

Escola Politécnica Universidade de São Paulo

7,7 (pete e suti)

**ANDRÉ ALONSO FERNANDES**



**MODELOS E ESTRATÉGIAS DE CONTROLE  
PARA UM SIMULADOR DINÂMICO DE MOTORES DE  
COMBUSTÃO INTERNA MOVIDOS A GÁS NATURAL.**

Tese apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de  
São Paulo para obtenção de título  
de graduado em Engenharia.

Engenharia Mecatrônica e de  
Sistemas Mecânicos

São Paulo  
2001

Escola Politécnica Universidade de São Paulo

**ANDRÉ ALONSO FERNANDES**

**MODELOS E ESTRATÉGIAS DE CONTROLE  
PARA UM SIMULADOR DINÂMICO DE MOTORES DE  
COMBUSTÃO INTERNA MOVIDOS A GÁS NATURAL.**

Tese apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de  
São Paulo para obtenção de título  
de graduado em Engenharia.

Engenharia Mecatrônica e de  
Sistemas Mecânicos

Orientador:  
Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

São Paulo  
2001

## **Agradecimentos**

Ao Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury por seu constante incentivo e direcionamento no decorrer do trabalho.

A Fernando Souza e Freitas Junior pelo auxilio dado durante o desenvolvimento de todo trabalho.

A José Augusto Lopes pela ajuda e sugestões dadas durante o desenvolvimento do trabalho.

Aos Amigos feitos nesta Escola.

|       |                                                                     |    |
|-------|---------------------------------------------------------------------|----|
| 1     | Introdução.....                                                     | 4  |
| 2     | Ambiente do Projeto .....                                           | 5  |
| 3     | Problema de Controle .....                                          | 9  |
| 4     | Controlador Linear Quadrático.....                                  | 10 |
| 5     | Melhorias no sistema encontrado .....                               | 12 |
| 5.1   | Aplicação de nova curva de carga .....                              | 12 |
| 5.2   | Painel de controle on-board.....                                    | 14 |
| 5.3   | Análise de Robustez.....                                            | 17 |
| 5.4   | Estrutura de Múltiplos Modelos.....                                 | 20 |
| 5.5   | Valores de estabilização das variáveis .....                        | 22 |
| 5.6   | Identificação de novos modelos.....                                 | 24 |
| 5.7   | Resultados de Simulação .....                                       | 25 |
| 5.8   | Seqüência de cálculos do controlador .....                          | 28 |
| 5.9   | Discussão sobre as melhorias realizadas.....                        | 28 |
| 6     | Sensores e Atuadores .....                                          | 29 |
| 6.1   | Sensor Lambda .....                                                 | 29 |
| 6.2   | Sensor de Posição do Pedal (PPS).....                               | 31 |
| 6.3   | Sensor de Pressão absoluta do Coletor de Admissão (MAP).....        | 32 |
| 6.4   | Sensor de Velocidade Digital.....                                   | 32 |
| 6.5   | GFI.....                                                            | 33 |
| 7     | Projeto de um controlador Linear Quadrático .....                   | 36 |
| 7.1   | Controlador LQ .....                                                | 36 |
| 7.2   | Equações diferenciais não lineares do motor .....                   | 42 |
| 7.3   | Linearização das equações diferenciais .....                        | 50 |
| 7.4   | Conversão dos mapas do motor em funções analíticas. ....            | 58 |
| 7.5   | Mudança da curva de carga .....                                     | 62 |
| 7.6   | Implementação das equações diferenciais.....                        | 63 |
| 7.7   | Valores de estabilização das variáveis .....                        | 65 |
| 7.8   | Valores de regime das variáveis de estado .....                     | 67 |
| 7.9   | Validação do modelo .....                                           | 68 |
| 7.10  | Projeto do controlador LQ.....                                      | 70 |
| 8     | Múltiplos Modelos .....                                             | 75 |
| 9     | Resultados dos Múltiplos Modelos .....                              | 79 |
| 9.1   | Chaveamento dos controladores baseado na pressão do coletor .....   | 80 |
| 9.1.1 | Simulação 30 para 40 graus: .....                                   | 80 |
| 9.1.2 | Simulação 30 para 40 graus com setpoint variável:.....              | 81 |
| 9.1.3 | Simulação 30 para 70 graus com saturador de injeção:.....           | 82 |
| 9.2   | Chaveamento dos controladores baseado na rotação do motor .....     | 83 |
| 9.2.1 | Simulação 40 para 50 graus: .....                                   | 83 |
| 9.2.2 | Simulação 30 para 50 graus: .....                                   | 84 |
| 9.2.3 | Simulação 40 para 70 graus : .....                                  | 86 |
| 9.3   | Chaveamento dos controladores baseado em índice de desempenho ..... | 87 |
| 9.3.1 | Simulação 40 para 70 graus: .....                                   | 87 |
| 9.3.2 | Simulação 70 para 50 graus: .....                                   | 88 |
| 9.3.3 | Simulação 30 para 90 graus: .....                                   | 89 |
| 10    | Observações sobre os resultados obtidos .....                       | 90 |
| 11    | Conclusões .....                                                    | 92 |
| 12    | Bibliografia .....                                                  | 93 |

## **Resumo**

Este trabalho visa desenvolver modelos e estratégias de controle para um simulador dinâmico de motores de combustão interna movidos a gás natural. Este estudo faz parte de um conjunto de trabalhos já desenvolvidos sobre o tema de controle de motores movidos a diesel convertidos, cujo objetivo é a redução da emissão de poluentes, mantendo-se a mistura ar/combustível dentro de uma faixa de 1% em relação a mistura estequiométrica.

Em um primeiro momento o trabalho realiza uma série de melhorias no simulador desenvolvido por Lopes (1996). Nesta etapa foram simulados e analisados novos casos de forma a tornar mais completa a análise dos resultados da promissora combinação de GPC - Múltiplos Modelos, o que permitiu o ganho de conhecimento dos trabalhos desenvolvidos anteriormente. Os resultados obtidos nesta parte foram significativos se for considerado o controle emissão de poluentes.

Em um segundo momento foi feito o projeto de um controlador Linear Quadrático. Seguido pelo desenvolvimento de um controlador LQR com múltiplos modelos. Em que dadas as condições do sistema, o controlador seleciona o melhor modelo para a condição. Os resultados das simulações para diversos transitórios na posição da válvula borboleta se mostraram satisfatórios atendendo aos requisitos do problema, porém o tempo de controle se mostrou um pouco lento se considerado as condições de aplicação do problema.

Uma vez que os transitórios aplicados na válvula borboleta em uma frota de ônibus são muito freqüentes, existe a necessidade de uma resposta mais rápida do que as respostas obtidas pelo LQR/múltiplos modelos. A combinação GPC - Múltiplos Modelos, apesar de possuir uma simulação mais lenta, mostrou bons resultados sendo inclusive robusta a perturbações, podendo servir como uma referência a trabalhos futuros.

# 1 Introdução

Nos últimos anos, uma das principais metas da Engenharia Automotiva está concentrada na redução de emissões de gases poluentes gerados por motores de combustão interna (MCI). No Brasil e principalmente nos países do primeiro mundo, tal meta foi impulsionada pela aprovação de leis que restringem a emissão de poluentes gerados por um MCI.

Nesse contexto, o uso de combustíveis alternativos e o gerenciamento eletrônico tem ganhado destaque. Várias propostas se baseiam no uso de mistura estequiométrica com a presença de catalisador para reduzir as emissões. Porém a eficiência de conversão é altamente dependente da relação de ar/combustível, e daí a importância da mistura ser mantida com variações muito pequenas em relação ao valor de estequiométrico. Como será visto, isso acarreta um complexo problema de controle dadas as não linearidades envolvidas e a vasta região de operação de um motor.

O presente trabalho representa continuação e evolução de outros trabalhos no tema desenvolvidos pelo grupo do IPT e da Escola Politécnica da USP. O trabalho básico trata do desenvolvimento de um modelo não linear de um MCI controlado por um controlador GPC preditivo (Lopes,1996). Entre outras vertentes, o alcance da modelagem foi ampliado pela inclusão de uma estrutura de Múltiplos Modelos (Yoshino e Hayashi, 1997; Fleury et al, 1999a e b) onde seu comportamento é admitido linear, nas várias regiões em que se subdivide a operação típica do motor. Esta estrutura somada ao sistema desenvolvido no trabalho de Lopes permite uma enorme flexibilidade de simulação quando comparada com resultados do sistema original (Fleury et al, 1999b)

O trabalho atual parte desse ponto. Durante a primeira parte do trabalho uma série de melhorias foram implementadas no modelo e os mais diversos tipos de simulações foram executados. Na segunda parte os esforços se concentraram no desenvolvimento de controladores LQR e na linearização do modelo desenvolvido (Lopes,1996). A terceira parte do trabalho foi a elaboração de um controlador LQR com múltiplos modelos. Uma melhor descrição de cada etapa do trabalho se encontra na seqüência.

## 2 Ambiente do Projeto

A dinâmica de um MCI é altamente não linear. Nesse contexto, projetar controladores torna-se tarefa muito difícil. Um modelo definitivo (teórico ou empírico) que seja adequado para uma análise precisa da dinâmica em cada faixa de operação ainda não está disponível, pois é muito difícil considerar simultaneamente efeitos como termodinâmica da combustão, composição da mistura, inércias, aerodinâmica do escoamento do gás através dos injetores, atrasos, turbulência na câmara de combustão, diferenças de pressão, desgaste do motor, condições de temperatura de resfriamento e escoamento reverso nas válvulas. A técnica freqüentemente utilizada para se contornar este problema é o uso de um modelo linearizado em torno de um ponto de operação do motor, definido por uma dupla de variáveis, carga e rotação

Em Lopes (1996) é apresentado um controlador preditivo generalizado (GPC) aplicado ao problema de controle da relação ar-combustível em motores à gás natural. Para isso foi desenvolvido um modelo não-linear simplificado cuja finalidade é descrever uma dinâmica semelhante à de um MCI, de modo a que se possa desenvolver a análise do controlador em condições parecidas com a realidade. Este modelo se encontra desenvolvido em Simulink. Neste trabalho, Lopes aplicou um controlador GPC (com o uso do MatLab) em sua forma adaptativa indireta, não fazendo uso de identificação *on-line* do motor, já que se tratava apenas de um estudo de avaliação do controlador, e não uma versão para implementação em protótipo.

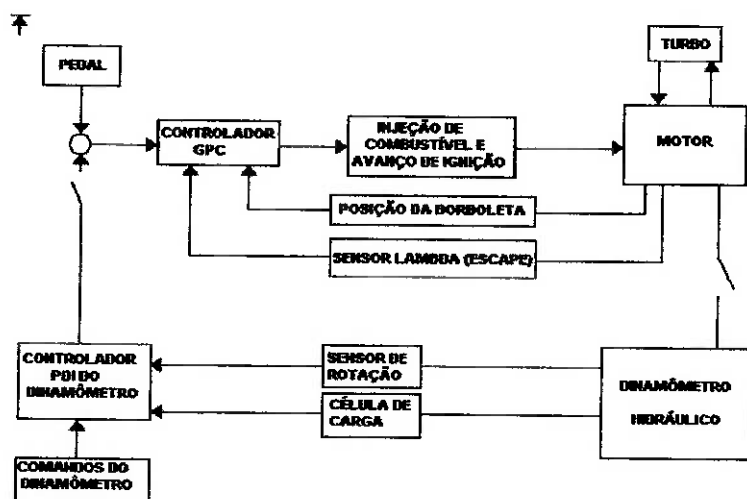
Trata-se de uma dissertação desenvolvida paralelamente a um projeto do IPT, financiado pela FAPESP, com objetivos de analisar e controlar as emissões de motores a ignição movidos a gás natural, a partir da conversão de motores de ciclo Diesel. Três módulos principais são usados para descrever, com boa precisão, um motor de combustão interna a gás natural. Esses módulos representam o coletor de admissão, a dinâmica de combustão e a dinâmica rotacional.

Tendo como base um motor de 6 cilindros e 6 litros de deslocamento, o autor, apresenta modelos linearizados em torno de pontos de operação definidos por duplas de variáveis, carga e rotação. O objetivo do projeto do controlador preditivo generalizado (GPC) é manter a razão ar-combustível em torno de 1% de desvio do valor estequiométrico.

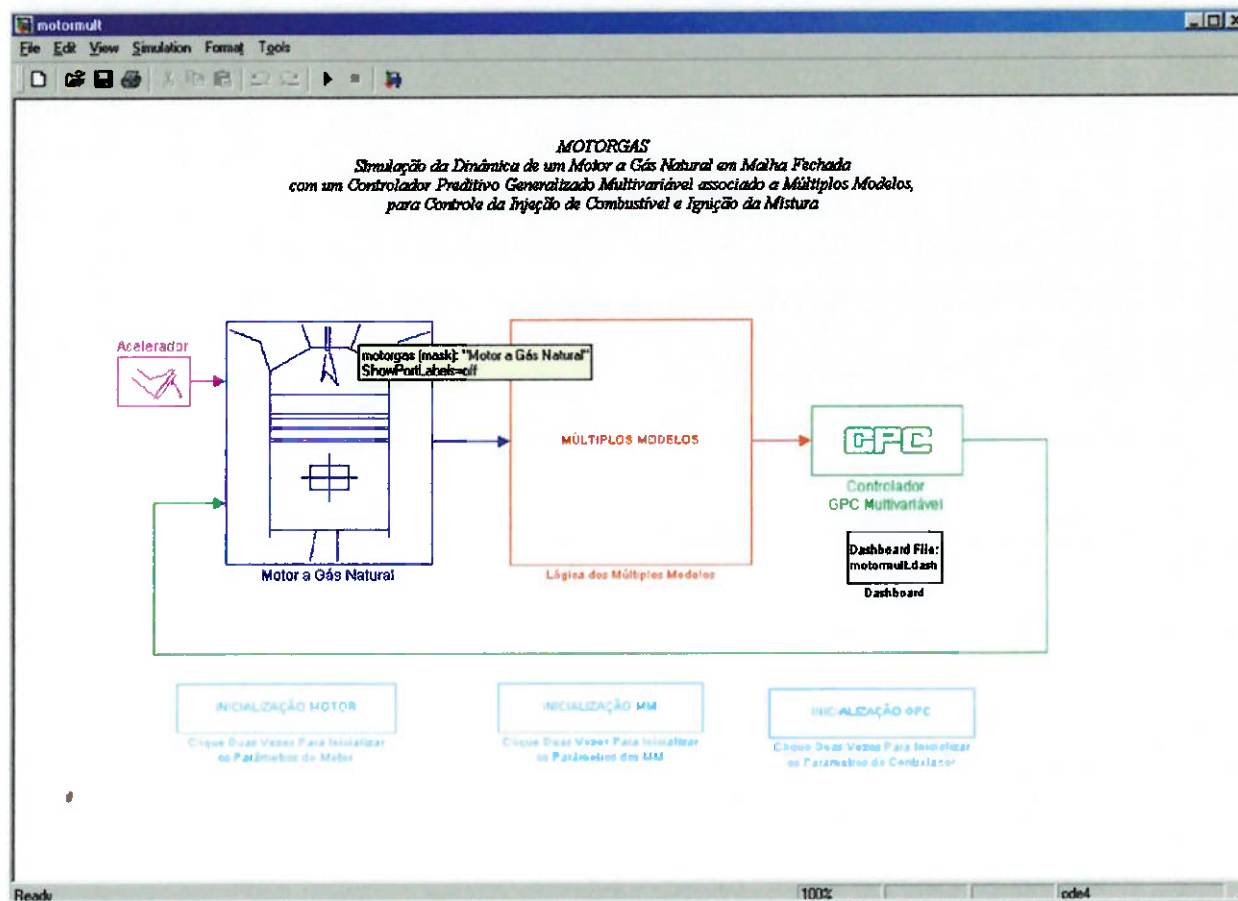
O Controlador Preditivo Generalizado (GPC) é baseado na otimização de um índice de desempenho quadrático que utiliza explicitamente um preditor de saída futuras até que o horizonte de predição (que depende da planta) seja atingido. Como modelo do motor, o GPC utiliza-se de um único modelo linearizado em torno de um ponto qualquer de operação. 4 (quatro) modelos linearizados, identificados off-line em torno dos pontos 25 graus, 45 graus, 75 graus e 90 graus de abertura da válvula borboleta foram utilizados para a simulação e análise.

Ainda dentro desse projeto temático, Fleury et al. (1997) apresentam um modelo dinâmico para um motor de combustão interna acoplado a dinamômetro hidráulico. A importância dessa análise reside no fato de se poder avaliar a dinâmica própria do motor a partir da resposta do dinamômetro, cuja dinâmica, uma vez identificada, pode ser retirada da resposta total. É importante destacar que, no caso real, apenas a resposta do dinamômetro estará disponível. Admitir que a resposta do dinamômetro não distorce o comportamento do motor só é válido para os dinamômetros High Dynamics de ultima geração.

O objetivo alcançado com esses trabalhos foi o de disponibilizar um simulador de uma bancada de testes de motores a gás natural que permitisse o entendimento das dinâmicas transitórias do motor e do dinamômetro e facilitasse a inclusão de outros módulos para estender sua abrangência. Dessa forma e contando com outros trabalhos paralelos, como a presença de um turbo compressor ainda não totalmente validado, o ambiente de simulação pode ser resumido na seguinte forma:



Uma expansão desses trabalhos foi realizada por Yoshino e Hayashi que desenvolveram modelos linearizados do modelo anterior (que é não linear) em diversas posições de trabalho, ou seja, em diversas posições da válvula borboleta. Os modelos foram tomados em faixas de trabalho razoavelmente lineares da planta não linear. Com isso foi possível implementar a estrutura dos Múltiplos Modelos em ambiente MatLab e no diagrama de blocos do Simulink, conforme pode ser visto na figura abaixo:



Essa nova estrutura, associando o controlador GPC , o modelo não-linear do motor a gás e estratégia dos Múltiplos Modelos permitiu melhor analisar o comportamento dinâmico não linear e rápido do motor a gás em toda sua faixa de operação, e obter resultados importantes na simulação de transitórios longos. Em particular, os melhores resultados já obtidos vieram da junção do esquema de Múltiplos Modelos ao controlador GPC ( Fleury et al, 1999) quando do estudo comparativo de técnicas adaptativas de controle do motor a gás. As simulações se deram em diversas condições de transitórios para uma melhor análise dos dados.

O trabalho aqui desenvolvido se baseia nos resultados já obtidos no tema e representa a continuação e evolução dos mesmos. Durante a primeira parte do trabalho entre as atividades executadas deve-se destacar as seguintes:

- Aplicação de uma nova curva de carga mais adequada a operação do modelo real.
- Análise de Robustez do controlador contra a variação repentina de diversos parâmetros do motor.
- Aperfeiçoamento da estrutura de múltiplos modelos, tanto no modelo Simulink como na parte do MatLab.
- Identificação dos novos modelos linearizados coerentes com a nova curva de carga.
- Determinação dos valores de estabilização das variáveis de maior interesse utilizando a nova curva de carga.
- Melhoria da seqüência de cálculos do controlador, eliminando uma série de contas realizadas on-board (durante a simulação).
- Estudo de um sistema de injeção (GFI) e do sensor lambda e outros sensores do sistema

Na segunda parte do trabalho, os esforços se concentraram em torno do desenvolvimento do controlador LQR. Entre as atividades executadas deve-se destacar as seguintes:

- Obtenção das equações diferenciais da dinâmica do motor.
- Obtenção do sistema linear equivalente do modelo.
- Transformação dos mapas do motor em funções analíticas que possuam a mesma forma.
- Simplificação do conjunto de diagramas em um diagrama com o sistema linear.
- Aplicação de uma nova curva de carga mais adequada a operação do modelo real.
- Determinação dos valores de estabilização das variáveis de maior interesse utilizando a nova curva de carga.
- Desenvolvimento de um controlador LQ acoplado ao sistema linear.
- Testes de simulação com o controlador LQ.

A terceira parte do trabalho foi a construção e simulação de um controlador LQR com múltiplos modelos e comparação dos resultados obtidos com resultados anteriores.

### **3 Problema de Controle**

Os Motores de Combustão Interna (MCIs), dadas as suas características, são complexos sistemas mecânicos que além incorporar dinâmicas rápidas e lentas, incluem também atrasos de várias ordens. No seu projeto estão embutidos vários aspectos complicados da dinâmica de múltiplos corpos, vibrações, escoamentos, combustão e outros.

É praticamente impossível levar em conta todos esses fatores no projeto de um controlador e, por enquanto, os modelos básicos utilizados para desenvolvimento apresentam o comportamento global do sistema, sem grandes detalhamentos. No caso particular tratado aqui, pretende-se projetar um controlador para um MCI tendo em mente a idéia de obter ajuste fino da relação ar/combustível e do instante de ignição no caso de motores ciclo Otto, considerando a dinâmica do motor com todas as perturbações e atrasos envolvidos. O modelo não considera, por exemplo, variações térmicas.

Ainda assim, o modelo resultante é não linear e acoplado, fazendo com que no desenvolvimento do controlador, seja necessário o uso de algoritmos de controle avançados e também técnicas de identificação de sistema.

Deste modo, para o desenvolvimento e implementação de um controlador Linear Quadrático é preciso contornar o problema de não linearidade do modelo. Algumas considerações e simplificações no modelo devem ser feitas de modo a se obter uma representação do motor linearizado. Essa representação do motor linearizado é feita em torno de pontos específicos de operação.

## 4 Controlador Linear Quadrático

O projeto de um controlador LQR consiste no problema de determinar a lei de controle que minimiza um índice de desempenho quadrático, onde o projetista define as matrizes de ponderação  $Q$  e  $R$  baseando-se no quanto se pode tolerar de erro nas variáveis de estado e quanto se pode gastar de energia para poder controlar o sistema.

Proposto para este trabalho de graduação, o desenvolvimento de um controlador linear quadrático para o modelo do motor encontrou uma série de problemas, devidos principalmente da não linearidade do sistema. Entre os problemas encontrados pode-se destacar:

- A forma em que o modelo se encontrava (diagrama de blocos), sendo necessário obter cada uma das equações diferenciais do sistema pela análise dos diagramas.
- Linearização das equações diferenciais em espaços de estados .
- A conversão dos mapas estáticos da ignição e da eficiência indicada do motor em funções analíticas, de modo a se poder realizar a linearização do motor já que estes mapas se encontravam em forma de gráficos, impossibilitando o tratamento destes dados.
- Simplificação do atraso variável do motor para o atraso relativo a posição de  $50^\circ$  de abertura da válvula borboleta. Com isso, a linearização do modelo se torna mais fácil.

O objetivo de implementar um controlador linear quadrático vem da aplicabilidade nos mais diversos problemas de engenharia, e da importância deste método de controle que é amplamente difundido, visto que qualquer pacote de computação em dinâmica de sistemas e controle (MatLab, SciLab entre outros) traz uma solução numérica para este problema. Outro fator de extremo interesse na implementação no LQR é a redução significativa do tempo de simulação (que atualmente se encontra na razão de 1 segundo de simulação por 1 minuto de tempo real). Devemos lembrar que para uma aplicação prática é necessário que o controlador funcione em tempo real.

Para poder usar a técnica LQR é necessário gerar as matrizes dinâmica ( $A$ ) e de controle ( $B$ ) para cada particular modelo do simulador (para cada faixa do ângulo da borboleta)., de forma a se recair no sistema linear padrão:

$$\dot{X} = AX + Bu$$

Onde  $X$  é o vetor das variáveis de estado e  $u$  é o vetor de controle. O estado de um sistema é o conjunto de quantidades físicas cuja especificação determina a evolução do sistema no tempo na ausência de excitação externa .

O Projeto de um controlador linear quadrático consiste em determinar a lei de controle que minimiza o Índice de Desempenho do sistema  $J$  definido por:

$$J = \int_0^{\infty} (X^T Q X + U^T R U) dt$$

Para isto deve-se projetar duas matrizes. A primeira, a matriz  $R$ , representa o quanto de energia se deve fornecer ao sistema a fim de realizar o controle desejável.  $R$  será sempre definida positiva ( $R^{-1}$  existe). A segunda, a matriz  $Q$ , pondera o quanto de erro se pode tolerar nas variáveis de estado.  $Q$  é sempre semi definida positiva ( $Q = 0$  ou  $Q^{-1}$  existe).

Uma vez obtido o sistema linear pode-se testar sua controlabilidade e sua observabilidade antes de se tentar implementar a lei gerada pelo LQR. Estes testes asseguram que o sistema é controlável garantindo que existe um vetor de controle  $u$  que transfira o sistema para qualquer estado final em um intervalo de tempo finito.

## 5 Melhorias no sistema encontrado

### 5.1 Aplicação de nova curva de carga

Com a curva de carga disponível anteriormente no simulador, a rotação do motor não estabilizava em valores condizentes com a realidade. A rotação do motor quando a válvula borboleta se encontrava totalmente aberta ( pedal a 90° ) se estabilizava em valores próximos aos 3000 rpm, valores elevados se considerarmos que o motor em questão é um motor Diesel convertido ao ciclo Otto. Quando o motor estava em ponto morto ( pedal a 10° ) a rotação se estabilizava em 600 rpm. Aqui se entende que para aberturas menores que 10°, o motor se encontra em marcha lenta, controlado por outros dispositivos.

A aplicação de uma nova curva de carga que se adapta aos pontos de estabilização comuns ao de um motor Diesel se justifica, uma vez que o objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de um simulador com as características de um sistema real. A não observação deste fato pode acarretar problemas no momento de implementação.

