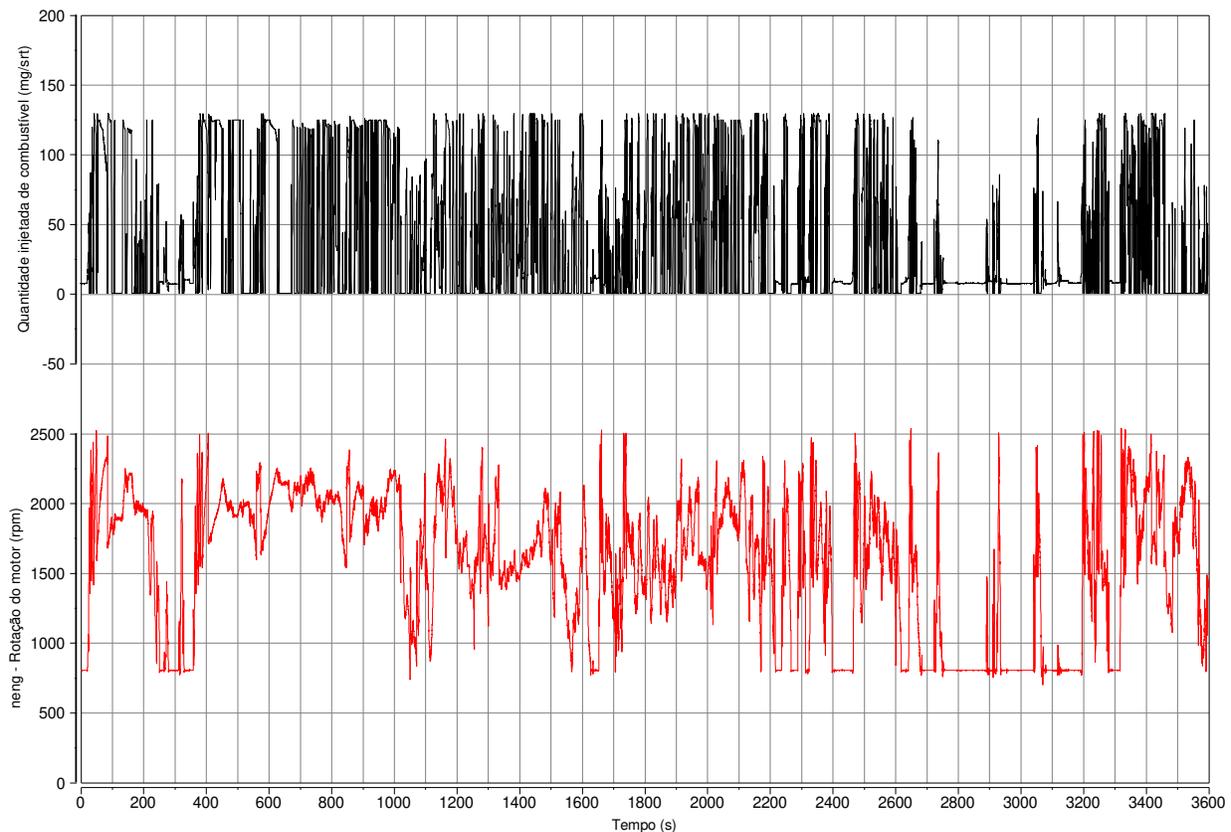


Figura 40: Coleta total de dados de rotação do motor e quantidade injetada no teste em veículo.

Vê-se que o levantamento dos dados incluiu um grande número de transitórios. Os dados foram coletados no período de uma hora e armazenados para a verificação do modelo.

A Figura 41 mostra outros parâmetros coletados em uma escala que permite melhor visualização dos dados.

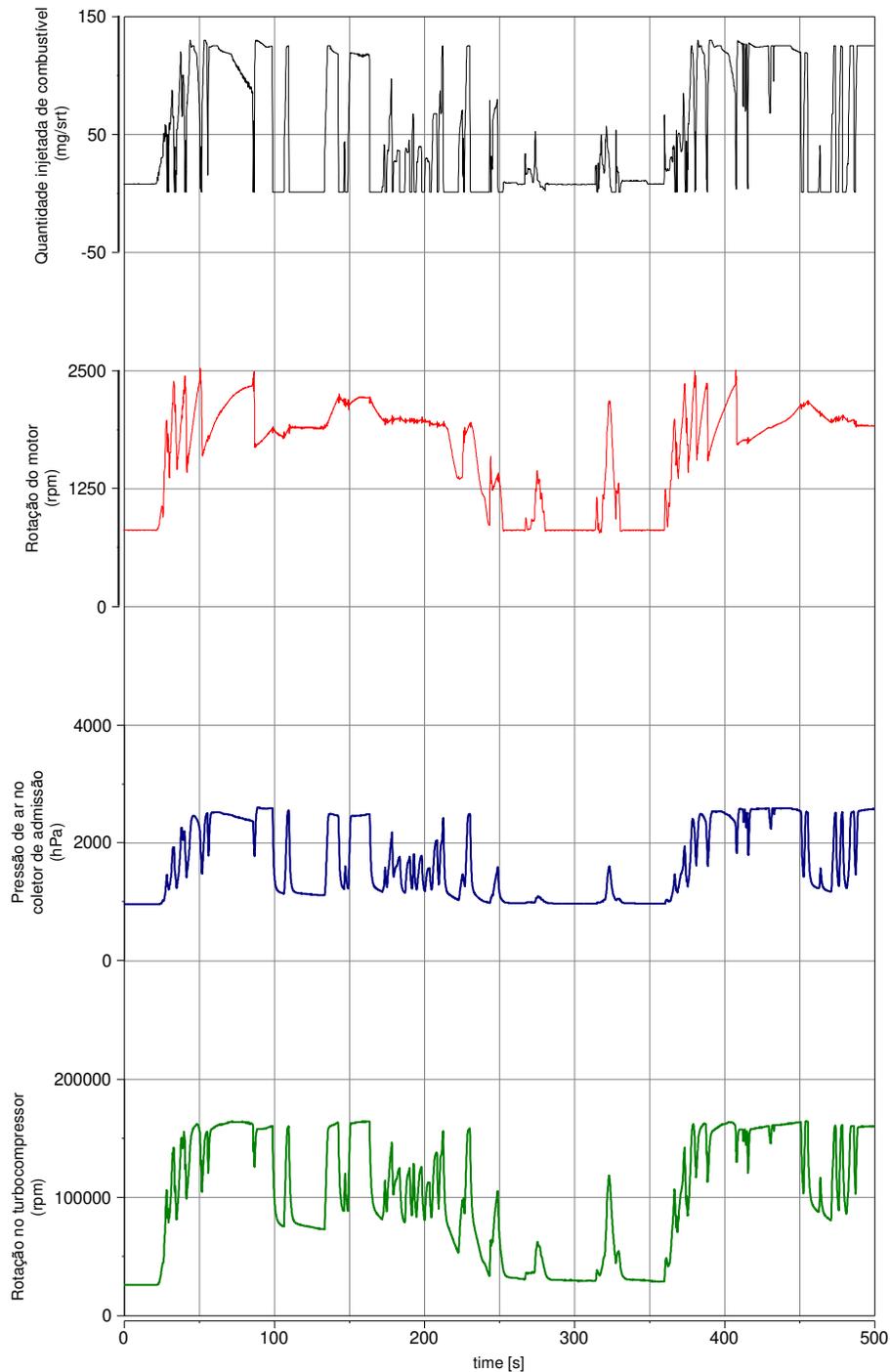


Figura 41: Valores de quantidade injetada, rotação, pressão no coletor de admissão e rotação do eixo do turbocompressor coletados no experimento.

Vê-se que a unidade do parâmetro quantidade injetada de combustível coletada no experimento é mg/ciclo. Para convertê-lo em kg/s utiliza-se a expressão:

$$W_{fuel}(kg/s) = \frac{W_{fuel}(mg/cyc) \cdot n_{cil} \cdot n}{2 \cdot 60 \cdot 1000} \quad (18)$$

Onde  $n_{cil}$  é o número de cilindros do motor e  $n$  é a rotação do motor em rpm.