A curva de carga que estava em uso do simulador era na verdade uma reta do tipo:

$$A \cdot n + B = C; \quad \text{onde } A = \text{coeficiente angular;} \quad (1)$$

$B = \text{constante de carga em Nm}$   
 $n = \text{rotação em radianos;}$   
 $C = \text{carga de resistência em Nm}$

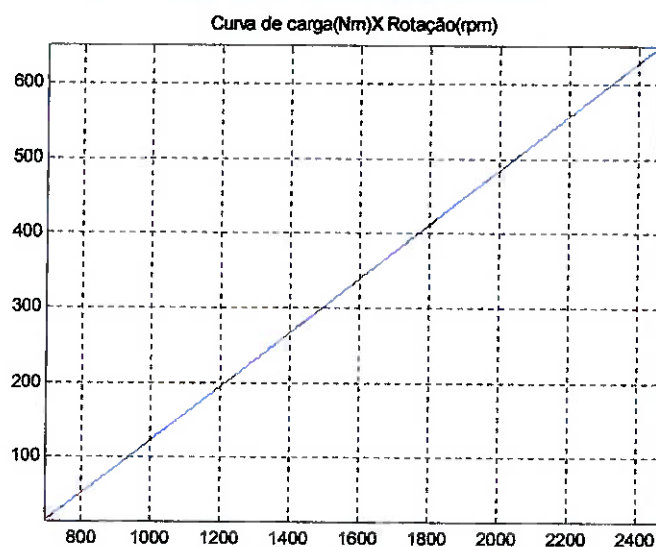


Figura 5.1-Gráfico da curva de carga (Nm) X Rotação (rpm)

Com base na experiência de profissionais da área, foram definidos os novos pontos de estabilização da rotação. O ponto morto se encontra em aproximadamente 700 rpm e quando a válvula borboleta está totalmente aberta, o motor se estabiliza a 2500 rpm aproximadamente. A partir destes valores a nova curva de carga utiliza a mesma regra anterior, com alteração dos seus parâmetros.

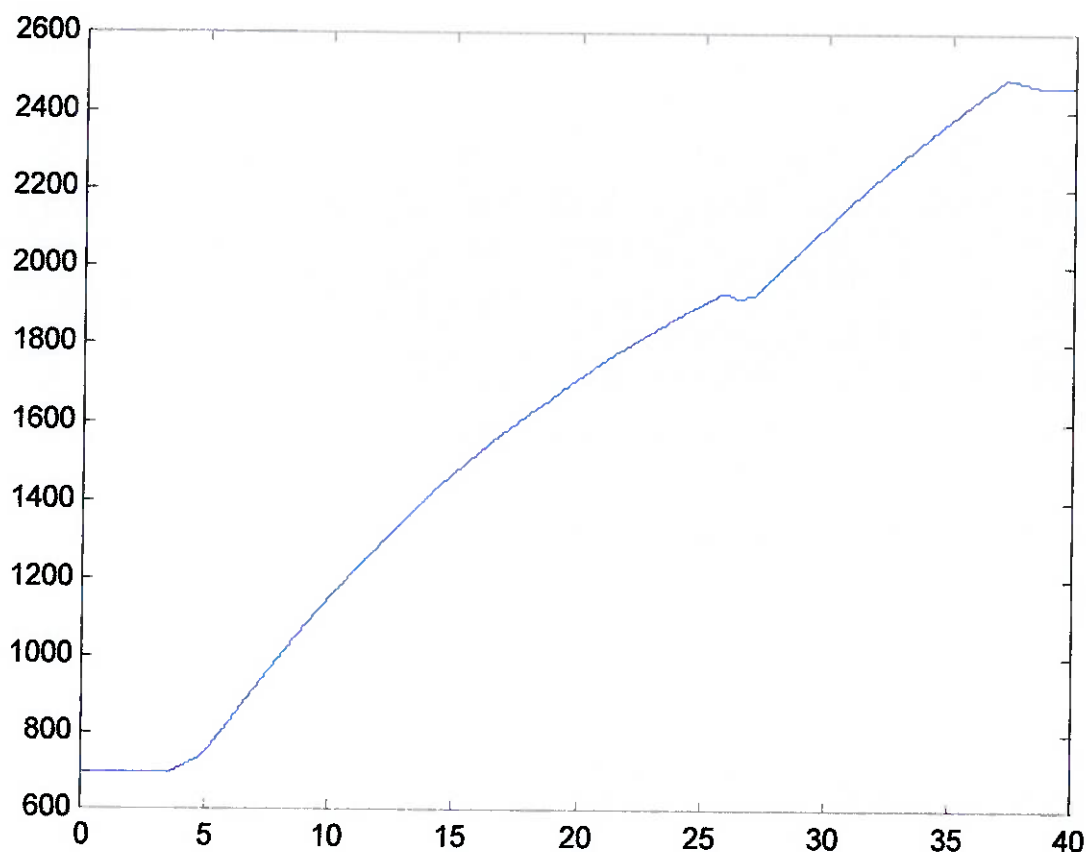


Figura 5.2 -Curva representando valores máximo e mínimo da rotação do motor com a nova curva de carga

É importante ressaltar que, no início deste trabalho, a rotação de estabilização não era devidamente considerada: apenas a estabilização do modelo já era considerada satisfatória, pois devido a problemas de hardware não era possível a simulação do modelo até a estabilização de todas as variáveis do motor.

## 5.2 Painel de controle on-board.

A maneira pela qual aplicava-se transitórios no sistema era utilizando-se uma função degrau que representava as variações do ângulo de abertura da borboleta (pedal). Esse método não permitia a variação do pedal após o início da simulação, ou seja, o software não permitia a aplicação de transitórios não programados, sendo necessária a alteração do código do programa para cada novo caso.

Na versão do software Simulink utilizada neste trabalho, obtivemos uma maior variedade de recursos na montagem do diagrama de blocos. Entre estes novos recursos está o toolbox "dials and gauges" que permite a construção de um painel de monitoração interativo da simulação. Com o uso deste novo toolbox tornou-se possível a variação da posição do pedal durante as simulações sem a necessidade de alterações no código do programa para cada novo caso. Além disso, também foi possível efetuar variações (on-line) em parâmetros anteriormente considerados fixos, facilitando a análise de robustez do sistema a variações nos parâmetros. O painel também permitiu uma melhor observação das reações do motor durante a simulação. Desta forma o diagnóstico de problemas pode ser mais facilmente efetuado.

O esquema abaixo demonstra o tipo de mudança efetuada, onde uma função definida no Simulink pode ser substituída por um conector do painel.

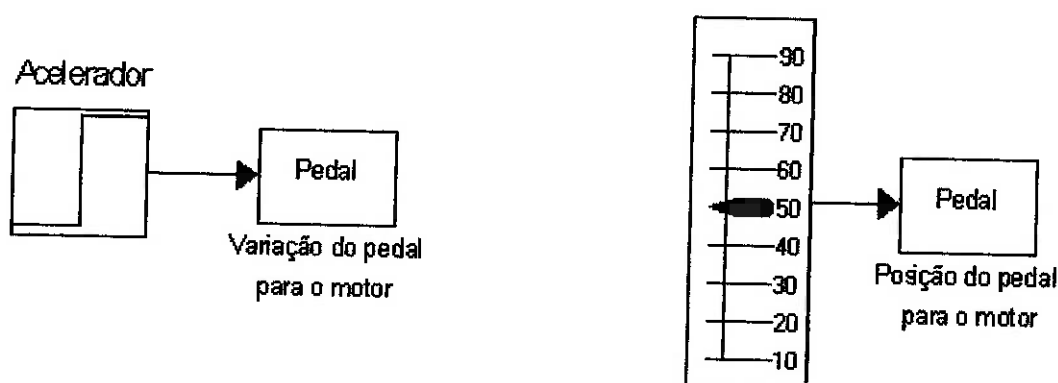


Figura 5.3 - Modelo do Simulink utilizado anteriormente a aplicação do novo toolbox no programa e o modelo atual que permite a variação do ângulo de entrada durante a simulação.

O painel utilizado na maior parte das simulações se encontra a seguir. Pode-se observar que o painel monitora diversas variáveis do motor. Neste painel temos:

- Posição do pedal. Através da barra do painel podemos mudar o valor da posição do ângulo da válvula borboleta.
- Relação ar/combustível na válvula borboleta.
- Relação ar/combustível na válvula no sensor lambda (na saída).
- Rotação em rpm. Aqui por uma medida prática se utilizou tanto um mostrador analógico como um digital (mais prático no recolhimento de dados).
- Carga no motor, torque de atrito e injeção de combustível.
- Torque indicado no eixo do motor em Nm.
- Número do modelo que o controlador está usando dentro do esquema dos múltiplos modelos. São 17 modelos ao todo, um para cada faixa de 5 graus de 10 até 90 graus de ângulo de abertura da válvula).
- Eficiência indicada (barra horizontal): como o tempo de cada simulação é relativamente alto, introduzimos um regulador da eficiência indicada do combustível. Este permite uma análise de robustez do parâmetro eficiência indicada, através de perturbações. Seu uso foi checado através de simulações, e não altera a confiabilidade dos dados.

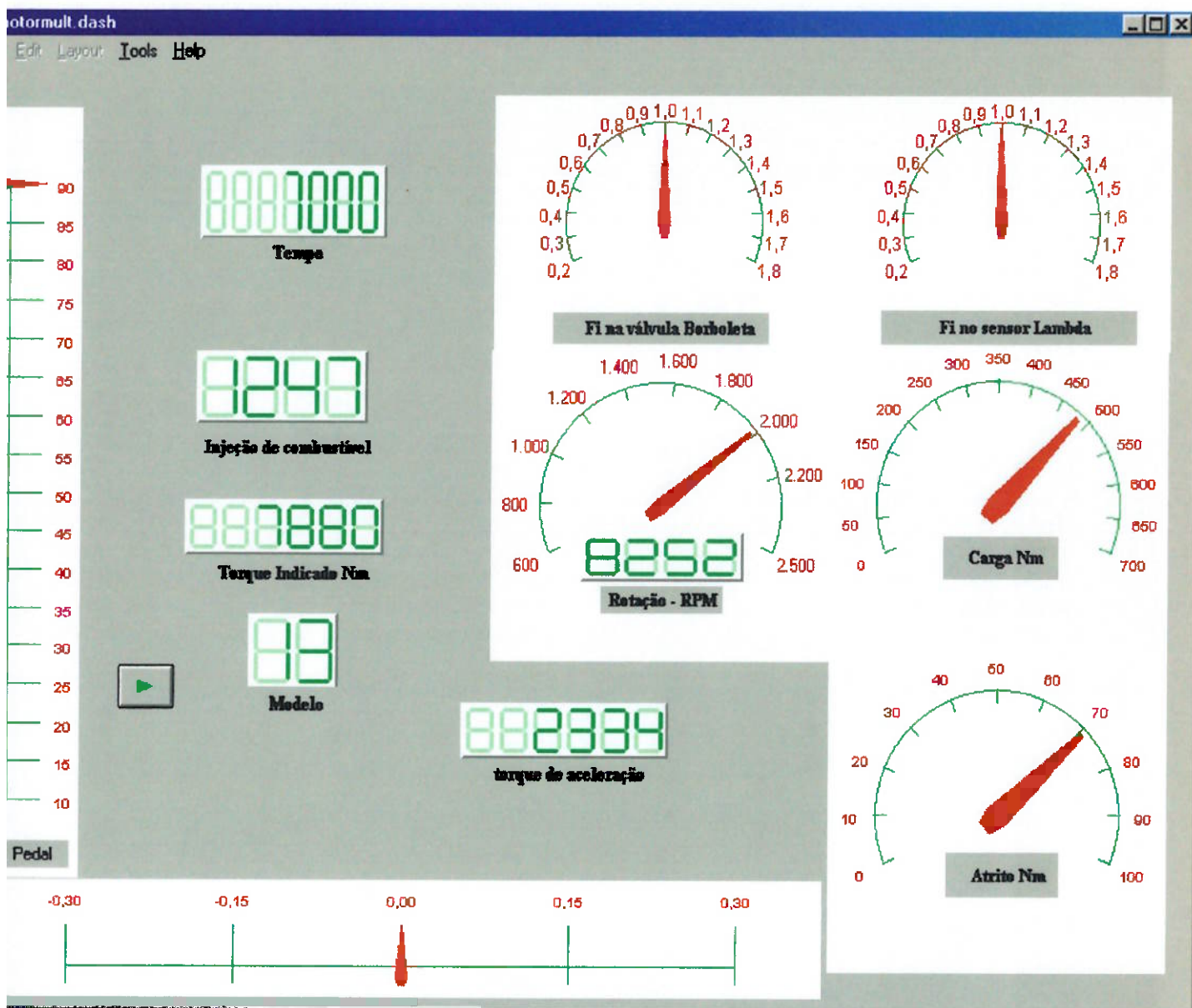


Figura 5.4 – Painel do dashboard

Apesar de acarretar em um pequeno aumento no tempo de simulação, fator importante em qualquer projeto, o painel mostra-se prático. Uma vez construído o painel se torna fácil sua ativação/desativação não implicando assim em perda no tempo de simulação, quando desativado.

### 5.3 Análise de Robustez

Na análise de robustez do simulador a gás natural foram testadas perturbações na pressão atmosférica, avanço de ignição e eficiência indicada. Foi observado a resposta do sistema frente a cada uma dessas perturbações, para melhor conhecer o sistema. Essas perturbações impostas ao sistema testam a robustez do controlador GPC e a influência de cada um dos parâmetros na dinâmica do sistema. O benefício de se comprovar a robustez do controlador GPC é que este pode passar a servir como uma referência a outros controladores que venham a ser desenvolvidos.

Com a ferramenta Dial and Gauges do MatLab, as alterações nos parâmetros de entrada se tornaram muito mais práticas e dinâmicas pois podemos utilizar o mesmo princípio da variação do ângulo do pedal, não necessitando a mudança do código do programa (constantes físicas preestabelecidas).

Para ilustrar, mostra-se a figura 6.5 com os gráficos de resposta quando o valor da eficiência indicada é alterado em  $\pm 10\%$ . Podemos perceber que uma variação de 10 % no valor normal de operação na eficiência indicada gerou uma perda/ganho de torque da ordem de 30 %. Nesta simulação não houve variação na posição do pedal, fixado em  $50^\circ$ . Vale ressaltar que a variação na eficiência indicada pouco influenciou a variável de maior interesse do controle, a relação ar/combustível ( $\Phi$ ).

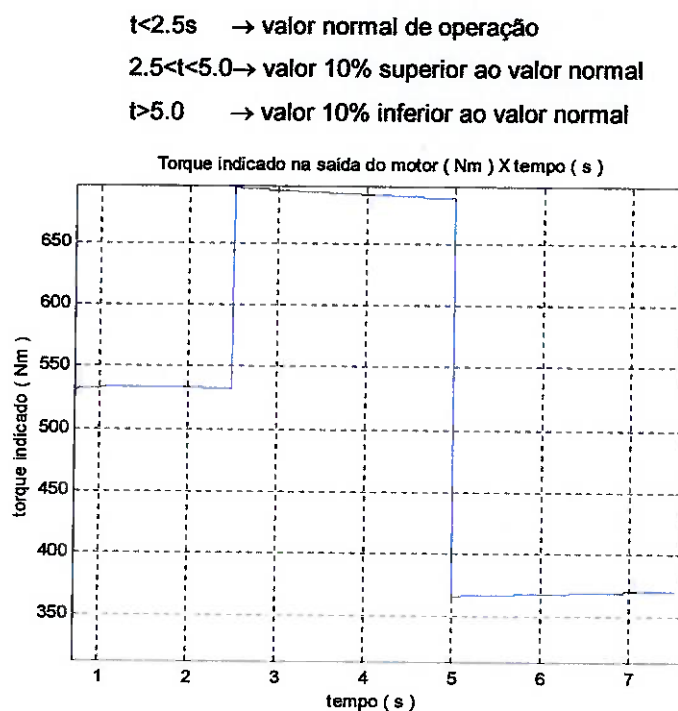


Figura 5.5 - Torque indicado na saída do motor para três diferentes valores de eficiência indicada

As perturbações impostas ao avanço de ignição tiveram pouco efeito sobre as variáveis incluídas no simulador.

Abaixo figura 5.6 segue a simulação do motor com uma queda de 15 % na pressão atmosférica. Esta queda de pressão é semelhante a encontrada quando se passa de uma cidade ao nível do mar para uma cidade a mais de 1000m de altitude em relação ao nível do mar. A variação da pressão foi aplicada 2 segundos após o início da simulação e a queda da pressão durou menos de 1 segundo, variação praticamente impossível de ser encontrada na prática, mas que mostra que o sistema controlado responde dentro do esperado.

As variações impostas a pressão atmosférica tiveram efeito sobre o funcionamento do motor. Podemos perceber pelo gráfico abaixo que houve uma queda na rotação e no valor da injeção de gás conforme a pressão atmosférica diminui. O controlador se mostrou robusto pois provocou apenas uma pequena alteração no valor da relação ar/combustível, sendo esta dentro da tolerância de 1 %.

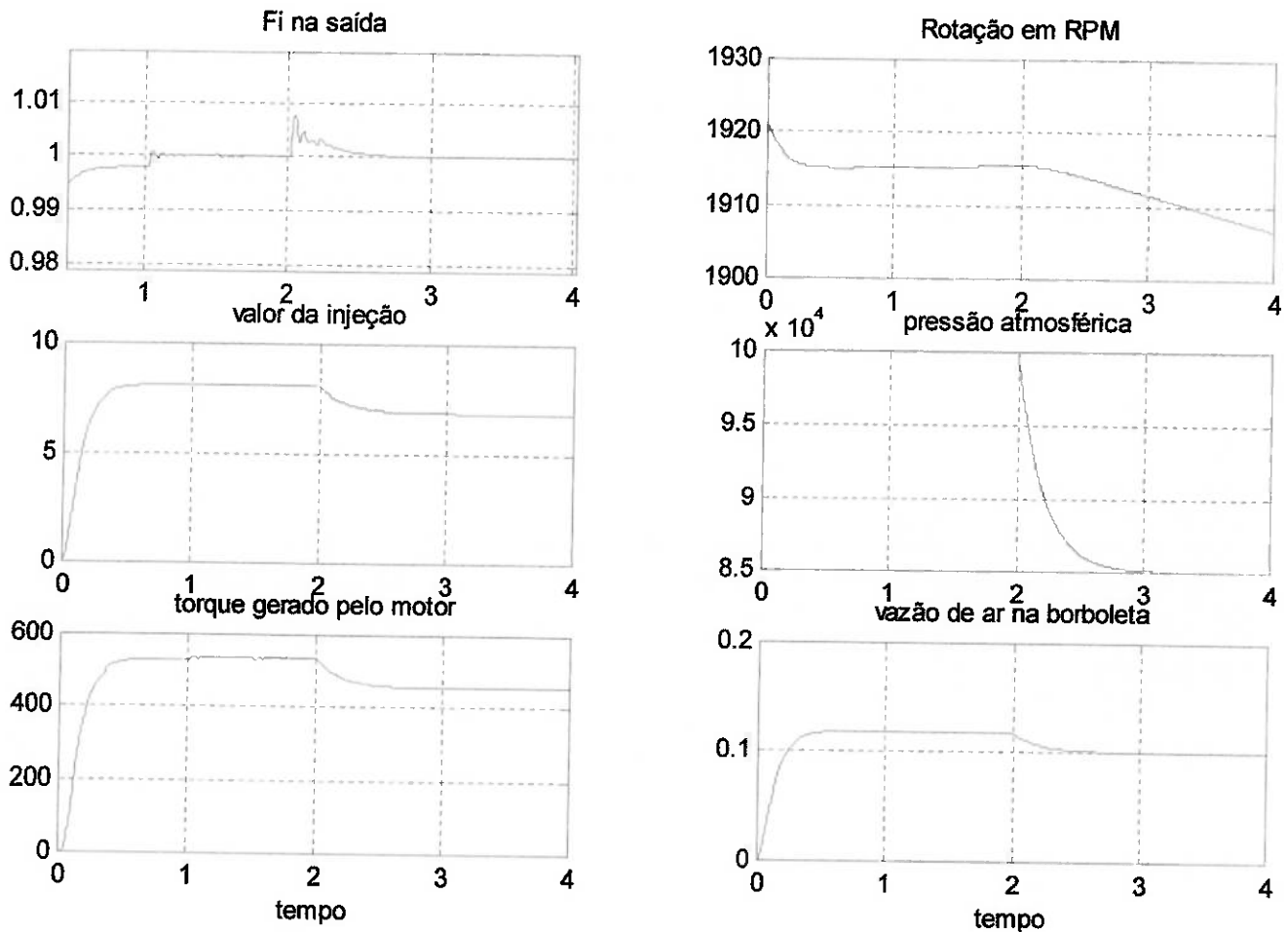


Figura 5.6 - Gráficos das variáveis do motor em função do tempo para uma perturbação na pressão atmosférica

Vale notar que a pressão atmosférica é uma variável do subsistema do coletor de admissão. Dentro do motor ocorre a queda da vazão de ar na borboleta que consequentemente provoca uma queda no torque gerado. Com a diminuição do torque na saída temos uma queda na rotação, esta devido as forças de resistência (como a produzida pela curva de carga). O controlador manteve a relação ar-combustível dentro da faixa desejada, diminuindo a injeção de gás para o motor visando manter a proporção estequiométrica da mistura. Como sentido físico, a queda de pressão iria gerar a queda de desempenho do motor mas não iria significar o aumento de quantidade de gases poluentes, mostrando a robustez do controlador GPC.

## 5.4 Estrutura de Múltiplos Modelos

Nessa etapa, foi feita a substituição da função de chaveamento implementada no Simulink para o MatLab, visando uma maior velocidade no processamento do controlador quando se utiliza a técnica dos múltiplos modelos. Os cálculos executados pela função Selmod se tornaram cerca de 10 % mais rápidos do que a versão anterior que utilizava o Simulink. O diagrama do Simulink dos múltiplos modelos é de fácil compreensão como pode ser visto abaixo

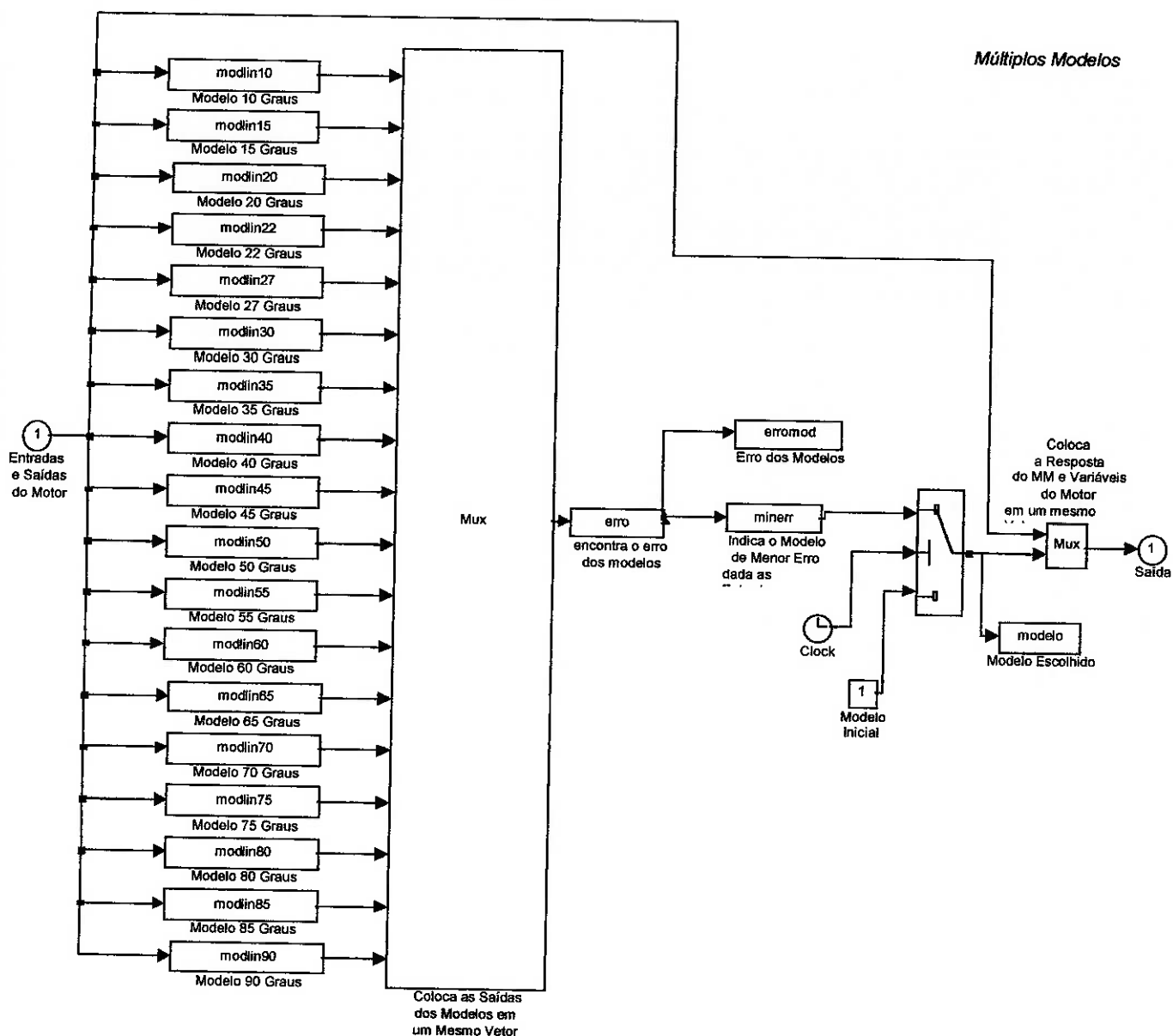


Figura 5.7 – Diagrama dos Múltiplos modelos com chaveamento no Simulink

O novo diagrama do chaveamento de modelos passou a incluir todas os 17 modelos lineares dentro da função Selmod conforme o diagrama abaixo

### Múltiplos Modelos

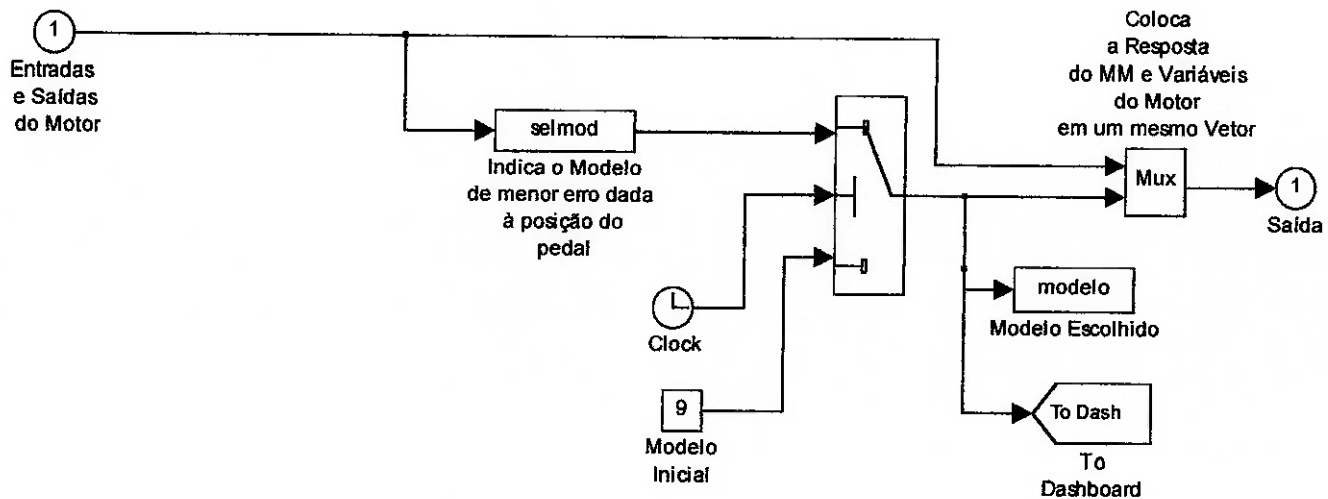


Figura 5.8 – Diagrama dos Múltiplos modelos com chaveamento no MatLab

A redução do tempo de simulação em cerca de 10% se deve a velocidade de processamento de cada software. A estrutura anterior era totalmente baseada no Simulink, o ato de passar o chaveamento para uma função do MatLab, que devolve o modelo que melhor responde a condição do simulador, agilizou o processo.

## 5.5 Valores de estabilização das variáveis

Os valores de estabilização do sistema para diversas faixas de ângulo de abertura da válvula borboleta é necessária de modo a se obter os valores para inicialização do sistema em malha aberta e condições iniciais para a identificação de novos modelos

Foram estimados novos valores de estabilização para a rotação e injeção de combustível para cada uma das 17 posições da borboleta do acelerador, a saber 10 graus até 90 graus com intervalos de 5 graus cada.

Vale notar que com a nova curva de carga e a obtenção dos novos modelos, também foram alterados os valores do torque fornecido pelo motor e os valores da injeção em regime permanente. A partir das simulações foi possível obter os pontos de estabilização das principais variáveis do motor nas 17 posições preestabelecidas para o pedal. Na tabela abaixo seguem os valores:

| PEDAL (Graus) | INJEÇÃO(g/s) | TORQUE(Nm) | ROTAÇÃO (RPM) |
|---------------|--------------|------------|---------------|
| 10            | 0.38         | 60.9       | 696           |
| 15            | 0.85         | 113.5      | 833           |
| 20            | 1.50         | 169.8      | 979           |
| 25            | 2.31         | 227.1      | 1128          |
| 30            | 3.27         | 284.0      | 1277          |
| 35            | 4.37         | 339.8      | 1423          |
| 40            | 5.57         | 424.6      | 1643          |
| 45            | 6.86         | 480.4      | 1789          |
| 50            | 8.14         | 531.0      | 1921          |
| 55            | 9.34         | 574.8      | 2035          |
| 60            | 10.42        | 612.3      | 2133          |
| 65            | 11.39        | 644.2      | 2215          |
| 70            | 12.24        | 670.9      | 2286          |
| 75            | 12.97        | 693.3      | 2344          |
| 80            | 13.61        | 711.7      | 2396          |
| 85            | 14.13        | 727.6      | 2433          |
| 90            | 14.58        | 740.4      | 2467          |

Tabela com os novos valores de estabilização das variáveis para cada uma das 17 posições do pedal

Para se determinar os valores de torque, injeção e rotação de estabilização dos 17 modelos com a nova curva de carga, simulamos o sistema em malha fechada posicionando o pedal do acelerador em cada uma das 17 posições preestabelecidas.

A partir destes valores foi definida uma variável chamada torque de aceleração que é a diferença do torque gerado pelo motor com a soma do torque da carga e da força de atrito. Desta forma foi possível saber quando o sistema entrava em regime permanente e assim recolher os valores desejados. Esta fase do trabalho foi facilitada pelo uso do novo toolbox que permitia a visualização on-line de todas estas variáveis.

## 5.6 Identificação de novos modelos.

Com a mudança da curva de carga a resposta do simulador se alterou. Consequentemente, os modelos identificados anteriormente perderam sua validade, sendo necessária a identificação de cada um dos novos modelos de modo a manter a confiabilidade do simulador.

Na identificação dos novos modelos são impostos ruídos na injeção de combustível e na ignição. A planta do motor é simulada em malha aberta em torno do ponto de estabilização da injeção para o modelo em questão até um tempo determinado. Com os recursos atuais foi possível identificar o modelo em 20 segundos de simulação, tempo mais do que suficiente para a obtenção de boa convergência. Os novos modelos foram gerados usando o método do erro de predição (PEM) do MatLab.

O diagrama Simulink para o identificador dos modelos linearizados é:

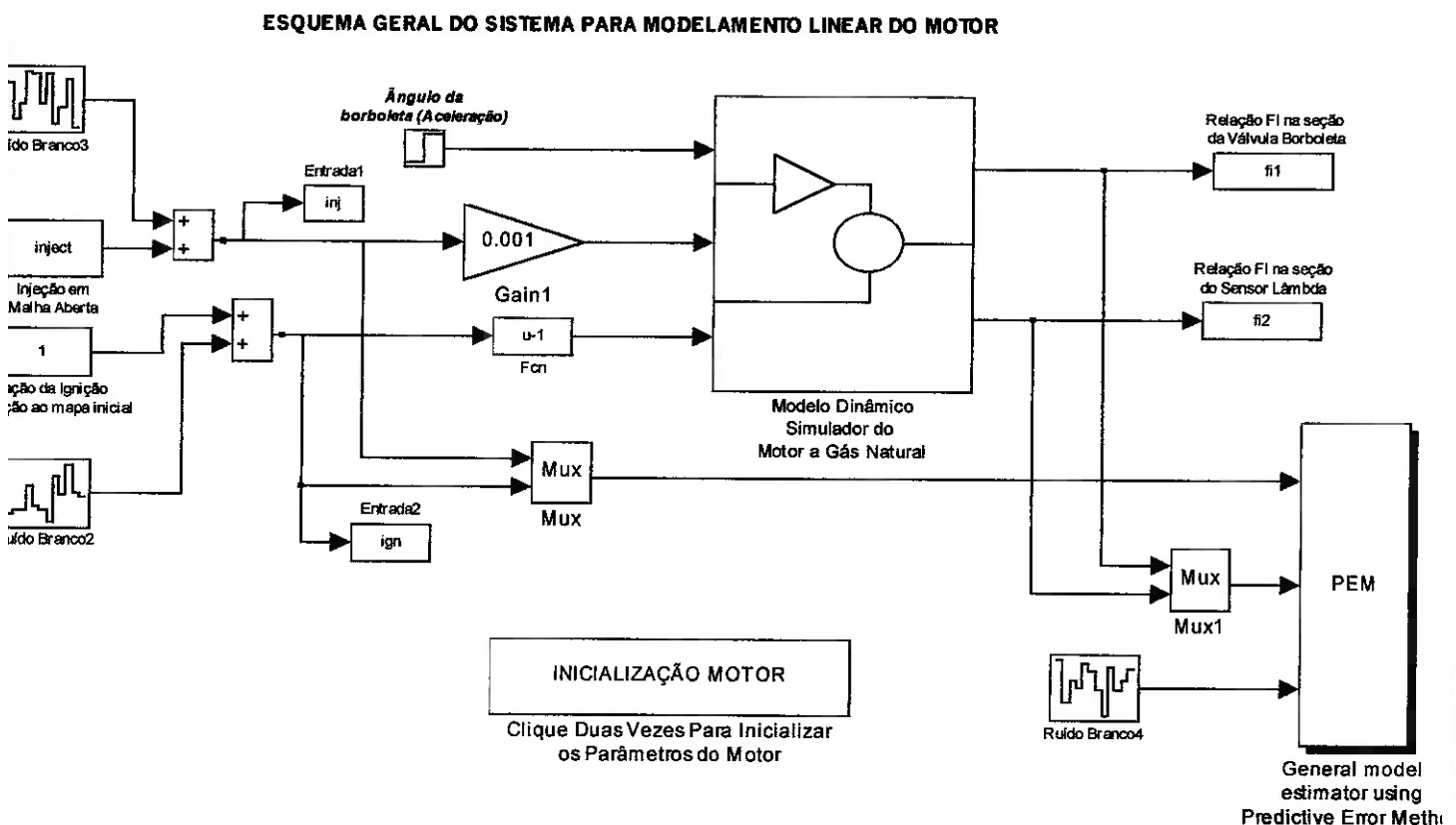


Figura 5.9 – Diagrama do Identificador de novos modelos

## 5.7 Resultados de Simulação

A seguir são mostrados alguns resultados das simulações do sistema em malha fechada onde foram efetuados vários transitórios (variações no pedal) com o objetivo de analisar o desempenho do controlador em manter a relação ar combustível próximo ao valor estequiométrico, mais precisamente em torno de 1 % de desvio máximo. Nessas simulações utilizamos o controlador MMGPC – controlador GPC com a técnica dos Múltiplos Modelos.

O diagrama geral MMGPC pode ser visto na figura abaixo:

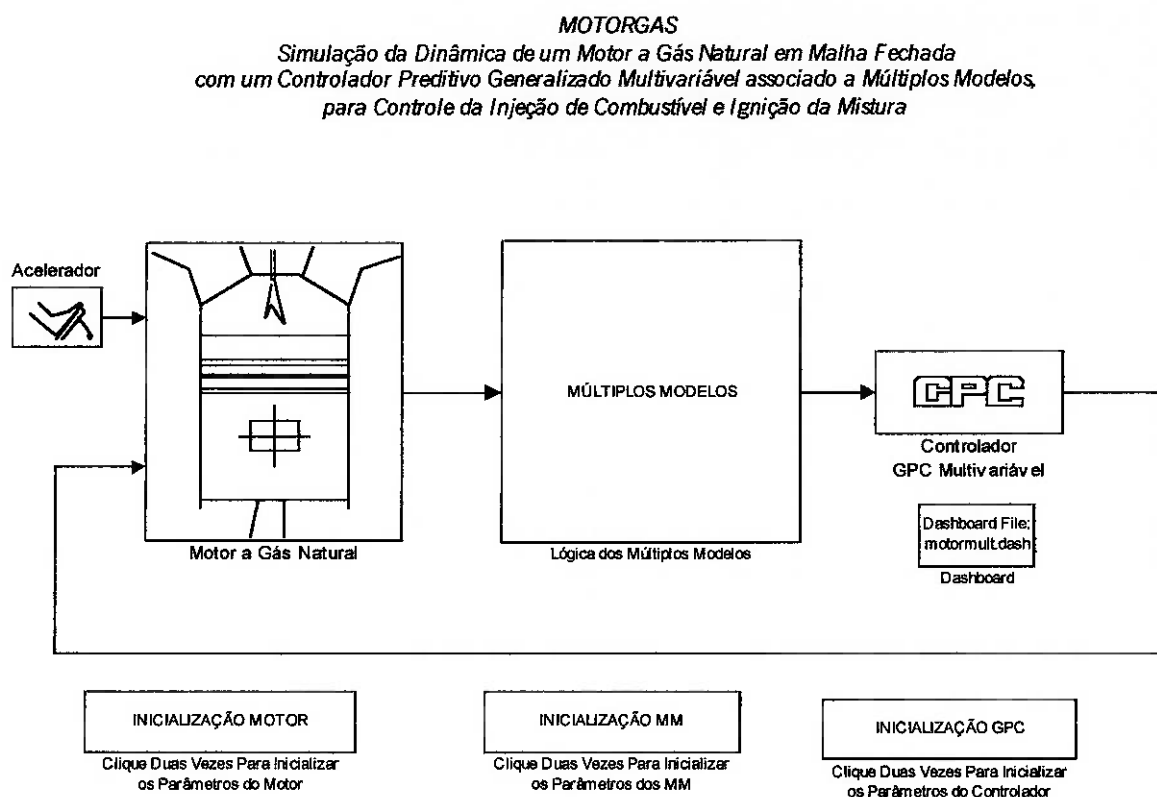


Figura 5.10 – modelo do sistema

Com os novos modelos identificados e a nova curva de carga simulamos o sistema em diversos transitórios de modo a obtermos a resposta do controlador e verificarmos se este atende a especificação de desvio máximo de 1% da relação ar/combustível do valor estóquiométrico. Os resultados obtidos, se comparados com os obtidos anteriormente mostram que o tempo de convergência do controlador diminuiu de forma considerável.

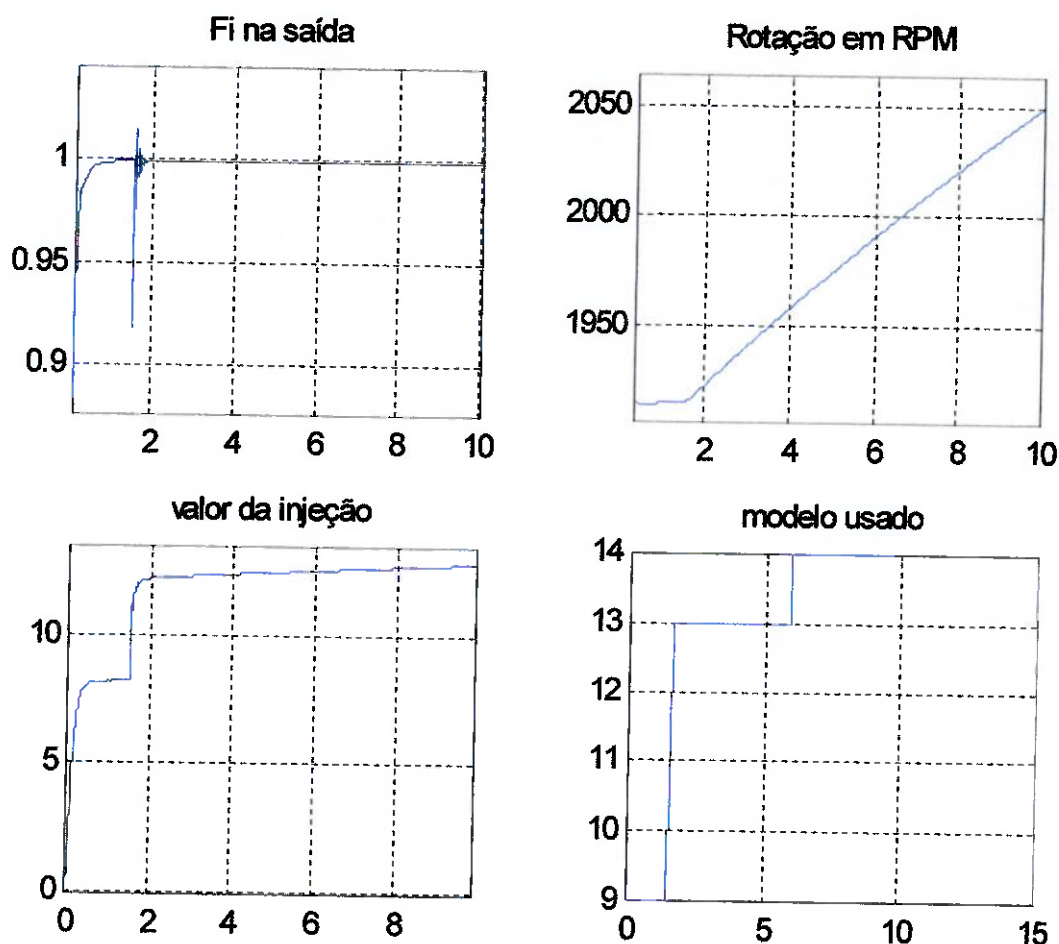


Figura 5.11 - Simulação utilizando técnica dos múltiplos modelos. Transição de 50° para 90°

Os gráficos da figura 5.11 acima demonstram o funcionamento do MMGPC no controle da relação ar/combustível quando se aplica um transiente de 50° para 90°. Podemos observar a variação do valor da injeção de combustível e rotação do motor. Mesmo neste transiente severo, onde efetuamos uma variação de 40° na posição da válvula borboleta, foi possível controlar o sistema de modo que a relação ar/combustível, medida no sensor lambda que se encontra na saída dos gases do

motor (fi na saída), se manteve por um breve período fora do valor especificado e retornou ao valor 1 (estequiométrico) depois de algumas frações de segundos (no caso foi o período de duas amostragens).

Nos gráficos da figura 5.12 abaixo também podemos observar o funcionamento do MMGPC no controle da relação ar/combustível numa região bastante não-linear. Nesta simulação, mostramos a variação do valor da injeção de combustível e rotação do motor quando se aplica um transitório de 50° para 20°. O valor da relação ar/combustível esteve fora dos valores aceitáveis enquanto o controlador não estabilizava o novo valor da injeção de combustível, mas após a estabilização da injeção o valor de  $\phi$  retorna para dentro da faixa de desvio tolerável. As simulações mostraram que o controle para menores ângulos de abertura da válvula borboleta se tornam mais difíceis de estabilizar.

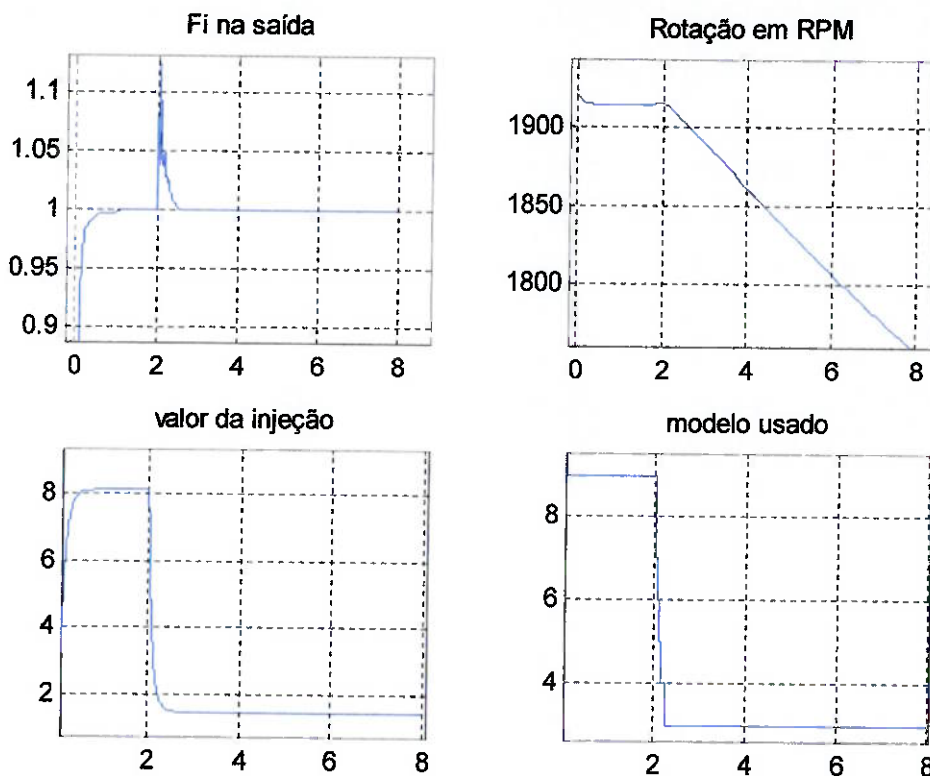


Figura 5.12 - Simulação utilizando técnica dos múltiplos modelos. Transitório de 50° para 20°

## 5.8 Sequência de cálculos do controlador

Outro passo importante para a melhoria do sistema encontrado foi a eliminação de determinados cálculos do controlador. Antes esses cálculos eram realizados on-line. Visto que os mesmos cálculos eram sempre realizados da mesma forma, independente dos valores das variáveis de entrada, esses passaram a ser feitos off-line e memorizados em arquivos do MatLab . Assim, conseguiu-se um controlador bem mais rápido, de tal modo que foi possível baixar o tempo total de simulação de 40 % em média. Essa condição é muito importante para futuras implementações práticas.

Essa fase foi feita a partir do levantamento das variáveis importantes ao controlador em cada passo da simulação. Assim, foi possível separar os cálculos da parte estática de cada um dos modelos do controlador em arquivos de fácil e rápido acesso. Deste modo, quando o controlador é solicitado, o programa lê os dados relevantes destes arquivos sem necessitar recalculá-los. Com este procedimento, conseguimos, no melhor caso diminuir o tempo total de simulação em 60 %, levando a uma relação onde cada segundo de simulação consome 50 segundos de tempo real.

## 5.9 Discussão sobre as melhorias realizadas

As melhorias realizadas no sistema inicial não só serviram para melhorar o mesmo, mas também serviram no processo de familiarização do problema e do sistema. As melhorias realizadas mostraram ser positivas ao conjunto do trabalho encontrado e a continuação deste.

Com o conhecimento sobre a dinâmica do sistema com o controlador GPC e a verificação de sua robustez frente as mais diversas perturbações, passamos a possuir uma base de dados que servirá como referência durante o desenvolvimento de outros tipos de controladores e de outras formas de representação do modelo.

## 6 Sensores e Atuadores

Neste item estão descritos alguns sensores e atuadores utilizados no presente problema de controle.

O estudo do sensor lambda (como o de outros sensores) se faz necessário para um maior conhecimento do funcionamento do sensor mais comum em aplicações do gênero, como para a inclusão de sua modelagem dinâmica no simulador. O GFI, por sua vez, é uma possível alternativa a ser usada na implementação real do sistema, e a inclusão dinâmica da injeção de combustível no simulador é também de grande importância para aproximar o simulador da operação real.

Devido as prioridades deste trabalho, o estudo mais aprofundado e aplicação do sensor lambda e do GFI foi deixado de lado em virtude do desenvolvimento do controlador LQR. O material a seguir é o resumo das informações coletadas sobre cada dispositivo.

### 6.1 Sensor Lambda

O sensor de oxigênio é instalado no escapamento do veículo para fornecer informações a respeito da relação entre os gases de escape que saem do motor, para que o sistema de injeção de combustível possa operar em malha fechada.

O ar entra pelo centro do elemento de zircônio do sensor. O elemento zircônio é ativado pelo calor dos gases de escape ao redor. Íons de oxigênio passam pelo elemento para o eletrodo externo. O efeito é criar uma simples célula eletroquímica que desenvolve uma tensão entre os dois eletrodos. O elemento de zircônio ajusta esta tensão de saída em resposta à presença/ausência de oxigênio no gás de escape. À medida que a mistura ar/combustível torna-se mais pobre, a concentração de oxigênio nos gases aumenta e a tensão de saída cai para zero. Quando a mistura enriquece, a concentração de oxigênio nos gases e a tensão de saída atinge 1V. Este sinal é usado em combinação com outros componentes para efetivamente controlar a injeção correta de combustível.

Atualmente existem diversos tipos de sensores testados para o monitoramento do desempenho do catalisador do motor. O tipo comum de sensor, usado para medida da desempenho via absorção infravermelha é muito caro e frágil para ser usado à bordo. Assim sendo, diferentes tecnologias estão sendo desenvolvidas e testadas.

Na área de diagnósticos com sensores lambda, até hoje não há nenhum método ou sensor que opere simultaneamente *on board* e monitore o desempenho do sensor principal de oxigênio. O sensor principal de oxigênio, que mede o excesso de oxigênio presente na exaustão gases do motor, é usado de maneira indireta para a medida da relação ar/combustível. Como resultado um dos mais significativos sensores automotivos usados hoje é o EGO (exhaust gas oxygen). Este sensor é também chamado de sensor lambda. Lambda é conhecido por:

$$\lambda = \frac{\text{Relação ar/combustível}}{\text{Relação ar/combustível estequiométrico}}$$

Porém, como o sensor lambda não é linear a resposta que se obtém do sensor é  $\lambda > 1$  (mistura pobre  $\rightarrow$  muito ar na mistura) ou  $\lambda < 1$  (mistura rica  $\rightarrow$  pouco ar na mistura).

O sensor lambda também deve ser implementado no simulador em um próximo passo. A implementação deste sensor visa definir uma curva quantitativa sobre a composição dos gases de escape, que, no caso atual, é praticamente uma função degrau apenas indicando ao controlador se a mistura está rica ou pobre (curva qualitativa). Segundo trabalho desenvolvido por Botsaris e Polyhroniadis é possível obter-se um valor mais apurado de  $\lambda$  dada a tensão do sinal e um circuito integrado para conversão do valor da tensão em um valor de  $\lambda$ . Com essa técnica é possível melhorar a modelagem sem a necessidade de dados experimentais, porém com valores que representem a realidade.

## 6.2 Sensor de Posição do Pedal (PPS)

Este sensor tem como função, enviar ao controlador do sistema a posição angular do pedal de aceleração, que no caso do modelo utilizado também é a posição angular da válvula borboleta. O sensor de posição do pedal é um potenciômetro que envia ao controlador um sinal na forma de tensão elétrica em função da posição do pedal.

Um sensor da RUF – Solutions In Sensor Technology para esta aplicação possui as seguintes características:

|                                |                                                                    |
|--------------------------------|--------------------------------------------------------------------|
| <i>Resistência</i>             | <i>1K a 5K<math>\Omega</math></i>                                  |
| <i>Linearidade</i>             | <i>1% a 3%<math>V_s</math></i>                                     |
| <i>Temperatura de Operação</i> | <i>-40° a 125°C</i>                                                |
| <i>Vida Operacional</i>        | <i>Acima de 10 milhões de ciclos</i>                               |
| <i>Tensão de alimentação</i>   | <i>5V + 10%</i>                                                    |
| <i>Tensão de saída</i>         | <i>5% a 95%<math>V_s</math></i>                                    |
| <i>Corrente</i>                | <i>10 a 30<math>\mu</math>A</i>                                    |
| <i>Ambientais</i>              | <i>Testado para atender aos requisitos da indústria automotiva</i> |

Dois destes sensores são utilizados por questões de segurança, havendo redução da potência no caso de falha de um dos potenciômetros. Pelo fato da resposta deste tipo de sensor ser muito rápida, não foi incluída a dinâmica deste potenciômetro no modelo de simulação. O potenciômetro foi considerado como “ideal”.

### 6.3 Sensor de Pressão absoluta do Coletor de Admissão (MAP)

Este sensor fornece informações a respeito da pressão no coletor de admissão, na forma de um sinal de tensão. Uma outra função deste sensor é utilizar estes valores para determinar a pressão atmosférica e fazer correções no valor da pressão absoluta.