Os demais parâmetros também tiveram suas unidades convertidas para as unidades especificadas no modelo.

Os dados coletados no veículo foram utilizados como dados de entrada no modelo completo e o resultado está demonstrado na Figura 42.

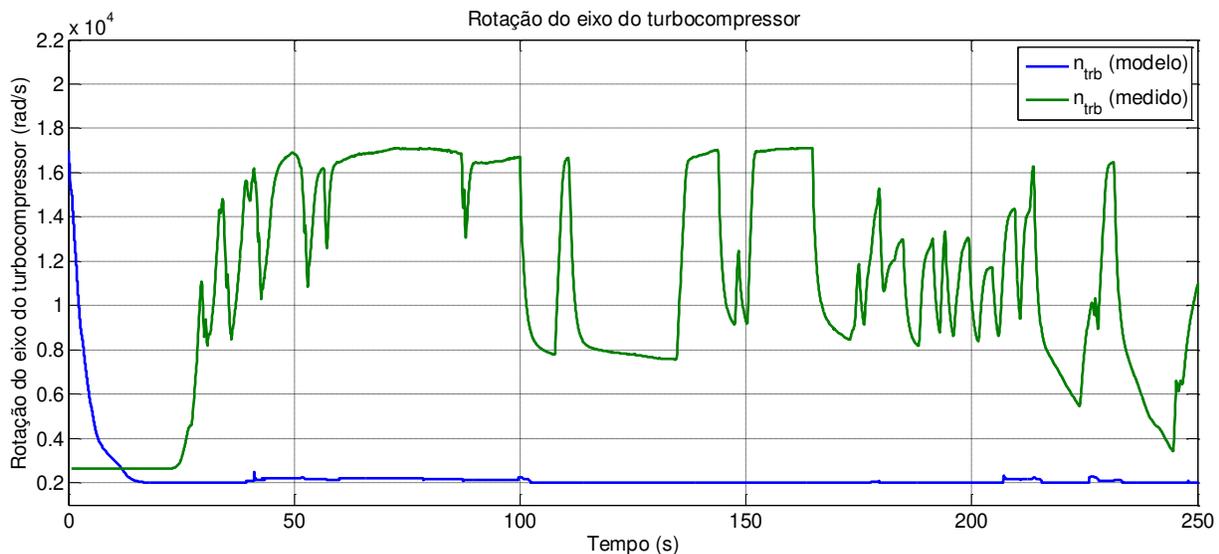


Figura 42: Rotação do eixo do turbocompressor calculado versus valor medido no motor.

Vê-se que o modelo da forma que foi concebido pouco representa o ocorrido na medição real. Portanto torna-se necessário realizar ajustes no modelo de forma a conseguir a reprodução dos valores medidos como resultado do modelo.

## 5 VERIFICAÇÃO E AJUSTES DO MODELO

Diante do resultado apresentado pelo modelo completo, se fez necessário investigar os submodelos para identificar os pontos divergentes entre a simulação e a medição com o objetivo de aperfeiçoar o modelo para a condição testada. A inclusão de um fator de correção aditivo e um multiplicativo foi utilizada. Para a definição dos valores dos fatores de correção, foi utilizada a ferramenta de estimativa de parâmetros do Simulink, utilizando o algoritmo de otimização *nonlinear least squares*.

### 5.1 Ajuste de dados

A comparação da resposta do modelo com o valor real medido pode ser considerado como um problema de ajuste de dados, ou *data fitting*. Madsen, Nielsen e Tingleff (2004) mostram como exemplo os seguintes pontos  $(t_1, y_1), \dots, (t_m, y_m)$ , mostrados abaixo:

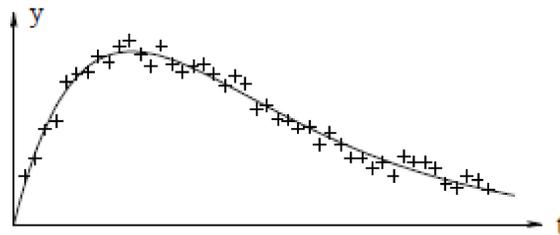


Figura 43: Dados  $\{(t_1, y_1)\}$  (marcados por +) e modelo  $M(x, t)$  (marcado como linha contínua)

A equação do modelo correspondente é dada por  $M(x, t) = x_3 e^{x_1 t} + x_4 e^{x_2 t}$ . O modelo depende, então, do parâmetro  $x = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T$ . Assumindo que existe um  $x^+$  de forma que:

$$y_i = M(x^+, t_i) + \varepsilon_i \quad (19)$$

Onde  $\varepsilon_i$  são erros nas coordenadas dos dados, assumidos como ruído branco.

Para cada escolha de  $x$  podemos calcular os resíduos

$$f_i(\mathbf{x}) = y_i - M(\mathbf{x}, t_i) \quad (20)$$

$$f_i(\mathbf{x}) = y_i - x_3 e^{x_1 t} + x_4 e^{x_2 t}, i = 1, \dots, m \quad (21)$$

Para obter correspondência mínima quadrada, os parâmetros são determinados como o minimizador  $\mathbf{x}^*$  da soma dos quadrados dos resíduos. O gráfico de  $M(\mathbf{x}^*, t)$  é mostrado pela linha contínua da Figura 43.

Um problema de mínimos quadrados é uma variação especial do problema de minimizador global: achar um argumento de  $F$  que dê o mínimo valor da função custo de uma função  $F: \mathbf{R}^n \mapsto \mathbf{R}$ .

$$\mathbf{x}^+ = \operatorname{argmin}_{\mathbf{x}} \{F(\mathbf{x})\} \quad (22)$$

De forma geral, este é um problema de difícil solução. Será apresentado um método para a resolução do problema de encontrar um minimizador local para  $F$ , um vetor argumento que dá o valor mínimo de  $F$  dentro de uma determinada região de tamanho  $\delta$ , onde  $\delta$  é pequeno e um número positivo.

$$F(\mathbf{x}^*) \leq F(\mathbf{x}) \text{ para } \|\mathbf{x} - \mathbf{x}^*\| < \delta \quad (23)$$

Assumindo que a função custo  $F$  é diferenciável e tão suave que a seguinte expansão de Taylor é válida

$$F(\mathbf{x} + \mathbf{h}) = F(\mathbf{x}) + \mathbf{h}^T \mathbf{g} + \frac{1}{2} \mathbf{h}^T \mathbf{H} \mathbf{h} + O(\|\mathbf{h}\|^3) \quad (24)$$

Onde  $\mathbf{g}$  é o gradiente

$$g \equiv \mathbf{F}'(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial F}{\partial x_1}(\mathbf{x}) \\ \vdots \\ \frac{\partial F}{\partial x_n}(\mathbf{x}) \end{bmatrix} \quad (25)$$

E  $\mathbf{H}$  é o Hessiano,

$$\mathbf{H} \equiv \mathbf{F}''(\mathbf{x}) = \left[ \frac{\partial^2 F}{\partial x_i \partial x_j}(\mathbf{x}) \right] \quad (26)$$

Se  $\mathbf{x}^*$  é o minimizador local e  $\|\mathbf{h}\|$  é suficientemente pequeno, então não se pode achar um ponto  $\mathbf{x}^* + \mathbf{h}$  com um valor de  $F(\mathbf{x})$  menor. Combinando com (24) temos a condição necessária para um minimizador local

$$g^* \equiv \mathbf{F}'(\mathbf{x}^*) = \mathbf{0} .$$

Se  $g_s \equiv \mathbf{F}'(\mathbf{x}_s) = \mathbf{0}$ ,  $\mathbf{x}_s$  é chamado ponto estacionário de  $F$ .