A figura mostra foto dos sensores de pressão Delphi Automotive Systems e a tabela, algumas características operacionais de um sensor de pressão.



Figura 6.1 - Sensor de Pressão no Coletor

|     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| BAR | 0   | 0.1 | 0.2 | 0.3 | 0.4 | 0.5 | 0.6 | 0.7 | 0.8 | 0.9 | 1.0 |
| KPa | 0   | 10  | 20  | 30  | 40  | 50  | 60  | 70  | 80  | 90  | 100 |
| V   | 4.9 | 4.4 | 3.8 | 3.3 | 2.7 | 2.2 | 1.7 | 1.1 | 0.6 | 0.3 | 0.3 |

### 6.4 Sensor de Velocidade Digital

Este sensor pode ser utilizado para medir a velocidade do motor ou do veículo necessárias para o sistema de controle de rotação da marcha lenta, sistema de ignição, controle de transmissão, Cruise Control e ABS

No caso deste trabalho, este também deverá fornecer a rotação do motor a cada instante para que o controlador utilize o valor da rotação como uma das entradas na lei de controle. Outro uso para o valor da rotação será a escolha do modelo de controle apropriado.



Figura 6.2 - Sensor de Rotação

## 6.5 GFI

O GFI é um sistema de injeção eletrônica para gás natural, da empresa Stewart & Stevenson (S & S), denominado GAS FUEL INJECTION e desenvolvido pela ORTECH International [Stewart & Stevenson, s.d.].

O GFI é um sistema computadorizado de injeção de combustível, que pode ser adaptado a motores de gasolina (com capacidade volumétrica de 1 a 8L) e a motores Diesel convertidos ao ciclo Otto (50-400HP). Ele pode ser montado tanto em motores trabalhando no sistema de bi-combustível (podendo rodar com dois tipos diferentes de combustível) como em motores trabalhando em sistema mono-combustível.

### Design do Sistema GFI

Um exemplo de sua aplicação são veículos leves de carga. O sistema é composto por uma válvula reguladora de pressão, válvula dosadora e computador, bico injetor, dois sensores de temperatura, e um seletor de combustível (no caso do sistema estar operando em modo bi-combustível). Incorporados à válvula dosadora

existem três sensores de pressão absoluta (combustível, coletor de admissão e barométrica) e um sensor de temperatura do combustível. Estes sensores, juntos com os sensor de oxigênio (sensor Lambda), fornecem as entradas para o computador permitindo o controle da relação ar/combustível sob todas as condições de operação do motor.

A operação do sistema pode ser resumida por:

- O combustível é mantido, em pressão de até 3000 psi, em cilindros convencionais de gás natural.
- O combustível é levado, a alta pressão, até a válvula reguladora de pressão.
- A pressão é regulada em 100 psi.
- O computador determina a necessidade instantânea de combustível do motor e determina a combinação apropriada das sete válvulas dosadoras.
- O combustível, já dosado, é levado até o bico injetor para então ser injetado no coletor de admissão. Trata-se de um sistema EFI, isto é, um único injetor no coletor de admissão.
- O sistema ajusta o sistema de ignição para uma otimização do ângulo de avanço da centelha.

O computador do sistema GFI tem a sua calibração feita através de software, não necessitando desta maneira de se modificar o hardware de motor para motor. Além disso um refinamento é feito por um sistema computadorizado com auto aprendizado, que melhora a calibração enquanto o veículo roda através do sensor de oxigênio no escape (sensor lambda), que possibilita a memorização das correções realizadas no passado, e ajuda a minimizar os erros e melhorar sempre a performance.

O computador consegue desta forma levar em conta uma grande gama de variáveis que influenciam na performance do motor, como as que estão listadas na tabela abaixo:

| Motor                           | Sistema de Combustível     | Ambiente               |
|---------------------------------|----------------------------|------------------------|
| Velocidade, carga e temperatura | Temperatura de combustível | Temperatura do ar      |
| Variação de motor para motor    | Pressão do combustível     | Pressão barométrica    |
| Envelhecimento do motor         | Composição do combustível  | Quantidade de oxigênio |

O sistema de dosagem do gás combustível utiliza-se, como já dito de sete válvulas para dosagem. Neste sistema, cada válvula escoar uma determinada vazão, sendo que a maior vazão é dez vezes superior do que a menor vazão. Trata-se desta maneira de um sistema divisor binário de fluxo, que discretiza as possibilidades de vazão. Todas as válvulas tem um tempo de abertura bastante rápido, da ordem de 3ms.

## 7 Projeto de um controlador Linear Quadrático

A escolha de um controlador Linear Quadrático para o controle do sistema foi realizada devido uma série de fatores entre eles:

- A grande aplicabilidade deste método de controle,
- A relativa facilidade de aplicação do método,
- A diminuição no tempo de simulação, uma vez que o processamento deste tipo de controlador se faz de forma bem mais rápida se comparado com outros métodos.

### 7.1 Controlador LQ

Durante o processo de desenvolvimento do controlador LQ, uma primeira abordagem foi a tentativa de implementação utilizando-se de matrizes de estado obtidas por identificação. A identificação destes modelos já havia sido realizada como descrito no item 5.5, onde se aplicava um ruído na injeção do combustível e também na ignição do motor com simulação em malha aberta da planta do motor em torno de um ponto de estabilização. As matrizes obtidas descendiam dos modelos lineares identificados.

Nesta fase, a proposta era utilizar os modelos lineares escritos em operador atraso ( operacionalmente equivalente à transformada Z), e sua conversão para espaço de estados, obtendo assim as matrizes A,B e C do sistema:

$$\begin{aligned}X(n) &= A * X(n-1) + B * u(n-1); \\ Y(n) &= C * X(n-1)\end{aligned}$$

Neste caso, a dificuldade apareceu durante a implementação da lei de controle do método LQ. A lei de controle depende de uma realimentação dos estados do vetor  $X$ :

$$U = -K * X;$$

Este tipo de realimentação só pode ser implementado com o conhecimento de todas as variáveis de estado, o que torna muito difícil, devido ao procedimento de identificação disponível.

Isto ocorre porque os modelos da dinâmica interna do motor utilizados pelo controlador GPC são transformados modelos lineares descritos em operador atraso ( $q^{-1}$ ) da seguinte forma:

Modelo linear

$$A(q^{-1})y(t) = B(q^{-1})u(t)$$

onde

$$A(q^{-1}) = I + a_1 * q^{-1}$$

$$B(q^{-1}) = b_1 * q^{-1} + b_2 * q^{-2} + b_3 * q^{-3} + b_4 * q^{-4} + b_5 * q^{-5}$$

Aplicando  $A(q^{-1})$  e  $B(q^{-1})$  temos:

$$y(t) + a_1 * y(t-1) = b_1 * u(t-1) + b_2 * u(t-2) + b_3 * u(t-3) + b_4 * u(t-4) + b_5 * u(t-5)$$

Agora se definirmos o vetor de variáveis de estado como :

$$x(t) = \begin{bmatrix} y(t) \\ u(t-1) \\ u(t-2) \\ u(t-3) \\ u(t-4) \end{bmatrix}$$

Podemos escrever o sistema sob a forma  $x(t) = A * x(t-1) + B * u(t-1)$

$$\begin{bmatrix} y(t) \\ u(t-1) \\ u(t-2) \\ u(t-3) \\ u(t-4) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -a_1 & b_2 & b_3 & b_4 & b_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_2 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} y(t) \\ u(t-2) \\ u(t-3) \\ u(t-4) \\ u(t-5) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} * u(t-1)$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} I_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} y(t) \\ u(t-1) \\ u(t-2) \\ u(t-3) \\ u(t-4) \end{bmatrix}$$

Onde  $I_2$  é a matriz identidade de ordem 2.

Deste modo as matrizes de estados são:

$$A = \begin{bmatrix} -a1 & b2 & b3 & b4 & b5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_2 & 0 \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} b1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} I_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Em princípio, a solução do problema LQ é possível. Sua solução é encaminhada da seguinte forma:

Dada as equações na forma de espaço de estados.

$$\begin{cases} x(t) = A * x(t-1) + B * u(t-1) \\ y(t) = C * x(t) \end{cases}, \quad (1)$$

Projetar um controlador LQ tal que

$$y(t) = y_0 \quad (\text{referência especificada}),$$

Enquanto se minimiza a função objetivo. Devem existir  $x_0$  e  $u_0$  (valores de regime) tais que

$$\begin{cases} x_0 = A * x_0 + B * u_0 \\ y_0 = C * x_0 \end{cases} \quad (2)$$

$$(3)$$

Em forma matricial

$$\begin{bmatrix} C & 0 \\ A-I & B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} x_0 \\ u_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Assim o problema (1) terá solução se existirem  $x_0$  e  $u_0$  que satisfaçam o sistema (4).

Desse modo, para resolver este problema, precisamos definir novas variáveis.

Para isso sejam:

$$\begin{cases} u_s(t) = u(t) - u_0 & (5) \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_s(t) = x(t) - x_0 & (6) \end{cases}$$

$$\begin{cases} y_s(t) = y(t) - y_0 & (7) \end{cases}$$

Para as novas variáveis, as equações se escrevem como:

$$\begin{aligned} x_s &= x(t) - x_0 = A * x(t-1) + B * u(t-1) = A * [x_s(t-1) + x_0] + B * [u_s(t-1) + u_0] - x_0 \\ &= A * x_s(t-1) + B * u_s(t-1) + A * x_0 + B * u_0 - x_0 \end{aligned}$$

Portanto

$$x_s = A * x_s(t-1) + B * u_s(t-1)$$

Analogamente temos:

$$y_s = C * x_s(t)$$

Assim o novo sistema pode ser escrito como:

$$\begin{cases} x_s(t) = A * x_s(t-1) + B * u_s(t-1) & (8) \end{cases}$$

$$\begin{cases} y_s(t) = C * x_s(t) & (9) \end{cases}$$

Da equação (8) e (9) podemos vermos que as matrizes A,B e C são as mesmas do sistema original (1)

O índice de desempenho utilizado foi:

$$J = \sum_K (y_s'(t) * y_s(t) + u_s'(t) * R * u_s(t)),$$

Com a equação (9) temos:

$$J = \sum_K (x_s'(t) * C' * C * x_s(t) + u_s'(t) * R * u_s(t)) \quad (10)$$

Agora aplicando o LQ neste sistema e resolvendo a equação de Ricatti associada obtemos a matriz de ganhos K que define a lei de controle para acompanhamento de referência.

$$LQR - \text{discreto} \xrightarrow{dlqr(MatLab)} \exists(K) \longrightarrow u_s(t) = -K * x_s(t)$$

$$\begin{cases} u_s(t) = u(t) - u_0 \\ x_s(t) = x(t) - x_0 \end{cases}, \text{ ou}$$

$$u(t) = -K[x(t) - x_0] + u_0$$

Embora a seqüência apresentada tenha todo embasamento para a solução, a identificação direta das matrizes A, B e C através do software de simulação (MatLab, Simulink) mostrou-se impossível de interpretação física. Não é possível controlar nem os números de variáveis de estado e de controle que aparecem como resposta, embora cada modulo tenha sido projetado originalmente segundo leis dinâmicas consistentes .

Em vista disso, partiu-se para uma abordagem mais direta utilizando a própria dinâmica original incorporada no simulador.

## 7.2 Equações diferenciais não lineares do motor

Dado que o modelo se encontrava em forma de diagrama de blocos (veja a seguir) foram obtidas as equações diferenciais que regem a dinâmica do simulador do motor.

O motor se encontra dividido em vários subsistemas, na seguinte forma :

- Parte externa com as entradas e saídas do sistema como um todo e a dinâmica com este.
- Parte interna com somente as entradas e saídas referentes ao motor.
- Subsistema de combustão, referente a parte interna do motor.
- Subsistema do coletor de admissão, referente a parte interna do motor.
- Subsistema da dinâmica rotacional, referente a parte interna do motor.

Os diagramas de blocos apresentados a seguir estão na ordem dos subsistemas listados acima.



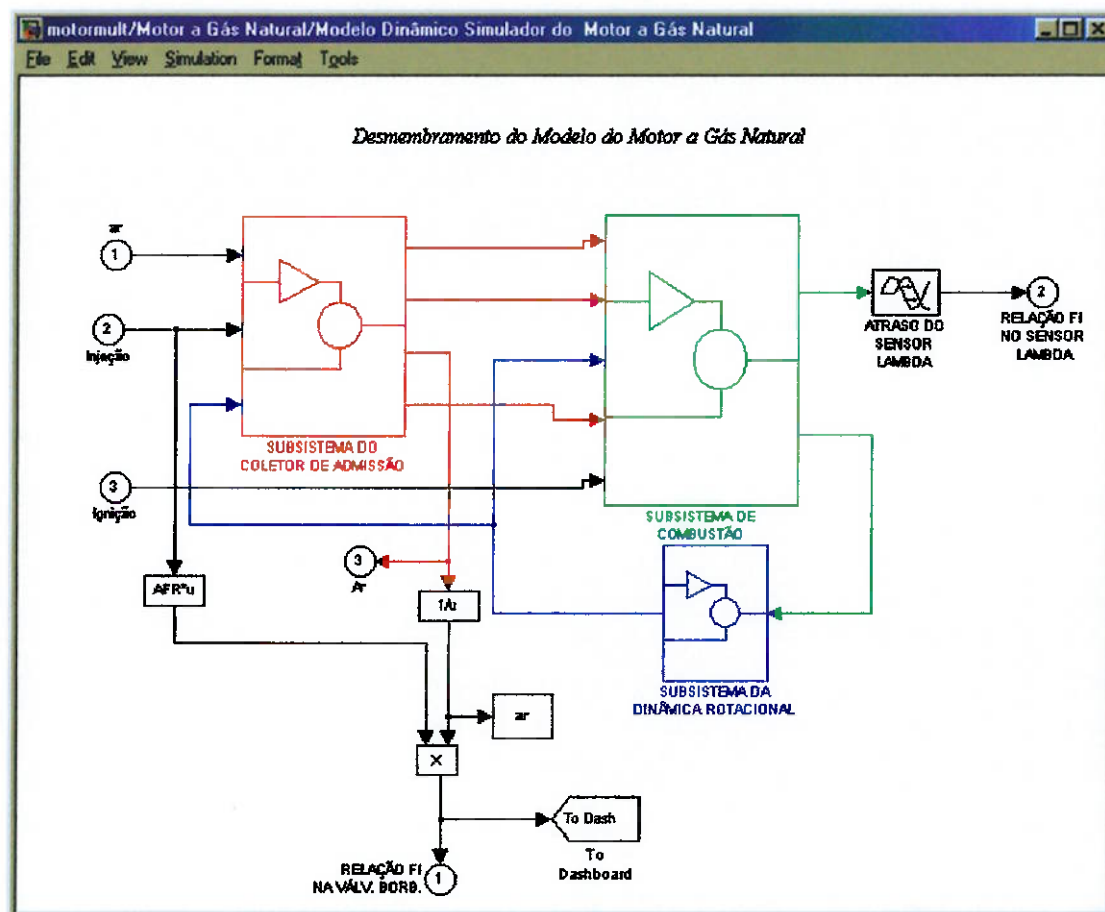


Figura 7.2 - Diagrama de blocos do Simulador do motor a gás natural, parte interna

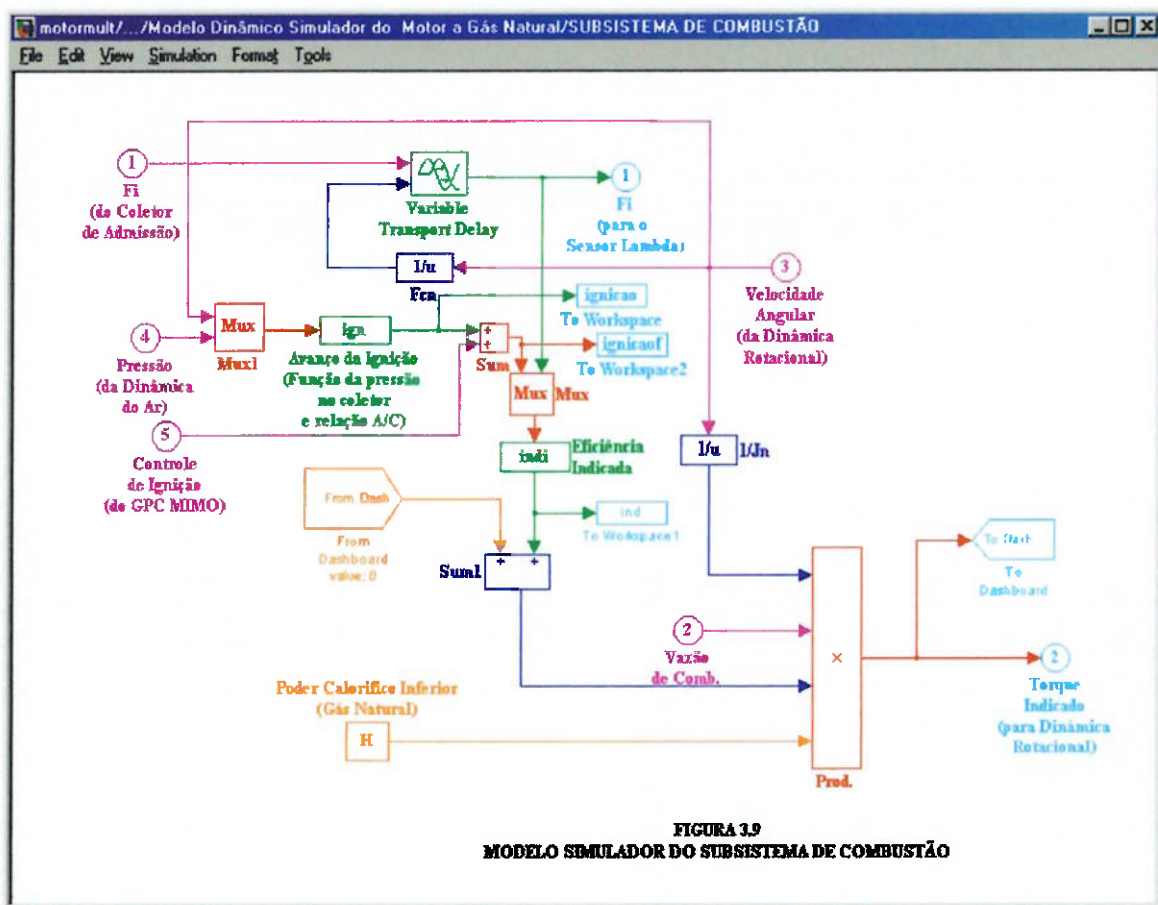


Figura 7.3 - Subsistema de combustão do modelo dinâmico simulador do Motor a gás natural

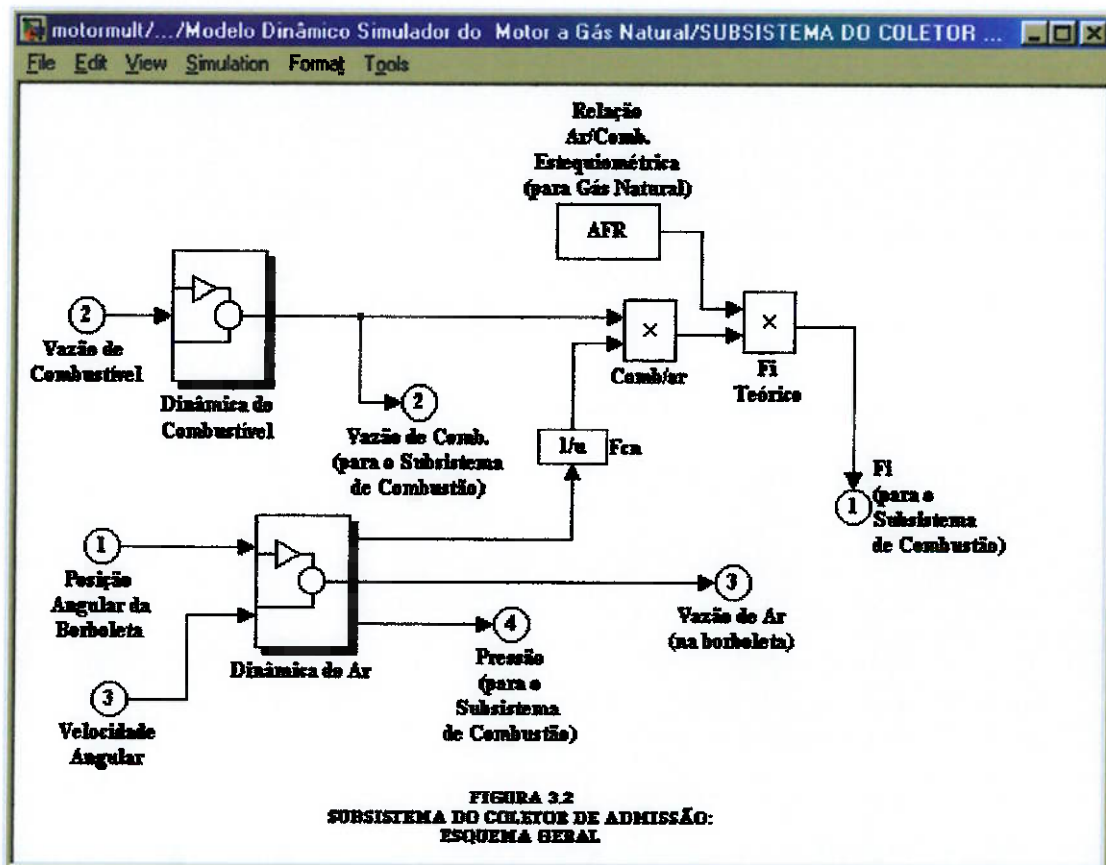


Figura 7.4 - Diagrama de blocos do Subsistema do coletor de admissão, que é subsistema do simulador dinâmico do motor a gás natural

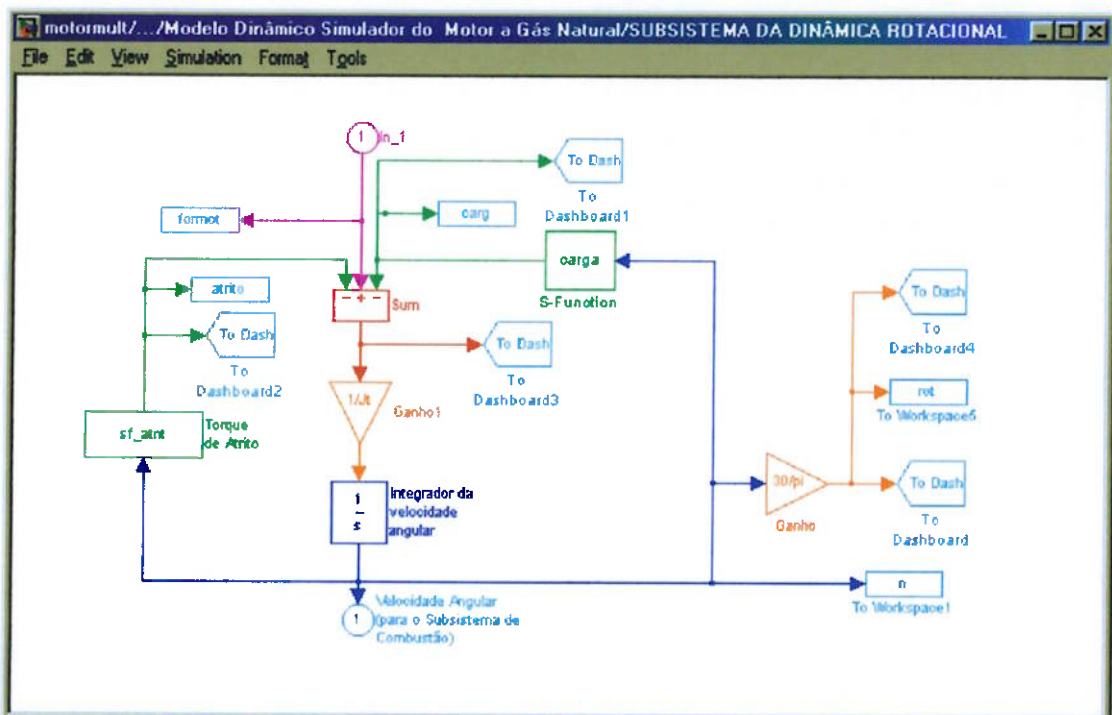


Figura 7.5 - Diagrama de blocos do Subsistema da dinâmica rotacional, que é subsistema do simulador dinâmico do motor a gás natural

Para representar as equações diferenciais obtidas através dos diagramas de bloco do motor usamos as seguintes definições

$\alpha$  - ângulo de abertura da válvula borboleta.

$\dot{m}_b$  - vazão de combustível na válvula borboleta.

$\dot{m}_{arb}$  - vazão de ar na válvula borboleta

$\dot{m}_v$  - vazão de combustível na válvula de admissão

$\dot{m}_{arv}$  - vazão de ar na válvula de admissão

$\phi_{in}$  - Normalização do valor estequiométrico da relação ar/combustível na válvula borboleta

$\phi_1$  - Normalização do valor estequiométrico da relação ar/combustível na válvula de admissão

$\phi_2$  - Normalização do valor estequiométrico da relação ar/combustível na câmara de combustão

$\phi_{out}$  - Normalização do valor estequiométrico da relação ar/combustível no sensor lambda

$n$  - Rotação do motor em radianos por segundo

$P$  - Pressão no coletor

$T_{ind}$  - Torque indicado no eixo do motor

$D$  - Diâmetro da tubulação na válvula borboleta.

$A(\alpha)$  - Área na seção na válvula borboleta.

Conforme proposto no trabalho de Lopes (1996), as seguintes equações foram implementadas.

- Foi admitido que a área na seção na válvula borboleta é função do ângulo de abertura da válvula e que varia com em função cosseno e do quadrado do cosseno desse ângulo.

$$A(\alpha) = \frac{D^2 \pi}{16} (3 - 2 \cos \alpha - \cos^2 \alpha)$$

- Relação da vazão de ar e a vazão de combustível na válvula borboleta. O valor 14.5 serve para normalizar o valor da relação.

$$\phi_m = \frac{14.5 * \dot{m}_b}{\dot{m}_{arb}}$$

- Relação da vazão de ar e a vazão de combustível na válvula de admissão do motor. O valor também se encontra normalizado.

$$\phi_1 = \frac{14.5 * \dot{m}_v}{\dot{m}_{arv}}$$

- Relação da vazão de ar e a vazão de combustível na câmara de combustão,  $\phi_2$  é representada como um atraso de  $\phi_1$ . O atraso foi obtido por uma aproximação de Padé.

$$\phi_2 = \frac{1 - 0.002s}{1 + 0.002s} * \phi_1$$

- A relação da vazão de ar e a vazão de combustível no sensor lambda, que mede a mistura dos gases de escape, é também representada como um atraso de  $\phi_2$ . O atraso foi obtido por uma aproximação de Padé que representa a distância entre a câmara de combustão e o sensor no coletor de escapamento.

$$\phi_{out} = \frac{1 - 0.02s}{1 + 0.02s} * \phi_2$$

- A vazão de combustível na válvula de admissão é dada por um atraso de Padé e uma suavização da vazão da válvula borboleta.

$$\dot{m}_v = \frac{1}{(0.03s + 1)} * \left( \frac{1 - 0.02s}{1 + 0.02s} \right) * \dot{m}_b$$

- A vazão de ar na válvula de admissão é função da rotação e pressão do motor.

$$\dot{m}_{arv} = \frac{5.4 * 10^{-3}}{348992\pi} * n * P$$

- O torque indicado do motor é função da rotação, valor de vazão de combustível na válvula de admissão e do mapa de eficiência indicada, que devolve um coeficiente  $Ef$  dadas a pressão e a rotação do motor.

$$T_{ind} = 4 * 10^{-7} * \dot{m}_v * Ef * 1/n$$

- A dinâmica da pressão do coletor é função da diferença da vazão de ar entre a válvula de admissão e a válvula borboleta do motor.

$$\dot{P} = (\dot{m}_{arb} - \dot{m}_{arv}) * 4.3624 * 10^7$$

- A dinâmica da rotação do eixo do motor é dada pelo torque indicado e pela rotação. A constante 120 representa o momento de inércia do motor  $J_m$ .

$$\dot{n} = (T_{ind} - 3.664n + 206.065) * \frac{1}{120}$$

- A vazão de ar na válvula borboleta é modelada como escoamento em orifício, onde esse escoamento pode ou não ser bloqueado.

$$\dot{m}_{arb} = \begin{cases} 0.06502 * A(\alpha) * P^{0.714} * \left(1 - \frac{P}{10^5}\right)^{0.143} & \longrightarrow se : P > 5.28 * 10^4 \\ 186.75790 * A(\alpha) & \longrightarrow se : P \leq 5.28 * 10^4 \end{cases}$$

### 7.3 Linearização das equações diferenciais

Com base nas equações diferenciais não lineares do motor foram obtidas as equações em espaço de estados. O objetivo primeiro é sua utilização no projeto de um controlador LQ mas deverão permitir também que outros tipos de técnicas de controle sejam futuramente implementados neste tipo de problema.

Conforme visto a área da seção transversal na válvula borboleta obedece a seguinte equação :

$$A(\alpha) = \frac{D^2 \pi}{16} (3 - 2 \cos \alpha - \cos^2 \alpha)$$

onde  $D$  é o diâmetro da válvula borboleta e  $\alpha$  é o ângulo de abertura em radianos. Utilizando  $D = 0,05m$ , a expressão da área será:

$$A(\alpha) = \frac{2,5 * 10^{-3} \pi}{16} (3 - 2 \cos \alpha - \cos^2 \alpha) \quad (1)$$

O escoamento de um fluido por uma válvula será modelado por:

$$\dot{m}_{arb} = \left| C_d \frac{P_0 A(\alpha)}{\sqrt{RT_0}} * \sqrt{\frac{2K}{K+1} * \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{K+1}{K}}} \operatorname{se} \left(\frac{P}{P_0}\right) > \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K+1}} \right| \quad \text{ou}$$

$$\dot{m}_{arb} = \left| C_d \frac{P_0 A(\alpha)}{\sqrt{RT_0}} * \sqrt{K} * \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{2(K+1)}} \operatorname{se} \left(\frac{P}{P_0}\right) \leq \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K+1}} \right|$$

onde  $A(\alpha)$  é dado por (1).

Considerando o ar como fluido de trabalho, podemos assumir  $K=1,4$ , onde  $K$  é igual a relação do calor específico a volume constante e do calor específico a pressão constante. As outras condições iniciais são:  $P_0 = 10^5 (Pa)$  ;  $T_0 = 300(K)$  e a constante

$$R = 287 \left( \frac{Nm}{kgK} \right).$$

O coeficiente de descarga varia com  $P$  e  $\alpha$ , porém aqui estaremos considerando constante definido como:  $C_d = 0,8$ .

Assim substituindo essas variáveis chegamos a expressão que nos dá a vazão de massa de ar que passa na válvula borboleta ( $\dot{m}_{arb}$ ):

Se  $P > 52,828(kPa)$

$$\dot{m}_{arb} = \frac{0,00272639270636 * A(\alpha) * \sqrt{5037,799711008063 * P^{\frac{10}{7}}}}{187,7887056695 * P^{\frac{12}{7}}} \quad (2)$$

Se  $P < 52,828(kPa)$ , escoamento bloqueado

$$\dot{m}_{arb} = 186,68468484 * A(\alpha) \quad (2')$$

A relação ar/combustível é definida como a razão entre a vazão de ar e a vazão de combustível. Aqui estaremos utilizando o inverso da razão ar/combustível e chamaremos de  $\phi = \frac{\text{vazão}_{\text{combustível}}}{\text{vazão}_{\text{ar}}}$ .

Definimos  $\phi$  na entrada da válvula borboleta como sendo a relação:  $\phi = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_{arb}}$ ,

onde  $\dot{m}_b$  é a vazão de combustível em kg/s e  $\dot{m}_{arb}$  é a vazão de ar em kg/s.

Define-se  $\phi_{in}$  como a relação ar/combustível, normalizada, na válvula borboleta :

$$\phi_{in} = 14,5 * \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_{arb}} \quad (3)$$

onde o fator 14,5 corresponde ao valor da mistura estequiométrica. Assim o valor de  $\phi$  fica normalizado em torno da unidade. A vazão de ar média admitida no coletor de admissão pelos cilindros é dada por:

$$\dot{m} = \frac{N_{cil} * n * P * V_{cil} * n_v}{2\pi RT},$$

no caso estudado temos  $T = 304(K)$  e a constante  $R = 287 \left( \frac{Nm}{kgK} \right)$   $V_{cil} =$

$0,001m^3$ . Substituindo os valores chegamos a expressão:

$$\dot{m}_{arb} = \frac{5,4 \cdot 10^{-3}}{174496\pi} * nP \quad (4)$$

onde  $n$  é a rotação (rad/s) e  $P$  é a pressão (Pa).

O combustível injetado na válvula borboleta  $\dot{m}_b$  sofre um atraso até chegar a válvula de admissão  $\dot{m}_v$ . Esse fenômeno foi modelado no domínio da frequência como:

$$\dot{m}_v = \frac{1}{0,01s + 1} e^{-0,01s} \dot{m}_b$$

onde a função de transferência  $\frac{1}{0,01s + 1}$  representa uma suavização e  $e^{-0,01s}$  representa um atraso de transporte.

Ainda no domínio da frequência, podemos representar o atraso  $e^{-0,01s}$  como uma aproximação linear  $\frac{1 - 0,005s}{0,005s + 1}$  conhecida como aproximação de Padé de primeira

ordem. Deste modo chegamos à:

$$\dot{m}_v = \frac{1}{0,01s + 1} \frac{1 - 0,005s}{0,005s + 1} \dot{m}_b,$$

ou, multiplicando-se:

$$\dot{m}_v = \frac{1 - 0,005s}{5 \cdot 10^{-5}s^2 + 0,015s + 1} \dot{m}_b$$

Para espaço de estados, chegamos à:

$$\dot{X}_1 = -300X_1 - 20000X_2 + \dot{m}_b; \quad (5)$$

$$\dot{X}_2 = X_1; \quad (6)$$

$$\dot{m}_v = -100X_1 + 20000X_2$$

Deste modo obtemos as duas primeiras variáveis de estados do modelo do motor de combustão interna. Definimos a relação ar/combustível na válvula de admissão  $\phi_1$  como:

$$\phi_1 = 14,5 * \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{arv}} ;$$

Substituindo as expressões (4) e (6), temos:

$$\phi_1 = 14,5 * \frac{(-100X_1 + 20000X_2)}{5,4E - 3 * n * P / 174496\pi}$$

Simplificando, chega-se à:

$$\phi_1 = 1265096\pi E6 * \frac{(-X_1 + 200X_2)}{27 * n * P} ;$$

que é a expressão de  $\phi$  na válvula de admissão.

A relação ar/combustível  $\phi$  é modificada dentro da câmara de combustão. Desta forma iremos chamar de  $\phi_2$  a relação ar/combustível que é expressa como um atraso em relação a  $\phi_1$ . Assim temos:

$$\phi_2 = e^{\frac{1}{n}s} \phi_1 \quad \text{ou seja,}$$

$\phi_2$  depende de um atraso variável com o inverso da rotação n.

Aqui vamos aproximar por um atraso fixo igual à 0,02, referente a rotação do motor quando a válvula borboleta se encontra na posição de 50 graus. A adoção deste valor se deve ao fato que nessa posição as simulações se mostraram robustas. Logo:

$$\phi_2 = e^{-0,02s} \phi_1$$

Aplicando novamente uma aproximação de Padé de primeira ordem, conseguimos a equação de combustão:

$$\phi_2 = \frac{1 - 0,01s}{1 + 0,01s} * \phi_1 \quad (8)$$

Convertendo a equação para espaço de estados, tem-se:

$$\begin{aligned} \dot{X}_3 &= -100X_3 + \phi_1; \\ \phi_2 &= 200X_3 - \phi_1 \end{aligned} \quad (9)$$

A relação de ar/combustível medida no coletor de saída será denominada  $\phi_{out}$ .  
Aqui é necessário também considerar um atraso em relação a  $\phi_2$ , devido à distância entre a câmara de combustão e o coletor de saída..

$$\phi_{out} = e^{-0,01s} \phi_2;$$

Linearizando e passando para espaço de estados temos:

$$\phi_{out} = \frac{1-0,005s}{1+0,005s} * \phi_2 \quad (10)$$

Passando para espaços de estados temos:

$$\begin{aligned} \dot{X}_4 &= -200X_4 + \phi_2 \\ \phi_{out} &= 400X_4 - \phi_2 \end{aligned} \quad (11)$$

O próximo passo a ser tomado é escrever  $\dot{X}_3$ ,  $\dot{X}_4$ ,  $\phi_{out}$  e  $\phi_2$  em função de  $X_1, X_2, n$  e  $P$ .

Lembrando da equação (7), podemos definir  $\dot{X}_3$  como função de  $X_1, X_2$  e  $n$   
 $P$ :

$$\dot{X}_3 = -100X_3 + \frac{1265096\pi E6}{27nP} * (-X_1 + 200X_2) \quad (12)$$

Recordando das equações (9) e (7), obtemos  $\phi_2$  como função de  $X_1, X_2$  e  $n$   
 $P$ :

$$\phi_2 = 200X_3 - \frac{1265096\pi E6}{27nP} (-X_1 + 200X_2) \quad (13)$$

Unindo as equações (11) e (14), conseguimos definir  $\dot{X}_4$  como função de  $X_1, X_2$  e  $n$   $P$ :

$$\dot{X}_4 = -200X_4 + 200X_3 - \frac{1265096\pi E6}{27nP} * (-X_1 + 200X_2) \quad (14)$$

Uma vez definidos os valores de  $X_4$  e  $\phi_2$ , podemos escrever  $\phi_{out}$  como função dos outros termos :

$$\phi_{out} = 400X_4 - 200X_3 + \frac{1265096\pi E6}{27nP} (-X_1 + 200X_2) \quad (15)$$

A pressão no coletor de admissão é modulada por:

$$\dot{P} = (\dot{m}_{arb} - \dot{m}_{arv}) * \frac{RT}{V},$$

onde  $V = 0,002(m^3)$ , sendo  $V$  o volume do coletor de admissão. Substituindo-se os valores temos:

$$\dot{P} = (\dot{m}_{arb} - \dot{m}_{arv}) * 4,3624E7,$$

$$\text{Lembrando que } \dot{m}_{arv} = \frac{5,4E-3}{174496\pi} nP:$$

$$\dot{P} = \dot{m}_{arb} * 4,3624E7 - \frac{1,35}{\pi} nP, \quad \text{equação da pressão do coletor} \quad (16)$$

O torque gerado no motor é dado por:

$$T_{ind} = H * \dot{m}_v * Efic * 1/n, \quad \text{onde:}$$

$H$  é o calor específico do gás natural e  $Efic$  é o mapa de eficiência do motor que é dependente da rotação, da pressão, de  $\phi_2$  e do avanço de ignição  $\beta_{ign}$ , ou seja,  $Efic = f(n, P, \phi_2, \beta_{ign})$ . Podemos definir o torque como:

$$T_{ind} = 4E7 * \dot{m}_v * Efic * 1/n \quad \text{equação do torque indicado} \quad (17)$$

Lembrando da equação (6), podemos escrever o torque como função das variáveis  $X_1, X_2$  e  $n$ :

$$T_{ind} = 4E7 * (-100X_1 + 200X_2) * Efic * 1/n \quad (18)$$

A rotação do eixo motor tem a dinâmica dada pela equação:

$$\dot{n} = (T_{ind} - T_{atrito} - T_{carga}) * 1/J_t, \quad \text{onde}$$

$J_t = 120(Nm^2)$  é o momento de inércia do motor;

$T_{atrito} = 0,18 * n + 33,4$  é o torque gerado pelo atrito; e

$T_{carga} = 2,04 * n - 99,7$  é o torque de carga

Substituindo os valores e considerando a equação (16) temos a equação da dinâmica da rotação em função de  $X_1$ ,  $X_2$  e  $n$ :

$$\dot{n} = [4E9 * (-X_1 + 200X_2) * Efic * 1/n - 2,22n + 66,3] * 1/120$$

Resumindo, a dinâmica não linear do MCI é descrita pelas seguintes equações diferenciais:

$$\dot{X}_1 = -300X_1 - 20000X_2 + \dot{m}_b;$$

$$\dot{X}_2 = X_1;$$

$$\dot{X}_3 = -100X_3 + \frac{1265096\pi E6}{27nP} * (-X_1 + 200X_2)$$

$$\dot{X}_4 = -200X_4 + 200X_3 - \frac{1265096\pi E6}{27nP} * (-X_1 + 200X_2)$$

$$\dot{P} = (\dot{m}_{arb} - \dot{m}_{arv}) * 4,3624E7$$

$$\dot{n} = (T_{ind} - 3.664n + 206.065) * \frac{1}{140}$$

onde as variáveis de estado são:

$X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$ ,  $X_4$ ,  $P$  e  $n$

as variáveis  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  e  $X_4$  definem todos os atrasos, a variável  $p$  representa a pressão no coletor em Pascal e  $n$  a rotação do eixo do motor em radianos por segundo.

As variáveis de controle são:

$\dot{m}_b$  Vazão de combustível na válvula borboleta e

$\beta_{ign}$  Avanço de ignição, usado no cálculo da eficiência indicada

A variável de perturbação do sistema é:

$\alpha$  Ângulo de abertura da válvula borboleta

#### 7.4 Conversão dos mapas do motor em funções analíticas.

Para a implementação do controlador LQ no modelo de simulação é necessário converter algumas das formas de modelagem. O simulador foi desenvolvido em linguagem de diagrama de blocos onde ignição e eficiência indicada eram representados por mapas. Como é preciso linearizar o modelo, esses mapas devem ser substituídos por funções analíticas que não alterem o comportamento do motor em simulação. Como não é possível um casamento perfeito entre um mapa e uma função analítica deve-se esperar alterações das respostas de simulação.

Para o cálculo da função analítica da eficiência foi utilizada a técnica dos mínimos quadrados visando a interpolação de uma curva dos dados experimentais, onde foi sugerida uma função polinomial da forma  $p(x,y)=a(1)x^5+a(2)x^4y+....+a(19)*x+a(20)*y+a(21)$ . Com base nos dados experimentais que geravam o mapa aplicamos o MMQ, chegando a um sistema linear da forma  $AX=b$ , que uma vez resolvido, forneceu os coeficientes da função geradora  $p(x,y)$ .

O polinômio final da eficiência indicada ficou representado desta maneira (x: ignição e y: relação ar/combustível na câmara de combustão):

$$\begin{aligned} P(x, y) = & -1.7615E-7 * x^5 - 7.1703E-6 * x^4 y + 1.1368E-3 * x^3 y^2 - 8.2925E-2 * x^2 y^3 + 4.7415 * x y^4 \\ & - 726.0682 * y^5 + 4.137612E-5 * x^4 - 0.12657 * x^3 y + 0.310809 * x^2 y^2 - 16.54859 x y^3 + 4008.8938 * y^4 \\ & - 1.87687065E-3 * x^3 - 0.4132533 * x^2 y + 15.71358 * x y^2 - 865.8345 * y^3 + 0.194264 * x^2 - 0.199227 * x y \\ & + 9061.7445 * y^2 - 2.51708 * x - 4592.361 y + 911.5673 \end{aligned}$$

O mapa de eficiência indicada e a função analítica correspondente guardam excelente correlação, como mostrado na figura 7.6:

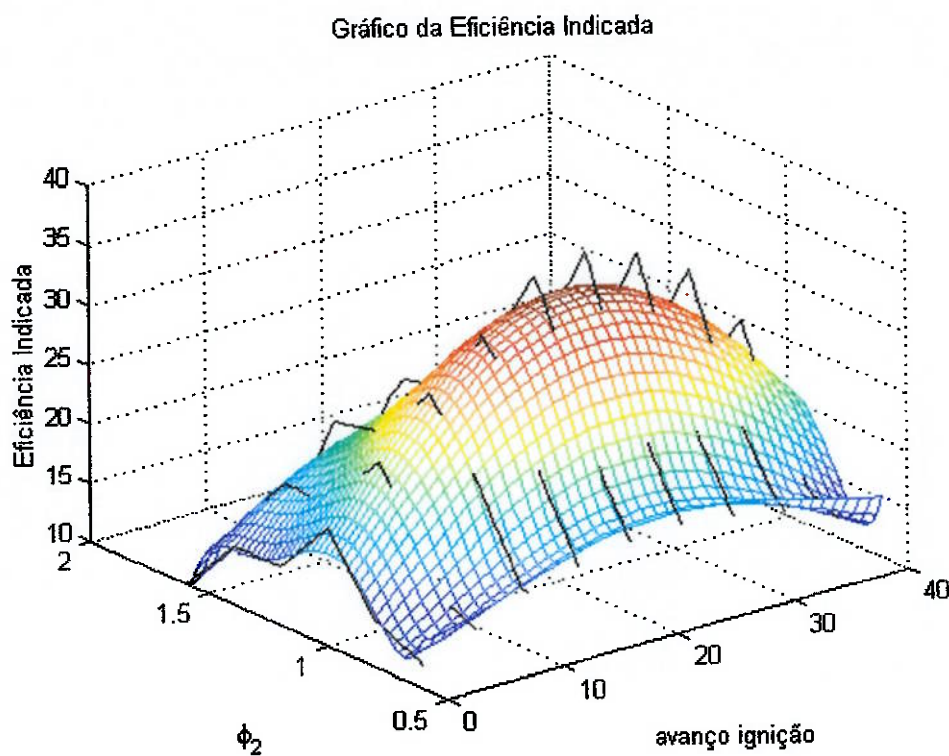


Figura 7.6 – Função analítica (colorido) e mapa da eficiência indicada

Verifica-se valores inferiores da eficiência indicada da função analítica quando a relação ar/combustível na câmara se encontra próximo de 1 (valor normalizado). Com isso, o torque gerado será menor, mudando um pouco a resposta do simulador.

## Conversão do mapa de ignição

O mapa de ignição também deve ser convertido a uma função analítica para podermos obter o modelo do sistema para o controlador LQ. O mapa se encontra da seguinte forma:

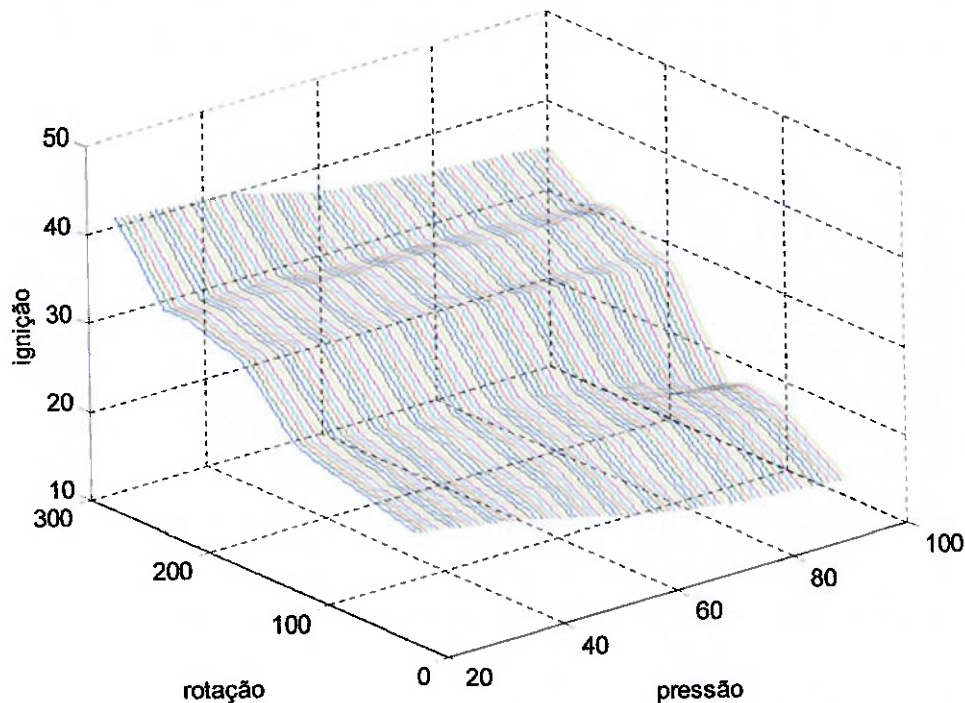


Figura 7.7 - Mapa de ignição

Dada a forma da curva de ignição parece razoável aproximarmos por uma curva da forma :

$$f(p,n) = f_1(p) * n + f_2(p) \quad , \text{ou seja, para } p \text{ fixo } f \text{ varia linearmente com } n$$

onde

$$f_1(p) = a * p + b \quad f_1 \text{ é uma função de } 1^\circ. \text{ Grau em } p$$

$$f_2(p) = c * p + d \quad f_2 \text{ é uma função de } 1^\circ. \text{ Grau em } p$$

Substituindo  $f_1$  e  $f_2$  na equação de  $f$  chegamos à:

$$f(p,n) = a * n * p + b * n + c * p + d \quad (1)$$

Deste modo para encontrarmos os coeficientes a,b,c e d precisaremos de 4 pontos do mapa de ignição. Para uma melhor aproximação vamos utilizar os pontos extremos desse mapa, ou seja:

$P=(\text{pressão, rotação, ignição})$

$P1=(25,50,20)$

$P2=(100,50,12)$

$P3=(25,300,41)$

$P4=(100,300,35)$

Se substituirmos os valores de pressão, rotação e ignição na expressão (1) chegamos a um sistema de quatro equações a quatro incógnitas (a,b,c,d) que uma vez resolvido nos fornece a seguinte expressão para a ignição:

$$f(p,n) = \frac{1}{9375} * n * p + \frac{61}{750} * n - \frac{14}{125} * p + \frac{93}{5}$$

Onde P é a pressão no coletor de admissão e n a rotação do motor em radianos por segundo.

A função analítica tem formato bem próximo ao mapa que substitui:

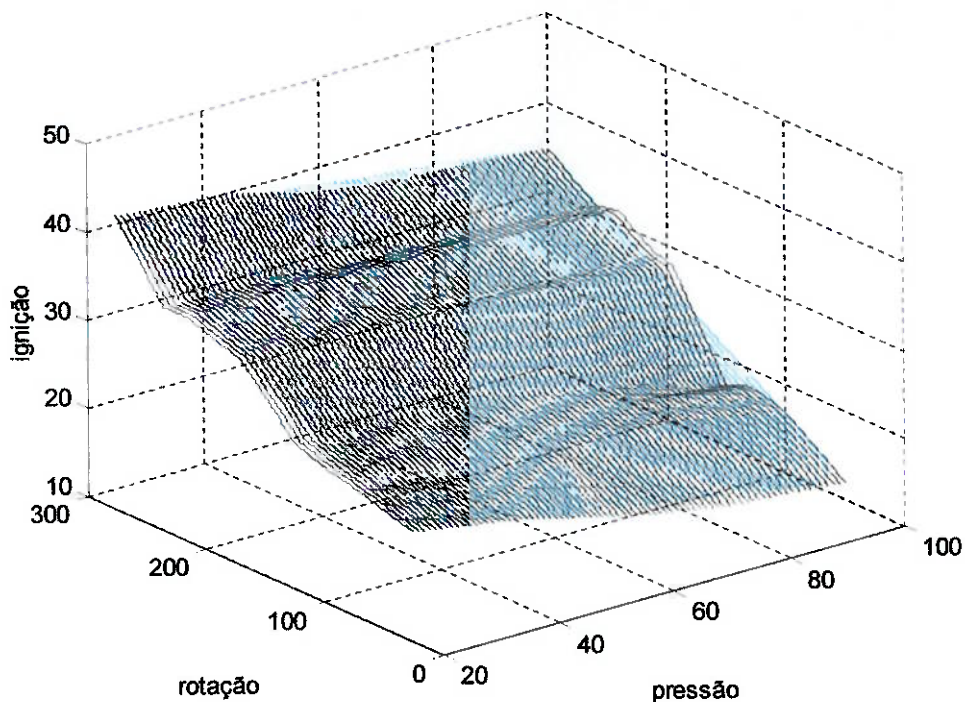


Figura 7.8 - Mapa de ignição e função analítica (azul)

A forma da função analítica aproxima de maneira bastante satisfatória o mapa de ignição e, como visto no item 6.3, a variação do avanço de ignição do motor não possui grande influência no comportamento do sistema. A função analítica se mostra adequada para a obtenção do modelo para o controlador LQ.