Portanto, o minimizador local é um ponto estacionário, assim como o maximizador local. O ponto estacionário que não é o maximizador local, nem o minimizador local é chamado de ponto de sela. Para determinar se um ponto estacionário é um minimizador local ou não, é preciso incluir o termo de segunda ordem da série de Taylor. Inserindo  $\mathbf{x}_s$ ,

$$F(\mathbf{x}_s + \mathbf{h}) = F(\mathbf{x}_s) + \frac{1}{2} \mathbf{h}^T \mathbf{H}_s \mathbf{h} + O(\|\mathbf{h}\|^3), \text{ com } \mathbf{H}_s = \mathbf{F}''(\mathbf{x}_s) \quad (27)$$

Pela definição em (26), qualquer  $\mathbf{H}$  é uma matriz simétrica. Se quisermos que  $\mathbf{H}_s$  seja positivo, então os autovalores são maiores que algum número  $\delta > 0$  e  $\mathbf{h}^T \mathbf{H}_s \mathbf{h} > \delta \|\mathbf{h}\|^2$ .

Isto mostra que, para um  $\|\mathbf{h}\|$  suficientemente pequeno, o terceiro termo de (27) será dominado pelo segundo. Se  $\mathbf{H}_s$  é definido positivo, então  $\mathbf{x}_s$  é o minimizador local. Se  $\mathbf{H}_s$  for

definido negativo, então  $\mathbf{x}_s$  será o maximizador local. Se for indefinido (possui autovalores positivos e negativos), então  $\mathbf{x}_s$  é um ponto de sela.

## 5.2 Otimização dos parâmetros

Com a definição do minimizador, podemos ilustrar o processo utilizado pelo Simulink para a estimação dos parâmetros a serem ajustados através do esquema mostrado na Figura 44.

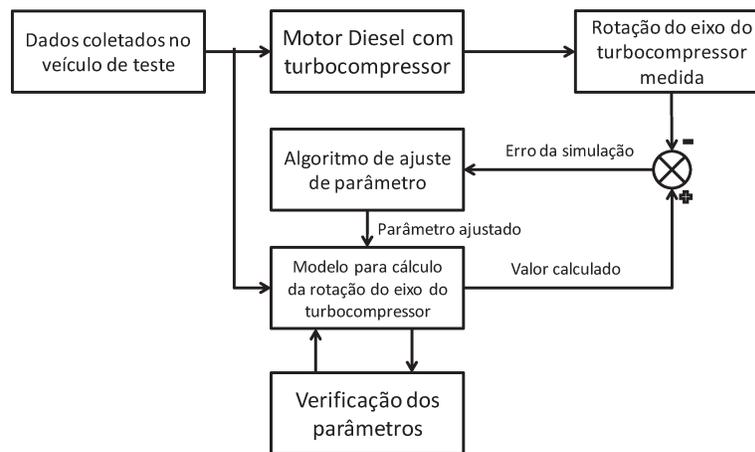


Figura 44: Esquemático do processo de estimação dos parâmetros de ajuste

Com os dados coletados em veículo, o resultado do modelo é comparado ao valor medido. O erro pode ser descrito pela função custo  $F$ , onde

$$F(\mathbf{x}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^m (f_i(\mathbf{x}))^2 = \frac{1}{2} \|\mathbf{f}(\mathbf{x})\|^2 = \frac{1}{2} \mathbf{f}(\mathbf{x})^T \mathbf{f}(\mathbf{x}) \quad (28)$$

O algoritmo de ajuste de parâmetro irá realizar a minimização de (28) achando suas raízes para um valor inicial de parâmetros de ajuste. Há diversas técnicas para a realização desta otimização. O método escolhido para este trabalho foi o padrão apresentado pela ferramenta do Simulink, que é a otimização pelo método de mínimos quadrados não linear em modelo de larga escala.

### 5.3 Ajustes dos submodelos

Com a utilização da ferramenta de otimização conforme mostrado anteriormente, os modelos do compressor e da turbina tiveram apenas os mapas corrigidos. Os modelos de pressão no coletor de escape e pressão no escapamento tiveram incluídos fatores de correção na saída do modelo. Os detalhes dos ajustes estão descritos abaixo.

#### 5.3.1 Ajuste do compressor

Dentro do modelo do compressor, não temos dados medidos da vazão de ar com um sensor, porém é possível calculá-la utilizando a equação abaixo, análoga à equação (11).

$$\dot{P}_{im} = \frac{R_{ar}\gamma_{ar}}{V_{im}} T_{im} (W_{cmp} - W_{eng,in}) \quad (29)$$

$$W_{cmp} = \frac{\dot{P}_{im} V_{im}}{R_{ar}\gamma_{ar} T_{im}} + W_{eng,in} \quad (30)$$

A Figura 45 mostra o comparativo entre a vazão de gás no compressor medida versus a calculada pelo modelo.

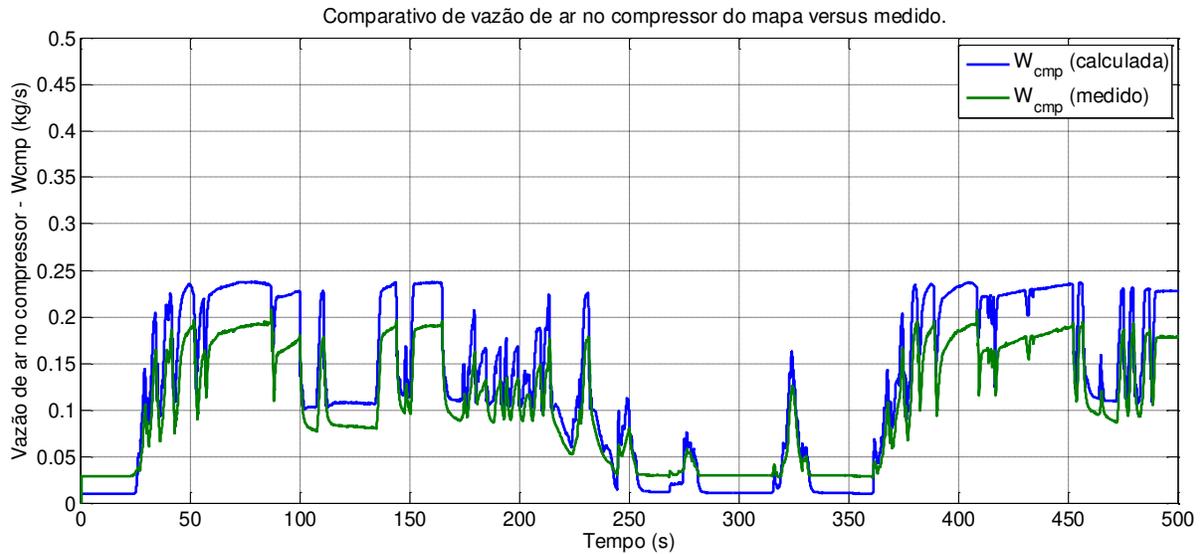


Figura 45: Vazão de ar no compressor medido versus simulado pelo modelo

Vê-se a necessidade de inclusão de um fator de correção nos valores medidos para corrigir a escala e o offset dos valores calculados. Também se pode observar que o nível de ruído da simulação é baixo. Foi inserido então um fator de correção aditivo e um multiplicativo no modelo com o objetivo de corrigir o mapa de vazão de ar do compressor.

Com a ferramenta de estimativa de parâmetros do Simulink, foram encontrados os valores encontrados foram 0,6931 para o fator multiplicativo e 0,0176 para o fator aditivo. O mapa do compressor foi corrigido e os novos valores de vazão encontrados estão demonstrados na Figura 46.