## 7.5 Mudança da curva de carga

Com os mapas de ignição e eficiência convertidos em funções analíticas foi necessária nova calibração do simulador. Como feito anteriormente, definimos os valores de A e B de modo que o motor estabilizasse em condições adequadas a sua natureza, motor Diesel convertido para o ciclo Otto.

A curva de carga que estava em uso do simulador era na verdade uma reta do tipo:

$$A \cdot n + B = C;$$

onde A = coeficiente angular;  
B = constante de carga em Nm  
n = rotação em radianos;  
C = carga de resistência em Nm

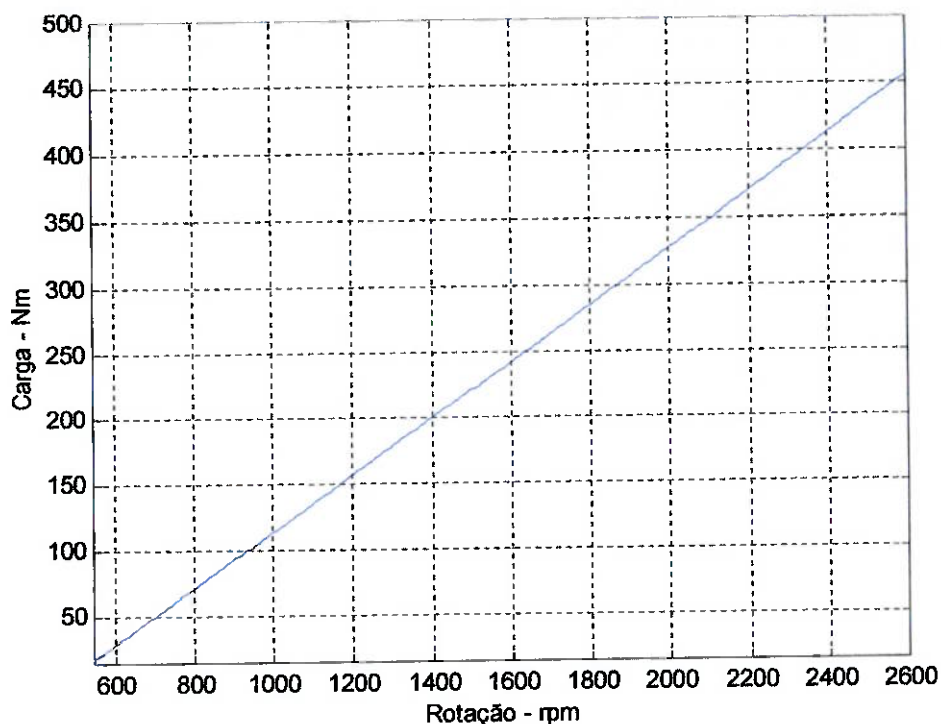


Figura 7.9 - Gráfico da curva de carga (Nm) X Rotação (rpm)

Os valores idealizados anteriormente foram levemente mudados, o ponto morto para essa nova curva de carga se encontra a aproximadamente em 550 rpm, e quando a válvula borboleta se encontra totalmente aberta o motor se estabiliza em 2580 rpm. Esses valores mantêm a fidelidade do sistema com um sistema real.

## 7.6 Implementação das equações diferenciais

Com os novos valores da linearização das equações diferenciais em espaços de estados montamos um novo modelo do motor no Simulink. O novo diagrama de blocos nada mais é do que a união das equações linearizadas obtidas anteriormente com as funções analíticas dos mapas de ignição e eficiência indicada. O novo diagrama substitui toda a parte interna do motor e os seus subsistemas.

O diagrama obtido ficou mais enxuto e, com um menor número de subsistemas utilizados, o tempo de simulação também diminuiu, sendo reduzido em cerca de 4 a 5 vezes quando comparado ao simulador anterior.

O diagrama da união das equações com as funções analíticas dos mapas se encontra adiante e, como pode-se se notar, ele é bem mais simples se comparado com os diagrama e subsistemas que substitui.



## 7.7 Valores de estabilização das variáveis

Para determinar-se os valores de torque, injeção e rotação de estabilização dos 17 modelos com a nova curva de carga, o sistema foi simulado em malha fechada posicionando o pedal do acelerador em cada uma das 17 posições preestabelecidas.

Os valores da tabela acima foram colhidos quando o sistema entrava em regime permanente, ou seja, quando o torque gerado pelo motor era igual ao torque gerado pela carga mais torque de atrito.

A partir destes valores definimos uma variável chamada torque de aceleração que é a diferença do torque gerado pelo motor com a soma do torque da carga e da força de atrito. Desta forma era possível sabermos quando o sistema entrava em regime permanente e assim recolher os valores desejados. Esta fase do trabalho foi facilitada pelo uso do painel do dashboard

Foram estimados novos valores de estabilização para a rotação e injeção de combustível para cada uma das 17 posições da borboleta do acelerador, a saber 10 graus até 90 graus com intervalos de 5 graus cada.

Vale notar que com a nova curva de carga e a obtenção dos novos modelos também alterou os valores do torque fornecido pelo motor e os valores da injeção em regime permanente. A partir das simulações foi possível obter os pontos de estabilização das principais variáveis do motor nas 17 posições preestabelecidas para o pedal. Na tabela seguem os valores:

| PEDAL (Graus) | INJEÇÃO(g/s) | TORQUE(Nm) | ROTAÇÃO (RPM) |
|---------------|--------------|------------|---------------|
| 10            | 0.38         | 62.9       | 555           |
| 15            | 0.85         | 105.5      | 738           |
| 20            | 1.50         | 148.4      | 923           |
| 25            | 2.31         | 190.7      | 1106          |
| 30            | 3.27         | 232.4      | 1285          |
| 35            | 4.37         | 272.9      | 1459          |
| 40            | 5.57         | 312.0      | 1628          |
| 45            | 6.86         | 349.6      | 1790          |
| 50            | 8.15         | 383.9      | 1937          |
| 55            | 9.37         | 413.9      | 2066          |
| 60            | 10.50        | 439.7      | 2178          |
| 65            | 11.52        | 462.1      | 2273          |
| 70            | 12.41        | 481.2      | 2353          |
| 75            | 13.20        | 497.1      | 2423          |
| 80            | 13.89        | 510.6      | 2481          |
| 85            | 14.48        | 521.8      | 2531          |
| 90            | 14.97        | 531.2      | 2571          |

Tabela com os novos valores de estabilização das variáveis para cada uma das 17 posições do pedal

A determinação dos novos valores de estabilização foi feita para se obter o comportamento do motor conforme o ângulo do pedal. Esses dados servem para o caso de haver a necessidade de identificação de novos modelos e construção de uma tabela de referência para facilitar a sincronização do simulador.

## 7.8 Valores de regime das variáveis de estado

O sistema foi simulado de modo a obter os valores de regime e o comportamento das novas variáveis de estado para o sistema linearizado. Os dados obtidos foram:

| PEDAL (°) | COMB (g/s) | AR (g/s) | TORQUE (Nm) | ROT (rpm) | PRESSÃO (Pa) | x1 | x2 e-7 | x3   | x4    |
|-----------|------------|----------|-------------|-----------|--------------|----|--------|------|-------|
| 50        | 8.15       | 118.2    | 383.9       | 1937      | 59150        | 0  | 4.076  | 0.01 | 0.005 |
| 55        | 9.37       | 135.0    | 413.9       | 2066      | 63770        | 0  | 4.680  | 0.01 | 0.005 |
| 60        | 10.50      | 152.0    | 439.7       | 2178      | 67710        | 0  | 5.240  | 0.01 | 0.005 |
| 65        | 11.51      | 166.9    | 462.1       | 2273      | 71210        | 0  | 5.750  | 0.01 | 0.005 |
| 70        | 12.41      | 179.9    | 481.2       | 2353      | 74150        | 0  | 6.200  | 0.01 | 0.005 |
| 75        | 13.20      | 191.4    | 497.1       | 2423      | 76600        | 0  | 6.600  | 0.01 | 0.005 |
| 80        | 13.89      | 201.0    | 510.6       | 2481      | 78680        | 0  | 6.940  | 0.01 | 0.005 |
| 85        | 14.48      | 209.0    | 521.8       | 2531      | 80410        | 0  | 7.230  | 0.01 | 0.005 |
| 90        | 14.97      | 217.0    | 531.2       | 2571      | 81860        | 0  | 7.480  | 0.01 | 0.005 |

Tabela com os valores de estabilização das variáveis de estado

Com os valores das variáveis de estado definidos para diversas posições do ângulo da válvula borboleta, pudemos analisar o comportamento de cada uma das novas variáveis de estado ( $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  e  $X_4$ ). Estes dados também foram analisados durante a realização da simulação de transitórios da posição do ângulo da válvula borboleta, se mostrando coerentes com os valores esperados pelas equações diferenciais desenvolvidas.

## 7.9 Validação do modelo

Uma vez escrito o modelo linear

$$\begin{cases} \dot{x} = A * x + B * u \\ y = C * x + D * u \end{cases} \quad (1)$$

a validação desse modelo se faz necessária para se garantir um bom desempenho do controlador LQ. O modelo representa uma simplificação da planta, no qual será baseada toda ação de controle. O sistema descrito por (1) é implementado em ambiente Simulink, assim se verifica se tal modelo representa adequadamente o sistema real (planta). Na figura 7.11 mostramos o diagrama de simulação do sistema dado por (1). Com os valores em regime já determinados anteriormente, simulamos o sistema e colhemos a resposta deste.

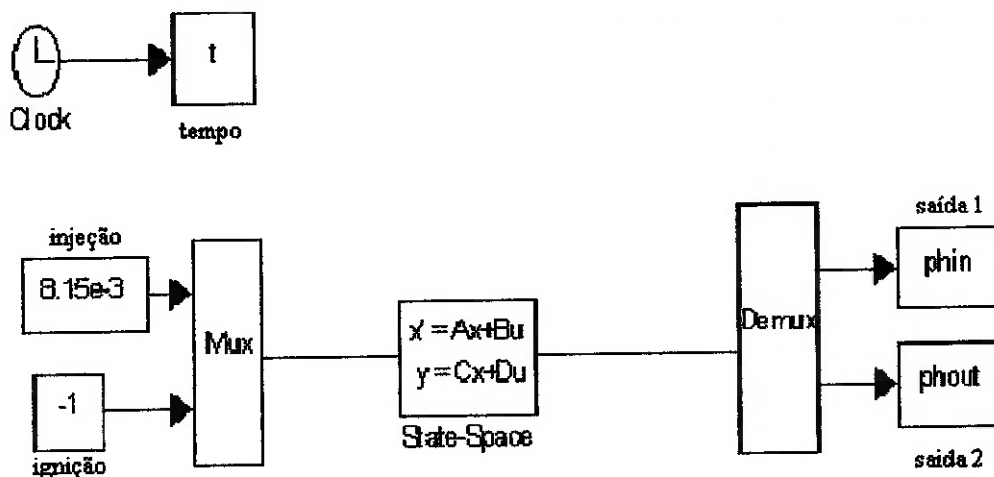


Figura 7.11 – Diagrama do modelo usado na simulação

Conforme podemos ver na figura 7.11, o modelo do motor é descrito tendo duas entradas (injeção de combustível e avanço de ignição) e duas saídas (razão combustível/ar na válvula borboleta.:  $\phi_{in}$  e razão combustível/ar no escape :  $\phi_{out}$  ).

As matrizes A,B,C e D do sistema (1) foram escritas para valores estabilizados das variáveis do motor quando a posição do pedal da válvula borboleta é mantida

constante em 50 graus de abertura. Assim na simulação descrita na figura 6.11 foi dado como entrada o valor da injeção de combustível e do avanço de ignição correspondentes a posição 50 graus.

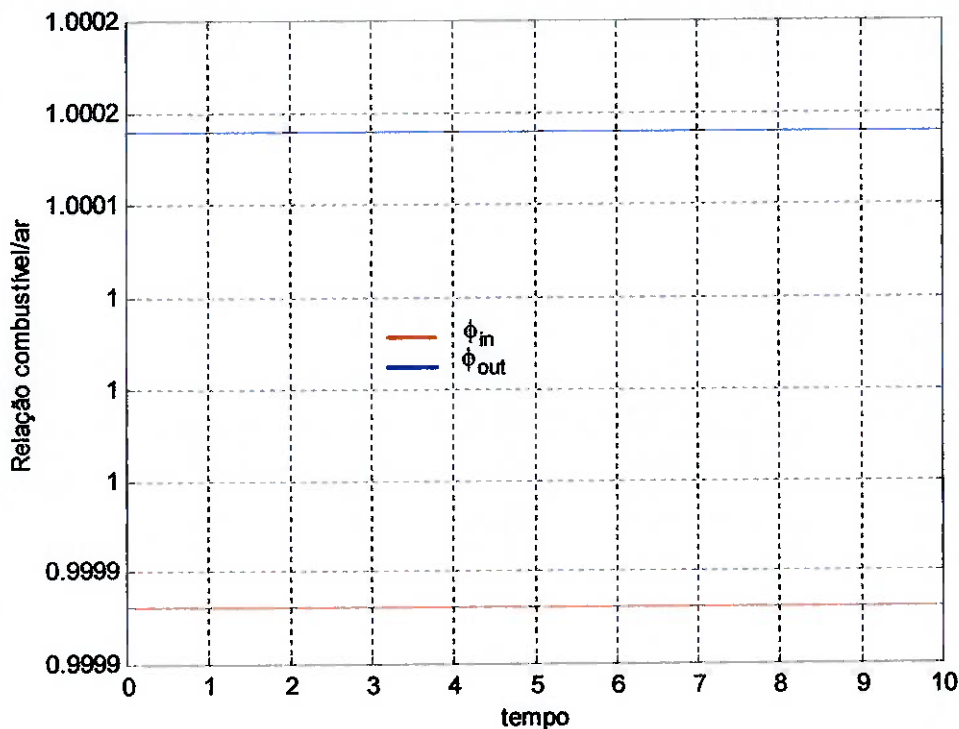


Figura 7.12 – valores da relação ar/combustível na entrada e na saída do motor em 50 graus de ângulo de abertura da válvula borboleta.

O gráfico mostra a saída do sistema linear quando se fornece como entrada os valores de injeção e avanço de ignição correspondentes a 50 graus de abertura da válvula borboleta, onde:

$\phi_{in}$  representa a relação combustível/ar na válvula borboleta,

$\phi_{out}$  representa a relação combustível/ar no sensor lambda (escape)

O resultado dessa simulação foi suficientemente próximo aos valores esperados para  $\phi_{in}$  e  $\phi_{out}$ , ou seja, ambos estabilizam em valores próximos ao valor estequiométrico da relação ar/combustível, conforme pode ser visto no gráfico da figura 7.12. Deste modo pode-se dizer que o modelo linear (1) representa razoavelmente o modelo da planta (não linear) e suas dinâmicas. O modelo então passou a ser considerado como válido para o desenvolvimento do controlador LQ

## 7.10 Projeto do controlador LQ

Com o modelo do sistema validado pode-se prosseguir no desenvolvimento do controlador LQ. Durante o procedimento de linearização da planta do sistema foi obtido o sistema linear:

$$\begin{cases} \dot{x} = A * x + B * u \\ y = C * x + D * u \end{cases}$$

onde as matrizes A,B,C e D são dadas por:

$$A = \begin{bmatrix} -300 & -20000 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{14} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{171761}{14} & 2453729 & -100 & 0 & -\frac{236567}{4} & -\frac{8721}{43} \\ \frac{171761}{14} & -2453729 & 200 & -200 & \frac{236567}{4} & \frac{8721}{43} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{9267}{91} & -\frac{203345}{8} \\ -5165668 & 1033111586 & \frac{33478}{39} & 0 & \frac{51}{61735} & -\frac{4060}{1437} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{492}{59} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{2}{703069} & 0 \\ -\frac{171761}{14} & 2453729 & -200 & 400 & -\frac{4}{236567} & -\frac{43}{8721} \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} \frac{11287}{92} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Aplicando o método LQ ao sistema acima foi obtida a matriz de ganhos de controle K, que define a lei de controle:

$$U = -K * X.$$

Na verdade, quando linearizamos o sistema dado pelas equações diferenciais não-lineares do sistema, foram obtidas equações do tipo:

$$\begin{cases} \dot{\Delta x} = A * \Delta x + B * \Delta u \\ \Delta y = C * \Delta x + D * \Delta u \end{cases} \quad (2)$$

onde  $\begin{cases} \Delta x = x - x_0 \\ \Delta u = u - u_0 \\ \Delta y = y - y_0 \end{cases}$

Assim, ao se resolver a equação algébrica de Ricatti associada ao sistema (2) foi obtida a matriz K, que define a seguinte lei de controle:

$$U = -K * (x - x_0) + u_0$$

Implementando-se essa lei de controle em um programa MatLab pode-se desenvolver a simulação completa do controlador + planta conforme figura 7.13

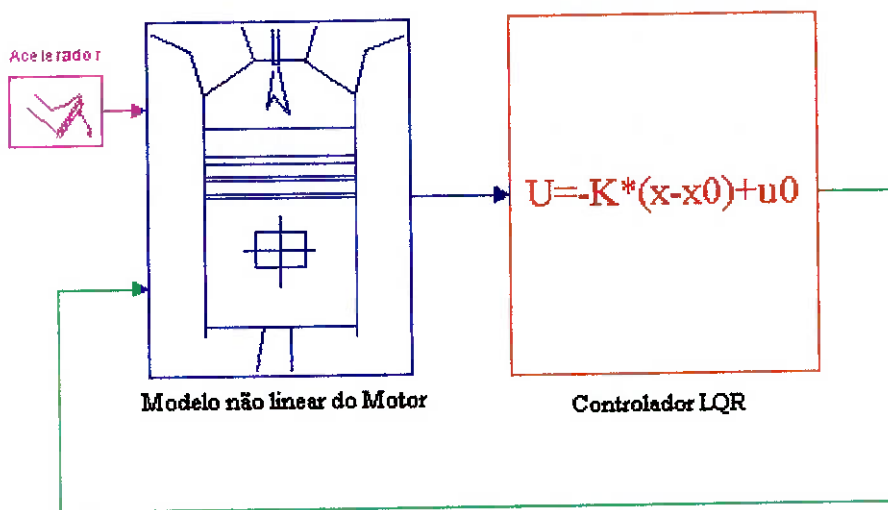


Figura 7.13 – diagrama do simulador com controlador LQ

Os resultados da simulação do controlador LQ podem ser vistos no gráfico da figura 7.14, onde mostramos a capacidade do controlador LQ estabilizar as variáveis

de maior interesse do controlador (relação combustível/ar na saída e na entrada respectivamente) para o caso onde a válvula borboleta é mantida constante em 50 graus de abertura. Essa posição da válvula borboleta é justamente o ponto em torno do qual linearizamos o sistema.

É importante observar que o sistema não se manteria estável sem a presença de um controlador (Lopes, 1996).

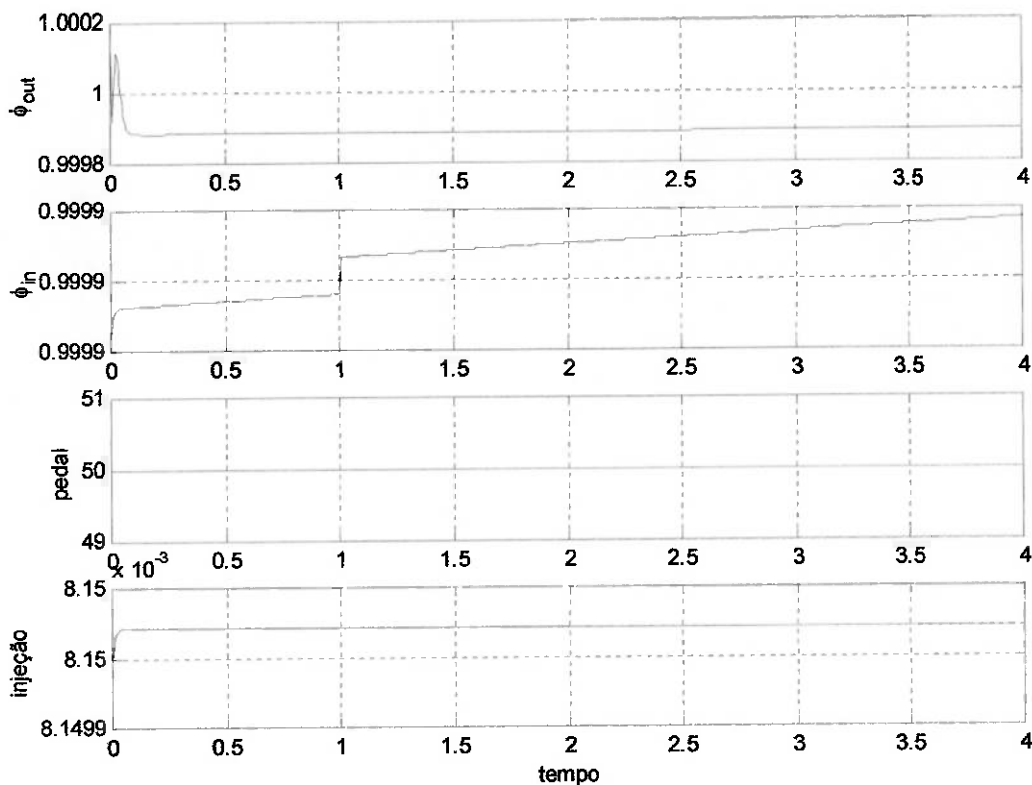


Figura 7.14 – Resposta do sistema com controlador LQ com 50 graus de abertura da válvula borboleta:

O gráfico mostra uma simulação do sistema motor + controlador LQR para o caso onde a válvula borboleta é mantida constante no valor de 50 graus de abertura. (terceiro gráfico) Podemos observar no primeiro gráfico o valor de estabilização da variável  $\phi_{out}$ , ou seja, relação ar/combustível no escape, e no segundo gráfico o valor de estabilização da variável  $\phi_{in}$ , ou seja, relação ar/combustível na válvula borboleta em torno do valor estequiométrico.

Visando uma melhor análise da eficiência do controlador LQ simulamos um transitório na válvula borboleta com início de simulação em valor de 50 graus e término em 60 graus. O transitório foi aplicado no instante 2.0 segundos. A figura 7.15 mostra os resultados da simulação.

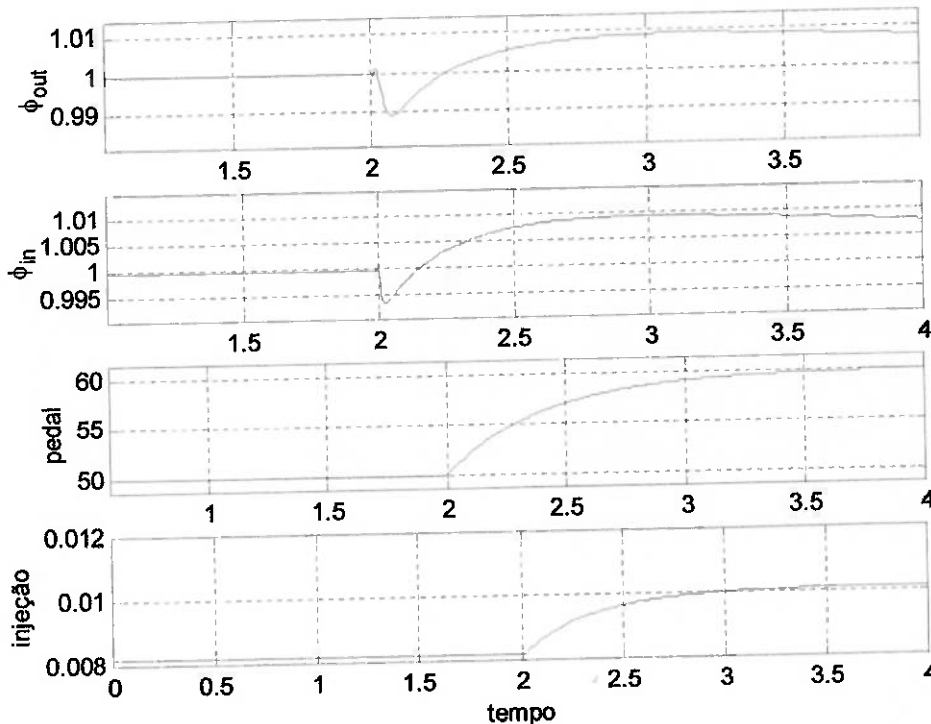


Figura 7.15 – Resultados da simulação de um transitório de 50 p/ 60 graus usando um controlador LQ

Os Gráficos mostram os resultados de um transitório de aceleração dado na válvula borboleta. O primeiro gráfico mostra o valor de estabilização da variável  $\phi_{out}$ , ou seja, relação combustível/ar no escape do motor (sensor lambda), e no segundo gráfico o valor de estabilização da variável  $\phi_{in}$ , ou seja, relação combustível/ar na válvula borboleta. No terceiro gráfico nota-se o transitório de aceleração descrito pela variável pedal (abertura da válvula borboleta) que antes de 2.0 segundos possuía valor 50 graus e no instante 2.0 segundos passa, de maneira suavizada, em direção ao valor 60 graus.

Podemos ver pelo primeiro gráfico da figura 5 que o valor da relação combustível/ar no escape -  $\phi_{out}$  permanece dentro de 1 % de desvio após a

estabilização do sistema. O mesmo também acontece com o valor da relação combustível/ar na válvula borboleta -  $\phi_{in}$ , como podemos ver no segundo gráfico da figura 7.15.

Porém para se conseguir melhorar o desempenho do controlador é necessário considerar o efeito de uma variável externa no sistema de controle, que no caso estudado é representada pela posição válvula borboleta. A variação da válvula borboleta entra no sistema como uma perturbação externa que não está modelada no projeto deste controlador LQ.

Assim se linearizarmos o modelo do motor considerando o valor de abertura da válvula borboleta como uma variável  $\alpha$  (ângulo de abertura da válvula borboleta), vamos obter o seguinte modelo linear:

$$\begin{cases} \dot{x} = A * x + B * u + E * \alpha \\ y = C * x + D * u \end{cases}$$

Considerando o efeito da variável exógena  $\alpha$  no projeto do controlador poderemos melhorar o sistema de controle LQ., mas esta tarefa ficará para trabalhos futuros.