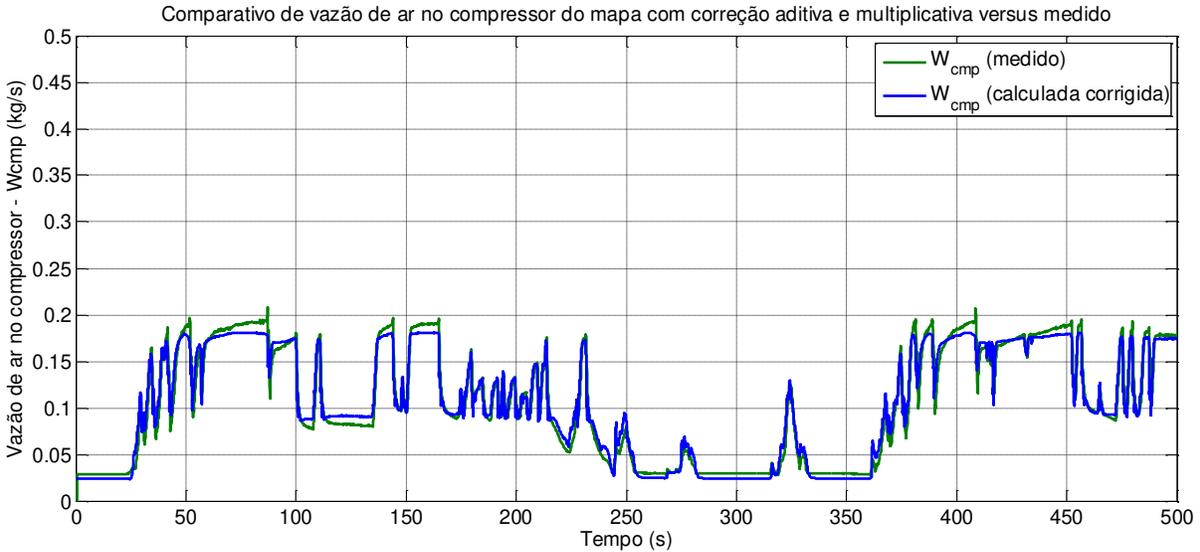


Figura 46: Vazão de ar no compressor medido versus simulado pelo modelo com mapa ajustado.

Não foi possível realizar uma medição direta ou indireta do rendimento do compressor, portanto não será feito ajuste neste mapa, porém foi adicionado limitadores para a saída do mapa, uma vez que o rendimento do compressor deve estar dentro de uma faixa de 0 a 100%.

### 5.3.2 Ajuste da turbina

Analogamente ao compressor, o valor de vazão da turbina não foi medido diretamente com um sensor, porém pode ser calculada através da equação (11). Na Figura 47 é mostrado o comparativo de vazão de gases na turbina.

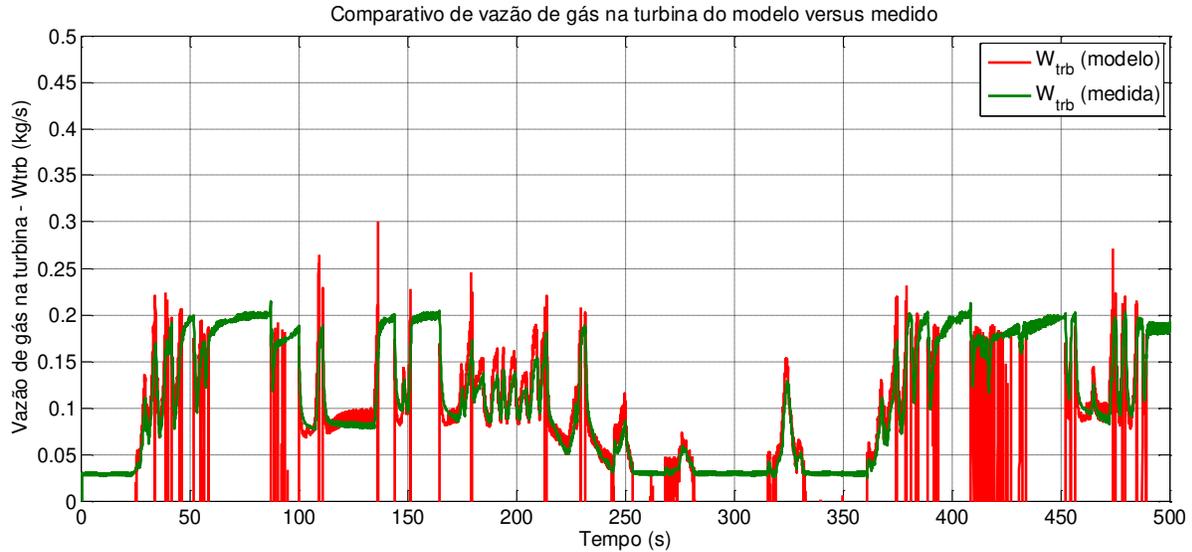


Figura 47: Vazão gás na turbina medido versus simulado pelo modelo

No mapa de vazão da turbina, nota-se que o valor resultante do modelo apresenta erros grandes com relação do valor medido. Em uma boa parte do tempo, o valor de vazão apresentado pelo modelo mostra valores negativos, o que indicaria que os gases se deslocam do escapamento para o motor, o que não é verdade. Assim como o compressor, também foi inserido um fator de correção aditivo e um multiplicativo no mapa de vazão para realizar ajustes de offset e de escala, respectivamente. Utilizando a mesma ferramenta do Simulink, os valores definidos para os fatores de correção encontrados foram 0,0144 (aditivo) e 0,0043 (multiplicativo). A Figura 48 mostra o resultado da correção do mapa de vazão da turbina.

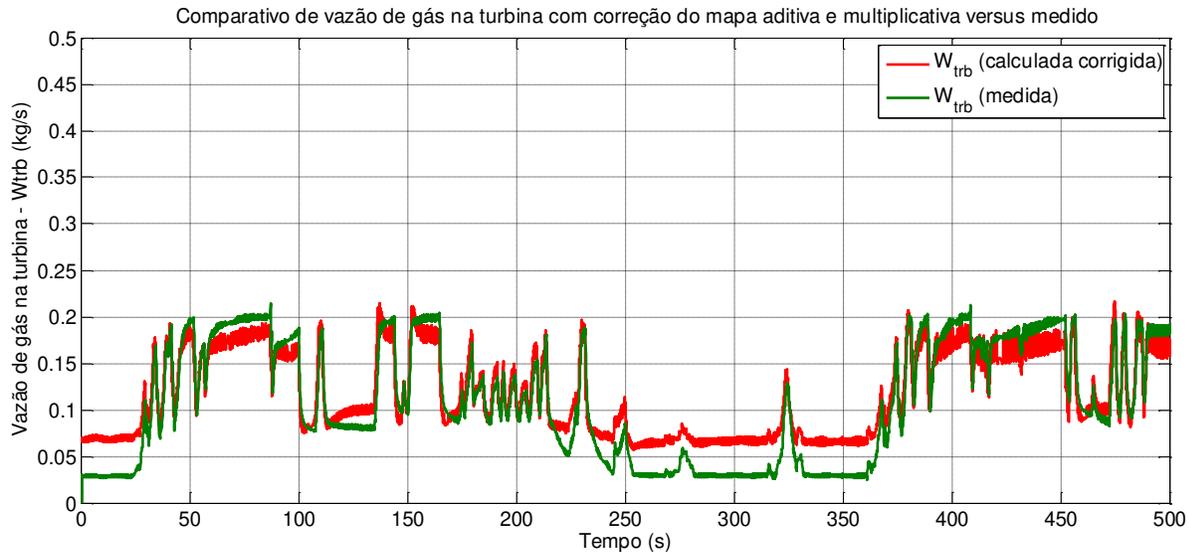


Figura 48: Vazão de gases na turbina medida versus simulado pelo modelo com mapa ajustado.

Nota-se que em vazões inferiores a 0,05 kg/s (180 kg/h) o valor calculado pelo modelo apresenta um desvio maior do que em vazões superiores a este valor. Ao se comparar as regiões onde a vazão é inferior a 0,05 kg/s verifica-se que a rotação do eixo do turbocompressor é inferior a 5000 rad/s. como o mapa da turbina fornecido pelo fabricante abrange região superior a esta rotação, a provável causa dessa distorção se deve a extrapolação dos dados dentro do mapa de vazão da turbina, quando a rotação de entrada é inferior a 5000 rad/s.

Também de forma análoga ao compressor, não foi possível realizar uma medição de rendimento do compressor. No entanto, os valores provenientes do modelo mostram destoantes da realidade, apontando valores superiores a 10, quando não deveriam passar de 1. Portanto os valores de saída do mapa serão limitados entre aproximadamente 0 e 1, uma vez que o rendimento não pode ficar fora desta faixa.

### 5.3.3 Ajuste da pressão do coletor de escape

Foi constatada uma grande oscilação no valor de pressão calculado pelo modelo, chegando a ficar variando entre os limites impostos no integrador. Ao comparar com os valores medidos, constata-se que são erros de cálculo, já que os valores medidos sempre estiveram entre os limites. A figura mostra os valores calculados pelo modelo comparados aos valores medidos.

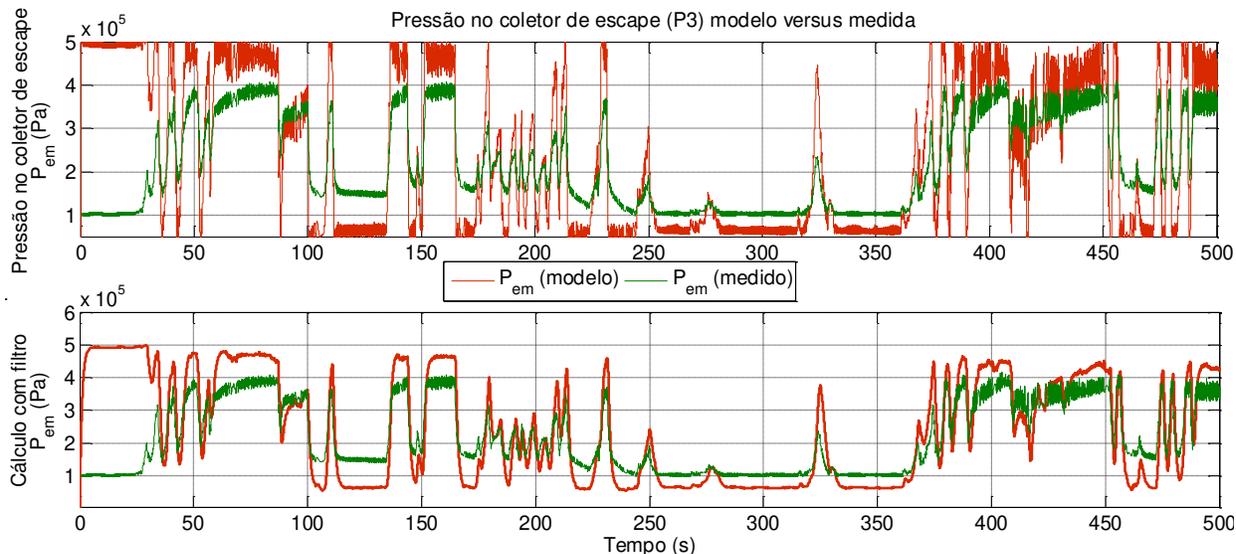


Figura 49: Pressão no coletor de escape medido versus valores calculados com e sem filtro.

Nota-se que também se faz necessários ajustes de escala e de offset para este modelo. Os valores encontrados para ajuste foram 97807 (aditivo) e 0.518 (multiplicativo). A Figura 50 demonstra o resultado do cálculo após a aplicação dos fatores de correção.

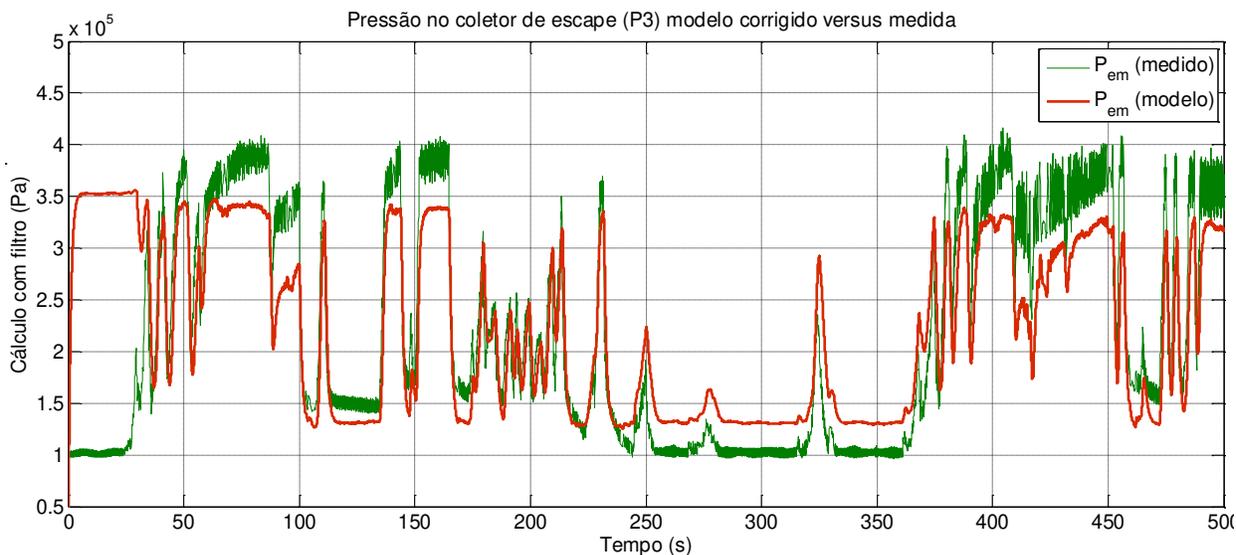


Figura 50: Pressão no coletor de escape medido versus valores simulados (com filtro) e ajustes.

Vê-se que os valores ficaram mais próximos aos medidos e não há mais valores atingindo os limites de saturação do integrador, porém ainda assim há problemas de escala. Mais uma fase de ajuste foi feita, dessa vez retirando a limitação na saída do integrador de pressão. O resultado está presente na Figura 51. Os valores dos fatores encontrados foram  $-2,8347 \times 10^6$  (aditivo) e 0,3463 (multiplicativo).

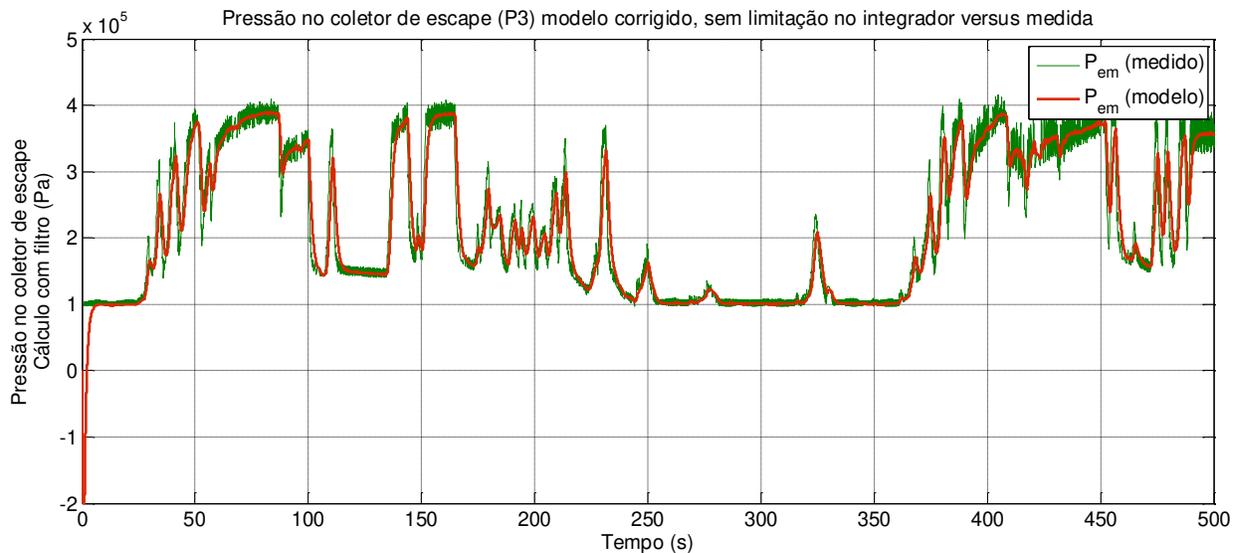


Figura 51: Pressão no coletor de escape medido versus valores simulados (com filtro) e ajustes, sem limitação no integrador de saturação.