## 8 Múltiplos Modelos

O uso de múltiplos modelos não é novo na teoria de controle. Na verdade, múltiplos filtros de Kalman foram propostos em 1970 por Lainiotis e Athans, no caso específico do controle do avião F8, visando melhorar a acurácia na estimação de resultados em problemas de controle. Muitas aplicações práticas apareceram nas décadas seguintes: Controle de pressão arterial e funções cardíacas (Kaufman e Roy Rob, 1992), Controle de falha em sensores lambda URV (Maybeck e Lane, 1994), Controle de tráfego aéreo (Bar Shalom e Rang LI, 1993) e Controle do braço de um robô manipulador (Narendra, Balakrishnan e Cliz, 1993) podem ser citadas como exemplos.

Para o controle de sistemas não lineares podemos desenvolver controladores não lineares ou lineares. Quando optamos pelo segundo tipo necessitamos de um modelo linear que represente a planta de maneira satisfatória. Porém qualquer modelo escolhido será representativo em torno de algum ponto de operação (escolhido a priori) do sistema real, de modo que quando o sistema se afasta desse ponto o modelo perde validade. Deste modo para que o controle seja eficiente em todo o domínio, faz-se necessário a utilização de vários modelos lineares que cubram toda a faixa de operação do sistema. Desta forma, os múltiplos modelos são necessários tanto para identificar como também para um controle rápido. Ambas as características são primordiais no controle do motor dada a incerteza envolvida no seu modelamento e as altas velocidades exigidas no processamento da lógica de controle.

Na definição dos vários modelos que irão caracterizar o sistema, a primeira etapa é a definição do domínio do vetor parâmetro da planta a ser considerado no problema. Tal vetor pode assumir infinitos valores, sendo assim é necessário definir regiões onde uma série de vetores parâmetros da planta possam ser representados por um só vetor e desse modo tenhamos caracterizado um único modelo para uma determinada região. Neste contexto temos a definição do erro para cada subconjunto. O erro é a diferença de se representar o vetor de parâmetro da planta pelo seu vetor real e pelo valor representativo do subconjunto. Outro problema a ser resolvido é definir quais os parâmetros da planta definirão o vetor. Dependendo dos parâmetros

escolhidos teremos a formação de um domínio diferente para solução, podendo não haver uma representação adequada da planta estudada.

Os modelos construídos para o LQR foram gerados para posições específicas para o ângulo de abertura da válvula borboleta ( 30, 40 50 70 e 90 graus). Neste trabalho foram implementadas três estratégias de controle diferentes utilizando os múltiplos modelos.

A primeira e a segunda estratégias são semelhantes, uma vez que a escolha do modelo do controlador a ser utilizado é baseada nos parâmetros de saída do motor. Devido ao extenso tempo passado em simulação (tanto do LQR quanto do GPC) pode-se notar que as variáveis de saída mais significativas para o controle do motor são a pressão e a rotação. Ambas estratégias foram implementadas diretamente em arquivos do MatLab (que apresenta melhor desempenho se comparado ao Simulink).

A primeira estratégia de controle foi baseada na pressão do coletor de admissão, onde cada controlador possui uma faixa de operação pré-definida conforme a pressão de estabilização de cada modelo. O setpoint (referência) do modelo do controlador foi definido conforme a posição do pedal. O modelo que se encontra mais próximo ao valor do pedal é o escolhido. A utilização de um setpoint variável não acarretou em melhorias significativas nos resultados das simulações.

A segunda estratégia de controle foi baseada na rotação do motor. Da mesma forma que a primeira estratégia, o controlador é definido conforme a faixa de operação que se encontrava o motor. O setpoint (ponto de referência) do modelo escolhido foi baseado no valor do pedal fornecido pelo motor assim como o modelo usado pelo controlador usado. Como durante a troca dos modelos do controlador ou do setpoint havia uma pequena queda na rotação, em algumas simulações ocorriam chaveamentos excessivos, gerando um loop infinito na troca de modelos. A solução deste problema foi a observação do sentido da rotação. A figura abaixo mostra como o sentido foi aplicado ao chaveamento.

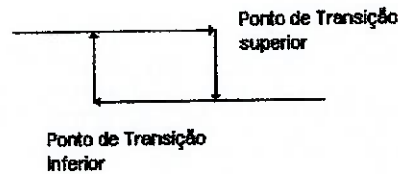


Figura 8.1 Chaveamento baseada na rotação e sentido da rotação

A terceira estratégia se assemelha com a estratégia desenvolvida por Yoshino e Hayashi (1998), onde todos os modelos são simulados em paralelo com os dados do motor e aquele que obtiver o melhor índice de desempenho (menor desvio em relação a mistura estequiométrica) é utilizado pelo controlador. O diagrama abaixo mostra o sistema dos Múltiplos Modelos.

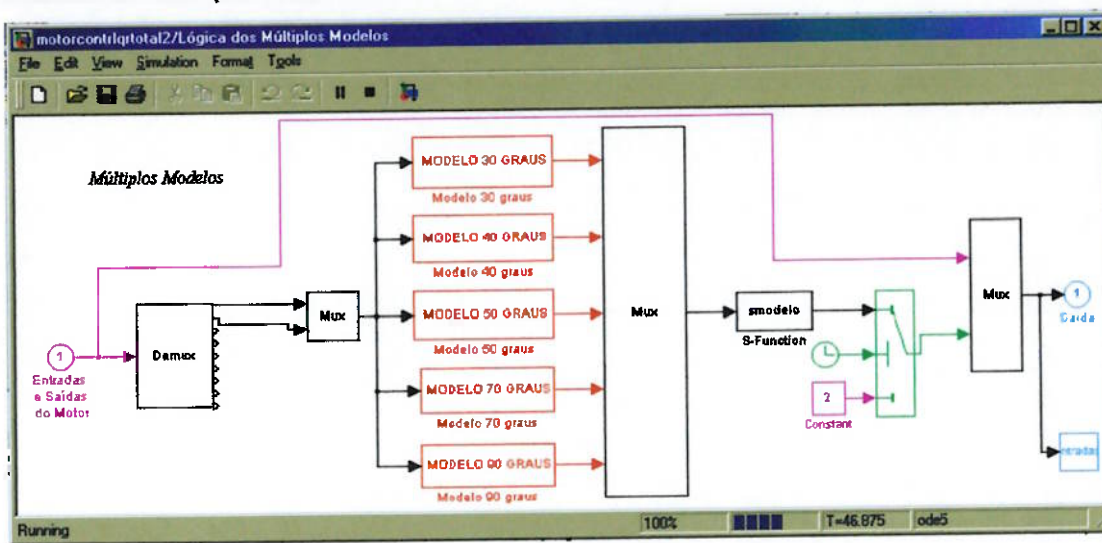


Figura 8.2 – Diagrama dos Múltiplos modelos do Simulink

O desvio em relação a mistura estequiométrica é a relação na saída do motor ( $\phi_{out}$ ), que será checada pelo sensor lambda. O cálculo de  $\phi_{out}$  é feito com as matrizes A, B, C e D de cada modelo do controlador tomando os valores de ignição e injeção do motor subtraídos pela referência do modelo. A figura 8.3 mostra o esquema montado em Simulink.

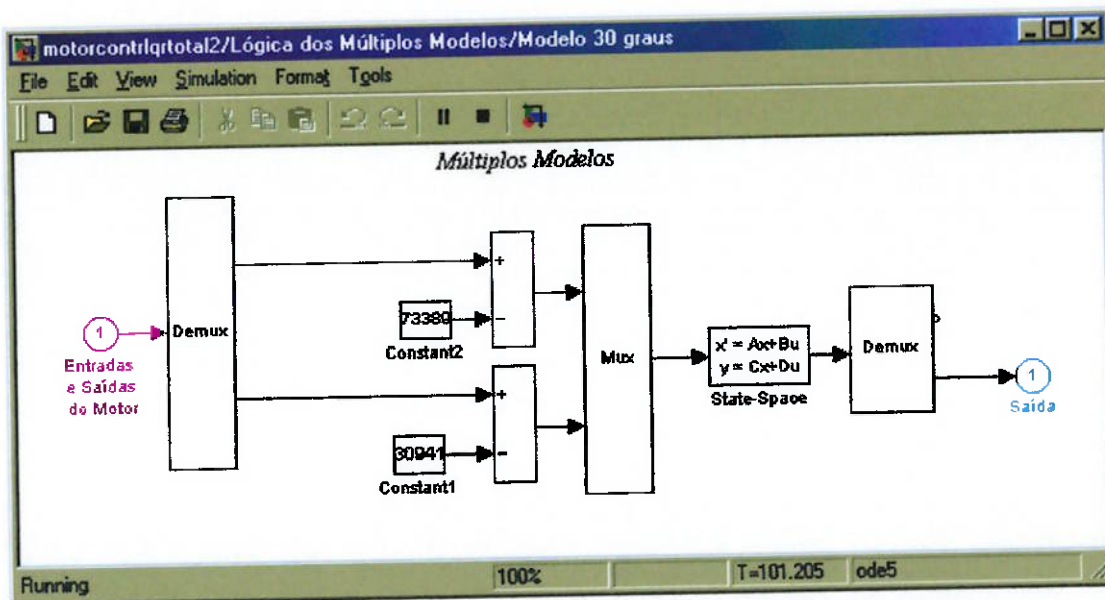


Figura 8.3 – Diagrama de cálculo do erro em relação a mistura estequiométrica

## 9 Resultados dos Múltiplos Modelos

A seguir seguem os resultados das simulações das três diferentes estratégias de Múltiplos Modelos. Todas as estratégias de Múltiplos Modelos demonstraram bons resultados quando o ângulo da válvula borboleta se mantém inalterado (o que não é um transitório), logo estes não serão mostrados por não haver variações significativas nos valores de saída. Os resultados dos diversos transitórios simulados estão disponíveis na forma de gráfico, onde podem ser visualizados a variação na injeção (kg/s), a variação da mistura ar/combustível em relação a mistura estequiométrica tanto na entrada quanto na saída do motor e a rotação (rpm). Em alguns casos também serão mostrados o comportamento do ângulo de abertura da válvula borboleta (em graus), a eficiência indicada do motor, a pressão no coletor e o avanço de ignição, para um melhor entendimento sobre a dinâmica do motor.

Cada estratégia será demonstrada separadamente com comentários sobre cada simulação.

Nos gráficos a relação ar/combustível na entrada e na saída do motor está normalizada em torno do valor estequiométrico.

## 9.1 Chaveamento dos controladores baseado na pressão do coletor

Nesta estratégia os modelos são trocados conforme a pressão do coletor. O setpoint do controlador é definido conforme o valor do pedal. O uso de setpoint variável não acarretou em benefícios, porém o uso do saturador de injeção mostrou melhores resultados (uma vez que validou fisicamente os resultados ).

### 9.1.1 Simulação 30 para 40 graus:

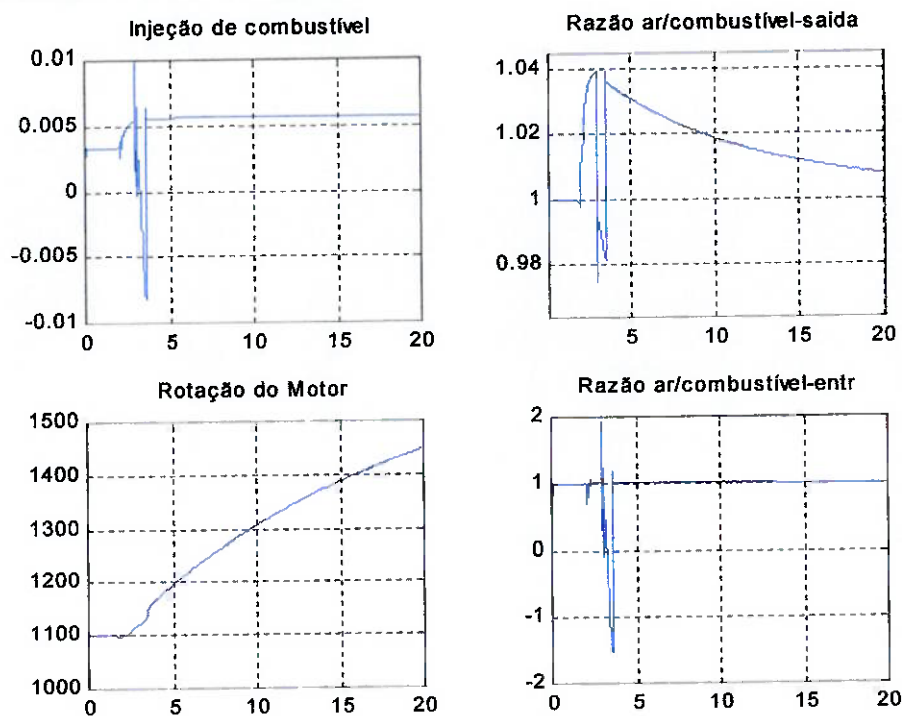


Figura 9.1 - Simulação 30 para 40 com estratégia baseada na pressão:

Esta simulação indica que o controlador LQR – Múltiplos Modelos consegue manter a mistura ar/combustível próximo ao valor estequiométrico tanto na entrada como na saída do motor. Pode-se observar que o valor de injeção (em kg/s) assume valores negativos, o que é fisicamente impossível. A partir deste modelo foi construído um saturador para o valor da injeção fornecido pelo controlador. No caso desses serem impraticáveis o saturador entre em ação.

### 9.1.2 Simulação 30 para 40 graus com setpoint variável:

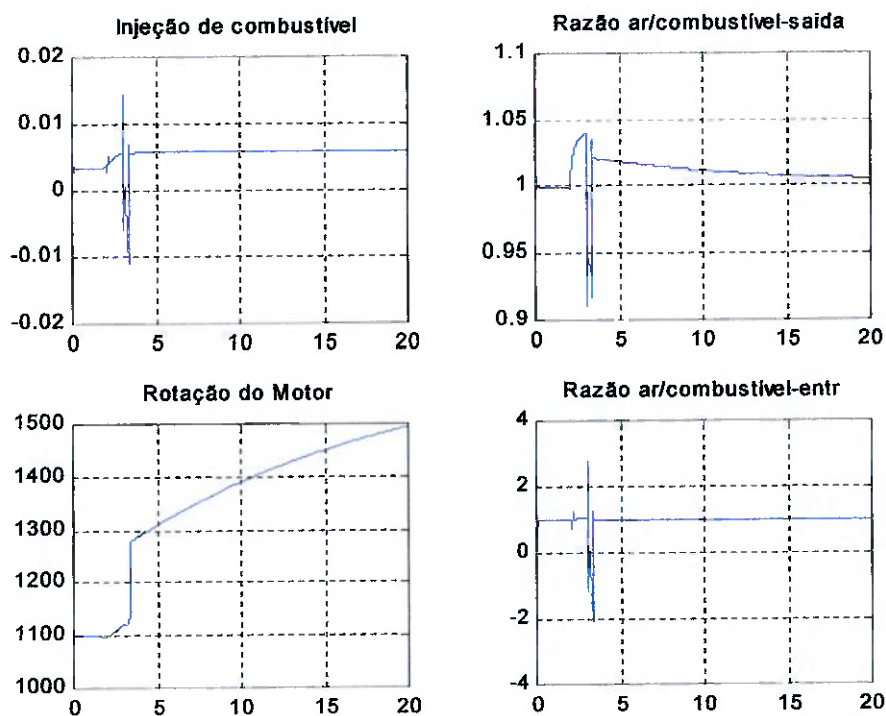


Figura 9.2 - Simulação 30 para 40 graus com estratégia baseada na pressão com setpoint variável

Uma das idéias de estratégia de controle era variar o valor do setpoint conforme as condições do controlador e do motor e não somente as condições do motor. Os resultados além de mostrarem os mesmos problemas em relação a injeção de combustível, demonstram comportamentos inviáveis no motor como um pico instantâneo da rotação (deve-se lembrar que o motor possui uma alta inércia e está acoplado a um dinamômetro). Por estes motivos a idéia de se implementar uma lógica de setpoint variável foi abandonada nesta estratégia.

### 9.1.3 Simulação 30 para 70 graus com saturador de injeção:

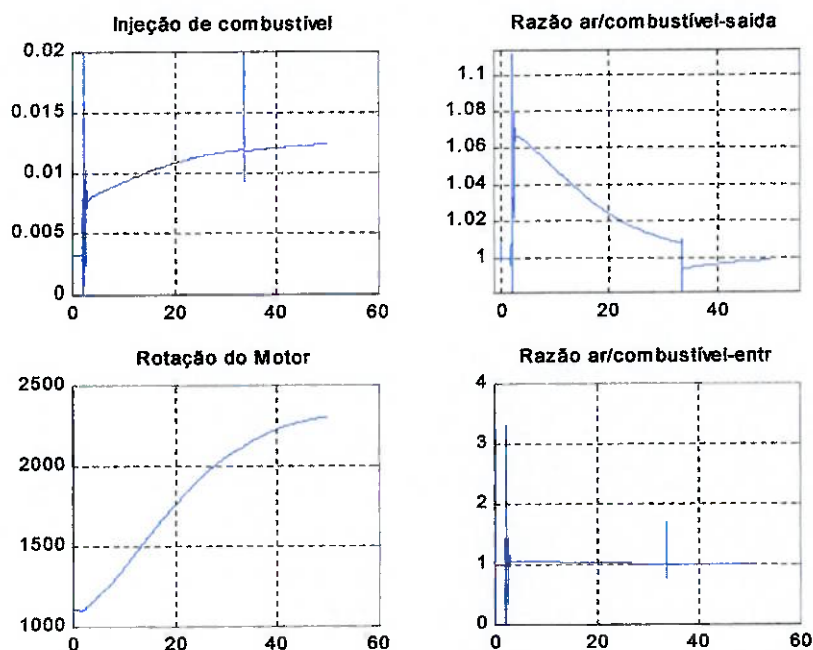


Figura 9.3 – Simulação 30 para 70 graus com estratégia baseada na pressão com saturador

Esta simulação é de um transitório severo no ângulo de abertura da válvula borboleta. Como pode-se ver no gráfico do valor de injeção o saturador entra em ação porém não impede que o controlador estabilize o motor em torno da mistura estequiométrica. Os picos de injeção afetam diretamente a razão ar/combustível na entrada porém não o da saída, estes picos de injeção indicam que o controlador está trocando de modelo do controlador. Apesar de ser um transitório severo o controlador LQR – Múltiplos Modelos consegue manter a mistura ar/combustível próximo ao valor estequiométrico tanto na entrada como na saída do motor após a estabilização. O desvio de 6% em relação a mistura estequiométrica é considerado razoável, o problema é o tempo de convergência que é alto se for considerada a aplicação do motor (frota urbana de ônibus, onde os transitórios são muito mais frequentes).

## 9.2 Chaveamento dos controladores baseado na rotação do motor

Nesta estratégia os modelos são trocados conforme a rotação do motor. O setpoint do controlador é definido conforme o valor do pedal e o modelo utilizado pelo controlador. Devido a pequenas quedas na rotação durante a troca de modelos do controlador foi implementado um filtro na lógica de chaveamento do modelo do controlador. Esse filtro é baseado no sentido da rotação.

### 9.2.1 Simulação 40 para 50 graus:

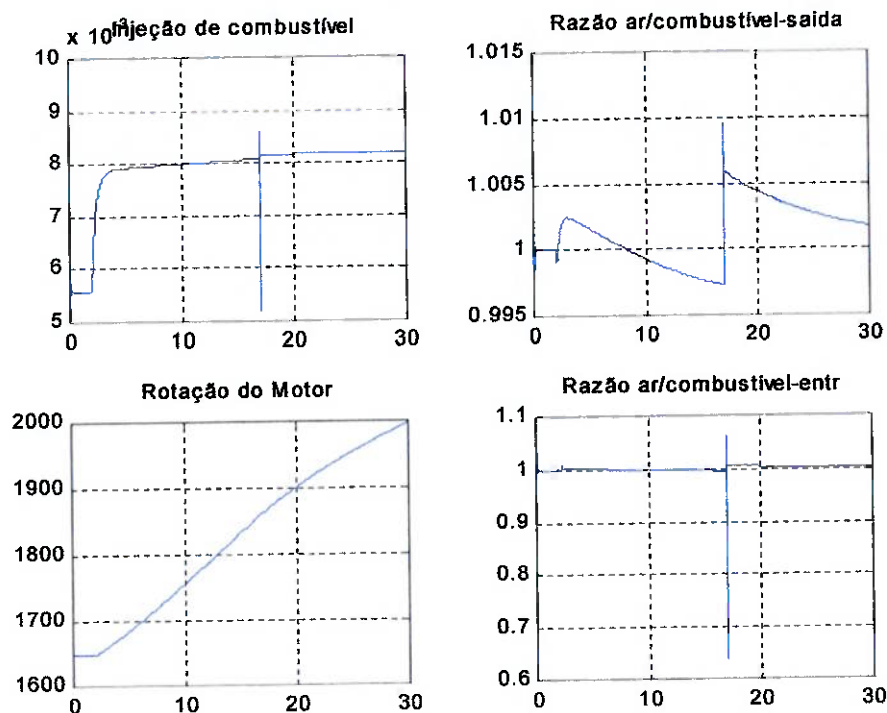


Figura 9.4 – Simulação entre 40 e 50 graus com estratégia baseada na rotação

As simulações em torno 50 graus com a estratégia baseada na rotação demonstraram bons resultados como pode ser visto acima. O pico de injeção significa a troca de modelo do controlador. No caso deste transitório em particular a razão ar/combustível na saída se manteve dentro dos parâmetros do projeto desviando menos de 1% em relação a mistura estequiométrica.

### 9.2.2 Simulação 30 para 50 graus:

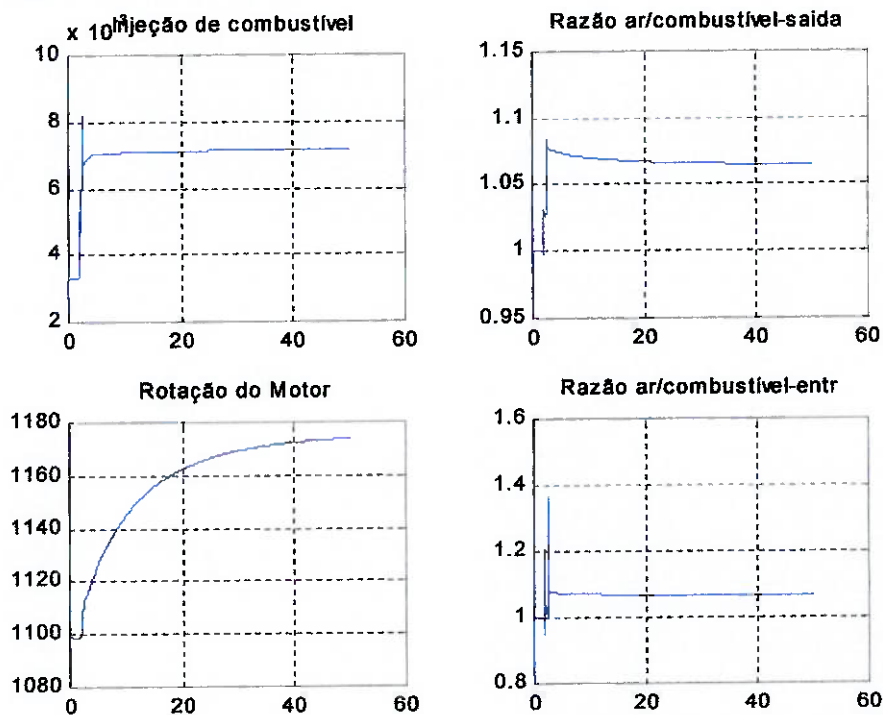


Figura 9.5 – Simulação entre 30 e 50 graus com estratégia baseada na rotação

Esta simulação demonstra a fragilidade desta estratégia quando o controlador enfrenta transitórios superiores a 10 graus com a válvula borboleta com uma abertura de 30 graus. Os valores obtidos são ruins, pois a rotação do motor se encontra em um valor muito abaixo do esperado (2200rpm)., assim como o valor da razão ar/combustível tanto na entrada como na saída do motor que se encontra 7% fora do valor desejado mesmo depois de estabilizado (valor fora da faixa aceitável).

O próximo gráfico mostra algumas outras variáveis do motor que permitem uma melhor análise do acontecido.

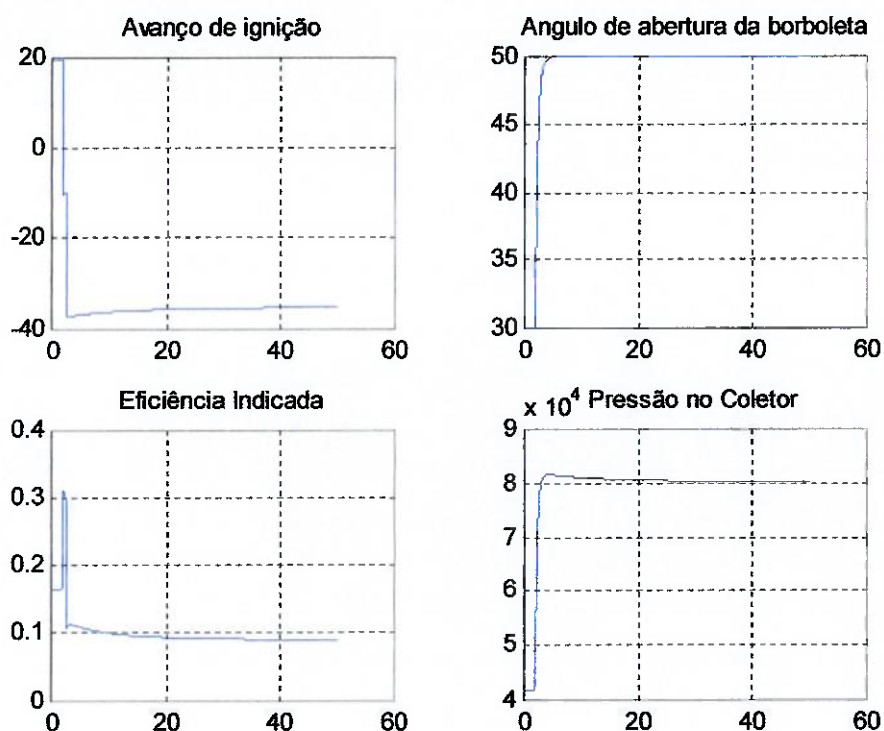


Figura 9.6 – Simulação entre 30 e 50 graus com estratégia baseada na rotação

Uma explicação para a baixa rotação está na eficiência indicada, conforme pode ser visto no gráfico. Como o torque indicado no eixo do motor depende diretamente da eficiência indicada:

$$T_{ind} = 4 \cdot 10^{-7} \cdot \dot{m}_v \cdot E_f \cdot 1/n$$

Quando a eficiência diminui o torque gerado também diminui. Levando em conta que as forças de resistência ao movimento se mantêm inalteradas, a rotação de estabilização consequentemente diminui.