Vê-se que dessa vez os valores simulados estão muito mais próximos dos valores medidos, porém no início há uma queda grande devido à adequação da condição inicial do integrador.

### 5.3.4 Ajuste da pressão do escapamento

Analogamente ao modelo do coletor de escape, o modelo do escapamento também apresentou necessidade de ajustes dos cálculos. Porém o escapamento possui um parâmetro adicional de ajuste, que é o valor do coeficiente de descarga. O valor inicial do coeficiente adotado foi 45000, similar ao valor encontrado por Ritzen (2003). A Figura 52 mostra a comparação dos valores medidos e calculados de  $P_{es}$

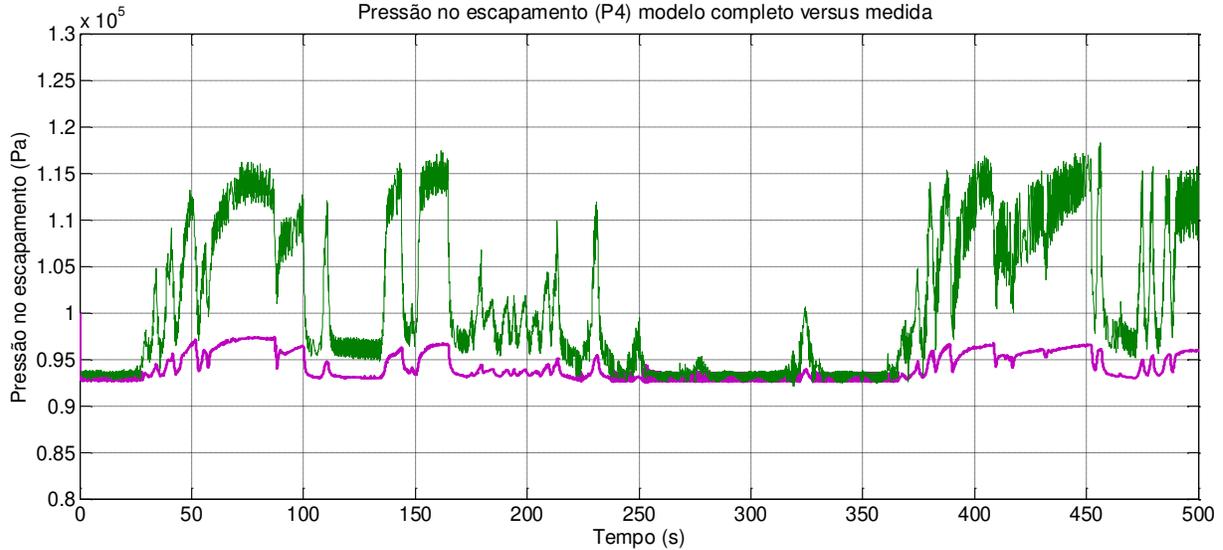


Figura 52: Pressão no escapamento medida versus simulada

Vê-se que, apesar da diferença grande de valores, o comportamento transiente do modelo acompanha o comportamento medido, porém em escala diferente. Da mesma forma que para os modelos anteriores, o do escapamento foi ajustado com fatores multiplicativo e aditivo, além do ajuste do coeficiente de descarga do escapamento. Os valores de ajuste obtidos para o escapamento foram  $4,16 \times 10^5$  (aditivo) e 5,4874 (multiplicativo). O valor de  $k_{es}$  também foi ajustado, resultando em 44900. Na Figura 53 estão demonstrados os resultados, sendo que o valor calculado pelo modelo possui um filtro na saída para atenuar o ruído.

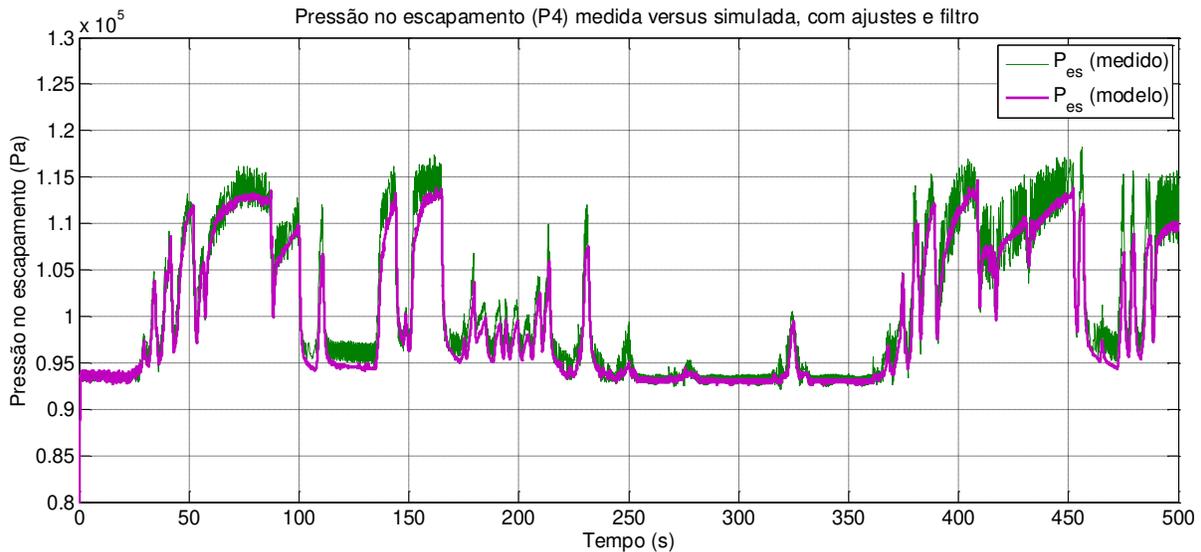


Figura 53: Pressão no escapamento medida versus simulada, com ajustes aditivo, multiplicativo e de  $k_{es}$

Vê-se que os valores simulados ficaram bem próximos aos medidos. Os limitadores do saturador também foram dispensados após a aplicação dos fatores de ajuste.

### 5.3.5 Ajuste da temperatura do coletor de escape

Durante os testes com o motor em dinamômetro, foi verificado que, em regime estacionário, os valores simulados de temperatura do coletor de escape apresentaram valores bem próximos aos reais. A Figura 54 mostra o comparativo entre o valor de temperatura medido no veículo e o valor simulado pelo modelo.

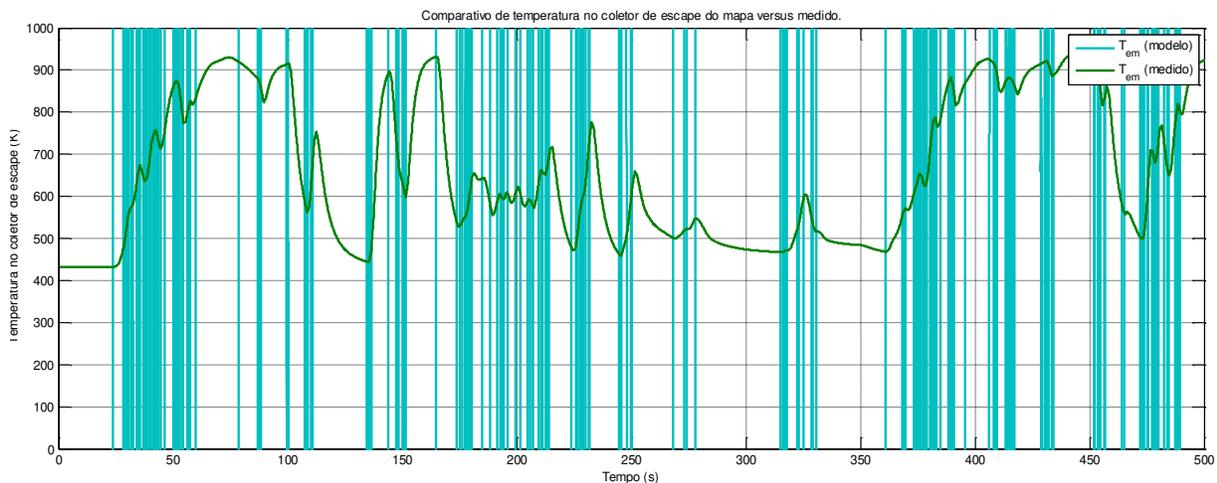


Figura 54: Temperatura no coletor de escape medida versus calculada

Vê-se que os valores resultantes do mapa apresentam erros durante o regime transitório, com valores menores do que 0. A provável causa para esta diferença de comportamento pode estar relacionado ao fato das variações de temperatura ocorrer de forma mais lenta do que as variações de rotação e fluxo de combustível, dados de entrada do mapa.