### 9.2.3 Simulação 40 para 70 graus :

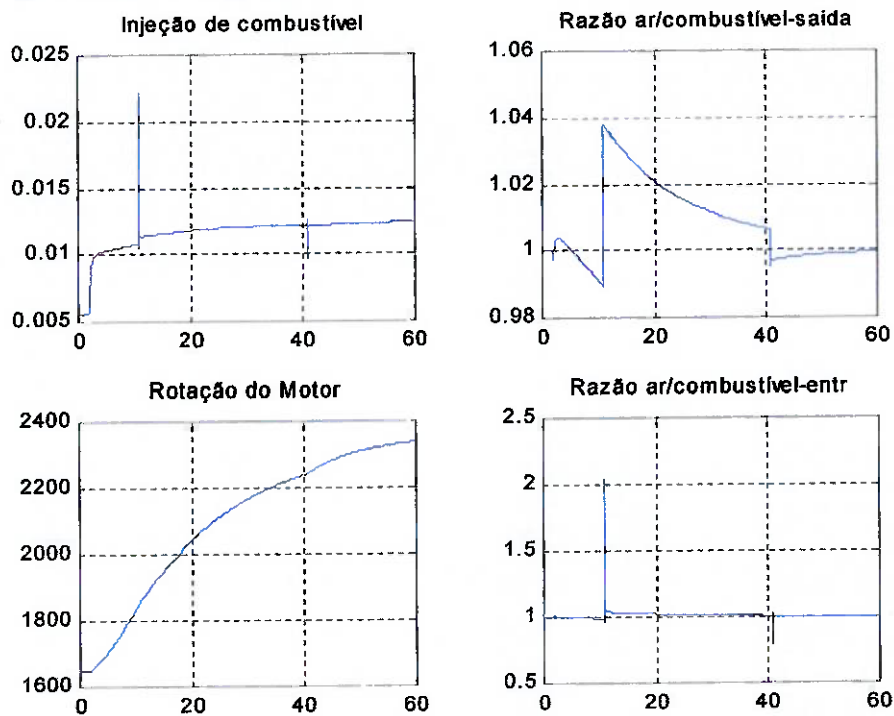


Figura 9.7– Simulação entre 40 e 70 graus com estratégia baseada na rotação

Esta simulação é de um transitório severo no ângulo de abertura da válvula borboleta. Os picos de injeção demonstram os pontos de troca de modelo do controlador. Apesar de ser um transitório severo o controlador LQR – Múltiplos Modelos consegue manter a mistura ar/combustível próximo ao valor estequiométrico tanto na entrada como na saída do motor após a estabilização. O desvio de 4% em relação a mistura estequiométrica é considerado bom, o problema, como na estratégia baseada na pressão, é o tempo de convergência que é também é alto.

Dentro da faixa de convergência, a estratégia baseada na rotação apresenta, em geral, melhores resultados do que aqueles encontrados na estratégia baseada na pressão. Uma possível melhoria a ser feita é a construção de mais um modelo de controle para um ângulo de abertura de 35 graus, região em que se encontram os maiores problemas de instabilidade.

### 9.3 Chaveamento dos controladores baseado em índice de desempenho

Nesta estratégia os modelos são simulados em paralelo e aquele que apresentar o melhor índice de desempenho é escolhido pelo controlador. Como todos modelos são simulados em paralelo a simulação se torna mais lenta porém os resultados são os melhores entre os três métodos.

#### 9.3.1 Simulação 40 para 70 graus:

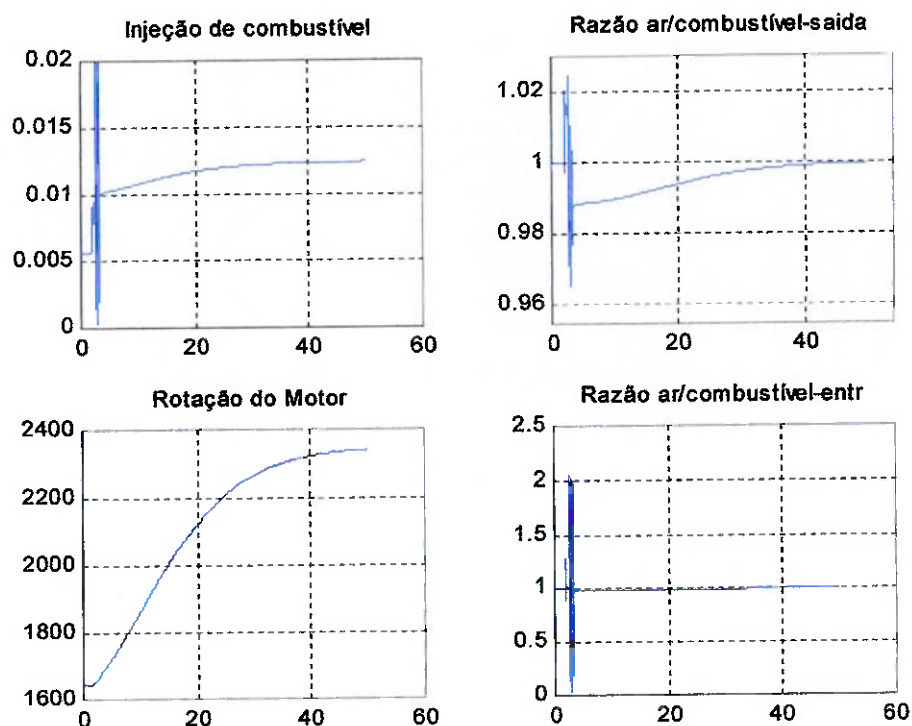


Figura 9.8– Simulação entre 40 e 70 graus com estratégia baseada na índice de desempenho

Esta simulação é de um transitório de 30 graus no ângulo de abertura da válvula borboleta. Como pode-se ver no gráfico do valor de injeção o saturador também entra em ação. Analogamente às outras estratégias, os picos de injeção afetam diretamente a razão ar/combustível na entrada porém não o da saída. Pode-se notar que após uma certa variação inicial da saída do controlador (injeção de combustível) não ocorrem outras grandes variações. A estratégia baseada no índice de desempenho para o LQR – Múltiplos Modelos consegue manter a mistura ar/combustível próximo ao valor estequiométrico de uma maneira muito mais rápida do

que as estratégias, demorando apenas 0.6s para que a razão ar/combustível na saída entre dentro da faixa de 1% em relação a mistura estequiométrica. O desvio de 2.5% em relação a mistura estequiométrica é considerado baixo, podendo ser comparado aos resultados obtidos pelo GPC – Múltiplos Modelos. Como nas outras estratégias o tempo de convergência é alto se for considerado uma tolerância menor do 1% em relação ao valor estequiométrico.

### 9.3.2 Simulação 70 para 50 graus:

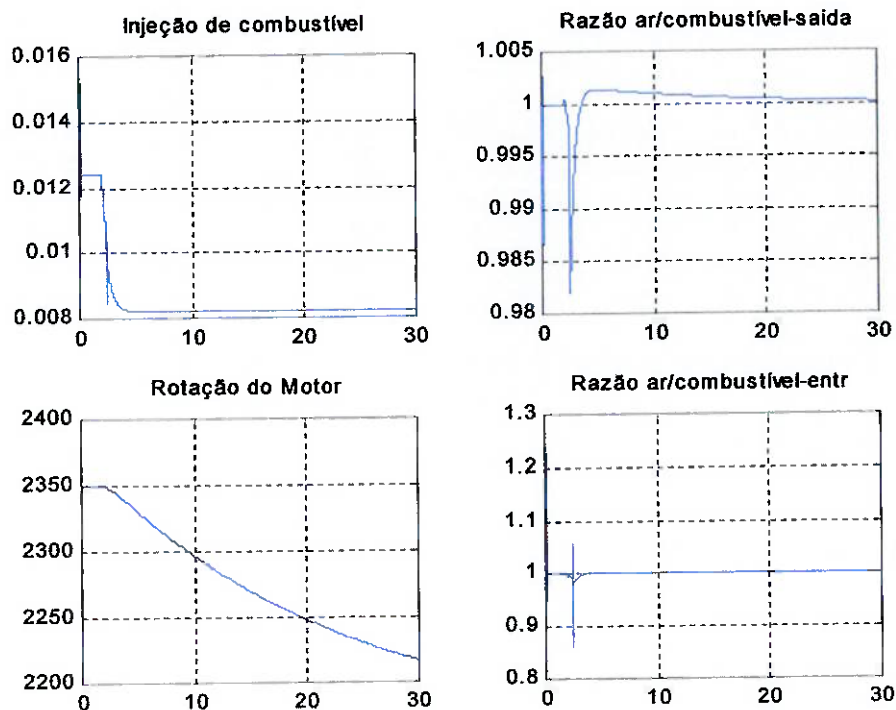


Figura 9.9– Simulação entre 70 e 50 graus com estratégia baseada na índice de desempenho

Esta simulação foi feita para uma comparação com os resultados obtidos no GPC – Múltiplos Modelos. Neste caso de transitório e considerando-se a faixa de tolerância de 1% em relação, O LQR – Múltiplos Modelos com estratégia baseada em índice de desempenho consegue um desempenho melhor ou igual, em alguns parâmetros, do que o GPC - Múltiplos Modelos. O overshoot do LQR é de apenas 1.7% enquanto no do GPC é de 3%, o tempo de resposta para que a razão ar/combustível na saída entre dentro da faixa de 1% é semelhante em ambos os

casos. Deve-se lembrar também que o tempo de simulação usando o LQR – Múltiplos Modelos é menor do que o do GPC - Múltiplos Modelos.

### 9.3.3 Simulação 30 para 90 graus:

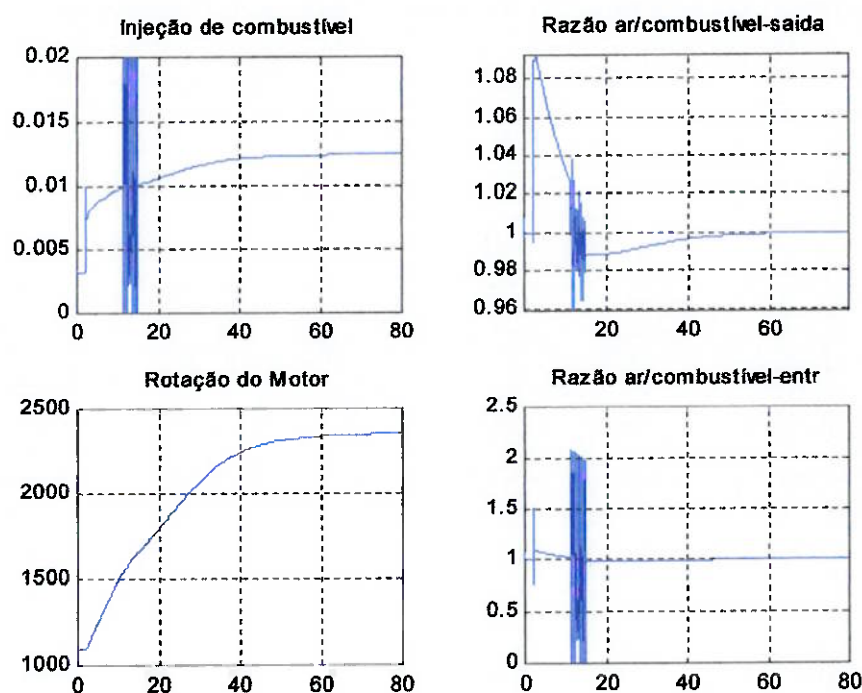


Figura 9.10– Simulação entre 30 e 90 graus com estratégia baseada na índice de desempenho

Esta ultima simulação foi feita para verificar-se a robustez do LQR – Múltiplos Modelos com estratégia baseada em índice de desempenho. O transitório acima abrange todos os modelos do motor e representa um grande desafio de controle, pois este transitório é altamente não linear. O overshoot de 9% e o tempo de convergência de 20s para se entrar na faixa de 1% de desvio estequiométrico são superiores do que o transitório análogo controlado pelo GPC, porém demonstram a robustez do controlador LQR para grandes transitórios.

## 10 Observações sobre os resultados obtidos

A estratégia dos Múltiplos Modelos acoplada ao GPC mostrou ser uma técnica muito promissora embora sua implementação prática dependa de processadores com alta capacidade de processamento. Isto se deve ao fato das melhores simulações demorem 50 segundos para cada segundo simulado. Deve-se lembrar que o simulador está montado no MatLab e uma aplicação pratica seria seguramente mais rápida caso implementado em alguma linguagem mais básica.

A análise de perturbações feita em alguns dos parâmetros do motor a gás natural mostrou que o GPC possui robustez satisfatória.

Os resultados de simulação alcançados demonstram que é possível controlar transitórios severos em um motor a gás natural em curtos intervalos de tempo com pequenas excursões fora dos valores nominais de operação usando o controlador GPC.

O controlador LQ atendeu as expectativas para qual foi criado. As simulações realizadas utilizando o controlador LQ, com a nova planta, foram cerca de 5 vezes mais rápidas do que as simulações com o controlador GPC. A relação entre o tempo de simulação/ tempo real ficou em torno de 1 para 7 nos melhores casos.

Se levarmos em conta que a aplicação deste controlador destina-se à frota urbana de ônibus, onde os transitórios devido a constantes acelerações e desacelerações são muito freqüentes, o controlador LQ possui um tempo de estabilização alto.

Deve-se lembrar o LQR foi linearizado em torno de um ponto de operação (50 graus de abertura da válvula borboleta) e não se mostrou eficiente na realização de grandes transitórios ou perturbações no sistema. Isso se explica porque essas variações representam uma mudança no sistema, o modelo então perde sua validade. Por este motivo foi feita a construção do controlador LQR com Múltiplos Modelos.

O controlador LQR - Múltiplos Modelos com a estratégia de chaveamento de modelos baseada em índice de desempenho mostrou bons resultados tanto na questão de controle da mistura ar/combustível quanto no tempo de convergência para faixa de 1% em torno da mistura estequiométrica. Os resultados, de maneira geral, podem até ser comparados com a combinação GPC - Múltiplos Modelos, com a vantagem de se possuir um menor tempo de simulação. O menor tempo de simulação significa maiores chances de se implementar o controlador.

As outras duas estratégias de chaveamento do LQR - Múltiplos Modelos também mostraram bons resultados quanto a questão de controle de emissões de poluentes (dado pelo controle da mistura ar/combustível). Enquanto o tempo de convergência em alguns transitórios se mostrou alto para aplicação, conforme já discutido.

Uma melhoria a ser realizada no controlador LQ em trabalhos futuros é a implementação do efeito de uma variável externa no sistema de controle, que no caso estudado é representada pela posição válvula borboleta. A variação da válvula borboleta entraria no sistema como uma perturbação externa que não foi modelada no projeto deste controlador LQ.

## 11 Conclusões

As melhorias realizadas no simulador foram úteis não somente para melhor conhecimento do trabalho já desenvolvido, mas também para contato com formas mais complexas de modelagem. Esse contato serviu como uma extensão das disciplinas estudadas durante a graduação.

O início do desenvolvimento do controlador (item 6.1) mostrou a importância de planejamento e possibilidade de falha em um projeto de engenharia. O presente aluno aprendeu bastante com esse fato.

O desenvolvimento do controlador LQ preencheu a maior parte do trabalho realizado durante o período deste trabalho, nele foram enfrentadas as maiores dificuldades e obtidos os melhores resultados.

A obtenção das equações diferenciais e do sistema linear foram de grande dificuldade devido a forma como o sistema se encontrava. A construção das funções analíticas que substituem os mapas do motores também tomaram bastante tempo até a definição do melhor método de representação dos mapas. Se observarmos os resultados das simulações obtidos, esses esforços se justificaram após a construção do sistema linear com o controlador LQ e ressaltam a importância do planejamento em qualquer projeto. Falta implementação de uma perturbação externa no sistema linear para que se possa obter um controlador LQ mais requintado.

A eficiência da combinação dos Múltiplos Modelos com o LQR foi verificada, permitindo o controle de uma planta que é altamente não linear (motor de combustão interna) por uma série de modelos que trabalham em regiões lineares. A estratégia de chaveamento por índice de desempenho permitiu a otimização do desempenho do controlador, atendendo de maneira satisfatória os requisitos deste problema de controle.

Quanto a problemas de controle foi observada a importância de se possuir um bom modelo, dado que este é a representação da realidade e a base de todo o trabalho de controle.

## 12 Bibliografia

Athans, M. The Role of Modern Theory for Automotive Engine Control. SAE paper 780852, 1978.

Bereczky,A. and Cano-Wolf,M. and Hegedus,G. and Meggyes,A. and Penninger,A. Modelling NOx Emission of Spark Ignition Engines} Proceedings of the Conference on Mechanical Engineering, GEPESZET'98, Part 2, May 28-29, 1998

Bidan,P. and Boverie,S. and Chaumerliac,V. Nonlinear Control of a Spark-Ignition Engine}, IEEE Transactions on Control Systems Technology, V.3 No.1 March 1995

Bidan,P. and Boverie,S. and Marpinard,J.C. State feedback linearizing control: application to an engine car}, IFAC 12th Triennial World Congress, V.1, pages 373-376,1994

Botsaris, P.N and Polyhroniadis, A. Microprocessor controlled exhaust gas lambda sensor. Democritus University of Thrace, Electrical Engineering and Computer Engineering Department, Mechanical Engineering Laboratory, Xanthi, Greece

Butts,K.R. and Sivashankar,N. and Sun,J. Application of  $H_1$  Optimal Control to the Engine Idle Speed Control Problem} IEEE Transaction on Control Systems Technology, Vol.7,No. 2,march 1999.

Carnevale,C. and Hadji,M. Cylinder to Cylinder AFR Control with an Asymmetric Exhaust Manifold in a GDI System}, International Congress and Exposition, Detroit USA, Feb. 1998,SAE paper 981065

Chow,A. and Wyszynski,M.L. Thermodynamic Modelling of Complete Engine System - a review}, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Automobile Engineering Vol. 213, No. D4 1999.

Copp,D.G. and Burnham,K.J. and Lockett,F.P. Model Comparison for Feedforward Air/Fuel Ratio Control}, IEE Conference Publication Proceedings of the 1998 International Conference on Control. Part 1,No. 455, Sep 1-4 1998.

Dickey,D.W. and Ryan,T.W. and Matheaus,A.C. NOx Control in Heavy-Duty Engines - What is the Limit ?},International Congress and Exposition, Detroit, USA, Feb. 1998,SAE paper 980174

Facciolo, F. and Quelenis, ° Automotive Drive-by-Wire system. Congresso da Associação de Engenharia Automotiva, São Paulo, 1995.

Fleury,A.T. and Freitas Jr, Projeto de Controladores GPC para Controle da Relação Ar/Combustível em Motores de Combustão Interna Movidos a Gás Natural}, Trabalho aprovado para apresentação no Conem2000 - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal, Agosto, 2000.

Fleury,A.T. and Freitas Jr,F.S. and Lopes,J.A. A comparison between Different Generalized Predictive Control Strategies for Air/Fuel Ratio Control in Natural Gas Internal Combustion Engines}, Eurodiname'99 Proceedings of the Dynamic Problems in Mechanics and Mechatronics, Reims, Germany,pages 63-69, 1999

Fleury,A.T. and Lopes,J.A. Considerações sobre as abordagens de controle ao problema da redução de emissões em motores de combustão interna a gás natural}, 10º Congresso Brasileiro de Automática, pages 488-493, Anais 1994

Fleury,A.T. and Yoshino,F.I. and Hayashi,F. Natural Gas Internal combustion engines control using predictive controllers and multiple models}, DINAME99/8th International Conference on Dynamic Problems of Mechanics, Rio de Janeiro 1999

Gabrielli, M. F. Análise e Simulação de Sistemas Controlados de Injeção e Avanço de Ignição para Motores de Combustão Interna a Gás Natural - Trabalho de Formatura, 1994

Glass,J.W. and Franchek,M.A. NARMAX Modeling and Robust Controller Design for Internal Combustion Engines}, ASME Dynamic Systems and Control Division, International Mechanical Engineering Congress and Exposition, V.61, Nov. 1997

Green,C.J. and Wallace,J.S. Electrically actuated injectors for gaseous fuels}, Society of Automotive Engineers SAE paper 892143,1989

Gregasz,A. and Bruller,P. and Meggyes,A. and Penninger,A. Influence of the Eletronic Control to the Internal Combustion Engines} Proceedings of the Conference on Mechanical Engineering, GEPESZET'98, Part 2, May 28-29, 1998

Guzzella,L. and Amstutz,A. Control of Diesel Engines} IEEE Control Systems Magazine Vol. 18,No. 5,pages 53-71, October 1998.

Hedrick,J.K. and Choi,S.B. An Observer-Based Controller Design Method for Improving Air/Fuel Characteristics of Spark Ignition Engines}, IEEE Transactions on Control Systems Techonology, V.6, No.3 may 1998

Hedrick,J.K. and Choi,S.B. and Won,M. Air-to-Fuel Ratio Control of Spark Ignition Engines Using Gaussssian Network Sliding Control} IEEE Transaction on Control Systems Technology, Vol.6.,No. 5,september 1997.

Hedrick,J.K. and Won,M. and Choi,S. Air-to-Fuel Ratio Control of Spark Ignition Engines using Gaussian Network Sliding Control} IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 6, No. 5, Sep 1998.

Hendricks,E. and Sorenson,S.C. Mean value modelling of spark ignition engines}, Society of Automotive Engineers SAE paper 9006161,1990

Heywood,J.B. Internal combustion engine fundamentals}, McGraw-Hill 1988

Izuka,J.H. e Gramigna,W.A.S. Introdução de modelo de turbocompressor, sensor lambda e recirculação de gases de escape para avaliação de estratégias de controle em um motor de combustão interna a gás}, Trabalho de graduação, Parte I. Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP Junho 1998, 25p.

Jones,V.K. Identification and air-fuel ratio control of a spark ignition engine}, IEEE Transaction on Control System Techonology,V.3, No.1,pages 14-21, March 1995

Kao,M. and Moskwa,J.J. Turbocharger Diesel Engine Modeling for Nonlinear Engine Control and State Estimation}, Transactions of the ASME,V.117 March 1995

Kao,M.H. and Moskwa,J.J. Nonlinear Diesel Engine Control and Cylinder Pressure Observation}, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, V.117, No.2, June 1995

Kim,Y.W. and Rizzoni,G. and Utkin,V. Automotive Engine Diagnosis and Control via Nonlinear Estimation}, IEEE Control Systems Magazine Vol. 18,No. 5,pages 84-99, October 1998.

KLIMSTRA, J. Carburettors for gaseous fuels - on air-to-fuel ratio, homogeneity and flow restriction. SAE paper 892141. 1989.

Lee,B.J. and Kim,Y.W. and Cho,D. Engine throttle control using anticipatory band in the sliding phase}, IEEE Transactions on Control Systems Technology, V.1 n.4, pages 280-284, December 1994

Leonhardt,S. and Muller,N. and Isermann,R Methods for Engine Supervision and Control Based on Cylinder Pressure Information}, IEEE/ASME Transaction on Mechatronics, Vol.4 No.3 September 1999

Lopes,J.A. Um controlador preditivo generalizado (GPC) aplicado ao problema de controle da relação ar-combustível em motores ciclo Otto, operando com gás natural, com vistas em redução de emissões}, Dissertação de Mestrado, 1996

Lopes,J.A. and Fleury,A.T. A dynamic model for fuel injection/ignition control of natural gas internal combustion engines}, 5th Diname-Simposium on Dynamic Problems of Mechanics, pages 57-60 1995

Lopes,J.A. and Fleury,A.T. and Moscati,N.R. and Nigro,F.E.B. and Trielli,M.A. Modeling and Simulation Results for a Natural Gas Internal Combustion Engine Coupled to a Hydraulic Dynamometer}, J. of the Brz. Soc. Mechanical Sciences, 1997

Lueders,H. and Stommel,P. Diesel Exhaust Treatment-New Approaches to Ultra Low Emission Diesel Vehicles, International Congress and Exposition, Detroit, USA, March 1999.

Moskwa,J. and Wang,W. and Bucheger,D. New Methodology for Engine Diagnostics and Control Utilizing Synthetic Engine variables: Theoretical and Experimental Results} DSC Dynamic Systems and Control Division Proceedings of the 1998, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Nov

Moskwa,J.J. Sliding mode control of automotive engines, Transactions of the ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, V.114, pages 278-285,June 1992

Moskwa,J.J. and Hedrick,J.K. Modeling and Validation of Automotive Engines for Control Algorithm Development}, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, V.114, No.2 pp 278-285, June 1992.

Moskwa,J.J. and Weeks,R.W. Automotive Engine Modeling for Real-Time Control Using Matlab/Simulink}, Society of Automotive Engineers SAE paper 950417,1995

Powell,J.D. and Fekete,N.P. and Chang,C.F. Observer-Based Air-Fuel Ratio Control},IEEE Control Systems Magazine Vol. 18,No. 5,pages 72-83, October 1998.

Safari-Shad ,N. and Takabe,M. Refined Robust Stability Analysis of a Spark Ignition Engine Model} IEEE Transaction on Control Systems Technology, Vol.5,No. 2,march 1997.

Serrano,J.R. and Payri,F. and Reyes,E. A Model for Load Transients of Turbocharged Diesel Engines}, International Congress and Exposition, Detroit, USA, March 1999.

Shayler,P.J. and Chick,J. and Darnton,N.J. and Eade,D. Generic function for fuel consumption and engine-out emissions of HC,CO and NO<sub>x</sub> of spark-ignition engines}, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Automobile Engineering Vol. 213, No. D4 1999.