Assim como os demais modelos que tiveram que ser ajustados, foi aplicado um fator de correção aditivo e outro adaptativo, porém não foi encontrado um resultado satisfatório, conforme pode ser visto na Figura 55.

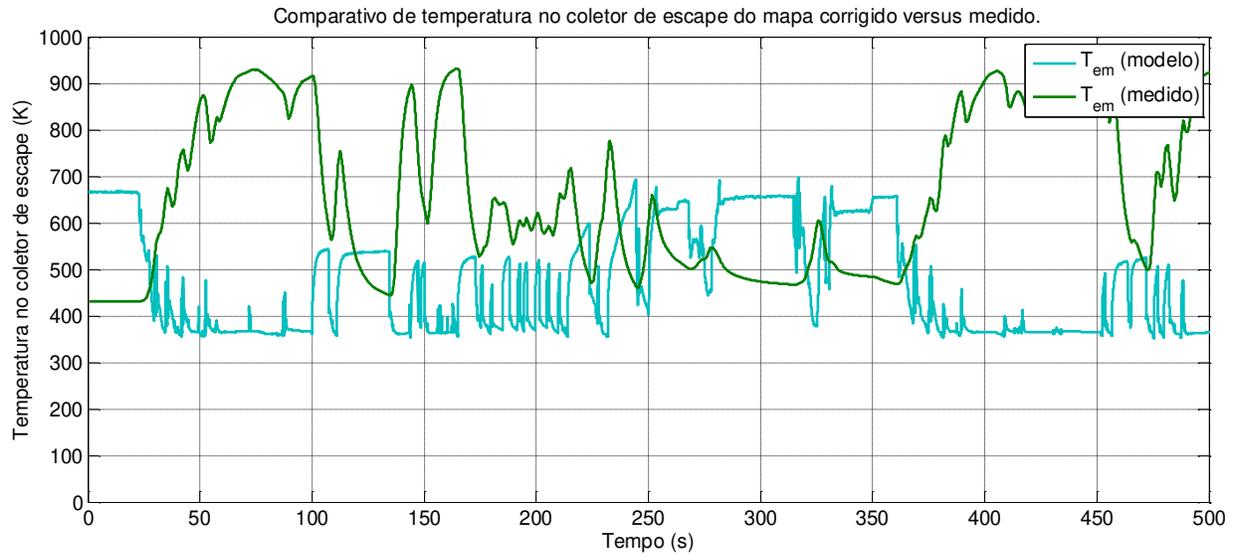


Figura 55: Temperatura no coletor de escape medida versus calculada com mapa corrigido

Nota-se que o valor calculado, apesar de mais próximo, ainda diverge do valor medido e nem mesmo o comportamento durante o regime transiente segue alinhado com o valor real.

Devido a este fato, para uma análise do modelo completo, o submodelo de cálculo de temperatura do coletor de escape foi desconsiderado e foi adotada a leitura direta do valor de temperatura. Isto pode ser obtido incluindo um sensor de temperatura do coletor de escape no motor de série e liga-lo a ECU no caso de uma implementação da função. Dessa forma, tornam-se desnecessário também as leituras de rotação do motor e de quantidade injetada de combustível para o mapeamento.

#### 5.4 Aplicação dos ajustes ao modelo completo.

Com os fatores de correção apresentados anteriormente, o modelo completo foi atualizado contemplando os mapas corrigidos e as funções aditivas e multiplicativas. Na Figura 54 podemos ver o resultado desta atualização.

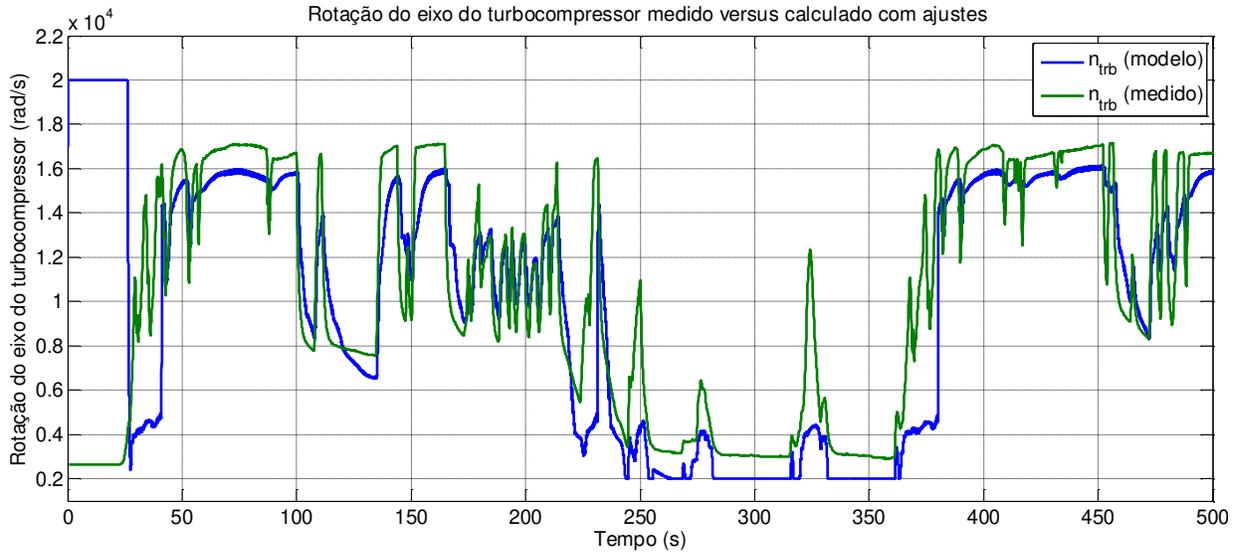


Figura 56: Comparativo de rotação do eixo do turbocompressor simulado e medido em veículo

Vê-se que, assim como os submodelos, o resultado do modelo final também apresenta divergências de offset e de escala quando comparado com o valor medido. Foi adotada a mesma ferramenta do Simulink para ajustes criando um fator de correção aditivo e um multiplicativo. O resultado foi fatores de correção de 1,0225 (aditivo) e 1,0872 (multiplicativo). A Figura 57 mostra o comportamento do modelo após a adoção dos fatores.

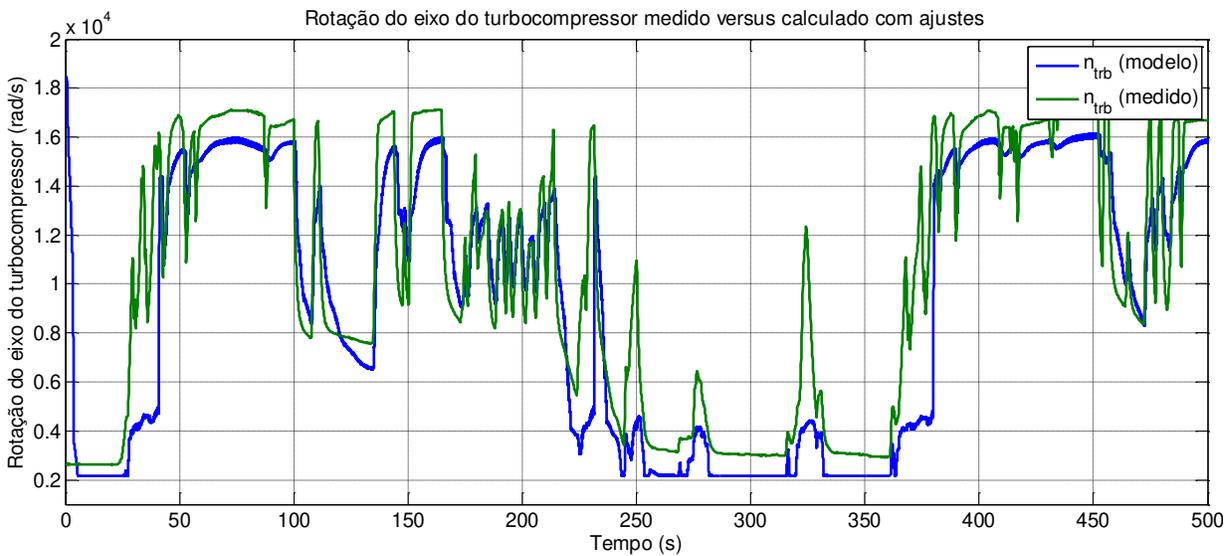


Figura 57: Comparativo de rotação do eixo do turbocompressor medido em veículo e simulado com fatores de correção aditivo e multiplicativo.

Vê-se que os fatores de correção não trouxeram melhoria no resultado do valor medido do modelo. O resultado de rotação do eixo do turbocompressor calculado apresenta valores sempre inferiores ao medido e também em alguns momentos não refletem a dinâmica do valor medido, como entre 25s e 50s. Uma provável causa para a o erro encontrado pode estar nos mapas da turbina, que não abrangem a região abaixo de 5000 rad/s. Outra fonte pode ser os valores de rendimento do compressor e da turbina, que não puderam ter seus valores verificados devido ao fato de não haver instrumentação para medi-los.

Também o fato dos mapas serem obtidos em regime estacionário embute erros no modelo, que não foram totalmente minimizados com os fatores de correção adotados. O acúmulo dos erros pode ter gerado a diferença encontrada entre as medições e os valores calculados.

## 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Com base nos trabalhos de modelagem de motor e sistema de admissão constantes na literatura apresentada no capítulo 2, foi possível criar um modelo com o objetivo de se calcular a rotação do eixo de um turbocompressor. Este modelo baseia-se em princípios físicos da termodinâmica dos gases que passam pelo motor Diesel e conta com o apoio de alguns dados empíricos do compressor, da turbina e dos cilindros, expressos dentro dos mapas.

No capítulo 4 concluiu-se que o modelo, como montado inicialmente, não reproduz o valor de rotação do eixo do turbocompressor, mantendo-se sempre no regime de saturação definido no integrador e que ajustes dentro dos submodelos deveriam ser realizados.

Os mapas, descritos no capítulo 3, foram obtidos com os componentes em regimes estacionários e, exceto pelo mapa do fator de incremento de temperatura do coletor de escape, em uma instalação diferente do motor na qual estão aplicados. Com os valores de vazão no compressor e turbina obtidos, conclui-se que uma correção nestes mapas deveria ser feita para adequá-los a instalação do turbocompressor no motor e a sua dinâmica em regimes transitórios.

Conclui-se também, que o modelo utilizado para o cálculo da temperatura no coletor de escape é eficiente durante regime estacionário, porém é inadequado para regime transiente. O modelo, como foi montado, é suscetível às variações dos dados de entrada, ou seja, as oscilações existentes na entrada são diretamente sentidas na saída, porém as variações de temperatura da saída deveriam variar mais lentamente. Este modelo então deveria ser descartado, optando-se por utilizar a resposta deste submodelo como uma entrada para o modelo geral, com a instalação de um sensor de temperatura no coletor de escape no motor de série..

Conclui-se que as adoções de fatores de correção aditivos e multiplicativos nos mapas funcionaram para aproximar a resposta do modelo com a realidade, no entanto ainda não foram suficientes para manter o erro de cálculo baixo em todas as faixas de operação. Já para os modelos físicos, os fatores funcionaram bem na aproximação dos valores, mantendo o erro baixo em praticamente toda a faixa de operação analisada.

Com a adoção dos submodelos corrigidos, o modelo geral apresentou melhora substancial na resposta, porém ainda observam-se erros em regime estacionário e alguns transitórios, apesar de haver a reprodução da dinâmica real em alguns momentos.

## 6.1 Sugestões para os próximos trabalhos

Durante o desenvolvimento deste trabalho foram identificados pontos a serem explorados em trabalhos futuros.

O submodelo proposto para cálculo da temperatura do coletor de escape se mostrou inadequado para regime transiente. Um novo mapeamento pode ser feito, considerando o regime transitório, ou criar outro modelo, baseado em fenômenos físicos.

Realizar um novo mapeamento da turbina contemplando rotações inferiores a 5000 rad/s, de modo a não depender de uma extrapolação de dados nessa região, ou ainda modelar de forma diferente por região de trabalho.

Explorar outros métodos de otimização dos modelos que traga resultados melhores no sentido de diminuir o erro do modelo.

Realizar a verificação do submodelo da válvula EGR, não possível neste trabalho devido ao fato do motor disponível para testes não possuir o sistema.

Adaptar o submodelo da turbina para incluir sistema de geometria variável dos vanes, abrangendo a utilização do modelo a outros motores.

## REFERÊNCIAS

ERICSON, C. AND WESTERBERG, B. “Modeling diesel engine combustion and NOx formation for model based control and simulation of engine and exhaust aftertreatment systems”, **SAE Technical Paper** no. 2006-01-0687, 2006.

JUNG, M. “**Mean-Value Modeling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine**”, 2003. Tese de Doutorado. Department of Engineering, University of Cambridge. Cambridge.

BITEUS, J. “**Mean-Value Modeling of a Heavy Duty Engine**”, 2004. Vehicular Systems Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet. Linköping.

NYBERG, M., STUTTE, T. AND WILHEMI, V. “**Model Based Diagnosis of Air Path of an Automotive Diesel Engine**”, 2001. Department of Engineering, University of Cambridge. Cambridge.

RAMSTEDT, M. “**Cylinder-by-cylinder Diesel Engine Modelling – A Torque Based Approach**”, 2004. Dissertação de Mestrado. Vehicular Systems, Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet. Linköping.

KIENCKE, U. AND NIELSEN, L. “**Automotive Control Systems for Engine, Driveline and Vehicle**”, 2ª edição, 2004.

PITILLO, J. **Cogeração usando gases de escapamento de motores diesel sobrelimentados, potencialidades, impactos**. 2006. Dissertação (Mestrado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia

LEUFVÉN, O. “**Compressor Modeling for Control of Automotive Two Stage Turbochargers**”, 2010. Estudos em Ciência e Tecnologia, Tese n. 1463. Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet. Linköping

BERGSTRÖM, J. AND BRUGARD, J. “**Modeling a Turbo Charged Spark Ignited Engine**”, 1999. Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet. Linköping

RITZEN, J. “**Modeling and Fixed Step Simulation of a Turbo Charged Diesel Engine**”, 2003. Vehicular Systems Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet. Linköping.

ÖBERG, S. “**Identification and Improvement of an Automotive Diesel Engine Model proposed for Model Based Diagnosis**”, 2001. Dissertação de Mestrado. Vehicular Systems Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet, Linköping.

MADSEN, K., NIELSEN, H.B. AND TINGLEFF, O. “**Methods for Non-Linear Least Square Problems**” 2<sup>nd</sup> edition, 2004. Informatics and Mathematical Modeling, Technical University of Denmark

BOSCH, “**Bosch Automotive Handbook**”, 6<sup>th</sup> edition, Roberto Bosch GMBH, 2004.

HEYWOOD, J. “**Internal Combustion Engine Fundamentals**”, 1998, United States of America.

BOSCH, “**Fuel Injection Systems**”, American Bosch Inc.